

ДОСЛІДЖЕННЯ ГІДРОДИНАМІКИ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО ТЕПЛОГЕНЕРУЮЧОГО АГРЕГАТА

RESEARCH WORK OF HYDRODYNAMICS MULTIFUNCTIONAL HEATGENERATING UNITS

Наведено результати дослідження гідродинаміки робочого процесу багатофункціонального теплогенеруючого агрегатагідромлина. Визначено особливості структури течії робочого середовища у проточній частині та проаналізовано їх зміну в залежності від кутового положення роторних та статорних елементів агрегата. Детально описано методику проведення чисельного дослідження. Аналіз отриманих результатів дозволив уявити найбільш ймовірну структуру течії у багатофункціональному агрегаті при його роботі на двофазних середовищах та дозволив запропонувати найбільш ефективну проточну частину в залежності від функціонального призначення.

Ключові слова: чисельний дослід, гідродинаміка робочого процесу, багатофункціональний теплогенеруючий агрегат, гідромлин.

Вступ

Одна з основних потреб сучасної вітчизняної промисловості є пошук рішень, що спрямовані на поліпшення енергозберігаючих умов. Енергозберігаюча концепція постає перед людством як шлях до економії ресурсів та як можливість здешевлення собівартості одиниці продукції.

Одним з можливих розв'язань питання збільшення енергоефективності обладнання [1] є комбінація декількох процесів в рамках одного агрегата замість низки однофункціональних машин. Саме такий підхід дозволяє знизити енерговитрати досить широкого кола виробництв (харчового [2], фармацевтичного [3], хімічного [4] тощо). Згадані виробництва у своїх технологічних лініях передбачають отримання продукту у вигляді гідросуміші. Для виробництва такого продукту необхідно провести низку процесів, що послідовно забезпечать подрібнення твердої речовини, подальше перемішування з рідиною за певних температурних умов та перекачування продукту технологічною лінією.

Саме для таких технологічних процесів є сенс застосувати багатофункціональний теплогенеруючий агрегат (ТГА), що об'єднує процеси подрібнення у рідкому середовищі з одночасним перемішуванням, підігрівом та перекачуванням складових компонентів гідросуміші [5]. Цей підхід дає можливість забезпечити виконання вищезгаданих процесів в одній машині, яка у кінцевому підсумку дає реальний енергозберігаючий ефект, що, у свою чергу, призводить до економії енергоресурсів: газу та електроенергії.

Зазначені агрегати характеризуються складним робочим процесом, що супроводжується нестационарною

просторовою структурою течії. У даному випадку для дослідження таких машин застосовується фізичне моделювання робочого процесу, що дозволяє дослідити інтегральні характеристики машини (вплив конструктивних, режимних параметрів на потужність, напір та продуктивність). В роботі [6] експериментальним шляхом було досліджено інтегральні характеристики багатофункціонального ТГА. Внаслідок нестационарної тривимірної течії у проточній частині агрегата дослідження гідродинаміки робочого процесу є досить складною задачею. Але новітні технології чисельного моделювання робочого процесу дозволяють зазирнути у «середину» машини, побачити, які саме структури утворюються у робочому середовищі через силову взаємодію робочих поверхонь проточної частини, і як вони впливають на параметри машини. Таким чином, розрахункове дослідження гідродинаміки робочого процесу багатофункціонального ТГА є досить актуальним питанням, вирішення якого дозволить при незначних матеріальних витратах запропонувати найбільш ефективну конструкцію проточної частини.

Визначення особливості структури течії робочого середовища у проточній частині ТГА шляхом чисельного дослідження

Проведення чисельного експерименту в рамках даного дослідження виконувалося у програмному комплексі ANSYS CFX, університетська версія якого знаходиться в розпорядженні СумДУ. Ставиться за мету провести візуалізацію гідродинамічних картин течії у проточній частині гідромлина протягом його роботи на однофазному робочому середовищі. Адекватність отриманих картин

