

УДК 621.521

ОСОБЛИВОСТІ РЕЖИМІВ РОБОТИ ВИХОРОКАМЕРНИХ НАГНІТАЧІВ

А.С. Роговий, доц., к.т.н.,
Харківський національний автомобільно-дорожній університет

Анотація. На основі математичного моделювання за допомогою моделей одновимірної віссиметричної течії ідеальної рідини та моделей чисельного розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса, осереднених за Рейнольдсом завдяки застосуванню відповідних програмних комплексів, обґрунтовано існування двох робочих процесів перекачування рідин за допомогою вихорокамерних нагнітачів. Визначено фактори, що впливають на режими роботи нагнітачів.

Ключові слова: вихорокамерний нагнітач, ідеальна рідина, числовий розрахунок, робочий процес, енергетичні показники.

ОСОБЕННОСТИ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВИХРЕКАМЕРНЫХ НАГНЕТАТЕЛЕЙ

А.С. Роговой, доц., к.т.н.,
Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет

Аннотация. На основе математического моделирования с помощью моделей одномерного осесимметричного течения идеальной жидкости и моделей численного решения уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу с помощью соответствующих программных комплексов, обосновано существование двух рабочих процессов перекачивания жидкостей с помощью вихрекамерных нагнетателей. Определены факторы, влияющие на режимы работы нагнетателей.

Ключевые слова: вихрекамерный нагнетатель, идеальная жидкость, численный расчет, рабочий процесс, энергетические показатели.

FEATURES OF OPERATING MODES OF VORTEX CHAMBER SUPERCHARGERS

A. Rogovyi, Assoc. Prof., Cand. Sc. (Eng.),
Kharkiv National Automobile and Highway University

Abstract. On the basis of mathematical modeling by means of models one-dimensional axially symmetric flows of an ideal liquid and models of the numerical decision equations of Navier-Stokes averaged by Reynolds in the corresponding program complexes existence of two working processes of pumping liquids with the help vortex chamber superchargers is proved. The factors influencing operating modes of superchargers are defined.

Key words: vortex chamber supercharger, ideal liquid, numerical calculation, working process, energy performance.

Вступ

Нагнітачі різних типів споживають приблизно 20 % електроенергії, що виробляється у світі. Крім того, у деяких галузях промисловості споживання енергії насосними системами може досягати 25–50 %, тому успішний

розвиток різних галузей промисловості багато в чому залежить від ефективності роботи систем, призначених для переміщення робочих середовищ. Широке використання нагнітачів різних типів у транспортних засобах, зокрема в автомобілях, також потребує приділення уваги удосконаленню енергетичних

характеристик нагнітачів, що дозволить зменшити витрати палива на рух автомобіля. У багатьох галузях промисловості насоси працюють у несприятливих умовах експлуатації, за умов впливу різних негативних факторів з боку зовнішнього та робочого середовищ, що призводить до того, що експлуатаційні якості динамічних насосів обмежуються або знижуються [1]. Ці впливи призводять до швидкого зношування механічних робочих органів і ущільнень насосів, а при перекачуванні газорідних сумішей із великим вмістом газу – до зриву параметрів роботи [2, 3].

Можливим вирішенням проблеми може бути застосування в складних умовах експлуатації струминних насосів. Вони мають високі показники надійності й довговічності, конструктивно є простими й можуть працювати практично на будь-яких складах і за будь-яких концентраціях робочих рідин. Однак струминні насоси мають низький коефіцієнт корисної дії, що не перевищує 30 %, та великі поздовжні розміри [4]. З іншого боку, вихрові ежектори мають прийнятні поздовжні розміри, але їх ККД не перевищує 10 % [5, 6].

Таким чином, удосконалення енергетичних характеристик струминних нагнітачів є актуальним завданням, вирішенням якого є пошук більш ефективних принципів передачі енергії й відповідних технічних рішень у конструюванні струминних нагнітачів, якими є розроблені й досліджені в роботі струминні насоси з вихровою робочою камерою, названі нами вихорокамерними нагнітачами (ВКН) [1, 7–9].

