

**СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**

*Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису*

ПАНЧЕНКО ВІТАЛІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 621.65

**ДИСЕРТАЦІЯ
ПІДВИЩЕННЯ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА
ШЛЯХОМ ВДОСКОНАЛЕННЯ ГЕОМЕТРІЇ РОБОЧОГО КОЛЕСА**

Спеціальність 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати

Технічні науки

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук.

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело.

_____ Панченко В. О.

Науковий керівник –
Гусак Олександр Григорович
кандидат технічних наук, професор

Суми – 2019

АНОТАЦІЯ

Панченко В. О. Підвищення технічного рівня вільновихрового насоса шляхом вдосконалення геометрії робочого колеса. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.17 – «Гідравлічні машини та гідропневмоагрегати». – Сумський державний університет. МОН України, Суми, 2019.

Дисертаційна робота присвячена моделюванню робочого процесу вільновихрового насоса, який має вдосконалену геометрію робочого колеса, дослідженню впливу співвідношення геометричних параметрів робочого колеса на характеристики насоса з метою розробки методичних рекомендацій щодо розрахунку нового та вдосконалення існуючого насосного обладнання для підвищення його технічного рівня.

Основним змістом дисертації є удосконалення математичної моделі робочого процесу вільновихрового насоса, яка базується на рівнянні різниці моментів кількості руху рідини, що виходить з робочого колеса насоса та входить до нього. Адекватність отриманої моделі підтверджена результатами експериментальних досліджень з отриманням інтегральних характеристик вільновихрового насоса з різним співвідношенням геометричних параметрів робочого колеса.

Теоретичне дослідження робочого процесу дає уявлення про рух рідини у вільній камері вільновихрового насоса. Аналіз балансу енергій під час застосування комбінованого робочого процесу дозволяє оцінити вагу кожної складової процесу передачі та перетворення енергії та сформулювати умови підвищення ефективності роботи насоса. За допомогою числового дослідження отримано закономірності розподілу складових абсолютної швидкості руху рідини вздовж лопаті насоса, що дозволили розв'язати основне рівняння вільновихрового насоса та отримати удосконалену математичну модель.

Фізичний експеримент на випробувальному стенді дав можливість підтвердити результати числового дослідження і адекватність отриманої

математичної моделі та встановити залежності зміни оптимальних значень робочих параметрів насоса від співвідношення геометричних параметрів проточної частини.

На основі удосконаленої математичної моделі з урахуванням отриманих експериментальних даних сформульовано методичні рекомендації з розрахунку нових вільновихрових насосів та вдосконалення існуючих шляхом виконання немодельних змін проточної частини.

Оцінювання технічного рівня насосного обладнання виконане з використанням методу Харінгтона.

Ключові слова: вільновихровий насос, робоче колесо, комбінований робочий процес, баланс енергій, напір насоса, технічний рівень.

Panchenko V. O. Improve the technical level of the torque flow pump by improving the geometry of the impeller. – Qualification scientific work on the rights of manuscripts.

The thesis for Candidate of science degree by specialty 05.05.17 – “Hydraulic machines and hydropneumatic units”. – Sumy state university, MESYS of Ukraine, Sumy, 2019.

The thesis is devoted to modeling of workflow of torque flow pump, which has advanced geometry of impeller, to study the influence of the ratio of geometric parameters of impeller on the characteristics of the pump in order to develop methodological recommendations for the calculation of new and improvement of the existing pumping equipment.

The main content of the thesis is to improve the mathematical models of the workflow of a torque flow pump, which is based on the equation of difference between the moments of the amount of fluid motion exiting the pump impeller and entering it. The adequacy of the obtained model is confirmed by the results of experimental studies with obtaining the integral characteristics of a torque flow pump with different ratio of the geometrical parameters of the impeller.

A theoretical study of the workflow gives an idea of the fluid flow in a torque flow pump free pump chamber. The analysis of the energy balance during the combined workflow application allows us to estimate the weight of each component of the energy transfer and conversion process and to formulate conditions for increasing the efficiency of the pump. The numerical study obtained the regularities of the distribution of the components of the absolute velocity of the fluid along the pump blades, which allowed us to solve the basic equation of the torque flow pump and obtain an improved mathematical model.

The physical experiment at the test bench allowed us to confirm the results of the numerical study and the adequacy of the mathematical model obtained and to determine the dependence of the change in the optimal values of the pump operating parameters on the ratio of the geometric parameters of the flowing part.

On the basis of the advanced mathematical model, in the light of the experimental data obtained, methodological recommendations were formulated to calculate new free-flow pumps and to improve existing ones by performing non-model changes in the flow part.

The technical level of the pumping equipment has been evaluated using the Harrington method.

Keywords: torque flow pump, impeller, combined workflow, energy balance, pump head, technical level.

Список публікацій здобувача

1. Модернизация проточной части свободновихревого насоса типа «Туро» с целью использования комбинированного рабочего процесса / А. А. Евтушенко, А. С. Моргаль, В. А. Панченко, [та ін.] // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. - №3(109), Ч. 1. – С. 82-85.

2. Комбинированное использование вихревого и лопастного рабочих процессов в СВН типа "Туро" / А. А. Евтушенко, А. С. Моргаль, В. А. Панченко //

Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету : конференція присвячена Дню науки України та 60-річчю СумДУ. - Суми : СумДУ, 2008. - Ч.ІІ. - С. 124.

3. Husak O. Design of the essentially new type of axial pumps / O. Husak, A. Yevtushenko, V. Panchenko, N. Fedotova // «MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa». – Simferopol-Lublin, 2009. – Volume 11 A. – PP. 11-19.

4. Пат. №56039 Україна, МПК (2009) F04D7/00 и 201006394. Вільновихоровий насос / В. О. Панченко, А. О. Євтушенко, В. О. Соляник, О. С. Моргаль : Опубл. 27.12.2010, Бюл. №24.

5. Об одном из возможных путей создания свободновихревых насосов типа "TURO" малой быстроходности / А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18-22 квітня 2011 року / Ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2011. — Ч.3. — С. 105.

6. Герман В. Ф. Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободновихревых насосов типа "Turo" / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак , А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Восточно-европейский журнал передовых технологий - 2011. - № 4/8(52). - С. 33-37.

7. Герман В. Ф. Диапазоны параметров рабочего процесса свободновихревых насосов / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак , А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія гірничо-електромеханічна - 2011. - Випуск 22(195). - С. 42-53.

8. Підвищення енергоємності вільновихрового насосу типу "Turo" / О. Г. Гусак, С. О. Лугова, В. О. Панченко // Гідроаеромеханіка в інженерній діяльності: матеріали XVII Міжнародної науково-технічної конференції. - Черкаси, 2012. — С. 142.

9. Вільновихрові насоси типу "TURO" з комбінованим робочим процесом / В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів

фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23-26 квітня 2013 р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. - Суми : СумДУ, 2013. - Ч.2. - С. 82.

10. Розширення типорозмірного ряду вільновихрових насосів типу «Туго» / В. О. Панченко // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XVIII Міжнародної науково-технічної конференції. - Київ, 2013. — С. 140.

11. Використання комбінованого робочого процесу для підвищення енергоємності вільновихрових насосів типу TURO / В. О. Панченко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MICROCAD-2013) : Тези доповідей XXI міжнародної науково-практичної конференції (Харків, 29-31 травня 2013 р.) / за ред. проф. Товажнянського Л. Л. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – Ч.1. – С. 308.

12. Експериментальне дослідження вільновихрових насосів типу "Туго" з комбінованим робочим процесом / В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22-25 квітня 2014 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2014. — Ч.2. — С. 170.

13. Планування експерименту при дослідженні вільновихрового насоса з комбінованим робочим процесом / О. Г. Гусак, В. О. Панченко // XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», Харків, 19-21 жовтня 2016 р. : матеріали конференції. – Вінниця: «Глобус-Прес», 2016. – С. 55.

14. Регулювання режиму роботи вільновихрового насоса / В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 19-22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. - Суми: СумДУ, 2016. - Ч.2. - С. 143.

15. Оптимізація роботи вільновихрового насоса за рахунок немодельної зміни геометрії проточної частини насоса / Т. І. Єрмоленко, В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної

конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту техн. систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 51.

16. Підвищення технічного рівня вільновихрового насоса / В. О. Панченко // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2017) : матеріали тез доповідей VII міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 24-27 квітня 2017р.) : у 2-х т. / Чернігівський національний технологічний університет [та ін.]; відп. за вип.: А. М. Єрошенко [та ін.]. – Чернігів : ЧНТУ, 2017. – Т. 1. – 208 с.

17. Панченко В. А. Основное уравнение свободновихрового насоса с комбинированным рабочим процессом / В. А. Панченко // Scientific pages. – Brno, 2018. - №9. – PP. 39-40.

18. Numerical research of flow structure in the torque flow pump with the combined working process / V. O. Panchenko // Modern scientific researches. – Minsk, 2018/ - Issue №4. Vol. 1. – PP. 17-24.

19. Panchenko V. Increasing the technical level of a torque flow pump by changing the geometry of a flowing part / V. Panchenko, A. Ivchenko, O. Dynnyk, O. Drach // Technology audit and production reserves. – Kharkiv, 2018. - № 3/1(41). – PP. 10-66.

20. Tkach P. Improvement of cavitation erosion characteristics of the centrifugical induser stage with the induser bush / P. Tkach, A. Yashchenko, O. Gusak, S. Khovanskyu, V. Panchenko, I. Grechka // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies/ - Kharkiv, 2018. - №4/8(94). – PP 24-31.

21. Розрахунок напору вільновихрового насоса / В. О. Панченко // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2019) : матеріали тез доповідей IX міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 14-16 травня 2019р.) : у 2-х т. / Чернігівський національний технологічний університет [та ін.]; відп. за вип.: А. М. Єрошенко [та ін.]. – Чернігів : ЧНТУ, 2019. – Т. 1. – С. 234.

22. Використання вільновихрових насосів у тваринництві / В. О. Панченко // «Інтеграція освіти, науки та бізнесу в сучасному середовищі: літні диспути» : тези доп. І Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції (м. Дніпро, 1-2 серпня 2019р.) – Дніпро, 2019. – С. 543-546.

ЗМІСТ

	С.
ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ.....	4
ВСТУП.....	6
РОЗДІЛ 1 СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ.	
АНАЛІЗ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ	
ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ.....	15
1.1 Загальна характеристика вільновихрових насосів.....	15
1.2 Особливості робочого процесу ВВН.....	18
1.3 Аналіз експериментальних способів підвищення економічності	
ВВН типу «Туго».....	22
1.4 Способи немодельних змін геометрії проточної частини	
вільновихрових насосів.....	27
1.5 Робочий процес відцентрових насосів з напіввідкритими	
робочими колесами.....	33
Висновки до розділу 1.....	42
РОЗДІЛ 2 ФІЗИЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО	
ПРОЦЕСУ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА.....	45
2.1 Постановка задачі дослідження.....	45
2.2 Баланс енергій у вільновихровому насосі.....	47
2.3 Основне рівняння вільновихрових насосів.....	49
2.4 Числовий експеримент.....	52
2.5 Уточнення математичної моделі.....	64
2.5.1 Визначення напору, створюваного за рахунок передачі енергії на	
ділянках між звичайними лопатями.....	64
2.5.2 Визначення напору, створюваного за рахунок передачі енергії на	
ділянках між звичайними лопатями і видовженими	68
Висновки до розділу 2.....	74

РОЗДІЛ 3 ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ

ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА.....	77
3.1 Фізичний експеримент.....	77
3.1.1 Опис експериментального стенда.....	77
3.1.2 Експериментальний насос.....	80
3.1.3 Методика проведення експерименту та обробки результатів дослідження.....	81
3.1.4 Оцінювання похибки проведення експерименту.....	83
3.1.4.1 Випадкові похибки вимірювань.....	84
3.1.4.2 Систематичні похибки вимірювань.....	86
3.2 Вплив геометричних параметрів робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса.....	90
3.3 Порівняння результатів числового та фізичного експерименту.....	95
Висновки до розділу 3.....	96

РОЗДІЛ 4 МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ. ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ

ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ.....	99
4.1 Методичні рекомендації щодо проектування вільновихрових насосів з робочим колесом, яке має видовжені лопаті.....	99
4.2 Методичні рекомендації щодо вдосконалення існуючих вільновихрових насосів за рахунок немодельних змін геометрії проточної частини насоса.....	103
4.3 Оцінювання технічного рівня.....	112
4.3.1 Номенклатура показників якості насосного обладнання.....	112
4.3.2 Метод визначення рівня якості насосного обладнання.....	113
4.3.3 Експертні оцінки як метод визначення показників, які характеризують якість продукції.....	115
Висновки до розділу 4.....	123

ВИСНОВКИ.....	125
---------------	-----

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	127
---------------------------------	-----

ДОДАТОК А.....	144
----------------	-----

ДОДАТОК Б.....	145
ДОДАТОК В.....	146

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ І СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення

g	– прискорення вільного падіння, m/c^2 ;
H	– напір насоса, m ;
M_k	– крутний момент, $H \cdot m$;
N	– потужність, Bt ;
N_G	– гідравлічна потужність, Bt ;
N_K	– корисна потужність, Bt ;
r	– радіус, m ;
Q	– подача насоса, m^3/c ;
V	– швидкість, m/c ;
Z	– кількість лопатей робочого колеса;
ρ	– густина, kg/m^3 ;
η	– ККД;
η_{MEH}	– механічний ККД;
φ	– кут у плані, $град$;
ω	– кутова швидкість, $1/c$;
n_s	– коефіцієнт швидкохідності

Індекси

1	– вхідний переріз робочого колеса;
2	– вихідний переріз робочого колеса;
G	– гідравлічний;
u	– в коловому напрямку;
z	– в осьовому напрямку;

Скорочення

ВВН	– вільновихровий насос;
ККД	– коефіцієнт корисної дії;
РК	– робоче колесо

ВСТУП

Актуальність теми дослідження

На даний час у багатьох галузях (житлово-комунальне господарство, гірничо-збагачувальні та хімічні виробництва, харчова промисловість тощо) широко використовуються технологічні процеси, пов'язані із транспортуванням гідросумішей за допомогою динамічних насосів.

Транспортування різного виду гідросумішей відцентровими (динамічними) насосами призводить до низки небажаних явищ під час їх експлуатації:

- зрив параметрів насоса при перевищенні об'ємного вмісту газу у суміші понад деяку критичну величину ($\beta_{кр}$);

- зміну паспортної характеристики насоса внаслідок наявності газу або твердих частинок у перекачуваному середовищі;

- різні види забивання проточної частини відцентрового насоса (залежно від гранулометричного складу і концентрації твердої фази у суміші, впливу кристалізації перекачуваного продукту);

- абразивне зношування.

Відповідно до світової практики найбільша увага під час вибору насосного обладнання для перекачування гідросумішей приділяється вільновихровим насосам (ВВН) типу «Туро». Вільновихрові насоси, в цілому, й типу «Туро» зокрема, на сьогодні є широко застосовуваними у різних галузях промисловості й сільського господарства. Їх застосовують для перекачування абразивних середовищ (завдяки простоті конструкції, високій технологічності і можливості використовувати абразивностійкі матеріали); для перекачування газорідних сумішей та сумішей «рідина-тверді частинки» завдяки відсутності забивання проточної частини. Найбільш широко їх застосовують у складі насосних агрегатів блочно-модульного виконання (зі змінним робочим колесом). Тому інтерес до даного типу насосного обладнання не послаблюється як з боку експлуатаційників,

так і розробників насосів. Останнє обумовлене досить складним робочим процесом ВВН типу «Turo».

Перші спроби описати робочий процес даного ВВН, як своєрідного відцентрового насоса, виявились помилковими й прийнята на цій основі методика розрахунку не забезпечувала отримання проектних характеристик насоса. Тому у подальшому вона була доопрацьована у роботах, в яких ВВН типу «Turo» розглядався як насос вихрового принципу дії. Для цих насосів характерним є присутність «вихрового робочого процесу» [1, 2]. Принципова відмінність розглянутого робочого процесу від тих, що мають місце в інших типах гідромашин, полягає в тому, що напір насоса (отримуваний позитивний ефект) пов'язаний з втратами енергії. Іншими словами, без виникнення втрат енергії у вихровому насосі, останнім напір створюватись не буде і теоретично досяжний ККД вихрового робочого процесу η_{PII} дорівнювати одиниці не може. Тому наявність процесу вихроутворення в ВВН обумовлює й невисокий ККД цих насосів. Згідно даних попередніх досліджень, ВВН типу «Turo» може забезпечувати параметри з прийнятним рівнем ККД ($\eta=0,35-0,56$) в області коефіцієнту швидкохідності $n_s=60-140$, при цьому оптимум за ККД знаходиться у діапазоні $n_s=100-120$.

Виробничо-технологічні й експлуатаційні переваги ВВН змушують як дослідників, так і проєктантів продовжувати пошук шляхів вдосконалення ВВН взагалі, та ВВН типу «Turo» зокрема. Крім задачі безпосереднього підвищення ККД, важливим є створення ВВН типу «Turo» з розширеним діапазоном параметрів, а саме, для $n_s \leq 60$ (високонапірні ВВН) і для $n_s \geq 140$ (високовитратні ВВН). Задача вдосконалення ВВН типу «Turo» у широкому діапазоні значень n_s може бути вирішена шляхом створення нових конструктивних схем насосів з новими принципами дії, які могли б бути заміною ВВН типу «Turo», але зберігали б відповідні експлуатаційні якості останніх. Але, оскільки, ВВН типу «Turo» є гідромашинами вихрового принципу дії, в яких є невідворотними вихрові гідравлічні втрати, то більш раціональним способом підвищення ККД цих насосів може бути вплив на організацію їх робочого процесу. Враховуючи, що механізм

передачі енергії в ВВН обумовлений як лопатевим, так і вихровим робочими процесами, тобто обертанням рідини у вільній камері навколо осі насоса з кутовою швидкістю ω_p , то для підвищення ефективності роботи ВВН є необхідними конструктивні рішення, які б сприяли зростанню ω_p .

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами

Дисертаційна робота виконана відповідно до плану науково-дослідної роботи кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету. Наукові розробки реалізовані при виконанні держбюджетних тем: «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); «Створення ефективних енергозберігаючих систем опалення та гарячого водопостачання на базі багатофункціональних теплогенеруючих агрегатів» (замовник – Міністерство освіти і науки, молоді та спорту України, номер державної реєстрації 0111U002153); «Дослідження робочих процесів насосів і приводів» (замовник – Міністерство освіти і науки України, номер державної реєстрації 0114U000069); «Підвищення ефективності та ресурсозбереження у технологічних процесах перспективних галузей промисловості за рахунок впровадження багатофункціональних агрегатів» (замовник – Міністерство освіти і науки України, номер державної реєстрації 0116U000922).

Мета і задачі дослідження

Метою дисертаційної роботи є вдосконалення математичної моделі робочого процесу та методики розрахунку вільновихрового насоса, з отриманням рекомендацій щодо підвищення його технічного рівня.

Для реалізації поставленої мети сформульовані й потребують вирішення такі задачі:

- розроблення математичної моделі робочого процесу вільновихрового насоса з різним співвідношенням геометричних параметрів;
- уточнення математичної моделі на основі виконаного числового експерименту;
- експериментальна перевірка результатів числового моделювання робочого процесу вільновихрового насоса;
- оцінювання впливу геометричних параметрів робочого колеса на робочі характеристики вільновихрового насоса;
- уточнення методичних рекомендацій щодо проектування вільновихрових насосів;
- розроблення методичних рекомендацій щодо вдосконалення існуючих вільновихрових насосів за рахунок немодельної зміни геометрії проточної частини;
- оцінювання технічного рівня вільновихрового насоса із вдосконаленою геометрією робочого колеса.

Об'єкт дослідження

- гідравлічні процеси взаємодії потоку рідини з елементами проточної частини вільновихрового насоса типу «Turgo».