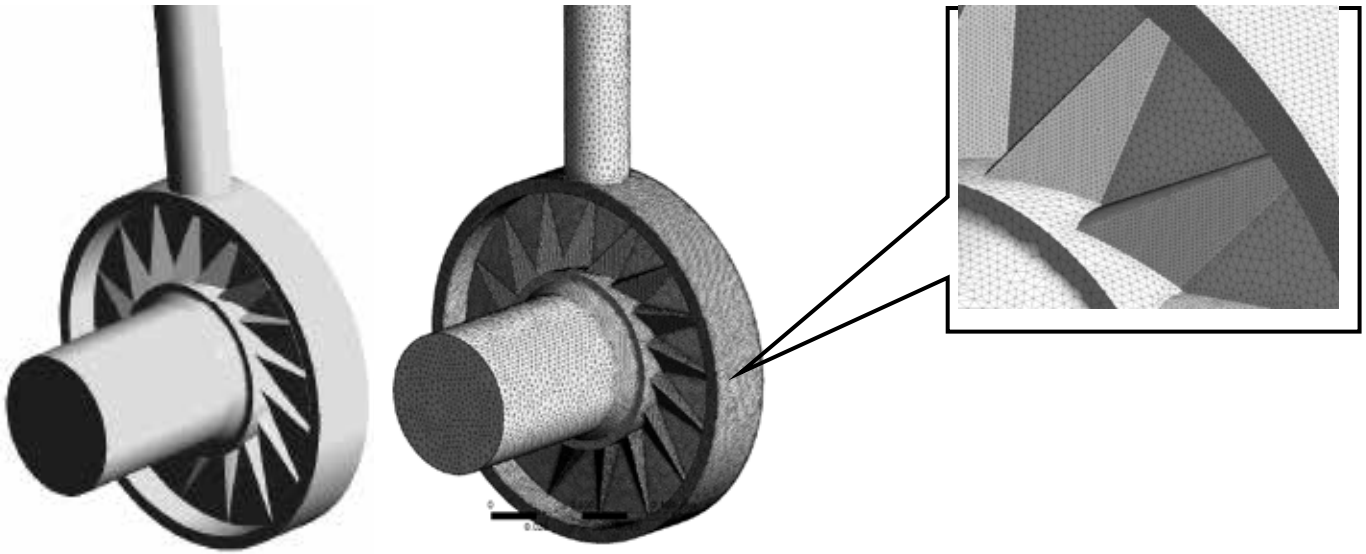


Рисунок 1 — Розрахункова область: а) твердотільна модель рідини; б) розрахункова сітка

течії планується підтвердити шляхом порівняння інтегральних характеристик, отриманих чисельним та фізичним дослідженнями.

Для коректного моделювання роботи ТГА використовувалася багатозв'язкова розрахункова область, що складається із вхідного елемента, робочого диска роторного елемента, статорного робочого диска і вихідного елемента. Отже розрахункову область можна надати у вигляді твердотільної моделі рідини, що займає простір проточної частини агрегата (рисунок 1, а).

Перед проведенням чисельного моделювання було виконано перевірку сіткової незалежності окремо для кожного елемента розрахункової області. Аналіз інтегральних величин, отриманих за результатами чисельного моделювання для сіток із різним розміром комірок, показав, що при зменшенні величини комірки результати відрізняються не більше, ніж на 1 %, що свідчить про сіткову незалежність. Подальше чисельне моделювання проводилося для базових розрахункових сіток.

Розрахунок у названому програмному продукті виконувався шляхом чисельного розв'язання системи рівнянь, які описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища — рівнянь Нав'є–Стокса та нерозривності:

$$\begin{cases} \vec{F} - \frac{1}{\rho} \cdot \text{grad}(p) + \nu \cdot \nabla^2 \cdot \vec{v} = \frac{d\vec{v}}{dt} \\ \frac{d\rho}{dt} + \text{div}(\rho\vec{v}) = 0 \end{cases}$$

Густина рідини при розрахунку була взята як постійна величина. Моделювання турбулентних течій здійснювалося за допомогою системи рівнянь Рейнольдса, для замикання яких використовувалася стандартна к-ε модель турбулентності з масштабованими пристінними функціями. Вибір к-ε моделі турбулентності був обґрунтований роботами зарубіжних фахівців [7], які проводили дослідження робочого процесу насосів високого зсуву.

Величина коефіцієнту ущільнення комірок пристінного шару у+ перебувала у межах від 10 до 100 одиниць [8].

При розрахунку енергетичних і напірних характеристик моделювання проводилося в діапазоні подач від 1 до 5 м³/год з інтервалом в 1 м³/год.

Результати робіт [9,10] підтверджують доцільність застосування к-ε моделі турбулентності при чисельному моделюванні складних вихрових процесів.

Розрахунок задачі, що розглядається у даній роботі, проводився як для стаціонарної (інтерфейс Stage), так і для нестационарної постановок (інтерфейс Transient rotorstator). Оскільки різниця в інтегральних характеристиках, отриманих при різних постановках, була незначною (близько 1 %), а нестационарний розрахунок вимагає значно більшого часу розрахунку, то в подальшому використовувалася стаціонарна постановка.

Для повнішої уяви гідродинамічних картин течії у проточній частині гідромлина проведено кутове розбиття періоду між сусідніми зубцями на п'ять частин. Таким чином було реалізовано квазістаціонарний розрахунок, який проводився при різних куткових положеннях роторного диска щодо нульового положення (рисунок 2). Це таке положення при якому кромка зуба роторного диска розташована навпроти кромки зуба статорного диска. Кут розрахунку набував такі значення: φ = 0°; 5°; 10°; 15°; 20°.

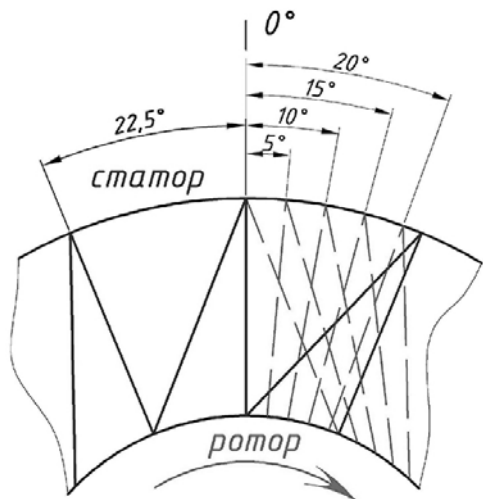


Рисунок 2 — Схема кутового зміщення ротора

Програма дозволяє одержати потрібні нам картини розподілу тиску й ліній струму, на основі яких можна сформувавши певне уявлення про характер робочого процесу у проточній частині ТГА. Використовувати картини течії, отримані в результаті чисельного моделювання як візуалізацію потоку можна лише при певній достовірності кількісних характеристик. Оскільки програмний продукт дає можливість отримати значення таких характеристик, то є можливість порівняти між собою характеристики, отримані розрахунковим і фізичним експериментами (рисунок 3). Відзначимо також, що для чисельного дослідження робочого процесу найближчого аналога гідромлина ТГА було успішно використано кємодель турбулентності [6]. При порівнянні інтегральних характеристик, що отримані чисельним та фізичним експериментами, величина відносної похибки не перевищувала 6 %.

