

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ, МОЛОДІ ТА СПОРТУ УКРАЇНИ  
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**Овчаренко Михайло Сергійович**

УДК 621.662:66.063(043.3)

**ВПЛИВ КОНСТРУКТИВНИХ ТА РЕЖИМНИХ ПАРАМЕТРІВ  
НА ЕНЕРГЕТИЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ БАГАТОФУНКЦІОНАЛЬНОГО  
ГІДРОДИНАМІЧНОГО АГРЕГАТУ-ГОМОГЕНІЗАТОРА**

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

**АВТОРЕФЕРАТ**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Суми – 2013

**Дисертацією є рукопис.**

Робота виконана на кафедрі прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету Міністерства освіти і науки, молоді та спорту України.

Науковий керівник – кандидат технічних наук, професор  
**Євтушенко Анатолій Олександрович**,  
Сумський державний університет,  
завідувач кафедрою прикладної гідроаеромеханіки.

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор  
**Фінкельштейн Зельман Лазарович**,  
Донбаський державний технічний університет,  
професор кафедри прикладної гідромеханіки

кандидат технічних наук  
**Марцинковський Василь Сігізмундович**,  
директор ТОВ «ТРІЗ», м. Суми.

Захист відбудеться “12” квітня 2013 р. о 13.00 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради К 55.051.03 у Сумському державному університеті за адресою: 40007, м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Сумського державного університету за адресою: м. Суми, вул. Римського-Корсакова, 2.

Автореферат розісланий: “12” березня 2013 р.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність теми.** Загальновідомо, що зміна структури речовини впливає на її фізичні властивості на рівні зі зміною хімічного складу.

Як приклад можна навести процес гомогенізації низькосортного обводненого мазуту, що дозволяє отримати стабільну водомазутну емульсію з більшою теплотою згорання. Подібним прикладом може бути виготовлення водовугільної суспензії, де якість горіння та питома теплота згорання безпосередньо залежать від рівня дисперсності вугільних часток та однорідності водовугільної суміші. Обидва приклади свідчать, що гідросуміш із одним і тим самим хімічним складом може значно змінювати властивості при зміні гомогенності та дисперсності середовища. Необхідно зазначити, що у зв'язку зі значним підвищенням ціни на природний газ, для України гостро стоїть питання пошуку альтернативних видів палива.

Принципово новим прикладом може бути процес виготовлення бетонних сумішей із включеннями наномодифікаторів. Важливо відмітити, що концентрація модифікаторів знаходиться на рівні 0,001 % та дозволяє значно підвищити фізико-механічні характеристики бетону. Під час виготовлення таких гідросумішей найбільш важливим фактором є рівномірне розподілення малої частки цінного модифікатора в значному об'ємі.

Не менше прикладів у хімічній, харчовій та фармацевтичній промисловостях.

Усе це вказує на актуальність дослідження нових принципів дії та розроблення нового обладнання гідродинамічного принципу дії для ефективної реалізації процесу перемішування та гомогенізації.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.** Дисертаційна робота виконувалася відповідно до плану науково-дослідних робіт кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету. Наукові розробки реалізовані під час виконання держбюджетної НДР за темами: «Дослідження робочого процесу теплогенеруючих агрегатів багатофункціонального призначення та розробка на їх основі енерго- та ресурсозберігаючого обладнання» (замовник – Міністерство освіти і науки України, номер державної реєстрації 0109U001381) та «Створення ефективних енергозберігаючих систем опалення та гарячого водопостачання на базі багатофункціональних теплогенеруючих агрегатів» (замовник – Міністерство освіти і науки України, номер державної реєстрації 0111U002153).

**Мета і задачі дослідження.** Мета роботи – встановлення впливу конструктивних параметрів проточної частини, режимних параметрів та характеристик робочого середовища на енергетичні та напірні характеристики багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора (ГАГ).

Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні задачі дослідження:

- проаналізувати існуючі типи агрегатів для реалізації процесу гомогенізації та визначити пріоритетні шляхи вдосконалення;
- розробити математичну модель робочого процесу ГАГ для визначення конструктивних параметрів робочих органів, що найбільш впливають на енергетичну характеристику;
- установити закономірності впливу конструктивних параметрів проточної

частини, режимних параметрів та характеристик робочого середовища на напірні та енергетичні характеристики ГАГ під час роботи на однофазному середовищі;

- розробити методику інженерного розрахунку ГАГ та перевірити в промислових умовах ефективність використання агрегату.

**Об'єкт дослідження** – робочий процес багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора.

**Предмет дослідження** – взаємозв'язок конструктивних параметрів проточної частини, режимних параметрів та характеристик середовища з енергетичними характеристиками ГАГ.

**Методи дослідження.** У ході вирішення поставлених задач були задіяні теоретичні, числові та фізичні методи дослідження. Під час проведення теоретичних досліджень використані методи математичного моделювання на основі класичних рівнянь механіки рідини та газу та відомих залежностей гідродинамічних характеристик турбулентних нестационарних течій рідини в тонких ущільнюючих зазорах, що дозволило визначити фактори, які впливають на споживану потужність. Числове моделювання базувалося на вирішенні сукупності нелінійних алгебраїчних та диференціальних рівнянь у частинних та повних похідних, що дозволило сформулювати уявлення про картини течії в проточній частині. Фізичний експеримент, як складова частина дослідження, містив у собі випробовування проточної частини гідродинамічного агрегату-гомогенізатора з різною геометрією на різних режимах роботи. Фізичний експеримент був критерієм достовірності двох попередніх методів і дозволив уточнити математичну модель. Точність та достовірність отриманих експериментальних даних забезпечено використанням методики проведення випробувань, що відповідає міждержавному стандарту ДСТУ 6134-2009 (ISO 9906:1999) «Насоси динамічні. Методи випробувань».

***Наукова новизна отриманих результатів:***

- обґрунтовано робочий процес ГАГ; при цьому доведено, що основні дисипативні втрати кінетичної енергії відбуваються в робочому зазорі та каналах статора;

- уперше на основі математичного та фізичного моделювання встановлено зв'язок між конструктивними параметрами проточної частини, режимними параметрами та енергетичними характеристиками агрегату;

- уперше для цього класу машин отримана залежність, що дозволяє прогнозувати напірну характеристику на стадії проектування;

- експериментальним шляхом визначено додану потужність що споживається агрегатом під час роботи на багатофазному середовищі, та встановлено, що на стадії проектування достатнім є врахування сумарної густини гідросуміші, розрахованої за правилом адитивності;

- визначено особливості застосування теорії подібності для цього класу машин та визначені уточнені коефіцієнти, що дозволяє перераховувати потужність агрегату з існуючої моделі та перераховувати витрату та напір машини на задану частоту обертання ротора;

- уперше виявлено, що встановлення вихідним ступенем агрегату ступеня статора дозволяє знизити споживану потужність, одночасно підвищуючи рівень гомогенізації продукту.

***Практичне значення одержаних результатів:***

- запропоновано математичну модель багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора, що враховує вплив конструктивних параметрів проточної частини, режимних параметрів та характеристик робочого середовища, яка дозволяє на стадії проектування розрахувати споживану агрегатом потужність;
- розроблена методика інженерного розрахунку ГАГ, яка дозволяє значно спростити стадію проектування агрегату, що підтверджено при розрахунку агрегатів, упроваджених на промислових підприємствах України;
- запропоновані рекомендації щодо вибору конструктивних та режимних параметрів агрегату, які враховують особливості конкретних технологічних процесів, що дозволяє проектувати агрегати для ефективної роботи на різних робочих середовищах;
- розроблено типорозмірний ряд промислових зразків багатофункціональних гідродинамічних агрегатів-гомогенізаторів, що дозволяє задовольнити потреби харчової та хімічної промисловостей у зазначеному обладнанні;
- результати та висновки дисертаційної роботи впроваджено на підприємствах України ТОВ «МОЛІС» м. Дніпрорудне, ТОВ «МЕРИДІАН ЛК» м. Бровари, ТОВ «БІМОЛ» м. Березне, ТОВ «ТМСпецмаш» м. Київ та в навчальному процесі СумДУ під час викладання дисциплін «Гідравлічні машини і передачі» для студентів спеціальності 7/8.05050205 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика».

***Особистий внесок здобувача.*** Усі наукові результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. У друкованих працях, опублікованих у співавторстві, авторові належать: У роботах [1; 2; 5; 6; 10; 11] здобувач проводив аналіз можливостей впровадження та результатів підконтрольної експлуатації багатофункціональних гідродинамічних агрегатів-гомогенізаторів у харчовій, хімічній та фармацевтичній галузях. У роботі [3] здобувач досліджував сумісну роботу багатофункціонального ГАГ та струминного насоса. У роботі [4] здобувач проводив аналіз можливості підвищення ефективності ГАГ за рахунок підвищення рівня гомогенізації за один прохід. У роботах [7; 9] здобувач проводив аналіз питомих витрат енергії на окремі процеси в загальному балансі енергії багатофункціональних агрегатів. Робота [8] написана здобувачем самостійно.

