

Гідродинамічні характеристики одноступінчастого роторно-пульсаційного апарата з осьовою компенсацією тиску в зазорі між ротором і корпусом

О.О. Семінський • Л.В. Колобашкін

КПІ ім. Ігоря Сікорського, м. Київ, Україна

Received: 20 June 2017 / Accepted: 8 November 2017

Анотація. За результатами дослідження запропоновано залежності об'ємної витрати, перепаду тиску на вході і виході з апарату і потужності приводу від частоти обертання ротора за різних степенів перекриття прохідного перерізу вихідного трубопроводу, а також залежності перепаду тиску в апараті, підведеної потужності приводу і гідравлічного ККД від об'ємної витрати за постійної частоти обертання приводного валу. Підтверджено можливість використання положень теорії лопатевих машин для аналізу роботи роторно-пульсаційного апарата розглянутої конструкції. Встановлено відсутність якісного впливу наскрізної торцевої перфорації ротора, за її невеликої площі, на гідравлічні характеристики роторно-пульсаційного апарата. Визначено, що для дослідженої конструкції роторно-пульсаційного апарата гідродинамічна складова енерговитрат не перевищує 4%, а отже, не впливає суттєво на загальні витрати енергії в апараті, разом із цим, цієї кількості енергії цілком достатньо для створення перепаду тиску, необхідного для забезпечення роботи апарата в режимі прокачування рідини без використання додаткового обладнання та інтегрованих пристроїв.

Ключові слова: роторно-пульсаційний апарат, об'ємна витрата, перепад тиску, потужність, гідравлічний ККД, прокачування.

Вступ

Роторно-пульсаційні апарати (РПА) набули поширення і активно застосовуються у багатьох галузях промисловості при обробці рідин. Завдяки високій ефективності вони є одним з типів обладнання, що найбільш часто використовується при створенні інноваційних технологій і новітніх виробництв, а також при модернізації підприємств. Це стимулює неперервний пошук рішень, спрямованих на вдосконалення конструкцій РПА і знаходження раціональних режимів їх роботи.

Важливе місце при дослідженні РПА має визначення їх гідродинамічних характеристик, оскільки гідродинаміка безпосередньо впливає на інтенсивність хіміко-технологічних процесів, що проводяться в апаратах. Конфігурація і динаміка робочих органів РПА визначає витрати енергії в апаратах, частина якої йде на забезпечення прокачування рідини крізь робочі органи і виведення її з апарату. При цьому апарати можуть працювати у режимах, що забезпечують прокачування рідини самими робочими органами, або потребувати додаткового обладнання у вигляді допоміжних елементів у складі самого РПА або ж включених послідовно з апаратом гідравлічних машин.

Результати досліджень гідродинамічних характеристик РПА наведені в роботах [1-8]. Так, в [1] описано напірно-витратну характеристику серійного багатоступінчастого апарата РПА-160. У [2] визначено залежності потужності приводу і об'ємної витрати робочої рідини (вода, мастило) від лінійної швидкості ротора одноступінчастого пульсаційного апарата типу «ротор-статор» з малим міжциліндровим зазором (роторно-імпульсного апарата). У [3] досліджено вплив частоти обертання ротора на об'ємну витрату робочої рідини, на напір і на потужність приводу для багатоступінчастого промислового апарата ТФ-2. У [4] визначені напірно-витратні характеристики для багатоступінчастого РПА, що працює у замкненому циклі у складі роторно-пульсаційної установки. Дослідження проведені для чотирьох величин радіальних зазорів між ротором і статором в межах від 0,05 мм до 1,81 мм. Узагальнена енергетична характеристика одноступінчастого РПА у вигляді залежності критерія потужності від колового критерія Рейнольдса для чотирьох варіантів ступіней, що відрізняються ширинами радіальних зазорів між ротором і статором, які змінюються в межах від 0,4 мм до 1,6 мм наведені у [5]. У [6] представлені результати дослідження гідродинамічних характеристик пульсаційного

вузла РПА з внутрішньою рециркуляцією, узагальнені у вигляді безрозмірних залежностей модифікованого критерія Ейлера від модифікованого критерія Рейнольдса і проаналізовано вплив кількості пульсаційних ступеней на режимні параметри роботи апарата. Залежність напору від об'ємної витрати РПА при обробці водо-зернової суміші наведена в [7].

