

ПОЛЯ ХАРАКТЕРИСТИК КОНТРРОТОРНИХ СТУПЕНІВ ГІДРОМАШИН**Куліков Олександр Андрійович**

аспірант

Сумський державний університет, м. Суми, Україна

ORCID: 0000-0001-7222-8766

o.kulikov@pgm.sumdu.edu.ua

Ратушний Олександр Валерійович

кандидат технічних наук, доцент

Сумський державний університет, м. Суми, Україна

ORCID: 0000-0002-3525-0953

o.ratushnij@pgm.sumdu.edu.ua

Івченко Олександр Володимирович

кандидат технічних наук, доцент

Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна

ORCID: 0000-0002-4274-7693

o.ivchenko@weys.eco

Козін Віктор Миколайович

кандидат технічних наук, доцент

Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна

ORCID: 0000-0001-9821-7774

kvn.kon82@gmail.com

Фесенко Денис Іванович

аспірант

Сумський державний університет, м. Суми, Україна

ORCID: 0000-0002-6201-7751

clothes.sumy@gmail.com

Жигилій Дмитро Олексійович

кандидат технічних наук, доцент

Сумський державний університет, м. Суми, Україна

ORCID: 0000-0002-7063-7213

d.zhigiliy@omim.sumdu.edu.ua

Досліджено два контрроторні ступені з різними решітками лопатевих дисків насосів. За допомогою програмного комплексу ANSYS CFX визначено поля напірно-енергетичних характеристик ступенів з і без підрізаних лопатей. Відповідно до рекомендацій практики моделювання енергетичних характеристик насосного обладнання, в програмному комплексі прийнято відхилення 5 % між фізичним та числовим моделюваннями.

Досліджено два типи ступенів за конфігурацією конструкції: перший – вузьколопатовий, другий – широколопатовий. Перший етап дослідження полягав у визначенні робочої точки обох контрроторних ступенів та побудові напірно-енергетичних характеристик. Ці характеристики включали зміни напору, потужності та коефіцієнта корисної дії в залежності від подачі насосного обладнання.

Другий етап дослідження включав визначення напірно-енергетичних характеристик та робочої зони контрроторних ступенів з підрізаними лопатями на 15 %. Це дозволило передбачити можливе зниження напірних характеристик ступенів, отримати додаткові характеристики ступенів з підрізаними лопатями та розширити можливість моделювання роботи відповідного насосного обладнання у ширшому діапазоні напірних характеристик ступенів.

За результатами дослідження отримано робочі точки для побудови енергетичних характеристик, де можливий робочий процес ступенів з різною геометрією (з можливістю підрізки лопатєвого колеса до 15 %). Створено поле характеристик, що дозволяє регулювати напірність ступеня за допомогою підрізки.

Перший ступінь показав гарні результати при невеликих подачах, у відміну від другого, який проявив себе гірше як у напірності, так і в енергоефективності.

Встановлено, що не всі контрроторні ступені можна регулювати за допомогою підрізки лопатєвого колеса, оскільки це впливає значно більше на напірно-енергетичні характеристики насосного обладнання, ніж звичайне обладнання.

У роботі значення характеристик контрроторних ступенів були обчислені без врахування відповідного пристрою, що може суттєво вплинути на енергетичні характеристики обладнання. Тому наступним етапом досліджень буде створення спірального відводу на базі розроблених ступенів та проведення повноцінних досліджень контрроторних ступенів з відводом, з подальшим порівнянням отриманих енергетичних характеристик відповідних варіантів обладнання.

Ключові слова: Насос, контрроторний ступінь, поле напірно-енергетичних характеристик, робоче колесо, підрізка, проектування, чисельне моделювання.

DOI <https://doi.org/10.32782/msnau.2024.1.6>

Вступ. Зміна витрати рідини у трубопровідній мережі визиває певну зміну напору і подачі насоса. Тому при підборі насосів необхідно знати залежності між основними їх технічними показниками. Крім зміни напору, відхилення витрати у трубопровідній мережі від розрахункової подачі насоса приводить до зниження ККД насосної установки.

Характеристика, яка побудована за допомогою аналітичної залежності, називається теоретичною. Вона показує тільки якісний взаємозв'язок, наприклад, між напором і подачею. Для отримання характеристик, що відображають кількісну залежність між основними робочими параметрами, проводять випробування реальної машини і лише тоді, після обробки отриманих результатів, будують дійсні або робочі характеристики.

На сьогодні існують програми, на прикладі Ansys CFX, які дозволяють провести математичне моделювання робочого колеса насоса на різних параметрах та отримати його напірні та енергетичні характеристики. Така програма часто використовуються при проектуванні насосного обладнання. Вона дозволяє досить точно визначити параметри насоса в певній робочій точці без затрати часу на виготовлення та випробування спроектованого насоса на стенді. Слід зазначити, що ANSYS CFX неодноразово випробувався при вирішенні задач насособудування, розбіжність результатів чисельного і фізичного моделювання не перевищує 5 %, тому даний програмний продукт придатний для вирішення поставленого завдання дослідження (1; 2; 3).

