

УДК 621.165.522

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕЧІЇ РОБОЧОЇ РІДИНИ В НОВОМУ ГІДРАВЛІЧНОМУ ВІБРАЦІЙНОМУ КОНТУРІ

Приведены результаты математического моделирования течения рабочей жидкости в проточной части нового гидравлического вибрационного контура. Получены линии тока и распределение скоростей. Результаты работы используются при проектировании проточной части гидравлического вибрационного контура

І. П. Гречка

Асистент*

Контактний тел. (057) 707-61-28, 8-097-434-49-23

E-mail: Iri@mail.ru

В. В. Клітний

Кандидат технічних наук, доцент*

Контактний тел. (057) 707-61-28

*Кафедра «Гідропневмоавтоматика і гідропривод»

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

вул. Фрунзе, 21, м. Харків, 61002

Я. І. Мальцев

Кандидат технічних наук, доцент

Кафедра «Гідрогазодинаміка»

Східноукраїнський національний університет ім. Володимира

Даля

кв. Молодіжний, 20а, м. Луганськ, 91034

Вступ

Сучасний рівень і подальший розвиток техніки нерозривно пов'язані з інтенсифікацією роботи гідравлічних систем та агрегатів, енергозбереженням, поліпшенням умов праці. Тому до робочих і експлуатаційних характеристик сучасних гідросистем та гідроагрегатів пред'являються досить жорсткі вимоги з підвищення показників їх технічного рівня. Одним з перспективних напрямків у вирішенні даної задачі є використання в гідроагрегатах гідроапаратів з новим гідравлічним вібраційним контуром які забезпечують чутливість до малопотужних керуючих сигналів при відсутності гістерезису, мають невеликий час регулювання, високу статичну точність при високому енергетичному ККД. Стосовно таких гідроапаратів виникає на-

уково-технічна задача раціонального вибору конфігурації проточної порожнини нового гідравлічного вібраційного контуру, яка може бути вирішена шляхом математичного моделювання течії робочої рідини в ній.

Аналіз публікацій

Методам проектування нового гідравлічного вібраційного контуру та пристроям з функціональної точки зору подібним до них, присвячені роботи [1 – 6]. У статті [1] представлені математична модель, конструктивна і розрахункова схеми резонатора з відгалуженням – основного елемента нового гідравлічного вібраційного контуру гідророзподільника. Приведено графіки

залежностей впливу конструктивних і робочих параметрів резонатора з відгалуженням на його коефіцієнт підсилення. Наведено результати оптимізації. Однак в ній не досліджена проточна порожнина резонатора, не встановлено її вплив на коефіцієнт підсилення.

В роботі [2] розглянуті резонатори, які за конструкцією подібні до розробленого нами нового гідравлічного вібраційного контуру. Описано принцип їх роботи, наведені математичні моделі, які дозволяють здійснити вибір конструктивних параметрів резонаторів. Однак, наведені математичні моделі не враховують складні гідродинамічні процеси, які мають місце при роботі резонаторів, параметри робочої рідини. Це знижує точність розрахунків, проведених за даними математичними моделями. Не досліджено проточні порожнини резонаторів.

В статтях [3, 4] наведені результати експериментальних досліджень резонаторів, визначено області їх ефективного використання та вплив конструктивних параметрів на коефіцієнт підсилення. Математичні моделі резонаторів, які враховують складні гідродинамічні процеси, що мають місце при роботі резонаторів та параметри робочої рідини наведено в статтях [5, 6]. Визначено вплив конструктивних та робочих параметрів резонаторів на ефективність їх роботи. Нами не виявлено робіт в яких досліджені проточні порожнини резонаторів, визначено її вплив на ефективність їх роботи.

Мета

Метою даної статті є дослідження проточної порожнини нового гідравлічного вібраційного контуру та встановлення режимів течії РР на окремих ділянках.

Схема та принцип дії нового гідравлічного вібраційного контуру

Цей контур складається з циліндричного корпусу з діаметром D і довжиною L (ємкісний елемент) (рис. 1), в якому розміщено циліндричний звужений патрубок діаметром d (інерційний елемент), який з'єднаний з магістраллю живлення (джерела пульсацій тиску). Таким чином, реалізовано шунтуючий резонансний контур. Патрубок діаметром d_2 і довжиною l_2 з'єднує шунтуючий резонансний контур із порожниною гідророзподільника (d_1 , l_3). Пульсації тиску робочої рідини (РР) з магістралі живлення поступають в ємкісний елемент. При наявності зрушення фаз пульсуючого потоку РР та власної частоти резонансного контуру, відбувається підсилення пульсацій тиску, який надходить до порожнини гідророзподільника з діаметром d_1 і довжиною l_3 . Підсилені пульсації тиску діють на золотник гідророзподільника, надаючи йому зворотно-поступальний осцилюючий рух.

