

# СЕКЦІЯ 3 | Прикладна гідроаеромеханіка та мехатроніка

УДК 681.121

**Коробко І.В., д.т.н., проф., Рак А.М., Кроте́вч В.В.**  
НТУУ "Київський політехнічний інститут", м. Київ, Україна

## **ОЦІНЮВАННЯ ПАРАМЕТРІВ РОБОЧОГО СЕРЕДОВИЩА ПРИ ОБЛІКУ ПРИРОДНОГО ГАЗУ ТУРБІННИМИ ВИМІРЮВАЛЬНИМИ ПЕРЕТВОРЮВАЧАМИ**

У вітчизняній та світовій метрологічній практиках для вирішення цілого спектру задач реєстрації об'єму та об'ємної витрати газу широкого застосування набули турбінні вимірювальні перетворювачі витрати завдяки їх високій точності, відносно малій інерційності та нескладній конструкції. Засоби комерційного обліку природного газу, як правило, калібрують на метрологічних стендах із використанням в якості робочого середовища повітря при тиску близькому до атмосферного, а застосовуються для обліку природного газу із різними значеннями тиску, що зазвичай значно перевищує величину атмосферного.

Фізичні відмінності властивостей повітря і природного газу та умов калібрування і застосування приладів є причиною додаткових невизначеностей результатів вимірювання об'єму та об'ємної витрати природного газу.

У міжнародній метрологічній практиці існує ряд нормативних документів, що жорстко регламентують вимоги до калібрування лічильників турбінного класу. Варто зазначити, що цей документ імплементовано в Україні і діє як національний стандарт. В першу чергу ці вимоги викликані тим, що експлуатаційні (в тому числі метрологічні) характеристики лічильників газу турбінного класу залежать від його конструкції, тиску та витрати вимірюваного середовища, що пов'язано зі змінами його інерційних властивостей, серед яких важливе значення мають зміни густини та динамічної в'язкості

На сьогодні в Україні випробування та калібрування лічильників турбінного класу за умов їх експлуатації при робочому тиску вимірюваного середовища, вище 0,4 МПа повинні виконуватися за тиску робочого середовища, близького до передбачуваного робочого тиску при його експлуатації.

У доповіді наведено результати дослідження модернізованого лічильника природного газу турбінного класу, каліброваного на робочому середовищі – природний газ і повіреного на робочому середовищі – повітрі за атмосферного тиску, а також розроблення комплексного показника подібності газових потоків при калібруванні приладів турбінного класу на повітрі і застосуванні їх у реальних умовах експлуатації із плинним природним газом на підґрунті гідрогазодинамічної теорії.

Модернізація полягала у заміні стандартного механічного відлікового пристрою електронним сенсором положення ЧЕ, що забезпечило перетворення кутової швидкості його обертання у цифровий кодовий сигнал. При цьому геометричні параметри ЧЕ та конфігурація проточної частини вимірювальної камери не змінювалися. Таке технічне рішення надало можливість розвантажити ЧЕ шляхом нівелювання впливу гальмівного моменту кінематики відлікового механізму та отримувати вихідну інформацію у цифровому вигляді, що разом з електронним блоком лінеаризації було використано для коригування коефіцієнту перетворення у всьому динамічному діапазоні вимірювання.

Для поглибленого аналізу модернізованого лічильника було використано безрозмірний комплекс подібності, складений на основі розробленої математичної моделі із врахуванням реальних конструктивних розмірів ЧЕ та вимірювальної камери.

Проведені дослідження лічильника газу з електронним інтегральним датчиком положення ротора ЧЕ показали монотонність та лінійність характеристики перетворення при невеликому систематичному відхиленні в сторону завищення для каліброваного діапазону швидкостей обертання ЧЕ. При застосуванні для вимірювання об'єму та об'ємної витрати природного газу лічильника каліброваного з робочим середовищем – повітря - для знаходження градууювальної характеристики можна використовувати запропонований критерій подібності побудований на підґрунті критерію Рейнольдса.

Запропонований підхід дозволяє із високою точністю прогнозувати метрологічні характеристики лічильників турбінного класу для різних газових вимірювальних середовищ, базуючись на результатах калібрування на будь-якому з них.

*Ключові слова: природний газ, вимірювання, калібрування, перетворювачів витрати, метрологічні характеристики.*

---

УДК 621.9.048.6

Луговський О.Ф., д.т.н., проф., Мовчанюк А.В., к.т.н., доц., Берник І.М., к.т.н., доц.  
НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

## УЛЬТРАЗВУКОВА КАВІТАЦІЯ В СУЧАСНИХ ТЕХНОЛОГІЯХ

Ультразвукова кавітація виникає в рідинах при збудженні ультразвукової хвилі. Кавітаційні бульбашки утворюються в фазі розрідження, а схлопування бульбашок відбувається в фазі стиснення після одного або декількох пере коливань. При схлопуванні кавітаційних бульбашок виникають аномально високі тиски та температури, утворюються мікротечії, ударні хвилі та кумулятивні мікрострумені. Вказані фізичні ефекти широко використовуються в технологічних процесах. Специфіка виникнення ультразвукової кавітації свідчить про можливість її виникнення як в рухомій, так і в нерухомій рідині, що значно розширює коло можливих технологічних застосувань.

На основі ефектів, що супроводжують явище ультразвукової кавітації, розроблено технологічні процеси знезараження рідких середовищ, перемішування, дегазації, очищення твердих та еластичних поверхонь, диспергування твердих матеріалів та дрібнодисперсне розпилювання рідин, екстрагування та багато інших. Вказані технологічні процеси вимагають створенні відповідного ультразвукового кавітаційного обладнання, яке забезпечує введення в рідину ультразвукових коливань з інтенсивністю від  $0,5 \text{ Вт/см}^2$  до  $150 \text{ Вт/см}^2$ . Ефективність ультразвукового кавітаційного обладнання, перш за все, залежить від втрат ультразвукової енергії при введенні коливань в рідину. Втрати починають суттєво зростати вже при інтенсивності більшою за  $10 \text{ Вт/см}^2$  у зв'язку з утворенням на випромінюючій поверхні парогазового кавітаційного прошарку, який поглинає та розсіює ультразвук. Тому в сучасному ефективному технологічному обладнанні високий рівень інтенсивності коливань забезпечують завдяки застосуванню фокусуючих властивостей кавітаційних камер та акустичних рідинних трансформаторів тиску. В проточних кавітаційних камерах в залежності від вимог технологічних процесів збуджують або радіальні, або радіально-згинальні коливання, що дозволяє утворити або локальну область інтенсивного ультразвуку, або дифузне звукове поле для рівномірної кавітаційної обробки потоку рідини ультразвуком середньої інтенсивності.

УДК 532.54.013.2

**Яхно<sup>1</sup> О.М., д.т.н., проф., Гнатів<sup>2</sup> Р.М., д.т.н., доц., Мачуга<sup>3</sup> О.С., к.т.н., доц.**

1 - НТУУ “Київський політехнічний інститут”, м. Київ, Україна

2 - НУ “Львівська політехніка”, м. Львів, Україна

3 - Національний лісотехнічний університет України, м. Львів, Україна

### ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В АПАРАТАХ ОЧИСТКИ ПОВІТРЯ ВІД ПИЛУ ДЕРЕВООБРОБНИХ ПІДПРИЄМСТВ

В Україні є понад 1600 шкідливих виробництв, які викидають велику кількість забруднень. У цьому процесі до 30% вносить деревообробна промисловість [1].

Пил деревини, що утворюється за різних процесів деревообробки, не тільки шкідливий для здоров'я, але й здатний в певних умовах спалахувати і вибухати. Вибух може спричинятись навіть за незначних осадів пилу деревини на будівельних конструкціях. Порівняно невеликий вибух місцевого значення може бути причиною швидкого переходу у зважений стан всього осадженого пилу, що призводить до утворення вторинного більш сильного вибуху. Вибуховість, в основному, визначається ступенем дисперсності пилу деревини, його концентрацією і наявністю смолистих речовин.

Постійний нагляд за технологічними процесами, при яких викидаються шкідливі пилові частинки в навколишнє середовище, їх систематичне регулювання, контроль за станом повітряного середовища є першочерговою задачею, яка спрямована на зниження кількості цих шкідливих викидів в самому джерелі їх утворення, але часто яку до кінця вирішити не можливо. В залежності від умов і технологічних режимів виробництва, виду, концентрації, вологості матеріалу, що обробляється, в атмосферу викидається різна кількість пилу, тому необхідний екологічний контроль за ефективністю роботи встановленого пиловловлюючого обладнання.

Визначивши точно ефективність роботи пиловловлюючого обладнання для кожного конкретного виробництва, ми можемо моделювати процес забруднення навколишнього повітряного середовища із врахуванням метеорологічних даних, виходячи з умов виробництва, тобто вести цілодобовий екологічний контроль за його станом. Створення високоефективних пиловловлюючих пристроїв дозволяє досягнути величини гранично-допустимої концентрації до якої необхідно зменшити потенційно небезпечні концентрації пилу в атмосфері, за яких вони б стали нетоксичними.

Серед великої кількості питань, які виникають в зв'язку з цим, ми виділили проблему запобігання забруднення атмосфери промисловими викидами, актуальність вирішення якої постійно зростає в зв'язку з збільшенням продуктивності та кількості підприємств, а також створенням та переобладнанням приватизованих та акціонерних індустріальних комплексів.

Як показало математичне моделювання і експериментальні дослідження, виконання площі живого перерізу секції жалюзійного відокремлювача більше 48% і менше 24% є недоцільним, що пояснюється гідродинамічними процесами всередині корпусу апарата, порушенням ламінарності потоку, утворенням турбулентних струменів, які змішують вже очищені потоки з тими, що знаходяться в процесі очистки [2].

#### Список літератури

1. Батлук В. А. Пиловловлювач для очистки повітря від пилу у деревообробних цехах /В. А. Батлук // Эко-технологии и ресурсосбережение. - Київ. – 1998.- № 6. - С. 58-61.
2. Гнатив Р.М. Экспериментальное исследование инерционного пылеуловителя жалюзийного типа /Р.М. Гнатив, В.Ю. Петринен, И.Р. Гнатив // Современный научный вестник. Серия: Технические науки.- 2015.- № 15 (262).-ISSN 1561-6886.-С.64-68.

УДК 532.53 : 629.784

**Ковалев В.А., д.т.н., проф.**

НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

### МЕТОДЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ УСЛОВИЙ МАЛОЙ ГРАВИТАЦИИ ДЛЯ ЖИДКОГО ТОПЛИВА КОСМИЧЕСКОГО АППАРАТА

Изучению поведения жидкости в ограниченных объемах, имеющих приложение к космической технике, посвящены исследования, предусматривающие построение разнообразных физических моделей. Одним из основных методов имитации условий полета космического объекта является создание экспериментальных стендов, способных в лабораторных условиях с учетом соответствующих критериев подобия моделировать характерные движения жидкости на борту.

По результатам измерений скоростей, круговых моментов, полей давлений в жидкости и т.д. на подобных стендах можно составить достаточно корректную трехмерную картину силового влияния жидкости на режимы и траектории полета объекта. Поэтому создание оригинальной конструкции гидродинамического стенда и методики испытаний представляется весьма актуальной задачей исследования. Наиболее характерные особенности течений, полученные при физическом моделировании, позволяют также упростить и приблизить к натурным условиям математические модели течений.

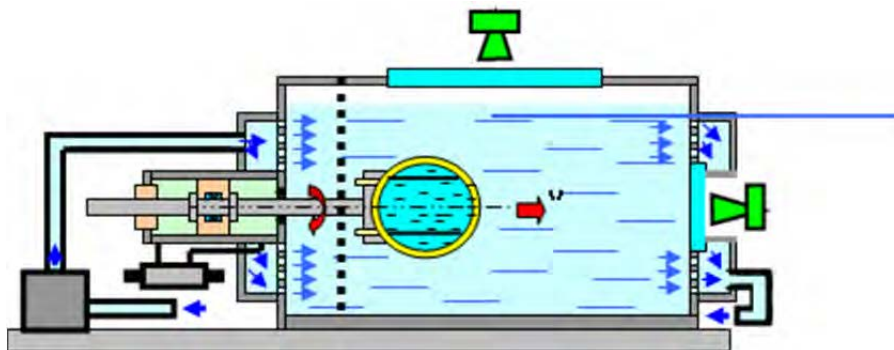


Рис. 1. Экспериментальный стенд для моделирования условий движения жидкого топлива в баках космического объекта

На рис.1 представлено схематическое изображение гидродинамического стенда для определения силового влияния жидкости на конструкцию объекта, который предусматривает имитацию условий малой гравитации объекта с жидкостью и видеорегистрацию его отклонений от исходной траектории движения. Предлагаемая в работе координатная сетка и методы расшифровки данных позволяют с достоверностью порядка 93% установить гидродинамический механизм влияния течений на конструкции объекта.

С учетом критериальных параметров результаты моделирования можно распространить на натурные условия полета и реальные конструкции космических аппаратов, а также с достаточно высокой точностью предсказывать возможные нештатные ситуации, связанные с силовым воздействием жидкости на объект.

УДК 536.3: 535.34:614.838.441

Виноградов<sup>1</sup> А.Г., к.ф.-м.н., доц., Яхно<sup>2</sup> О.М., д.т.н., проф.

1 - Черкасский национальный университет им. Б. Хмельницкого, г. Черкассы, Украина

2 - НТУУ "Киевский политехнический институт", г. Киев, Украина

### ТЕМПЕРАТУРНАЯ ЗАВИСИМОСТЬ ОПТИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВОДЫ И ОЦЕНКА ЕЕ ВЛИЯНИЯ НА КОЭФФИЦИЕНТ ПРОПУСКАНИЯ ВОДЯНОЙ ЗАВЕСЫ

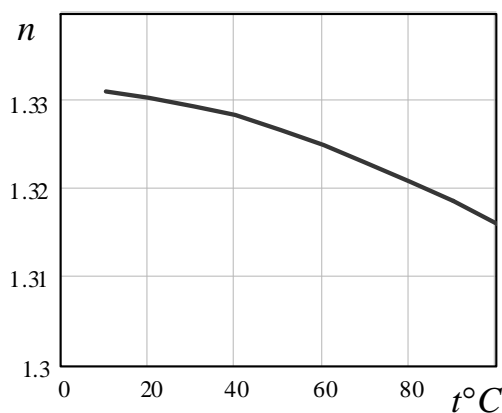
Водяные завесы используются в практике пожарно-спасательной службы для защиты от теплового излучения пожаров. С целью разработки методов конструкторских расчетов защитных противопожарных систем разработана математическая модель экранирования теплового излучения водяной завесой [1]. Она рассматривает процессы генерации струй распыленной воды, их взаимодействия с воздушной средой, а также с тепловым излучением в зоне пожара. В то же время, остался нерассмотренным важный вопрос об изменении оптических свойств капель воды при повышении их температуры и в связи с этим о влиянии данного процесса на экранирующие свойства водяной завесы. В данной работе выполнен теоретический анализ и получены количественные оценки с целью ответа на данный вопрос.

Согласно расчетным данным, в результате лучистого нагрева вблизи очагов наиболее мощных пожаров температура мелких капель (диаметром менее 0,2 мм), в принципе, может достигать точки кипения 100°C [2]. Поскольку оптические свойства воды, хотя и слабо, зависят от ее температуры, возникает вопрос о том, насколько существенно этот эффект влияет на экранирующие свойства водяной завесы и нужно ли его учитывать при выполнении технических расчетов.

Расчет, выполненный с учетом соотношения Лоренц-Лорентца на основе зависимости плотности воды от ее температуры, позволил получить зависимость коэффициента преломления воды (действительная часть) от температуры (рис.). Таким образом, во всем возможном интервале изменения температуры капли ее коэффициент преломления изменяется не более, чем на 1%.

Другой важный параметр, коэффициент поглощения воды (зависящий от мнимой части комплексного показателя преломления), ведет себя подобным же образом. Количественный расчет, выполненный в работе, показал, что его уменьшение во всем интервале изменения температуры воды пренебрежимо мало.

Таким образом, показано, что для типичных режимов эксплуатации водяных завес изменение оптических характеристик воды вследствие возрастания температуры капель не влияет существенным образом на параметры экранирования теплового излучения пожаров, поэтому данным эффектом при выполнении технических расчетов можно пренебречь.



#### Список литературы

1. Виноградов А.Г. Взаимосвязь параметров противопожарных водяных завес с эффективностью экранирования теплового излучения / А.Г. Виноградов., О.М. Яхно, В.А. Дунюшкин // Науковий вісник УкрНДПБ. – 2015. – № 1 (31). – с. 36-45.
2. Виноградов А.Г. Процеси радіаційного нагрівання й випаровування крапель та їх вплив на екрануючі властивості протипожежних водяних завес / А.Г. Виноградов., О.М. Яхно // Наукові вісті НТУУ "КПІ". – 2016. – № 1. – с. 23-30.

УДК 621.671

Давиденко А.К. к.т.н., Хатунцев А.Ю. к.т.н.

ПАО «ВНИИАЭН» Научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт атомного и энергетического насосостроения, г. Сумы, Украина

### ПРОГНОЗИРОВАНИЕ НАПОРА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА НА ОСНОВЕ МЕТОДА ГРАНИЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Математические модели позволяют численным экспериментом на ЭВМ эффективно исследовать и оценивать характеристики проточных частей с учетом взаимного влияния элементов. Полученные таким образом результаты могут быть использованы для целенаправленного изменения и дальнейшего совершенствования гидродинамических качеств гидравлических машин.

В работе представлена методика прогнозирования напорной характеристики рабочего колеса. Результаты проведенного численного эксперимента (ЧЭ) выполненного в программном обеспечении собственной разработки на основе метода граничных элементов (МГЭ) [1-3] сравниваются с ранее полученными результатами расчетов в Ansys на основе метода конечных элементов (МКЭ) и результатами физического эксперимента (ФЭ).

Для расчета потока в проточной части принимается модель идеальной несжимаемой жидкости. Течение считается безотрывным, потенциальным, трехмерным, стационарным.

Поверхность рабочего колеса (РК), а так же входное сечение представим непрерывной системой граничных особенностей — вихревых рамок [4, 5].

В качестве граничных условий задаются:

- равномерное распределение нормальной скорости потока во входном сечении, соответствующее заданному расходу;
- условие непротекания всех поверхностей проточной части в контрольных точках.

Для определения напора, создаваемого РК, на основе решения прямой 3D задачи на основе МГЭ вычислялся осредненный по окружности и высоте выходного сечения РК момент абсолютной скорости на выходе из РК.

Величина прогнозируемого напора определялась по формуле Эйлера [6]

$$H = H_2 - H_1,$$

$$H_1 = VuR_1 \cdot \omega / g,$$

$$H_2 = VuR_2 \cdot \omega / g,$$

где  $\omega$  – угловая скорость вращения РК;

$g$  – ускорение свободного падения;

$VuR_1$  – осредненный момент абсолютной скорости на входе в РК,

$VuR_2$  – осредненный по окружности и высоте момент абсолютной скорости на выходе из РК.

В табл. 1 приведены параметры исследуемых РК. На рис. 1-3 результаты сравнения напорных характеристик на основе ЧЭ и данных ФЭ. В табл. 2 приведены результаты сравнения прогнозируемого напора в номинальном режиме на основе МГЭ с теоретическим напором с учетом поправки Стодола – Майзель [7].

Таблица 1

№	$D_2$ , мм	$D_0$ , мм	$D_{см}$ , мм	$b_2$ , мм	$z$ , лопастей	$n$ , об/мин	$Q_{ном}$ , м <sup>3</sup> /ч
РК № 1	700	328	160	40,5	7	1450	2500
РК № 2	875	420	185	65	7	980	4000
РК № 3	300	150	105	15,6	7	2200	169

Расчет в методе конечных элементов выполнялся в постановке – только РК, модель вязкой жидкости. Расчет методом граничных элементов выполнен только для РК для модели идеальной жидкости.

Эксперименты проведены на стендах ПАО «ВНИИАЭН». Для рабочих колес № 1 - 2 испытания проводились в составе насосов типа D, для рабочего колеса № 3 – в составе ступени.