Під характеристикою насоса розуміють графічну залежність між основними параметрами насоса. Для лопатевих гідромашин це залежність напору H , потужності N та ККД η від подачі Q при постійній частоті обертання, в'язкості і густині перекачуваного середовища на вході в насос.

На характеристиці виділяють режими: оптимальний (режим роботи насоса при найбільшому значенні ККД та номінальний (розрахунковий) – режим, який забезпечує задані технічні параметри насоса.

Зона характеристики насоса, у межах якої рекомендується тривала його експлуатація, називається робочою частиною характеристики або діапазоном роботи. Робоча частина характеристики, як правило, визначається зоною зниження ККД на декілька відсотків від оптимального його значення.

Постановка проблеми. Поле насоса (рис. 1) будується в логарифмічному масштабі і охоплює діапазон параметрів, що вимагається для даної області Q і H . На поле наносяться як дійсні напірні характеристики насосів,

що випускаються, так і розрахункові характеристики насосів, що підлягають освоєнню (4).

Необхідний діапазон Q – H прагнуть покрити мінімальним числом типорозмірів насосів. Основні параметри насосів (Q і H) беруть відповідно до ряду переважних чисел: межі Q і H для кожного насоса передбачають його роботу в зоні оптимальних режимів по ККД, всмоктувальній здатності та ін. На характеристиках наносяться умовне позначення насоса, частоту обертання, межу зміни ККД та лінії постійної потужності.

Форми кривих $H=f(Q)$, $N=f(Q)$ і $\eta=f(Q)$ значною мірою залежать від n_s (рис. 2). Певному значенню n_s лопатєвого насоса властива своя специфічна форма напірної характеристики $H=f(Q)$. Всяка штучна зміна форми кривої $H=f(Q)$, як правило, викликає зниження ККД насоса. Форма напірної характеристики характеризується зоною западання ($Q_{H_{max}}/Q_{H_0}$).

Розрізняють стабільну (безперервно падаючу) і западаючу напірні характеристики.

Під час роботи насосів на загальну мережу, необхідно мати стабільну (безперервно падаючу) форму напірної характеристики. Для визначення крутизни стабільної характеристики замість значення H_{max} використовують параметр H_0 .

Помпаж виникає в насосах, які мають насосну характеристику зі спадною лівою гілкою. Таку характеристику мають звичайно тихохідні насоси. Помпаж виникає у випадках, коли характеристика насосного устаткування проходить вище характеристики насоса, характеристика насосного устаткування перетинає характеристику насоса у двох точках або при паралельній роботі насосів, якщо напір при нульовій подачі одного із насосів менший від напору другого насоса при його самостійній роботі на мережу. При помпажі напір коливається у великих межах, спостерігаються гідравлічні удари, шум і трясіння всього насосного устаткування і трубопроводів.

Основною метою дослідження є отримання напірних та енергетичних характеристик контр роторного ступеню для кожної робочої точки та побудова графіків й полів насоса.

Для досягнення мети були поставлені такі завдання:

- дослідження проточної частини контр роторного ступеня на базі насоса ЦНС-180/1900 та двох контр роторних лопатєвих дисків з різною лопатєвою решіткою;
- проектування робочого колеса та лопатєвих дисків різних конструкцій;
- проведення чисельного дослідження проточної частини насоса;

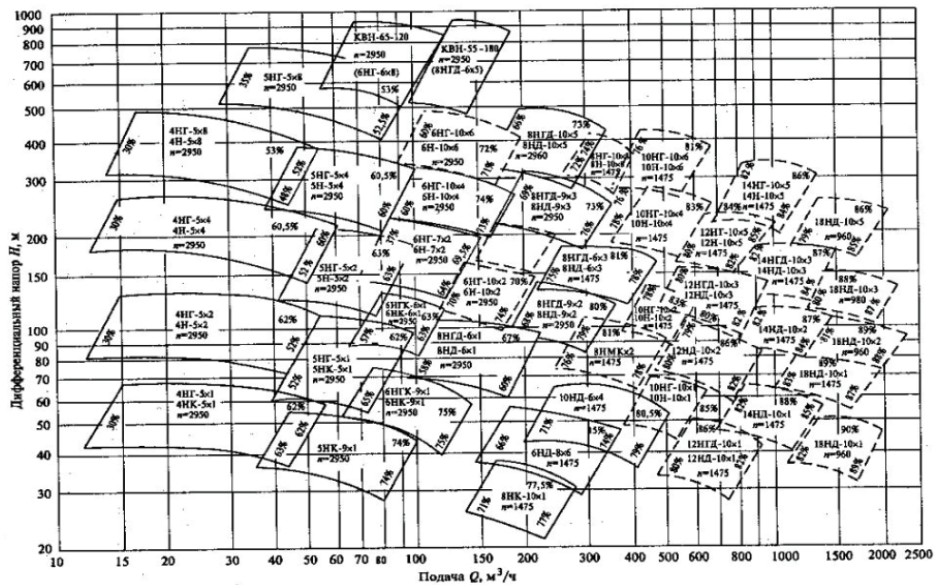


Рис. 1. Поле характеристик відцентрових насосів [4]