Аналіз публікацій

Вихрова камера дозволяє використовувати позитивні сторони різних типів нагнітачів: струминних і відцентрових. Активний потік, що надходить у вихрову камеру, утворює закручену струминну течію у камері, особливостями якої є наявність вакууму на осі й надлишкового тиску на периферії камери [1, 5–8, 10]. Таким чином, закручений потік виконує функцію робочого колеса відцентрового насоса, що дозволяє всмоктувати потік, який перекачується, за рахунок перепаду тиску в усмоктувальному трубопроводі та на осі вихрової камери. Потік, що перекачується, здобуває енергію у вихровій камері завдяки комбінації двох процесів енергопере-

дачі: передачі енергії за рахунок сил турбулентного тертя, подібно до струминних ежекторів і насосів, та передачі енергії за рахунок дії відцентрових сил, подібно до відцентрових нагнітачів [1, 7].

Використання гідродинамічних особливостей течій рідин і газів у вихрових камерах привело до створення вихрових ежекторів, однак у них не використовується підвищення тиску на периферії вихрової камери і передача енергії в полі відцентрової сили, внаслідок відбору середовища, що перекачується, по осі ежектора, що, в остаточному підсумку, призводить до низьких показників енергоефективності та низьких показників ККД, що не перевищує 10 %, хоча й веде до зменшення габаритних розмірів порівняно із прямотечійними струминними ежекторами [5, 6, 12].

Повноцінне урахування гідродинамічних особливостей течій у вихровій камері реалізоване у пристроях, запатентованих Беком у США [13, 14], однак ефективність цих нагнітачів не було оцінено, внаслідок відсутності повноцінних досліджень. Крім того, збір усмоктування середовища, що перекачується через канал у нижній торцевій кришці вихрової камери, погіршує характеристики пристрою в цілому (тобто знижується тиск на периферії вихрової камери і розрідження на осі, внаслідок чого погіршується ККД) і призводить до збільшення гідравлічного опору через перебудову структури вихрового потоку у вихідному каналі [1, 15, 16]. Це не дає можливості повністю використати кінетичну енергію основного потоку й перешкоджає течії у вихідному осьовому каналі через додатковий патрубков.

Результати досліджень характеристик вихорокамерних нагнітачів, наведені в роботі [7], показали, що залежно від співвідношення геометричних розмірів каналів, що підводять і відводять середовище, можливі два різних режими роботи нагнітача: режим високої напірності та режим високої продуктивності, однак гідродинамічні особливості течії в нагнітачах і співвідношення кінематичних параметрів, що приводять до існування цих режимів, розглянуті не були.

Мета і постановка завдання

Метою роботи є обґрунтування й визначення факторів, що впливають на режими роботи

вихорокамерних нагнітачів, та вивчення робочих процесів, що їм відповідають.

Режими роботи вихорокамерних нагнітачів

Вихорокамерний нагнітач [1, 7–9, 11, 17] працює в такий спосіб (схему насоса наведено на рис. 1): основний потік з об'ємною витратою Q_s й тиском p_s подається через тангенціальний канал входу у вихрову камеру змішання й виходить з неї через осьовий дренажний канал з об'ємною витратою Q_{out} й тиском p_{out} . Робочий потік, змішавшись із потоком, що перекачується, з витратою й тиском Q_{in} (Q_{in2} на рис. 1) і p_{in} відповідно, надходить у тангенціальний канал виходу з об'ємною витратою Q_e й тиском p_e . Основним недоліком вказаної конструкції є втрати середовища, що перекачується, через осьовий дренажний канал виходу ($Q_{out} > 0$).

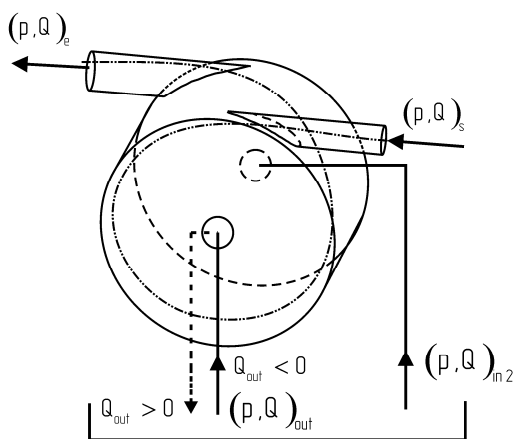


Рис. 1. Вихорокамерний нагнітач

Як показали наші дослідження, зміна взаємного співвідношення площ (або діаметрів) тангенціальних каналів входу й виходу, а також осьових каналів входу й виходу (дренажного) приводить до зміни робочого процесу насоса та характеристик і, таким чином, до зміни функції дренажного каналу як каналу скидання робочого середовища на патрубку усмоктування середовища, що перекачується [7]. Внаслідок чого ВКН буде працювати в такий спосіб (рис. 1): основний потік з об'ємною витратою Q_s й тиском p_s подається через тангенціальний канал входу у вихрову камеру змішання й виходить із неї через тангенціальний канал виходу. Робочий потік, змішавшись із потоком, що перекачується, який надходить через два осьових канали входу з об'ємними витратами

Q_{in1} ($Q_{out} < 0$) і Q_{in2} , з тисками p_{in1} й p_{in2} , потрапляє у тангенціальний канал виходу з об'ємною витратою Q_e й тиском p_e .