Наведений короткий огляд сучасного стану дослідження гідродинамічних характеристик РПА свідчить про те, що обрана тематика дослідження є актуальною. Описані у публікаціях дослідження спрямовані на визначення залежностей, що описують гідродинамічні режими роботи окремих варіантів РПА з фіксовано (найчастіше «типовою», за визначенням [1]) конструкцією робочих органів, які відрізняються компонованням і конфігурацією. Наявної інформації недостатньо для формулювання узагальнених рекомендацій щодо врахування гідродинамічних характеристик РПА при проектуванні новітнього обладнання. Таким чином, подальші дослідження у цьому напрямі являють науковий і практичний інтерес.

Постановка задачі дослідження

Метою дослідження є визначення впливу режимних параметрів на гідродинамічні характеристики одноступінчастого роторно-пульсаційного апарата з компонованням робочих органів за схемою «ротор-статор» і компенсацією осьового тиску в торцевому зазорі між ротором і корпусом.

Аналіз конструкцій, кінематики робочих органів і руху рідини в РПА за [1, 2], з урахуванням результатів досліджень [3, 4, 7], дозволяють дійти висновку, що, з гідродинамічної точки зору, функціонування РПА подібне до відцентрового насоса. Це дає можливість застосувати методіку визначення параметрів роботи динамічних насосів [8] при дослідженні РПА. Для експериментального визначення параметрів роботи РПА і характеристик потоку рідини, що прокачується крізь нього, розроблено лабораторний стенд, схема якого наведена на рис. 1.

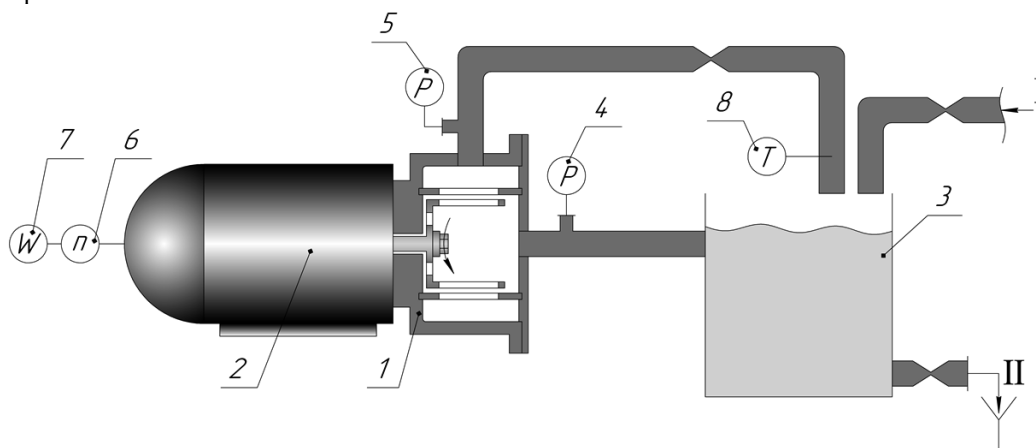


Рис. 1. Схема лабораторної установки: 1 – пульсаційний модуль; 2 – двигун; 3 – бак; 4 – вакууметр; 5 – манометр; 6 – тахометр; 7 – ватметр; 8 – термометр.

Стенд зібраний на основі РПА, що складається з двигуна і пульсаційного модуля (параметри апарата наведені у табл. 1). РПА працює у проточному режимі забезпечуючи циркуляцію робочої рідини у контурі «РПА-трубопровід-бак-трубопровід» без застосування додаткового обладнання та використання допоміжних елементів для покращення прокачування робочої рідини.

Особливістю дослідної конструкції РПА є те, що на відміну від «типових» апаратів, у яких робочі органи (ротор і статор) розташовані в корпусі співвісно і опозитно один одному, у цьому апараті ротор знаходиться всередині статора (рис. 1).