***Апробація результатів дисертації.*** Основні положення і результати дисертації доповідалися та обговорювалися на: I Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2010); XIII Міжнародній науково-технічній конференції «Герметичність, вібронадійність і екологічна безпека насосного і компресорного обладнання» – «ГЕРВІКОН - 2011» (м. Суми 2011); XII Міжнародній науково-технічній конференції «Удосконалення турбоустановок методами математичного і фізичного

моделювання” (м. Харків, 2012); XIII Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП “Промислова гідравліка і пневматика” (м. Чернігів 2012); науково-технічних конференціях викладачів, співробітників, аспірантів і студентів СумДУ (2007, 2009 та 2011); II Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2012).

**Публікації.** За результатами досліджень, проведених за темою дисертації, здобувачем опубліковано 19 наукових праць, з яких 11 – у виданнях, що входять до переліку, затвердженого МОНмолодьспорту України [1–11] (в тому числі 1 особиста публікація [8] та 1 публікація [10] у виданні, що входить до наукометричної бази Scopus) та 8 праць апробаційного характеру (матеріали доповідей на конференціях) [12-19].

**Структура та обсяг дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаної літератури і додатків. Повний обсяг дисертації – 176 сторінок, 102 рисунки і 23 таблиці за текстом, 2 додатки на 11 сторінках, список використаної літератури з 92 джерел на 9 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ

У **вступі** наведено кваліфікаційні ознаки дисертації. Сформульовано напрямок досліджень, пов'язаний із вивченням робочого процесу багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора, та обґрунтована їх актуальність. Подано відомості про публікації та апробації результатів.

У **першому розділі** наведено результати системного аналізу технологічних процесів перемішування і гомогенізації, а також існуючого технологічного обладнання для реалізації цих процесів. Розглянуто особливості робочого процесу та конструкції функціональних та конструктивних машин аналогів. Особлива увага акцентована на робочому процесі найближчих аналогів, а саме, багатофункціонального теплогенеруючого агрегату (ТГА), який досліджували Волков М. І. та Папченко А. А. та роторно-пульсаційного апарата (РПА) в роботах Богданова В. В., Червякова В. М., Балбадукіна М. А., Промтова М. А., Юдасва В. Ф.

Проведений аналіз дозволив виокремити переваги та недоліки кожного з агрегатів і знайти напрямок удосконалення, що полягає у створенні багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора, який здатен реалізувати відразу чотири процеси, а саме: перемішування робочого середовища, гідродинамічне подрібнення включень до мікронного рівня, в'язкісне нагрівання середовища та подальше його перекачування.

У розділі наведено обґрунтування актуальності дослідження та розроблення методик проектування агрегату, сформульована мета роботи та задачі, які необхідно вирішити

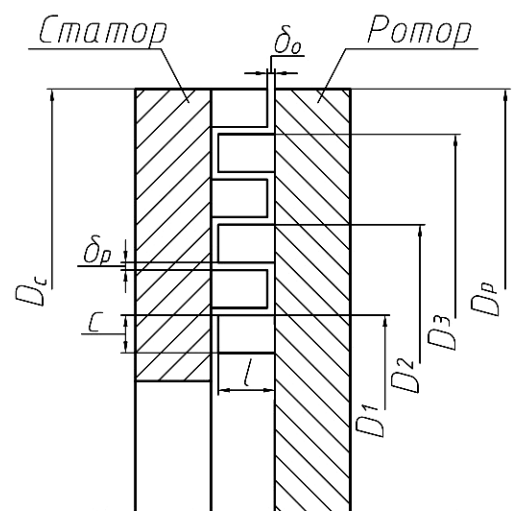


Рисунок 1 – Технічний об'єкт дослідження

для її досягнення. Описані методи та засоби проведення дослідження. При виборі технічного об'єкта (рис. 1) увага була приділена конструкції, в рамках якої можливе варіювання конструктивними факторами (діаметр ступенів, їх кількість та ширина, кількість каналів та їх ширина).

Технічний об'єкт дослідження складається з робочих органів (рис. 2): роторного та статорного дисків. Канали ротора були нахилені відносно каналів статора на  $15^\circ$ , що є особливістю конструкції робочих органів ГАГ. Нахил каналу значно впливає на робочий процес агрегату, роблячи неможливим прямотоки рідини зі всмоктувального до напірного патрубка.

Для експериментального дослідження технічного об'єкта було створено універсальну проточну частину (рис. 3), яка дозволяє проводити випробування ротора 2 (зовнішній діаметр до 190 мм) та шириною ступеня до 30 мм. Установлення зазору між роторним та статорним дисками відбувалося за рахунок шайби 3. Для запобігання витоків рідини було використано торцеве ущільнення 4, застосування якого дозволило встановити в усіх експериментах однаковий момент опору.

У другому розділі наведено результати теоретичного та числового моделювання робочого процесу ГАГ. Подана теоретична картина течії в проточній частині ГАГ, яка складається з високоградієнтної течії по зигзагоподібному робочому (міжступеневому) зазору та течії по каналах, що періодично відкриваються.

Числове моделювання передбачало отримання картин течії, полів розподілу повного тиску та контурів дисипації кінетичної енергії в конструктивно спрощеній проточній частині (ротор-статор-ротор). Результати числового моделювання повністю підтвердили теоретичну картину течії, а саме – наявність течії в робочому зазорі та формування вихорів у каналах ротора і статора (рис. 4), інтенсивність яких

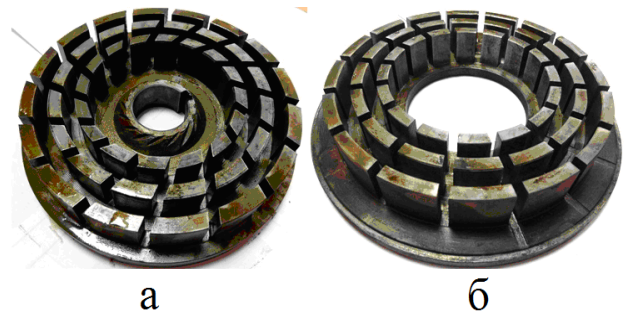


Рисунок 2 – Робочі органи  
а – роторний диск, б – статорний диск

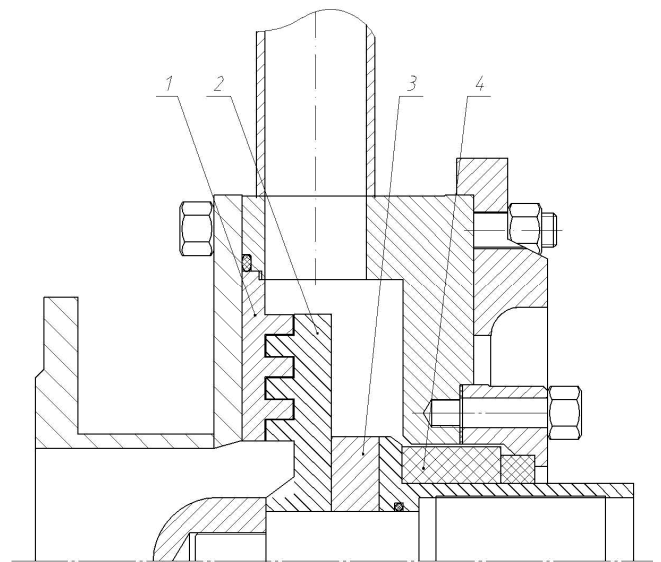
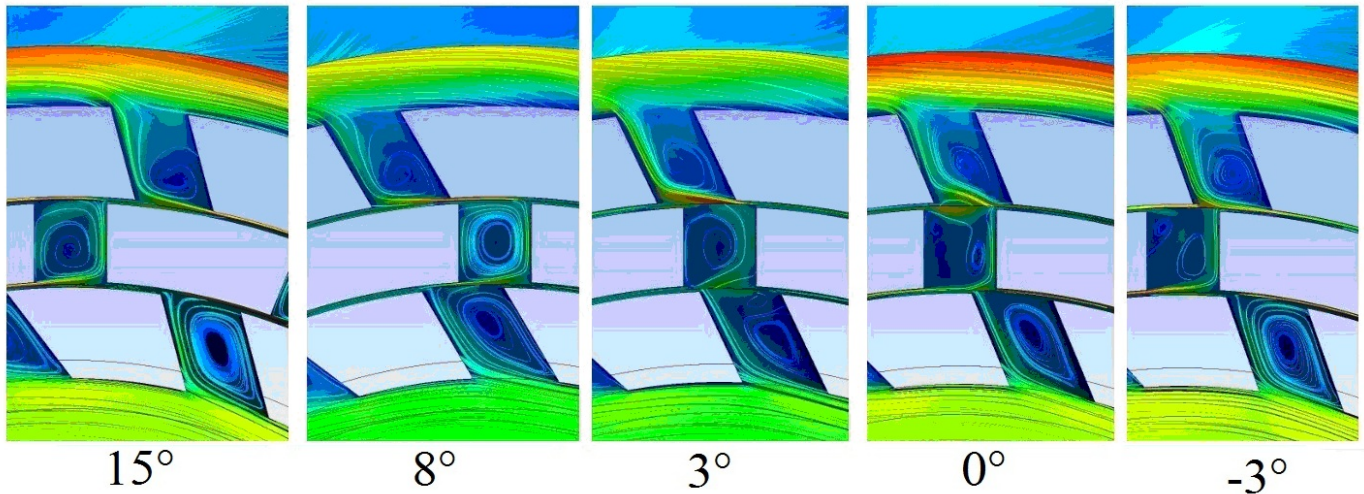