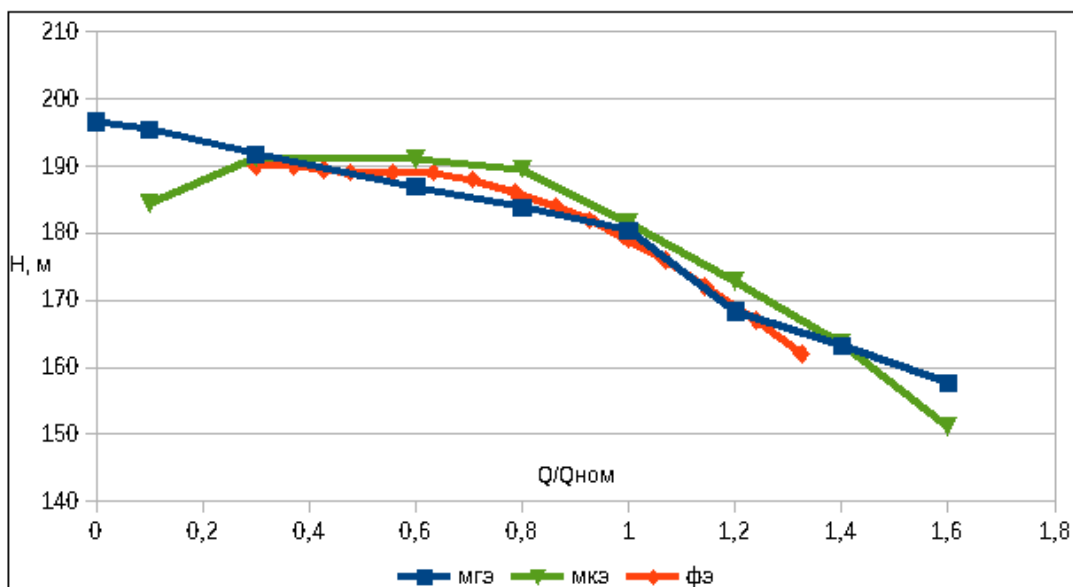


Рис. 1. Сравнение напорных характеристик на основе результатов МГЭ, МКЭ и ФЭ для РК №1

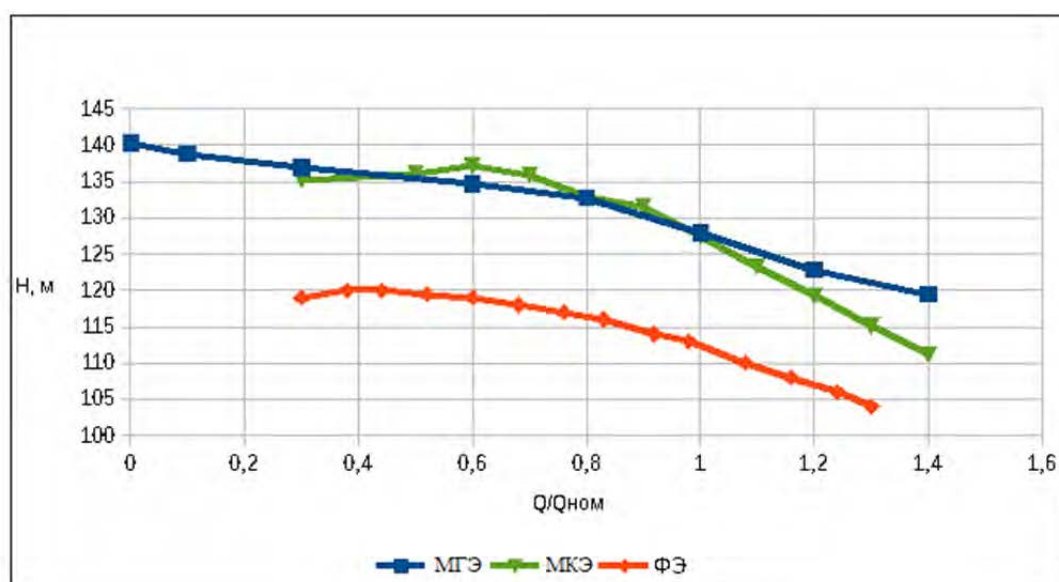


Рис. 2. Сравнение напорных характеристик на основе результатов МГЭ, МКЭ и ФЭ для РК №2

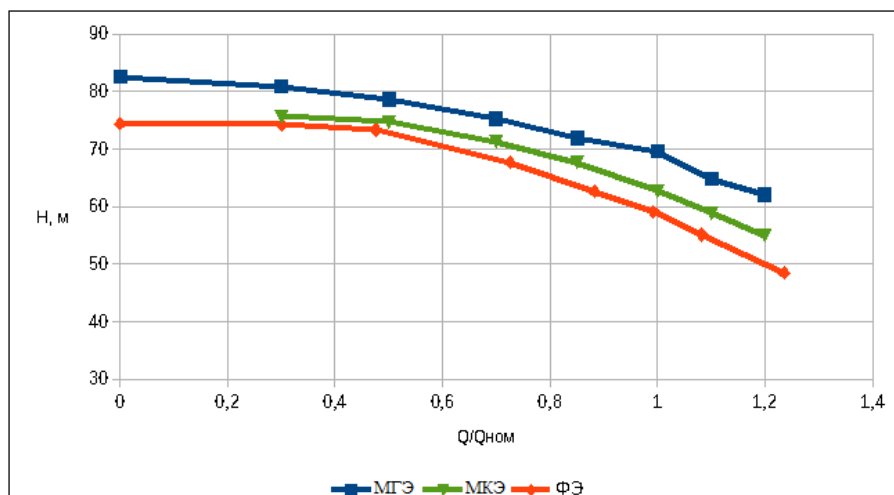


Рис. 3. Сравнение напорных характеристик на основе результатов МГЭ, МКЭ и ФЭ для РК №3

Таблица 2

№	Величина прогнозируемого напора по результатам ЧЭ МГЭ, $H, м$	Величина теоретического напора РК в номинальном режиме с учетом поправки Стодола - Майзель, $H_t, м$	Погрешность относительно теоретического напора	
			Абсолютная, $м$	Относительная, %
РК № 1	180,43	181,3	0,87	0,48
РК № 2	127,98	128,8	0,82	0,64
РК № 3	69,62	66,4	3,22	4,58

### Выводы

1. Расчетный напор рабочего колеса, полученный с помощью программного обеспечения собственной разработки на основе МГЭ, качественно согласуется с результатами ФЭ и ЧЭ, выполненным в Ansys.

2. Характер прогнозируемой напорной характеристики лучше соответствует результатам ФЭ в области рабочего интервала и правее его. В области левее рабочего интервала ( $Q \rightarrow 0$ ) наблюдаются качественные отличия, что наиболее вероятно вызвано использованием в МГЭ модели потенциальной идеальной жидкости.

3. Относительная погрешность на номинальном режиме относительно теоретического напора с учетом поправки Стодола - Майзель не превышает 5%.

### Список литературы

1. Моргунов Г.М. Разработка численного метода пространственного безвихревого потока в гидромашинах / Тр. МЭИ. 1975. Вып.25. Исследование гидромашин, с.38-49.
2. Лифанов И.К. О методе дискретных вихрей //ПММ. 1979. 43. №1. С. 184-188.
3. Кацикаделис Джон Т. Граничные элементы: теория и приложения.- М: Издательство АСВ, 2007 - 336 с.
4. Косторной С.Д., Давиденко А.К. Математическое моделирование и расчет трехмерного невязкого течения жидкости в лопастных гидромашинах осевого типа с целью определения их силовых и моментных характеристик // Вестник НТУ "КПИ".-К.: Машиностроение.- 1999.- Вып. 36.- Т.2.- С. 487-494.
5. Косторной С.Д., Мартынова Н. С. Расчет нестационарного обтекания плохобтекаемых тел методом гидродинамических особенностей // Вестник СумДУ, 2007, вып.2, с.42-51.
6. Этинберг И.Э., Раухман Б.С. Гидродинамика гидравлических турбин. – Л.: Машиностроение, 1978.– 280 с.
7. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. – М.: Машиностроение, 1977.– 288 с.



УДК 621.9.06

Струтинський С.В., к.т.н.

НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

**ІННОВАЦІЙНА ЕЛЕМЕНТНА БАЗА, ЗАПРОПОНОВАНА ДЛЯ РОЗВИТКУ  
НАУКОВИХ ОСНОВ ТЕОРІЇ ПРОЕКТУВАННЯ СИСТЕМИ ПРИВОДІВ**

Суттєвий розвиток теорії проектування систем приводів для складних просторових переміщень об'єктів машинобудування може бути здійснено лише на основі розробки принципово нової (інноваційної) елементної бази. В рамках проведених досліджень розроблена нова елементна база системи приводів. Запропоновані інноваційні схемні і конструктивні рішення елементів систем приводів різного виду. Перевагу надано пристроям які включають деталі виготовлені із нових матеріалів за новітніми технологіями. В елементній базі використані рідкі і газоподібні робочі середовища, в тому числі середовища із особливими властивостями. Для розробки інноваційної елементної бази проведені спеціальні дослідження.

Дослідження включали визначення особливостей робочих процесів у розроблених пристроях. Розглянуті процеси течії рідини і газу, особливості пружних і пластичних деформацій в системах приводів, нелінійні процеси пов'язані із наявністю люфтів і зазорів та динамічні коливальні процеси в системах приводів різного виду.

Розроблена інноваційна елементна база систем приводів включає приводи нового типу, з'єднання приводів та спеціальні пристрої, що забезпечують необхідні статичні та динамічні характеристики систем. В якості елементної бази використані прогресивні гідро та пневмоприводи, зокрема герметичні приводи сильфонного типу із спеціальними системами керування. Розроблені інноваційні просторові приводи на основі пружних рам стрижні яких являють собою плоскі пружини або торсіони хрестового поперечного перетину. Створені пластично-деформовані приводи на основі сплавів з пам'яттю форми. Досліджені приводи виконані із гумотканевого композиту армованого надміцним кевларовим волокном. З'єднання приводів реалізовані у вигляді шарнірів різноманітного виду. Прогресивними конструкціями є інноваційні регульовані аеростатичні та гідростатичні сферичні шарніри. Регулювання положення сфери в даних пристроях відбувається в межах діаметрального зазору між сферою і корпусом, і забезпечується спеціальними струменевими системами керування. Для реалізації інноваційних конструкцій шарнірів використані нові матеріали та технології. Зокрема деталі із фотополімера виготовлені методом лазерної стереолітографії. Встановлені особливості одержаних сферичних поверхонь та робочі процеси течії в щілинах утворених даними поверхнями. Гідравлічні характеристики щілин утворених поверхнями з фотополімера описані тензорними величинами (тензором гідравлічного опору) які враховують анізотропію властивостей поверхонь, що визначають закономірності течії рідини в щілинах. Для підвищення точності та стабільності характеристик шарнірів використані сфери із кераміки (карбід бора). Особливі властивості мають розроблені магнітні шарніри різного виду. Запропоновано магнітні сферичні шарніри із феромагнітною рідиною. Один із видів розроблених шарнірів включає потужний постійний магніт, який взаємодіє через шар феромагнітної рідини із немагнітною поверхнею. Також розроблені сферичні шарніри із магнітною сферою з якою взаємодіють хвостовики шарнірів виконані із феромагнітного матеріалу. Встановлені особливості течії феромагнітної рідини в шарнірах даного виду. Розроблено ряд інноваційних конструкцій магнітних сферичних шарнірів, які мають робочу поверхню сформовану із феромагнітного металполімерного композиту. Композит має основу із епоксидної смоли в якій знаходиться велика кількість сферичних частинок заліза малого діаметра (до 10мкм). Запропоновані схемні і конструктивні рішення шарнірів та розроблена технологія формування точних сферичних поверхонь з феромагнітного металполімерного композиту. Досліджено особливості течії рідини в щілині шарніра одна із стінок якого виконана із феромагнітного мета-

лполімерного композиту. Встановлено, що на поверхні з феромагнітного металполімера наявна система ізольованих мікроставупів на яких утворюються гідродинамічні клини, що характеризуються підвищеним тиском рідини.

В якості інноваційної елементної бази запропоновані різноманітні інерційні демпфери коливань призначені для поліпшення динамічних характеристик просторових систем приводів. Розроблені активні і пасивні демпфери коливань. Типовим пристроєм даного типу є демпфер коливань який має магнітну сферу, що знаходиться в заповненій феромагнітною рідиною сферичній порожнині корпусу із немагнітного матеріалу. Зовні на корпусі встановлені постійні магніти або електромагніти. При коливаннях корпусу відбувається переміщення магнітної сфери в його порожнині, що забезпечує ефективне демпфування динамічних переміщень системи приводів.

Розроблена інноваційна елементна база дає можливість суттєво поліпшити характеристики розроблених систем приводів. Використання інноваційної елементної бази забезпечує побудову прогресивних схемних і конструкторських рішень систем, розширити їх функціональні можливості. Розроблені модульні системи приводів різноманітного виду із поліпшеними характеристиками. Таким чином розроблена елементна база забезпечує суттєвий розвиток теорії проектування просторових систем приводів.

## УДК 621.22

Гончарук С.Г., аспірант

СумГУ «Сумский государственный университет», г. Сумы, Украина

### ВЛИЯНИЕ РЕОЛОГИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ЖИДКОСТЕЙ НА ШИРИНУ И ТОЛЩИНУ ПЛЕНКИ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ ПЛЕНОЧНЫХ РАСПЫЛИТЕЛЕЙ

Влияние плотности жидкости на ширину растекания и толщину пленки с точки зрения законов Ньютона не должно сказываться, так как в центробежных пленочных распылителях силы, действующие на любые элементы жидкостей, пропорциональны их массе [1-3]. Поэтому ускорения не должны зависеть от плотности, в каком бы сочетании плотность не входила в уравнения. Ниже представлены зависимости ширины растекания пленки (Рис. 1) и толщины жидкой пленки (Рис. 2) на цилиндрической лопасти для трех жидкостей с плотностью 650-1000-2000 кг/м<sup>3</sup> [4].

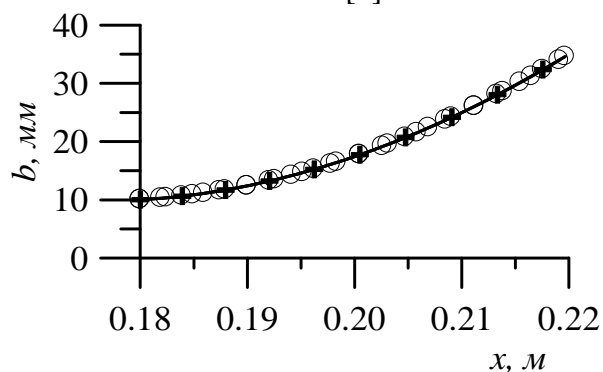


Рис. 1. Зависимости ширины пленки на цилиндрической лопасти от плотности жидкостей

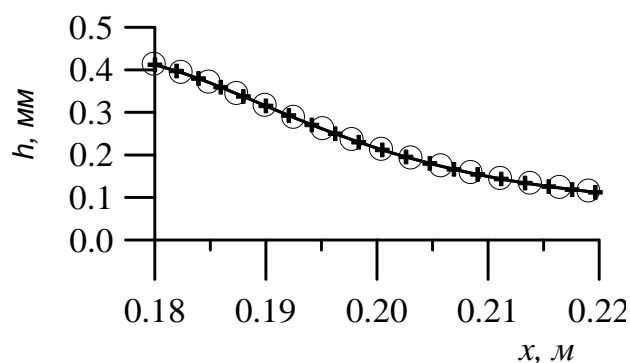
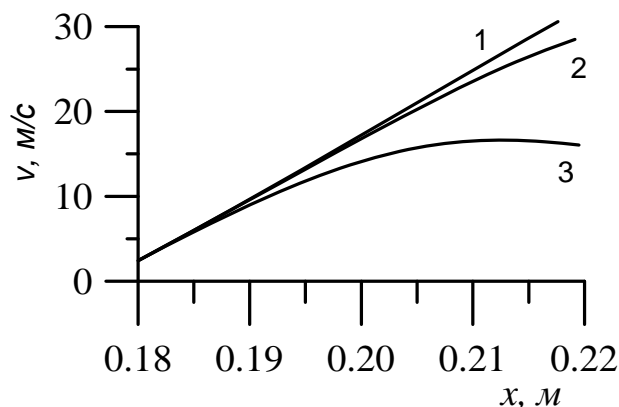


Рис. 2. Зависимости толщины пленки на цилиндрической лопасти от плотности жидкостей

Приведенные графики подтверждают теоретические рассуждения о независимости параметров формирования жидкой пленки от плотности жидкости. Этот факт важен для моделирования параметров реальных жидких пленок.

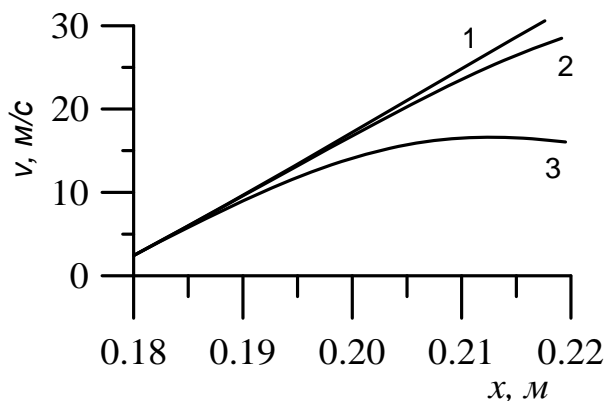
Немаловажный интерес для расчетов формирования жидких пленок представляет рассмотрение зависимости поперечной составляющей скорости, определяющей ширину пленки и сильно влияющей на ее толщину от вязкости жидкостей.

На рисунке 3 показана зависимость скорости растекания пленки от вязкости цилиндрической лопасти. Кривым 1-2-3 соответствует кинематическая вязкость жидкости  $10^{-6} - 3 \cdot 10^{-6} - 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .



**Рис. 3. Зависимости скорости растекания пленки на цилиндрической лопасти от вязкости жидкостей**

На рисунке 4 показана зависимость средней толщины пленки от вязкости жидкости цилиндрической лопасти. Кривым 1-2-3 соответствует вязкость жидкости  $10^{-6} - 3 \cdot 10^{-6} - 20 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ .



**Рис. 4. Зависимости скорости растекания пленки на цилиндрической лопасти от вязкости жидкостей**

Из графиков можно сделать вывод, что вязкость жидкость имеет непосредственное влияние как на скорость растекания пленки (ширину пленки) так и на толщину пленки.

#### Список литературы

1. *Бородин В.А., Дитяткин Ю.Ф. и др.* Распыливание жидкостей.- М.: Машиностроение,- 1967.- 165 с.
2. *Пажжи Д.Г., Галустов В.С.* Основы техники распыливания жидкостей.- М.: Химия,- 1984.- 254 с.
3. *Пажжи Д.Г., Корягин А.А., Ламм Э.Л.* Распыливающие устройства в химической промышленности.- М.: Химия,- 1975.- 200с.
4. *Черняк Л.М.* Исследования гидродинамических характеристик веерных распылителей // Канд. дисс.- Харьков.: ХПИ,- 1972 г.

УДК 532.517

Турик В. М.<sup>1</sup> к.т.н., доц., Воскобійник В. А.<sup>2</sup> д.т.н., с.н.с., Воскобійник А. В.<sup>2</sup> к.т.н., с.н.с.  
 1 – НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна  
 2 – Інститут гідромеханіки НАН України, м. Київ, Україна

### ГЕНЕРАЦІЯ КОГЕРЕНТНИХ ВИХОРИВ ПІВСФЕРИЧНОЮ ЛУНКОЮ

У різноманітних гідротехнічних спорудах та конструкціях присутні неоднорідності обтічної поверхні у вигляді заглиблень, які викликають значні пульсації векторних і скалярних параметрів потоку, таких як швидкість, тиск, температура, густина та ін. Через високі рівні пульсації суттєво збільшується тепло- та масоперенос, поліпшуються змішувальні процеси, та в багатьох випадках зростає опір обтічних поверхонь. Взаємодія інтенсивних пульсацій потоку з поверхнею викликає появу резонансних вібраційних коливань останньої, що нерідко стає причиною відмови або пошкодження інструментів та навігаційного устаткування. Вихровий рух у локальному заглибленні, розташованому на обтічній поверхні, є у край складним, неоднорідним у просторі та нестационарним у часі [1, 2]. Мета роботи – дослідження особливостей обтікання півсферичного заглиблення на гідравлічно гладкій плоскій пластині та течії у примежовому шарі над ними; вивчення механізму формування когерентних вихрових структур усередині локального заглиблення.

Експериментальні дослідження проводилися в аеродинамічній трубі відкритого типу та у гідродинамічному лотку на гідравлічно гладких пластинах, на поверхні яких було зроблено заглиблення у вигляді півсфери. Під час проведення науково-дослідних робіт застосовано візуальні та інструментальні методи досліджень полів швидкості та тиску, з використанням статистичного кореляційного та спектрального аналізу обробки отриманих результатів.