Предмет дослідження

- структура течії рідини у проточній частині ВВН типу «Turgo» і взаємозв'язок геометричних параметрів робочого колеса з характеристиками насоса.

Методи дослідження

Поставлені задачі було вирішено шляхом застосування аналітичного і числового методів дослідження, а також методом фізичного експерименту – дослідження дослідного зразка ВВН з робочими колесами з різним співвідношенням геометричних параметрів.

Аналітична частина дослідження заснована на аналізі матеріалів теоретичних досліджень і експериментальних робіт з проектування ВВН, які дозволили обґрунтувати актуальність теми, сформулювати її мету і задачі. Аналітичне дослідження механізму передачі енергії від робочого колеса до рідини дозволило уточнити існуючу модель течії рідини в ВВН.

Числове дослідження виконане на основі розв'язання системи рівнянь, що описують фундаментальні закони гідромеханіки: рівнянь руху в'язкої рідини разом з рівнянням нерозривності потоку. Це дозволило визначити межі застосування ВВН з робочими колесами, що мають подовжені лопаті, встановити раціональний діапазон варіювання його основних параметрів, а також їх вплив на напірну і енергетичну характеристики насоса.

Фізичний експеримент містив у собі випробування натурних проточних частин ВВН з робочими колесами різних конструктивних виконань і був проведений для перевірки ефективності використання подовжених лопатей у робочому колесі, а також для підтвердження результатів числових розрахунків.

Достовірність одержаних експериментальних даних забезпечується кількістю проведених фізичних досліджень, використанням загальноприйнятої в практиці насособудування методики проведення випробувань, а також допустимою похибкою вимірювання фізичних величин [3; 4].

Достовірність одержаних в роботі теоретичних результатів оцінювалася їх порівнянням з експериментальними даними.

Наукова новизна одержаних результатів

полягає у тому, що вперше:

- обґрунтовано доцільність використання вільновихрових насосів з комбінованим (лопатево-вихровим процесом);
- розроблено математичну модель течії в'язкої рідини у проточній частині ВВН з подовженими лопатями робочого колеса;
- визначені особливості робочого процесу ВВН, зокрема структуру вихрового руху рідини у вільній камері;
- на основі проведеного числового моделювання встановлено взаємозв'язок геометричних параметрів робочих коліс різних виконань з характеристиками насоса;
- доведено можливість використання у насосі типу ВВН робочого колеса з подовженими лопатями для підвищення енергетичної ефективності насоса і встановлено взаємозв'язок основних геометричних параметрів колеса з характеристиками насоса.

Практичне значення отриманих результатів

для насособудування полягає в наступному:

- встановлено вплив конструкції робочого колеса з подовженими лопатями на ефективність роботи насоса типу ВВН;
- створено принципово нову конструкцію робочого колеса, яка дозволяє підвищити енергоефективність насосу типу ВВН, і проведені її випробування;
- створено методику інженерного розрахунку параметрів і характеристик насосу типу ВВН з робочим колесом, яке має подовжені лопаті;
- розроблені рекомендації щодо вдосконалення існуючих насосів типу ВВН, які дозволяють підвищити їх енергоефективність;
- результати дисертаційної роботи впроваджені в АТ «Сумський завод «Насосенергомаш», ПП «Близнюки», використовуються в навчальному процесі на

факультеті технічних систем та енергоефективних технологій СумДУ і підтверджені відповідними актами.

Особистий внесок здобувача

Основні результати дисертаційної роботи отримані автором самостійно. Постановлення задач дослідження, вибір методів дослідження, аналіз і узагальнення отриманих результатів виконувалися здобувачем спільно з науковим керівником.

У написаних у співавторстві наукових публікаціях, які розкривають основні етапи роботи, здобувачем виконано наступне.

У роботі [122] здобувачем виконаний аналіз існуючих конструкцій вільновихрових насосів. У роботі [123] проведено аналіз можливості застосування комбінованого робочого процесу у вільновихрових насосах. У роботі [124] розглянуто вплив моменту швидкості потоку на вході в лопатевий насос на його робочі характеристики. У роботі [126] проведено порівняння отриманих результатів натурного експерименту з результатами попередніх досліджень. У роботах [127-128] виконано аналіз фізичної моделі вихрового робочого процесу у відцентровому колесі. У роботах [129-132] обґрунтовано можливість підвищення енергоефективності вільновихрових насосів за рахунок використання комбінованого робочого процесу. Роботи [133-134, 140] присвячені експериментальному дослідженню вільновихрових насосів. У роботах [135-136] обґрунтовано доцільність використання немодельної зміни геометрії проточної частини вільновихрового насоса з метою регулювання його робочих параметрів. У роботах [138, 142] проведено опис математичної моделі вільновихрового насоса з комбінованим робочим процесом. У роботах [139-140] здобувачем проведені числові розрахунки в програмному комплексі CFX з метою визначення характеру розподілу швидкостей у проточній частині вільновихрового насоса. Роботи [137, 140] присвячені розрахунку технічного рівня створеного насосного агрегату.

Апробація результатів роботи

Основні результати роботи доповідалися та обговорювалися на науково-технічних конференціях:

– конференції присвяченій Дню науки України та 60-річчю СумДУ (м. Суми, 2008 р.);

– III Міжнародній науково-технічній конференції «Проблеми енергозбереження ENERGIA-2009» (м. Алушта, 2009 р.);

– науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій СумДУ «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, 2011, 2013, 2017 рр.);

– XVII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній діяльності» (м. Черкаси, 2012 р.);

– XVIII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 2013 р.);

– XXI Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (MICROCAD-2013) (м. Харків, 2013 р.);

– III, IV Всеукраїнській міжвузівській науково-технічній конференції «Сучасні технології у промисловому виробництві» (м. Суми, 2014, 2016 рр.);

– XVI Міжнародній науково-технічній конференції АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Харків, 2016 р.);

– VII, IX Міжнародній науково-практичній конференції «Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем» (КЗЯТПС) (м. Чернігів, 2017, 2019 рр.);

– International Scientific Conference «Scientific developments: yesterday, today, tomorrow 2018» (Minsk, Belarus, 2018);

– I Міжнародній науково-практичній інтернет-конференції «Інтеграція освіти, науки та бізнесу в сучасному середовищі: літні диспути» (м. Дніпро, 2019 р.).

Публікації

За матеріалами дисертаційної роботи опубліковано 22 наукові праці, зокрема: 8 статті у наукових журналах (4 – у фахових виданнях, що входять до переліку МОН України, 3 – у закордонних виданнях та 1 – у журналі, що індексується базою даних SCOPUS), 13 тез доповідей на науково-технічних конференціях та 1 патент на корисну модель.

Матеріали дисертаційної роботи використовувалися також у звітах із науково-дослідної роботи кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету.

Структура та обсяг дисертаційної роботи

Робота складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків. Повний обсяг дисертації становить 146 сторінки. Дисертаційна робота містить 50 рисунків, 12 таблиць, бібліографію із 143 джерел на 17 сторінках, 3 додатки на 3 сторінках.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ДОСЛІДЖУВАНОВОГО ПИТАННЯ. АНАЛІЗ ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ

1.1 Загальна характеристика вільновихрових насосів

Вільновихрові насоси (рис. 1.1) є відносно новим типом насосного обладнання, які мають просту в експлуатації конструкцію і забезпечують високу надійність, довговічність і економічну ефективність під час роботи їх на гідросумішах, а також під час транспортування різноманітних твердих речовин і продуктів [5, 6, 7].

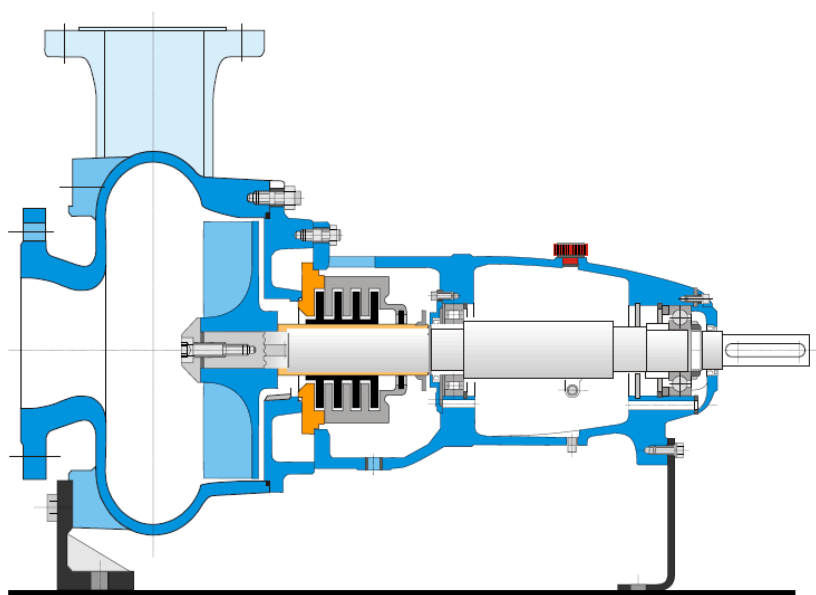


Рисунок 1.1 – Вільновихровий насос типу «Turo» фірми EGGER [122]

Аналіз складових життєвого циклу насосного обладнання й основні тенденції розвитку насосного ринку вказують на переваги ВВН [5] під час перекачування рідин з високим вмістом абразивних частинок, суспензій з високим вмістом твердих речовин і волокнистих домішок, рідин з підвищеною густиною, рідин з високим вмістом повітря або газу [8, 9], рідин, чутливих до зрізу, та рідин, які містять крихкі речовини, а також забезпечують безперешкодне та безперервне

транспортування волокнистих суспензій [10]. В роботі [11] подано економічне обґрунтування застосування ВВН замість відцентрових насосів. Ці насоси призначені для роботи в умовах, в яких відцентрові насоси не можуть працювати або їх робота є ненадійною. Підкреслюється, що поряд із перевагами, ВВН мають й недоліки, головним з яких є низька економічність (ККД насоса складає $\eta=0,38-0,58$). Проте, не зважаючи на низьку економічність, застосування ВВН дає значний економічний ефект. У роботі [12] вказується на високі кавітаційні якості ВВН і приводяться способи покращення їх кавітаційних характеристик.

У процесі створення ВВН були розроблені три базові конструкції цих насосів, які відрізняються між собою формою робочого колеса (РК), відводу і місцем розміщення колеса відносно вільної камери: «Wemco», «Turo» і «Seka». Першим був створений вільновихровий насос типу «Wemco» (рис. 1.2), розроблений у США у 1954 р. фірмою «Western Machinery Company». РК цього насоса виконане за прикладом колеса гідромуфти і розміщене у розточці задньої стінки корпусу. Недоліком ВВН цього типу є низький ККД, який складає 30-40 % [13].



Рисунок 1.2 – Вільновихровий насос типу «Wemco» [125]

Подальші дослідження різних конструкцій ВВН з метою збільшення напору і ККД призвели до створення нового типу насоса – конструктивної схеми «Turo»

фірми «EGGER» (Швейцарія), в якій РК виконане у вигляді диску з прямими радіальними лопатями (відкритого або закритого на периферії). В цьому насосі (рис. 1.3) різка зміна напрямку руху рідини під час виходу з РК у осьовому напрямку інтенсифікує енергообмін між потоками рідини, що виходять з колеса і надходять до вільної камери [5]. Це дає зростання напору і ККД (ККД насоса типу «Turo» досягає рівня 54-58%). На практиці принцип дії насосу «Turo» став відомим у 1958 р. в США. Конструктивна особливість вказаного насоса полягає в тому, що ротор повністю відсунутий у розточку задньої частини корпусу. Завдяки цьому перед ротором залишається вільним весь внутрішній простір корпусу. Лопаті РК, крім радіальних, можуть бути вигнутими у бік, протилежний його обертанню.



Рисунок 1.3 – Вільновихровий насос типу «Turo» [14]

У основі насосів типу «Seka» (рис. 1.4) покладено принцип висунення РК з ніші корпусу у вільну камеру, що збільшує долю лопатевого робочого процесу й призводить до підвищення напору і ККД насоса. Насоси «Seka» випускає фірма «VOGEL» (Австрія). Робоче колесо цього насоса повністю висунуте у вільну камеру. Рідина, яка виходить з РК, спрямовується безпосередньо у відвід. Проте застосування цих насосів обмежене внаслідок можливого забивання

перекачуваним продуктом, особливо під час транспортування рідин, які містять волокнисті речовини.

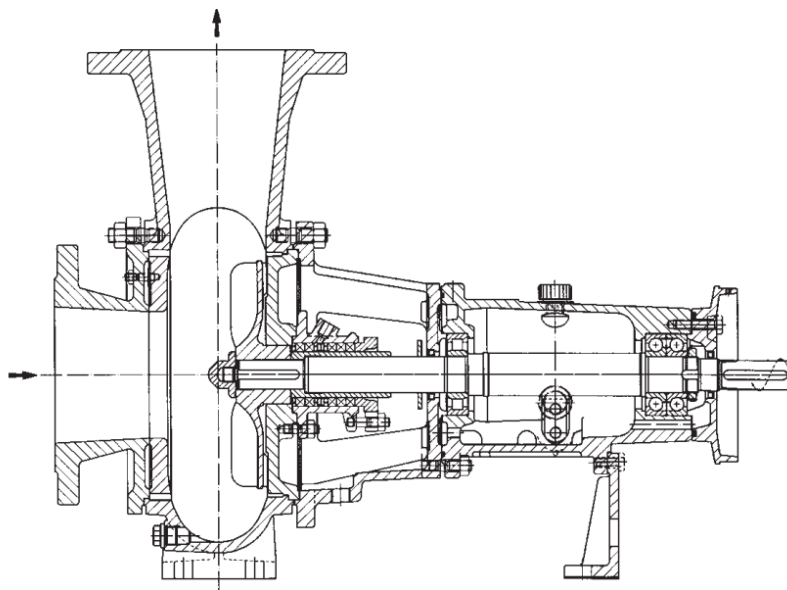


Рисунок 1.4 – Вільновихровий насос типу «Seka» [5]

Крім цих конструкцій існують ще декілька варіантів модифікованих конструктивних схем ВВН, які відрізняються геометрією лопатей РК, а також розміром висунення лопатей у вільну камеру. Конструктивну схему насоса вибирають з урахуванням умов експлуатації й властивостей перекачуваної рідини.

1.2 Особливості робочого процесу ВВН

Течія рідини у проточній частині ВВН є просторовою і не піддається точному математичному опису. Складність робочого процесу призвела до виникнення великої кількості його гіпотез і моделей течії. Детальний аналіз робочого процесу ВВН виконаний в роботах [5, 6, 15]. Розглянемо найбільш суттєві положення цих гіпотез.

Теоретично доведена Л. Пресманом [16] наявність меридіанної циркуляції рідини між РК і вільною камерою (поздовжнього вихору) у ВВН підтверджена багаточисленним експериментальними дослідженнями Г. Грабова, В. Германа, Аокі М., Г. Сквілі [6, 17, 18, 19] та інших авторів. Цей рух є базовим у процесі

передачі енергії у ВВН. Проте частина авторів: К. Рючі, А. Корбутовський, М. Степневський [20, 21, 22] та інші заперечують визначальну роль циркуляційного потоку у передачі енергії та вважають, що фізичні процеси у ВВН є подібними до процесів у відцентровому насосі з відкритим РК і великим зазором між лопатями й корпусом. На цьому базуються їх методики розрахунку, але, як свідчить практика, ці методики не дають задовільних результатів – отримана за ними геометрія проточної частини ВВН не забезпечує розрахункових параметрів насоса.

Проте подальші дослідження структури потоку в насосі свідчать, що на різних режимах в ВВН спостерігається інтенсивний обмін енергією рідини між РК і вільною камерою, тобто існує меридіанна течія або поздовжній вихор. Аналогічна організована течія (поздовжньо-вихрова течія) спостерігається й у вихровому насосі [23] Виходячи з цього, ВВН можна віднести до класифікаційної групи вихрових гідромашин, запропонованої С. Рудневим [24], в якому базовим під час обміну енергією вважається поздовжньо-вихровий рух.

На основі проведених власних досліджень і узагальнення робіт інших авторів В. Герман [5] запропонував наступну картину течії рідини у проточній частині ВВН (рис. 1.5).

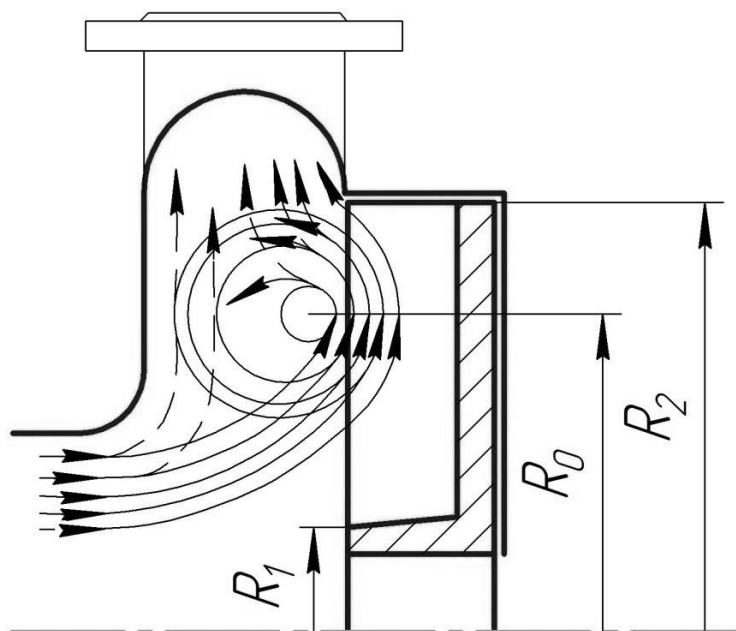


Рисунок 1.5 – Структура течії рідини згідно [5]

Загальний потік рідини в насосі складається з потоку у вільній камері і потоку в РК. Середня колова складова швидкості рідини в камері буде меншою від колової швидкості рідини в РК. При цьому відцентрові сили, які діють на частинки рідини у вільній камері, менші, ніж у колесі. Внаслідок різниці відцентрових сил виникає меридіанна течія рідини (поздовжній вихор) у вільній камері насоса. Частина рідини з РК спрямовується безпосередньо у відвід внаслідок того, що енергія частинок цієї рідини перевищує енергію частинок рідини у відводі. Інша частина, втрачаючи енергію, повертається до входу в РК. На існуючу інтенсивну меридіанну течію накладається колова течія, тому у вільній камері спостерігається складний тороїдальний рух частинок рідини (рис. 1.6). Перелічені явища добре підтверджуються розрахунковими дослідженнями О. Кочевського, який вперше застосував метод числового розрахунку для дослідження структури течії рідини в проточній частині ВВН типу «Туго» [25, 26].

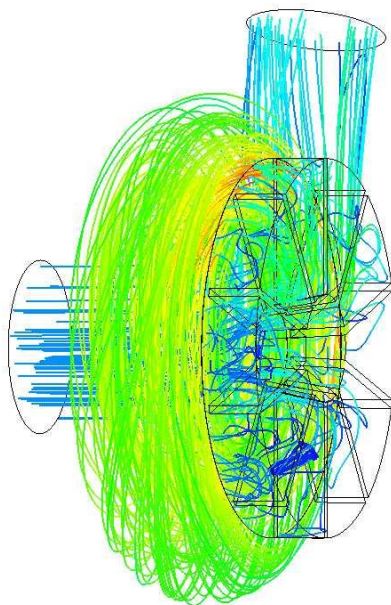


Рисунок 1.6 – Картина течії рідини у проточній частині ВВН за результатами розрахунку течії [5]

Таким чином, під час розгляду процесу передачі енергії в ВВН можна виділити дві стадії:

– рідина зі всмоктувального патрубку входить в РК, взаємодіє з його лопатями, отримує приріст енергії і виходить з колеса;

– у вільній камері насоса відбувається обмін кількістю руху між частинками потоку, який виходить з РК, з частинками потоку, який надходить зі всмоктувального патрубку. Під час змішування цих двох потоків у камері рідина закручується у напрямку руху колеса і під дією відцентрових сил спрямовується у напірний патрубок. Змішування двох потоків супроводжується інтенсивним вихроутворенням.