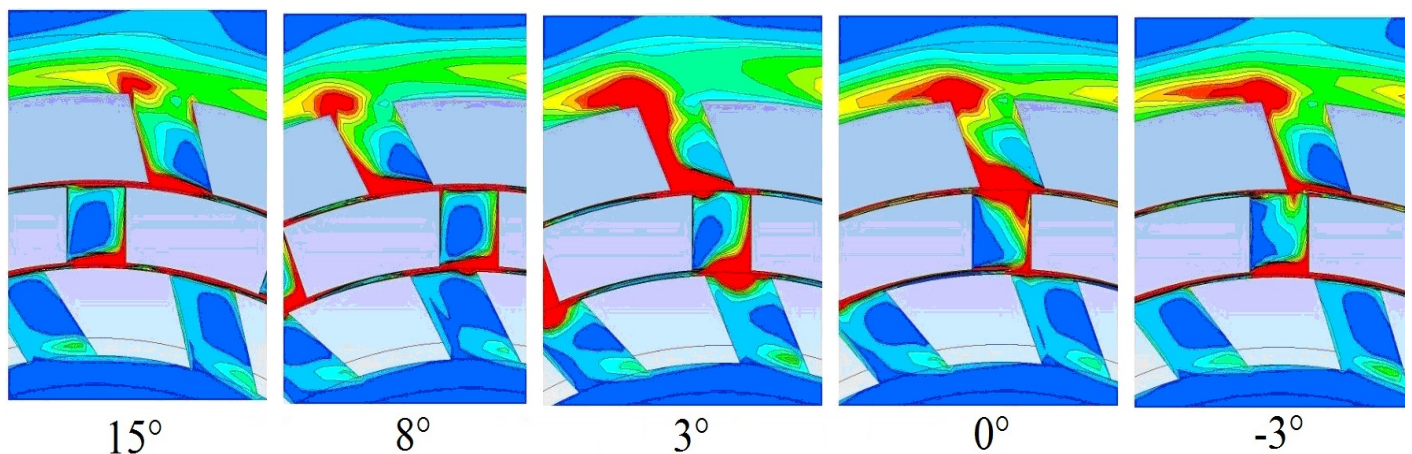
Рисунок 3 – Проточна частина багатofункціонального ГАГ

змінюється залежно від кутового положення каналів ротора відносно каналів статора.



*Рисунок 4 – Поля швидкостей та ліній току*

Числове моделювання проводилося за допомогою програмного комплексу ANSYS CFX, для замикання рівнянь Рейнольдса використовувалася стандартна k-ε - модель турбулентності, адекватність використання якої для аналогічних агрегатів підтверджена в працях N. Göl İzcan-Taşkın, Adi Tjipto Utomo и FabienBarailler.



*Рисунок 5 – Поля дисипації кінетичної енергії*

Особливістю k-ε - моделі турбулентності є можливість відобразити поля дисипації кінетичної енергії (рис. 5), що дозволяє якісно характеризувати робочий процес агрегатів, які реалізують процеси перемішування та гомогенізації. З рис. 5 бачимо, що основні дисипативні втрати (чорної зони) сконцентровані в робочому зазорі та каналах статора. Числове моделювання також дозволило виявити значну втрату енергії, що виникає при взаємодії роторного диска з потоком у кільцевій камері, ліквідувати яку можливо при виконанні агрегату, вихідним ступенем якого є ступінь статора.



Ураховуючи складність картини течії в проточній частині гідродинамічного агрегату-гомогенізатора, було прийнято рішення за допомогою принципу суперпозиції розбити загальну взаємодію системи ротор-рідина-статор на ряд відносно простих та вже частково досліджених явищ (рис. 6), а саме: тертя на тильній стороні диска ротора, тертя в осьовому та радіальному зазорах між ротором та статором, взаємодію лопатевих решіток ротора та статора.

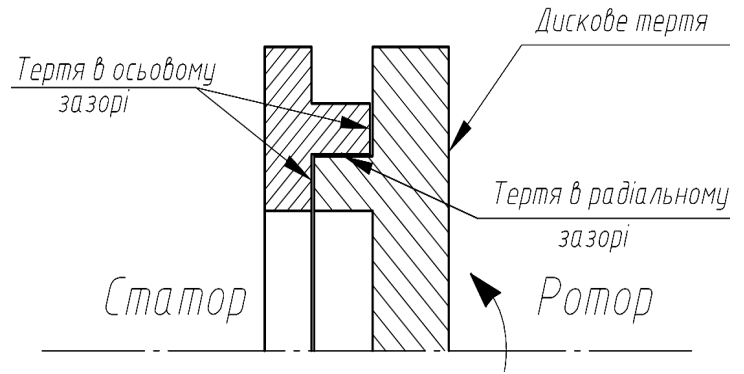


Рисунок 6 – Схема взаємодії роторного та статорного дисків з рідиною

Таким чином, загальна споживана потужність є сумою окремих складових, а саме:

$$N = N_{д.т.} + N_{ц.щ.} + N_{р.щ.} + N_{л}, \quad (1)$$

де  $N_{д.т.}$  – потужність, що витрачається на дискове тертя тильної сторони робочого колеса;  $N_{ц.щ.}$  – потужність, що витрачається на тертя в циліндричній щілині (радіальному зазорі) з малим поперечним перерізом;  $N_{р.щ.}$  – потужність, що витрачається на тертя в радіальній щілині (осьовому зазорі);  $N_{л}$  – потужність лопатевої взаємодії ротора та статора.

Для знаходження дискового тертя використана залежність, яка отримана в роботі В. І. Місюри:

$$N_{д.т.} = C_{f.д.} \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot R_n^5, \quad (2)$$

де  $C_{f.д.}$  – коефіцієнт дискового тертя;  $R_n$  – зовнішній радіус диска.

Для знаходження енергії, що витрачається на тертя в осьовому та радіальному зазорах, було використано відомі залежності Марцинковського В. А. з розрахунку безконтактних ущільнень.

Для опису взаємодії ротора та статора в циліндричній щілині (рис. 7) був обраний ефект гідравлічного опору кільцевих дроселів, де одна із стінок жорстко зв'язана з ротором, а інша – зі статором. Таким чином, момент сил тертя в циліндричній щілині

$$M = 2 \cdot \pi \cdot l \cdot r^2 \cdot \tau_0.$$

Дотичне напруження в окружному напрямку поверхні внутрішнього циліндра було розраховано як

$$\tau_0 = \frac{1}{8} \rho \cdot \lambda_0 \cdot u_r^2,$$

де  $u_c$  – відносна швидкість поверхонь циліндрів (для нашого випадку  $u_c = r \cdot \omega$ ),  $\lambda_0$  – коефіцієнт опору тертя окружної течії в кільцевому зазорі, який залежить від режиму течії, характеристик рідини та величини зазору.

Таким чином, потужність, яка витрачається на тертя в циліндричному зазорі, розраховувалася за формулою:

$$N_{ц.у.} = C_{f.ц.} \cdot \pi \cdot \rho \cdot l \cdot r^4 \omega^3. \quad (3)$$

Для знаходження складової потужності, що витрачається на тертя в осьовому зазорі, було розглянуто схему (рис. 8). Елементарний момент тертя кільцевої площадки шириною  $dl$ , що обертається з кутовою швидкістю  $\omega$ , знаходимо як

$$dM = \tau_\varphi \cdot 2 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot dl = \frac{\tau_\varphi \cdot 2 \cdot \pi \cdot L}{r_2 - r_1} r^2 dr,$$

де  $r_1$  та  $r_2$  – радіуси входу та виходу щілини. Окружну складову напруження тертя  $\tau_\varphi$ , враховуючи, що середня окружна швидкість в зазорі дорівнює половині окружної швидкості поверхні ротора, знаходили за формулою

$$\tau_\varphi = \frac{\rho \cdot \lambda_\varphi \cdot \omega^2 \cdot r^2}{32}.$$

Таким чином, потужність, яка витрачається на тертя в осьовому зазорі, була знайдена за формулою:

$$N_{п.щ.} = \frac{C_{f.п.}}{5} \rho \cdot \omega^3 (r_2^5 - r_1^5). \quad (4)$$

Найбільш істотною складовою потужності є лопатева взаємодія ротора з рідиною. Для створення математичної моделі було розглянуто схему (рис. 9), яка базується на обертанні з постійною частотою плоскої лопатки в нерухомому середовищі.