З рисунка 3 видно, що розрахункова характеристика як за потужністю, так і за напором має дещо менші числові значення порівняно з фізичними даними. Спостерігаємо розбіжність величин у межах від 7 до 12 %. Бачимо, що характер параметричних залежностей однаковий. Цього згідно з [11] достатньо для того, щоб вважати отримані чисельним моделюванням картини течії якісно правильними, що дає можливість використовувати їх як візуалізацію робочого процесу у проточній частині ТГА при його роботі на однофазному робочому середовищі.

Для повного уявлення про цілісність робочого процесу розглянемо гідродинамічні картини течії у меридіанному перетині (рисунок 4, а) та у площині зазору між дисками (рисунок 4, б) при різних кутах розрахунку φ (рисунок 2).

Аналіз результатів чисельного дослідження робочого процесу багатофункціонального ТГА

Розглянемо послідовно при кожному кутовому положенні ротора картини розподілу ліній струму в

меридіанній проекції (рисунок 5) та в площині зазору між робочими дисками (рисунок 6).

Роторний робочий диск, кутове положення якого змінювалося, відображений ліворуч, а статорний диск, положення якого на всіх картинах незмінне, відповідно, знаходиться праворуч.

Обертання роторного диска відбувається у напрямку ходу годинникової стрілки щодо входу у проточну частину машини (рисунок 5), тобто «від нас», якщо дивитись на картини течії.

У проточній частині має місце вихровий робочий процес, який наочно зображений на полях швидкостей. Так, у меридіанній проекції (рисунок 5) при нульовому розташуванні ротора ($\varphi = 0^\circ$) бачимо чітко виражене тороподібне вихрове утворення в області внутрішнього діаметра робочих дисків. Центр вихру розміщений приблизно посередині між дисками. Величина швидкості потоку у вихровій структурі несуттєво відрізняється від швидкості на вході до проточної частини машини. Піднімаючись вище по міждисковому простору, бачимо, що вихроутворення починає звужуватися через стиснення його кінчними поверхнями робочих дисків. Крім того, спостерігається поступове наростання величини швидкості потоку біля поверхні роторного диска, яка в ділянці вихідного зазору має найбільше значення. У той самий час швидкість біля робочих поверхонь статора майже не змінюється, а на самих цих поверхнях величина швидкості уздовж усього діаметра диска стала та дорівнює нулю. Таким чином, маємо підстави стверджувати про величину градієнта швидкості потоку, який формується від максимального значення величини швидкості на поверхні роторного диска до мінімального значення на поверхні статорного диска. Величина цього градієнта підвищується у напрямку збільшення діаметра дисків до вихідного зазору між ними.

Розглянемо наступні положення роторного диска $\varphi = 5^\circ; 10^\circ; 15^\circ; 20^\circ$. Картина течії суттєво не змінюється, але спостерігаємо зміну форми та положення у проточній частині тороподібного вихора, та появу другого ядра вихора, що потім зникає.

Проведемо аналіз картин розподілу ліній струму у площині зазору між робочими дисками. Для цього послідовно розглянемо картини течії (рисунок 6), що відповідають різним кутовим положенням роторного диска щодо розрахункового кута $\varphi = 0^\circ$.

При нульовому положенні роторного диска ($\varphi = 0^\circ$) спостерігаємо на вході в проточну частину великомасштабне вихрове утворення, яке має протяжність у міждисковий простір до третини висоти зуба. Величина швидкості потоку у вхідному вихроутворенні від значення її на вході поступово підвищується. Описане вихроутворення плавно переходить у чітко сформовані колові лінії струму, у яких поступово підвищується значення величини швидкості потоку, що пояснюється збільшенням діаметра роторного диска. При цьому характер ліній струму не змінюється.

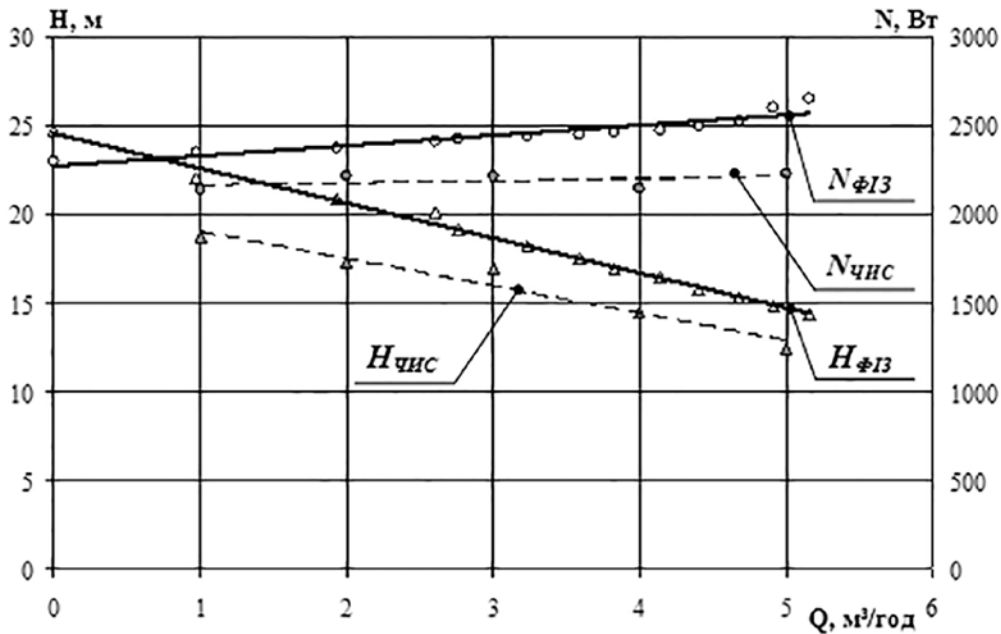


Рисунок 3 — Зіставлення залежностей $N=f(Q)$ та $H=f(Q)$ чисельного та фізичного дослідів: для $n=3000$ об/хв, $z=16$, $h=4$ мм, $D=190$ мм та $b=45$ мм

При подальшому повороті робочого колеса на кути $\varphi = 5^\circ; 10^\circ; 15^\circ; 20^\circ$, величина швидкості у напрямку збільшення діаметра залишається практично незмінною, а на вході в робоче колесо відбувається руйнація вихрової структури.