Описана вище модель течії є більш близькою до дійсної, оскільки розроблена на її основі В. Германом методика розрахунку ВВН [5] випробувана на практиці й дає гарне сходження результатів під час розрахунку геометрії РК. Для уточнення геометрії відводу, який застосовується у конструкції ВВН, можна використовувати рекомендації роботи [27].

А. Євтушенко і В. Соляник [28] також вважають, що розглянутий ВВН відноситься до групи вихрових гідромашин. З огляду на їх робочий процес підвищення тиску (створення напору) пов'язане з втратами енергії. Цієї ж точки зору дотримується й Г. Грабов [29]. У ВВН частинки рідини здійснюють рух складною спіралеподібною траєкторією, яка охоплює як область колеса, так і вільної камери. При цьому відбувається накладання двох обертальних рухів у вільній камері ВВН: першого – навколо осі обертання колеса з кутовою швидкістю обертання рідини ω_p , меншої від кутової швидкості обертання РК ω ; другого – навколо деякого центру циркуляції у меридіанному перерізі проточної частини насоса (так званий поздовжній вихор). Обертальний рух навколо осі насоса у вільній камері ВВН (вільний вихор) формує поле відцентрових сил, яке врівноважується відповідним перепадом тиску. Вказаний перепад тиску кількісно визначає напір насоса. Відповідно, чим більшою є величина ω_p , тим більш ефективно працює насос. Таким чином, величина ω_p/ω є показником ефективності роботи ВВН.

Автори робіт [28, 29] за аналогією з вихровим насосом використовують поняття вихрового робочого процесу, який характеризується відповідним ККД – η_{pn} . Тоді гідравлічний ККД насоса η_G буде записаний у вигляді:

$$\eta_G = \eta'_G \cdot \eta_{pn},$$

де η'_G – гідравлічний ККД ВВН без врахування вихрового робочого процесу, тобто такий, що враховує лише гідравлічні втрати в РК, втрати на тертя рідини об стінки корпусу, а також на тертя у всмоктувальному і напірному патрубках.

Згідно прийнятій фізичній моделі робочого процесу ВВН в роботі [28] встановлено, що величина ККД розглянутого робочого процесу, а отже й ККД насосу в цілому, не може досягти 1. На основі проведених авторами розрахунків отримана величина максимально досяжного значення ККД вихрового робочого процесу ВВН, яка знаходиться у діапазоні $\eta_{pn \max} = 0,6 - 0,63$. Ці результати узгоджуються з балансовими випробуваннями ВВН типу «Turo» у Г. Грабова [29]. Аналізуючи отримані результати можна зробити висновок, що втрати на вихроутворення (вихрового робочого процесу) є основною складовою сумарних втрат і неминучі у ВВН. У відцентрових насосах такі втрати відсутні. Це є основною причиною зменшення ККД у ВВН.

Найбільш близькими до істини є твердження В. Германа [5] і А. Євтушенко [30] про те, що у ВВН наявні як вихровий, так і лопатевий робочі процеси, а їх питома вага може змінюватися залежно від виду вихрової машини.

1.3 Аналіз експериментальних способів підвищення економічності ВВН типу «Turo»

Виконаємо аналіз результатів проведених раніше досліджень, спрямованих на пошук шляхів покращання економічності ВВН. Зупинимося на способах внесення змін у конструктивну схему ВВН типу «Turo» або конструкцію РК.

Принцип переходу з конструкції відцентрового насоса з напіввідкритим робочим колесом на конструкцію насоса вільновихрового типу досліджував К. Рючі [20]. Пояснюючи робочий процес цих насосів, він стверджує, що фізичні процеси у ВВН подібні до процесів у відцентрових насосах з відкритим РК і великим зазором між лопатями й корпусом. При цьому він спирається на свої дослідження, які свідчать, що коефіцієнт напору, який дорівнює відношенню напору до питомої кінетичної енергії РК ($\psi = \frac{H}{u^2/2g}$, H – напір, u – колова швидкість на виході з колеса) на протилежність раніше опублікованим даним виявився нижчим відповідних коефіцієнтів напору для відцентрових насосів. Тобто він стверджує, що наявність циркуляційного потоку (поздовжнього вихору) у ВВН не призводить до збільшення напору, так як це відбувається у вихровому насосі. Подальші дослідження багатьох авторів з вивчення структури потоку у ВВН не підтверджують цей висновок.

Для нас має інтерес дослідження К. Рючі щодо впливу бокового зазору x між напіввідкритим РК і передньою стінкою корпусу у відцентровому насосі. При значному збільшенні зазору конструкція відцентрового насоса з напіввідкритим РК переходить у конструкцію ВВН типу «Sesa» і далі при розміщенні колеса у розточці корпусу – у конструкцію ВВН типу «Tigo».

Схема розміщення РК наведена на рис. 1.7 а. Зазор x у дослідженнях змінювався від 0,3 до 20 мм. З рис. 1.7 б видно, що при збільшенні зазору напір спочатку різко (до $x = 2$ мм), а потім поступово падає і при $x = 5$ мм досягає нижньої межі. Досліди в області великих значень зазору (до 20 мм) показали, що падіння напору є незначним. Характерною є й зміна ККД насоса. ККД при максимальному зазорі ($x = 20$ мм) змінився на 2/3 від початкового значення ККД при $x = 3$ мм, а коефіцієнт напору знизився від $\psi = 0,97$ до $\psi = 0,69$.

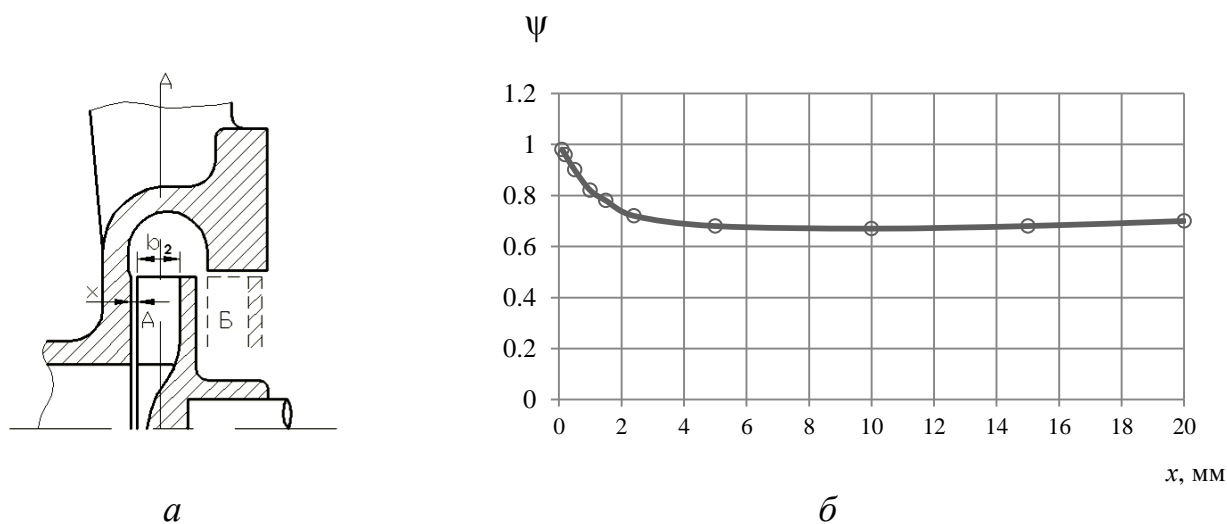


Рисунок 1.7 – Вплив зазору x між напіввідкритим РК і передньою стінкою корпусу на напір насоса

Таку зміну параметрів насоса можна пояснити, за нашою думкою, переходом конструкції відцентрового насоса на вільновихрову і принциповою зміною робочого процесу. При цьому зростає частка вихрового робочого процесу, що призводить до збільшення гідравлічних втрат у насосі і, як наслідок, зниженню напору і ККД.

Згідно результатів досліджень автора насоси з РК, яке має радіальні лопаті ($\beta_2 = 90^\circ$), при зазорі $x = 20$ мм мають пологую напірну характеристику. Пологий характер напірної характеристики підтвердили подальші численні випробування дослідних і промислових зразків ВВН. Не підтвердилось дослідженнями твердження, описане у різній літературі, що напір у ВВН підвищується за рахунок циркуляційного потоку за аналогією з вихровим насосом. Коефіцієнт напору ψ в насосі ВВН з $x = 20$ мм є меншим, ніж у відцентрових насосах з $\beta_2 = 90^\circ$ (РК закритого типу).

Одним зі способів зміни характеристики ВВН типу «Туго» є висування РК у вільну камеру насоса. Цьому питанню присвячені дослідження багатьох авторів [6, 31, 26, 32]. Аналіз та узагальнення результатів досліджень з висування РК і його впливу на характеристики ВВН дозволяють зробити наступні висновки. Висування РК ВВН може бути використане як один зі способів доведення

проектних параметрів даного насоса: подачі Q і напору H . Як впливає з рис. 1.8 [5], висування РК всередину вільної камери дозволяє підвищити напір і ККД насоса, максимальні значення (згідно експерименту $\bar{H} = 1,15$, $\eta = 0,535$) вони досягають при повністю висунутому колесі. Тут $\bar{H} = \frac{7200}{\pi^2} \cdot \frac{gH}{n^2 D_2^2}$, $\bar{Q} = \frac{240}{\pi^2} \cdot \frac{Q}{n D_2^3}$,

n – частота обертання, об/хв. Зі збільшенням величини висування оптимальне значення подачі зсувається праворуч. Приріст ККД, який спостерігається при висуванні РК, можна пояснити тим, що в даному випадку зменшується кількість циклів обертання рідини у вільній камері насоса й більша її частина спрямовується безпосередньо у відвід. Це відображається у зменшенні гідравлічних втрат у насосі і, як наслідок, зростанні його ККД. Проте необхідно відмітити, що висування РК у вільну камеру погіршує здатність насоса до перекачування рідин з великими та волокнистими домішками.

З метою підвищення напору і ККД у конструкції ВВН типу «Туго» РК було виконане з лопатями, які мають на периферії виступи (рис. 1.9), розміщені у вільній камері і які утворюють з корпусом осьовий зазор.

Виступи були виконані у вигляді прямокутної трапеції, менша основа якої звернена у бік робочої камери, а нахилена грань – до осі колеса, причому довжина меншої основи складала 0,2-0,25, а більшої 0,3-0,35 зовнішнього радіусу РК. На дану конструкцію було отримане авторське свідоцтво [33]. Виконання виступів на периферії РК у вигляді трапеції дозволяє виконати плавне нарощування колової складової швидкості ω_p у місці злиття циркуляційного і основного потоків рідини. Зростання швидкості ω_p призводить до збільшення енергії, яку РК віддає потоку рідини у вільній камері. При цьому також зменшується кількість циклів обертання потоку в камері (відбувається більш швидке спрямування її у нагнітальний патрубков), тобто зменшуються гідравлічні втрати на тертя рідини об корпус, зростають напір і ККД насоса. Експериментальна перевірка показала, що у ВВН з РК, яке має виступи у робочу камеру згідно [33], напір на 11%, а ККД на 5,5% вищі, від напору і ККД насоса, що має РК з прямими плоскими радіальними лопатями без виступів.

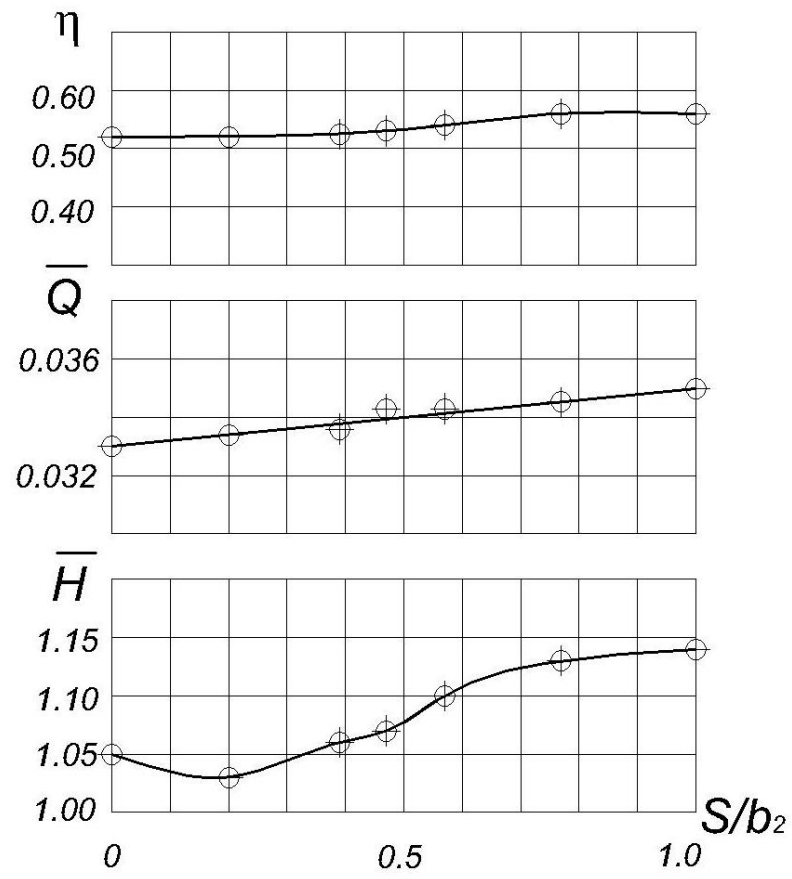


Рисунок 1.8 – Вплив висування РК у вільну камеру на характеристики ВВН

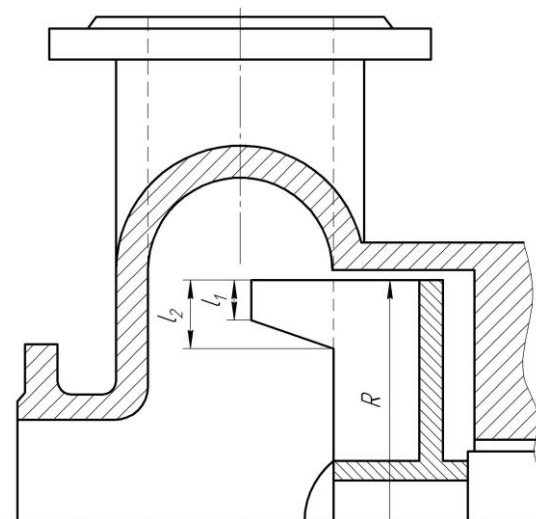


Рисунок 1.9 – Робоче колесо ВВН з виступами у вільну камеру[33]

1.4 Способи немодельних змін геометрії проточної частини вільновихрових насосів

У роботах [31, 34, 35] було проведено дослідження впливу способу встановлення РК вільновихрових насосів відносно корпусу у спіральному відводі. Конструкція проточної частини експериментального насоса дозволяла виконувати висування РК на величину $\bar{s} = \frac{s}{b_2} = 0 \dots 1,308$ (s – величина висування колеса у осьовому напрямку в сторону входу; b_2 – ширина РК). Результати дослідів (див. рис. 1.10) свідчать, що зі збільшенням значення $\frac{s}{b_2}$ відбуваються відповідні зростання напору і ККД насоса.

Отримані результати автори пояснюють зміною структури течії рідини у проточній частині ВВН. Базуючись на дослідженнях структури потоку ВВН [36] вони пропонують наступну схему течії рідини у ВВН типу «Turo». Рідина через вхідний патрубок входить до РК в області втулки і під час взаємодії з лопатями під дією відцентрових сил відкидається до його периферії. На виході з РК вихідний потік взаємодіє з нішою корпусу. При цьому частина рідини повертається знову в канали РК. Зворотна течія $q_{тор}$ утворює вихрові зони, які призводять до втрат енергії вихідним потоком. Основна частина потоку рідини на виході з РК розділяється на дві складові: потік протікання $Q_{пр}$ і циркуляційний потік $Q_{ц}$. Потік протікання $Q_{пр}$ йде безпосередньо у відвід, а циркуляційний потік $Q_{ц}$ повертається до входу у РК. Схеми руху рідини у ВВН для різних положень РК наведені на рис. 1.11.

Під час висування робочого колеса у вільну камеру відбувається перерозподіл енергії потоків, тобто посилюється вплив відцентрових сил, що у свою чергу призводить до зростання енергії потоку протікання, та відповідно, до зростання напору, створюваному РК. Одночасно з цим відбувається зменшення

частки напору вихрової природи, створюваного циркуляційним потоком, а також зменшується зона вихроутворення, викликана зворотною течією.