Опозитне розташування робочих органів застосовується майже у всіх апаратах проточного типу. Особливість такого компоновання полягає у мінімальній величині осьового тиску в торцевому зазорі між ротором і корпусом або кришкою внаслідок з'єднання цього зазору з порожниною між робочими органами і корпусом, і через неї, з вихідним патрубком. Проте, у апаратах занурюваного і вмонтованого типів, а також апаратах з внутрішньою циркуляцією, дуже часто більш доцільним є встановлення ротора і статора співспрямовано з розміщенням статора на елементі конструкції апарата, через який заводиться у корпус приводний вал ротора. У такому випадку статор перекриває торцевий зазор, у результаті чого тиск робочої рідини, викликаний її рухом в зазорі внаслідок обертання ротора, досягає значних величин, що збільшує навантаження на підшипникові опори і вимагає підвищення герметичності ущільнення приводного валу, збільшуючи втрати енергії та ускладнюючи обслуговування апарата. Ефективним методом компенсації тиску в торцевому зазорі є наскрізна перфорація опорного диску ротора декількома отворами невеликого діаметра.

Робочі параметри РПА

Найменування параметра	Значення параметра
Діаметр ротора	130 мм
Кількість прорізів у роторі	45
Площа однієї прорізи	124,5 мм ²
Площа осьової перфорації	150,3 мм ²
Ширина радіального зазору між ротором і статором	0,1 мм
Максимальна об'ємна витрата	1,16 · 10 ⁻³ м ³ /с
Номинальна частота обертання приводного валу	50 1/с
Номинальна потужність приводу	2,2 кВт

При проведенні дослідів у якості робочого середовища використано воду. Для кожного режиму роботи РПА визначались: 1) частота обертання ротора, споживана потужність приводу, температура води – безпосереднім вимірюванням величин; 2) перепад тиску на вході і виході з апарата – за показами манометра і вакууметра, з урахуванням динамічної і геометричної складових; 3) об'ємна витрата – методом збирання рідин в мірних резервуарах. Точність вимірювання і визначення параметрів забезпечена за вимогами [8].

Досліди проводились за двома схемами:

1. Одержання гідродинамічних характеристик РПА регулюванням частоти обертання приводного валу, що полягає у визначенні впливу зміни частоти обертання валу на об'ємну витрату робочої рідини, перепад тиску в апараті та підведену потужність приводу. Незважаючи на те, що у робочих умовах здійснювати регулювання режимів роботи РПА проточного типу зміною частоти обертання приводного валу недоцільно, оскільки це призведе до зміни частоти пульсацій, що викличе зміну інтенсивності технологічних процесів і цим негативно вплине на стабільність якісних показників обробленої рідин, визначення впливу частоти обертання приводного валу на режимні параметри роботи апарата необхідне для обґрунтування геометричних параметрів робочих органів і технологічних параметрів робочого режиму апарата.

2. Одержання характеристик регулюванням режиму роботи РПА дроселюванням за постійної частоти обертання приводного валу, що полягає у визначенні впливу зміни об'ємної витрати на перепад тиску в апараті, підведену потужність приводу і гідравлічний ККД за постійної частоти обертання приводного валу. У переважній більшості випадків регулювання режимами роботи РПА проточного типу доцільно виконувати зміною об'ємної витрати рідини, оскільки такий метод дозволяє забезпечити необхідний час перебування рідини у зоні обробки, а, отже, підтримати якісні показники обробки рідини на заданому рівні.

Результати дослідження

Результати визначення впливу зміни частоти обертання приводного валу на режимні параметри РПА узагальнені в залежностях, наведених на рис. 2. Наведені криві одержані за різних степенів відкриття прохідного перерізу потоку з регулюванням на вихідному трубопроводі. Діапазон степенів відкриття обраний в межах стійкої роботи апарата: нижній рівень – мінімальний прохід, що забезпечує стабільну циркуляцію води по контуру, верхній рівень – повністю відкритий прохід. Параметр ступінь відкриття прохідного перерізу (СВ) введений для зручності аналізу і визначається як відношення об'ємної витрати з частково відкритим прохідним перерізом до об'ємної витрати з повністю відкритим перерізом, визначених за номінальної частоти обертання приводного валу.