В обох конструкціях здійснюється передача енергії до середовища, що перекачується, за рахунок дії відцентрової сили. Однак механізм передачі енергії від основного потоку до обертового ядра у вихровій камері є різним. У першій конструкції весь основний потік виходить через дренажний канал, дотримуючись закону збереження моменту кількості руху. У другій конструкції весь основний потік виходить у вихідний патрубок, передаючи обертання ядру за рахунок сил турбулентного тертя, подібно до ежекторів. Цим зумовлена різниця в розподілі параметрів за радіусом вихрової камери й розходження в характеристиках ВКН.

Особливістю робочих процесів ВКН є те, що передача енергії до частинки, що переміщується, відбувається в полі дії відцентрових сил. При цьому частинки, які мають більшу густину, ніж густина робочого середовища, переміщуються до периферії вихрової камери в область підвищеного тиску, а з меншою густиною – до осі обертання. Принципова можливість роботи нагнітача на середовищах із різним агрегатним станом наведена у табл. 1. Першою за порядком зазначена густина робочого середовища ρ_1 , другою – густина середовища, яке перекачується ρ_2 .

Параметри нагнітача при краплинному робочому середовищі обмежені, внаслідок виникнення на осі камери газового вихрового шнура, що знижує вакуум і, відповідно, зменшує витрату середовища, що перекачується [18–20]. Кавітаційні режими нагнітача не приводять до втрати його працездатності, а лише знижують параметри роботи.

Моделювання тривимірних в'язких течій є складним завданням, що вимагає значних витрат часу на розрахунок, тому для обґрунтування режимів течії та робочих процесів у цій роботі застосовано такий підхід: моделювання течії ідеальної рідини для одержання асимптотичних параметрів і визначення знака витрати у дренажному каналі, що ілюструє різні робочі процеси [16]. Під час розгляду одновимірної вісесиметричної течії ідеальної рідини зазвичай використовується «зональний підхід» [15, 16], згідно з яким

течія у вихровій камері розбивається на дві зони: зону зміни окружної швидкості як у твердого тіла та зовнішню зону потенційного вихру з постійною циркуляцією швидкості. Спрощені рівняння руху рідини, що розв'язують для зони потенційного вихору, подають у формі Громеки–Ламба, вони легко інтегруються для безвихрової течії та дають можливість одержати розподіл тиску вздовж

радіуса вихрової камери, що може бути зведений до вигляду [15, 16]:

$$\Delta \bar{p}_I = \frac{p_R - p_r}{\rho \Gamma^2 / 8\pi^2 R^2} = \bar{p}_R - \bar{p}_r = \frac{R^2}{r^2} - 1, \quad (1)$$

де R – зовнішній радіус вихрової камери; Γ – циркуляція швидкості.

Таблиця 1 Вплив агрегатних станів і співвідношень густин робочих та переміщуваних середовищ на працездатність нагнітача

Агрегатний стан середовищ	Можливість роботи	Примітка
Газ–Газ ($\rho_1 < \rho_2$)	Так	Параметри обмежені особливостями надзвукових течій
Газ–Газ ($\rho_1 = \rho_2$)	Так	Складність у встановленні характеристик нагнітача
Газ–Газ ($\rho_1 > \rho_2$)	Немає	
Газ–Рідина	Так	Параметри обмежені особливостями надзвукових течій
Газ–Тверде	Так	Параметри обмежені особливостями надзвукових течій Несуче середовище – Газ
Рідина–Газ	Немає	
Рідина–Рідина ($\rho_1 < \rho_2$)	Так	Наявність вихрового шнура на осі вихрової камери погіршує характеристики
Рідина–Рідина ($\rho_1 = \rho_2$)	Так	Складність у встановленні характеристик нагнітача
Рідина–Рідина ($\rho_1 > \rho_2$)	Немає	
Рідина–Тверде	Так	Наявність вихрового шнура на осі вихрової камери погіршує характеристики. Несуче середовище – Рідина
Газ–Рідина із твердими частинками	Так	Несуче середовище – Рідина
Рідина–Газ із твердими частинками	Так	Наявність вихрового шнура на осі вихрової камери погіршує характеристики. Несуче середовище – Рідина