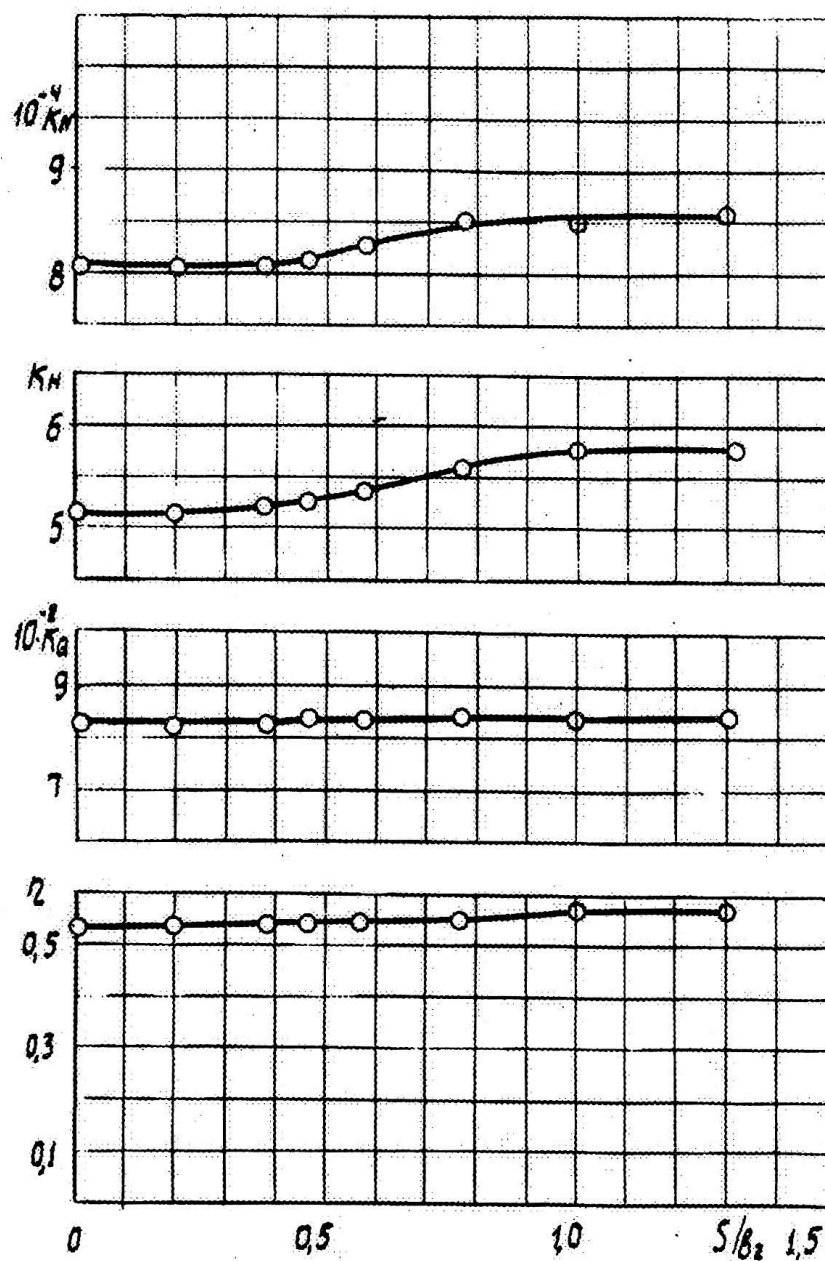


Рисунок 1.10 – Залежність оптимальних параметрів ВВН від

співвідношення $\frac{s}{b_2}$

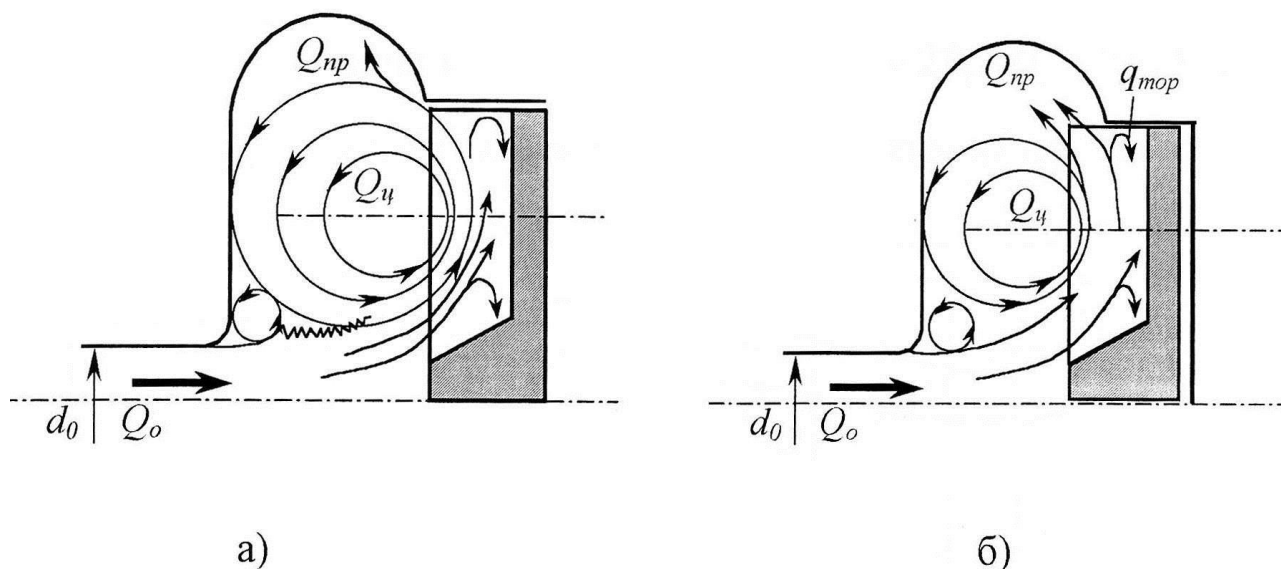


Рисунок 1.11 – Схема руху рідини у ВВН для різних положень РК:

а – за схемою «Туро»; б – за схемою ВНДГідромаши

У роботах [31, 35] авторами було проведено дослідження впливу відносної ширини лопаті робочого колеса на параметри ВВН типу «Seka». Аналіз результатів, наведених на рис. 1.12 свідчить, що зі зменшенням відносної ширини лопаті \bar{b}_2 спостерігається безперервне падіння напору і ККД насоса.

Зниження напору та ККД автори пояснюють тим, що при зменшенні ширини лопаті b_2 відбувається збільшення переднього торцевого зазору, яке призводить до зміни схеми течії рідини у РК. При малих торцевих зазорах робочий процес у РК відбувається аналогічно робочому процесу відцентрових насосів з напіввідкритими робочими колесами. Зі збільшенням торцевого зазору (зі зменшенням ширини лопаті) відбувається перебудова робочого процесу у РК. Рідина на виході з РК ділиться на два потоки: на основний потік протікання (який і визначає подачу насоса) і циркуляційний, який за своєю сутністю характеризує об'ємні втрати і виходить на периферії робочого колеса (на відміну від основного потоку протікання) не по ширині лопаті b_2 , а по її довжині. У свою чергу циркуляційний потік можна розділити на дві складові, які з'являються при досягненні циркуляційним потоком передньої стінки корпусу. Досягнувши передньої стінки насоса меридіональний потік розділяється на дві частини: власне

циркуляційний потік $Q_{ц}$ і допоміжний потік протікання $q_{пр}$ (рис. 1.13). Циркуляційний потік $Q_{ц}$ протікає вздовж стінки відводу і повертається на вхід у РК, а допоміжний потік протікання $q_{пр}$ спільно з основним потоком протікання $Q_{пр}$ рухається у нагнітальний патрубок.

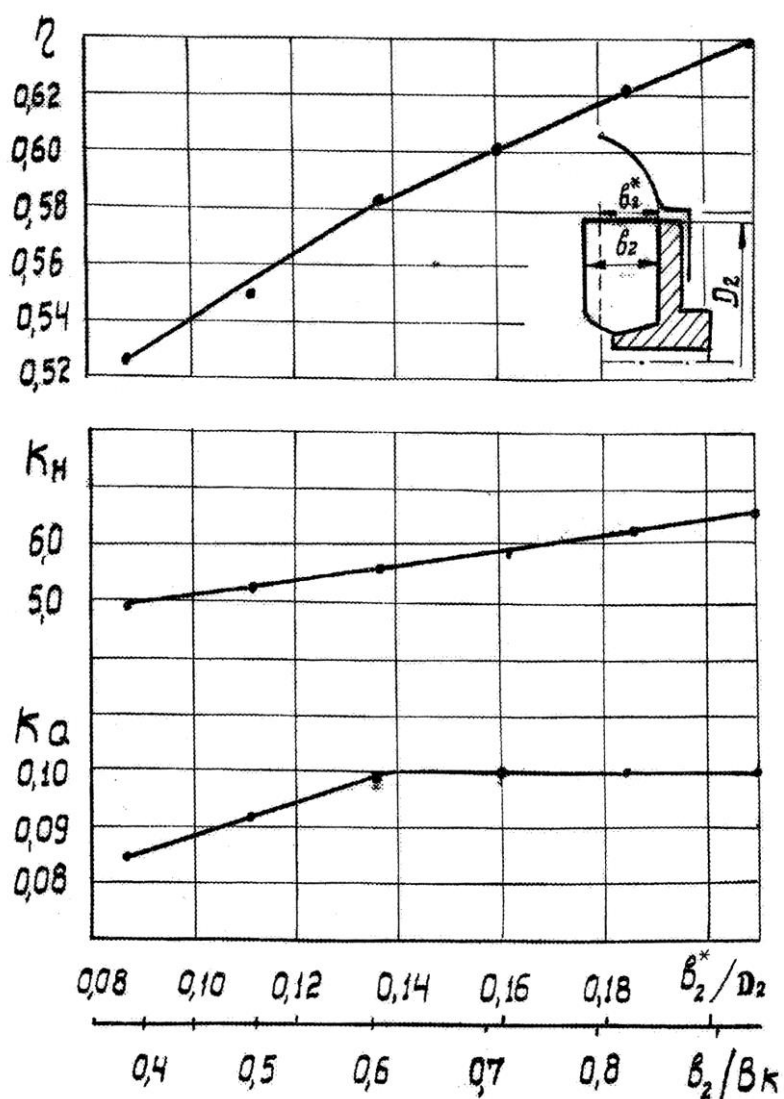


Рисунок 1.12 – Вплив відносної ширини лопаті на параметри ВВН типу «Seka»

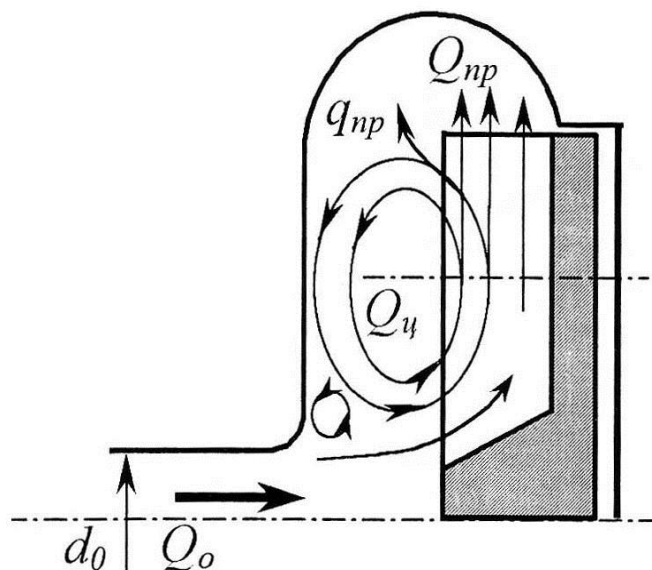


Рисунок 1.13 – Схема руху рідини у ВВН типу «Seka»

Величину напору при зменшенні ширини лопаті b_2 автори [35, 37] пропонують визначати за залежністю

$$H' = H \left(\frac{b'_2}{b_2} \right)^{1/3}.$$

У роботі [38] розглянуто вплив геометрії проточної частини ВВН типу «Wemco» на його робочу характеристику. При збільшенні площі лопаті робочого колеса в одному й тому самому корпусі підвищуються напір і ККД насоса при незначному зростанні подачі (рис. 1.14).

При цьому залежність відносного напору при оптимальному значенні ККД від відносної площі лопаті є майже лінійною (рис. 1.15).

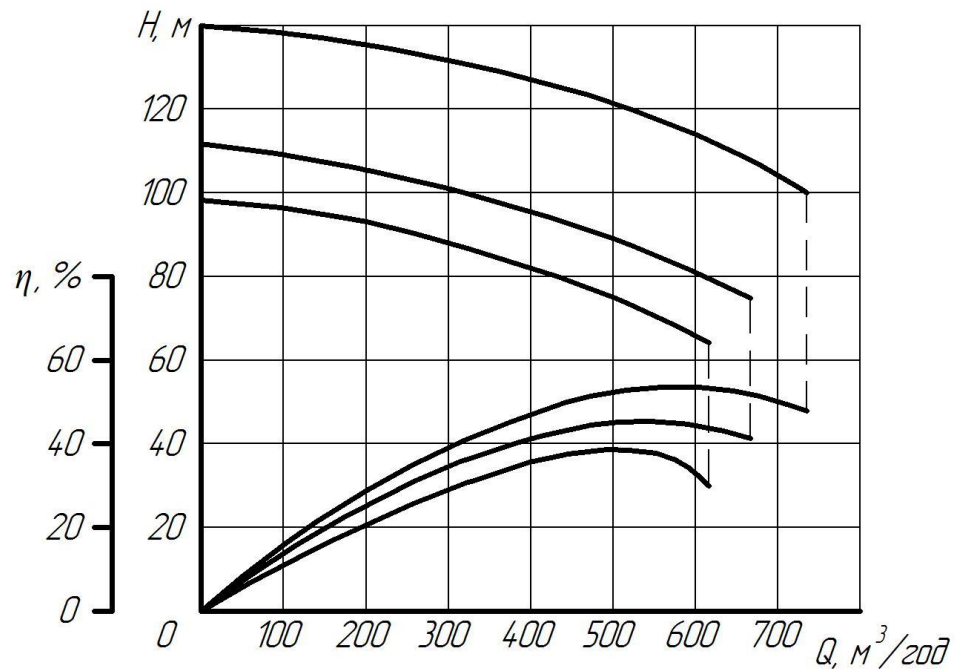


Рисунок 1.14 – Робочі характеристики насосу типу «Wetso» при різних площі лопаті робочого колеса

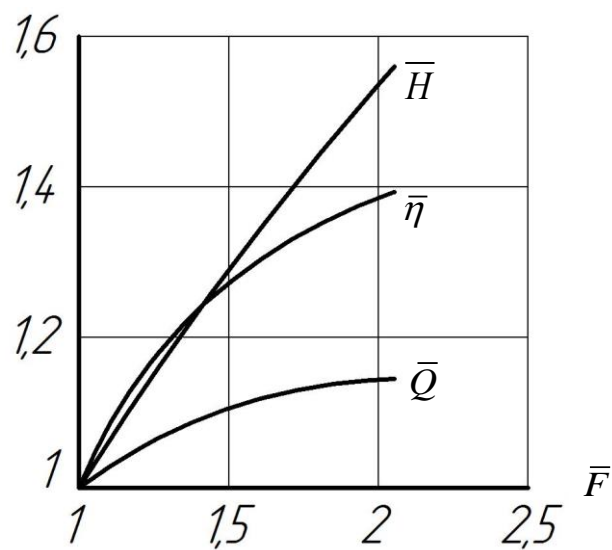


Рисунок 1.15 – Вплив збільшення площі лопаті робочого колеса насосу типу «Wetso» на його оптимальні робочі параметри

1.5 Робочий процес відцентрових насосів з напіввідкритими робочими колесами

Автори праць [39, 40, 41, 43, 44, 92-99] розглядають робочий процес відцентрових насосів з напіввідкритими робочими колесами (НРК). Такі колеса мають основний диск та циліндричні лопаті, встановлені з малими торцевими зазорами у спіральному корпусі.

У роботі [39] автор розглядає процес формування вторинних течій у напіввідкритих робочих колесах (рис. 1.16).

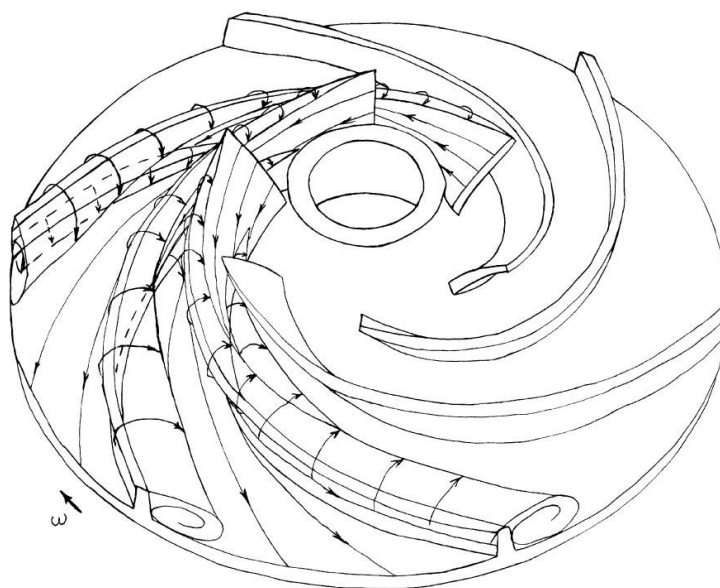


Рисунок 1.16 – Схема течії у напіввідкритому робочому колесі

У першій частині міжлопатевого каналу область, зайнята рідиною з низькою енергією, в основному знаходиться у ядрі каналного вихору. Перетік через торцевий зазор відбувається у напрямку, протилежному каналному вихору біля корпусу, і формує торцевий вихор, який починається на кромці лопаті у торцевому зазорі. Цей вихор тангенціально проходить через міжлопатевий канал і досягає кута «корпус-робочий бік лопаті» поблизу середини каналу. Посеред міжлопатевого каналу рідина з низькою енергією з поверхні лопаті змішується з рідиною, яка перетекла через торцевий зазор, у результаті чого область сліду збільшується і зміщується з кута «корпус-тильний бік лопаті» до робочого боку лопаті. Далі вниз за потоком ядро цього вихору залишається в області сліду аж до

виходу з робочого колеса. На радіальній ділянці міжлопатевого каналу, яка залишилася, домінуючий вплив на цей вихор спричиняє сила Коріоліса, що підтверджується авторами робіт [40, 41].

У роботі [42] наведені результати експериментальних досліджень насосів з напіввідкритими робочими колесами з різними коефіцієнтами швидкохідності. Спочатку випробувалися закриті робочі колеса, потім покривний диск сточувався, і досліджувалися напіввідкриті робочі колеса при змінних торцевих зазорах. Результати досліджень наведені на рис. 1.17.

У роботах [43, 44] для кількісної оцінки впливу торцевого зазору на характеристики насоса було використано параметри впливу [45]:

$$\beta = \frac{H_{\delta=0} - H_{\delta}}{\frac{H_{\delta=0}}{\bar{\delta}}};$$

$$\gamma = \frac{\eta_{\delta=0} - \eta_{\delta}}{\frac{\eta_{\delta=0}}{\bar{\delta}}};$$

$$\bar{\delta} = \frac{2\delta}{b_1} = b_2.$$

Графічні залежності $\beta = f(\bar{\delta})$ і $\gamma = f(\bar{\delta})$ при $Q = Q_{opt}$ за даними різних авторів наведені на рис. 1.18.

Як видно з наведених даних, збільшення торцевого зазору призводить до падіння напору, споживаної потужності і ККД. Причому при великих значеннях відносних торцевих зазорів характер цих залежностей є однаковим та лінійним. Авторами робиться висновок про те, що течія у НРК відцентрового насоса є деякою перехідною формою від течії у звичайному відцентровому робочому колесі до вільновихрового, оскільки досить помітним є вплив вихрового обміну енергією.

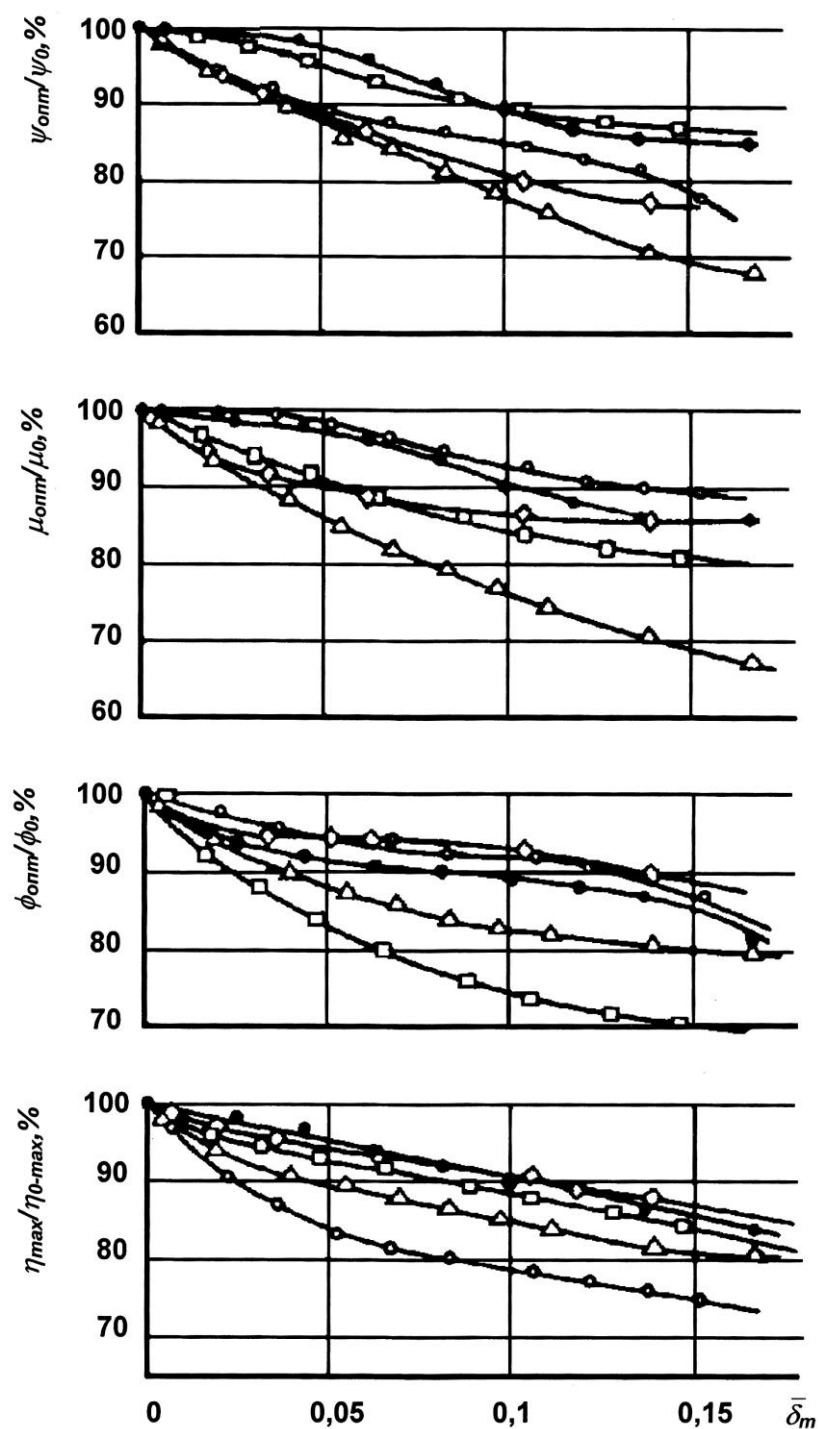


Рисунок 1.17 – Порівняння даних про вплив торцевого зазору ($\bar{\delta}_m$) на характеристики п'яти насосів з різними коефіцієнтами швидкохідності: ψ – коефіцієнт напору; μ – коефіцієнт потужності; ϕ – коефіцієнт витрати; η – повний ККД (індекс «0» – при $\bar{\delta}_m = 0$)

\square – $n_s = 64$, \bullet – $n_s = 110$, \circ – $n_s = 160$,
 \triangle – $n_s = 238$, \diamond – $n_s = 292$.

