

прохідного перерізу вхідного сопла апарату через коефіцієнт індуктивного опору від обмежуючих стінок, що підтверджено великою кількістю експериментів в аеродинамічних трубах (Глауерт Г., 1931; ЦАГІ, 1937; Юрьев Б.Н., 1938). В даній роботі задача розв'язана з урахуванням геометричних характеристик вхідного сопла та внутрішньої циліндричної поверхні вихрової камери. На підставі спеціально розробленої методики візуалізації в роботі дається аналіз формування «вільних вихорів», що збігають з бічних кромek крил різних профілю та форми в плані в діапазонах безвідривних кутів атаки, але за стиснених умов обтікання через обмеженість тракту сопла. Отримані картини та відеозйомка «вільних вихорів» при комп'ютерній обробці матеріалу дають можливість кількісних оцінок, які доповнюють запропоновану раніше [1] математичну модель розрахунку ефективності крила-вихорогенератора.

Кочін В.О. Особливості вибору та умови роботи крилового вихорогенератора у впускному соплі вихрової камери / В.О. Кочін, В.М. Турик, М.В. Кочіна // «Прогресивна техніка, технологія та інженерна освіта»: матеріали XVII Міжнар. наук.-техн. конф. (21–24 червня 2016 р.). — Київ-Одеса, 2016. — С. 144 – 146.

УДК 532.528

Городиський Н.І. асп., Вітенько Т.М. д.т.н., проф..

ТНТУ імені Івана Пулюя, Тернопіль, Україна

ЧИСЕЛЬНЕ МОДЕЛЮВАННЯ КАВІТАЦІЙНОЇ ТЕЧІЇ В ПРИСТРОЇ СТАТИЧНОГО ТИПУ ЗА ДОПОМОГОЮ ПАКЕТУ FLOW SIMULATION

Відомою конструкцією для дослідження явища гідродинамічної кавітації на сьогодні є трубка Вентурі. Значна кількість робіт присвячених різноманітним аспектам цього цікавого явища [1-3]. Кавітація завжди починається з утворення всередині рідини значної кількості бульбашок, наповнених сумішшю її парів і розчинених газів. За цією робочою ділянкою виникає течія двофазного середовища, яку називають кавітаційною каверною. За певних умов в системі виникають коливання які впливають на витрату рідину і перепад тисків. В роботі досліджували конструкцію виконану за зразком трубки Вентурі, якою передбачено попереднє закручування потоку рідини.

Одним з основних завдань, пов'язаних з дослідженнями кавітації є розробка зручних методів відтворення кавітації, спостереження і виявлення областей, в яких вона відбувається, а також отримання миттєвих картин кавітаційного процесу. Відомі універсальні математичні моделі, які з єдиних термодинамічних позицій адекватно описують динаміку одиничних бульбашок і бульбашкових ансамблів за умов кавітації. Чисельні моделі кавітації ділять на три групи: "Умовні", "Масові", "Ейлера". Масоперенос в цьому класі моделей не розглядають. Перевагами таких моделей є швидкість отримання рішення, а недоліком є те, що якість сітки впливає на точність отриманого рішення. Їх використовують для початкових інженерних розрахунків, припускаючи, що кавітація починається за досягнення встановленого кавітаційного числа. Це не скасовує необхідність експерименту по з'ясуванню точного значення кавітаційного числа.

Метою даних досліджень було моделювання течії в досліджуваній конструкції для встановлення раціональних гідродинамічних та конструкційних параметрів у пристрої статичного типу із закручуванням потоку на вході (рис.1).