Для ламінарного режиму обтікання було зафіксовано, що всередині лунки формуються

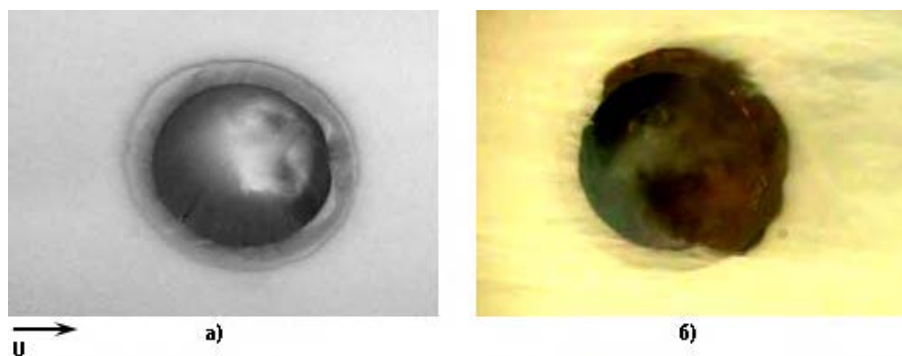


Рис. 1. Візуалізація вихрового руху в напівсферичній лунці та поблизу неї:  
 а) ламінарний режим обтікання; б) турбулентний режим обтікання

дві циркуляційні області з обох боків від поздовжньої осі симетрії, між якими практично немає обміну рідиною (рис. 1а). У лунці відбувається вихровий рух, структура якого нагадує вихровий джгут з сильно викривленою віссю обертання вздовж розмаху лунки. У центральній частині вісь вигинається угору, утворюючи петлю, та досягає верхнього перерізу лунки, а з боків заглиблюється до низу, досягаючи дна лунки. Під час нестійкості (розриву) вихрових джгутів у лунці утворюються торнадоподібні вихори, які викидаються назовні з лунки у примежовий шар, що підтверджує дані роботи [2].

Для турбулентного режиму обтікання зафіксовано поперечні осциляції течії усередині лунки подібно результатам, які наведено у роботі [3] для глибокої лунки з відношенням глибини лунки до її діаметру, рівному 0,26. Для швидкості потоку 0,4 м/с ( $Re_d=4 \cdot 10^4$ ) візуально спостерігалися низькочастотні поперечні коливання усередині лунки з частотою 0,07 Гц

( $St=fd/U \approx 0,017$ ). На фоні цих низькочастотних коливань усередині лунки формуються вихрові системи у вигляді нахилених під кутом приблизно  $45^\circ$  до напрямку течії вихрових структур. Джерело цих вихорів знаходиться на бічній стінці ближче до придонної передньої частини лунки, а викид відбувається над протилежною бічною стінкою поблизу кормового краю лунки (рис. 16). Періодично ця вихрова структура викидається з лунки у вигляді торнадоподібного вихору. Згодом формується нова нахилена вихрова система, але вже на протилежних стінках, і викид торнадоподібного вихору відбувається над іншим кормовим краєм лунки. Частота викидів цих вихорів складала  $0,14$  Гц ( $St \approx 0,035$ ).

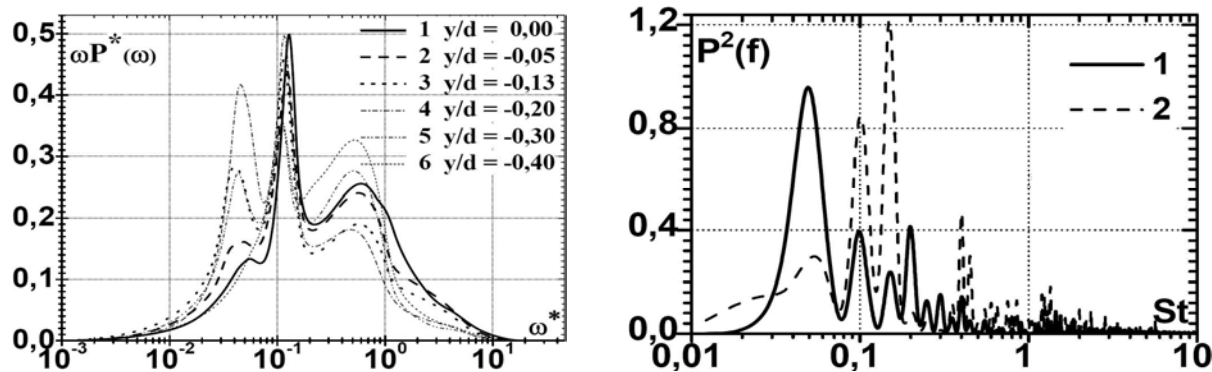


Рис. 2. Спектральні густини потужності пульсацій поздовжньої швидкості (а) та пульсацій пристінного тиску (б) у півсферичній лунці

Перші моменти спектральної густини потужності пульсацій поздовжньої швидкості у серединному перерізі лунки по її глибині показані на рис. 2а. На рівні поверхні пластины ( $y=0$ ) спектральна густина потужності має три підйоми на частотах  $St=0,05$ ;  $St=0,1$ ;  $St=0,5$ , але переважаючим є другий підйом, який відповідає частоті обертання великомасштабного вихору в півсферичній лунці. Але у місці розташування ядра квазистійкого великомасштабного вихору усередині лунки [4] відбувається зменшення наповненості високочастотної та низькочастотної частин спектру. На рис. 2б показана спектральна густина потужності пульсацій пристінного тиску на обтічній поверхні півсферичної лунки. Крива 1 відповідає спектру пульсацій тиску на дні лунки, а крива 2 – на її кормовій стінці. На дні півсферичної лунки для режиму обтікання ( $Re_x=8 \cdot 10^4$  та  $Re_d=1 \cdot 10^4$ ) спостерігається максимальне значення рівнів пульсацій тиску на частоті  $0,05$  Гц ( $St=0,05$ ). На кормовій стінці заглиблення, де відбувається взаємодія зсувного шару з поверхнею лунки, найбільші пульсації пристінного тиску зареєстровано на частотах  $0,16$  Гц ( $St=0,16$ ) та  $0,4$  Гц ( $St=0,4$ ).

Результати досліджень дозволили виявити особливості формування симетричних та асиметричних великомасштабних вихрових структур усередині лунки залежно від режиму течії, показати місцезположення і періодичність їх викиду назовні. Зафіксовані частоти обертання та викиду когерентних вихрових структур, частоти автоколивань зсувного шару, низькочастотні поперечні коливання вихрового потоку усередині лунки.

#### Список літератури

1. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика около поверхностных углублений (лунок) / А.А. Халатов – К.: ИТТФ НАН Украины, 2005. – 76 с.
2. Кикнадзе Г.И. Явление самоорганизации смерчеобразных струй в потоках сплошной среды и технологий на его основе / Г.И. Кикнадзе // Труды XVI Школы-семинара молодых ученых и специалистов под руководством академика РАН А.И.Леонтьева. Санкт-Петербург. В 2 т.: Т.2. М.: Изд-ский дом МЭИ, 2007. – С.341–345.
3. Воскобойник А.В. Бифуркация вихревого течения внутри сферической лунки в узком канале / А.В. Воскобойник, В.А. Воскобойник, С.А. Исаев, В.Л. Жданов, Н.В. Корнев, Й. Турноу // Прикладна гідромеханіка. – 2011. – Т. 13, № 4. – С. 3–21.
4. Воскобойник В.А. Поле швидкості у серединному перерізі напівсферичної лунки / В.А. Воскобойник, А.В. Воскобойник, О.А. Воскобойник, В.М. Турик // Прикладна гідромеханіка. – 2014. – Т. 16, № 4. – С. 17–27.

УДК 533.6.08 : 532.574

**Кочін В. А.**<sup>1</sup> к.т.н., с.н.с., **Турик В. М.**<sup>2</sup> к.т.н., доц., **Кочіна М. В.**<sup>2</sup> асп.

1 – Інститут гідромеханіки НАН України, м. Київ, Україна

2 – НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

## ОСОБЛИВОСТІ ВИБОРУ ТА УМОВИ РОБОТИ КРИЛОВОГО ВИХОРОГЕНЕРАТОРА У ВПУСКНОМУ СОПЛІ ВИХРОВОЇ КАМЕРИ

Одним із шляхів розв'язання проблеми інтенсифікації процесів масо- і теплопереносу в робочих середовищах енергетичних і технологічних апаратів є раціональна організація, згідно з принципом сприйнятливості вихрових структур [1, 2], спрямованих керувальних дій на найбільш потужні вихрові утворення, що мають ознаки регулярності та узгодженості між собою, тобто є енергоємними когерентними вихровими структурами (ЕКВС). У вихрових камерах (ВК) таких апаратів утворюється дуже складна сукупність когерентних структур, що викликані дією поля відцентрових сил [3]. Пропонується метод керування спіралеподібною ЕКВС у ВК за рахунок вихрових систем, генерованих нерухомими крилами кінцевого розмаху, що вмонтовані у впускному соплі камери. Метою роботи є: розробка аргументованої методики застосування нерухомого крила як соплового вихорогенератора та критерію ефективності відповідного використання крила; обґрунтований вибір геометричних та аеродинамічних параметрів крил даного призначення; вивчення механізмів формування керувальних вихрових джгутів за умов обмеженості проточного тракту вхідного сопла.

Поява скосу потоку через перетікання середовища з області підвищеного тиску в область зниженого тиску крила кінцевого розмаху біля його торців спричиняє формування за задньою та бічними кромками крила сходження «вільних вихорів» з інтенсивністю, що відповідає зміні циркуляції швидкості за розмахом. Ці вихори на початковому етапі поширюються вздовж бічних кромки крила, а за ним утворюють вихрову пелену. Через певну нестійкість вихрова пелена згортається на відстані декількох хорд крила униз за течією до двох закручених назустріч один одному стійких поздовжніх вихрових шнурів, інтенсивність та енергетичні параметри яких цілком прогнозовані та можуть бути розрахованими. Втрати кількості руху на утворення вільних вихорів зумовлює індуктивний опір, що не залежить від в'язкості рідини. На відміну від класичної теорії крила, яка вважає індуктивний опір шкідливим явищем, пропонуємо раціональне використання механізму утворення зазначеної парної упорядкованої вихрової системи для керування характеристиками ЕКВС у ВК при одночасному зменшенні профільного опору вихорогенератора. Змінюючи геометричні характеристики крила (форми профілю та площі в плані, особливостей розміщення в просторі, тобто кута атаки та відстані від стінок проточного тракту впускного сопла), можна змінювати енергетичні параметри вихрової пелени, вихрових шнурів, а отже, впливати на структуру течії в камері.

Перша вихідна передумова при виборі профілю крилового елемента для внутрішнього соплового вихорогенератора за допомогою відомих атласів аеродинамічних профілів полягає в урахуванні масштабних ефектів. Аеродинамічні коефіцієнти геометрично подібних профілів мають бути однаковими при витримуванні ідентичних кутів атаки  $\alpha$ , критеріїв подібності  $Re$ ,  $M$ , ступені турбулентності потоків  $Tu$ , якості обробки поверхонь тощо. Однак, враховуючи те, що інформація в атласах продувок крилових профілів в аеродинамічних трубах надана у більшості випадків для типових для авіації діапазонів чисел Рейнольдса ( $Re \sim 10^6 \div 10^7$ ) та видовжень  $\lambda$  крил ( $\lambda > 3$ ), а сопловому вихорогенератору відповідають значно менші значення цих параметрів, необхідне корегування використовуваних коефіцієнтів аеродинамічних сил. Аналіз дозволяє зробити висновок про те, що для тонких профілів

( $\bar{c} < 10\%$ ) з гострою або злегка закругленою передньою кромкою впливом числа  $Re$  на максимальний коефіцієнт підйимальної сили  $c_{y_{\max}}$  можна нехтувати, до того ж у крил малого подовження малого видовження ( $\lambda \leq 3$ ) критичні кути атаки  $\alpha_{кр}$ , при яких настає відрив потоку, є значно вищими, ніж для крил великих видовжень. Затягування відриву потоку у крил малих видовжень обумовлене зменшенням розрідження на верхній поверхні крила та вирівнюванням тиску вздовж його хорди завдяки інтенсивним перетокам повітря не тільки через торцеві, але через передні кромки, має місце також вплив на прилежувальний шар потужних кінцевих вихорів, що збігають з крила [4, 5]. Друга вихідна передумова — пошук компромісу між обраною відносною товщиною профілю  $\bar{c}$ , технологічністю виготовлення крила та коефіцієнтом підйимальної сили  $c_y$ , оскільки він пов'язаний з коефіцієнтом індуктивного опору. В даній роботі задача розв'язана з урахуванням геометричних характеристик вхідного сопла та внутрішньої циліндричної поверхні ВК.

Теоретичний аналіз дав змогу вивести характеристику доцільності корисного використання індуктивного опору — коефіцієнт ефективності застосування крила малого видовження в безмежному потоці

$$\eta_{\infty} = \frac{2c_y}{\pi\lambda} \sqrt{\frac{K_{\infty}^2}{1+K_{\infty}^2}}, \text{ де } K_{\infty} = \frac{c_y}{c_x} - \text{відповідна аеродинамічна якість}$$

профілю крила (згідно з атласами крилових профілів);  $c_x$  — коефіцієнт лобового опору крила;  $1 \leq \lambda \leq 3$ . Як видно, аерогідродинамічна якість крила виявляє незначний вплив на коефіцієнт

ефективності  $\eta_{\infty}$ : зростання функції обмежене тим, що величина  $\sqrt{\frac{K_{\infty}^2}{1+K_{\infty}^2}} \rightarrow 1$  при  $K_{\infty} \rightarrow \infty$ .

Так, вже при  $K_{\infty} = 3$  величина  $\sqrt{\frac{K_{\infty}^2}{1+K_{\infty}^2}} \approx 0,95$ , тобто близька до 1. Це дозволяє застосовувати

крила як вихорогенератори з незначною аеродинамічною якістю. Визначний вплив на величину коефіцієнта ефективності застосування крила  $\eta_{\infty}$  мають подовження крила  $\lambda$ , а також коефіцієнт підйимальної сили  $c_y$ , але який для більшості прямокутних крил має обмеження  $c_{y_{\max}} \leq 1,6$ . Наявність числового коефіцієнта 2 у формулі для  $\eta_{\infty}$  показує, що найбільш раціональним є застосування в якості вихорогенератора саме крил малого подовження.

Обмеженість перерізу проточного тракту вхідного сопла ВК обумовлює зміну аеродинамічних коефіцієнтів співмірного з ним крила як вихорогенератора відносно тих значень, які відповідають його безмежному обтіканню. Для врахування ефекту близькості границь застосовуємо методику перерахунку коефіцієнтів, характерну для досліджень в галузі дозвукової авіації: вплив обмежуючих стінок аеродинамічних труб враховують введенням додаткового поправкового коефіцієнта індуктивного опору від стінок труби  $c_{xi}^T$ . Тоді реальний коефіцієнт опору крила, що виміряний в аеродинамічній трубі, дорівнює  $c_x^T = c_x + c_{xi}^T$ . Величина  $c_{xi}^T$  розраховується за формулою  $c_{xi}^T = -\varepsilon \frac{S}{F} c_y^2$ , де  $S$  — площа крила;  $F$  — площа перерізу робочої частини аеродинамічної труби;  $\varepsilon$  — коефіцієнт, що залежить від форми перерізу труби. Знак «—» означає занижений опір порівняно з реальним. Аналіз великої кількості літературних джерел з даними численних експериментів в аеродинамічних трубах підтверджує правильність урахування наведених поправок, що дозволяє достатньо точно визначити вплив границь потоку на крило при різних можливих формах поперечного перерізу вхідного сопла ВК.

Так, для замкнених труб круглого перерізу за теоретичними розрахунками Тіт'єнса, що перевірені експериментально, коефіцієнт форми  $\varepsilon = 1/8$ . Для труб прямокутного перерізу Глауерт запропонував графічну залежність для коефіцієнта форми  $\varepsilon = f(H_T/D_T)$ , де  $H_T$ ,  $D_T$  – відповідно висота та ширина перерізу труби. Для замкнених та відкритих труб еліптичного перерізу робочої частини при розмаху крил не більше 0,75 ширини потоку поправковий коефіцієнт  $\varepsilon$  не перевищує 0,20...0,22. У нашому випадку роботи крила вихорогенератора в обмеженому потоці виявляється найбільш раціональним не стільки урахування впливу стінок, скільки створення таких умов обтікання, за яких цей вплив може бути мінімізованим аж до нехтування ним. Оцінки показують, що така умова настає при співвідношенні  $S/F \leq 1/5$ . Тоді при будь-якому теоретично можливому значенні коефіцієнта  $\varepsilon$  коефіцієнт індуктивного опору від стінок проточного тракту  $c_{xi}^T$  не перевищуватиме за модулем величини 0,04. При виборі геометрії крила з  $c_{y_{\max}} \geq 1,0$  вплив обмеженості потоку буде складати не більше 4%, чим можна знехтувати.

Визначимо коефіцієнт ефективності застосування крила малого видовження як вихорогенератора для випадку обтікання обмеженим потоком. З урахуванням виразу для коефіцієнта  $c_{xi}^T$ , а також того, що реальна аеродинамічна якість тепер складатиме  $K = \frac{c_y}{c_x + c_{xi}^T}$ , перетворимо формулу для коефіцієнта ефективності до вигляду

$$\eta = \frac{2c_y}{\pi\lambda\sqrt{1+\frac{1}{K^2}}} = \frac{2c_y}{\pi\lambda\sqrt{1+\left(\frac{1}{K_\infty} - \varepsilon\frac{S}{F}c_y\right)^2}},$$

де  $1/K_\infty$  – обернена аеродинамічна якість крила в безмежному потоці [4] (величини  $K_\infty$  беруться з атласів крилових профілів).

Передбачається експериментальна перевірка величин коефіцієнтів  $c_y$  і  $\varepsilon$  для крил малого подовження за умов роботи в проточному тракті впускного сопла ВК, які в залежності від швидкості потоку на вході до сопла та заданого керувального впливу на ті чи інші вихрові структури потоку у камері мають розташовуватися під відповідними кутами атаки по відношенню до вектора швидкості газу на вході до впускного сопла та на різних відстанях від стінок його проточного тракту.

### Список літератури

1. Козлов Л. Ф. Формирование турбулентности в сдвиговых течениях / Л.Ф. Козлов, А.И. Цыганюк, В.В. Бабенко и др. — К. : Наукова думка. — 1985. — 284 с.
2. Турик В. Н. Когерентные вихревые структуры в ограниченных закрученных потоках / В.Н. Турик // Вісник Черкаського держ. технологічного ун-ту. — 2004. — №2. — С. 58—67.
3. Бабенко В. В. Макет вихревых структур течения в вихревой камере / Бабенко В. В., Турик В. Н. // Прикладна гідромеханіка. — 2008. — 3(82), №3. — С. 3 — 19.
4. Мартынов А. К. Прикладная аэродинамика / А. К. Мартынов. — М. : Машиностроение, 1972. — 448 с.
5. Мхитарян А. М. Аэродинамика / А. М. Мхитарян. — М. : Машиностроение, 1976. — 448 с.



УДК 532:53 : 629.784

Ковальов В.А., д.т.н., проф., Кравчук О.О., магістрант  
 НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

### ОСОБЛИВОСТІ ОБТІКАННЯ ПРУЖНИХ ПЕРЕГОРОДОК ПОТОКОМ В'ЯЗКОЇ РІДИНИ

Задачі динаміки тіл з порожнинами, заповненими в'язкою рідиною, давно привертають увагу дослідників і мають величезне практичне значення. Від обтікання мостових опор у річках до силового впливу на інерційні течії у паливних баках рухомих об'єктів, подібні задачі пов'язані з урахуванням багатьох параметрів – швидкості течій, геометрії обтічних тіл, умов обтікання тощо. Останнім часом особлива увага приділяється створенню ефективних демпферів коливань різних висотних конструкцій, які являють собою посудини, частково заповнені рідиною з частотою першої моди, узгоджується з власною частотою коливань.

Спеціальні елементи для демпфування коливань рідини, як правило, мають форму плоских жорстких напрямних апаратів – перегородок (рис.1), орієнтованих у посудині таким чином, щоб створювати максимальний силовий вплив на течію і таким чином корегувати сумарний круговий момент з боку потоку. Вивченню динаміки подібних течій та розробці конкретних інженерних рекомендацій присвячені дослідження Мікішева, Рабіновича, Ранслебена та інших.

Поданий матеріал пов'язаний з вивченням впливу на течії пружних конструкцій перегородок, які за динамічної дії потоку здатні деформуватися, пом'якшуючи силовий вплив рідини на посудину. Дослідження подібних замкнутих течій пов'язані з постановкою і проведенням досить складного фізичного експерименту за допомогою спеціальних стендів типу «центрифуга», електронного вимірювального і записуючого обладнання, що дозволяє встановити гідродинамічні поля, наприклад, швидкості і тисків у всьому просторі резервуару. Аналіз результатів вимірювань дозволяє досить точно встановити гідродинамічну картину та основні силові характеристики потоку.

Одним з методів теоретичного дослідження слід вважати математичне моделювання подібних течій за допомогою пакетів прикладних програм на базі методів скінчених елементів, деякі результати яких наведені на рис.1. За певних граничних та початкових умов та враховуючи геометрію потоків повні рівняння Навьє-Стокса для потоків в'язкої рідини можна досить точно розв'язати і отримати осереднені гідродинамічні поля, наприклад швидкості і тиску, у широкому діапазоні чисел Рейнольдса, а також встановити структуру вторинних течій, які виникають біля перегородок.