З графіків (рис. 2) видно, що вплив СВ найбільше проявляється у залежностей об'ємної витрати рідини (Q_V) від частоти обертання приводного валу (n), натомість він мало впливає на залежності перепаду тиску (ΔP) і потужності приводу (N) від частоти обертання приводного валу. Зменшення СВ призводить до нелінійно пропорційного збільшення мінімального значення n , за якого починається стабільна циркуляція води по контуру, що пояснюється нелінійним збільшенням величини гідравлічного опору контуру в місці перекриття перерізу потоку [9]. Цим же можна пояснити і розходження залежностей $\Delta P = f(n)$ і $N = f(n)$ за різних значень СВ по мірі збільшення n . Зменшення СВ, а отже і зменшення прохідного перерізу трубопроводу у лінії нагнітання, зумовлює збільшення ΔP для досягнення однакової Q_V . У той же час, зменшення прокачування рідини по циркуляційному контуру зменшує і гідравлічні витрати, пов'язані з подоланням потоком води опору проходження робочих органів РПА, що дещо зменшує величину N .

Одноіменні залежності на рис. 2 зберігають форму для усіх значень СВ, але відрізняються параметрично. Результати апроксимації експериментальних залежностей поліноміальними функціями знаходяться у гарній відповідності з результатами вимірювань, що підтверджується значеннями коефіцієнта кореляції, які для всіх кривих, наведених на рис. 2, перевищують 0,99. Це дає можливість встановити, що для дослідного РПА, як і для відцентрових насосів [10]: $Q_V \sim n$, $\Delta P \sim n^2$, $N \sim n^3$.