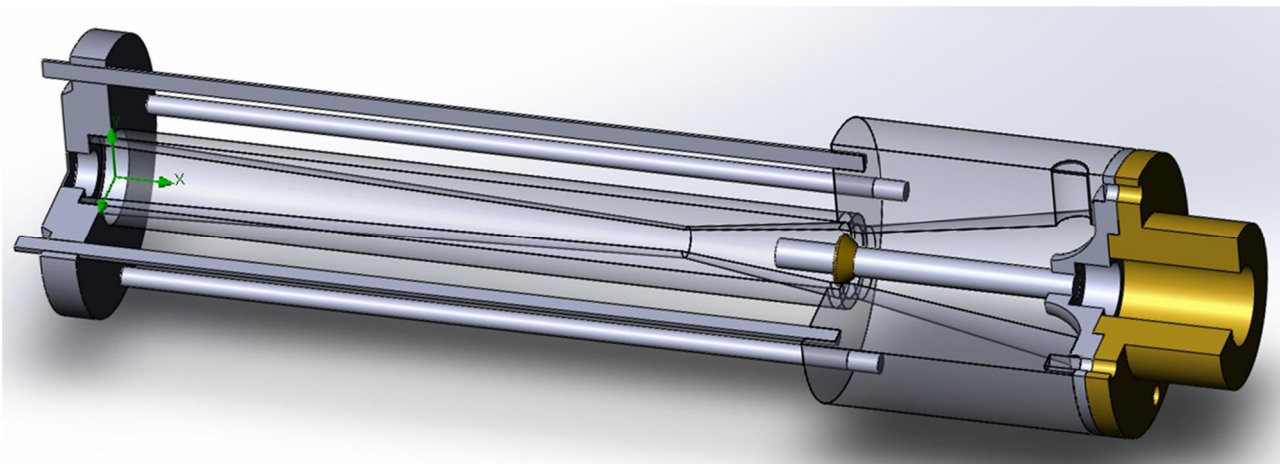


Рис. 1. Твердотільна модель кавітаційної ділянки

Візуальні спостереження показали, що в досліджуваній конструкції кавітаційна каверна починає зароджуватися за умови $\sigma = 1.6$. Спочатку характер кавітації є плівковим. Довжина каверни становить близько $0,05-0,07d$. При зменшенні σ до 1.4 тип кавітації змінюється, а середня довжина каверни збільшується до $0,15-0,2d$. Каверни малого розміру руйнуються з утворенням бульбашок.

Для встановлення змін тиску та інших параметрів на ділянці дифузора та за ним поряд із візуальними дослідженнями та експериментальними вимірюваннями проводили чисельне моделювання в програмному комплексі SolidWorks з використанням модуля Flow simulation. Дослідження показали, що за вхідного тиску $P_1=0,2$ МПа, тиск на виході з трубопроводу P_2 , становить $0,5$ від P_1 ($0,1$ МПа). Скачки тиску в зоні дифузора і за ним становлять $P_{\max} = 1,2 - 1,3P_1$, тобто $0,24 - 0,26$ МПа, $P_{\min} = 0,1P_2$, тобто становить близько $0,03$ МПа. Відповідно до отриманих розрахунків тиск в об'ємі рідини P падає в дифузори від $0,2$ МПа до $0,17$ МПа перед конусом, потім зменшується до $0,12$ МПа на вході в циліндричну ділянку. Далі йде друга хвиля падіння тиску від $0,12$ МПа до $0,02$ МПа. Потім починається зростання тиску до $0,1$ МПа. Аналогічні розрахунки виконано за інших тисків на вході в межах $P_1=0,3-0,6$ МПа за різних значень $d_{кр}$.

Результати щодо розмірів кавітаційної ділянки засвідчили, що найбільший об'єм парогазової фази досліджується для конструкції з $d_{кр}=2$ мм, найменший для $d_{кр}=1$ мм. Візуальні спостереження добре апроксимуються з результатами розрахунків. Встановлено, що при значенні числа кавітації $\sigma = 0,4$ з ростом тиску нагнітання від $0,2$ до $0,4$ МПа частота коливань збільшується приблизно від 500 до 750 Гц. Характер залежностей близький до лінійного та суттєво залежить від числа Рейнольдса. На основі отриманих результатів моделювання встановлено залежність $Sh=f(Re, P_2/P_1)$, яка дає можливість прогнозувати частоту коливань каверн для досліджуваної конструкції.

В результаті чисельного моделювання також отримано картину завихрень в робочій ділянці. Вихрова структура потоку в робочій камері визначається високими швидкостями потоку і великими градієнтами швидкості, що визначаються геометрією ділянки. В камері поряд з пристінковими дрібномасштабними завихреннями спостерігаються градієнтні завихрення потоку (на ділянці конусу), що обумовлено великими градієнтами швидкості і дифузійним перенесенням маси, імпульсу, моменту імпульсу і енергії.