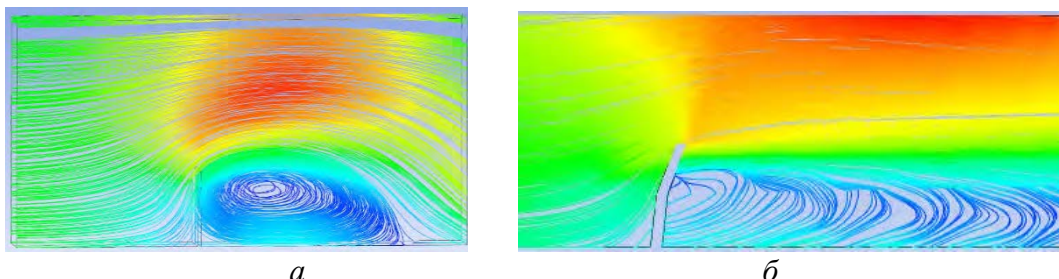


Рис. 1. Структура супутнього сліду за перегородкою: а- жорстка перегородка б- пружна перегородка

Аналіз результатів моделювання дозволяє встановити розміри та інтенсивність вихрових течій та досить точно визначити кругові моменти впливу рідини на конструкції резервуарів. Порівняння впливу пружних перегородок з жорсткими дає змогу варіювати силові дії у відповідних ситуаціях, згладжуючи або підсилюючи ефекти інерційних течій в обмежених просторах, якими можуть бути резервуари рухомих тіл з рідиною.

УДК 630\*377.4

Мачуга О.С., к. ф. - м. н., доц., Кузняк В.Й., Орос В.В., Лутчишин Р.М., Федина П.В.  
Національний лісотехнічний університет України, м. Львів, Україна

### ТЕНДЕНЦІЇ ПРОЕКТУВАННЯ ТА ЕКСПЛУАТАЦІЇ ЛІСОТРАНСПОРТУВАЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Актуальний економічний стан в Україні не сприяє до закупівлі сучасних лісозаготівельних та лісотранспортуючих машин. Світові тенденції зрубівання та перевезення заготовленої деревини пов'язуються із використанням харвестерів – багатофункційних лісозаготівельних комбайнів та форвадерів – транспортувальних самохідних машин із функцією навантаження – розвантаження [1]. Доступними для наших умов є декілька напрямів модернізації існуючого парку лісових машин за використання елементів зарубіжної техніки.

Один із таких напрямків пов'язується із модернізацією лісовозної техніки шляхом її зблокування із стрілою – маніпулятором для забезпечення в умовах лісосіки завантаження лісовоза стовбурами та сортиментами. Такий підхід може спричинити можливе зменшення рейсового навантаження на транспортуючий засіб. Водночас можлива й економія внаслідок уникнення необхідності доставки на лісосіку спеціалізованого навантажувального механізму

З метою демонстраційного прикладу проектування та експлуатації транспортувального засобу розглянуто модернізацію базового вживаного серійного лісовоза із монтажем імпортованої стріли – маніпулятора за використання гідروприводу. Виконано тяговий розрахунок для автомобіля ЗІЛ 131, агрегатованого з стрілою – маніпулятором фірми Valmet. Для такого комплексу виявлено, що за потужності двигуна 110,3 кВт, корисна вантажність зменшиться на 3,5 – 4,5 %, що суттєво не вплине на показники транспортування. Для виконання операцій розвантаження та навантаження слід застосовувати гідроциліндри фірми «Гідросила», типорозмір яких визначено у залежності від виду завантажуваної деревини (сортименти чи цілі стовбури). Окремий розрахунок виконано для випадку транспортування енергетичної деревини – тріски та хмизу, що характеризується специфікою кліщів – захопів та вантажності автомобіля.

#### Список літератури

1. Библюк Н.І., Лісозаготівельні комбайни: особливості конструкції, функційні схеми, перспективи// Н.І. Библюк, О.С. Мачуга/ Вестник национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». Машиностроение. – К.: НТУУ «КПИ». – 2009. – 55. - С. 235 – 241.

УДК. 621. 311. 24

Зінько Р.В., к.т.н., доцент

Національний університет «Львівська політехніка», м. Львів, Україна

### ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДУ ПОЧЛЕННОЇ ДИЗ'ЮНКЦІЇ ДЛЯ СИНТЕЗУ ЛОПАТІ ВІТРОЕНЕРГЕТИЧНОЇ УСТАНОВКИ

Математизація методів проектування нових машин, таких як морфологічний синтез, ТРВЗ, метод Коллера, дозволить впорядкувати логічні зв'язки між мовними алгоритмами методів, надати їм математичної стрункості та однозначності.

Запропоновано використовувати метод почленної диз'юнкції для вибору структури машини за заданим основним критерієм [1] як складову стадії синтезу машин. Суть методу почленної диз'юнкції полягає в тому, що вибірку елементів, які мають спільні ознаки і властивості, переформовують на основі заданого критерія. Варіанти перетворення з використанням методу почленної диз'юнкції показано на рис. 1: шляхом варіації критерію, шляхом поєднання кількох процесів, які реалізує машина [2].

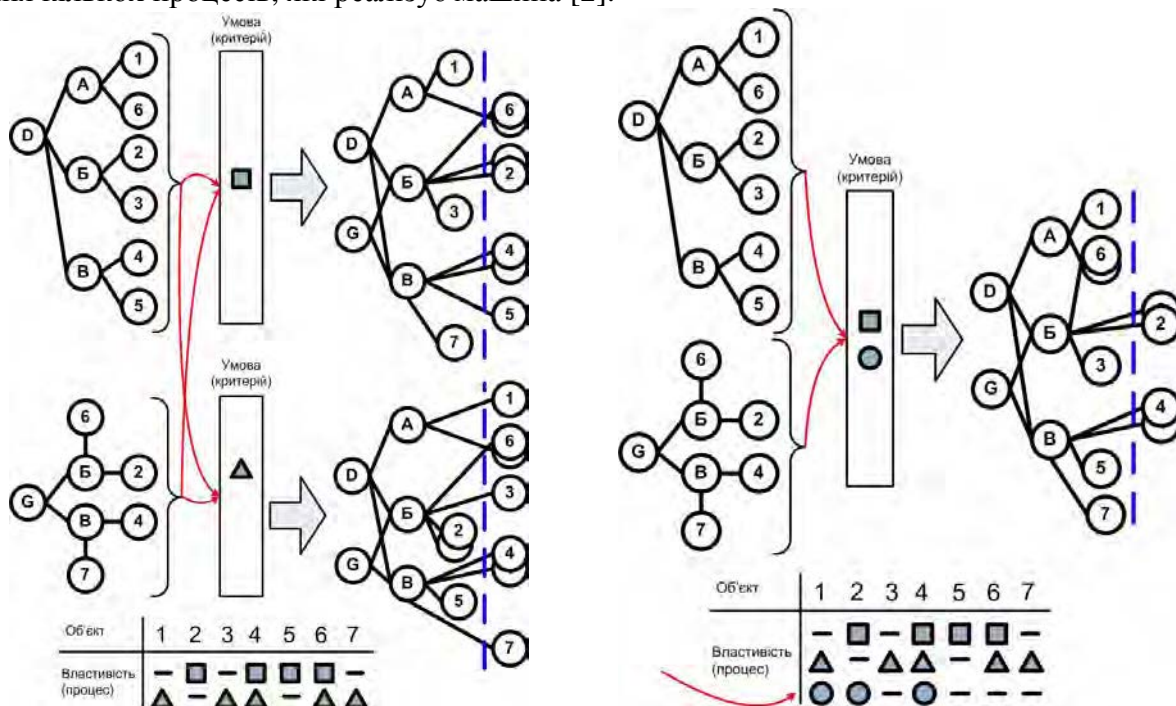


Рис. 1. Формування структури машини методом почленної диз'юнкції її ознак

На основі систематизації основних профілів лопатей, що застосовуються у вітроенергетичних установках (ВЕУ), запишемо три основні множини. Множина «Сукупність ознак»  $R = \{r_i\}$ , яка має два предмети, які визначають типи лопатей за принципом дії, тобто  $i = 1, \dots, 2$ , де  $r_1$  = підймальна сила;  $r_2$  = сила опору. Множина «Ознаки»  $U = \{u_i\}$  сформуємо на основі значень швидкості рушання ВЕУ. Весь проміжок швидкостей розіб'ємо на чотири відрізки, які зададуть чотири предмети, тобто  $i = 1, \dots, 4$ , де  $u_1 = 0,5 - 1,5$  м/с;  $u_2 = 1 - 2$  м/с;  $u_3 = 2 - 3$  м/с;  $u_4 = 2,5 - 4$  м/с. Множина «Характеристики ознак»  $L = \{l_i\}$  формується на основі форми лопаті і має 8 предметів, тобто  $i = 1, \dots, 8$ , де  $l_1$  = несиметричного профілю;  $l_2$  = спірального;  $l_3$  = напівциліндричного;  $l_4$  = симетричного профілю;  $l_5$  = плоского;  $l_6$  = постійного профілю за його радіусом;  $l_7$  = стаксельного;  $l_8$  = гвинтового.

Предикат  $P(r, l, u, m)$  описує структуру зв'язків між основними типами лопатей ВЕУ за умовою складності їх профілю і має наступний вигляд:

$$P(r,l,u,m) = m1r1u3l3 \vee m1r1u4(l1 \vee l4) \vee m1r2u2l8 \vee \\ \vee m2r1u4l2 \vee m2r2u2(l5 \vee l6) \vee m2r2u1l7$$

Предикат  $P$  можна наочно зобразити у вигляді графа (рис.2). З графічного представлення видно, що прості профілі лопаті сформувалися навколо полюса  $m2$ . Відповідно і при використанні принципу дії як сила опору  $r2$  частіше використовуються прості профілі.

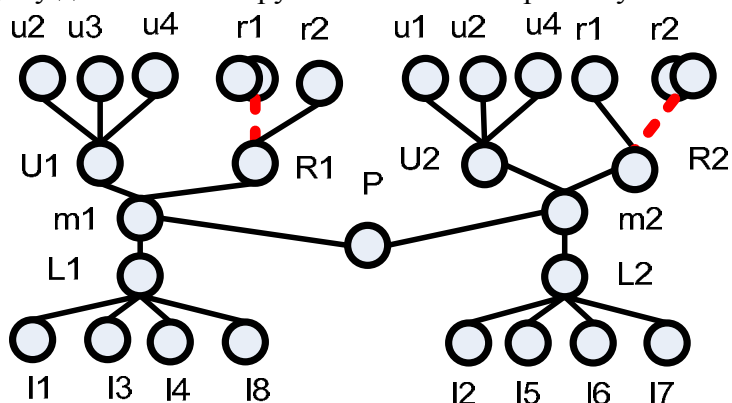


Рис. 2. Структуризація основних типів лопатей ВЕУ за критерієм складності профілю лопаті

Аналіз літературних джерел, що представляють локальну область досліджень  $m2$ , зображену на рис.2, а саме конструкцій лопатей простих профілів, дозволив запропонувати і розробити нову конструкцію (рис. 3) [1].

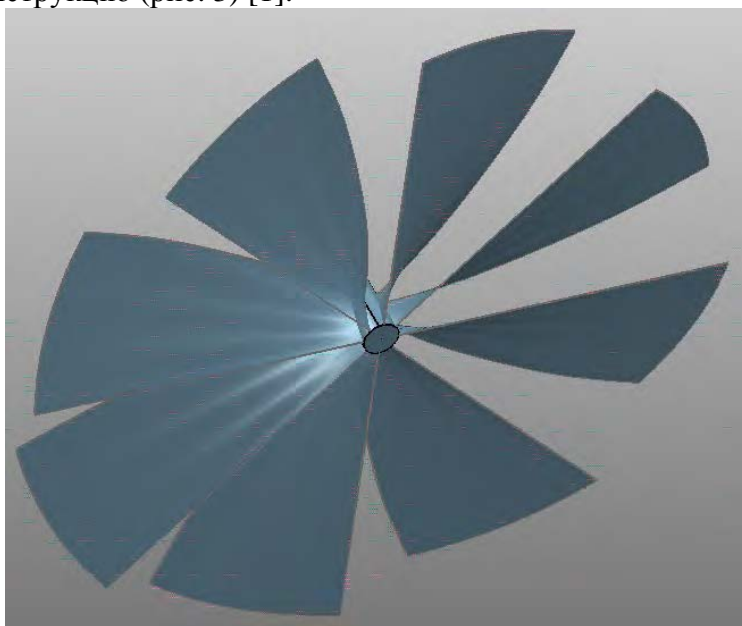


Рис. 3. Лопать постійного профілю робочої поверхні на її радіусі

Локальні області  $m$  матимуть інший вигляд, якщо сформувавши функцію переходу від предметної області  $q$  до локальних областей структуризаційних ознак  $m$  за іншим критерієм, а саме, за номінальною робочою швидкістю вітру.

Предикат  $P(r,l,u,m)$  з урахуванням ознак (3) матиме наступний вигляд:

$$P(r,l,u,m) = m1r2u1l7 \vee m1r2u2l8 \vee m2r1u4l2 \vee m2r2u2l6 \vee \\ \vee m3r1u3l3 \vee m3r1u4(l1 \vee l4) \vee m3r2u2l5$$

Відповідно, в трьохполюсному графі полюси відповідають номінальній робочій швидкості вітру (рис.4). При робочій швидкості, яка починається від 1 м/с ефективними є  $l7$ ,  $l8$  – лопаті стаксельного і гвинтового профілю.

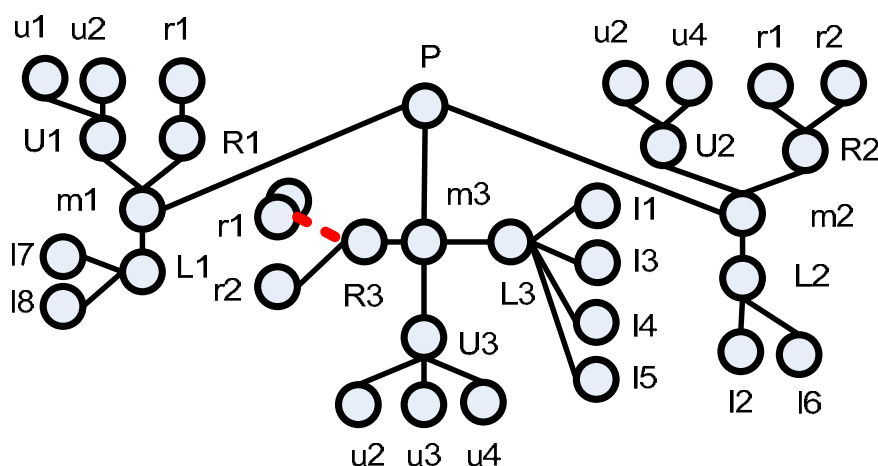


Рис. 4. Структуризація основних типів лопатей ВЕУ за номінальною робочою швидкістю вітру

Проведені в даному напрямку дослідження дозволили розробити нову конструкцію лопаті (рис. 5) [1].

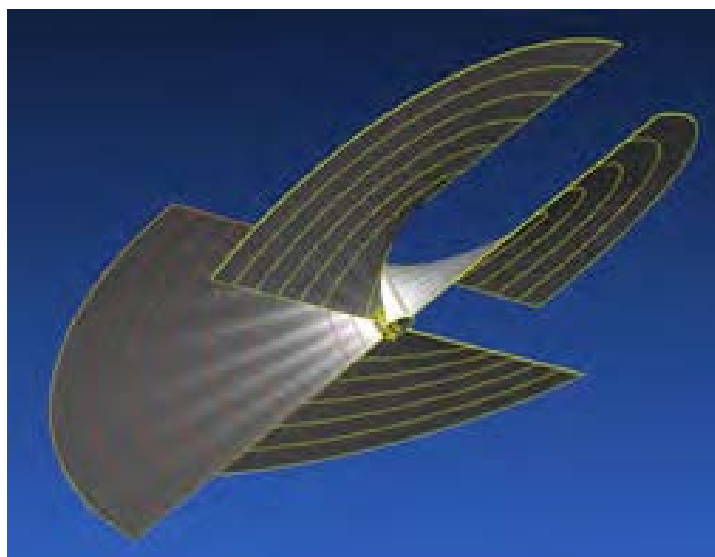


Рис. 5. Спіральна лопать для роботи при низьких швидкостях вітру

Використовуючи метод почленної диз'юнкції, переформовують ознаки на основі заданого критерія, що дозволяє визначити найкращу структуру. Запропонований метод дає можливість визначати переваги однієї структури, описаної різними чинниками, в порівнянні з іншими, на основі заданого критерія.

### Список літератури

1. *Зінько Р.В.* Морфологічне середовище для дослідження технічних систем: монографія / Р.В.Зінько. – Львів: Видавництво Львівської політехніки, 2014. – 386 с.
2. *Зінько Р.В.* Використання методу почленної диз'юнкції для синтезу машин // XIV Міжнародна науково-технічна конференція «Вібрації в техніці та технологіях» (21-25 вересня 2015 року, Україна, Дніпропетровськ, ДВНЗ «Національний гірничий університет»). – С. 44.

## УДК 532.135

Носко С.В., к.т.н., доц.

НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна.

## РЕОЛОГИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ МАСЕЛ СМАЗОЧНИХ СИСТЕМ

Разработка новых прогрессивных решений по проектированию и эксплуатации автоматизированных смазочных систем, предназначенных для дозированной подачи смазки к трущимся парам и механизмам судовых установок, требует дополнительных сведений о реологических и гидродинамических особенностях течения смазочных материалов.

В работах [1, 2] показано, что понятия высокоскоростная и высокотемпературная вязкость не всегда соответствуют особенностям реологического поведения масел в рабочих режимах (при скоростях сдвига менее  $10^6 \text{ с}^{-1}$  и температурах ниже  $150^\circ \text{ С}$ ).

В связи с этим, целью работы является: изучение закономерностей изменения реологических свойств масел в зависимости от температуры и скорости сдвига; выявить особенности их течения для снижения энергоемкости и интенсификации процесса гидравлической транспортировки масел в смазочных системах.

Объектом экспериментальных исследований являлись минеральные масла класса М-14ДЦЛ20, М-14ДЦЛ30, Mobilgard 300, Delo 1000 Marine 30 (со специальными присадками) предназначенных для смазывания судовых дизелей, вспомогательных двигателей, трансмиссионных систем, других механизмов и агрегатов, где необходимы масла соответствующей вязкости. Отличительная особенность этих масел хорошая влагостойкость, эмульгируемость с водой и легкое отделение воды при сепарации.

Реологические исследования проводились на ротационном вискозиметре «Rheotest-2» с измерительным узлом в виде коаксиальных цилиндров, которые были помещены в систему термостатирования, соединенную с внешним термостатом. Измерения вязкости масел выполнялось при скоростях сдвига от 100 до  $4000 \text{ с}^{-1}$  и температурном диапазоне от  $20$  до  $120^\circ \text{ С}$ . Экстраполяция значений эффективной вязкости в данном интервале скоростей сдвига может быть достоверно проведена для геометрических размеров маслопроводов смазочной системы.

С помощью ЭВМ были вычислены параметры аппроксимирующих уравнений для реологических кривых, которые описываются уравнением Освальда де Вилля (степенной реологический закон):

$$\tau = K \cdot \dot{\gamma}^n, \quad (1)$$

где  $\tau$  – напряжение сдвига, мПа;  $K$  – константа консистенности, мПа·с;  
 $\dot{\gamma}$  – скорость сдвига,  $\text{с}^{-1}$ ;  $n$  – индекс течения.

Таблица 1

Параметры реологических уравнений

Марка масла	$\mu$ , мПа·с	$K$ , мПа·с	$n$	Температура, $^\circ\text{С}$
М-14ДЦЛ20	80,7	78,27	0,990	20
	60,34	66,82	0,988	40
	22,45	24,12	0,986	60
	14,36	12,80	0,980	80
	6,18	7,62	0,972	120
М-14ДЦЛ30	89,02	74,82	0,992	20
	66,44	72,15	0,990	40
	26,88	23,14	0,987	60
	15,30	14,05	0,986	80
	6,56	9,21	0,984	120

Из представленных в табл. 1 опытных данных видно, что эффективная вязкость, определяется как  $\mu_{\text{эф.}} = \tau / \dot{\gamma}$  уменьшается с увеличением скорости сдвига при постоянной температуре (что подтверждает псевдопластичность смазочных материалов). В пределах исследованного температурного интервала показатель  $R$ , характеризующий степень неньютоновского поведения, показатель  $T$  консистенции  $K$  и вязкость при градиентном течении является функцией температуры.

С учетом зависимости реологических параметров от температуры  $T$  степенное реологическое уравнение (1) в обобщенном виде можно представить в виде:

$$\tau = K(T) \cdot \dot{\gamma}^{R(T)}$$

Проведенные реологические исследования позволяют определить гидравлические параметры масел при их течении по трубопроводам смазочной системы.

### Список литературы

1. Леванов И.Г. Экспериментальные исследования реологических свойств всесезонных моторных масел / И.Г. Леванов, Е. А. Задорожная // Вестник ЮУрГУ. Серия. Машиностроение. – 2011. Вып. 17. – л/11. – С. 70-76.
2. Фройштетер Г.Б. Реологические и теплофизические свойства пластических смазок. / Г.Б. Фройштетер, К.К. Трильский, Ю.Л. Ишук, П.М. Ступак // – М.: Химия, 1980. – 175 с.