За аналогією з проведеним аналізом ліній струму, спочатку розглянемо картини полів тиску в меридіанній проекції (рисунок 7).

При кутовому положенні роторного диска $\varphi = 0^\circ$ маємо картину полів тиску, яка описує поступове наростання величини тиску від входу у проточну частину машини до її виходу. Це пояснюється збільшенням кінетичної складової енергії потоку робочого середовища за рахунок

дії відцентрових сил, які утворюються обертанням роторного робочого диска. При інших кутових положеннях роторного диска ($\varphi = 5^\circ; 10^\circ; 15^\circ; 20^\circ$) характер зміни тиску не змінюється. Хоча спостерігається деяка зміна меж підвищення значення тиску.

Розглянемо картини полів тиску у площині зазору між робочими дисками (рисунок 8). При нульовому розміщенні роторного диска щодо нульового положення ($\varphi = 0^\circ$) спостерігаємо поступове наростання тиску від входу в проточну частину машини до виходу з неї. Так, бачимо, що максимальне значення величини тиску набуває на виході із проточної частини. Окремо відзначимо ділянки підвищеного тиску, які характеризують силову

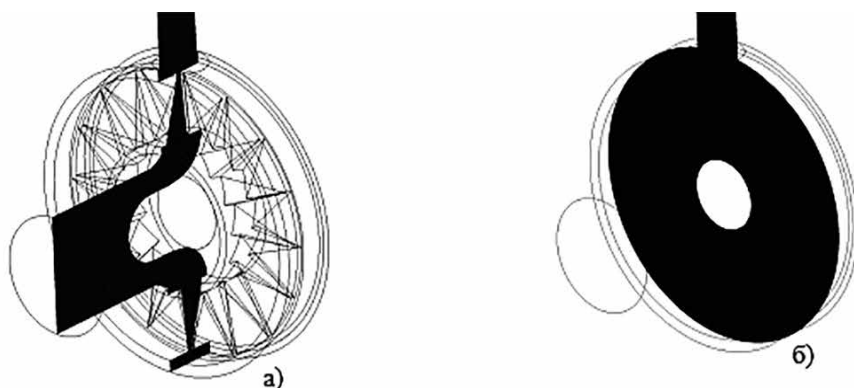


Рисунок 4 — Меридіана площина (а) та площина зазору між робочими дисками (б)