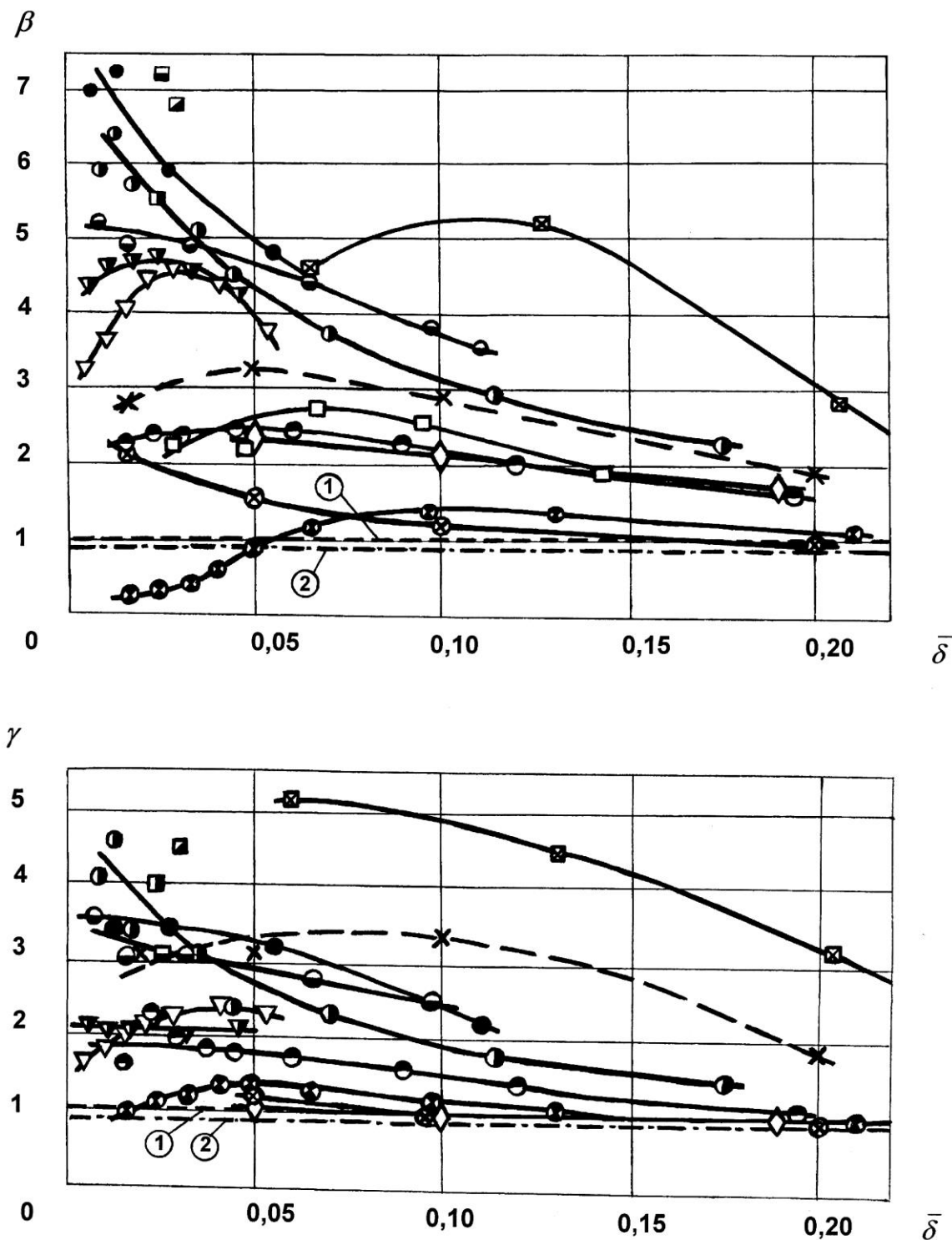


Рисунок 1.18 – Графічні залежності параметрів впливу β і γ від змінного відносного торцевого зазору $\bar{\delta}$:

- ① - - - $\beta = 1$ Pfleiderer, Peterman; ② - - - $\beta = 0,9$ Eckert, Schnell;
 - \square - $n_s = 40$, - \times - $n_s = 75$, $\beta_2 = 24^\circ$, - \otimes - $n_s = 75$, $\beta_2 = 72^\circ$,
 \diamond Folsom; \square Rutschi; \blacksquare \square \blacktriangle Wood, Welna, Lamers
 \blacktriangledown $Z = 3$, \triangledown $Z = 5$ Schmiedl; \bullet \ominus \bullet \otimes \ominus Ganter

Вплив зазору на характеристики насоса автор [39] пояснює, приймаючи припущення, що під час збільшення відносного торцевого зазору у ньому, крім течії рідини і кромкових перетоків, виникає замкнена течія (4 на рис. 1.19), яка є аналогічною вихровій течії у вільній камері вільновихрового насоса, і при визначеній величині зазору течія в насосах з напіввідкритими робочими колесами стає більш близькою до течії у проточній частині ВВН типу «Туго».

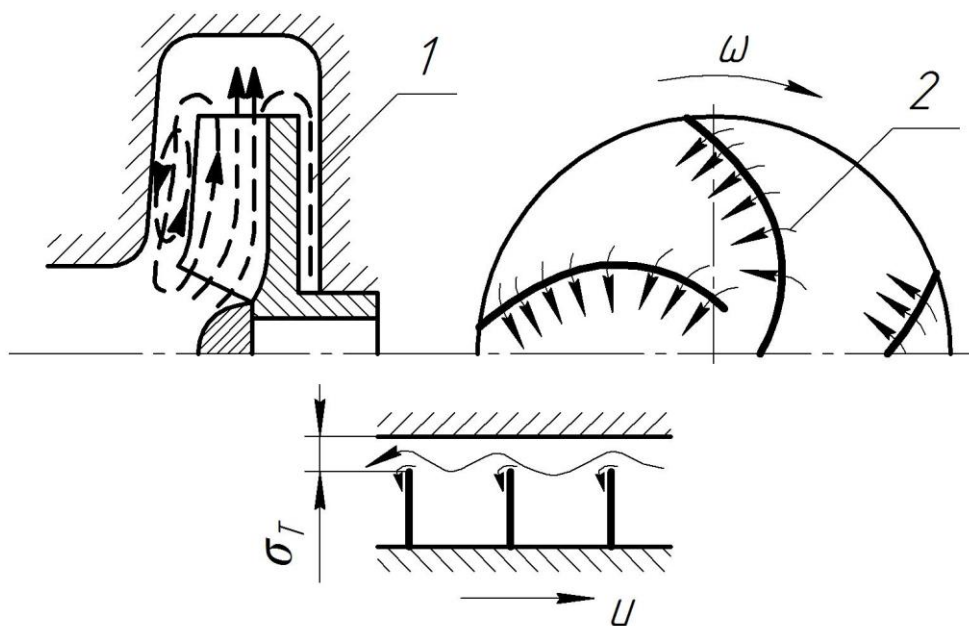


Рисунок 1.19 – Структура течії у напіввідкритому робочому колесі:

- 1 – течія у зазорі між основним диском і корпусом; 2 – кромкові перетоки;
3 – течія рідини у зазорі між лопатями і корпусом; 4 – замкнена течія у зазорі

Автором [40] було отримано функціональні залежності, які пов'язують коефіцієнт подачі і коефіцієнт напору з кутом встановлення лопатей на виході, коефіцієнтом витрати і величиною торцевого зазору

$$\psi = (0,025\beta_2 - 0,6)q^2\delta_m^2 + (10,6 - 0,23\beta_2)q^2\delta_m + (2,03\beta_2 - 189)q^2 + (0,001\beta_2 - 0,105)\delta_m + (0,002\beta_2 + 1,18), \quad (1.1)$$

$$\eta = (0,571 - 0,051\beta_2)\delta_m q^2 + (1,5\beta_2 - 221)q^2 + (0,0188\beta_2 - 1,15)\delta_m q + (23,5 - 0,123\beta_2)q + (0,0009\beta_2 - 0,0382), \quad (1.2)$$

де $q = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2}$ – коефіцієнт подачі;

$\psi = \frac{2gH}{u^2}$ – коефіцієнт напору;

β_2 – кут встановлення лопаті на виході;

δ_m – величина торцевого зазору.

Згідно [46] структуру вторинних течій у напіввідкритому робочому колесі при відносному торцевому зазорі $\bar{\delta}_m = 0,018$ можна відобразити наступним чином (рис. 1.20), і під час математичного моделювання не враховувати внесок витоків через торцевий зазор.

Баланс вихорів може бути описаний відношенням повздовжнього приросту каналних вихорів вздовж основного диску колеса і корпусу та вихорів, обумовлених силами Коріоліса, до вихорів вздовж робочої і тильної поверхонь лопаті [46]:

$$\frac{d\left(\frac{\Omega_s}{W}\right)_{KB(OД, ПД)} + d\left(\frac{\Omega_s}{W}\right)_{СКВ}}{d\left(\frac{\Omega_s}{W}\right)_{ЛВ(РСЛ, ТСЛ)}} \approx \frac{\delta_{РСЛ, ТСЛ}}{\delta_{ОД, ПД}} \cdot \left(\frac{R_m}{R_b} + \frac{\omega \cdot R_m}{W}\right) \approx \left(\frac{\Delta\beta}{\Delta\sigma} + \frac{\omega \cdot R_m \cdot D \cdot b \cdot \sin\beta}{Q}\right) \quad (1.3)$$

де $\delta_{РСЛ, ТСЛ}$ – товщина примежового шару на робочому і тильному боці лопаті;

$\delta_{ОД, ПД}$ – товщина примежового шару на основному і покривному дисках;

R_m – кривизна міжлопатевого каналу у меридіанній площині;

R_b – кривизна міжлопатевого каналу у радіальній площині;

$$\frac{W}{\bar{\omega} \cdot R_m} = Ro \quad - \quad \text{число Росбі, кінематичний коефіцієнт;}$$

ω – частота обертання;

W – відносна швидкість;

$\Delta\beta = \beta_2 - \beta_1$ – повний поворот потоку у радіальній площині;

$\Delta\sigma$ – повний поворот потоку у меридіанній площині.

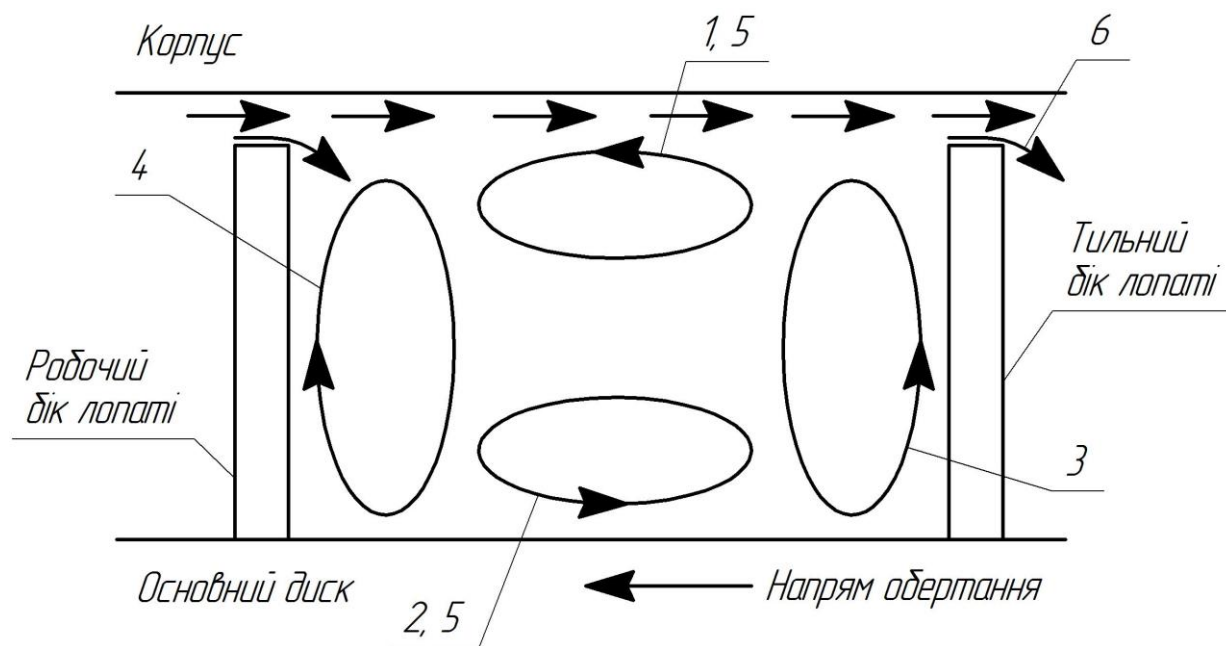


Рисунок 1.20 – Структура вихорів у каналі і на поверхні лопаті робочого колеса напіввідкритого типу:

1, 2 – кінцеві вихори у міжлопатевому каналі на корпусі і основному диску, які формуються примежовими шарами на корпусі і основному диску та кривизною лінії течії в плані в міжлопатевому каналі;

3,4 – вихори на поверхні лопаті, які виникають внаслідок меридіанної кривизни каналу і примежових шарів на поверхні лопаті;

5 – вихор, який виникає під дією сили Коріоліса і кінцевих примежових шарів на радіальних ділянках робочого колеса;

6 – перетікання через торцевий зазор між лопатями робочого колеса і корпусом

Автор роботи [47] приводить наступну картину вторинних течій у перерізі перед виходом з робочого колеса відцентрового компресора (рис. 1.21).

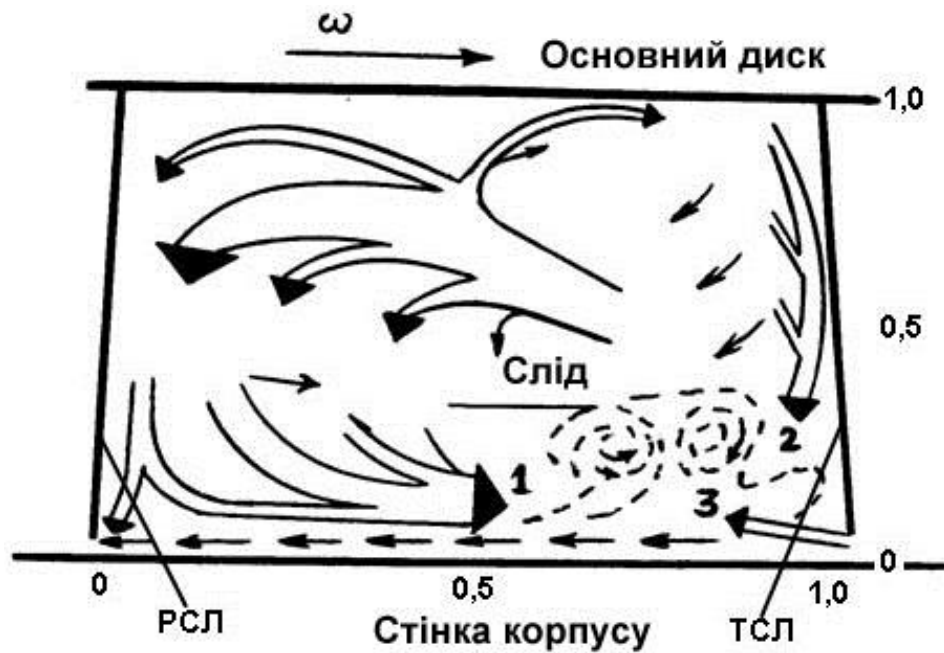


Рисунок 1.21 – Спрощена схема вторинної течії у робочому колесі Екардта у перерізі перед виходом з колеса

Поперечна течія наближається до основного вихору поблизу передньої стінки корпусу (стрілка 1), який видаляє рідину з низькою енергією з поверхні каналу і спрямовує у область сліду. Це положення можна застосувати також і для більш слабого вторинного вихору, який утворюється поблизу основного диску і тильної поверхні лопаті (стрілка 2). Додаткова рідина з низькою енергією надходить через торцевий зазор (стрілка 3). При такій інтерпретації слід, що розвивається, є своєрідним резервуаром рідини з низькою енергією, яка надходить з різних джерел. Порівняння результатів вимірювання з результатами розрахунків (з використанням квазітривимірного методу) показало досить гарне узгодження лише на вхідній ділянці робочого колеса до повороту потоку, де течія є близькою до потенційної. У наступних перерізах робочого колеса спостерігаються значні розходження між розрахунковими і експериментальними результатами. Це пояснюється початком відриву потоку, який швидко зростає, перетворюючись у чітко виражену течія типу «сліду». Автор робить висновок, що домінуючий вплив на виникнення відриву спричиняє стабілізація турбулентності

у примежовому шарі на передній стінці корпусу з боку тильної поверхні лопаті внаслідок кривизни ліній течії і обертання робочого колеса. Вторинні вихрові течії сприяють відбору примежових шарів зі стінок каналу (зливання рідини з низькою енергією у область сліду), а обертання системи і вплив кривизни ліній течії пригнічують процес турбулентного змішування у шарі в'язкого тертя між областями струминної течії і сліду.

Необхідно зазначити, що існуючі методи розрахунку вільновихрових насосів не враховують вплив моменту швидкості потоку на вході у робоче колесо, у той час як проведені дослідження [124] свідчать, що закрутка потоку суттєво впливає на робочі характеристики лопатевих насосів.

Висновки до розділу 1

На основі виконаного інформаційно-аналітичного огляду сучасного стану проблеми підвищення економічності ВВН типу «Turo» можна зробити наступні висновки:

- конструктивна схема ВВН типу «Turo» є найбільш оптимальною з точки зору отримання максимального ККД для цього типу насосів ($\eta=0,52-0,56$ в області $n_s=100-120$), мінімального пошкодження перекачуваного продукту та незабивання проточної частини;

- теоретично доведена Л. Пресманом і підтверджена експериментально наявність меридіанної циркуляції потоку (поздовжнього вихору) між РК і вільною камерою дозволяє віднести ВВН до групи вихрових гідромашин, характерна ознака робочого процесу яких полягає у тому, що створення напору пов'язане з втратами енергії, чим пояснюється невисокий ККД цих машин;

- обертальний рух рідини у вільній камері ВВН (вільний вихор) зі швидкістю ω_p кількісно визначає напір насоса. Відповідно, чим більшою є величина ω_p , тим ефективніше працює насос;

- відношення величин колової швидкості обертання рідини у вільній камері до швидкості обертання РК ω_p / ω є показником ефективності роботи ВВН;

- у ВВН існує як вихровий, так і лопатевий робочий процеси;

- існує подібність робочого процесу вільновихрового насоса та відцентрового насоса із відкритим або напіввідкритим робочим колдесом;

- одним з можливих способів покращання економічності ВВН типу «Turo» є внесення змін в конструктивну схему насоса або конструкцію РК: висування РК у вільну камеру, збільшення площі робочої частини лопаті РК і виступи на його лопатях.