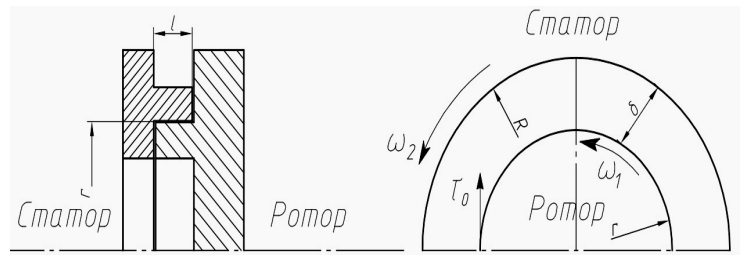


Рисунок 7 – Розрахункова схема для визначення втрат енергії в циліндричній щілині

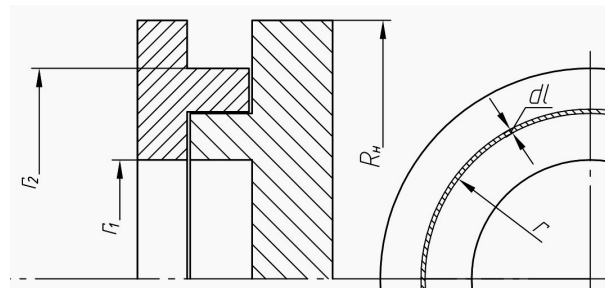


Рисунок 8 – Розрахункова схема для визначення втрат енергії в осьовому зазорі

Гідродинамічна сила, яка діє на елементарну площадку  $dS = l \cdot dr$ , визначалася як

$$dF = 0,5 \cdot \rho \cdot \omega^2 r^2 \cdot l \cdot dr.$$

Момент, який створюють гідродинамічні сили при обертанні плоскої лопатки:

$$M = 0,5 \rho \omega^2 l \int_{R_1}^{R_2} r^3 dr.$$

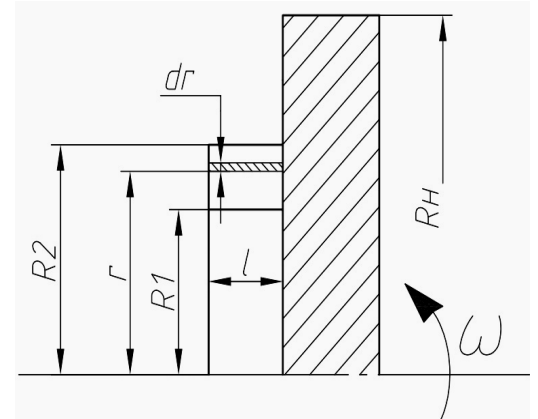


Рисунок 9 – Розрахункова схема лопатевої взаємодії

Таким чином, потужність, яка витрачається на обертання в нерухомому рідкому середовищі лопатевої решітки, розраховувалася за формулою

$$N_n = \frac{1}{8} \cdot \rho \cdot \omega^3 \cdot l \cdot (R_2^4 - R_1^4) \cdot z, \quad (5)$$

де  $z$  – кількість дискретно розміщених лопаток.

Потрібно відзначити, що в дійсності величина  $N_n$  менше розрахункової. Це пов'язано з прийнятим припущенням, що лопатки обертаються в нерухомому середовищі. Це припущення частково моделює наявність статорного диска.

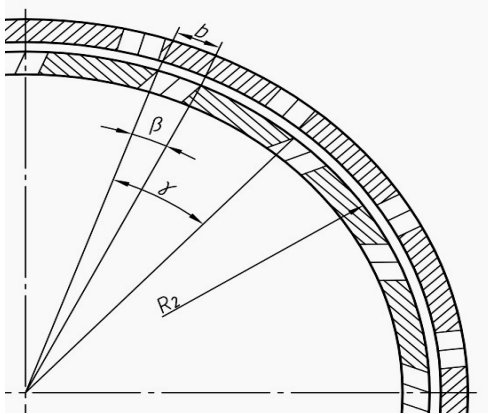


Рисунок 10 – Розрахункова схема взаємодії ротора та статора

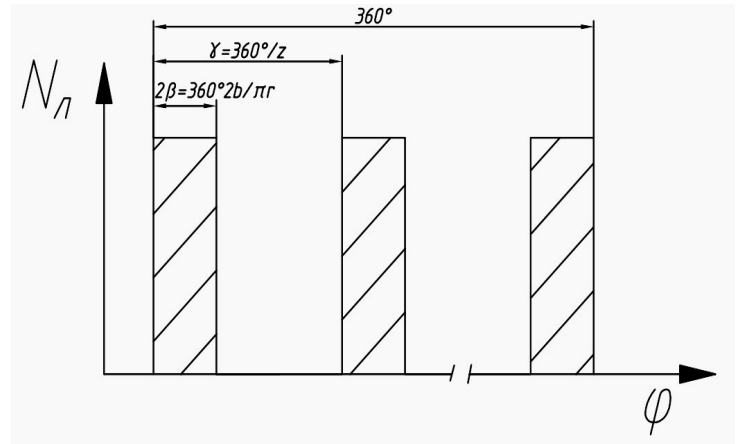


Рисунок 11 – Залежність величини лопатевої взаємодії від кутового положення ротора

З аналізу розрахункової схеми (рис. 10) було зроблено висновок, що в момент закриття каналу ротора стінкою ступеня статора рідина залишається в замкнутому об'ємі та рухається з кутовою швидкістю ротора, тобто в цей час  $N_n$  дорівнює нулю. На рис. 11 показана епюра, яка відображає залежність величини  $N_n$  від кутового положення ротора відносно статора. Повний період обертання становить 360 градусів; кількість періодів взаємодій каналів ротора та статора, за умови рівності кількості каналів, дорівнює кількості каналів  $z$ . Період між взаємодіями

можна знайти за формулою  $\gamma = \frac{360^\circ}{z}$ ; Величина  $N_n$  набуває розрахункове значення, що отримане за формулою (5) лише в період  $2\beta = \frac{2 \cdot b \cdot 360^\circ}{\pi \cdot r}$ .

Таким чином, для уточнення величини  $N_n$  в загальному рівнянні її було доповнено коефіцієнтом нерівномірності взаємодії  $k$ , який зменшує розрахункове значення та дозволяє зв'язати кількість каналів, їх ширину та радіус розміщення:

$$k = \frac{4 \cdot b \cdot z}{\pi \cdot R_2}$$

Ураховуючи всі складові (2-5), рівняння (1) було подано у вигляді

$$N = \rho \cdot \omega^3 \left( \frac{1}{8} l \cdot (R_2^4 - R_1^4) \cdot z \cdot k + C_{f.d.} \cdot R_n^5 + C_{f.u.} \cdot \pi \cdot l \cdot r^4 + \frac{C_{f.p.}}{5} \cdot (r_2^5 - r_1^5) \right). \quad (6)$$

Аналізуючи отримані залежності, було зроблено ряд важливих висновків: складова дискового тертя є доволі істотною, але не сприяє виконанню основної функції агрегату – гомогенізації. Найбільш ефективним засобом її ліквідації є виконання робочих коліс двосторонніми; кількість каналів, їх ширина та ширина ступеня є взаємозв'язаними параметрами, тому для уточнення математичної моделі методами фізичного моделювання їх вплив необхідно досліджувати за допомогою багатофакторного експерименту.

**У третьому розділі** наведено результати фізичного моделювання робочого процесу ГАГ, подано схему дослідного стенда, проведено вибір контрольно-вимірювальної апаратури, наведена методика проведення та обробки отриманих експериментальних даних, зроблена оцінка похибки результатів фізичного експерименту.

Під час експериментальних досліджень як привід було використано балансиру машину постійного струму MS 1713-4 з регульованою частотою обертання в межах 0-6000 об/хв, яка контролювалась індуктивним датчиком обертів. Для контролю механічної потужності на валу ротора до важеля балансиру машини було приєднано тензометричний датчик сили ZEMIC L6D-C3-5kg, для зняття насосних характеристик встановлено датчики надлишкового тиску «Сафір М» -5150-03-УХЛ3.1\*(+5;+50)-0,1-400кПа-42-Н38-И та датчик перепаду тиску «Сафір М» -5415-03-УХЛ3.1\*(+5;+50)-0,1-4кПа-4-42-Н37-И на витратомірній шайбі. Вся контрольно-вимірювальна апаратура через цифрово-аналоговий перетворювач L-Card E14-140MD була приєднана до ПК для збору та обробки даних. Використання автоматизованого стенда дозволило вирішити проблему контролю швидкозмінних параметрів в агрегаті з пульсуючою структурою течії, ліквідувати суб'єктивний фактор під час вимірювань та спростити збір та обробку даних.