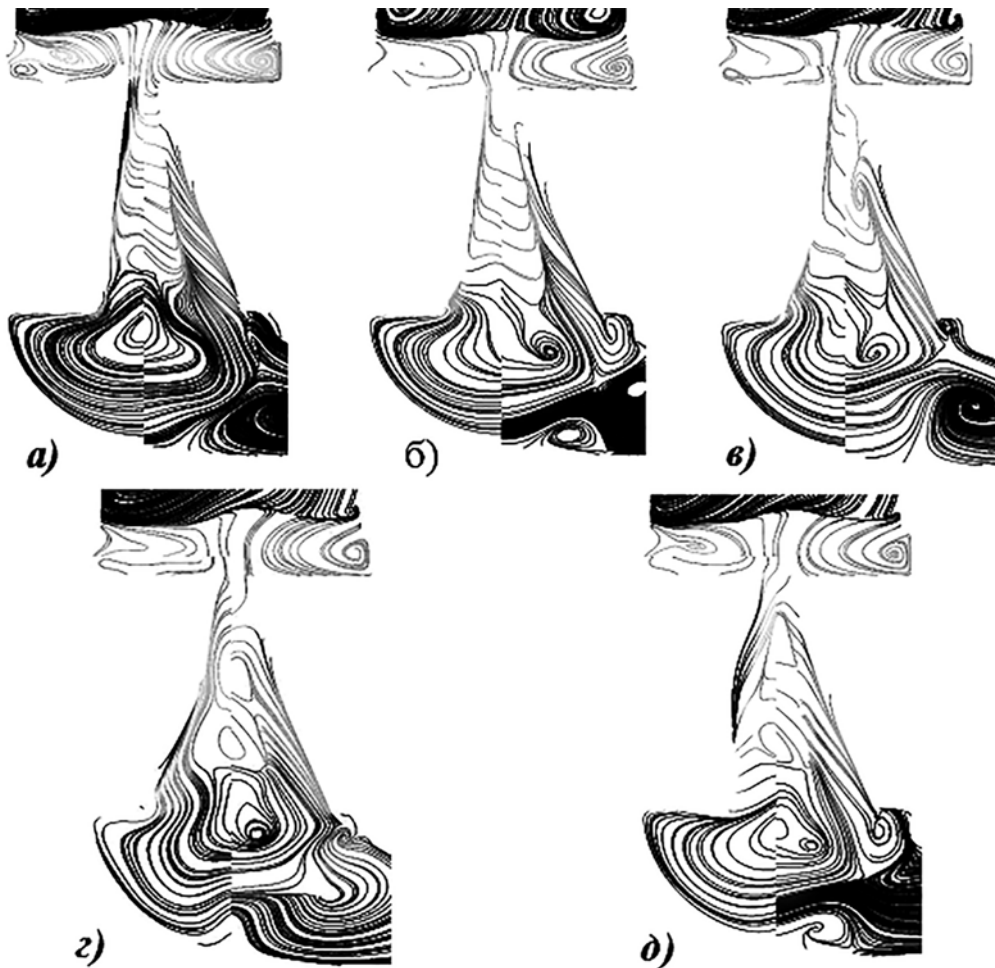


Рисунок 5 — Лінії потоку в меридіанній проекції при різних кутових положеннях роторного диска
 а) $\varphi = 0^\circ$; б) $\varphi = 5^\circ$; в) $\varphi = 10^\circ$; г) $\varphi = 15^\circ$; д) $\varphi = 20^\circ$

взаємодію зуба ротора із робочим середовищем. Для даного положення збільшення тиску спостерігається із третини висоти зуба від входу в міждисківий простір. І вже з половини зуба величина тиску набуває максимального значення. Динаміка зростання величини тиску біля робочих поверхонь статорного диска значно менша порівняно з робочою поверхнею роторного диска.

За умови подальшого обертання робочого колеса на кути $\varphi = 5^\circ; 10^\circ; 15^\circ; 20^\circ$, відбувається зміщення поля максимального тиску до периферії. Це пов'язано з особливістю геометрії профілю зуба, що зумовлює «закривання» камери що утворилася через перебування двох зубів одне проти одного. У загальному випадку отримані гідродинамічні картини течії потоку свідчать про складний характер робочого процесу у проточній частині багатофункціонального ТГА. Бачимо, що характер течії потоку можна охарактеризувати як нестационарний. Складна структура тороподібних вихроутворень у міждисківому просторі забезпечує взаємодію між робочими дисками статорного та роторного елементів.

Крім того, формування такої вихрової структури потоку у поєднанні з встановленою конструктивною схемою робочих елементів проточної частини машини

сприяє найбільш ефективному подрібненню твердого включення у двофазному робочому середовищі. Останнє підтверджується припущенням про ймовірний характер робочого процесу багатофункціонального ТГА на двофазному робочому середовищі. В основі такого припущення лежать отримані картини течії на однофазному робочому середовищі.

Розглянемо тверду частинку, що у водному середовищі потрапила в проточну частину машини (рисунок 9). Захоплене вихровим утворенням на вході у проточній частині зерно переміщується в міждисківий простір. Після потрапляння зерна між кромками зубів статорного та роторного робочих дисків відбувається їх контакт, що призводить до певної механічної взаємодії. У результаті відбувається руйнування зерна на дві частини. Після цього кожна частинка захоплюється вихровим потоком та через порожнини зубів піднімається вище по проточній частині. Так частинка опиняється знову в ділянці між кромками зубців дисків, де осьовий розмір між ними менший, ніж був нижче. Знову відбувається механічний контакт та подальше руйнування твердої частинки. Таким чином розмір частинки поступово зменшується. І так відбувається, поки розмір частинки не стане меншим

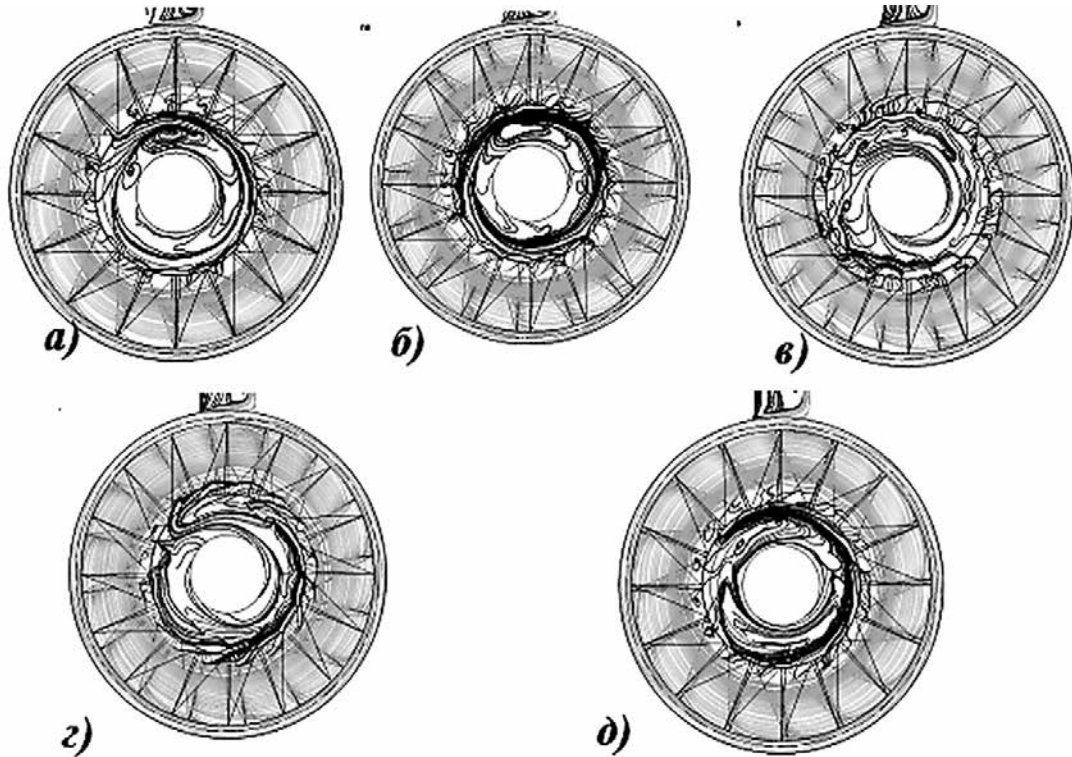


Рисунок 6 — Лінії струму в площині зазору між робочими дисками при різних кутових положеннях роторного диска
а) $\varphi = 0^\circ$; б) $\varphi = 5^\circ$; в) $\varphi = 10^\circ$; г) $\varphi = 15^\circ$; д) $\varphi = 20^\circ$