Для опису течії в зоні зміни окружної швидкості як у твердого тіла інтегрують безпосередньо рівняння Ейлера для сталої течії ідеальної нестисливої рідини й одержують закон розподілу тиску вздовж радіуса

$$\Delta \bar{p}_{II} = \left(1 - \frac{R^2}{r_x^2} \right) \left(\frac{R^2}{r_x^2} \cdot \frac{r^2}{R^2} - 2 \right), \quad (2)$$

де r_x – радіус, на якому проходить границя між областями.

Використовуючи наведені розподіли тиску вздовж радіуса вихрової камери, можна розрахувати значення витрат рідини, що всмоктується з навколишнього простору всередину вихрової камери (Q_1) і що викидається назовні по периферії вихідного отвору (Q_2), що показано на рис. 2. Також на рис. 2 показано розподіл тиску, отриманий за формулами (1) і (2). Визначаємо витрати з межею інтегру-

вання радіусом, на якому статичний тиск дорівнює нулю (r_e)

$$Q_1 = \int_S V ds = 2\pi \int_0^{r_e} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} r dr;$$

$$Q_2 = \int_S V ds = 2\pi \int_{r_e}^{r_0} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} r dr.$$

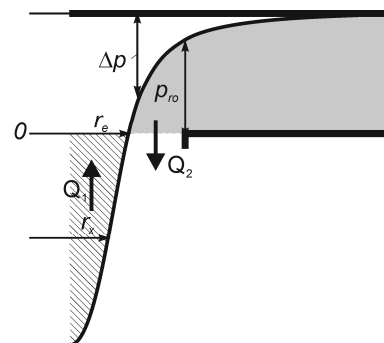


Рис. 2. Розрахункова схема для визначення витрати рідини, що перекачується нагнітачем

Використовуючи експериментальні дані для закручених течій у вихрових камерах різних пристроїв, подані в роботах [10, 16, 21], одержуємо залежності витрат від геометричних розмірів та кінематичних параметрів течії у вихровій камері

$$Q_1 = \frac{2}{3} \pi \omega r_x^3 \left[\left(2 - \left(\frac{r_x^2}{r_e^2} \right) \right)^{1,5} - \left(1 - \left(\frac{r_x^2}{r_e^2} \right) \right)^{1,5} \right],$$

$$Q_2 = \Gamma \left[\frac{r_0^2}{2} \sqrt{\frac{r_0^2}{r_e^2} - 1} - \frac{r_e}{2} \ln \left(\frac{r_0}{r_e} + \sqrt{\frac{r_0^2}{r_e^2} - 1} \right) \right],$$

де ω – кутова швидкість обертання рідини.

Використовуючи розкладання в ряд Тейлора, за зміни характерних радіусів у діапазоні

$\frac{r_0}{r_e} = 1,2 \dots 1,8$; $\frac{r_x}{r_e} = 0,3 \dots 0,7$ одержуємо сумарну витрату рідини, всмоктуваної з навколишнього простору:

$$Q = Q_1 - Q_2 = 2\pi\omega r_x^3 \left[0,06 \frac{r_x}{r_e} - 0,72 \frac{r_0^2}{r_e r_x} + 0,53 \frac{r_e}{r_x} + 1,02 \frac{r_0}{r_x} - 0,48 \right].$$

Аналізуючи отриману залежність, можна дійти висновку, що для збільшення витрати всмоктуваної рідини необхідно збільшувати ступінь закручення рідини у вихровій камері, тобто збільшувати кутову швидкість обертання. Також витрата збільшується зі збільшенням радіуса сполучення двох зон, що говорить про те, що чим більше зона зміни окружної швидкості як у твердого тіла, тим більше витрата всмоктуваного середовища.

На рис. 3 показано залежності відносної витрати рідини, всмоктуваної у вихрову камеру з навколишнього середовища, за різного співвідношення характерних радіусів. Витрата віднесена до витрати основного потоку, що подається у вихрову камеру Q_s . Для того, щоб витрата була позитивною, тобто середовище всмоктувалося, а не викидалася з вихрової камери, необхідно, щоб співвідношення r_0/r_e перевищувало 0,55 (рис. 3). Менші значення співвідношення r_0/r_e характеризують перший режим роботи ВКН, з

викидом робочого середовища через дренажний канал, більші – другий режим роботи з усмоктуванням середовища, що перекачується через осьовий канал.

