Vortex mechanical devices in control systems of fluid mediums. // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. Volume X. TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – OL PAN, № 10. – P. 440-445.

6. Syomin D., Rogovyi A. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. // Procedia Engineering, Volume 39, 2012, Pages 231–237. http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029.

7. Syomin D., Rogovoy A. Power characteristics of superchargers with vortex work chamber // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. Volume XB. TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – OL PAN, № 19. – 2010 - P. 232-240.

Роговий Андрій Сергійович, к.т.н., доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, asrogovoy@ukr.net
Федосієнко Марина Вадимівна, ст. гр. А-24с, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, marinafed1005@gmail.com

МОДЕЛЮВАННЯ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВИХРЕКАМЕРНОГО НАСОСУ ІЗ ВХОДОМ ПЕРЕКАЧУВАНОГО СЕРЕДОВИЩА ЧЕРЕЗ КІЛЬЦЕВИЙ КАНАЛ

Насоси розповсюджені майже в усіх галузях виробництва та транспорту таких як вугільна, хімічна, теплоенергетична, сільське господарство, транспорт, будівництво. Вони перекачують різноманітні середовища, які дуже часто можуть бути багатофазними, що призводить до несприятливих умов роботи, які істотно впливають на ефективність перекачування. Крім того, на роботу насосів вливають негативні фактори з боку зовнішнього й робочого середовищ такі як: ударні навантаження, вібрація, хімічна агресивність і висока температура рідин, наявність абразивних часток у середовищах, які перекачують, що приводить до того, що експлуатаційні якості динамічних насосів, які найчастіше використаються у промисловості, обмежені або знижені. Насоси виходять з ладу внаслідок швидкого зношування механічних робочих органів та ущільнень. Крім того, наявність великої кількості газових пухирців у рідинах, такої кількості, що рідини можна розглядати як багатофазні, призводить до зриву параметрів роботи [2, 4]. Підвищити надійність роботи систем із використанням насосів можливо використанням іншого типу насосів – струминних. Однак, хоча струминні насоси нечутливі до низки перерахованих факторів, що приводять до швидкого зношування динамічних насосів, завдяки тому, що не мають механічних рухомих частин, але робочий процес цих насосів супроводжується досить низьким коефіцієнтом корисної дії, що не перевищує 30 %, крім того ці насоси мають досить великі поздовжні габаритні розміри. Використання струминних вихрових ежекторів також рідке внаслідок низького ККД, що не перевищує 10 % [3, 4, 6].

Таким чином, удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів є актуальним завданням, рішенням якого є пошук більш ефективних принципів передачі енергії й відповідних технічних рішень у конструюванні струминних нагнітачів для перекачування одне- і багатофазних середовищ, якими є, розроблені й досліджені в роботі струминні насоси з вихровою робочою камерою, названі нами, вихрекамерними насосами [6].

Використання таких гідроаеродинамічних ефектів як зниження тиску на осі обертового потоку і створення надлишкового тиску на його периферії, дозволяє створювати струминні пристрої, відмінні від відомих прямоточних і вихрових струминних насосів [3, 6]. До їх числа відносяться насоси з вихровою камерою змішання. Перевагами вихрекамерного насоса, у порівнянні з ежекторами й насосами прямоточного типу, є можливість більшого ступеня підвищення тиску на виході з апарата при низьких рівнях тиску живлення й значне зниження осьових розмірів. Поліпшити енергетичні характеристики вихрекамерних насосів можна за рахунок зменшення втрат на удар у процесі змішання взаємодіючих потоків, що може привести до більш досконалих енергетичних характеристик насосів.

Вихрекамерний насос працює в такий спосіб (схема насоса наведена на рис. 1): основний потік з об'ємною витратою Q_s й тиском p_s подається через тангенціальний канал входу у вихрову камеру змішання, де утворюється обертовий потік із приосьовою областю зниженого тиску й надлишковим тиском на периферії. У цю область через осьові канали в торцевих кришках вихрової камери всмоктуються потоки, що перекачуються, з витратами Q_{in1} й Q_{in2}, та тисками p_{in1} і p_{in2} відповідно. Суміш, що утвориться в камері, через тангенціальний канал виходу надходить на вихід з насоса з об'ємною витратою Q_e й тиском p_e. Вихідний з насоса потік подається в технологічний трубопровід або скидається в атмосферу (при вакуумуванні замкнутих обсягів) [6].

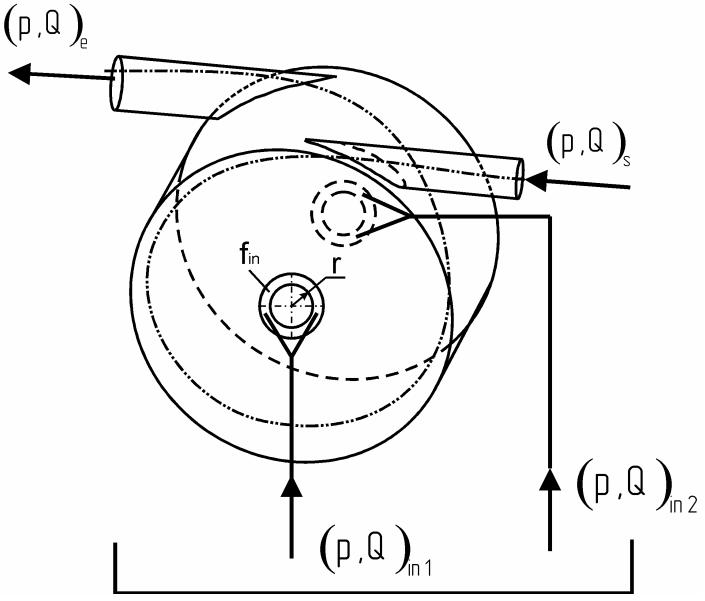

Рисунок 1 – Вихрекамерний насос

У струминних апаратах, навіть ідеалізованих (без втрат на тертя), ККД менше 1, оскільки основною особливістю струминних апаратів є вирівнювання швидкостей потоків, що змішуються, а цей процес приводить до втрати на удар, тобто до втрати (дисипації) частини працездатної енергії потоків.