УДК 621.929

Мартинцев В.С., аспірант, Чичур А.І., аспірант

Київський національний університет будівництва і архітектури, м. Київ, Україна

## ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ПРОЦЕСІВ ПЕРЕМІШУВАННЯ ДИСПЕРСНИХ СЕРЕДОВИЩ

Під інтенсифікацією технологічних процесів перемішування в широкому сенсі розуміють отримання прямого або опосередкованого економічного ефекту за рахунок збільшення продуктивності, ККД, зменшення енерго- і матеріалоємності, тривалості лімітуючих стадій, збільшення якості продукту, ергономічності і соціальних показників.

Був проведений системний аналіз методів інтенсифікації процесів перемішування дисперсних середовищ за рахунок енергетичної дії, яка основана на конкретних фізико-механічних ефектах з ціллю виявлення найбільш перспективних і економічних методів обробки рідких гетерогенних середовищ[1]. Аналіз фізико-механічних ефектів, які виникають в гетерогенних рідинах при акустичній, механічній, електричній, магнітній, тепловій, радіаційній і хімічній дії показав, що ці дії викликають зміну агрегатного стану (повністю або частково) рідини чи дисперсних включень, зміну фізико-хімічних характеристик суцільної фази, дроблення і коагуляцію дисперсних частинок, гомогенізацію середовища. Правильно вибрана і контрольована дія сприяє інтенсифікації процесів перемішування дисперсних середовищ.

У зв'язку з цим необхідні дослідження механізмів перемішування частинок у складі емульсій і суспензій при різних видах обробки і пошук альтернативних способів дії на диспергуючі системи, направлені на створення нового обладнання.

Проведений аналіз свідчить про те, що до числа найбільш ефективних апаратів для перемішування дисперсних середовищ відносяться горизонтальні змішувачі примусової дії та гідродинамічні кавітаційні апарати, які на відміну від інших конструкцій мають ряд суттєвих переваг:

- менші питомі витрати енергії;
- простота конструкцій;
- безперервність роботи;
- більша продуктивність;
- відсутність важкого електронного обладнання.

Забезпечення високої ефективності застосування зазначених апаратів у технологічних процесах будівельної індустрії вимагає створення досконалих методик розрахунку і проектування подібних машин.

Розроблені конструктивні схеми зазначених апаратів підтвердили їх ефективність та високу продуктивність при мінімізації енергетичних витрат.

### Список літератури

1. Назаренко І.І. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник / І.І. Назаренко. – Київ.: КНУБА, 1999.-488 с.;

УДК 621.924.93

Галецький О.С., к.т.н., асист., Ночніченко І.В., к.т.н., ст. викл.,  
Богдасhevська В.О., студ.

НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

### ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕЧІЇ РІДИНИ У КАЛІБРУВАЛЬНІЙ ТРУБЦІ ПРИ ФОРМУВАННІ РІЖУЧОГО СТРУМЕНЯ

Звертаючи увагу на малі затрати, високу продуктивність, забезпечення екологічності можливо розглядати гідроабразивне різання як одне з кращих видів різання матеріалів в машинобудуванні. При цьому в разі застосування абразивного матеріалу, для покращення характеристик різання, елементи системи формування ріжучого струменя починають досить інтенсивно зношуватися [1, 2]. Це, в свою чергу, призводить до зменшення часу роботи калібрувальної трубки та насадку сопла.

Для встановлення умови взаємодії абразивних частинок поверхнею каналу потрібно промоделювати формування і рух струминного потоку в змішувальній камері та в калібрувальній трубці. При цьому було прийнято наступні параметри: діаметр проточної частини змішувальної камери –  $d_c=14,0$  мм; діаметр струминного сопла на зрізі –  $d_s=0,25$  мм; довжина калібрувальної трубки –  $l_k=70$  мм; діаметр каналу калібрувальної трубки –  $d_k=1$  мм; номінальний тиск в системі –  $p=250$  МПа; діаметр сопла подачі абразивних частинок –  $D_{pa}=4,0$  мм; середня маса частинки абразиву –  $m_a=1,2 \cdot 10^{-6}$  кг; витрата абразивних частинок складає 0,6 кг/хв [2]. Модель внутрішнього каналу калібрувальної трубки та змішувальної камери побудовано з використанням пакету SolidWorks (рис. 1).

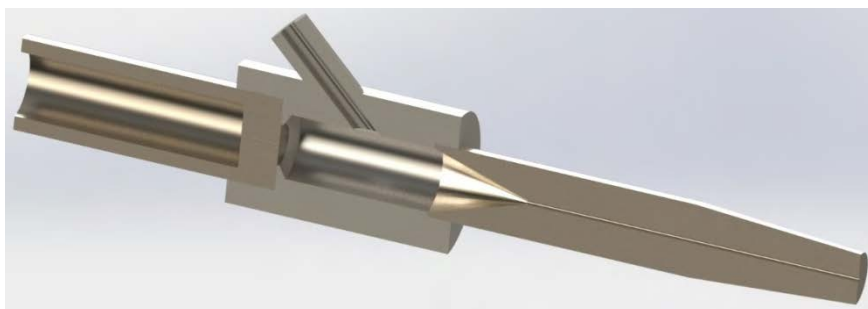


Рис. 1. Модель внутрішнього каналу калібрувальної трубки та змішувальної камери



Метою є дослідження течій рідини в калібрувальній трубці і взаємодію абразивних частинок із стінками змішувальної камери та калібрувальної трубки.

Ядром пакету є блок чисельного розв'язання рівняння руху рідини в ортогональній системі координат (рівняння Нав'є-Стокса), яке для певних початкових і граничних умов, заданих користувачем, дозволяє отримати епюри розподілу швидкостей і динамічних тисків у точці контакту струменя з тією чи іншою поверхнею [2]:

$$\frac{\partial V}{\partial t} + \nabla(V \otimes V) = -\frac{\partial p}{\rho} + \frac{1}{\rho} \nabla(\mu + \mu_c)(\nabla V + (\nabla V)^T) + (1 - \frac{\rho_{hyd}}{\rho})g \quad (1)$$

$$\nabla V = 0$$

де  $V$  – швидкість руху рідини;  $t$  - час;  $p$  - тиск;  $\rho$  та  $\rho_{hyd}$  - густина частинок та рідини відповідно;  $T$  – температура;  $g$  – вектор сили тяжіння;  $\mu$  –молекулярна динамічна в'язкість;  $\mu_c$  - на динамічна в'язкість.

Окрім рівняння Нав'є-Стокса, пакет використовує наступні базові рівняння:

- енергії [2]:

$$\frac{\partial h}{\partial t} + \nabla(Vh) = \frac{1}{\rho} \nabla \left( \left( \frac{\lambda}{c_{cp}} + \frac{\mu_t}{P_{rt}} \right) \nabla h \right) + \frac{Q}{\rho} \quad (2)$$

де  $h$  - висота стовпчика рідини, що вираховується від «дна» розрахункової області, на якій  $P=0$ ;  $\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності;  $P_{rt}$  -турбулентне число Прандтля;  $Q$  - кількість частинок;  $c_{cp}$ - питома теплоємність.

- рівняння розрахунку середніх квадратів пульсацій [2]:

$$\frac{\partial g_c}{\partial t} + \nabla(\rho V_{g_c}) = \frac{1}{\rho} \nabla(\mu_t \nabla g_c) + Q_g \quad (3)$$

$$Q_g = 2.8\mu_t(\nabla g_c)^2 - 2\frac{\rho \varepsilon g_0}{k} \quad (4)$$

де  $\varepsilon$  – дисипативна доля турбулентної енергії;  $k$  – турбулентна енергія.

Параметри моделювання наступні: температура робочої рідини – 20 °С; тиск на вході – 250 МПа; тиск на виході – 0,1 МПа; густина рідини – 1000 кг/м<sup>3</sup>. В результаті моделювання було визначено розподіл тиску (рис. 2а) та швидкостей (рис. 2б) в проточній камері сопла, змішувальної камери та калібрувальної трубки.

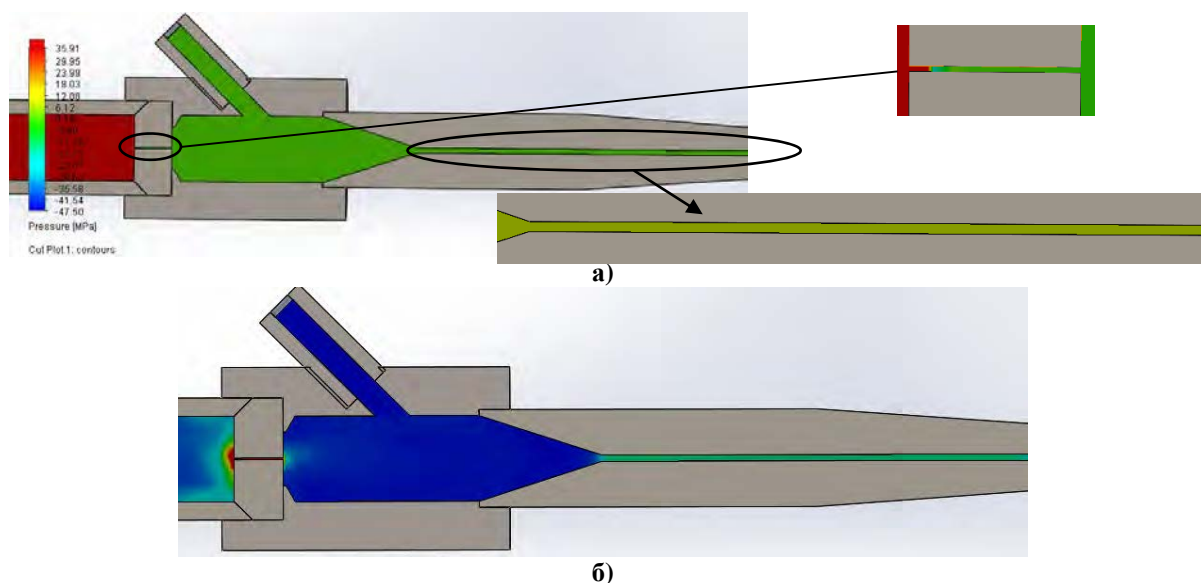


Рис. 2. Розподіл тиску (а) та швидкості (б) в калібрувальній трубці

Результати моделювання планується використати при розробці технічного рішення, яке б дозволило суттєво зменшити вплив абразивних частинок на стінки калібрувальної трубки. Таким чином це дозволить збільшити час роботи калібрувальної трубки і, як результат, здешевити використання гідроабразивного різання.

#### Список літератури

1. *Kunaporn S. Ultra high pressure waterjet peening / S. Kunaporn, M. Ramulu // Part I: Surface texture WJTA american waterjet conference – 2001.*
2. *Mehdi Z. Modeling of Abrasive Waterjet Turning / Z. Mehdi, Z. Iman // Australian Journal of Basic and Applied Sciences – 2011 – № 5(8) – p.p. 70-79.*

#### УДК 621-567.2

Ночніченко І.В., к.т.н., ст. викл., Галецький О.С., к.т.н., асист., Сідлецький В.О., студ. НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ Україна

### ОСОБЛИВОСТІ ТЕЧІЇ РОБОЧОЇ РІДИНИ КРИЗЬ КАЛІБРОВАНІ ДРОСЕЛІ ТА КАНАЛИ ПОРШНЕВОЇ КЛАПАННО-ДРОСЕЛЬНОЇ ГРУПИ ГІДРАВЛІЧНОГО ДВОТРУБНОГО АМОРТИЗАТОРА

Під час проектування нових гідравлічних амортизаторів необхідно враховувати особливості конструктивного виконання дросельних щілин і каналів та залежність зусилля опору на поршні від різних режимів течії робочої рідини для забезпечення планових характеристик амортизатора в змінних умовах експлуатації [1]. Характеристика гідравлічного амортизатора формуються елементами його клапанно-дросельної групи, а саме каліброваними турбулентними дроселями [2]. Калібрований дросель виконаний у вигляді вузького каналу та перпендикулярного, до нього, зазору утвореного між тарілкою клапану і поршнем. Для покращення характеристик нових високоефективних демпферів застосовують клапанно-дросельні групи з функціями адаптації до змінних умов експлуатації. Однак, режими течії робочої рідини у дросельних елементах є не достатньо вивченими, що пов'язано з складністю робочих процесів. Тому для дослідження робочих процесів у гідравлічних дроселях, застосовують чисельне моделювання.

Дослідження виконані з метою встановлення структури потоку робочої рідини та отримання даних для визначення особливостей її руху.

Імітаційне моделювання течії робочої рідини проводилось із застосуванням тривимірної моделі клапанно-дросельної групи (рис.1). На основі чисельного моделювання в пакеті SolidWorks були проведені дослідження картини течії, швидкості робочої рідини та розподілу тиску.

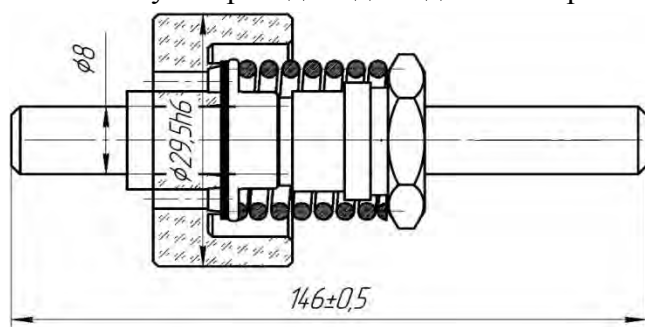


Рис. 1- Конструкція клапанно-дросельної

Задача вирішувалась для першого типу клапанно-дросельної групи яка широко застосовується в гідравлічних амортизаторах автомобілів класу А та В. Моделювання проводилось для різних режимів роботи при заданому перепаді тиску, що відповідає умовам експлуатації амортизатора. Побудована модель використовувалась для дослідження течії робочої рідини при застосуванні мастила категорії Н-ЛР. Початкова температура від-

повідала 20 °С. В результаті імітаційного моделювання було визначено розподіл тиску на

клапанно-дросельному вузлу та його проточній камері та каналах (рис.2), встановлено, що розподіл тиску у перерізі клапану є рівномірним та повторює теоретичний розрахунок.

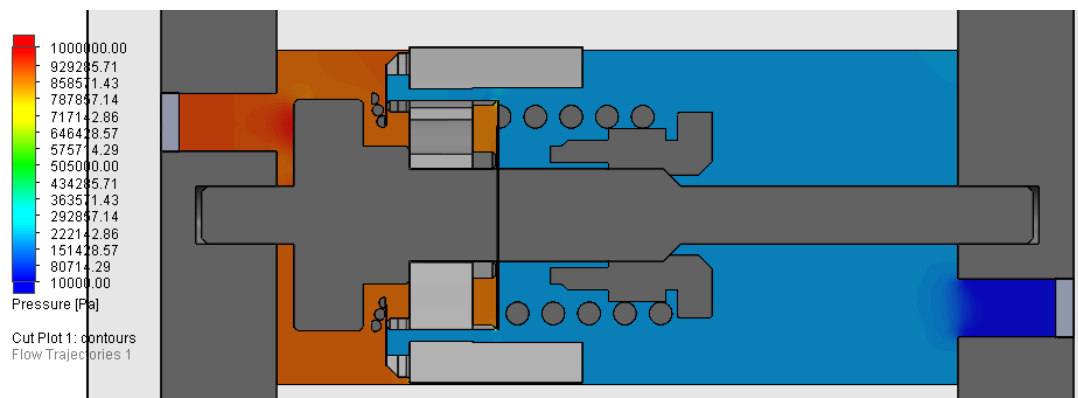


Рис. 2 - Розподілення тиску у перерізі клапанно-дросельного вузла амортизатору (рух рідини з ліва на право  $t=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ , площа дроселя  $1.61\text{mm}^2$ )

Відповідно розподіл швидкостей (рис. 3) у перерізі клапану дозволили підтвердити найбільш вразливі ділянки клапанно-дросельної групи, якими являється сідло та тарілка. Також відмічено, що в зоні дроселювання відбувається локальне підвищення швидкості руху робочої рідини, що призводить до порушення суцільності потоку та можливості виникнення кавітації і вспінення робочої рідини.

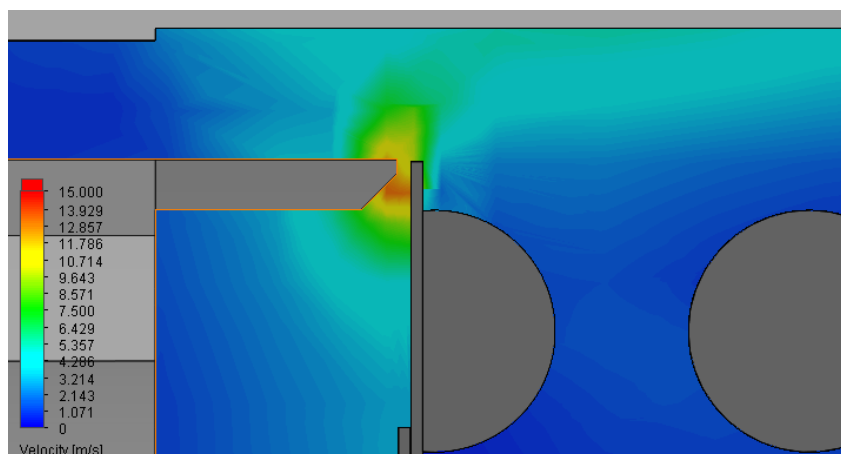


Рис. 3- Розподілення швидкості в дросельній щілині та проточній камері амортизатору (рух рідини з ліва на право ( $\Delta p=15\text{ бар}$ ,  $t=20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ,  $Q=0.00008\text{ м}^3/\text{с}$ , площа дроселя  $1.61\text{mm}^2$ ))

Отримані результати в подальшому планується, кількісно порівняти з фізичними експериментом, а також вони можуть застосовуватись для підвищення ефективності роботи амортизатора у змінних умовах експлуатації за рахунок вибору раціональних параметрів конструкції елементів та дроселів клапанно-дросельної групи.

### Список літератури

1. Сиов Б.Н. Истечение жидкости через насадки / Б.Н. Сиов М., Машиностроение. – 1968. –140 с.
2. Дербаремдикер А.Д. Амортизаторы транспортных машин. [2 изд. перераб. и доп.] / А.Д. Дербаремдикер. — М.: Машиностроение, 1985 г. —200 с.

УДК 623.451:519.6

Коваль О.Д., к.т.н., доц., Козерацький М.С., Мазуркевич К.О.

Національний технічний університет України «КПІ», м. Київ, Україна

### ВИВЧЕННЯ ВПЛИВУ РЕОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ РІДИН НА ІНТЕНСИВНІСТЬ ЇХ УЛЬТРАЗВУКОВОГО РОЗПИЛЕННЯ

Ефективність деяких технологічних процесів залежить від можливості отримувати аерозоль з заданою дисперсністю чи іншими параметрами. В значній мірі ефективність буде залежати також і від можливості керування параметрами аерозолю.

Гідравлічний, пневматичний, механічний, електростатичний, пульсаційний, з попереднім газонасиченням та акустичний способи розпилення є достатньо відомими, але кожний з яких має недоліки і переваги.

Мета наших досліджень розробити методіку та провести ряд експериментів для полегшення вибору технологічних параметрів ультразвукових апаратів для розпилення в'язких, а можливо і аномально в'язких рідин.

Процес ультразвукового розпилення в тонкому шарі являє собою комбінований кавітаційно-хвильовий механізм руйнування міжмолекулярних зв'язків в рідині, який має деякі переваги перед іншими способами розпилення, а саме відсутність потреби в додаткових пристроях для стиснення та подачі рідини або повітря та здатність створювати дрібнодисперсний та близький до монодисперсного аерозоль.

Відомі роботи з вивчення дисперсного складу аерозолів в яких відзначено, що температура рідини впливає на розпилення, а саме на величину крапель. Наприклад, вплив в'язкості для рідин з досить малим коефіцієнтом в'язкості було описано в роботі Г.Д.Малюжинця, який встановив, що граничне значення амплітуди коливань вібруючої поверхні диспергатора, при якому відбувається перехід капілярно-гравітаційних хвиль в нестійкий стан, виражається залежністю

$$A_{\Pi} = \frac{\delta \lambda_K}{2\pi^2 f}, \text{ де } \delta = 2 \frac{\eta}{\rho} \left( \frac{2\pi}{\lambda_K} \right)^2, \lambda_K = \sqrt[3]{\frac{8\pi\sigma}{\rho f^2}},$$

де  $\delta$  - декремент затухання;  $\lambda_K$  - довжина капілярних хвиль,  $\eta$  - в'язкість,  $\rho$  - густина рідини,  $f$  - частота коливань.