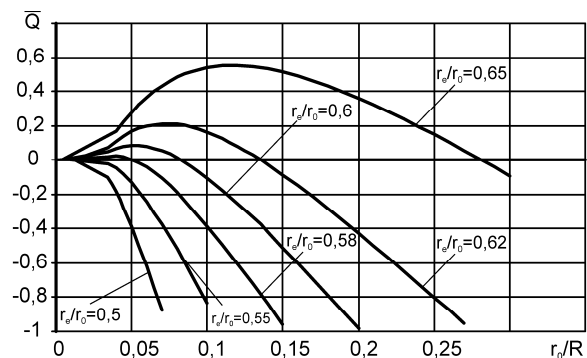


Рис. 3. Залежність витрати всмоктуваного середовища у вихрову камеру від характерних радіусів

Величина відносної витрати характеризує асимптотичний досяжний коефіцієнт ежекції вихорокамерного нагнітача за заданих геометричних розмірів вихрової камери ($R = 25$ мм, $H = 10$ мм) і при закрученні потоку. Максимальні значення відносної витрати можуть бути збільшені зі збільшенням закручення потоку в камері, що вимагає додаткових витрат енергії на закручення й, отже, приводить до зменшення ККД нагнітача [1, 7, 22]. Однак енергетичні параметри нагнітача за допомогою такої спрощеної моделі одновимірної вісесиметричної течії ідеальної рідини розрахувати правильно складно; крім того, у цій моделі не враховується відбір рідини через тангенціальний канал виходу. Як видно з рис. 3, високі значення витрати відповідають високим значенням співвідношення r_e/r_0 , що приводить до ситуації, коли значення радіуса r_e може стати більшим за r_0 , що виходить за обмеження моделі. Тому для подальшого уточнення впливу геометричних параметрів вихрової камери на режими роботи вихорокамерних нагнітачів необхідне проведення числового експерименту на основі методів планування шляхом розв'язання рівнянь Нав'є–Стокса, осереднених за Рейнольдсом за допомогою відповідних програмних комплексів. Рідина взята нестисливою внаслідок того, що в багатьох задачах транспортування потоків рідин, газів і сипких середовищ за допомогою струминної макротехніки робочі тиски і швидкості є такими, що з достатньою точністю течію в них можна вважати нестисливою

[1, 4–8, 15, 16]. Для замикання математичної моделі до рівнянь руху додано рівняння нерозривності. Було взято модифіковану двошарову « $k - \omega$ » модель турбулентності Ментера Shear Stress Transport [23]. Сітка складалася з 2 млн елементів і була побудована таким чином, щоб забезпечити параметр $Y^+ < 2$. Математичне моделювання проводилося у програмному комплексі OpenFOAM (OpenCFD Ltd) за таких значень граничних умов: на всіх границях розрахункової області було взято «жорсткі» граничні умови: на твердій стінці – умову прилипання рідини $\bar{V}|_b = 0$, а у вхідному перерізі каналу живлення задавалося значення тиску гальмування $p|_b = p_s$, у вихідних каналах – рівність тиску нулю $p|_b = 0$.

При заданні граничних умов осевих виходів і входів вихрової камери враховувалося те, що в закрученому потоці тиск розподіляється вздовж радіуса струменя. Тому було збільшено розрахункову область і задано граничні умови виходу на новій границі, де тиск практично дорівнює нулю й не змінюється за радіусом [16].

Під час проведення числового експерименту було обрано фактори, які можуть істотно впливати на характеристики насоса (\bar{f}_e, \bar{f}_{in}) [7]. Інші геометричні параметри насоса не варіювалися, виходячи з їх оптимальних значень, отриманих при оптимізації роботи вихрових камер для вихрових клапанів і гідропневмоагрегатів, що використовують поля відцентрових сил, наведені в роботах [1, 16, 17]. За допомогою апріорної інформації про характеристики нагнітача визначено значення факторів, за яких виходять результати, близькі до оптимальних. Ці точки при плануванні розглядалися як нульовий (основний) рівень – $\bar{f}_e = 1,8$, $\bar{f}_{in} = 4$. Нормування факторів подано в табл. 2.