Метою проведення експериментальних досліджень, по-перше, було встановлення впливу на напірну та енергетичну характеристики конструктивних параметрів проточної частини ГАГ, а саме: кількості ступенів, діаметра їх

розташування та ширини, впливу кількості каналів та ширини каналів, по-друге, встановлення впливу режимних параметрів, а саме, частоти обертання ротора та витрати рідини через агрегат.

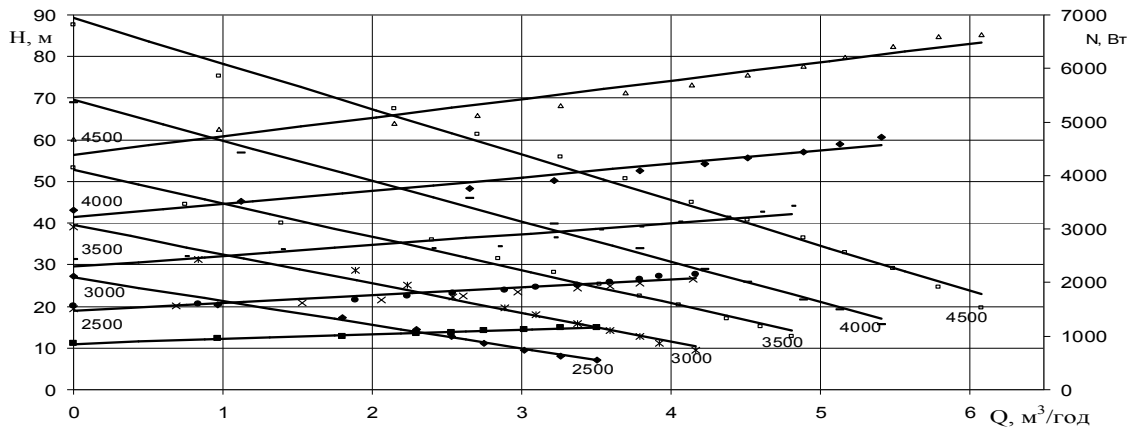


Рисунок 12 – Напірні та енергетичні характеристики ГАГ при зміні частоти обертання

Установлено, що напірна характеристика та характеристика споживаної потужності мають лінійний характер (рис. 12), що дозволяє класифікувати ГАГ як машину вихрового принципу дії, а збільшення частоти обертання значно збільшує напірність та споживану потужність.

На рис. 13 наведено залежність споживаної потужності від частоти обертання. Експериментальні дані апроксимуються степеневою залежністю з показником степеня 2,86. Залежність напору від частоти обертання ротора має степеневу залежність з показником степеня 1,98. Для динамічних насосів відповідні показники для потужності – 3, а для напору – 2; близькість значень дозволяє класифікувати ГАГ як машину динамічного принципу дії.

Аналіз теоретичної моделі вказує на значний вплив кількості каналів на робочий процес, що було повністю підтверджено в результаті фізичних експериментів. На рис. 14 наведено зміну характеристик ГАГ при збільшенні кількості каналів базової проточної частини. З графіка бачимо, що збільшення кількості каналів з 2 до 24 призводить до збільшення продуктивності в 18 разів при збільшенні рівня споживаної потужності менше ніж удвічі. Однак потрібно враховувати, що збільшення продуктивності за рахунок збільшення кількості каналів призводить до зниження рівня гомогенізації за один прохід.

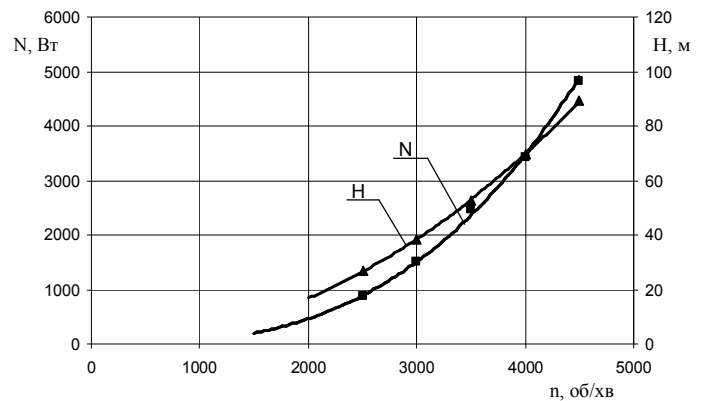


Рисунок 13 – Залежність споживаної потужності та максимального напору від частоти обертання

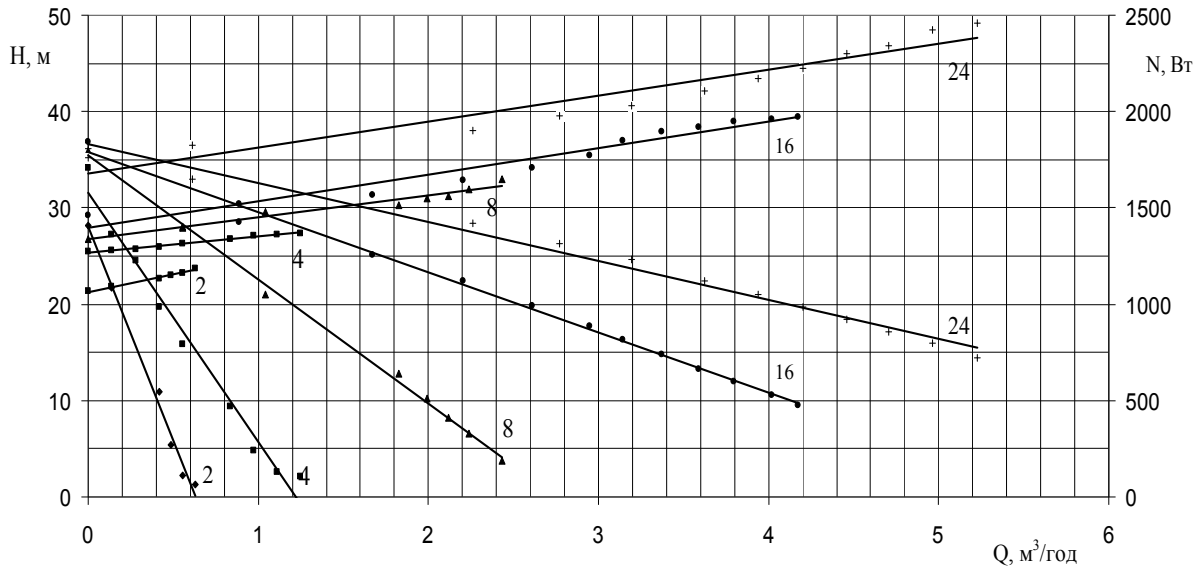


Рисунок 14 – Вплив кількості каналів на напірну та енергетичну характеристики

Ширина каналів рівномірно впливає як на напір агрегату, так і на рівень споживаної потужності (рис. 16). Важливим є те, що ширина каналу та їх кількість є конструктивно зв'язаними параметрами, тому для оптимального вибору їх співвідношення необхідні подальші дослідження щодо оптимізації за умови якості вихідного продукту.

Дослідження впливу діаметра розташування ступенів показало, що споживана потужність має від діаметра кубічну залежність, а залежність максимального напору від діаметра має квадратичну залежність (рис. 15). Отримані результати дозволили уточнити математичну модель та вказали на раціональність проектування агрегатів з максимальною мінімізацією діаметрів розташування ступенів, якщо до агрегату не поставлено додаткових умов щодо напірності.