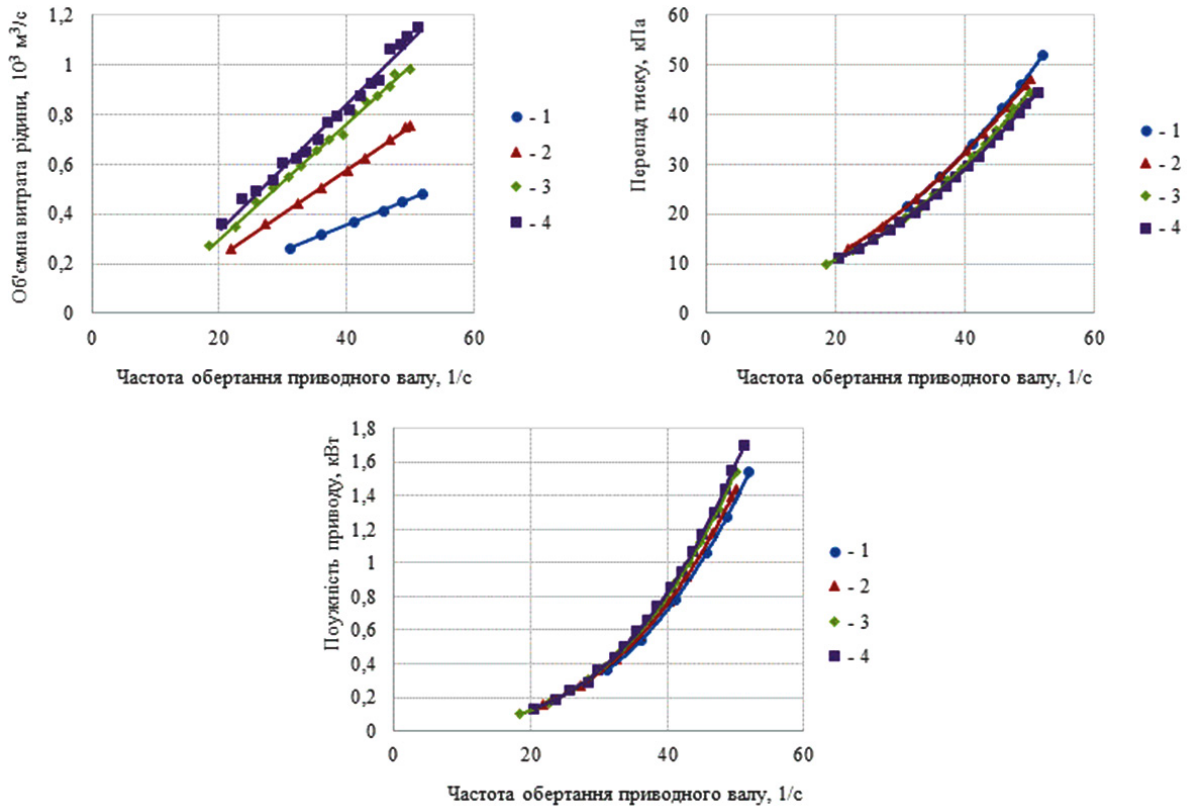
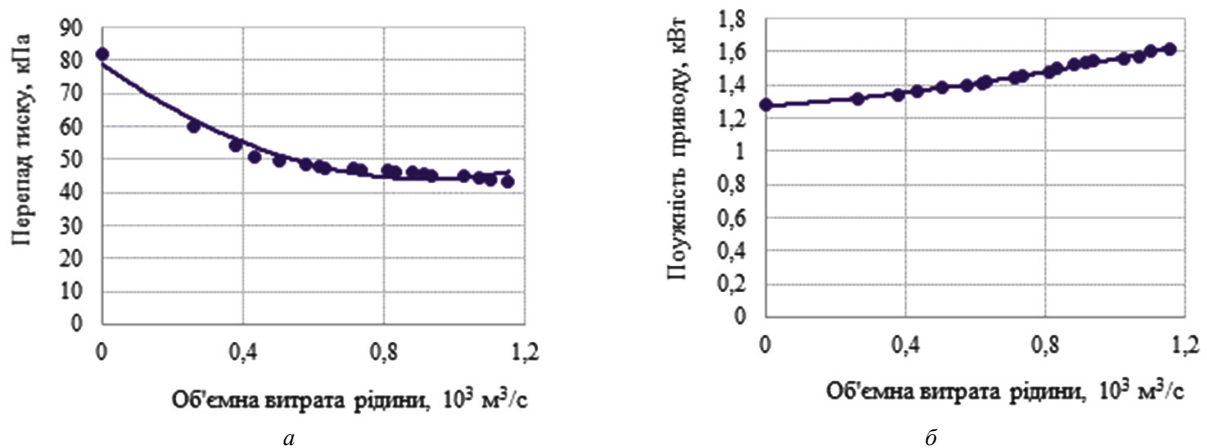


Рис. 2. Гідродинамічні характеристики РПА при регулюванні частоти обертання приводного валу для різних степенів перекриття прохідного перерізу потоку: 1 – СВ = 0,413; 2 – СВ = 0,676; 3 – СВ = 0,882; 4 – СВ = 1,000

Залежності перепаду тиску в апараті, підведеної потужності приводу і гідравлічного ККД за постійної частоти обертання приводного валу при регулюванні об'ємної витрати наведені на рис. 3. З графіків видно, що залежність $\Delta P = f(Q_v)$ має виражено нелінійний низхідний характер, у той час, як залежність $N = f(Q_v)$ має слабо виражений нелінійний висхідний вигляд. Це може бути пояснене достатньо великим значенням кута відхилення вектора швидкості руху потоку на виході з прорізей ротора від вектора лінійної швидкості ротора, що є наслідком малої довжини прорізей (малої товщини стінки ротора) і «зрізання» потоку статором, що близько розташований до ротора.

Аналогічно до відцентрових насосів [10], обидві залежності достатньо точно апроксимуються поліномами другого ступеня. У першому випадку (рис. 3, а) коефіцієнт кореляції при апроксимації склав 0,95, а у другому випадку (рис. 3, б) – 0,99.