Таблиця 2 Нормування факторів

Значення	-1,41	-1,0	0	1,0	1,41
$\bar{f}_e = 1,8$	0,39	0,8	1,8	2,8	3,21
$\bar{f}_{in} = 4$	1,18	2	4	6	6,82

У результаті було отримано матрицю планування (табл. 3), що містить дев'ять експериментальних точок. Розрахунковий розподіл

відносного статичного тиску вздовж радіуса вихрової камери подано на рис. 4 (дев'ять кривих відповідають дев'яти точкам матриці планування) [7]. Як функцію мети при плануванні було обрано відносну витрату, що перекачується нагнітачем, тобто всмоктану у вихрову камеру. Витрату було віднесено до витрати живлення Q_s , ККД – до найбільшого ККД, отриманого раніше із $\bar{f}_e = 2,8$ та $\bar{f}_{in} = 6$.

Таблиця 3 Матриця планування експерименту

№ досліду	x_1	x_2	$x_1 x_2$	x_1^2	x_2^2	\bar{Q}	$\bar{\eta}$
1	-1	-1	1	1	1	-0,13	0
2	-1	1	-1	1	1	-0,23	0
3	1	-1	-1	1	1	0,13	0,96
4	1	1	1	1	1	0,15	1,0
5	-1,41	0	0	2	0	-0,29	0
6	1,41	0	0	2	0	0,19	1,09
7	0	-1,41	0	0	2	0,03	0,29
8	0	1,41	0	0	2	0,008	0,14
9	0	0	0	0	0	0,013	0,23

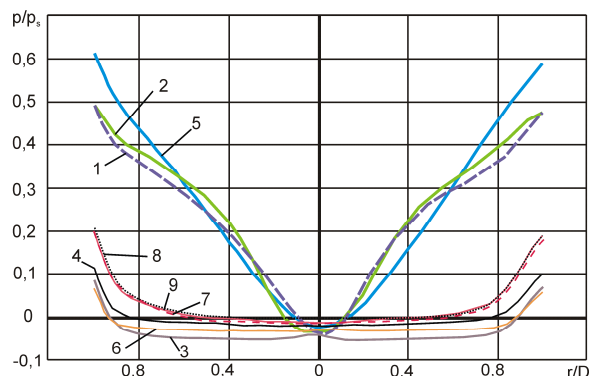


Рис. 4. Розподіл відносного статичного тиску вздовж радіуса вихрової камери (1, 2, 5 – перший режим, 3, 4, 6, 7, 8, 9 – другий режим)

Для всіх дослідних точок був побудований розподіл статичного тиску вздовж радіуса вихрової камери, поданий на рис. 4. З рисунка видно, що існує два сімейства розподілів: розподіли 1, 2 й 5 мають значний градієнт тиску та вузьку область вакууму в приосьовій зоні, що є характерним для роботи вихорокамерного нагнітача в першому режимі, тобто із дренажним каналом і викидом частини потоку через цей канал, як показано на рис. 5, а.

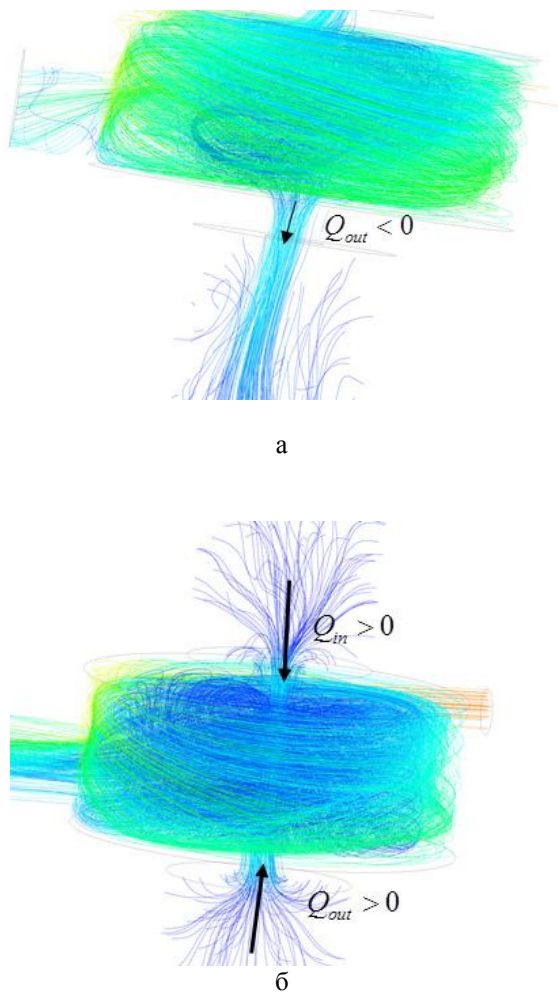


Рис. 5. Візуалізація режимів роботи нагнітача за допомогою ліній струму: а – режим із дренажним каналом; б – режим без дренажного каналу