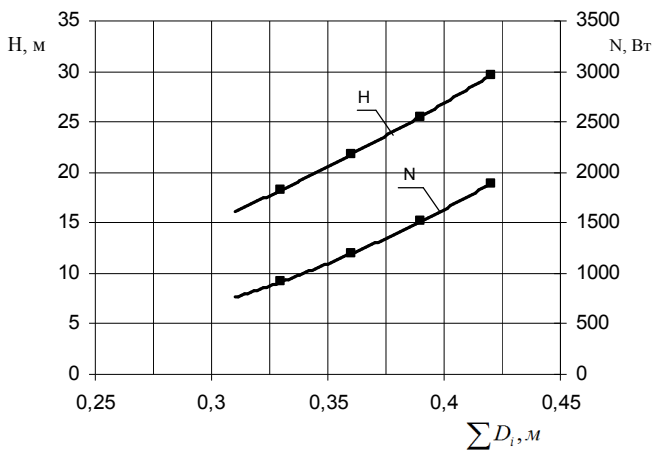


Рисунок 15 – Залежність споживаної потужності та напору від сумарного діаметра ступенів

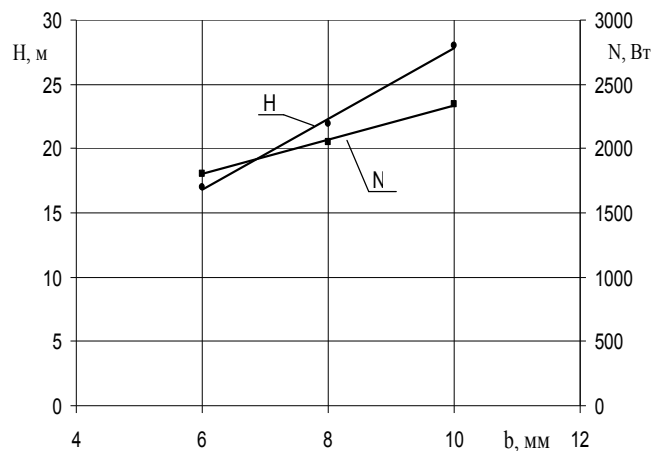


Рисунок 16 – Залежність споживаної потужності та напору від ширини каналу

Було встановлено, що ширину ступеня багатофункціонального ГАГ неможливо розглядати як аналог ширини каналу робочого колеса відцентрового насоса; це пов'язано з наявністю складової зигзагоподібного руху рідини по робочому зазору. Таким чином, збільшення ширини ступеня збільшує продуктивність агрегату за рахунок збільшення прохідного перерізу агрегату та значно збільшує споживану агрегатом потужність за рахунок збільшення циліндричної поверхні тертя та збільшення гідравлічного опору руху потоку по зазору. Водночас збільшення ширини ступеня збільшує час перебування одиниці об'єму рідини в проточній частині, що позитивно відображається на якості гомогенізації за один прохід.

Експериментальні дослідження підтвердили аналітичні припущення про значну зміну картин течії в агрегаті, який має менше 3 ступенів. Це пов'язано з появою прямотоків із вхідного патрубку до напірної камери при збігові каналів ротора та статора. Експериментально встановлено, що кількість ступенів значно впливає на рівень споживаної агрегатом потужності та напірність агрегату.

При підрізанні ступенів було виявлено новий ефект зниження споживаної потужності агрегату, вихідним ступенем якого є ступінь статора (рис. 17). Цей результат вказує на енергетичну доцільність проектування агрегатів, вихідним ступенем яких є ступені статора, що дозволяє знизити рівень споживаної потужності, одночасно підвищуючи якість гомогенізації за один прохід.

Проведення великої кількості фізичних експериментів дозволило уточнити математичну модель ГАГ, визначивши рівень впливу ряду конструктивних та режимних параметрів на споживану потужність:

$$N = (1 + 300 \cdot Q) \cdot n^{2,86} \cdot \sum D_i^3 \cdot \rho_{cm} \cdot K_N \cdot \quad (7)$$

Також запропоновано залежність, яка дозволяє прогнозувати напірну характеристику:

$$H = (1 - K_z Q) \cdot n^{1,98} \cdot \sum D_i^2 \cdot K_H, \quad (8)$$

де  $K_z = \frac{9600}{z}$  – коефіцієнт, що враховує зміну нахилу напірної кривої від кількості каналів.

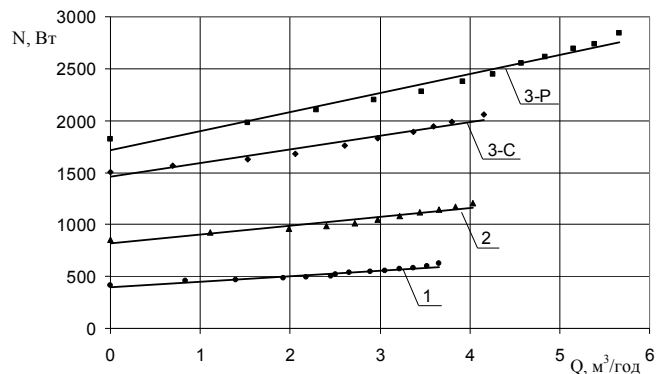


Рисунок 17 – Залежність споживаної потужності при зміні кількості ступенів агрегату; (1-одноступеневий, 2- двоступеневий, 3-С – триступеневий з вихідним статором, 3-Р – триступеневий з вихідним ротором)

У формулах (7) та (8)  $K_N$  – коригувальний коефіцієнт потужності,  $K_H$  – коригувальний коефіцієнт напору. Ці коефіцієнти введені для подальшого уточнення моделі.

Залежності (9) та (10) – це інтерполяційні формули поверхні відклику трьох параметрів  $K_N = f(z, \bar{b}, \bar{l})$  та  $K_H = f(z, \bar{b}, \bar{l})$ , де  $z$  – кількість каналів,  $\bar{b} = b/D_p$  – безрозмірна ширина каналу та  $\bar{l} = l/D_p$  – безрозмірна ширина ступеня.

Для побудови поверхні відклику було проведено планування багатофакторного фізичного експерименту за методикою Спиридонова А. А. та отримані такі моделі:

$$K_N = 2,3 \cdot 10^{-3} - 3,46 \cdot 10^{-5} \cdot z - 1,97 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{l} - 3,1 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{b} + 9,95 \cdot 10^{-4} \cdot z \cdot \bar{l} + 2,13 \cdot 10^{-3} \cdot z \cdot \bar{b} + 0,533 \cdot \bar{b} \cdot \bar{l} - 2,35 \cdot 10^{-2} \cdot z \cdot \bar{b} \cdot \bar{l}; \quad (9)$$

$$K_H = 2,3 \cdot 10^{-3} - 3,46 \cdot 10^{-5} \cdot z - 1,97 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{l} - 3,1 \cdot 10^{-3} \cdot \bar{b} + 9,95 \cdot 10^{-4} \cdot z \cdot \bar{l} + 2,13 \cdot 10^{-3} \cdot z \cdot \bar{b} + 0,533 \cdot \bar{b} \cdot \bar{l} - 2,35 \cdot 10^{-2} \cdot z \cdot \bar{b} \cdot \bar{l}. \quad (10)$$

Адекватність отриманих моделей підтверджена за критерієм Фішера: при значенні довірчого рівня ймовірності  $\alpha = 0,05$  довірчі інтервали за коригувальними коефіцієнтами потужності та напору відповідно становлять  $\Delta K_N = \pm 0,4 \cdot 10^{-5}$  та  $\Delta K_H = \pm 2,74 \cdot 10^{-4}$ .

У **четвертому розділі** наведено результати практичного використання наукових результатів, отриманих під час написання дисертації. Наведена методика проектування багатофункціональних ГАГ базується на розробленій математичній моделі та практичних рекомендаціях з вибору конструктивних та режимних параметрів. Адекватність методики проектування підтверджена під час проектування та виготовлення 6 промислових зразків ГАГ з потужністю від 7,5 до 30 кВт. Розроблення методики дозволило значно спростити етап проектування нових агрегатів та створити типорозмірний ряд ГАГ для задоволення основних потреб промисловості.

Практичні рекомендації були отримані в результаті теоретичного аналізу робочого процесу та підконтрольної експлуатації дослідно-промислових зразків в умовах діючих виробництв. Базові рекомендації містять положення щодо раціонального вибору привода агрегату. Обґрунтовано з економічної та технологічної точок зору діапазон потужності моноблочного агрегату в межах 3-30 кВт. Запропоновані матеріали для виготовлення робочих органів та варіанти ущільнення ротора. Рекомендації щодо вибору конструктивних параметрів проточної частини містять у собі: кількість ступенів – 3-8, кількість каналів – 16-24, ширина каналу – 6-8 мм, ширина ступеня – 10-25 мм, співвідношення ширини та висоти ступеня  $l/c$  – 1,2-1,7.



Крім того, запропоновано залежність щодо модельного перерахунку параметрів, яка дозволяє значно спростити етап проектування агрегату:

$$\frac{N_M}{N_n} = \frac{\rho_M}{\rho_n} \cdot \left( \frac{n_M}{n_n} \right)^{2,86} \cdot \lambda^3. \quad (11)$$

У розділі наведені результати впровадження багатофункціонального ГАГ у технологічні процеси виготовлення (рис. 18) молока та згущеного молока, лакофарбової продукції, стабільних клеєвих дисперсій, наповнених вуглецевими нанотрубками, що використовуються у виробництві ущільнень.