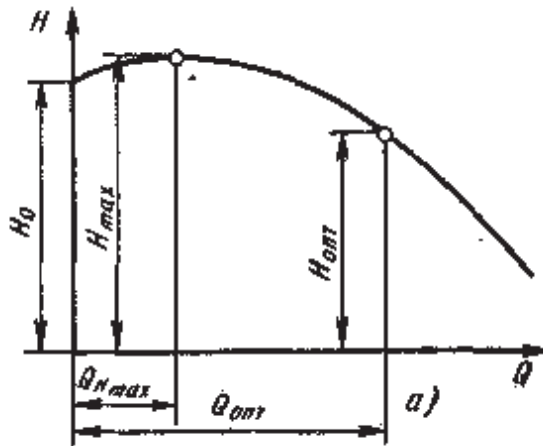


Рис. 2. Форма напірної характеристики [4]

- отримання напірних та енергетичних характеристик контр роторних ступенів різної конфігурації;
- побудова графіків залежності напору, потужності та ККД від подачі;
- побудова полів контр роторних ступенів та порівняння їх з іншими насосами;
- оцінювання одержаних результатів.

Матеріали і методи досліджень. Об'єктом дослідження є контрроторний ступінь з базовим робочим колесом насоса ЦНС-180/1900. Для дослідження було створено два лопатевих диска, що відрізнялися лопатевими решітками та робоче колесо. Слід зазначити, що геометричні розміри ступенів наступні: зовнішній діаметр робочого колеса $D_2 = 302$ мм; зовнішній діаметр лопатевого диска $D_4 = 410$ мм; зазор між робочими елементами ступенів 2мм. Подача робочого колеса насоса ЦНС-180/1900 в оптимальному режимі складає $180 \text{ м}^3/\text{год}$.

Всього проводилося два етапи досліджень з подачами від $0,1 \cdot Q_{\text{ном}}$ до $2,3 \cdot Q_{\text{ном}}$ та вище, в залежності від

отриманих значень характеристики. На першому етапі (рис. 3) за допомогою математичного моделювання були отримані значення напору, ККД та потужності в кожному розрахунковому режимі залежно від подачі для побудови характеристик контрроторних ступенів.

На другому етапі (рис. 4) проводилася підрізка контрроторних ступенів на 15%. Опираючись на отримані результати попереднього етапу проводилися додаткові дослідження контрроторних ступенів на максимальних значеннях ККД з метою побудови в подальшому поля характеристик досліджуваних систем.

Для проведення дослідження на початку були створені проточні частини робочих коліс та лопатевих дисків з різними конфігураціями лопатевих решіток (рис. 4 а) за допомогою програмного продукту Solid Works.

За допомогою програми ANSYS CFX створені моделі були розбиті на поверхні (рис. 5 б) та створені розрахункові сітки (рис. 5 в).