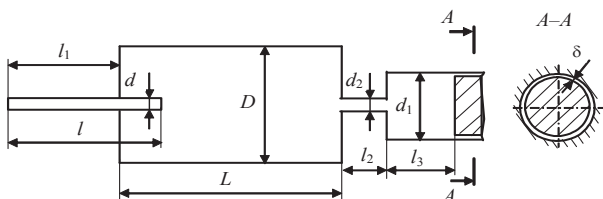


Рисунок 1. Схема нового гідравлічного вібраційного контуру

Течія робочої рідини у порожнині нового гідравлічного вібраційного контуру

При її визначенні приймалось, що одна вісь співпадає з віссю нового гідравлічного вібраційного контуру, а інша перпендикулярна до неї, золотник гідророзподільника знаходиться у нерухомому стані. Розглядалась плоска задача течії в'язкої нестисливої РР ($\rho = \text{const}$), для якої рівняння руху та нерозривності можуть бути записані у наступному виді [7]:

$$\frac{\partial u_x}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_x}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_x}{\partial y} = F_x - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu_t \left(\frac{\partial^2 u_x}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_x}{\partial y^2} \right), \quad (1)$$

$$\frac{\partial u_y}{\partial t} + u_x \frac{\partial u_y}{\partial x} + u_y \frac{\partial u_y}{\partial y} = F_y - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu_t \left(\frac{\partial^2 u_y}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_y}{\partial y^2} \right), \quad (2)$$

$$\frac{\partial u_x}{\partial x} + \frac{\partial u_y}{\partial y} = 0, \quad (3)$$

де x, y – осі координат; u_x і u_y – відповідно проекції швидкості на осі координат; t – час; F_x і F_y – відповідно проекції масових сил на осі координат; ρ – густина РР; p – тиск РР; ν_t – коефіцієнт кінематичної в'язкості РР.

Зауважимо, що вирішення просторової задачі вимагає занадто великих витрат машинного часу, разом з тим використання плоскої моделі течії РР дозволяє вибрати форму порожнини нового гідравлічного вібраційного контуру на стадії його проектування.

Оцінка порядку масової сили при розгляді течії РР в каналах гідроапаратів з осциляцією, проведена у статті [8], показала, що її можна не враховувати, при цьому похибка від нехтування масовою силою не перевершить 0,1 %. Аналогічне припущення приймають і більшість дослідників, наприклад в роботі [9]. Таким чином, масовою силою в рівняннях (1) і (2) будемо нехтувати.

Моделювання течії робочої рідини у порожнині нового гідравлічного вібраційного контуру

При математичному моделюванні приймалось, що новий гідравлічний вібраційний контур має такі розміри: $l = 346$ мм; $d = 6$ мм; $l_1 = 300$ мм; $L = 104$ мм; $D = 32$ мм; $d_1 = 25$ мм; $d_2 = 16$ мм; $l_2 = 61$ мм; $l_3 = 20$ мм; $\delta = 20$ мкм. Параметри РР (масла ІП): густина, $\rho = 885$ кг/м³; кінематична в'язкість $\nu_t = 2,8 \cdot 10^{-5}$ м²/с; температура 50°C; вміст повітря - 0,8%. При розрахунку задавалися початковими і граничними умовами на вході в новий гідравлічний вібраційний контур: $p_1(0) = p_1(T)$, $p_1(0, t) = p_1(t)$, T – період повторення циклу коливань. Витоки РР відбуваються в атмосферу. Швидкість РР на нерухомих поверхнях гідророзподільника дорівнює нулю. Вважали, що зміна пульсацій тиску $p_1(t)$ відбувається згідно синусоїдального закону з частотою $f = 250$ Гц та амплітудою 0,3 МПа, постійна складова тиску на вході в новий гідравлічний вібраційний контур становить 6,0 МПа. Витрата РР. В кільцевій щілині між золотником і корпусом гідророзподільника становить 100 см³/хв.

Рішення гідродинамічної задачі, яка описується рівняннями (1) – (3), граничними та початковими умовами наведеними вище, проводили у пакеті прикладних програм. Результати математичного моделювання наведені на рис. 2 – 6. Отримані лінії току РР в проточній порожнині в різні проміжки часу (рис. 2

– 4) дозволили визначити області, в яких формуються пульсації тиску РР в резонансному контурі. Ці результати можуть бути використані при профілюванні проточної порожнини нового гідравлічного вібраційного контуру. Однак треба мати на увазі, що для даного вібраційного контуру визначальним параметром є об'єм. Отже, при профілюванні його проточної порожнини об'єм повинен дорівнювати отриманому розрахунком.