*Рисунок 18 – Фото промислових зразків багатофункціонального ГАГ  
а – ГАГ-30 поряд з плунжерним гомогенізатором (55 кВт), б – лабораторна установка для виготовлення наномодифікованих гідросумішей, в – багатофункціональний ГАГ-22 замінивший технологічну лінію виготовлення згущеного молока*

Використання багатофункціонального ГАГ у технологічному процесі гомогенізації молока дозволило знизити балансову потужність у 1,8 раза та, головне, знизити питомі витрати електроенергії на приготування 1 м<sup>3</sup> продукту з 7,11 кВт до 3,75 кВт.

Заміна ряду однофункціональних агрегатів на багатофункціональний ГАГ в технологічному процесі виготовлення згущеного молока дозволила знизити питомі енерговитрати на приготування 1 м<sup>3</sup> продукту з 120 кВт до 80 кВт, що зменшило загальне електроспоживання на 30 %.

В усіх технологічних процесах використання багатофункціональних гідродинамічних агрегатів-гомогенізаторів дозволило: підвищити надійність технологічної лінії, зменшити масогабаритні параметри технічної системи, знизити експлуатаційні витрати та витрати на ремонт та обслуговування лінії, зменшити кількість обслуговуючого персоналу.

Підконтрольна експлуатація промислових зразків, які одночасно реалізують усі чотири процеси (перемішування, подрібнення, нагрівання та перекачування) дозволила сформулювати баланс енергії багатофункціонального ГАГ.

У загальному випадку потужність витрачається на:

$$N = N_{\Pi} + N_H + N_{ДР} + N_{МЕХ},$$

де  $N_{\Pi}$  – потужність, що витрачається на перемішування;  $N_H$  – потужність, що витрачається на перекачування рідини;  $N_{ДР}$  – потужність, що витрачається на дрібнення твердих включень;  $N_{МЕХ}$  – механічні втрати енергії в підшипниках та ущільненні.

На прикладі технологічного процесу приготування згущеного молока були отримані такі результати:  $N_{\Pi} = 80\%$ ,  $N_H = 8\%$ ,  $N_{ДР} = 7\%$ ,  $N_{МЕХ} = 5\%$ , що вказує на те, що задача створення багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора з максимальним акцентом у балансі енергії на процесі перемішування була досягнута.

Аналіз характеристик, які були отримані під час випробувань агрегатів на середовищах, в'язкість яких більша ніж у води (лакофарбові матеріали, згущене молоко), дозволив зробити важливий висновок: для врахування доданої потужності при розрахунку агрегатів достатнім є підставлення в розрахункову формулу сумарної густини, яка розрахована за правилом адитивності:

$$\rho_{см} = \rho_0 \cdot \varphi + \rho_c (1 - \varphi),$$

де  $\varphi$  – об'ємна частка дисперсної фази;  $\rho_{см}$  – густина гідросуміші;  $\rho_c$  – густина суцільної фази;  $\rho_0$  – густина дисперсної фази.

## ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена вирішенню актуальних проблем, пов'язаних зі значною складністю прогнозування характеристик, розрахунку і проектування багатофункціональних гідродинамічних агрегатів-гомогенізаторів. На основі теоретичних, числових та фізичних досліджень вивчено робочий процес, встановлено вплив конструктивних параметрів проточної частини, режимних параметрів та характеристик робочого середовища на енергетичні характеристики багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора, розроблено методику інженерного розрахунку агрегату.

Основні наукові та практичні результати роботи полягають у наступному:

1. Виконано аналіз існуючих агрегатів різного типу, що використовуються в технологічних лініях для реалізації процесу гомогенізації. Обґрунтовано раціональність заміни системи з кількох вузькофункціональних машин на багатофункціональний гідродинамічний агрегат-гомогенізатор. Запропоновано новий тип робочого процесу та його конструктивну реалізацію. Встановлено, що існуючі методики розрахунку машин-аналогів не дають адекватних результатів при розрахунку гідродинамічного агрегату-гомогенізатора.

2. Розроблена математична модель робочого процесу багатофункціонального ГАГ, що враховує вплив конструктивних параметрів проточної частини, режимних параметрів та характеристик робочого середовища на енергетичні характеристики агрегату. В результаті однофакторних фізичних експериментів параметри прямого

впливу були доповнені емпіричними показниками степенів. Залежність потужності від частоти обертання має степеневу залежність із показником **2,86**, а від діаметра ротора – показник степеня **3,0**. Для врахування сумісно впливаючих факторів, таких як ширина ступеня, кількість каналів та їх ширина, модель було доповнено коригувальним коефіцієнтом потужності, який визначено в результаті проведення багатфакторного експерименту.

3. Уперше експериментальним шляхом установлені рівні впливу кожного геометричного параметра проточної частини на споживану агрегатом потужність, а саме: визначено, що збільшення кількості каналів з 2 до 24 призводить до зростання подачі у 18 разів при зростанні потужності лише в 2 рази; визначено, що збільшення ширини каналу призводить до зростання як витрати, так і споживаної потужності. Встановлено, що збільшення ширини ступеня призводить більше до зростання споживаної потужності, ніж до збільшення витрати, що обумовлено зростанням гідравлічного опору потоку, який рухається по робочому зазору. Наявність такої течії є головною відмінністю від робочого процесу РПА. Вперше для такого класу машин запропонована залежність, яка дозволяє прогнозувати напірну характеристику на стадії проектування.

4. Розроблена методика інженерного розрахунку багатфункціонального ГАГ, що дозволяє значно спростити етап проектування агрегату. Особливістю методики є використання вперше запропонованих рекомендацій з вибору конструктивних параметрів проточної частини, які враховують особливості технологічних процесів, а саме: для технологічних ліній із циклічною обробкою забезпечувати необхідну витрату за рахунок кількості каналів та їх ширини, а для ліній проточної дії забезпечувати необхідну витрату за рахунок ширини ступеня, кількості ступенів та діаметра їх розташування. Для найбільш ефективної роботи вхідним ступенем агрегату повинен бути ротор, а вихідним – статор. Використовуючи отриману методику, було спроектовано та виготовлено 6 агрегатів, які впроваджені на промислових об'єктах. Аналіз їх роботи підтвердив адекватність методики проектування.

## СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ АВТОРОМ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Овчаренко М. С. Передумови використання роторно-динамічних теплогенеруючих агрегатів-гомогенізаторів для технологій лакофарбової промисловості / А. В. Білозьоров, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки". – 2010. – № 3. – Т.1. – С. 176-178.

2. Овчаренко М. С. Состояние исследования и реализации теплогенерирующих агрегатов. / А. А. Евтушенко, С. Ф. Ковалёв, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки". - 2008. – № 4. – С. 86-92.

3. Овчаренко М. С. Розширення функціональних можливостей теплогенеруючих агрегатів – гомогенізаторів 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.

4. Овчаренко М. С. Шляхи підвищення ефективності роторних теплогенеруючих агрегатів-гомогенізаторів / С. Ф. Ковальов, В. В. Коломієць, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко // Промислова гідроліка і пневматика. –2010. – № 1. – С. 95-99.

5. Овчаренко М. С. Вдосконалення технології переробки молока за рахунок роторно-динамічних гомогенізаторів моноблочного виконання / А.О. Євтушенко, В. В. Коломієць, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки". –2010. – № 2 . – С. 44-50.

6. Овчаренко М. С. Удосконалення лінії виробництва згущеного молока за рахунок роторно-динамічного агрегату-гомогенізатора / С. Ф. Ковальов, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки". – 2012. – № 2 . – С. 90-95.

7. Овчаренко М. С. Результати впровадження теплогенеруючих агрегатів для систем опалення / С. Ф. Ковальов, М. С. Овчаренко, А.А. Папченко // Вісник Сумського державного університету. Серія "Технічні науки". – 2011. – № 4 . – С. 173-174.

8. Овчаренко М.С. Розробка стенду для досліджень гідродинамічних ефектів в проточній частині РДАГ / М. С. Овчаренко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2012. – №3/7(57). – С.47-49.

9. Овчаренко М. С. Досвід використання систем опалення на основі теплогенеруючих агрегатів / С. Ф. Ковальов, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко // Східно-Європейський журнал передових технологій. – 2012. – №5/8(59). – С. 58-60.

10. Ovcharenko M. The Use of the Multi-Functional Heat Generating Unit-Homogenizer in Food Processing Industry / S. Kovalev, M. Ovcharenko, A. Papchenko // Procedia Engineering, 2012. – №39. – с. 192-196.

11. Овчаренко М. С. Розробка багатофункціонального теплогенеруючого агрегату-гомогенізатора для приготування біологічних добавок / А.О. Євтушенко, С.Ф. Ковальов, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Вестник национального технического университета Украины «Киевский политехнический институт». – 2007. – 52. С. 53-59.

12. Овчаренко М.С. Розробка та дослідження роторного гомогенізатора для підвищення якостей рідинних середовищ харчових технологій / А.О. Євтушенко, С.Ф. Ковальов, В.В. Коломієць, М.С. Овчаренко, А.А. Папченко // Матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково – технічної конференції "Сучасні технології в промисловому виробництві". – Суми, 2010. – Ч III. – С.43-44.