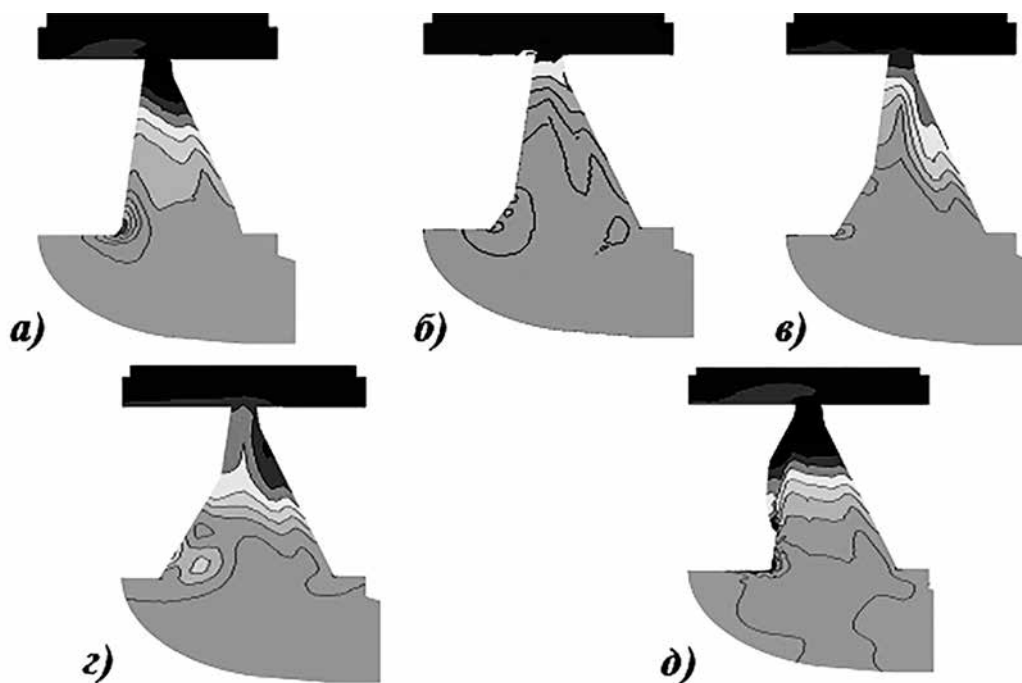


Рисунок 7 — Поля тисків у меридіанній проекції при кутах робочого колеса:
а) $\varphi = 0^\circ$; б) $\varphi = 5^\circ$; в) $\varphi = 10^\circ$; г) $\varphi = 15^\circ$; д) $\varphi = 20^\circ$

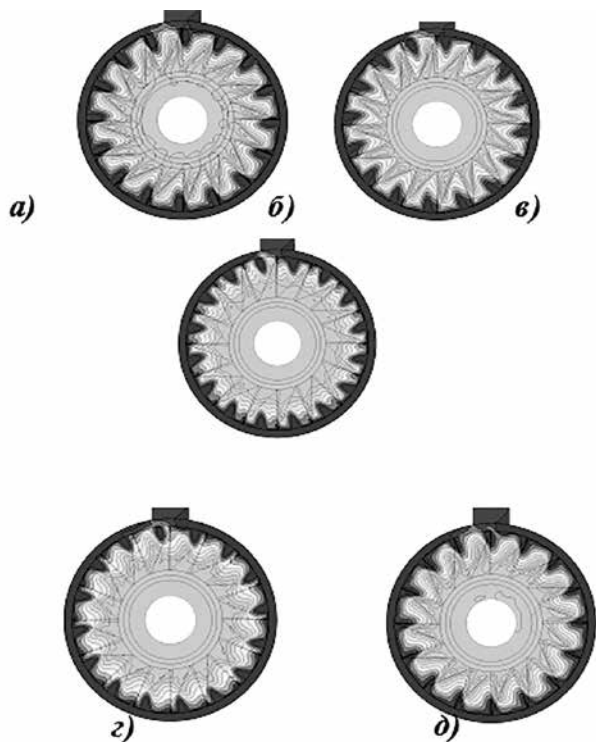


Рисунок 8 — Лінії струму в площині зазору між робочими дисками при кутах робочого колеса: а) $\varphi = 0^\circ$; б) $\varphi = 5^\circ$; в) $\varphi = 10^\circ$; г) $\varphi = 15^\circ$; д) $\varphi = 20^\circ$