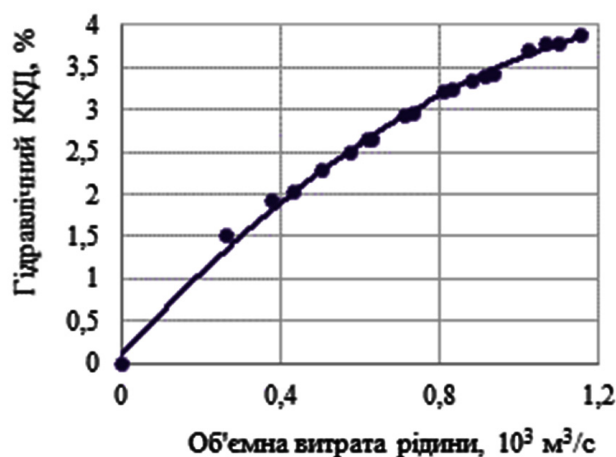


Рис. 3. Гідродинамічні характеристики РПА при регулюванні об'ємної витрати

Гідродинамічна ефективність обладнання визначається його гідравлічним ККД. Його розрахунок відповідно до [8] дозволив визначити залежність на рис. 3, в. За аналогією до залежностей на рис. 3, а і рис. 3, б, ця залежність може бути апроксимована квадратичним поліномом (коефіцієнт кореляції 0,99). Із залежності видно, що у міру збільшення Q_V гідравлічний ККД збільшується і за найбільшого значення об'ємної витрати досягає значення 4 %. Незважаючи на незначну величину гідравлічного ККД, кількості енергії, що витрачається на прокачування рідини, цілком достатньо для створення різниці тиску, необхідної для забезпечення роботи РПА без використання додаткового обладнання та інтегрованих пристроїв. Крім того, ця складова енергії впливає (в апаратах з нагнітанням рідини – частково) на час перебування рідини в зоні дії робочих органів апарата, а тому, її важливо враховувати з технологічної точки зору.

Висновки

Співставлення одержаних залежностей з аналогічними, наведеними у розглянутих у вступній частині статті публікаціях, свідчить про відповідність характеру однойменних залежностей. Це вказує на відсутність якісного впливу наскрізної торцевої перфорації ротора невеликої площі на гідравлічні характеристики РПА.

На підставі аналізу форми одержаних залежностей виявлено їх подібність до аналогічних залежностей, що характеризують роботу відцентрового насоса, що підтверджує припущення [1]. Це дає можливість використати теорію лопатевих машин для опису гідродинаміки РПА. При цьому вибір коефіцієнтів у виразах, що описують гідравлічні характеристики насосів, потребує додаткового обґрунтування з урахуванням результатів, одержаних для РПА.

Встановлено, що для дослідженої конструкції РПА гідродинамічна складова енерговитрат не перевищує 4 %, а отже не впливає суттєво на загальні витрати енергії в апараті. Це дозволяє спростити енергетичні розрахунки РПА дослідженої конструкції за використаних режимів роботи, і при їх виконанні, орієнтовно, приймати із запасом значення гідравлічної складової на рівні 5 % від розрахованих витрат енергії з подальшим уточненням розрахунку (за необхідності).

Гидродинамические характеристики одноступенчатого роторно-пульсационного аппарата с осевой компенсацией давления в зазоре между ротором и корпусом

А.О. Семинский, Л.В. Колобашкин

Аннотация. По результатам исследования предложены зависимости объемного расхода, перепада давления на входе и выходе из аппарата и мощности привода от частоты вращения ротора при различных степенях перекрытия проходного сечения выходного трубопровода, а также зависимости перепада давления в аппарате, подведенной мощности привода и гидравлического КПД от объемного расхода при постоянной частоте вращения приводного вала. Подтверждена возможность применения положений теории лопатных машин для анализа работы роторно-пульсационного аппарата рассмотренной конструкции. Установлено отсутствие качественного влияния сквозной торцевой перфорации ротора, при ее малой площади, на гидравлические характеристики роторно-пульсационного аппарата. Определено, что для исследованной конструкции роторно-пульсационного аппарата гидродинамическая составляющая расходов не превышает

4 %, а следовательно, не влияет существенно на общие затраты энергии в аппарате, вместе с этим, этого количества энергии вполне достаточно для создания перепада давления, необходимого для обеспечения работы роторно-пульсационного аппарата в режиме прокачивания жидкости без использования дополнительного оборудования и интегрированных устройств.