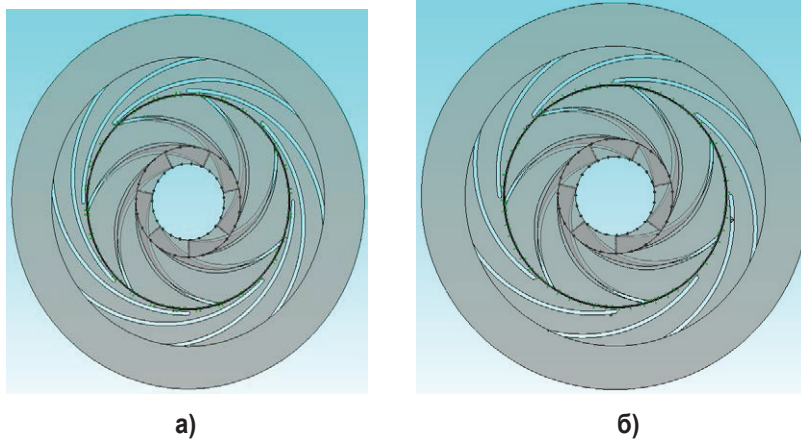


Рис. 3. Контрроторні ступені: а) вузьколопатевий; б) широколопатевий

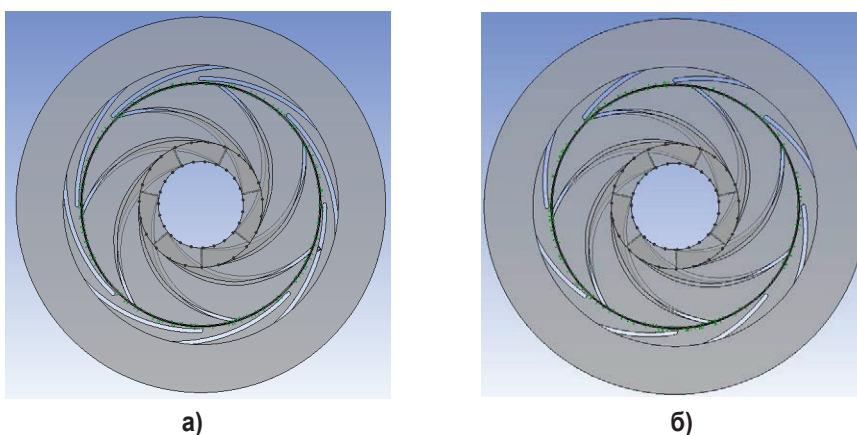


Рис. 4. Підрізані контрроторні ступені: а) вузьколопатевий; б) широколопатевий

Перед дослідженням було проведено розрахунок на сіткову незалежність. Цей тест дає можливість визначити оптимальний розмір комірки сітки для подальших розрахунків. Також цей тест дозволяє отримати якісні розрахунки і бути впевненим, що якість сітки на них не вплине. Під час тесту на незалежність було визначено, що загальний розмір комірок може дорівнювати 7 мм. Кількість призматичних шарів має бути не менше 11, а перший шар має бути 0,04 мм. В середньому кількість комірок у сітці становила приблизно мільйон.

Наступним етапом для кожної моделі були задані умови входу, виходу, налаштування перекачуваного середовища та задавання конкретних приграничних умов, такі як шорсткість стінок та ін. (рис. 5 г). Після чого проводився чисельний розрахунок контр роторних ступенів (рис. 5 д).

В основу даного програмного продукту ANSYS CFX закладений метод чисельного вирішення фундаментальних законів гідромеханіки: рівнянь руху в'язкої рідини спільно з рівнянням нерозривності. Це є достатньою умовою обґрунтованості застосування результатів чисельного дослідження. Слід зазначити, що ANSYS CFX неодноразово випробувався при вирішенні задач насособудування, розбіжність результатів чисельного і фізичного моделювання не перевищує 5%, тому даний програмний продукт придатний для вирішення поставленого завдання дослідження.

Результати. На першому етапі дослідження проводилося математичне моделювання контрроторних ступенів двох різних конфігурацій для отримання напірних та енергетичних характеристик на кожному розрахунковому режимі.

Для першого ступеня (рис. 6) були вибрані наступні подачі з кроком в 10 % відштовхуючись від подачі окремого робочого колеса насоса ЦНС-180/1900. Для побудови напірно-енергетичної характеристики контрроторного ступеня було розраховано 23 точки з подачею від 18 м³/год до 414 м³/год з кроком подачі 18 м³/год. Всі отримані дані були занесені до табл. 1, за якими потім було побудовано характеристику даного контрроторного ступеня на рис. 4.

Як можемо побачити з рис. 6, напірна характеристика насоса є пологопадаючою без зони помпажу. Робоча точка змістилася в зону більших подач. Це пов'язано з принципом дії контрроторного ступеня та додаткової області розрідження, що створює лопатевий диск на виході робочого колеса. Найбільший ККД склав 78 % при подачі 234 м³/год, що становить 1,3·Q_{ном}. Оптимальний діапазон, в якому може працювати насос, становить від 216 м³/год до 288 м³/год, це відповідає значенням 1,2–1,6·Q_{ном}. При чому напір змінюється в межах від 404 м до 343 м, різниця складає 61 м. В даному діапазоні потужність змінюється лише на 32 кВт.

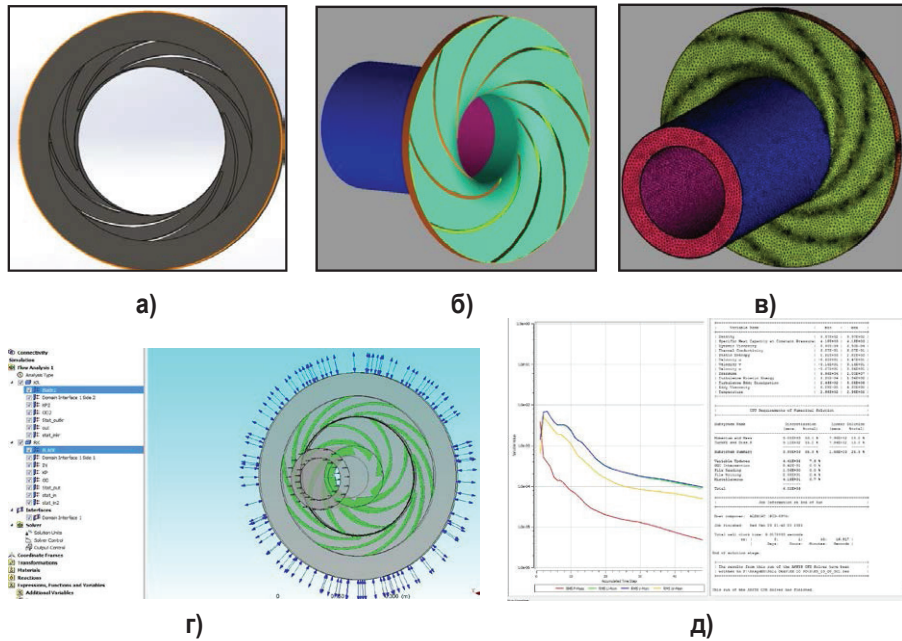


Рис. 5. Етапи проведення досліджень: а) створення 3D-моделі; б) створення стінок; в) створення розрахункової сітки; г) визначення граничних параметрів; д) проведення розрахунку