Зміст розділу викладено у таких наукових публікаціях автора:

Модернизация проточной части свободновихревого насоса типа «Turo» с целью использования комбинированного рабочего процесса / А. А. Евтушенко,

А. С. Моргаль, В. А. Панченко, [та ін.] // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. - №3(109), Ч. 1. – С. 82-85.

Комбинированное использование вихревого и лопастного рабочих процессов в СВН типа "Turo" / А. А. Евтушенко, А. С. Моргаль, В. А. Панченко // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету : конференція присвячена Дню науки України та 60-річчю СумДУ. - Суми : СумДУ, 2008. - Ч.ІІ. - С. 124.

Husak O. Design of the essentially new type of axial pumps / O. Husak, A. Yevtushenko, V. Panchenko, N. Fedotova // «MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa». – Simferopol-Lublin, 2009. – Volume 11 A. – PP. 11-19.

Об одном из возможных путей создания свободновихревых насосов типа "TURO" малой быстроходности / А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18-22 квітня 2011 року / Ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2011. — Ч.3. — С. 105.

Герман В. Ф. Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободновихревых насосов типа "Turo" / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Восточно-европейский журнал передовых технологий - 2011. - № 4/8(52). - С. 33-37.

Герман В. Ф. Диапазоны параметров рабочего процесса свободновихревых насосов / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія гірничо-електромеханічна - 2011. - Випуск 22(195). - С. 42-53.

Підвищення енергоємності вільновихрового насосу типу "Turo" / О. Г. Гусак, С. О. Лугова, В. О. Панченко // Гідроаеромеханіка в інженерній діяльності: матеріали XVII Міжнародної науково-технічної конференції. - Черкаси, 2012. — С. 142.

Вільновихрові насоси типу "TURO" з комбінованим робочим процесом / В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23-26 квітня 2013 р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. - Суми : СумДУ, 2013. - Ч.2. - С. 82.

Tkach P. Improvement of cavitation erosion characteristics of the centrifugical inducer stage with the inducer bush / P. Tkach, A. Yashchenko, O. Gusak, S. Khovanskyu, V. Panchenko, I. Grechka // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies/ - Kharkiv, 2018. - №4/8(94). – PP 24-31.

Використання вільновихрових насосів у тваринництві / В. О. Панченко // «Інтеграція освіти, науки та бізнесу в сучасному середовищі: літні диспути» : тези доп. І Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції (м. Дніпро, 1-2 серпня 2019р.) – Дніпро, 2019. – С. 543-546.

РОЗДІЛ 2

ФІЗИЧНА ТА МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧОГО ПРОЦЕСУ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА

2.1 Постановка задачі дослідження

Задача вдосконалення ВВН у великому діапазоні значень n_s повинна вирішуватися шляхом створення вдосконалених конструкцій цих насосів. Діапазон оптимального ККД в насосах вільновихрового типу визначений експериментальним шляхом [6, 11]. Оптимальна робота їх обмежена вузьким інтервалом коефіцієнтів швидкохідності. В роботі [6] максимальна економічність отримана в області $n_s = 80 - 140$, в якій значення ККД вітчизняних насосів складає $\eta = 0,5 - 0,52$. Проте ці дані дещо відрізняються від наведених в [11], де максимальний ККД ВВН знаходиться в діапазоні коефіцієнтів швидкохідності $n_s = 80 - 150$. Після аналізу залежностей ККД автор роботи [15] наводить їх порівняння (рис. 2.1).

З графіка видно, що ККД ВВН типу «Туго» різко знижується в областях низької ($n_s \leq 60$) і високої швидкохідності ($n_s \geq 140$). Проте попит на розглянуті ВВН існує також і для областей з низькою та високою швидкохідностями. Сьогоднішня практика вирішення цієї задачі заснована на використанні насосів інших конструктивних схем з близькими до розглянутих ВВН експлуатаційними якостями (відсутність забивання проточної частини, добра робота на газорідній суміші, зносостійкість тощо). На теперішній час альтернативними до ВВН конструкціями для області низької швидкохідності є відцентрові насоси з напіввідкритим РК, а для області високої швидкохідності – відцентрові насоси, що мають РК з малою кількістю лопатей.

Разом з тим, необхідно шукати вирішення цієї проблеми в рамках конструктивної схеми ВВН типу «Туго». Враховуючи значну затребуваність в цих насосах як низької, так і високої швидкохідності задача підвищення енергетичних показників ВВН і розширення області їх застосування є актуальною.

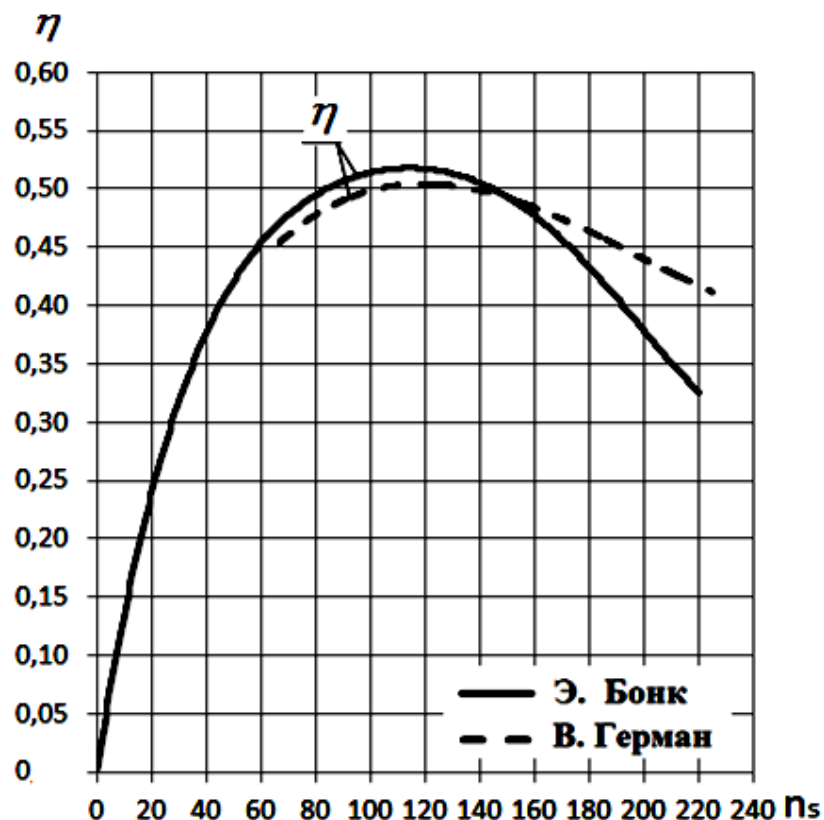


Рисунок 2.1 – Залежність ККД ВВН типу «Туро» від коефіцієнту швидкості [15]

Технологічні та експлуатаційні переваги ВВН змушують дослідників продовжувати пошук вдосконалення конструкції ВВН типу «Туро». Вище було вказано, що ВВН відноситься до гідромашин вихрового принципу дії, тому одним зі способів підвищення ККД цих насосів є вплив на організацію їх робочого процесу [1]. Одним з шляхів підвищення енергетичної ефективності ВВН типу «Туро» є перенесення відомих, застосовуваних у відцентрових насосах рішень – зміна геометрії відвідного пристрою. Для ВВН високої швидкості ця задача була вирішена І. Криштопом [48, 49, 2, 50, 51]. Ним було створено і випробувано покращений просторовий відвідний пристрій з ККД, що перевищував на 4,5% ККД ВВН з кільцевим відводом. Рекомендований діапазон застосування відвідного пристрою – ВВН в області коефіцієнту швидкості $n_s = 60 - 180$. Другим шляхом підвищення ефективності ВВН є вплив на робочий процес у вільній камері насоса, тобто на зміну конструкції РК. Базуючись на вище

вказаному про те, що ефективність передачі енергії в ВВН обумовлена швидкістю обертання рідини у вільній камері, для підвищення ефективності роботи насоса є необхідними конструктивні рішення, які б сприяли збільшенню ω_p . Цей шлях було знайдено – за участю автора цієї роботи було отримано патент на корисну модель №56039 «Вільновихровий насос» [52].

Зупинимось на змісті корисної моделі. Вільновихровий насос, який має корпус з вихровою камерою, всмоктувальний і напірний патрубків, з'єднані з вихровою камерою, яка обмежена передньою і задньою стінкою корпусу, при цьому остання має заглиблення, у якому розміщене РК, яка відрізняється тим, що напірний патрубок виконаний у вигляді спірального дифузору з просторовою криволінійною віссю, а лопаті РК мають різний розмір, а саме: частина лопатей колеса, які встановлені у заглибленні задньої стінки, через одну не виступають у вільну камеру, а інша частина висунута у вільну камеру так, що вони мають зазор з передньою стінкою корпусу 3-5 мм.

Перевірка цієї корисної моделі буде проведена у наступних розділах.

2.2 Баланс енергій у вільновихровому насосі

Аналіз балансу енергій у ВВН [5] виділяє наступні види втрат (рис. 2.2):

- механічні втрати (втрати на тертя в кінцевих ущільненнях N_y , втрати на тертя в підшипниках N_n , втрати на дискове тертя N_{om})
- гідравлічні втрати (втрати на першій стадії процесу передачі енергії N_{1cm} - втрати на вході в насос і на вході в РК; втрати на другій стадії N_{2cm} - втрати, обумовлені втратами на вихроутворення від обміну кількістю руху у вільній камері насоса; втрати у відводі $N_{відв}$).

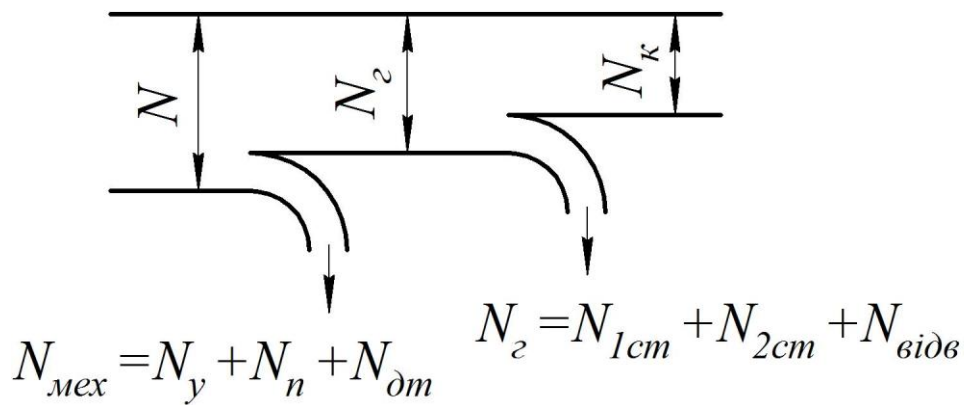


Рисунок 2.2 – Баланс енергій у ВВН типу «Туро»

У випадку використання комбінованого робочого процесу обмін кількістю руху між колесом та рідиною відбувається як за рахунок дії поздовжнього вільного вихору у вільній камері насоса, так і за рахунок лопатевого ефекту аналогічно робочому процесу у відцентрових насосах.

Таким чином видовження частини лопатей у вільну камеру ВВН вносить зміни у його баланс енергій: втрати на другій стадії процесу передачі енергії розділяються на втрати вихрового робочого процесу та на втрати лопатевого робочого процесу (рис. 2.3). При цьому лопатевий ефект є більш досконалим з точки зору енергетичної ефективності, оскільки гідравлічний ККД відцентрових насосів складає 0,85-0,95 [90], а у вихрових насосах відповідний йому ККД робочого процесу становить 0,60. Відповідно загальний ККД насоса зростає і таке зростання є тим більшим, чим більшим є відношення $\frac{N_{\text{лон}}}{N_{\text{вихр}}}$. Практично ж

максимально досяжний ККД такого насоса відповідає рівню ККД відцентрових насосів з відкритим робочим колесом.

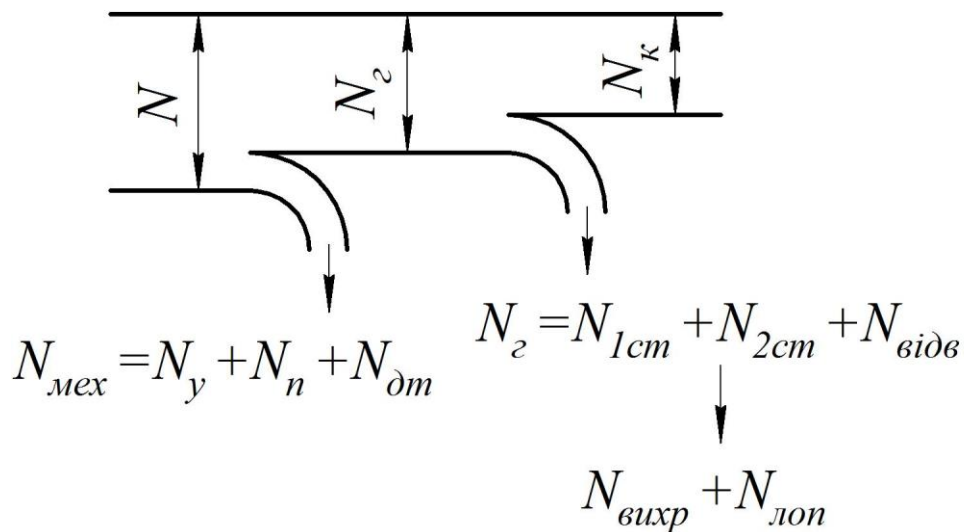


Рисунок 2.3 – Баланс енергій у ВВН типу «Туро» з комбінованим робочим процесом

2.3 Основне рівняння вільновихрових насосів

Основне рівняння ВВН (залежність напору від геометричних розмірів проточної частини) виводимо для оптимального режиму роботи насоса (максимального значення ККД), виходячи з прийнятої схеми робочого процесу.

Визначаємо енергію, яка передається від робочого колеса до потоку рідини.

Гідравлічна потужність, що передається рідині від робочого колеса, дорівнює

$$N_{\Gamma} = M_K \cdot \omega, \quad (2.1)$$

де M_K – момент, з яким лопаті колеса діють на рідину,

ω – кутова швидкість обертання робочого колеса.

З іншого боку,

$$N_{\Gamma} = N \cdot \eta_{MEX} = \frac{N_K}{\eta} \eta_{MEX}, \quad (2.2)$$

де η_{MEX} – механічний ККД насоса;

η – ККД насоса;

N_K – корисна потужність.

Оскільки корисна потужність насоса дорівнює

$$N_K = Q\rho gH, \quad (2.3)$$

отримуємо

$$N_G = Q\rho gH \frac{\eta_{MEX}}{\eta}. \quad (2.4)$$

З рівнянь (2.1) і (2.4) випливає, що напір насоса

$$H = \frac{\omega}{\rho g} \cdot \frac{1}{Q} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot M_K. \quad (2.5)$$

Момент M_K дорівнює різниці моментів кількості руху рідини, що виходить з РК та входить до нього [91]

$$\Delta M = \int_{R1}^{R2} \int_0^\varphi \rho V_u V_z r^2 dr d\varphi, \quad (2.6)$$

де V_u і V_z – колова і осьова складові швидкості рідини на вхідній та вихідній кромках лопаті колеса (рис. 2.4);

ρ – густина рідини;

dr – елемент довжини лопаті РК;

$d\varphi$ – кут між двома довільно обраними меридіанними перерізами.

Приймаємо наступні припущення:

- рідина нестислива;
- розподіл швидкостей між звичайними лопатями РК (ділянки I, рис. 2.5) не залежить від кута φ [23];
- розподіл швидкостей між звичайною та видовженою лопатями залежить від кута φ , причому характер розподілу при переході від звичайної лопаті до видовженої та від видовженої до звичайної (ділянки II, рис. 2.5) є симетричним відносно видовженої лопаті.

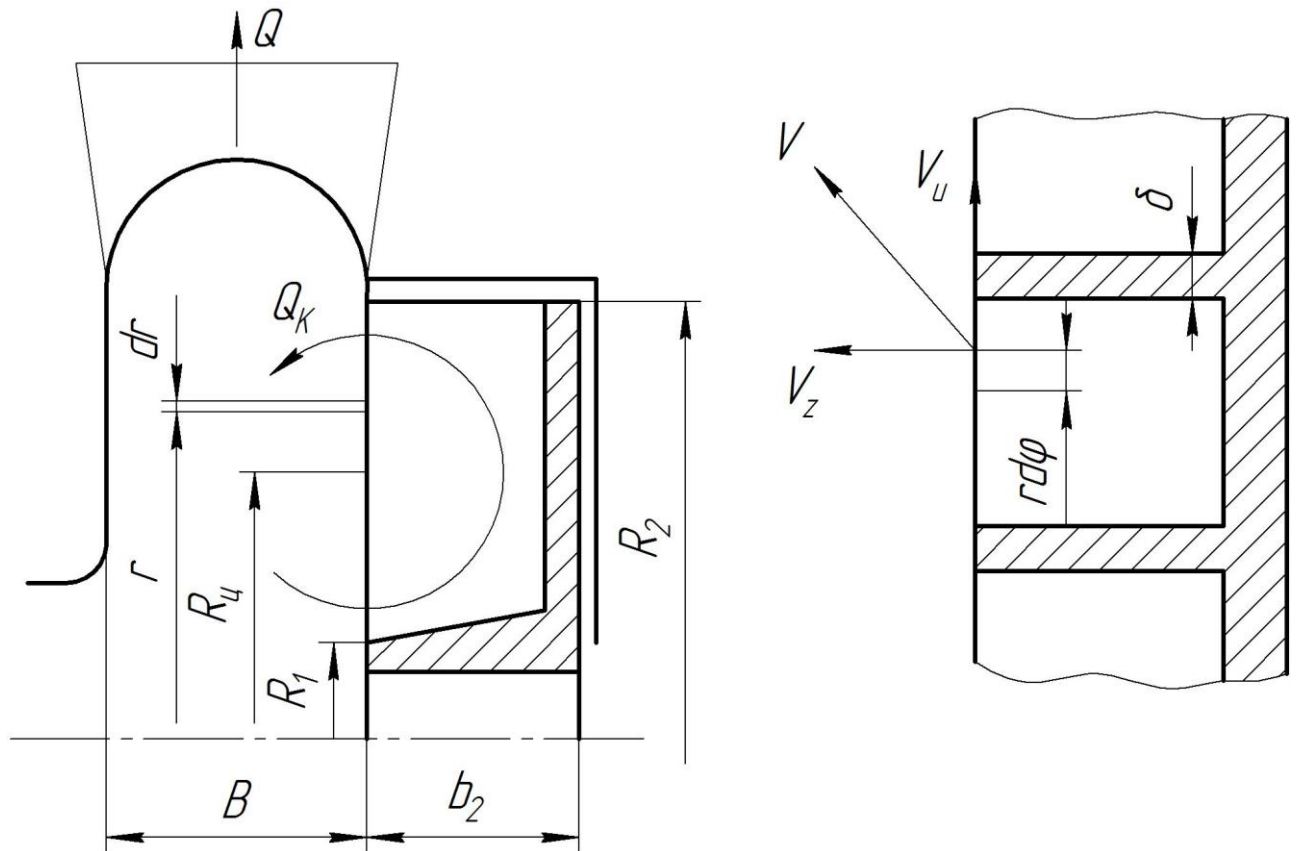


Рисунок 2.4 – Розрахункова схема руху рідини у ВВН

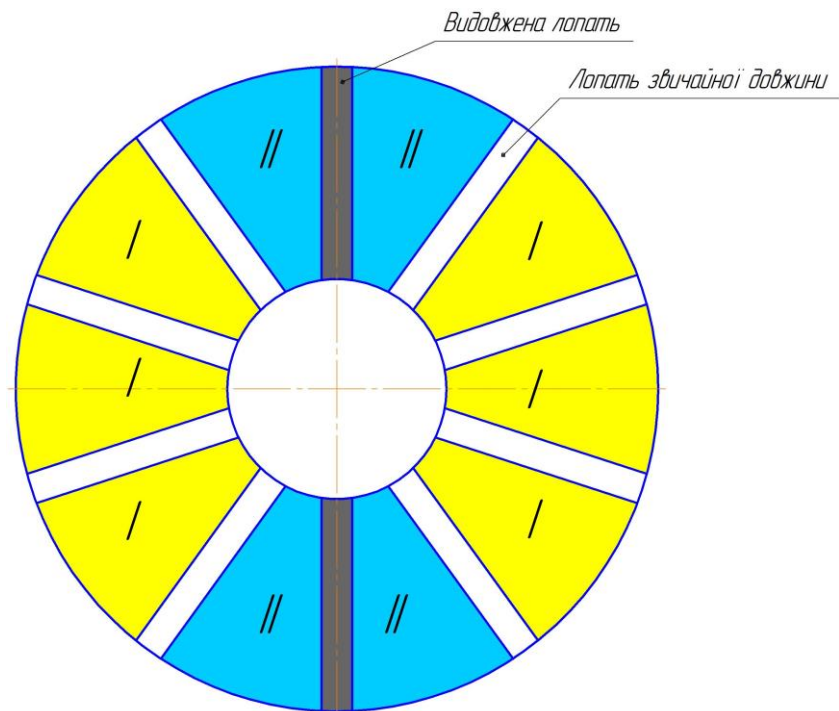


Рисунок 2.5 – Ділянки руху рідини у РК

Тоді, підставивши ΔM у вираз (2.5), отримуємо

$$H = H_I + H_{II} = \frac{(Z - 2Z_1)}{Z} \cdot 2\pi \cdot \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{Q} \int_{R_1}^{R_2} V_{uI} V_{zI} r^2 dr + \\ + \frac{2Z_1}{Z} \cdot 2\pi \cdot \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{Q} \int_{R_1}^{R_2} \int_0^{2\pi/Z} V_{uII} V_{zII} dr d\varphi, \quad (2.7)$$

де H_I – напір, створюваний за рахунок передачі енергії на ділянках між звичайними лопатями;

H_{II} – напір, створюваний за рахунок передачі енергії на ділянках між звичайними та видовженими лопатями;

Z – загальна кількість лопатей робочого колеса;

Z_1 – кількість лопатей робочого колеса, висунутих у вільну камеру насоса.