Ключевые слова: роторно-пульсационный аппарат, объемный расход, перепад давления, мощность, гидравлический КПД, прокачивание.

Hydrodynamic characteristics of a single-stage high shear mixer with compensation of axial pressure in the end clearance between rotor and housing

O. Seminskyi, L. Kolobashkin

Abstract. *The research aim is to determine the influence of regime parameters on the hydrodynamic characteristics of a single-stage high shear mixer with the “rotor-stator” arrangement of operating devices and compensation of axial pressure in the end clearance between the rotor and the housing. The dependences of volume flowrate, apparatus input and output pressure drop and engine energy consumption from rotor rotation frequency at different degrees of overlapping of passage section on the outlet pipeline, as well as the dependences of apparatus pressure drop, engine energy consumption and hydraulic efficiency from volume flowrate at constant rotation frequency of the drive shaft have been suggested according to the experimental results. The possibility of applying the principles of blade machines theory to the analysis of operation of the high shear mixer with considered design has been confirmed. The absence of a qualitative effect of penetrating side perforation of the rotor on hydraulic characteristics of the high shear mixer in cases with small areas has been proven. It has been determined that for the researched design of the high shear mixer the hydrodynamic component of power inputs does not exceed 4 %, and consequently does not significantly affect the total energy consumption of the apparatus, although the amount of energy is sufficient to create a pressure drop that is necessary to ensure the operation of the apparatus in the in-line mode without using additional equipment and integrated devices.*

Keywords: high shear mixer, volume flowrate, pressure drop, energy consumption, hydraulic efficiency, pumping.

References

1. Балабудкин М.А. Роторно-пульсационные аппараты в химико-фармацевтической промышленности / М.А. Балабудкин. – М.: Медицина, 1983. – 160 с.
2. Промтов М.А. Методы расчета характеристик роторного импульсного аппарата / М.А. Промтов, А.Ю. Степанов, А.В. Алешин. – Тамбов: Изд-во ФГБОУ ВПО «ТГТУ», 2015. – 148 с.
3. Піроженко І.А. Гідродинаміка та теплові ефекти в циліндричному роторно-пульсационному апараті: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» / Піроженко Інна Анатоліївна – Київ, 2005. – 21 с.
4. Будрик В.Г. Создание и исследование роторно-пульсационной установки для производства жидких и пастообразных молочных продуктов: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.18.12 «Процессы и аппараты пищевых производств» / Будрик Владислав Глебович – Москва, 2005. – 24 с.
5. Иванец Г.Е. Энергетическая характеристика роторно-пульсационного аппарата / Г.Е. Иванец, В.А. Плотников, П.В. Плотников // Журнал прикладной химии. – 2000, Т. 33, Вып. 9. – С. 1511-1514
6. Семінський О.О. Експериментальне дослідження енергетичних параметрів потоків у робочих органах роторно-пульсационного апарата. / О.О. Семінський, Р.М. Василенко // Вісник НТУУ «КПІ». Серія «Хімічна інженерія, екологія та ресурсозбереження». – 2015. – № 1. – С. 83-86.
7. Ободович А.Н. Исследование гидравлических характеристик роторно-пульсационного аппарата при обработке водозерновой смеси / А.Н. Ободович, А.Ю. Лымарь. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2014, № 67. – С. 19-22.
8. ДСТУ ГОСТ 6134-2009 (ИСО 9906:1999) Насоси динамічні. Методи випробування. – К.: ДЕРЖСПОЖИВСТАНДАРТ УКРАЇНИ, 2009. – 94 с.
9. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.
10. Gülich J.F. Centrifugal pumps / J.F. Gülich. – London-New York: Springer Heidelberg Dordrech, 2014. – 1116 с.