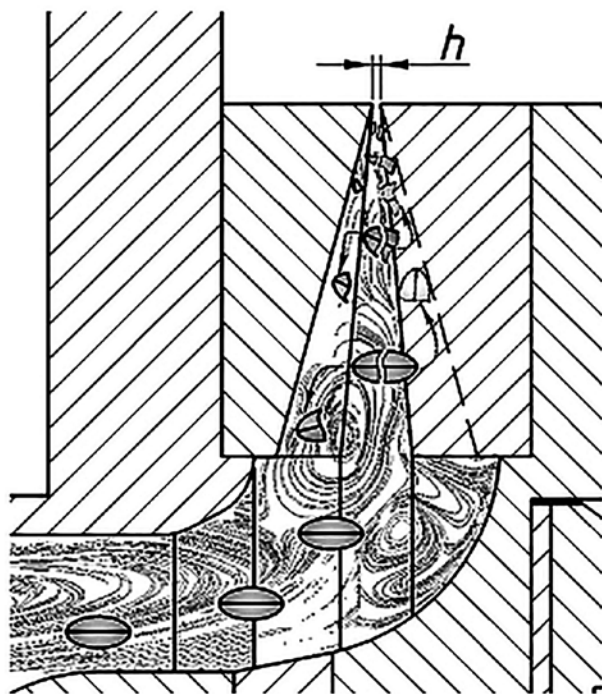


Рисунок 9 — Вплив сформованого потоку на процес подрібнювання

за величину зазору між робочими дисками на виході із проточної частини гідромлина. Після цього вона потрапляє у відвід. Зазначимо, що при першому етапі руйнування зерна енерговитрати суттєво вищі, ніж при подальшому подрібненні його частин [12,13]. Відзначимо, що поряд із механічним має місце і гідродинамічне руйнування твердого включення. Останнє пояснюється результатом дії високого градієнта швидкостей у зоні, наближеної до вихідного зазору проточної частини машини.

Висновки

Після проведеного аналізу гідродинамічних картин течії у проточній частині багатофункціонального ТГА можемо чітко визначити роль рідкої фракції робочого середовища протягом процесу гідроподрібнення. Поперше, рідина формує необхідну структуру робочого потоку у проточній частині гідромлина. Подруге, рідина забезпечує транспортування твердої фази по проточній частині машини. Потрете, за допомогою рідини у проточній частині гідромлина реалізується гідродинамічне подрібнення вже зруйнованих механічним шляхом твердих частинок. Гідродинамічне подрібнення пояснюється результатом дії високого градієнта швидкостей у зоні, наближеної до вихідного зазору проточної частини машини. Доведенням останнього є отримані картини течії, які показують характер розподілу ліній струму у меридіанній проекції проточної частини гідромлина.

Додатково планується дослідити ТГА після експлуатації. Через постійний контакт поверхонь робочих дисків з твердими частками відбувається швидкий знос робочої частини. Але проаналізувавши картини течії, бачимо, що на вихроутворення можливо вплинути, а на ділянках з підвищеною інтенсивністю вихрових структур можливо доцільно робити місцеве зміцнення матеріалу робочих поверхонь.

Література

1. Ковальов, С.Ф. Шляхи підвищення ефективності роторних теплогенеруючих агрегатівгомогенізаторів / С.Ф. Ковальов, В.В. Коломієць, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Промислова гідраліка і пневматика. — 2010. — № 1. — С. 95—99.
2. Ковальов, С.Ф. Багатофункціональні теплогенеруючі агрегати та їх використання для перспективних технологій спиртового виробництва / С.Ф. Ковальов, А.А. Папченко // Вісник Східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. — 2007 — № 3 (109), Ч.1. — С. 124—128.
3. Ковальов, С.Ф. Розробка багатофункціонального теплогенеруючого агрегатагомогенізатора для приготування біологічних добавок / А.О. Євтушенко, С.Ф. Ковальов, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Вестник Национального Технического Университета Украины «КПИ». Машиностроение. — 2008. — 52. — С. 324—329.

4. Ковальов, С.Ф. Розширення функціональних можливостей теплогенеруючих агрегатівгомогенізаторів для технології виробництва ліквіфосстронгу / А.О. Євтушенко, С.Ф. Ковальов, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки, — 2009. — № 4. — С. 30—35.

5. Ковальов, С.Ф. Состояние исследования и реализации теплогенерирующих агрегатов. / А.А. Евтушенко, С.Ф. Ковалёв, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Вісник Сумського держ. унту. Серія Техн. науки. — 2008. — № 4. — С. 86—92.

6. Папченко, А.А. Гідродинаміка робочого процесу теплогенеруючого агрегата багатофункціонального призначення: дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.05.17 / А.А. Папченко. — Суми, 2006. — 142 с.

7. Utomo Adi T. Flow pattern, periodicity and energy dissipation in a batch rotor–stator mixer / Adi T. Utomo, M. Baker, A. W. Pacek // Chemical Engineering Research and Design — 2008, Vol. 86, №12. — P. 1397—1409.

8. ANSYS CFX 11.0 Solver Models. Release 11.0 [Електронний ресурс] — 2008. — 549 p.

9. Колисниченко, Э.В. Возможность и перспективы изучения рабочего процесса насосов, перекачивающих гидросмеси, с помощью данных расчетного эксперимента / Э.В. Колисниченко, А.Н. Кочевский, В.Г. Неня // Вісник Сумського державного університету. Серія «Технічні науки». — 2005. — №12(84).— С. 71—77.

10. Кочевский, А.Н. Анализ структуры течения в свободновихревом насосе / В.Ф. Герман, А.Н. Кочевский, А.Е. Щеляев // Промислова гідравліка і пневматика — 2006. — № 3(13). — С. 82—88.

11. Kochevsky, A.N. Simulation of flow inside an axial-flow pump with adjustable guide vanes / A.N. Kochevsky, S.N. Kozlov, K.M. Aye, A.Y. Schelyaev, V. N. Konshin // Proceedings of FEDSM2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition. — Houston, TX, USA. — 2005. — P. 412—423.