Встановлені границі зміни швидкості РР на виході циліндричного звуженого патрубку і в середині патрубку, який з'єднує шунтуючий резонансний контур із порожниною гідророзподільника (рис. 5, 6), дозволили визначити області, в яких відбувається зворотний рух РР та режим течії в них. Зворотний рух РР відбувається на ділянках, які безпосередньо знаходяться біля виходу циліндричного звуженого патрубку. В каналах нового гідравлічного вібраційного контуру зворотний рух РР не спостерігається. Отримані, за результатами математичного моделювання, швидкості РР на окремих ділянках НГВК дозволяють визначити режим течії в них та обґрунтовано використовувати різні математичні моделі для опису гідродинамічних процесів в них.

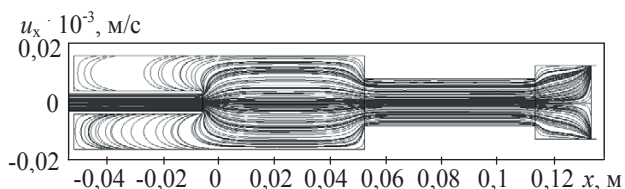
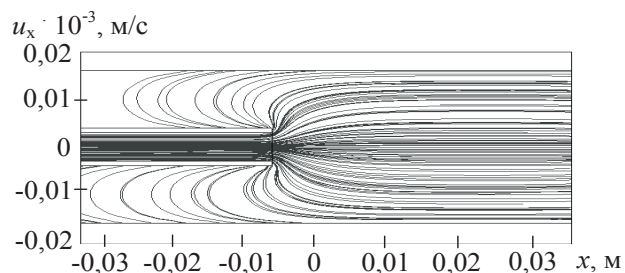
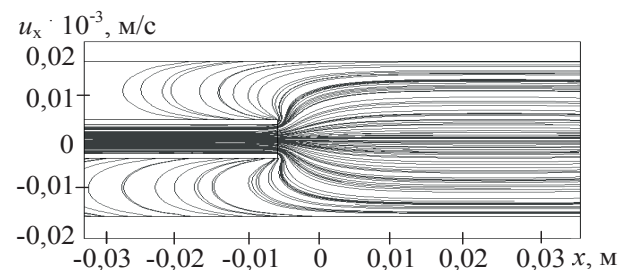


Рисунок 2. Лінії течії РР в порожнині нового гідравлічного вібраційного контуру в проміжок часу $t = 0,0005$ с, по осям відкладені розміри в м

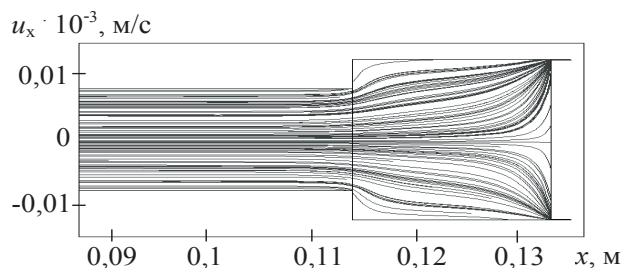


а

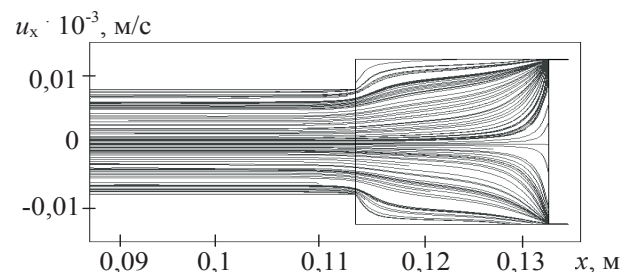


б

Рисунок 3. Лінії течії РР в порожнині нового гідравлічного вібраційного контуру на виході з циліндричного звуженого патрубку в різні проміжки часу, по осям відкладені розміри в м: а – $t = 0$; б – $t = 0,001$ с



а



б

Рисунок 4. Лінії течії РР в порожнині гідророзподільника в різні проміжки часу, по осях відкладені розміри в м: а – $t = 0$; б – $t = 0,001$

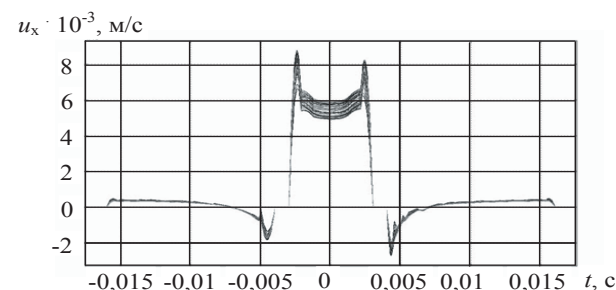


Рисунок 5. Швидкості РР на виході циліндричного звуженого патрубку в різні проміжки часу