Розподіли 3, 4, 6, 7, 8 й 9 мають малий градієнт тиску, широкую область вакууму у приосьовій зоні й низькі значення тиску на периферії вихрової камери, що є характерним для роботи вихорокамерного нагнітача у другому режимі, тобто без дренажного каналу, із всмоктуванням рідини через обидва осьові канали у торцевих кришках (рис. 5, б).

Для цього режиму було проведено оптимізацію ККД і було отримано, на основі методів планування, збільшення відносного ККД такого режиму роботи на 9 %. Енергетичні характеристики при другому режимі роботи нагнітача практично не залежать від площі каналів усмоктування (\bar{f}_{in}), і починаючи з $\bar{f}_e = 1,73$, втрати середовища, що перекачується, у дренажному каналі зникають і відбувається всмоктування середовища через обидва осьових канали.

Таким чином, на основі проведених досліджень можна побудувати поле характеристик ВКН, показане на рис. 6, де $\bar{p} = p_e / p_s$, $\bar{Q} = Q_{in} / Q_s$.

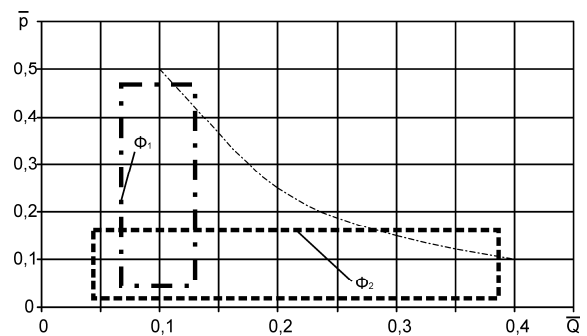


Рис. 6. Поле характеристик вихорокамерних нагнітачів, що відповідає різним робочим процесам (Φ_1 і Φ_2)

Побудоване поле характеристик ВКН урахує особливості роботи й наявність двох робочих режимів з усмоктуванням і викидом рідини через дренажний канал. Поле характеристик ілюструє асимптотичні досяжні параметри роботи нагнітачів.

Висновки

На основі математичного моделювання за допомогою моделей одновимірної вісесиметричної течії ідеальної рідини й моделей числового розв'язання рівнянь Нав'є–Стокса, осереднених за Рейнольдсом із допомогою відповідних програмних комплексів, обґрунтовано існування двох робочих процесів перекачування рідин за допомогою вихорокамерних нагнітачів.

Для збільшення витрати всмоктуваної рідини необхідно збільшувати ступінь закручення рідини у вихровій камері. Також витрата збільшується зі збільшенням радіуса сполучення двох зон: області обертання рідини як твердого тіла й області течії з постійною циркуляцією, що говорить про те, що чим більше зона зміни окружної швидкості як у твердого тіла, тим більше витрата всмоктуваного середовища.

Для того, щоб витрата у дренажному каналі нагнітача була позитивною, тобто середовище всмоктувалося, а не викидалася з вихрової камери, необхідно, щоб співвідношення r_0 / r_e перевищувало 0,55. Менші значення співвідношення r_0 / r_e характеризують пер-

ший режим роботи вихорокамерного нагнітача, з викидом робочого середовища через дренажний канал, більші – другий режим роботи з усмоктуванням середовища через осьовий канал.