Таблиця 1

Робочі точки вузьколопатевого контрроторного ступеня без підрізки

Q, м³/год	18	36	54	72	90	108	126	144	162	180	198	216
H, м	430	429	427	428	424	416	414	412,5	414,7	412,6	412,8	404
N, кВт	198	209	214	219	234	240	245	265	279	292	302	311
ККД, %	0,1	0,18	0,28	0,38	0,44	0,51	0,56	0,61	0,65	0,69	0,73	0,76
Q, м³/год	234	252	270	288	306	324	342	360	378	396	414	
H, м	396	377	360	343	292	263	231	197	161	122	82	
N, кВт	323	334	341	343	341	340	338	333	325	315	301	
ККД, %	0,78	0,77	0,77	0,75	0,71	0,68	0,63	0,58	0,5	0,42	0,31	

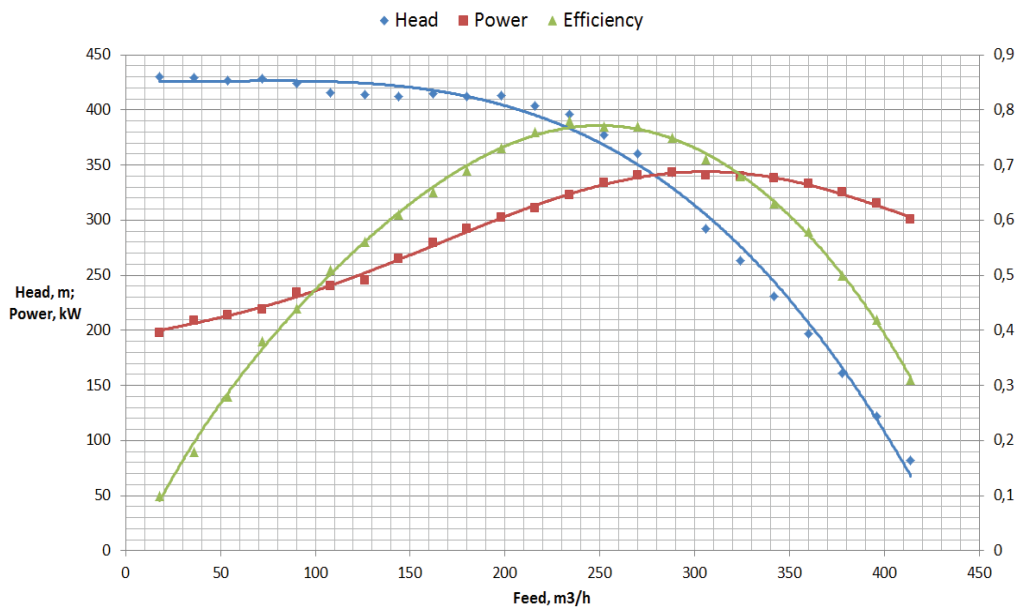


Рис. 6. Характеристика вузьколопатевого контрроторного ступеня без підрізки

У другому дослідженні (табл. 2, рис. 7) був розрахований широколопатевий контрроторний ступінь. Для побудови напірно-енергетичної характеристики цього ступеня було розраховано 17 точок з подачею від 72 м³/год до 648 м³/год з кроком подачі 36 м³/год. Крок подачі склав 20 %, відштовхуючись від подачі окремого робочого колеса насоса ЦНС-180/1900.

Робоча точка змістилась в зону більших подач до 432 м³/год з максимальним значенням ККД 84 %, а робочий діапазон склав в межах від 360 до 504 м³/год. Напір при цьому дуже швидко падає.

На другому етапі дослідження проводилося математичне моделювання контрроторних ступенів двох різних конфігурацій з підрізкою для отримання полів характеристик. В цьому дослідженні проводилася підрізка лопатевих дисків на 15 % в результаті цього зовнішній діаметр лопатевого диску D4 зменшився з 410 мм до 348,5 мм.

Для першого ступеня з підрізкою (табл. 3, рис. 8) було розраховано 8 точок з подачею від 162 м³/год до 288 м³/год з кроком подачі 18 м³/год (10 %).

Для другого ступеня з підрізкою (табл. 4, рис. 9) було розраховано 7 точок з подачею від 288 м³/год до 504 м³/год з кроком подачі 18 м³/год (10 %).