13. Овчаренко М. С. Використання багатофункціонального теплогенеруючого агрегату-гомогенізатора для харчових технологій / А. А. Папченко, С. Ф. Ковальов, М.С. Овчаренко // Теория и практика насосо- и компрессоростроения: Монография / под ред. В.А. Марцинковского, И.Б. Твердохлеба, Е.Н. Савченко. – Сумы: СумДУ, 2011. – с. 347-351. (За матеріалами міжнародної науково-технічної конференції «ГЕРВИКОН-2011»)

14. Овчаренко М. С. Дослідження робочого процесу роторно-динамічного агрегату-гомогенізатора / М. С. Овчаренко // "Проблемы машиностроения". – Харьков, 2012. – Т. 14. № 1 – С. 48-52. (За матеріалами Міжнародної науково-технічної конференції «Совершенствование турбоустановок методами математического и физического моделирования», Харьков, 2012).

15. Овчаренко М. С. Робочий процес нетрадиційних гідроагрегатів з пульсуючою структурою течії / А. О. Євтушенко, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко //

ХІІІ Міжнародної науково-технічної конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика». Чернігів, 19-20 вересня 2012 р.: матеріали конференції. – Вінниця: ГЛОБУС-ПРЕС, 2012. – С.150.

16. Овчаренко М. С. Застосування агрегатів багатофункціонального призначення для харчової промисловості / А. О. Євтушенко, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко // Матеріали науково – технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів інженерного факультету. – Суми, 2007. – С. 84.

17. Овчаренко М. С. Розробка і створення багатофункціонального ТГА-гомогенізатора для реалізації технологічного процесу приготування ліквіфосстронгу / А. О. Євтушенко, І. О. Семенов, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко // Матеріали науково – технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів та студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій. – Суми, 2009. – Ч. ІІІ. – С. 26.

18. Овчаренко М. С. Розробка роторно-динамічного теплогенеруючого агрегату для виробництва лакофарбових матеріалів / А. В. Белозьоров, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко // Матеріали Всеукраїнської міжвузівської науково – технічної конференції "Сучасні технології в промисловому виробництві". – Суми, 2011. – Ч. ІІІ. – С. 116-117.

19. Овчаренко М. С. Досвід практичного впровадження процесу гідроподрібнення / А. О. Євтушенко, С. Ф. Ковальов, М. С. Овчаренко, А. А. Папченко, О. В. Турчин // Матеріали ІІ Всеукраїнської міжвузівської науково - технічної конференції "Сучасні технології в промисловому виробництві". – Суми, 2012. – Ч. ІІІ. – С. 30.

## АНОТАЦІЯ

**Овчаренко М. С. «Вплив конструктивних та режимних параметрів на енергетичні характеристики багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора». – Рукопис.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за фахом 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати. – Сумський державний університет, Суми, 2013.

У дисертаційній роботі наведені результати нового рішення наукової задачі, що полягає у встановленні впливу конструктивних параметрів проточної частини, режимних параметрів та характеристик робочого середовища на енергетичні та напірні характеристики багатофункціонального гідродинамічного агрегату-гомогенізатора. Наведені результати теоретичного узагальнення особливостей роботи існуючих агрегатів, що дозволило винайти новий напрямок удосконалення. Експериментальним шляхом знайдені залежності споживаної потужності від конструктивних та режимних параметрів. Розроблені математична модель та методика інженерного розрахунку ГАГ, що дозволяє значно спростити етап проектування агрегату. Наведені рекомендації щодо проектування ГАГ під різні технологічні процеси; рекомендації було отримано в результаті аналізу роботи підконтрольних промислових зразків в умовах реального виробництва.

**Ключові слова:** багатофункціональний агрегат, гідродинамічний агрегат-гомогенізатор, математична модель, методика проектування.

## АННОТАЦИЯ

**Овчаренко М. С. «Влияние конструктивных и режимных параметров на энергетические характеристики многофункционального гидродинамического агрегата-гомогенизатора». – Рукопись.**

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты. – Сумский государственный университет, Сумы, 2013.

В работе представлены результаты численного, теоретического и физического моделирования рабочего процесса многофункционального гидродинамического агрегата-гомогенизатора (ГАГ). Численное моделирование позволило подтвердить аналитические предположения о характере течения в проточной части агрегата, а именно, формирование вихревых структур в каналах ротора и статора, а также наличия высокоградиентного течения в рабочем зазоре. Также в работе приведены поля распределения давления и контуры диссипации кинетической энергии, анализ которых указывает, что основные потери энергии сосредоточены в межступенчатом зазоре, каналах статора и на внешнем радиусе роторного диска. При проведении теоретического исследования применены методы математического моделирования на основании классических уравнений механики жидкости и газа, а также известных зависимостей гидродинамических характеристик турбулентных нестационарных течений жидкости в тонких уплотняющих зазорах. Использование данной модели позволило выделить факторы, оказывающие наибольшее влияние на уровень потребляемой мощности, а также указать на нерациональные потери энергии на тыльной стороне роторного диска, устранить которые можно, используя двусторонние колеса. Физическое моделирование позволило оценить степень влияния на потребляемую мощность конструктивных и режимных параметров. Так мощность зависит от частоты вращения ротора в степени **2,86**, а от диаметра – в степени **3**. В работе показано, что увеличение количества каналов с 2 до 24 увеличивает подачу в **18** раз при росте потребляемой мощности всего в **2** раза. Увеличение ширины канала ведет к равномерному росту производительности и потребляемой мощности. Выявлено, что ширину ступени ГАГ нельзя рассматривать как аналог ширины рабочего колеса, так как увеличение ширины ступени увеличивает гидравлическое сопротивление движению жидкости по рабочему зазору. В работе приведена методика проектирования агрегата, которая базируется на разработанной математической модели. Адекватность методики и математической модели подтверждена при проектировании и изготовлении **6** промышленных образцов. При подконтрольной эксплуатации промышленных образцов получены практические рекомендации по проектированию агрегатов для разных технологических процессов.

**Ключевые слова:** многофункциональный агрегат, гидродинамический агрегат-гомогенизатор, математическая модель, методика проектирования.

**ABSTRACT**

Mikhail S.Ovcharenko «The influence of the design and operating parameters on the energy characteristics of the multifunctional hydrodynamic homogenizing unit» – the Manuscript.

The thesis for the candidate degree in technical sciences, speciality 05.05.17 - Hydraulic Machines and Hydropneumatic Units - Sumy State University, Sumy, 2013.

The thesis work presents the results of the numerical, theoretical and physical simulation of the multifunction hydrodynamic homogenizing unit work process. Numerical simulation has allowed to confirm the analytical assumptions about the flow pattern in the hydraulic part of the unit, specifically, the vortex structures forming within the rotor and stator channels and the presence of high-gradient flow in the running clearance. The fields of pressure distribution and the contours of dissipation of the kinetic energy, the analysis of which has indicated that the main energy losses were collected within the interstage clearance, within the stator channels and at the outer radius of the rotor disk, are shown in this thesis work. Mathematical simulation methods were used during theoretical research. These methods are based on the classical equations of fluid mechanics as well as the known dependencies of the hydrodynamic characteristics of the turbulent unsteady flows in thin sealing clearances. Such simulation has allowed to identify the factors influencing greatly to the level of power consumption, but also it has pointed to the unsustainable energy losses on the backside of the rotor disk, which can be eliminated by means of the double suction impellers. Physical simulation has allowed to estimate the degree of impact of the design and operating parameters on the power consumption. So, the power depends on the rotational speed of the rotor to the power of 2.86, and on the diameter - to the power of 3. It is shown that increasing of the number of channels from 2 to 24 increases the flow rate up to 18 times with an increase in the power consumption just up to 2 times. The increase in the width of the channel leads to a steady increase in performance and power consumption. There was founded, that the width of the multifunction hydrodynamic homogenizing unit stage can not be considered as an analogue of the width of the impeller, as the increase in the width of the stage increases the hydraulic resistance to flow of fluid, running along the clearance. This thesis work describes a method of designing the unit, which is based on the developed mathematical model. The adequacy of the methodology and mathematical model is confirmed by designing and manufacturing of six industrial models. Practical recommendations for unit design for different processes were obtained on the base of under-control operation of the industrial models.

**Keywords:** multifunction unit, hydrodynamic homogenizing unit, mathematical model, method of design.

Підписано до друку 28.02.2013 р.

Формат 60x84/16. Ум. друк. арк. 1,1. Обл.-вид. арк. 0,9. Тираж 100 прим. Зам. № .

Видавець і виготовлювач

Сумський державний університет,

вул. Римського-Корсакова, 2, м. Суми, 40007

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК№3062 від 17.12.2007р.