Література

1. Роговий А.С. Удосконалювання енергетичних характеристик струминних нагнітачів: дис. ... канд. техн. наук: 05.05.17 / А.С. Роговий. – Луганськ, 2007. – 193 с.
2. Евтушенко А.А. Турбомашини для перекачування газожидкостних смесей / А.А. Евтушенко, Э.В. Колисниченко, С.В. Сапожников // Вісник Сумського державного університету. Серія: Технічні науки. – 2004. – №13(72). – С. 45–49.
3. Білокін І.І. Вплив газомісту рідини на характеристики лабіринтно-гвинтового насоса / І.І. Білокін, Ю.М. Стеценко, В.А. Макагон та ін. // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – Т. 2. – №. 8 (50).
4. Соколов Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – 3-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
5. Вихревые аппараты / А.Д. Суслев, С.В. Иванов, А.В. Мурашкин, Ю.В. Чижиков. – М.: Машиностроение, 1985. – 256 с.
6. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике / А.П. Меркулов. – М.: Машиностроение, 1969. – 184 с.
7. Syomin D. Features of a working process and characteristics of irrotational centrifugal pumps / D. Syomin, A. Rogovyi // Procedia Engineering. – 2012. – Vol. 39. – P. 231–237. – Available at: <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2012.07.029>.
8. Сьомін Д.О. Вплив умов входу середовища, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, А.М. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: зб. наук. пр. Серія: Гідралічні машини та гідроагрегати. – 2015. – № 3 (1112) – С. 130–136.
9. Роговий А.С. Особливості розрахунку пневмотранспортних установок, побудованих на основі безроторних відцентрових насосів / А.С. Роговий // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2015. – №1 (218). – С. 68–73.
10. Аэродинамика и процессы в вихревых камерах / И.И. Смольский. – Новосибирск: ВО «Наука». Сибирская издательская фирма, 1992. – 300 с.
11. Сьомін Д.О. Вплив закручення потоку, що перекачується, на енергетичні характеристики вихрекамерних насосів / Д.О. Сьомін, А.С. Роговий, А.М. Левашов. // Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: збірник наукових праць. Серія: Гідралічні машини та гідроагрегати. – 2016. – № 20 (1192). – С. 68–71.
12. Piralishvili S.A. Calculation and Experimental Investigation of Mixture Formation in a Vortex Mixer / S.A. Piralishvili, R.I. Ivanov // Russian Aeronautics. – 2012. – Vol. 55, No. 2. – P. 179–183.
13. U.S. Patent Document 4449862 5/1984 Beck J.L. 55/316. Vortex injection method and apparatus. – 1984.
14. U.S. Patent Document 4563123 1/1986 Beck J.L. 415/52. Direct coupling of a vortex injector to a centrifugal pump. – 1986.
15. Сполучення вихрових виконавчих пристроїв із сучасними системами управління / Д.О. Сьомін, В.О. Павлюченко, В.І. Ремень, Я.І. Мальцев. – Луганськ : Вид-во Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Далія, 2002. – 174 с.
16. Сьомін Д.О. Підвищення ефективності переміщення вантажів трубопровідним транспортом засобами струминної арматури: дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.12 / Д.О. Сьомін. – Луганськ, 2004. – 381 с.
17. Syomin D. Power characteristics of superchargers with vortex work chamber / Syomin D., Rogovoy A. // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and power industry in agriculture. TEKA Kom. Mot. Energ. Roln. – OL PAN. – 2010. – Vol. XB, № 19. – P. 232–240.
18. Syomin D. Mathematical simulation of gas bubble moving in central region of the short vortex chamber / Syomin D., Rogovyi A. // Polish academy of sciences branch in Lublin. TEKA. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on motorization, vehicle operation, energy efficiency and mechanical engineering. – 2012. – Vol. 12, No. 4. – P. 279–284.

19. Vinokurov A. Experimental study of precessing vortex core in two-phase flow / A. Vinokurov, S. Shtork, S. Alekseenko // EPJ Web of Conferences. – 2015. – Т. 92.
20. Mulligan S. Hydrodynamic Investigation Of Free-Surface Turbulent Vortex Flows with Strong Circulation in a Vortex Chamber / S. Mulligan, J. Casserly, R. Sherlock // 5th IAHR International Junior Researcher and Engineer Workshop on Hydraulic Structures. – 2014.
21. Vatistas Georgios Haralampou Theoretical and experimental studies on confined vortex flows. Diss. / Georgios Haralampou Vatistas. – Concordia University, 1984.
22. Сёмин Д.А. Экспериментальные исследования характеристик струйно-вихревого насоса / Д.А. Сёмин, А.С. Роговой // Вісник СумДУ. – 2005. – 12(84). – С. 64–70.
23. Menter F.R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications / F.R. Menter // AIAA Journal. – 1994. – Vol. 32, no. 8. – P. 1598–1605.

Рецензент: Ф.І. Абрамчук, професор, д.т.н., ХНАДУ.

Стаття надійшла до редакції 05 липня 2016 р.