Загальна картина завихреності за інших значень зазору та вхідного тиску в межах $0,2 - 0,5$ МПа суттєво не відрізняються. За умови зростання перепаду тисків спостерігається зміщення ділянки завихрення до вихідного патрубку, що корелюється з даними щодо розподілу тисків і парогазової фази вздовж робочої ділянки.

Таким чином порівняння результатів моделювання, візуальних спостережень і експериментальних вимірювань засвідчує можливість використання таких моделей для розрахунків кавітаційних течій для пристроїв з попереднім закручуванням потоку.

Список літератури

1. M. Versluis, B. Schmitz, A. von der Heydt, D. Lohse: *How snapping shrimp snap: through cavitating bubbles*. In: *Science*. Band 289, Nr. 5487. New York, N.Y. 22. September 2000, S. 2114–2117.
2. Korb, B.; Pötsch, C.; Wloka, J.; Wachtmeister, G.: *Methoden zur Strahldiagnostik*. Forschungsvereinigung für Verbrennungskraftmaschinen, 2013.
3. Lazarev, V. E.; Lomakin, G. V.; Lazarev, E. A.; Wloka, J.; Wachtmeister, G.: *The Analysis of the Types of Loads and Factors of the Services Life decreasing for Sealing Precision Interface of the Nozzle from Diesel Engine Injector*. Bulletin of the South Ural State University, 2012.

УДК 62-82

Муращенко А.М., к.т.н., ас., Яхно О.М., д.т.н., проф., Губарев О.П., д.т.н., проф., Кіца А., студент

Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРАВЛІЧНИХ КАНАЛІВ ПРИ НЕСТАБІЛЬНИХ ТЕМПЕРАТУРНИХ УМОВАХ

Для дослідження гідроприводів розроблено типову гідравлічну модель каналу. Початковий стан для моделювання протікання робочої рідини в каналі, визначення залежностей зміни швидкості та тиску, задано умовою: узгодження значення швидкості в каналі U_{κ} , (після тривалого простою в умовах навк олишнього середовища з показниками $T_{н.с.}$ та $p_{н.с.}$, значення в'язкості $\nu_{inno.} = f(T_{p.p.пoch.}) = const$, при $T_{p.p.пoch.} = T_{н.с.}$. Відповідно тиск та швидкість на вході $p_{вх} = p_{пoch}$ та $U_{вх} = U_{пoch}$ є функцією $f(T_{p.p.живл.}, p_{p.p.живл.}) = const$, а тиск та швидкість в каналі $U_{кан.} = f(\nu_{p.p.}, p_{p.p.}, \zeta_{кан.}) = var$, $p_{кан.} = f(T_{p.p.}, U_{p.p.}) = var$.

Швидкість рідини $U_{ср.кан.}$ в каналі з врахуванням ξ :
$$U_{ср.кан.} = \sqrt{\frac{\Delta p f(T_{p.p.}, U_{пoch.}) \cdot 2}{\zeta_{кан.} \cdot \rho f(T_{p.p.})}} = var$$

, $p_{вих} = f(T_{p.p.вих.}, U_{пoch.вих.})$. Загальний вигляд схеми моделі представлено на рис. 1.

Постійний перехідний режим роботи мобільних приводів ускладнює розрахунки гідравлічних каналів. Проведені раніше розрахунки таких приводів були для критичних та стабільних значень умов експлуатації, зокрема температури та тиск. Запропонований метод, дає можливість провести розрахунок у перехідному температурному режимі з урахуванням конвективного теплообміну між рідиною що поступає в канал та рідиною в каналі на початку роботи, теплообміну між рідиною зі змінною температурою (період стабілізації) та різною температурою стінок каналів з різною товщиною.

Наприклад, отримано розрахунки для типової гідравлічної моделі каналу з наступними параметрами:

- δ – (0,3...1,5 см) товщина стінок, L – (6 м) загальна довжина, d – (0,6...12 см) діаметр каналу;

- експлуатаційні параметри ($T_{н.с.}$ – (-60....+60°C) температура навколишнього середовища, $T_{p.p.}$ – температура робочої рідини (-60....+60°C), $p_{вх}$ – тиск на вході в систему, $p_{атм.}$ – тиск навколишнього середовища);

- тип робочої рідини (ρ – густина робочої рідини, ν – в'язкість робочої рідини, функція змін в'язкості та густини від температури ($\nu, \rho = f(T)$)).