Незважаючи на велику кількість робіт, присвячених вивченню ультразвукового розпилення в тонкому шарі, слід зазначити, що кількість результатів аналітичного та експериментального досліджень є недостатньою, відсутні сучасні інженерні методи розрахунку та проектування ультразвукових диспергаторів для розпилення в'язких рідин в тонкому шарі.

В якості модельних рідин нами обрано гідравлічні та автомобільні оливи.

Були проведені попередні експерименти розпилювання гліцерину і води, а також водних розчинів гліцерину з різною концентрацією. Ці розчини мають широкий діапазон значень коефіцієнту в'язкості, але є ньютонівськими. Розпилення відбувалось при різних температурах, однак коефіцієнти динамічної в'язкості сумішей за цієї температури мають близькі значення ( $\mu \approx 0,005 \text{ Па} \cdot \text{с}$ ) [1]. Оливу I-20 при температурі 95 °C та Esso Nuto при 90°C також вдалося розпилити (рис.1.).

Нами зроблено припущення, що «в'язкість розпилення»  $\mu \approx 0,005 \text{ Па} \cdot \text{с}$  можна вважати особливістю обраного для досліджень диспергатора.

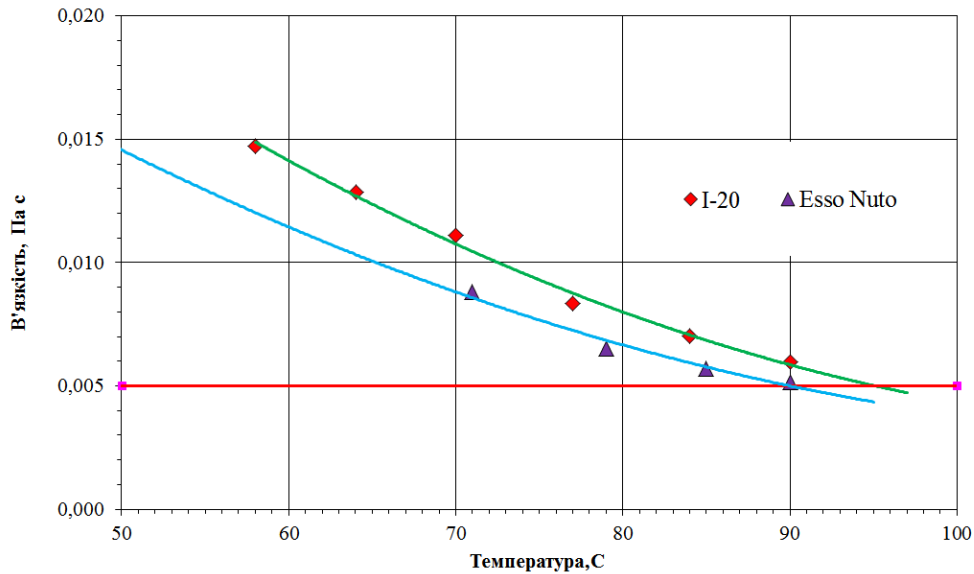


Рис. 1. Залежність в'язкості оливи I-20 та Esso Nuto від температури

У роботі [2] наводиться математична модель низькочастотного кавітаційного розпилення в'язких рідин та зроблено висновок, що результати цієї роботи можуть бути основою для проектування спеціалізованих ультразвукових розпилювачів. Автор вважає, що «порогова в'язкість» при частоті 22кГц при якій розпил вже не має відбуватися складає 23,5 сПз [2], тобто 0,02 Па·с.

В наших експериментах [3] ми, використовуючи рекомендації з різних джерел, обрали товщину шару рідини  $h=0,8\text{мм}$ . Частота коливань складала 22 кГц. На рис.2 показаний результат математичного моделювання продуктивності розпилення залежно від частоти та товщини шару рідини [2].

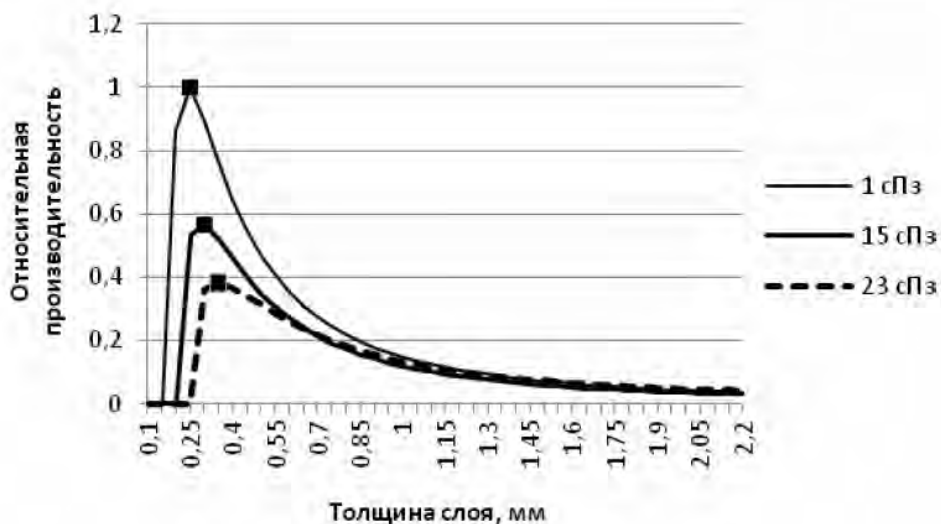


Рис. 2. Залежність продуктивності розпилення залежно від частоти та товщини шару рідини [2]

Так, як нами було зроблене припущення, що особливістю диспергатора може бути «в'язкість розпилення» ми спробували розпити ще декілька рідин, залежність в'язкості рідин від температури яких представлено на рис.3. Для цих рідин при температурі 80-90 °C в'язкість була вища за 0,005 Па·с [3]. Розпилення цих рідин не відбулося. Такі рідини, на

нашу думку, можна буде розпилити іншим диспергатором, який має іншу потужність, амплітуду коливань[2].

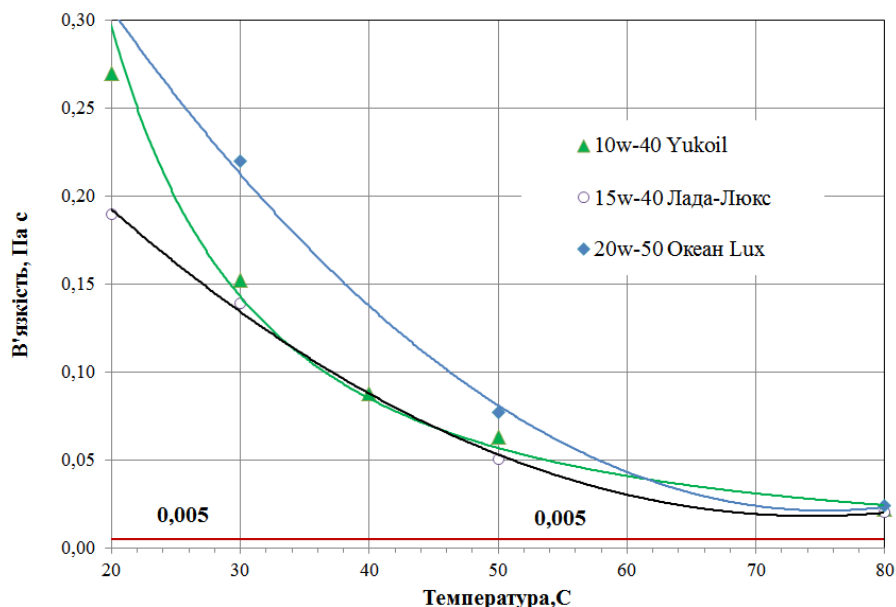


Рис. 3. Залежність в'язкості рідин від температури оливи, які розпилити не вдалося

Таким чином метою нашого дослідження є практичне підтвердження результатів математичного моделювання, а також створення власної математичної моделі з метою отримання розрахункових залежностей для кавітаційних розпилювачів обраного типу.

### Список літератури

1. Коваль О.Д., Бойко Ю.О. /Вивчення впливу властивостей рідини з метою вибору раціональних режимів їх ультразвукового розпилення/Міжнародна науково-технічна конференція "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці", Київ, 26 - 29 травня 2015 р.: Матеріали конференції -Київ: 2015.- С.66.
2. В. Н. Хмелёв, А. В. Шалунов, Р. Н. Голых, А. В. Шалунова / Выявление оптимальных режимов и условий ультразвукового воздействия для распыления вязких жидкостей / Электронный журнал «Техническая акустика» <http://www.ejta.org> 2011, 10.
3. Коваль О.Д., к.т.н., доц., Козерацький М.С., Мазуркевич К.О./ Вивчення впливу реологічних властивостей рідин з метою вибору раціональних режимів їх ультразвукового розпилення/ Міжнародна науково-технічна конференція "Гідроаеромеханіка в інженерній практиці", Київ, 24 - 27 травня 2016 р.: Матеріали конференції -Київ: 2016.- С.76-79.

УДК 533.6.08 : 532.574

Турик В. М. к.т.н., доц., Іщенко О. А. студ.  
НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

### МОДЕЛЮВАННЯ ВИХРОВИХ ТЕЧІЙ У ТРИВИМІРНИХ ЗАГЛИБЛЕННЯХ

Локальні заглиблення притаманні обтічним поверхням літальних апаратів, надводних і підводних суден, гідротехнічних споруджень, теплообмінників та інших технічних пристроїв. Відомо, що ці геометричні неоднорідності поверхонь є джерелами формування вихрових утворень різних масштабів, які в залежності від геометричних та режимних факторів можуть призводити до суттєвих змін в гідроаеродинамічному опорі, акустичних характеристиках обтічних тіл та в тепломасообміні у рухомій рідині. Можливі навіть нештатні й аварійні ситуації, наприклад, при недостатніх вентиляційних якостях відповідних ніш в аеродинамічних поверхнях літальних апаратів, що призводить до накопичення в їх порожнинах небезпечної за концентрацією паливо-повітряної суміші тощо. Через періодичні викиди вихорів назовні із заглиблень до супутнього потоку значно змінюється структура примежового шару поблизу поверхонь, причому вплив на примежовий шар має місце не тільки у супутньому потоці, але розповсюджується і уверх за потоком, що набігає на заглиблення. Разом з тим, з робіт Бабенка В.В., Кікнадзе Г.І., Краснова Ю.К., Леонтєва О.І., Халатова А.А. та ін. [1, 2] відомо, що спеціально організовані ансамблі вихорів та їх викиди із заглиблень в основний потік з різною періодичністю можуть значно активізувати процеси переносу в рідині, а при відповідних крайових умовах забезпечити суттєве енергозберігання при функціонуванні різноманітних апаратів та конструкцій з такими вихорогенераторами. Так, їх раціональне застосування може призводити до випереджуючого зростання теплообміну у порівнянні із супровідним збільшенням гідравлічних втрат. За певних умов фактор аналогії Рейнольдса  $(Nu/Nu_0)/(c_f/c_{f,0})$  у таких системах може збільшуватися до величин, більших одиниці [1]. Експериментальні та теоретико-чисельні роботи в цьому напрямку, перш за все Roshko A., Лаврент'єва М.О., Гольдштіка М.О., Шабата Б.В. та ін., усе ж таки залишають широке поле невирішених питань, а часом виявляють навіть суперечливості даних щодо кінематичних та енергетичних особливостей потоків, що обтікають поверхні з локальними (або груповими) заглибленнями. Особливо складні тривимірні вихрові структури генерують ніші у вигляді напівсферичних та овальних лунок. Очевидно такі течії можна віднести до класу згаданих в [3], для яких традиційні рівняння переносу не є зовсім адекватними. Таким чином, на сьогодні проблема моделювання подібних течій є дуже актуальною. У даній роботі досліджувалася структура течії усередині поодиноких напівсферичних лунок радіусом  $R_n = 0,005$  м та 0,01 м на гідравлічно гладкій пластині. Комп'ютерне моделювання здійснене з використанням програмного пакетного комплексу ANSYS WORKBENCH-17 в середовищі Fluent при накладанні на розрахункову область гексагональної сітки з 48744 елементів при 50379 вузлів. Кількість ітерацій складала 300. Побудовано картини течії усередині лунок у вигляді як областей однакової швидкості, так і розподілу ліній течії для діапазону швидкостей незбуреного потоку повітря  $1 \div 40$  м/с. Аналізується схожість та розбіжність отриманих картин з детальними даними наших експериментальних досліджень.

#### Список літератури

1. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика около поверхностных углублений (лунок): [монографія] / А.А. Халатов; НАН України, Институт технической теплофизики. – К. – 2005. – 76 с.
2. Козлов Л. Ф. Формирование турбулентности в сдвиговых течениях / Л.Ф. Козлов, А.И. Цыганюк, В.В. Бабенко и др. – К. : Наукова думка. – 1985. – 284 с.
3. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа / Л.Г. Лойцянский. – М.: Наука, 1987. – 840 с.

УДК 621.867.82

Гущин О.В. к.т.н., докторант

Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля, г. Северодонецк Украина

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПНЕВМАТИЧЕСКОГО ТРАНСПОРТА СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ СИНЕРГЕТИЧЕСКОГО ПОДХОДА

Задача рационального использования пневмотранспорта сыпучих материалов может быть решена на основе снижения общих энергетических затрат на процесс транспортирования, уменьшения эксплуатационных расходов, повышении сроков службы, надежности установок и улучшении экологии окружающей среды. В связи с этим, актуальной проблемой является разработка научно обоснованной концепции совершенствования пневматического транспорта сыпучих материалов, которая базируется на использовании явления синергетичности в движении структурированных аэросмесей.

Движение гетерогенных газоматериальных потоков представляется как процесс самоорганизации с коллективными связями, определяющими эффективные коэффициенты переноса импульса, силы и массы движущегося потока. Регулирование осуществляется через управляющие параметры, в качестве которых приняты числа Фруда и Рейнольдса.

Процесс самоорганизации массопереноса в пневмотранспортном трубопроводе достигается энергетической подпиткой движущегося газоматериального потока, которая осуществляется несущим газом, вибрацией или объединенным действием нескольких факторов. Созданию дополнительной завихренности потока также способствует турбулентность несущего потока, форма и шероховатость частиц и стенок трубопровода, энтропия системы, осцилляционные процессы, наблюдающиеся при движении сыпучих материалов в транспортном трубопроводе.

Экспериментальные исследования режимов движения аэросмесей в области нестабильных состояний (волновое, порционное, дюнообразное и микробросками) показывают, что даже малые возмущения начальных условий для динамической переменной или параметров самой динамической системы (давления, скорости воздушного потока, угла атаки воздушной струи и т.д.) в значительной мере приводят к непредсказуемости результирующего движения.

Исследование процессов, протекающих при пневматическом транспортировании сыпучих материалов, представляется целесообразным осуществлять на основе общих подходов к проблеме предсказуемости, основанных на представлении о частично детерминированных процессах, допускающих динамический прогноз на ограниченных интервалах времени.

При движении структурированных аэросмесей в трубопроводе сохраняются характерные особенности турбулентного течения: неравномерность, большое число макроскопических степеней свободы, существенная, а во многих случаях и определяющая роль гидродинамических флуктуаций, в значительной мере его непредсказуемость.

Концепция частичной детерминированности (случайность и детерминированность не противопоставляются друг другу, а рассматриваются как полюса единого свойства – частичной детерминированности) применима при описании турбулентных потоков, поскольку у них имеется пространственно-временная область совместимости.

Основой разработки пневмотранспортных установок со структурированными режимами движения аэросмесей (волновым и порционным) является явление сверхтекучести сыпучих материалов имеющее место при дополнительном энергетическом воздействии. Трансформация структуры течения аэросмесей в пневмотранспортном трубопроводе путем генерации вихревых структур позволяет интенсифицировать процессы массопереноса, понизив при этом скорость движения потока, увеличив массовую концентрацию, снизив энергозатраты на процесс транспортирования и и повысить производительность установки.

На основе использования структурированных режимов движения аэросмесей разработаны новые конструктивные разновидности пневмотранспортных установок для перемещения сыпучих материалов с разными физико-механическими свойствами.



УДК 621.9.048.6

Мовчанюк А.В. к.т.н., доц., Фесич В.П. инженер, Луговской А.Ф. д.т.н., проф.  
НТУУ «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина

### СОВРЕМЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ УЛЬТРАЗВУКОВОЙ КАВИТАЦИОННОЙ ОБРАБОТКИ ЖИДКИХ СРЕД

Кавитация позволяет интенсифицировать большинство химико-технологических процессов: растворения, гидролиза, экстракции и т.д. Кавитационное воздействие благодаря возникновению в жидкой среде экстремально высоких температур и давлений, сопровождающих схлопывание кавитационных пузырьков, позволяет проводить безреагентное обеззараживание жидких сред. На сегодняшний день в промышленных масштабах кавитацию можно получить двумя способами – гидродинамическим и ультразвуковым.

Ультразвуковое кавитационное оборудование – это сложная мехатронная система, состоящая из ультразвуковых приводов-излучателей, кавитационной камеры и электронной системы управления. Наличие электронной системы управления позволяет эффективно управлять интенсивностью кавитационных процессов.

Ультразвуковое кавитационное оборудование можно разделить на две категории: оборудование для обработки жидкости в состоянии покоя и оборудование для обработки жидкости в потоке. К ультразвуковому кавитационному оборудованию для обработки жидкости в состоянии покоя можно отнести ультразвуковые диспергаторы и ультразвуковые ванны. Ультразвуковые диспергаторы представляют собой привод с трансформатором скорости, позволяющий получить на рабочей поверхности интенсивности более  $20 \text{ Вт/см}^2$ . Однако при этом могут быть обработаны только малые объемы жидкости – от единиц до десятков  $\text{мм}^3$ . В ультразвуковых ваннах достигается интенсивность от 0,5 до  $6 \text{ Вт/см}^2$ . При этом объем технологической ванны составляет от 0.5 до 10 л. Плотность ультразвуковой энергии в подобных ваннах составляет более 50 Вт на литр. Ультразвуковые ванны нашли широкое применение в процессах ультразвуковой очистки.

К ультразвуковому оборудованию для обработки жидкости в потоке можно отнести трубчатые кавитаторы. Они представляют собой отрезок трубы, во внутреннем объеме которой возбуждаются ультразвуковые колебания высокой интенсивности. Наиболее перспективными являются трубчатые кавитаторы с ультразвуковыми приводами на образующей поверхности. Такая конструкция позволяет создавать ультразвуковое кавитационное оборудование, не вносящее дополнительное гидравлическое сопротивление, и может быть встроена в уже существующие технологические линии. Трубчатый кавитатор может работать в режиме радиальных либо радиально-изгибных колебаний. Радиальный режим колебаний позволяет получить высокие интенсивности ультразвука (десятки  $\text{Вт/см}^2$ ) в области оси кавитатора, а радиально-изгибный – более равномерную обработку.

УДК 684.4.05

Семінський О.О., к.т.н., доцент

НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

**МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ КІЛЬКОСТІ ТЕПЛОВОЇ ЕНЕРГІЇ, ЩО ВИДІЛЯТЬСЯ ПРИ ОБРОБЦІ РІДИНИ У РОТОРНО-ПУЛЬСАЦІЙНИХ АПАРАТАХ ТА ЙОГО АПРОБАЦІЯ**

Висока ефективність роторно-пульсаційних апаратів (РПА) зумовлює розширення області їх застосування та збільшення кількості таких апаратів впроваджених у виробництво. Така ситуація вимагає активізації робіт з удосконалення конструкції і визначення режимних параметрів роботи РПА, що зумовлює актуальність досліджень у цьому напрямі.

Знання енергетичних характеристик РПА відіграє важливу роль, оскільки дозволяє не тільки здійснити раціональний вибір привода на етапі проектування, а і визначати та контролювати вплив на рідину, що обробляється в апараті.

Значна кількість енергії, що витрачається у РПА при обробці рідин витрачається на: 1) градієнтний зсув у зазорі між робочими органами; 2) турбулентні пульсації потоку та явища гідроакустичної природи, викликані зміною прохідного перерізу потоку; 3) вихореутворення у перфорації робочих органів. Раціональне використання цієї складової енергії, що споживається РПА з урахуванням особливостей процесів, що проводяться дає можливість інтенсифікувати ці процеси.

При обробці чистих рідин майже вся зумовлена зазначеними факторами енергія переходить у тепло внаслідок дисипації, що дозволяє провести її кількісну оцінку. Аналіз опублікованих результатів досліджень у цьому напрямку вказує на те, що кількість виділеного тепла при обробці рідини в РПА визначається на основі визначення температури рідини, що циркулює через РПА у замкненому контурі, на виході з апарату та часу обробки рідини, або на основі визначення різниці температур на вході і виході з зони обробки та середнього часу перебування рідини в зоні обробки. Основним недоліком першого методу є неврахування розігріву апарату та циркуляційного контуру. Недоліком другого методу є складність вимірювань, пов'язана з малою зміною температури рідини за один прохід через зону обробки, особливо у випадку апаратів з малою кількістю пульсаційних ступіней, що вимагає використання високоточного вимірювального обладнання з малою інерційністю та врешті решт впливає на точність вимірювання.