Для визначення швидкостей потоків, що перекачується та робочого, у вихрекамерному насосі був зроблений чисельний експеримент на основі рішень рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом для нестисливої рідини, отриманих з використанням узагальненої гіпотези Бусінеска, що зв'язує напруги Рейнольдса з осередненими параметрами потоку [1, 5, 6].

Рідина прийнята нестисливою внаслідок того, що в багатьох задачах перекачування рідин за допомогою струминної макротехніки робочі тиски й швидкості такі, що з достатньою точністю, течію в них можна вважати нестисливою [4]. Для замикання математичної моделі до рівнянь руху додане рівняння нерозривності. Для розрахунку течії була прийнята модифікована двошарова SST «$k-\omega$» модель турбулентності переносу напруг Ментера, що зрушують, яка враховує особливості течії біля твердих стінок і в зовнішньому потоці, та приводить до задовільних результатів розрахунку обмежених стінками потоків [5, 6]. Математичне моделювання проводилося в програмному комплексі OpenFOAM (OpenCFD Ltd) при наступних значеннях граничних умов: на всіх границях розрахункової області прийняті «жорсткі» граничні умови: на твердій стінці – умова прилипання рідини $\overline{V}\big|_b = 0$, у вхідному перетині каналу живлення задавалося значення тиску гальмування $p\big|_b = p_s$, у вихідних каналах – рівність нулю тиску $p\big|_b = 0$. При завданні граничних умов осьових входів вихрової камери враховувалося те, що в закрученому потоці тиск розподіляється за радіусом струменя. Тому була збільшена розрахункова область і задані граничні умови виходу на новій границі, де тиск практично дорівнює нулю й не змінюється за радіусом.

Зміна форми поперечного перетину осьових каналів, а також зсув уведення середовища, що перекачується відносно осі, де спостерігається найбільше розрідження, приводить до зміни оптимальних геометричних параметрів вихрекамерних насосів, отриманих у роботі [6]. Тому, для визначення оптимальних енергетичних характеристик вихрекамерних насосів був проведений чисельний експеримент на основі методів планування.

В результаті отримане оптимальне значення відносного ККД, що відповідає геометричним параметрам: $\overline{r} = 0,26$, $\overline{f}_{in} = 6$, при цьому $\overline{\eta} = 1,09$. ККД насоса незначно залежить від площі каналів усмоктування ($\overline{f}_{in}$) і приймає приблизно однакові значення при $\overline{r} = 0...0,5$. Радіус віднесений до радіусу вихрової камери, площа – до площі каналу живлення.

Література

1. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная

гидромеханика и теплообмен: В 2-х т. Т. 1: Пер. с англ. – М.: Мир, 1990.- 384 с., ил.

2. Євтушенко А.О. Гідродинамічні машини і передачі: Навч. посібник для студ. вищих навч. закл. / Сумський держ. ун-т. — Суми : Видавництво СумДУ, 2005. – 256с.

3. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. / Меркулов А.П. – М.: Машиностроение, 1969. – 184 с.

4. Сполучення вихрових виконавчих пристроїв із сучасними системами управління / Сьомін Д.О., Павлюченко В.О., Ремень В.І., Мальцев Я.І. – Луганськ : вид–во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля, 2002. – 174 с.

5. Menter, F. R. (1994), "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", AIAA Journal, vol. 32, no 8. pp. 1598-1605.

6. Syomin D., Rogovyi A. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps. // Procedia Engineering, Volume 39, 2012, Pages 231–237. http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029.

Рыбалко Роман Иванович, к.т.н., доцент, Донбасская национальная академия строительства и архитектуры
Гущин Владимир Михайлович, к.т.н., доцент, Донбасская государственная машиностроительная академия

АНАЛИЗ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ АЭРОДИНАМИЧЕСКОЙ КЛАССИФИКАЦИИ В ПОМОЛЬНЫХ АГРЕГАТАХ СУХОГО ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

Существующие способы сепарации измельчаемого материала, как известно, обладают высокой энергоемкостью, малыми сроками службы, недостаточной сепарирующей способностью, нарушением процесса сепарации при повышенной влажности, выдачей грубых продуктов с высоким содержанием малых фракций, сложностью конструкции и т.п.

Физическими основами аэродинамической классификации являются принципы разделения потоков, которые применяются при методах механического отделения взвешенного материала в камерах для улавливания пыли, циклонах, гидроциклонах и центрифугах.

Анализ рассмотренных моделей процессов классификации показывает, что как стохастические, так и детерминированные модели не учитывают структуру турбулентного потока смеси воздуха и измельчаемого материала и специфику движения частиц материала различной гранулометрии

В настоящее время теоретические модели классификации разработаны с позиций взаимодействия потока воздуха и отдельной частицы без учета пульсационных составляющих скорости воздуха и масштабов вихревых структур в потоках транспортирующей среды.