Для розв'язання рівняння (2.7) необхідно знати закон зміни швидкостей V_u і V_z вздовж лопаті РК у функції від кута φ .

2.4 Числовий експеримент

Оскільки дослідження характеру розподілу швидкостей у ВВН з частиною лопатей, висунутих у вільну камеру, за допомогою зондування є неможливим, подальше дослідження було проведене за допомогою числового експерименту з використанням програмного продукту (ПП) ANSYS Academic Research CFD 12.1.

В основу даного ПП покладений метод числового розв'язання фундаментальних законів гідромеханіки [53]: рівнянь руху в'язкої рідини разом з рівнянням нерозривності, що забезпечує обґрунтованість застосування результатів числового дослідження.

Програмний продукт ANSYS використовує метод кінцевих об'ємів, який містить у собі дискретизацію просторової області з використанням розрахункової сітки. Сітку використовують для побудування кінцевих об'ємів, які несуть у собі властивості збереження маси, імпульсу й енергії. У нашій задачі

використовується тривимірна сітка. Для простоти ілюстрації використаємо двовимірну сітку.

На рисунку 2.6 зображена типова двовимірна сітка. Усі змінні й властивості рідини зберігаються у вузлах (вершинах комірок). Контрольні об'єми (заштрихована область) будують навколо кожного вузла сітки з використанням подвійних медіан.

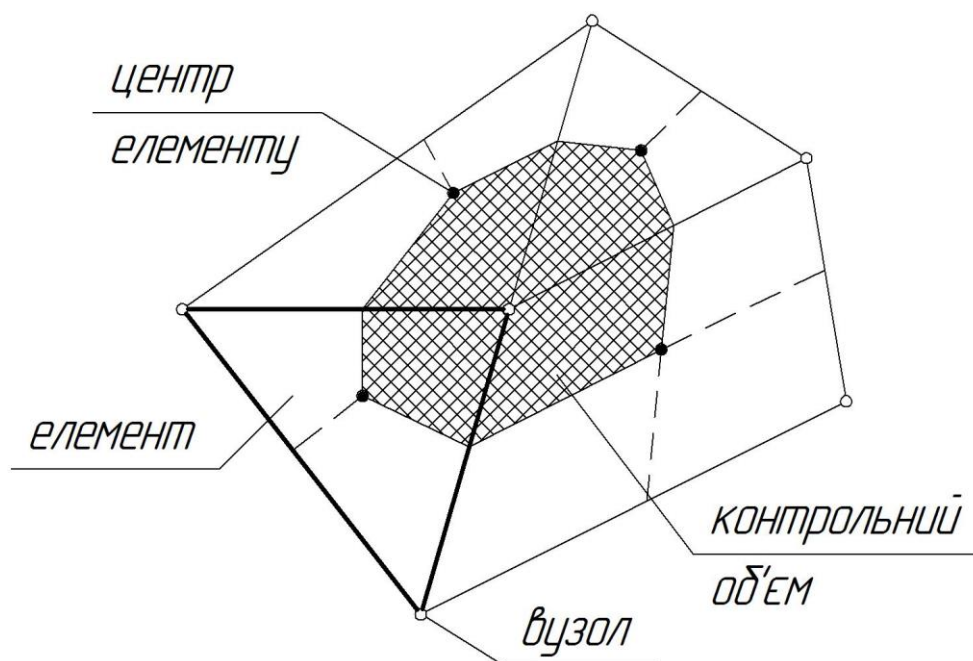


Рисунок 2.6 – Ілюстрація методу кінцевих об'ємів

Для ілюстрації методу кінцевих об'ємів напишемо рівняння збереження мас, моментів і енергії у циліндричній системі координат.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j) = 0, \quad (2.8)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho U_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j U_i) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \right), \quad (2.9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho U_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \phi}{\partial x_j} \right) \right) + S_\phi. \quad (2.10)$$

Ці рівняння інтегрують по кожному контрольному об'єму. Для перетворення об'ємних інтегралів, пов'язаних з дивергенцією і градієнтом операторів поверхневих інтегралів, застосовується теорема про дивергенції Гауса.

Якщо контрольні об'єми не деформуються з часом, то похідна за часом може бути переміщена за межі об'ємних інтегралів, тоді система інтегральних рівнянь може бути подана у вигляді:

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho U_j dn_j = 0, \quad (2.11)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho U_i dV + \int_S \rho U_j U_i dn_j = - \int_S P dn_j + \int_S \mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j + \int_V S_{U_i} dV, \quad (2.12)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \varphi dV + \int_S \rho U_j \varphi dn_j = \int_S \Gamma_{eff} \left(\frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \right) dn_j + \int_V S_\varphi dV. \quad (2.13)$$

Тут V і S відповідно означають об'ємну і поверхневу області інтегрування, а dn_j є диференціальним компонентом вектору зовнішньої нормалі до поверхні у декартовій системі координат. Інтеграли по об'єму є джерелом або набором умов, поверхневі інтеграли є підсумовуванням потоків.

Наступний крок числового алгоритму це дискретизація об'ємних і поверхневих інтегралів. Щоб проілюструвати цей крок, розглянемо одиничний елемент, як показано на рисунку 2.7.

Об'ємні інтеграли дискретизуються у межах кожного елемента сектору і накопичуються у контрольному об'ємі, якому належить сектор. Поверхневі інтеграли дискретизуються у точках інтегрування (ip_n), розміщених у центрі поверхні кожного сегменту усередині елемента, а потім розподіляються у сусідніх контрольних об'ємах. Оскільки поверхневі інтеграли є рівними і протилежними по контрольним об'ємам, які прилягають до точок інтегрування, то поверхневі інтеграли гарантовано будуть локально консервативними.

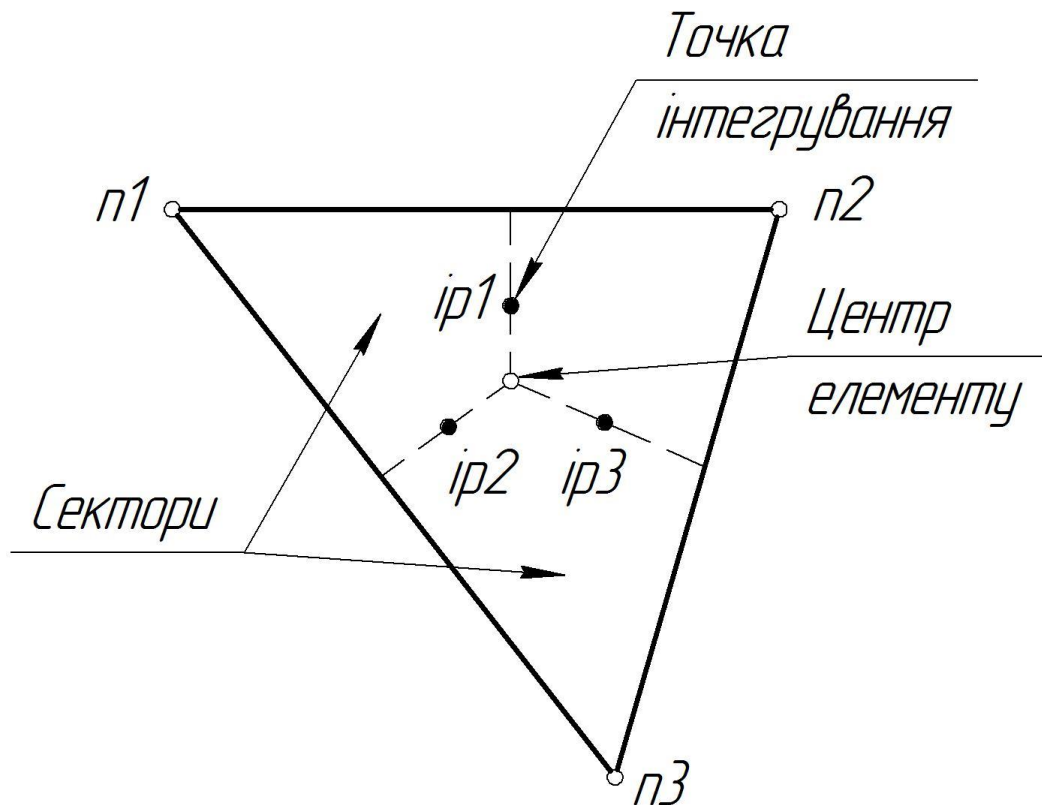


Рисунок 2.7 – Елемент сітки

Після дискретизації об'ємних і поверхневих інтегралів, інтегральні рівняння набувають вигляду

$$V \left(\frac{\rho - \rho^\circ}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} = 0, \quad (2.14)$$

$$V \left(\frac{\rho U_i - \rho^\circ U_i^\circ}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} (U_i)_{ip} = \sum_{ip} (P \Delta n_i)_{ip} + \sum_{ip} \left(\mu_{eff} \left(\frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_\varphi V, \quad (2.15)$$

$$V \left(\frac{\rho \varphi - \rho^\circ \varphi^\circ}{\Delta t} \right) + \sum_{ip} \dot{m}_{ip} \varphi_{ip} = \sum_{ip} \left(\Gamma_{eff} \frac{\partial \varphi}{\partial x_j} \Delta n_j \right)_{ip} + \bar{S}_\varphi V, \quad (2.16)$$

де $\dot{m}_{ip} = (\rho U_j \Delta n_j)_{ip}$, V – контрольний об'єм, Δt – крок за часом, Δn_j – дискретний вектор зовнішньої нормалі до поверхні, індекс «ip» означає точки інтегрування, за якими відбувається підсумовування у контрольному об'ємі, а позначення «°»

відноситься до попереднього рівня часу. У даній схемі застосовується зворотна схема Ейлера першого порядку.

Розрахунок течії було виконано шляхом числового розв'язання системи рівнянь, які описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища – рівнянь Нав'є-Стокса та рівняння нерозривності. Моделювання турбулентних течій було виконано з використанням рівнянь Рейнольдса, для замикання яких у даному ПП використовується ряд моделей турбулентності.

Попередні дослідження [15] свідчать, що для проведення розрахунку течії у ВВН найбільш доцільно використовувати SST модель турбулентності.

Найбільш поширеними серед диференціальних моделей турбулентності є двопараметричні моделі, засновані на розгляді кінетичної енергії турбулентних пульсацій k . Як друге рівняння в них використовують рівняння переносу швидкості дисипації енергії ε або рівняння питомої швидкості дисипації енергії ω . Різниця моделей полягає у врахуванні впливу стінки під час проведення розрахунку пристінкових течій. Моделі турбулентності типу k - ε з високим ступенем достовірності описують течію на віддаленні від стінки, а моделі типу k - ω мають перевагу під час моделювання пристінкових течій. SST модель турбулентності поєднує кращі властивості вказаних моделей, оскільки вона містить у собі спеціальну функцію, яка відповідає за переключення з однієї моделі турбулентності на іншу.

Повний перелік можливостей даного ПП, покладеного у його основу математичного апарату і базових моделей гідродинаміки можна знайти у документації на даний ПП [54, 55], а також у значній кількості публікацій [56, 57, 58, 59].

Розрахунок було виконано у стаціонарній постановці. Робоче середовище (вода за нормальних умов) вважалось нестисливим, режим течії – турбулентним.

Математична модель, використана у розрахунках, ґрунтується на системі рівнянь збереження імпульсу та маси, та SST-моделі турбулентності:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = F_i - \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_{ef}}{\rho} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right];$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0;$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \beta^* \rho k \omega;$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\mu_{ef} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) - \rho \beta \omega^2 + C d_\omega + \alpha \frac{\rho}{\mu_t} P_k,$$

- де
- F_i – проекції вектору масових сил на осі координат;
 - p – гідродинамічний тиск;
 - k – кінетична енергія турбулентних пульсацій;
 - x_j – декартові координати;
 - u_j – проекції швидкості в декартовій системі координат;
 - $\mu_{ef} = \mu + \mu_t$ – ефективна в'язкість;
 - μ_t – турбулентна в'язкість;
 - μ – молекулярна в'язкість;
 - P_k – генераційний член;
 - $C d_\omega$ – перехресний член;
 - α, β, β^* – емпіричні константи SST моделі;
 - t – час;
 - ω – частота турбулентних пульсацій.

Під час проведення числового дослідження були прийняті наступні припущення:

- потік на вході у розрахункову область є вісесиметричним;
- режим течії є усталеним;
- течія у ніші корпусу за РК не впливає на параметри основного потоку у насосі та його інтегральні характеристики.

Для проведення числового експерименту за допомогою програмного продукту SolidWorks були створені тривимірні рідиннотільні моделі робочого колеса і корпусу насоса (рис. 2.8).

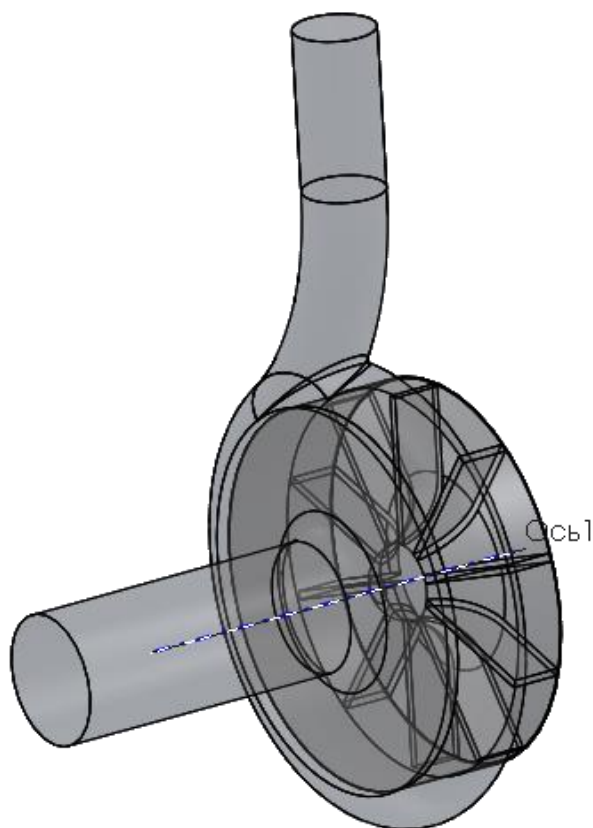


Рисунок 2.8 – Тривимірні рідиннотільні моделі

Після створення рідиннотільних моделей були побудовані розрахункові сітки. Для робочого колеса була побудована блочно-структурована гексаедрна сітка. Для корпусу насоса була побудована неструктурована тетраедрна сітка. Поблизу твердих стінок були створені декілька шарів призматичних комірок, що дозволило збільшити роздільну здатність пристінкової області для розрахунку примежевого шару. За результатами розрахунків величина змінної Y^+ становила не більше 2, що підтверджує адекватність використання SST-моделі турбулентності. Густина розрахункових сіток складала: для робочого колеса – 1 200 000 комірок і 285 000 вузлів, для корпусу насоса – 1 500 000 комірок і 420 000 вузлів.