Метод, що пропонується, передбачає заповнення циркуляційного контуру рідиною та витримку її до вирівнювання температури рідини і контуру ( $T_1$ ), визначення кількості теплової енергії, яку набула рідина при обробці в РПА у режимі циркуляції за визначений проміжок часу на основі визначення зміни її температури, заповнення циркуляційного контуру рідиною з відомою початковою температурою ( $T_2$ ) та її витримку до вирівнювання температури рідини і контуру ( $T_3$ ). Визначення кількості теплової енергії, переданої конструкції, здійснюється аналогічно до методу водного потенціалу з урахуванням температур  $T_1$ ,  $T_2$ ,  $T_3$ . Кількість теплової енергії, що виділяється при обробці рідини у РПА дорівнює сумі кількостей енергії, яку набула рідина, та енергії, переданої конструкції.

Апробація методу здійснена шліхом експериментальних досліджень у РПА з внутрішнім циркуляційним контуром. У якості робочої рідини використано воду. Відмічається суттєве підвищення точності визначення кількості теплової енергії, що виділяється при обробці рідини у РПА. Разом з цим, запропонований метод є достатньо простим і не потребує складних засобів вимірювання.

УДК 621.924.93

Павлюченко Ю.О., аспірант

Кременчуцький національний університет ім. М. Остроградського, м. Кременчук, Україна

### ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ГІДРОАБРАЗИВНОГО ПРОШИВАННЯ ОТВОРІВ У ЛИСТОВИХ ЗАГОТОВКАХ В УМОВАХ ЗМІНИ РОБОЧОГО ТИСКУ

Звукопоглинаючі панелі (ЗПП), що нині широко застосовуються в авіаційній галузі та при виробництві турбоагрегатів, конструктивно являють собою одно-, дво-, або тришарові оболонки у вигляді кожухів, обтікачів, діафрагм та т.п. При цьому головним способом поліпшення шумопоглинальної здатності залишається перфорування внутрішнього елементу багат шарового екрану із утворенням комірок нерегулярної структури. Як правило, перфорація являє собою масив отворів невеликого діаметра (біля 1,2...2,0 мм), виконаних із кроком 10 x 10 мм по всій площині оболонки з внутрішнього боку. Існують певні напрацювання щодо використання для перфорування засобів гідроабразивної обробки [1]. Однак, зважаючи на досить низьку потужність різання, циклічність обробки, а також постійну значну потужність, яка витрачається гідроагрегатом для підтримки тиску в контурі високого тиску (біля 35–40 кВт), очевидним постає низький к.к.д. пропонованого процесу.

З метою зниження непродуктивних енерговитрат головний привод джерела живлення повинен працювати із циклічним вмиканням та вимкненням або із засобами накопичення рідини у між цикловий період.

Нехай мультиплікаторна гідросистема складається із мультиплікатора односторонньої дії (рис. 1), із пружинним або примусовим поверненням поршня у початковий стан, має гідроакумулятор в системі низького тиску і працює за принципом створення високого тиску під час руху поршня мультиплікатора зліва направо із відкриттям клапану-відсікача. Тоді повний робочий хід в системі має відповідати часу  $t_0$  на прошивання отвору діаметром  $d_0$  у листовій заготовці товщиною  $h_z$  із формуванням останнього методом копіювання.

Теоретичний обсяг  $q_1$ , виражений у  $\text{см}^3$  рідини, що подається за один робочий хід плун-

жера, складає  $q_1 = \frac{\pi d_p^2}{4} l$ . З урахуванням перетікань рідини, на основі [2], а також її стискування, впливу глухого простору та деформування робочої порожнини розрахунковий обсяг заплунжерного простору визначиться із  $V = q_1 - \Delta V_c - \Delta V_n - \Delta V_m$ , де  $\Delta V_c$  - зменшення обсягу рідини за рахунок стискування за час одного робочого ходу,  $\text{см}^3$ ;  $\Delta V_n$  - обсяг перетікань через ущільнення поміж плунжером та гільзою,  $\text{см}^3$ ;  $\Delta V_m$  - збільшення обсягу глухого простору за рахунок деформації робочої камери за час одного ходу,  $\text{см}^3$ . Зменшення обсягу рідини за

рахунок стискування з урахуванням глухого простору визначиться як  $\Delta V_c = \frac{\Delta p(q_1 + V_m)}{E}$ ,

де  $\Delta p = p - p_1$  - різниця тисків на вході в мультиплікатор та на виході з нього, МПа;  $V_m$  - обсяг глухого простору, що конструктивно приймається найменшим,  $\text{см}^3$ ;  $E$  - модуль пружності технологічної рідини, МПа.

Обсяг перетікань рідини через ущільнення в камері високого тиску із урахуванням можливого деформування плунжера (відповідно до [3]), становитиме

$$\Delta V_n = 2.5 \frac{\pi p (s - \Delta d)^3 t d}{12 \mu l_1},$$

де  $\mu'$  - коефіцієнт Пуассона;  $E'$  - модуль пружності матеріалу плунжера, МПа. Збільшення обсягу глухого простору відображається  $\Delta V_m = \frac{pV_m}{E''}$ , де  $E''$  - модуль пружності матеріалу камери, МПа.

Таким чином, за один робочий хід (тобто за час, необхідний для формування отвору) мультиплікатор подасть рідину в обсязі:

$$V = \frac{\pi d_p^2}{4} l - \frac{\Delta p(q_1 + V_m)}{E} - 2.5 \frac{\pi p_b (s - \Delta d)^3 t d}{12 \mu l_1} - \frac{p_b V_m}{E''}$$

Ця рідина, прямуючи із сопла, що володіє певним коефіцієнтом витрати  $\mu_c$ , витікатиме із витратою

$$q = \mu_c f_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} p_b$$

що для тривалості процесу оброблення  $t_0$  відповідатиме обсягу  $V = \mu_c \frac{\pi d_c^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}} p_b t_0$

Нехай коефіцієнт мультиплікації визначається як  $K_{mp} = \frac{p_b}{p_1} = \frac{F}{f} = \frac{Q}{q}$ , де  $F$  - активна площа поршня силового циліндра,  $\text{см}^2$ ;  $f$  - площа плунжера,  $\text{см}^2$ ;  $Q$  - витрата в лінії низького тиску,  $\text{дм}^3/\text{хв}$ . Тоді з урахуванням перетікань рідини  $q'$  у контурі низького тиску, к.к.д. гідронасосу обсяг рідини, що має надходити до силового приводу мультиплікатора для виконання циклу обробки, становитиме:

$$V_m = \frac{K_{mp}}{\eta_m} V + q' t_0$$

Отже, час витікання рідини за хід мультиплікатора та обсяг рідини, що має надійти до силового приводу мультиплікатора складе

$$t_x = \frac{d_p^2 l - 1,27 \left( \frac{\Delta p(q_1 + V_m)}{E} + \frac{p_b V_m}{E''} \right) - 3,18 \frac{\pi p_b (s - \Delta d)^3 t d}{12 \mu l_1}}{\mu_c d_c \sqrt{p_b}} \sqrt{\frac{\rho}{2}}$$

$$V_m = \frac{K_{mp}}{\eta_m} \left( \frac{\pi d_p^2}{4} l - \frac{\Delta p(q_1 + V_m)}{E} - 2.5 \frac{\pi p_b (s - \Delta d)^3 t d}{12 \mu l_1} - \frac{p_b V_m}{E''} \right) + q' t_0$$

Цей обсяг повинен забезпечуватися одночасною роботою помпи низького тиску та спорожненням порожнини гідроаккумулятора в якому запасено стиснену рідину. Оскільки при роботі мультиплікатора рівновага поршня визначається тиском  $p_n$ , створюваним насосом та протитиском у плунжерній камері, маємо, що витрата рідини у порожнину циліндру становитиме

$$Q' = Q_n + Q_a = \mu_t f_t \sqrt{\frac{2}{\rho} \left( p_n - \frac{p_b}{K_{mp}} \right)} + Q_n$$

де  $\mu_t$  - коефіцієнти витрати крізь кромку керуючого золотника,  $f_t$  - площа прохідного перетину клапану  $P_1$ . Якщо прийняти, що  $Q_n = const$  і визначається потужністю помпи, то витрата із аккумулятора  $Q_a$  залежатиме від миттєвого перепаду тиску  $(p_n - p_b / K_{mp})$  і визначатиметься обсягом рідини, що витікає із струминного сопла під високим тиском:

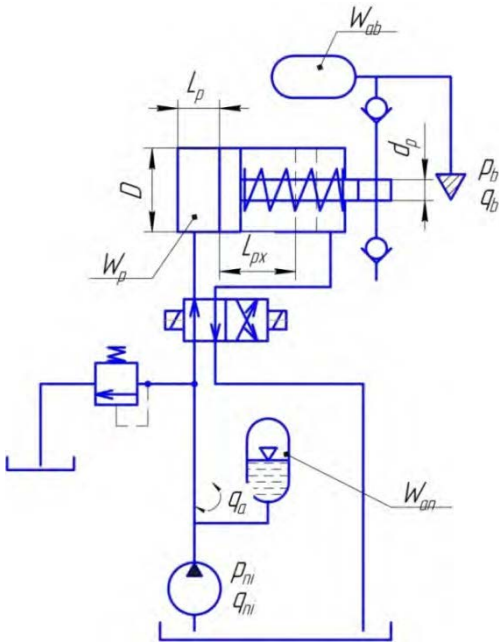


Рис.1. Система живлення із одностороннім мультиплікатором із одностороннім мультиплікатором

$$Q' = \frac{\mu_c f_c}{\eta_m} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_b} \cdot K_{mp} + q', \text{ тобто}$$

$$p_n = \frac{\rho}{2} \left( \frac{\mu_c f_c}{\eta_m \mu_t f_t} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_b} \cdot K_{mp} + \frac{q' - Q_n}{\mu_t f_t} \right)^2 + \frac{p_b}{K_{mp}}$$

Останнє рівняння пов'язує між собою тиск витікання рідини  $p_b$ , тиск у напірній лінії контуру низького тиску  $p_n$  перетікання рідини  $q$ , витрату помпи низького тиску  $Q_n$  та коефіцієнт мультиплікації  $K_{mp}$ . Розв'язання рівняння відносно  $p_b$  за умови, що витрата у контурі низького тиску забезпечується виключно роботою гідроаккумулятора, тобто  $Q_n=0$ , а також нехтування перетіканнями рідини у контурі високого тиску дозволяє зробити висновок, що рівень тиску в камері високого тиску, та, відповідно, і швидкість витікання струменя із сопла, залежить не тільки від коефіцієнту мультиплікації  $K_{mp}$ , а і від співвідношення витратних характеристик сопла і керуючого золотника, оскільки

$$p_b = \frac{p_n}{A^2 \frac{1}{\eta_m^2} + \frac{1}{K_m}}, \text{ де } A = \frac{\mu_c f_c}{\mu_t f_t}. \text{ При цьому спрацювання золотника за певний час } T_p,$$

при якому змінюється прохідна щілина його крайок, і, відповідно, змінюється витратна характеристика, веде до уповільнення зростання тиску в камері високого тиску.

Якщо прийняти до уваги, що обсяг матеріалу, який необхідно вилучити за час  $t_0$  визна-

чається діаметром гідроабразивного струменя  $D_k$  як  $W_0 = \frac{\pi D_k^2}{4} h$ , то час  $t_0$  становитиме:

$$t_0 = \frac{\pi D_k^2 h}{4w} = 2,27 \frac{\pi D_k^{0,16} h^{1,3}}{\left(\frac{p_b}{100}\right)^{1,66} \left(\frac{\sigma_p}{100}\right)^{-0,35} \sqrt{d_a} K_a^{0,73}} = 2,27 \frac{\pi D_k^{0,16} h^{1,3}}{\sqrt{d_a} K_a^{0,73}} \left(\frac{p_b}{100}\right)^{-1,66} \left(\frac{\sigma_p}{100}\right)^{0,35}$$

Нехай між часом  $t_0$  та часом роботи мультиплікатора односторонньої дії  $t_k$  існує співвідношення  $t_0 = k_z t_k$ ,  $k_z=0,5\dots 0,8$ . Тоді маємо можливість встановити основні параметри мультиплікаторної системи за заданими  $D_0=D_k$  та  $h$ :

$$p_b = 82,3 \cdot k_z \left[ \frac{\sqrt{d_a} K_a^{0,73}}{\pi D_k^{0,16} h^{1,3}} \left(\frac{\sigma_p}{100}\right)^{0,35} \left( d_p^2 l - 1,27 \left( \frac{\Delta p (q_1 + V_m)}{E} + \frac{p_b V_m}{E''} \right) - 3,18 \frac{\pi p_b (s - \Delta d)^3 t d}{12 \mu l_1} \right) \right]^{1,2}$$

Зміна потрібного рівня тиску для виконання отворів певного діаметра протягом фіксованого часу (наприклад,  $t_0=1,0$  с), залежатиме від товщини оброблюваного матеріалу  $h$ , мм, його міцності та діаметру отвору  $D_k$ , мм.

Експериментальні дослідження виконували на обладнанні ГАР-400-5, з номінальним робочим тиском 300 МПа та потужністю головного приводу 40 кВт. Виміри контрольованих величин дозволили побудувати діаграми зміни силового навантаження із плином часу, отримати дані для визначення втрат потужності в елементах гідросистеми, та встановити ефективність перфорування листових заготовок товщиною 1,5–20 мм із алюмінієвого сплаву АМг та Сталі 40Х (рис. 2).

Аналіз діаграми навантаження дослідних зразків із зазначених матеріалів показав, що час прошивання отворів в обох випадках не перевищував 0,5 с. Це обумовлюється тим, що товщина матеріалу незначна, а опір гідроабразивному руйнуванню досить низький.

Електронно-мікроскопічне дослідження зразків довело, що розвиток вирви руйнування відбувався без істотних похибок форми, а також відповідав діаметру зрізу калібрувальної

трубки (рис. 3). Зменшення часу на розгін головного двигуна та вихід системи на робоче навантаження можливе і за рахунок введення до гідросистеми засобів автоматичного розвантаження насоса із електромагнітним керуванням, узгодженим із клапаном переривання потоку. Це дає змогу знизити час  $T_o$  за рахунок використання гідравлічного розвантаження, при якому споживана потужність падає практично до рівня холостого ходу електродвигуна.

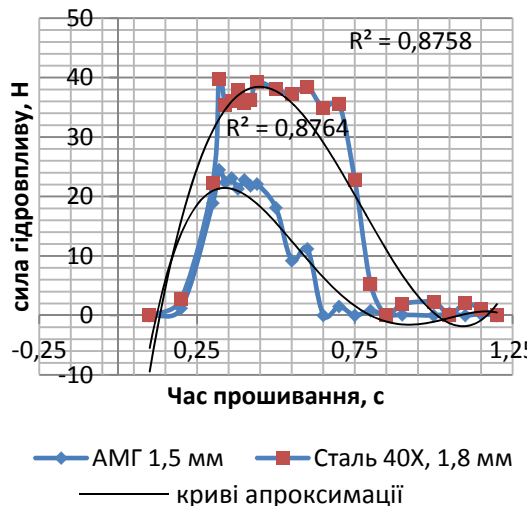


Рис. 2. Діаграма зміни зусиль при прошиванні тестових заготовок та криві апроксимації зміни сили гідровпливу

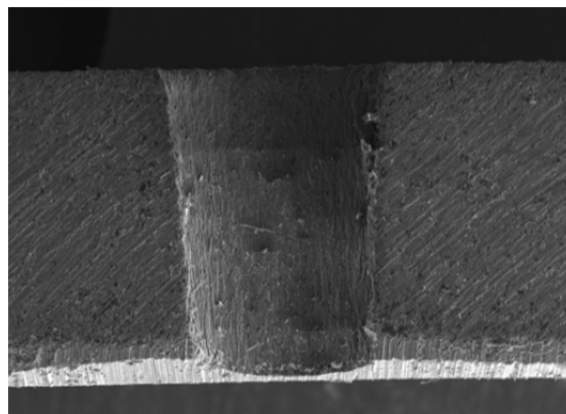


Рис. 3. Мікроелектронна фотографія перетину різа при прошиванні отвору

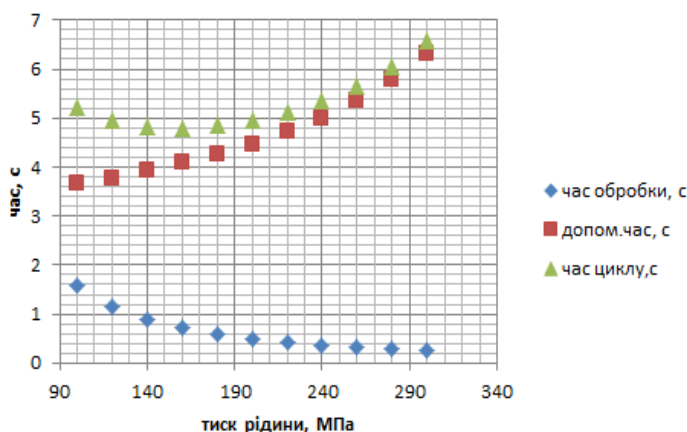


Рис. 4. Зміна часу робочого циклу для різних рівнів тиску рідини у контурі високого тиску

Порівняємо тривалість робочого процесу і часу наповнення порожнини гідроаккумулятора, прийнявши до уваги, що  $t_o = f(p_b)$   $t_b = f(p_b)$ , рис. 4.

Маємо, що тривалість циклу нелінійно змінюється залежно від рівня тиску, потрібного для виконання операції прошивання. Отже, для мінімізації часу циклу тиск робочої рідини має бути встановлений відповідно до конструктивних параметрів гідросистеми і властивостей оброблюваного матеріалу.

Таким чином, керування приводом у контурі низького тиску може суттєво впливати на енергоефективність функціонування системи в цілому. Тож зниження енерговитрат при гідроабразивному перфоруванні шумозахисних панелей турбоагрегатів повинно забезпечуватися новими технічними рішеннями у контурі живлення низького тиску.

#### Список літератури

1. Salenko, A., Docenko, V., Mana, A., Dudyuk, V., Pilipenko N. (2009), "The application of energetic approach for analysis of form-building at hydroabrasive engraving", Journal of the Technical University of Gabrovo, no. 37, pp. 22–25.
2. Мана О. М. Запобігання деструкції композитних матеріалів при виконанні операцій струминно-абразивного прошивання малих отворів / О.М. Мана // Промислова гідравліка і пневматика. – № 3(37). – Вінниця, 2012. – С. 107–118.
3. Саленко О.Ф., Лашко Є.С. Про можливості абразивно-водокрижаного різання важкооброблюваних матеріалів // XVIII Міжнародна науково-технічна конференція «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці». – Київ: НТУУ «КПІ», 2013.

УДК 538.4:532.526

Костюк Д.В. асистент, Мамедов А.Н. аспірант, Муращенко А.М. к.т.н., асистент  
НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

### ВПЛИВ МАГНІТНОГО ПОЛЯ НА ПРОЦЕСИ ЗАРОДЖЕННЯ КАВІТАЦІЇ У ВИХРОВИХ ПОТОКАХ

Як показали дослідження обтікання круглого циліндра потоком рідини, результати яких приведені в роботі [1] наявність магнітного поля призводить до гасіння вихорів у електропровідних рідинах. Відомо, що процеси вихроутворення спостерігаються в різноманітних гідравлічних пристроях, наприклад при проходженні потоку через гідравлічні апарати та зміні конфігурації трубопроводу. Як показує Мілн-Томсон, в їх центрі спостерігається суттєве зниження тиску в порівнянні з тиском в навколишній рідині. Таке явище може призводити до виникнення та росту бульбашок газу, що сприяють появі каверни.

В рідині завжди є в наявності, так звані, зародки кавітації (мікробульбашки газу, механічні забруднення та ін.) За даними М.А. Маргуліса для виникнення кавітації зазвичай достатньо наявності принаймні одного мікрозародку в досліджуваному об'ємі.

При наявності магнітного поля в рівняннях руху електропровідних рідин потрібно враховувати вплив на потік магнітної в'язкості, яка входить в рівняння у вигляді комплексу:

$$\frac{\mu_m}{4\pi} (\operatorname{rot} B),$$

де  $B$  напруженість магнітного поля.

Наявність магнітної в'язкості призводить до гальмування процесу розвитку турбулентності, крім того, в залежності від величини  $B$ , можуть суттєво змінюватися реологічні властивості рідини, такі як густина, в'язкість, поверхневий натяг [2]. Як відомо [3], що вищезгадані реологічні характеристики є одними з багатьох факторів, що впливають на виникнення кавітації в рідині.

В роботі розглянуто можливість впливу, за допомогою магнітного поля, на процеси кавітації та вихроутворення та показано, що процеси кавітації можуть бути сповільнені в залежності від величини магнітного поля, що може сприяти стабільності роботи ряду приводів гідросистем.