За допомогою отриманих даних були побудовані поля характеристик двох контрроторних ступенів (рис. 10).

Характеристика другого ступеня з підрізкою значно погіршилася, а найкращий коефіцієнт корисної дії лежить

у межах 67 % із напором 132 м, порівнюючи цей ступінь без підрізки, можемо побачити, що він зарекомендував себе краще.

Що не можна сказати про характеристику першого ступеня, який показав себе найкраще. ККД такого ступеня з підрізкою впав на 8 %, але це все ще залишається прийнятним для даного варіанту. Отримані напірні характеристики вищі порівняно з другим ступенем, та споживання енергії також отримали гарні значення.

Обговорення. Для обох ступенів було створено поле характеристики, в межах якого можна регулювати напірність ступеня шляхом підрізки. Перший ступінь показав себе досить гарно на менших подачах на відміну від другого ступеня, що показав себе гірше як з боку напірності так і з боку енергоефективності. Як висновок, можна зробити те, що не всі контрроторні ступені можна підрізати, але не так сильно, як звичайні робочі колеса, так як це дуже сильно впливає на розмір лопатевого диску і виходячи з форми лопатей на напірно-енергетичні характеристики.

Значення характеристик контрроторні ступені були розраховані без відповідного пристрою. Саме у відповідному пристрої втрачається найбільша кількість енергії і його проектування є найскладнішою задачею, так як відповідний пристрій збирає рідину, що вийшла із контрроторного ступеня та направляє її до напірного трубопроводу. Власне, проектування відповідного пристрою є найважливішою частиною в контрроторному ступені. На цей час,

Таблиця 2

Робочі точки широколопатевого контрроторного ступеня без підрізки

Q, м³/год	72	108	144	180	216	252	288	324	360
H, м	376	375	374	368	360	343	329	321	306
N, кВт	268	289	306	322	338	342	346	357	370
ККД, %	0,27	0,38	0,48	0,56	0,62	0,7	0,74	0,78	0,8
Q, м³/год	396	432	468	504	540	576	612	648	
H, м	288	256	222	186	149	109	67	23	
N, кВт	374	358	339	312	279	239	189	130	
ККД, %	0,83	0,84	0,83	0,82	0,78	0,71	0,59	0,31	

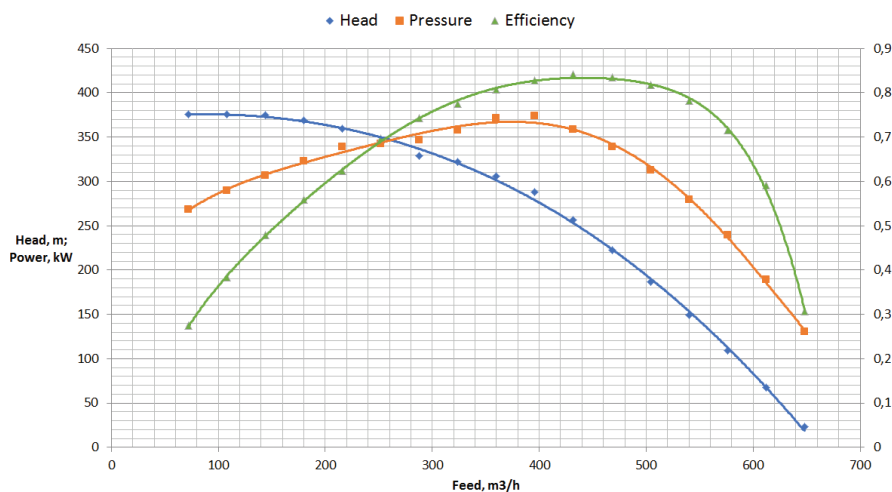


Рис. 7. Характеристика широколопатевого контрроторного ступеня без підрізки

Робочі точки вузьколопатевого контрроторного ступеня з підрізкою

Q, м ³ /год	126	144	162	180	198	216	234	252	270	288	306
H, м	316	312	308	297	278	258	236	211	184	156	126
N, кВт	187	199	212	214	214	215	215	213	208	201	191
ККД, %	0,54	0,58	0,63	0,67	0,69	0,7	0,7	0,68	0,65	0,6	0,54