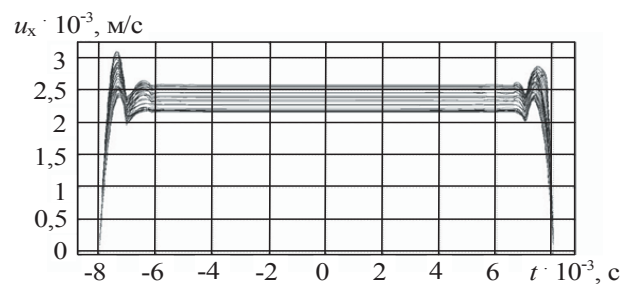


Рисунок 6. Швидкість РР в середині патрубку, який з'єднує шунтуючий резонансний контур із порожниною гідророзподільника в різні проміжки часу

Висновки

Отримані лінії току РР в проточній порожнині нового гідравлічного вібраційного контуру в різні проміжки часу дозволили визначити області, в яких фор-

муються пульсації тиску РР в резонансному контурі, що дозволяє обґрунтовано вибирати профіль його проточної порожнини.

Встановлені границі зміни швидкості РР в окремих ділянках проточної порожнини нового гідравлічного вібраційного контуру в різні проміжки часу дозволили визначити режим течії РР в них, обґрунтовано використовувати різні математичні моделі для опису гідродинамічних процесів на різних його ділянках.

Література

1. Дмитрієнко О. В., Гречка І. П. Дослідження впливу параметрів нового гідравлічного вібраційного контуру гідроапарату на його коефіцієнт підсилення // Вісник Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут": Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2005. – № 39. – С. 83 – 88.
2. Шорин В.П. Устранение колебаний в авиационных трубопроводах – М.: Машиностроение, 1980. – 156 с.
3. Kollek W., Kudzma Z., Rutanski J. Halas jako kryterium oceny jakosci i konkurencyjnosci maszyn z napędem hydrostatycznym // Napędy i Sterowania Hydrauliczne'93. Konferencja Naukowo-Techniczna, Wrocław, 1993. – S. 309–317.

4. Kollek W., Kudzma Z., Rutanski J. Mozliwosci skutecznego tlumienie halasu ukladem Filtrow akustycznych // V Konferencja. Rozwoj Bodowy Eksploatacji i Badan Maszyn Roboczych Cieczkih. Zakopane, 1992. – S. 203 – 208.
5. Фінкельштейн З.Л., Дмитрієнко О.В. Розрахунок характеристик удосконаленого гасителя пульсацій // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету – 2008. – №2. Ч. 2. – С. 125 – 128.
6. Андренко П.М., Дмитрієнко О.В. Математичні моделі і розрахункові дослідження гідравлічних гасителів і підсилювачів пульсацій тиску // Східно – Європейський журнал передових технологій. – Харків, 2004. – № 5(11). – С. 88–93.
7. Емцев Б.Т. Техническая гидромеханика: Учеб. для вузов. – 3-е изд. – М.: Машиностроение, 1987. – 440 с.
8. Андренко П.Н., Григорьев А.Л., Лурье З.Я., Скляревский А.Н. Интерференция волн давления в элементах объемных гидроагрегатов // Восточно-европейский журнал передовых технологий. Харьков, 2008. – № 6/5 (36). – С. 35 – 47.
9. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа. – М.: Наука, 1973. – 847 с.

УДК 629.7.035.03-036.34

КРИЗА В'ЯЗКОЇ ТЕЧІЇ В АЕРОДИНАМІЧНИХ РЕШІТКАХ

Ю.М. Терещенко

Доктор технічних наук, професор*
Контактний тел.: 8-044-406-75-93

Ю.Ю. Терещенко

Інженер*
Контактний тел.: 8-044-406-75-93

С.Ю. Гуз

Науковий співробітник*
Контактний тел.: 8-044-406-70-58

*Кафедра авіаційних двигунів
Національний авіаційний університет
пр-т Космонавта Комарова, 1 корп.1, к.1.112, м.Київ

Розглядається течія в'язкого стисливого газу в решітці тонких пластин при великих від'ємних кутах атаки. Визначається рівень впливу пристінного приграничного шару на режими запірання в аеродинамічних характеристиках компресорних решіток

Вступ

Аеродинамічний розрахунок ступенів осового компресора починається з розрахунку течії повітря в елементарних ступенях, які моделюються решітками аеродинамічних профілів.

З використанням аеродинамічних характеристик компресорних решіток розраховуються характеристики ступенів осового компресора та визначаються характерні обмеження режимів його роботи.

До основних обмежень режимів роботи ступеня компресора належать великих додатних кутах атаки,