#### Список літератури

1. Калис Х.Э., Цинобер А.Б., Штерн А.Г., Щербинин Э.В. - Обтекание круглого цилиндра электропроводящей жидкостью в поперечном магнитном поле – Магнитная гидродинамика, 1965, 1, 18-28.
2. Ватажин А.Б., Любимов Г.А., Регирер С.А. Магнитодинамические течения в каналах. М.: Наука, 1970. 672 с.
3. Арзуманов, Э. С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях: научное издание - М.: Энергия, 1978. - 304 с.

УДК 621.001.63

Семінська Н.В., к.т.н., доц., Смаковий В.О.

НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

## ВДОСКОНАЛЕННЯ ПНЕВМАТИЧНИХ СИСТЕМ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ ПРОДУВНИХ КЛАПАНІВ

На сьогодні головними особливостями техніко-економічного розвитку компресоробудування є забезпечення зростаючих вимог покупців до якості газів, що стискаються та підвищення комфортності контролю і обслуговування компресорних станцій.

У компресорах, що працюють зі змащуванням циліндрів, стиснений газ містить пари мастила та вологу, які конденсуються в холодильниках. Волога і масло, осідаючи на стінках комунікацій, викликають їх корозію і звужують перетин для проходу газу. Потрапляння у циліндр вологи і відпрацьованого мастила призводить до збільшення зносу поверхонь тертя та погіршення роботи клапанів. А якщо рідина потрапляє в циліндр у великій кількості, то це може призвести до виникнення гідравлічного удару.

У ряді хімічних виробництв наявність мастила у газі викликає отруєння каталізаторів і знижує ефективність технологічних процесів.

Тому гостро стоїть питання, щодо очищення газу від вологи і мастила, яке вирішується за рахунок використання вологомастиловіддільників, які конструктивно виконують у вигляді окремих апаратів, що встановлюються після холодильників або вбудовують у холодильники.

Для забезпечення якісної роботи вологомастиловіддільника потрібно своєчасно відводити конденсат у вигляді вологи та мастила, це здійснюється за допомогою продувних клапанів, які отримали широке застосування в компресоробудуванні.

Продувний клапан – відноситься до запірно-регулюючої апаратури. В залежності від конструкції він може використовуватися в різних галузях промисловості. В компресоробудуванні його призначення стосується автоматизації процесу продувки вологомастиловіддільника.

Грамотний вибір типу клапану, його розрахунок і конструювання створюють передумови для отримання високих техніко-економічних показників при мінімальних витратах на виготовлення і коротких термінах освоєння нових конструкцій.

Однією з головних проблем при конструюванні продувного клапана азотних поршневих компресорних станцій залишається герметичність між його рухомими частинами та їх залипання, що як наслідок призводить до виведення його зі строю. Це в свою чергу несе негативні наслідки такі як поламка вологомастиловіддільника та мембранних блоків.

Для рішення цієї проблеми було запропоновано внести зміни до конструкції сідла клапана, що надасть можливість покращити його експлуатаційні характеристики.

Після модернізації сідло клапана виконується у вигляді додаткової частини, яка запресовується в корпус. Це рішення дозволило вирішити проблему з співвісністю ЗРЕ і сідла та зменшити можливість перетікання конденсату.

Також було змінено форму запорно-регулюючого елемента, що забезпечило зменшення витрат і витоків. Для запобігання витоків конденсату в порожнину з повітрям було рекомендовано відмовитися від отвору в мембрані, що дозволило виключити потрапляння конденсату в порожнину з повітрям.

Виходячи з проведених досліджень та розрахунків можна констатувати що запропоновані конструктивні зміни дозволять збільшити час експлуатації продувного клапана, покращити його герметичність та зменшити витрати повітря, що в свою чергу посприє покращенню технічних характеристик компресорної станції в цілому.



УДК 617-8

Липинский Е.В., студ., Губарев А.П., д.т.н., проф.

НТУУ «Киевский политехнический институт», г. Киев, Украина

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ СТРУИ ЖИДКОСТИ ВНУТРИ СОПЛА РЕЖУЩЕГО ИНСТРУМЕНТА ГИДРАВЛИЧЕСКОГО СКАЛЬПЕЛЯ

Большая часть проводимых в наше время хирургических операций сопровождается большими кровопотерями, это связано с использованием режущих инструментов (скальпелей), которые при разрезании тканей организма также травмируют сосуды. При длительных и тяжелых операциях кровопотеря обычно восполняется благодаря донорской крови, однако большие потери крови даже при восполнении могут привести к геморрагическому шоку в частности к синдрому диссеминированного внутрисосудистого свёртывания (образование тромбов в кровеносной системе).

Для уменьшения риска кровопотери при таких операциях применяют гидравлический мобильный скальпель, в котором используют струю раствора NaCl для проведения операции. 90% раствор NaCl является безопасным для организма и широко используется в медицине. Струя раствора NaCl может разрезать ткани, при этом не повреждая кровеносные сосуды, что делает операцию более безопасной. В качестве источника энергии используется баллон со сжатым воздухом, а операция проводится с помощью специально разработанной мобильной автономной установки.

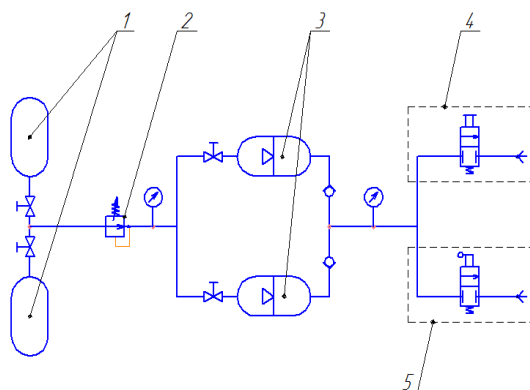
Сжатый воздух, находящийся в одном из баллонов 1 через редуцирующий пневматический клапан 2 с ручным управлением подается в один из вытеснителей 3 (рис 1). Давление воздуха передается раствору NaCl и раствор подается на скальпель 4 или 5. В системе предусмотрено 2 манометра для контроля давления воздуха и раствора NaCl и обратные клапаны для предотвращения попадания жидкости из одного вытеснителя в другой.

В данной системе применяются стандартные баллоны от акваланга емкостью 10 л с вмонтированными манометрами и редукторами. Баллон рассчитан на давление до 180 атм. вкладываются.

В данной работе рассмотрено течение жидкости, и формирование режущей струи под большим давлением (до 120 атмосфер) внутри сопла гидравлического скальпеля.

Для симуляции истечения жидкости в программе SolidWorks была построена 3Д модель головки режущего инструмента гидравлического скальпеля (рис 2), со следующими параметрами сопла: диаметр - 0,1 мм и длина канала - 1 мм. В модуле FlowSimulation программы SolidWorks впоследствии, с использованием этой модели получены графические и аналитические результаты.

Структура струи, формирующейся внутри сопла гидравлического скальпеля видна на рис. 3, где ее можно проследить в виде скоростей частиц жидкости, формирующих поток. Ограничивающими параметрами симуляции выбраны: давление на выходе из сопла, равное атмосферному давлению (1 атм = 101325 Па) и давление на входе в наконечник скальпеля.



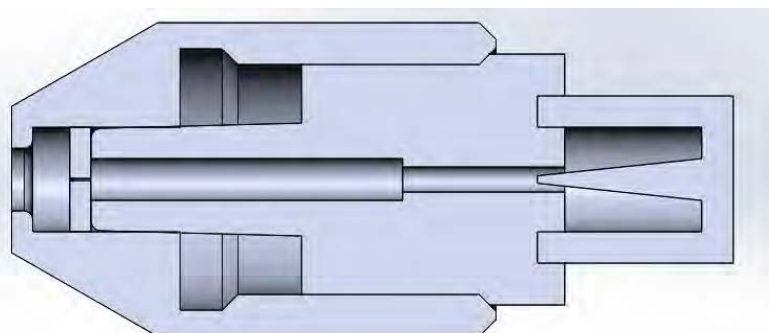
**Рис.1. Гидропневматическая схема мобильного гидравлического скальпеля:**  
 1- баллон, 2-пропорциональный пневматический клапан, 3- вытеснитель, 4- скальпель с ножным управлением, 5- скальпель с ручным управлением

Проведено 5 симуляций, с различными параметрами давления на входе, а именно при давлениях в 30, 50, 70, 90 и 120 атмосфер. Текущая среда – вода, шероховатость стенок в данном моделировании не учитывалась. Можно увидеть, что структура формирующейся в сопле скальпеля струи меняется незначительно, при изменении давления на входе в систему, и представляет собой поток с ядром диаметром 0,06-0,07 мм, в котором скорость частиц жидкости максимальна и распределена равномерно, однако скорость частиц сильно падает при приближении от ядра к стенке сопла.

В результате симуляций также получены значения расхода внутри скальпеля, которые сравнены со значениями, полученными в результате эксперимента (рис 4). Анализируя сравниваемые значения можно увидеть, что полученные в процессе симуляции результаты подтверждают экспериментальные с погрешностью не превышающей 23%.

#### Выводы

Применение гидравлической резки в операциях является новой и недостаточно исследованной темой в современном научном сообществе, полученные в процессе данной работы результаты могут быть использованы при конструировании новых форм и видов сопел в индустрии гидравлической резки живой ткани.



**Рис 2. Модель наконечника гидравлического скальпеля, используемая для симуляции потока жидкости**

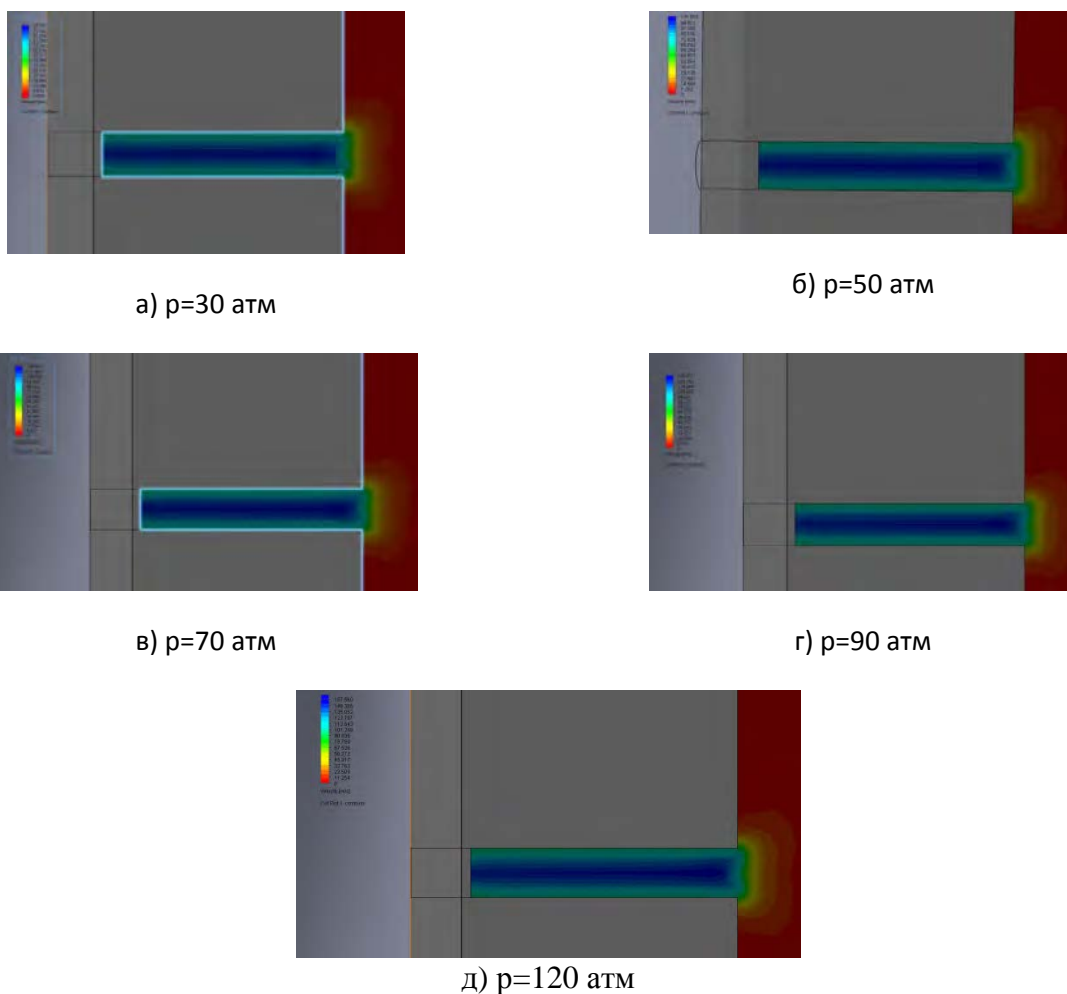


Рис 3. Графические результаты моделирования формирования режущей струи жидкости внутри гидравлического скальпеля, полученные при различных параметрах давления в системе

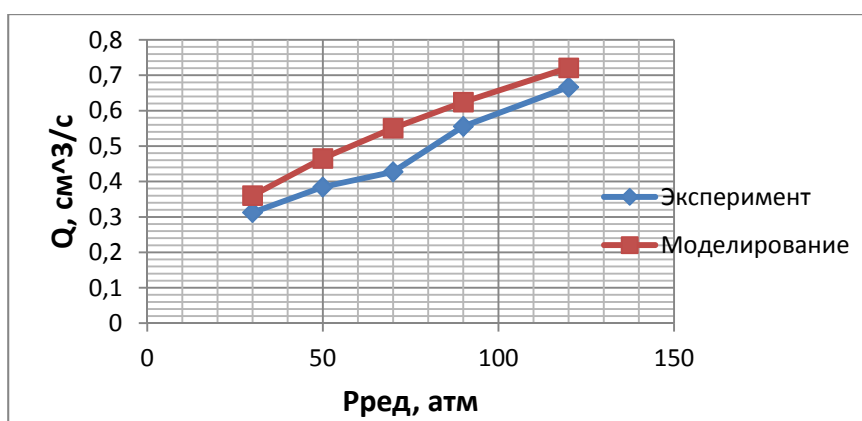


Рис 4. Сравнение значений расхода внутри сопла гидравлического скальпеля в зависимости от давления на редукторе установки в результате эксперимента и симуляции в модуле FlowSimulation

#### Список литературы

1. Сиов Б.Н. Истечение жидкости через насадки в среды с противодавлением. М.: Машиностроение. 1968
2. Благов Э.Е. Определение гидродинамических показателей сужающих устройств //Теплоэнергетика. 2002

УДК 621.567.2

Луговський О.Ф., д.т.н., проф., Гришко І.А., к.т.н., доц., Пацьола Б.В., студ.,  
Зілінський А.І., асп.

НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

### УТОЧНЕННЯ МЕТОДУ ЕРОЗІЙНИХ ТЕСТІВ ШЛЯХОМ ВИКОРИСТАННЯ МАСОВОГО МЕТОДУ ПРИ ДОСЛІДЖЕННІ ВПЛИВУ СТАТИЧНОГО ТИСКУ НА ІНТЕНСИВНІСТЬ УЛЬТРАЗВУКОВОЇ КАВІТАЦІЇ

Ультразвукова кавітаційна обробка знайшла широке застосування у різноманітних технологічних процесах. Її використовують для очищення твердих та еластичних поверхонь, створення стійких нерозшарованих емульсій, диспергування твердих механічних включень, знезараження різноманітних рідин та ін.

Для підвищення технологічності процесів з використанням ультразвукової кавітаційної обробки необхідно інтенсифікувати її вплив. При проведенні аналітичного дослідження відносно даної тематики, було виявлено, що одним із методів підвищення інтенсивності кавітації є підвищення статичного тиску кавітаційної порожнини. При проведенні експериментальних досліджень із застосуванням алюмінієвої фольги (30 мкм), в якості індикатора інтенсивності кавітаційних процесів, спостерігалось швидке руйнування тестових зразків за короткий час озвучення, що не давало змоги оцінити ступінь руйнування, за яким визначалась відносна інтенсивність кавітаційних явищ.

Для вирішення зазначених проблем було прийняте рішення використовувати більш товсту алюмінієву фольгу, яка дозволить збільшити час озвучення. З цією цілю в кавітаційну камеру було розміщено тестові зразки товщиною 110 мкм.

При проведенні досліджень впливу статичного тиску на процеси протікання ультразвукової кавітації, із зазначеною фольгою, спостерігалось підвищення інтенсивності впливу ультразвукової кавітації при збільшенні надлишкового тиску, що показано на рис.1. Але за рахунок геометричних особливостей кільцевого трубчастого вібратора кавітаційний джгут концентрувався в центрі камери. Таким чином якісно оцінити вплив статичного тиску на інтенсивність ультразвукової кавітації шляхом визначення площі зруйнованої фольги неможливо.

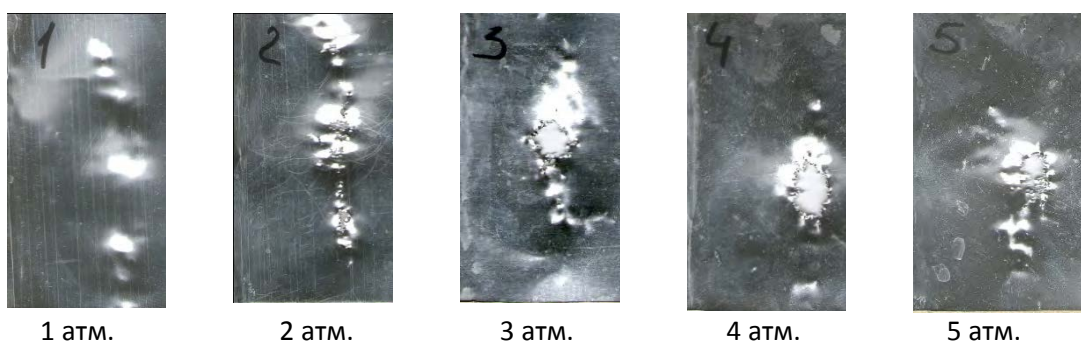


Рис. 1. Оброблені зразки алюмінієвої фольги

Для отримання більш якісних і точних результатів планується використати масовий метод. Суть якого полягає в тому, що в центр камери вздовж вертикальної осі трубчастого вібратора замість алюмінієвої фольги поміщається попередньо зважений алюмінієвий стержень, який після кавітаційної обробки буде зважуватися, і в залежності від втрати маси при підвищенні статичного тиску буде оцінюватися інтенсивність впливу ультразвукової кавітації.

УДК 538.4:532.526

Костюк Д.В. асистент

Мамедов А.Н. аспірант

Муращенко А.М. к.т.н., асистент

НТУУ «Київський політехнічний інститут», м. Київ, Україна

### ВПЛИВ МАГНІТНОГО ПОЛЯ НА ПРОЦЕСИ ЗАРОДЖЕННЯ КАВІТАЦІЇ У ВИХРОВИХ ПОТОКАХ

Як показали дослідження обтікання круглого циліндра потоком рідини, результати яких приведені в роботі [1] наявність магнітного поля призводить до гасіння вихорів у електропровідних рідинах. Відомо, що процеси вихроутворення спостерігаються в різноманітних гідравлічних пристроях, наприклад при проходженні потоку через гідравлічні апарати та зміні конфігурації трубопроводу. Як показує Мілн-Томсон, в їх центрі спостерігається суттєве зниження тиску в порівнянні з тиском в навколишній рідині. Таке явище може призводити до виникнення та росту бульбашок газу, що сприяють появі каверни.

В рідині завжди є в наявності, так звані, зародки кавітації (мікробульбашки газу, механічні забруднення та ін.) За даними М.А. Маргуліса для виникнення кавітації зазвичай достатньо наявності принаймні одного мікрозародку в досліджуваному об'ємі.

При наявності магнітного поля в рівняннях руху електропровідних рідин потрібно враховувати вплив на потік магнітної в'язкості, яка входить в рівняння у вигляді комплексу:

$$\frac{\mu_m}{4\pi}(\operatorname{rot} B),$$

де  $B$  напруженість магнітного поля.

Наявність магнітної в'язкості призводить до гальмування процесу розвитку турбулентності, крім того, в залежності від величини  $B$ , можуть суттєво змінюватися реологічні властивості рідини, такі як густина, в'язкість, поверхневий натяг [2]. Як відомо [3], що вищезгадані реологічні характеристики є одними з багатьох факторів, що впливають на виникнення кавітації в рідині.

В роботі розглянуто можливість впливу, за допомогою магнітного поля, на процеси кавітації та вихроутворення та показано, що процеси кавітації можуть бути сповільнені в залежності від величини магнітного поля, що може сприяти стабільності роботи ряду приводів гідросистем.

#### Список літератури

1. Х.Э. Калис, А.Б. Цинобер, А.Г. Штерн, Э.В. Щербинин - *Обтекание* круглого цилиндра электропроводящей жидкостью в поперечном магнитном поле – *Магнитная гидродинамика*, 1965, 1, 18-28.
2. *Ватажин А.Б., Любимов Г.А., Регирер С.А. Магнитодинамические течения в каналах.* М.: Наука, 1970. 672 с.
3. *Арзуманов, Э. С. Кавитация в местных гидравлических сопротивлениях: научное издание - М. : Энергия, 1978. - 304 с.*