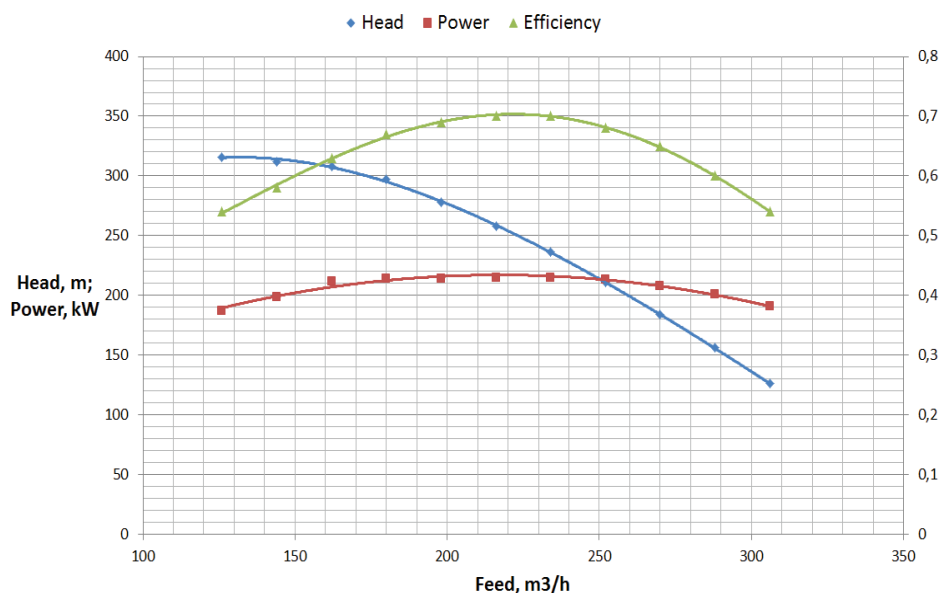


Рис. 8. Характеристика вузьколопатевого контрроторного ступеня з підрізкою

Робочі точки широколопатевого контрроторного ступеня з підрізкою

Q, м ³ /год	288	324	360	396	432	468	504
H, м	179	162	148	132	114	95	74
N, кВт	232	221	218	212	201	186	167
ККД, %	0,6	0,64	0,66	0,67	0,66	0,65	0,61

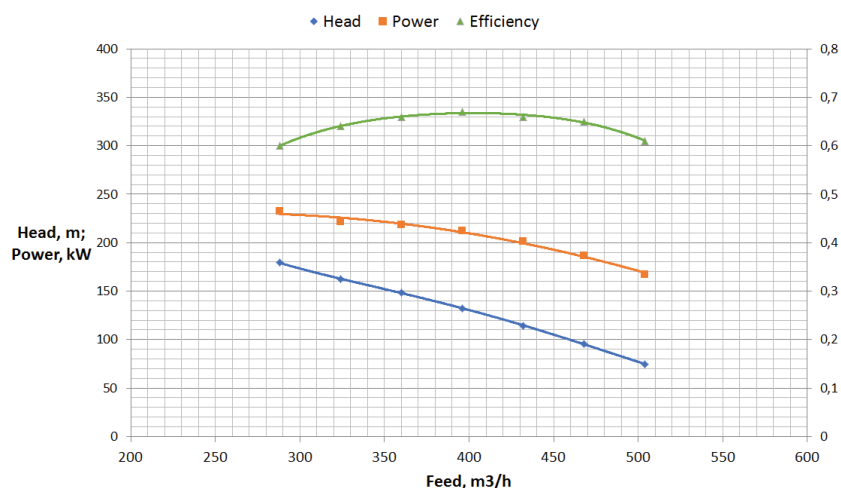


Рис. 9. Характеристика широколопатевого контрроторного ступеня з підрізкою

можна сказати, що було отримано два основні ступеня з лопатевими решітками, які мають гарні напірно-енергетичні характеристики в порівнянні з дослідженнями, що проводилися раніше.

Використання правильно спроектованого відвідного пристрою майже не вплине на напірні характеристики, але через вихроутворення та гідравлічні втрати у відводі та дифузорі можна очікувати зниження ККД

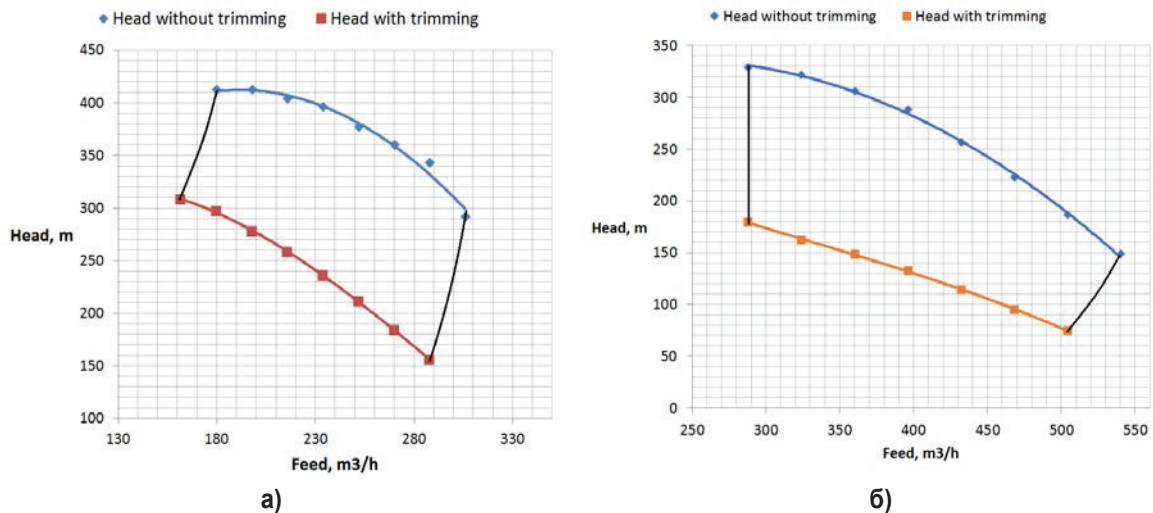


Рис. 10. Поля характеристик контрроторних ступенів: а) вузьколопатевого; б) широколопатевого

на 8–10 % в порівнянні з базовим ступенями без відводу.