12. Борисов, А.П. Режимы процесса разрушения зерна посредством маятникового измельчителя: авториф. дисс. на соискание учен. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 — «Технологии и средства механизации сельского хозяйства» / А.П. Борисов. — Барнаул, 2009. — 20 с.

13. Абрамов А.А. Разрушение зерна скалыванием в условиях ударного нагружения / А.А. Абрамов // Хлебопродукты. — М., 2008. — № 4. — С.54—55.

References

1. Kovalyov, S.F. Effective thermal generating units rotary-blenders / S.F. Kovalyov, V.V. Kolomiec, M.S. Ovcharenko, A.A. Papchenko // Industrial hydraulics and pneumatics. — 2010. — № 1. — P. 95—99.

2. Kovalyov S.F. Multifunctional heat-generating devices and their use of advanced technologies for ethanol production / S.F. Kovalyov, A.A. Papchenko // Journal of East Ukrainian National University named after Volodymyr Dahl. — 2007. — № 3 (109), Part 1. — P. 124—128.

3. Kovalyov S.F. Development multi-heat generating unit homogenizer for the preparation of biological additives / A.A. Yevtushenko, S.F. Kovalyov, M.S. Ovcharenko, A.A. Papchenko // Journal of the National Technical University of Ukraine “Kiev Polytechnic Institute”. machine building. — 2008. — 52 — S. 324 — 329.

4. Kovalyov S.F. Expanding the functionality of thermal generating units rotary-blenders congestion-for-manufacturing technology likvifos Strong / A.A. Yevtushenko, S.F. Kovalyov, M.S. Ovcharenko, A.A. Papchenko // Bulletin of Sumy State University. Engineering Series, — 2009. — № 4. — P. 30—35.

5. Kovalyov S.F. Status studies and Implementation thermal generating units. / A.A. Evtushenko, S.F. Kovalyov, M.S. Ovcharenko, A.A. Papchenko // Bulletin of Sumy State University. Engineering Series. — 2008. — № 4. — P. 86—92.

6. Papchenko A.A. Hydrodynamics workflow heat generating unit multipurpose: Thesis. for obtaining sciences. degree candidate. Sc. Sciences: 05.05.17 / Papchenko Andrey. — Sumy, 2006. — 142 p.

7. Utomo Adi T. Flow pattern, periodicity and energy dissipation in a batch rotor–stator mixer / Adi T. Utomo, M. Baker, A. W. Pacek // Chemical Engineering Research and Design – 2008, Vol. 86, №12. – P. 1397–1409.

8. ANSYS CFX 11.0 Solver Models. Release 11.0 [Електронний ресурс] – 2008. – 549 p. – access: <http://www.ansys.com>.

9. Kolysnychenko E.V. Possibility and prospects study work process pump, pumping hydro mixture, calculated using experimental data / E.V. Kolysnychenko, A.N. Kochevskyy, V.G. Nenyа // Bulletin of Sumy State University. A series of “Engineering”. — 2005. — №12 (84). — P. 71—77.

10. Kochevsky A.N. Analysis of the flow structure in the free-flow pump / V.F. Herman A.N. Kochevsky, A.E. Schelyaev // Industrial hydraulics and pneumatics. — 2006. — № 3 (13). — S. 82—88.

11. Kochevsky, A.N. Simulation of flow inside an axial-flow pump with adjustable guide vanes / A.N. Kochevsky, S.N. Kozlov, K.M. Aye, A.Y. Schelyaev, V. N. Konshin // Proceedings of FEDSM2005 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting and Exhibition. – Houston, TX, USA. – 2005. – P. 412–423.

12. Borisov, A.P. Modes of fracture process of grain through the pendulum chopper: avtorif. Thesis for a. PhD degree. tehn. Sciences: spec. 05.20.01 — “Technologies and means of mechanization of agriculture” / A.P. Borisov. — Barnaul, 2009. — 20 p.

13. Abramov, A.A. Destruction of grain chipping under shock loading / A.A. Abramov // Bakery. — М., 2008. — № 4. — С.54—55.

Надійшло 2.09.2014 року

УДК 621.622

Исследование гидродинамики рабочего процесса многофункционального теплогенерирующего агрегата

**О.А. Барыкин, С.Ф. Ковалёв
М.С. Овчаренко, А.А. Папченко**

Приведены результаты исследования гидродинамики рабочего процесса многофункционального теплогенерирующего агрегата-гидромельницы. Определены особенности структуры течения рабочей среды в проточной части и проанализированы их изменение в зависимости от углового положения роторных и статорных элементов агрегата. Подробно описана методика проведения численного эксперимента. Анализ полученных результатов позволил представить наиболее вероятную структуру течения в многофункциональном агрегате при его работе на двухфазных средах и позволил предложить наиболее эффективную проточную часть в зависимости от функционального назначения.

Ключевые слова: расчетный эксперимент, гидродинамика рабочего процесса, многофункциональный агрегат, гидромельница.

UDC 621.622

Research work of hydrodynamics multifunctional heatgenerating units

**O.O. Barykin, S.F. Kovalyov
M.S. Ovcharenko, A.A. Papchenko**

The results of the study of hydrodynamics workflow multifunctional heat generating aggregate-hidromlyna. The peculiarities of the current structure of the working environment in the flow part and the analysis of their change depending on the angular position of the rotor and stator elements of the unit. Described in detail the methodology of numerical experiments. Analysis of the results allowed to present the most likely structure of the flow in a multi-functional unit for its work on two-phase media and allowed to offer the most effective part of the flow, depending on the functionality

Keywords: calculation experiment, hydrodynamics workflow, multi-functional aggregate, hydromill.