В подальшому на базі спроектованих ступенів буде створений спіральний відвід та проведені повноцінні дослідження контрроторних ступенів з відводом

й порівняння отриманих характеристик. Це дасть змогу оцінити вплив відводу на характеристики не тільки контрроторних ступенів, а й звичайних робочих коліс з метою подальшого вдосконалення для збільшення напірно-енергетичних характеристик.

Бібліографічні посилання:

1. Kondus, V. & Kotenko, O. (2021). Lopatevi nasosy: navch. posib. [Vane pumps: teacher manual]. SumDU. 293 p. URL: <https://essuir.sumdu.edu.ua/handle/123456789/83650>
2. Kondus, V., Pavlenko, I., Kulikov, O., & Liaposhchenko, O. (2023). Development of a High-Rotational Submersible Pump for Water Supply. *Water*, 15(20), 3609. <https://doi.org/10.3390/w15203609>
3. Kulikov, O., Ratushnyi, O., Moloshnyi, O., Ivchenko, O., & Pavlenko, I. (2022). Impact of the Closed, Semi-Opened, and Combined Contra-Rotating Stages on Volume Loss Characteristics. *Journal of Engineering Sciences*, 9(1), D6—D13. [https://doi.org/10.21272/jes.2022.9\(1\).d2](https://doi.org/10.21272/jes.2022.9(1).d2)
4. Pavlenko, I., Ciszak, O., Kondus, V., Ratushnyi, O., Ivchenko, O., Kolisnichenko, E., Kulikov, O., & Ivanov, V. (2023). An Increase in the Energy Efficiency of a New Design of Pumps for Nuclear Power Plants. *Energies*, 16(6), 2929. <https://doi.org/10.3390/en16062929>

Kulikov O. A., Postgraduate Student, Sumy State University, Sumy, Ukraine

Ratushnyi O. V., Ph.D., Associate Professor, Sumy State University, Sumy, Ukraine

Ivchenko O. V., Ph.D., Associate Professor, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

Kozin V. M., Ph.D., Associate Professor, Sumy National Agrarian University Sumy, Ukraine

Fesenko D. I., Postgraduate Student, Sumy State University, Sumy, Ukraine

Zhyhylii D. O., Ph.D., Associate Professor, Sumy State University, Sumy, Ukraine

Characteristic fields of counter-rotating hydroturbine stages

The research investigated two counter-rotating stages with different blade grids of pump impellers. Using the ANSYS CFX software package, the fields of pressure-energy characteristics of stages with and without partial blade trimming were determined. In accordance with modeling practice recommendations for energy characteristics of pump equipment, a 5 % discrepancy between physical and numerical modeling was accepted in this software package.

The study explored two types of stages in terms of structural configuration: the first being a narrow-blade stage, and the second being a wide-blade stage. The first stage of the research involved determining the operating points of the two investigated counter-rotating stages and constructing pressure-energy characteristics. These characteristics comprised variations in head, power, and efficiency coefficient concerning the flow rates of the pump equipment.

The second stage of the research involved determining the pressure-energy characteristics and the operating zones of the counter-rotating stages, where the impeller was trimmed by 15 %. This allowed forecasting the potential decrease in stage head characteristics, obtaining additional characteristics of trimmed stages, and enabling the modeling of the corresponding pump equipment operation across a wider range of stage head characteristics.

Based on the results of this study, operating points were obtained for constructing energy characteristics, allowing for the operation of stages with different geometric characteristics (up to 15 % impeller trimming). A characteristic field was created within which the stage head could be adjusted by trimming.

The first stage performed reasonably well at lower flow rates, unlike the second stage, which exhibited inferior performance both in terms of head and energy efficiency.

It was established that not all counter-rotating stages can be adjusted through impeller trimming. This is primarily because it significantly affects the pressure-energy characteristics of the respective pump equipment compared to conventional equipment.

In this work, the characteristic values of counter-rotating stages were computed without considering the discharge device, which can significantly influence the energy characteristics of the equipment. Therefore, in further research, based on the designed stages, a spiral discharge will be created, and comprehensive studies of counter-rotating stages with discharge will be conducted to compare the obtained energy characteristics of corresponding equipment variants.

Key words: *Pump, counter-rotor stage, field of pressure-energy characteristics, impeller, trim, design, numerical modeling.*