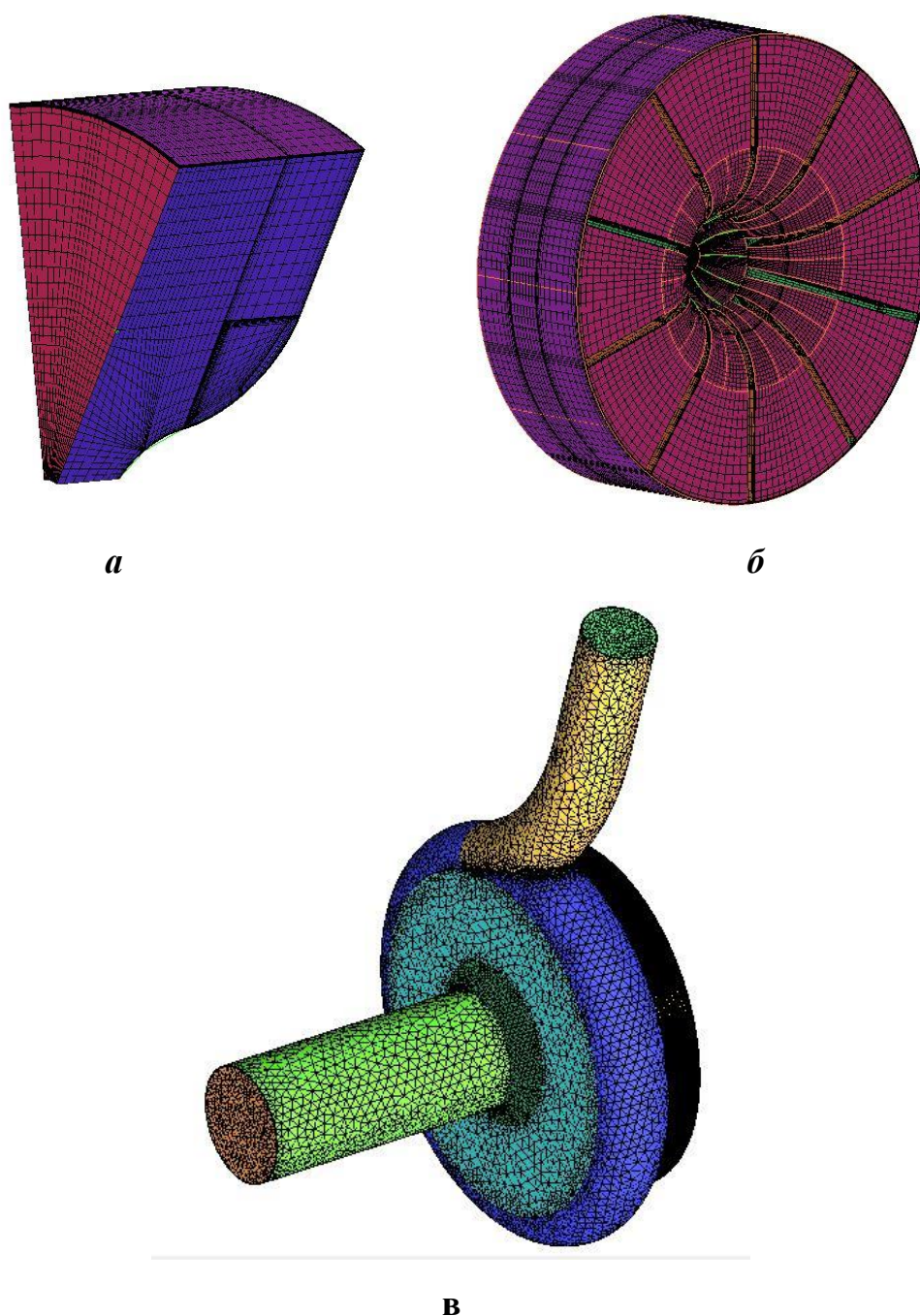


Рисунок 2.9 – Видял розрахункових сіток:

а – елементу робочого колеса; б – робочого колеса; в – корпусу насоса

Після генерації сіток у Пре-Процесорі була створена розрахункова область (рис. 2.10), яка складалась з робочого колеса та корпусу насоса, який поєднує у собі вхідний патрубок, вільну камеру та вихідний патрубок. На вході в розрахункову область задавалась масова витрата (G , кг/с). Для параметрів турбулентності на вході був заданий середній рівень інтенсивності. На виході з розрахункової області задавалась величина статичного тиску (p , МПа).

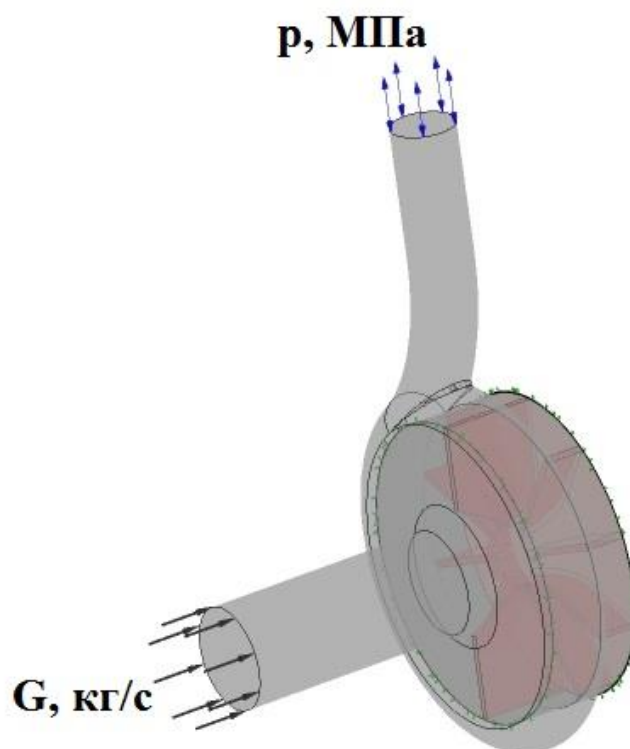


Рисунок 2.10 – Розрахункова область

Були визначені області інтерфейсу на межі взаємодії роторних і статорних елементів. Тип інтерфейсу був вказаний як «frozen rotor» («заморожений ротор»), що передбачало осереднення параметрів за часом [61].

У результаті числового розрахунку були отримані миттєві величини швидкостей і тисків у кожній комірці розрахункової сітки. Для визначення інтегральних величин було проведено осереднення по масовій витраті.

На рис. 2.11 наведені порівняльні інтегральні характеристики насоса, отримані за результатами числового дослідження і за результатами досліджень на експериментальному стенді. У даному випадку можна констатувати наявність достатнього рівня відповідності отриманих характеристик.

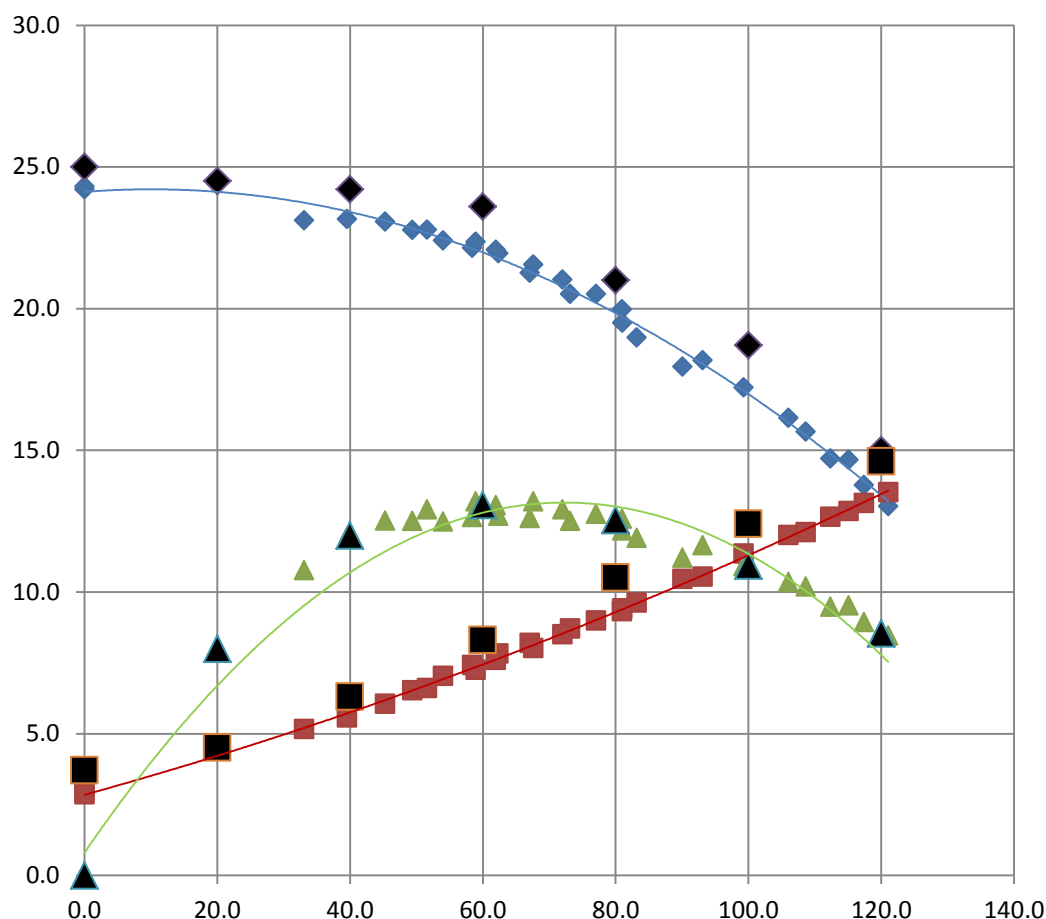


Рисунок 2.11 – Порівняння характеристик досліджуваного насоса, отриманих за результатами числового та фізичного експериментів (чорний колір – точки за результатами числового експерименту)

На рис. 2.12 наведено порівняння розподілу швидкостей вздовж лопаті РК за результатами зондування [5] та за результатами числового експерименту. Отримані результати демонструють добре співпадіння. Таким чином можна стверджувати про адекватність прийнятого методу числового розрахунку як такого, що дає достовірний результат і прийняти його у подальшому для проведення дослідження ВВН з комбінованим робочим процесом.

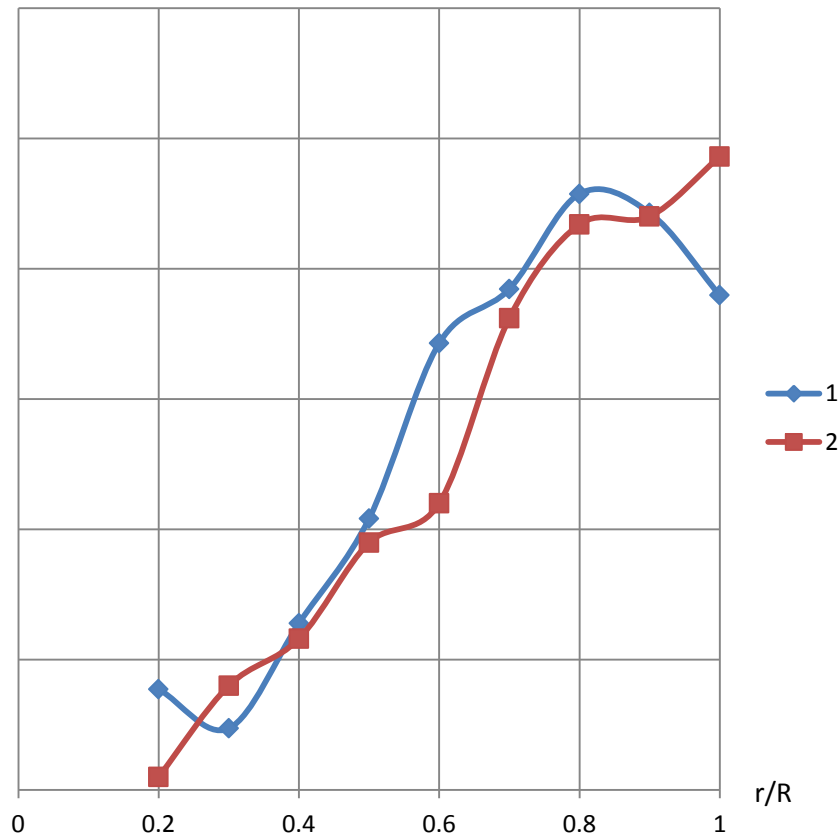
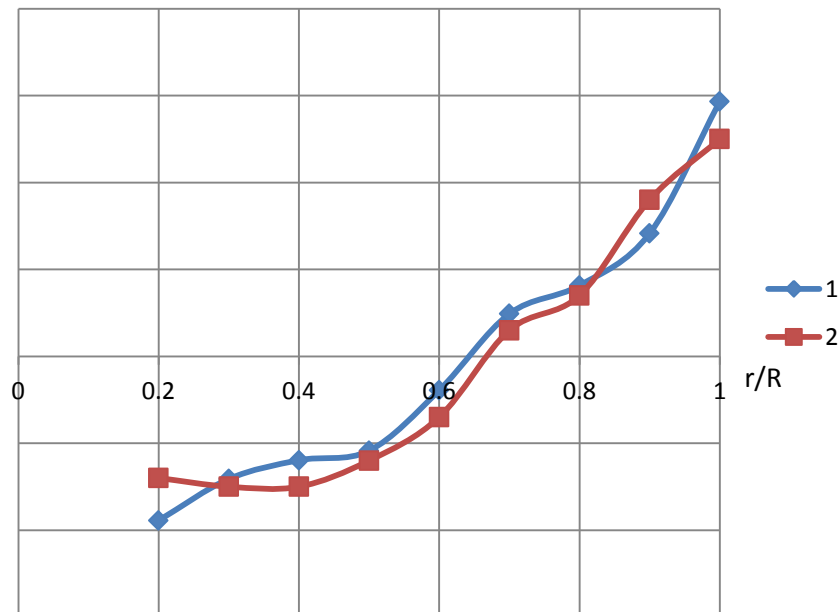
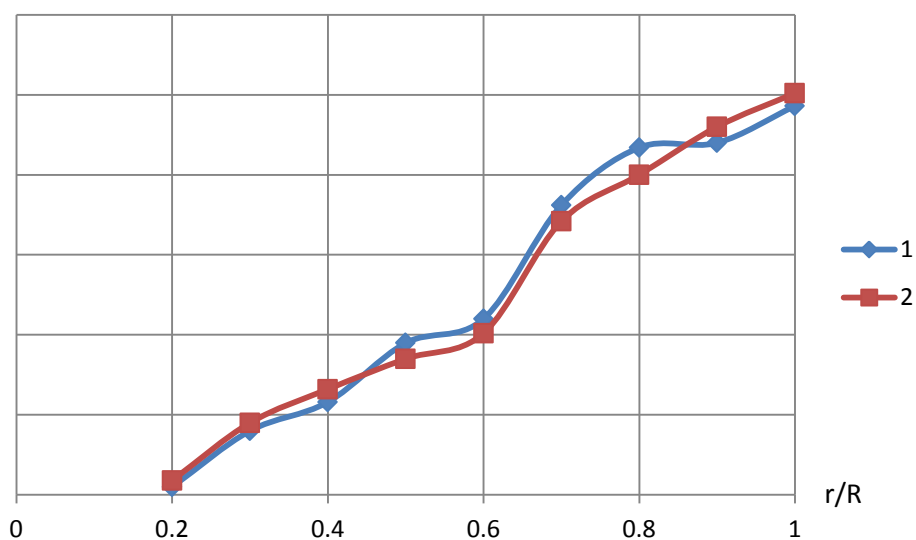
V_U  V_Z 

Рисунок 2.12 – Розподіл швидкостей вздовж лопаті РК нормальної довжини:

1 – зондування, 2 – числовий експеримент

З метою розв'язання рівняння (2.7) за допомогою числового методу розрахунку було отримано закони розподілу колової та радіальної складових абсолютної швидкості вздовж кромek лопатей РК. Результати розрахунку наведені на рис. 2.13.

$$V_U$$


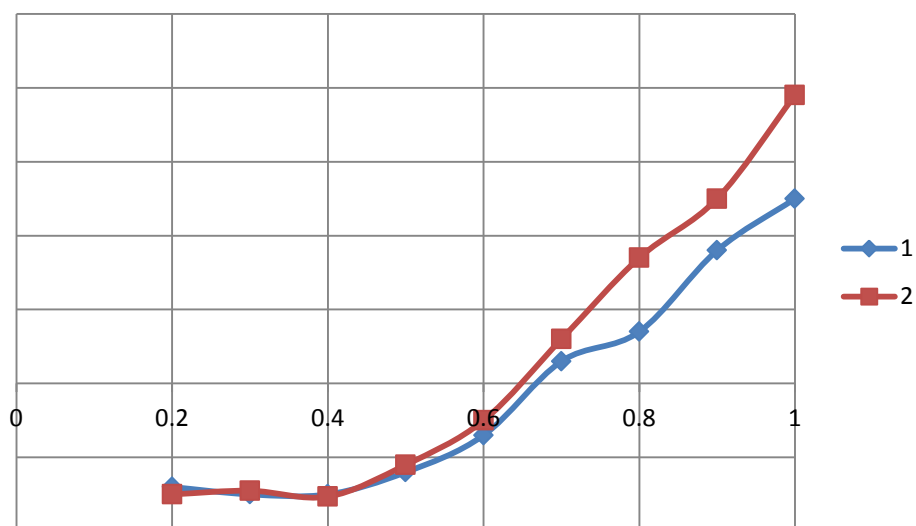
$$V_Z$$


Рисунок 2.13 – Розподіл швидкостей вздовж лопатей РК:
 1 – звичайної довжини; 2 – висунутої у вільну камеру

2.5 Уточнення математичної моделі

Отримані за результатами проведеного числового експерименту дані дозволяють виконати розв'язок рівняння (2.7).

2.5.1 Визначення напору, створюваного за рахунок передачі енергії на ділянках між звичайними лопатями

Розподіл колової складової швидкості V_u перед РК, отриманий при зондуванні потоку [5], наведене на рис. 2.14. Якщо припустити, що рух рідини у РК є струминним, то колову складову швидкості на виході з РК можна визначити з трикутника швидкостей, побудованого з урахуванням впливу кінцевого числа лопатей. Зменшення колової складової швидкості буде дорівнювати:

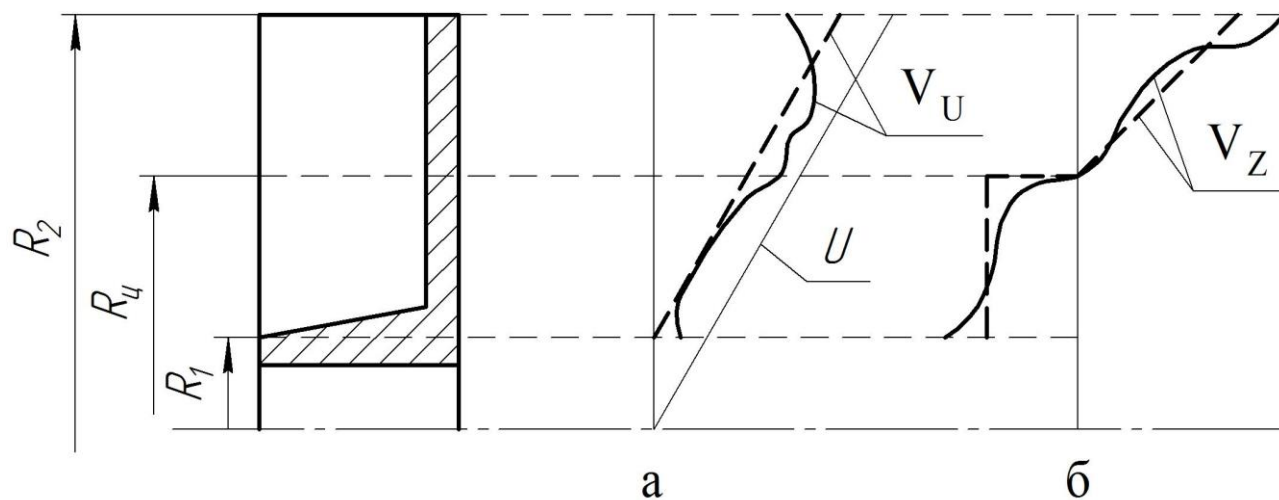


Рисунок 2.14 – Розподіл швидкостей вздовж лопаті РК звичайної довжини:

а – колової; б – осьової

————— – дослідна еюра; **- - - - -** – розрахункова еюра

$$V_{u2} = \frac{V_{u2\infty}}{1+p}, \quad (2.17)$$

Для робочих коліс з радіальними лопатями $\beta_{2,u} = 90^\circ$ можна прийняти $V_{u2\infty} = U_2$, тоді

$$V_{u2} = \frac{U_2}{1+p}, \quad (2.18)$$

де p – поправка на кінцеве число лопатей.

Попередніми дослідженнями [5] встановлено, що колова складова швидкості у площині, близької до торців лопатей у точках з відносним радіусом

$\bar{r} = \frac{r}{R_2} \leq 0,3$ є близькою до нуля. Виходячи з цього можна прийняти, що на

вихідній ділянці РК $V_{u1} = 0$.

Для спрощення розрахунків дослідну епюру лінеаризують. Тоді закон зміни колової складової швидкості V_u вздовж кромки лопаті з урахуванням (2.17) приймає вигляд:

$$V_u = \frac{\omega R_2}{(1+p)(R_2 - R_1)}(r - R_1), \quad (2.18)$$

Позначаємо

$$\frac{R_2}{(1+p)(R_2 - R_1)} = a_1. \quad (2.19)$$

Кінцево отримуємо

$$V_u = \omega a_1 (r - R_1). \quad (2.20)$$

Закон зміни осьової складової швидкості V_z вздовж лопаті отримаємо з умови нерозривності об'єму рідини в колесі. При цьому сумарна витрата рідини через поверхню, яка проходить через кромки лопатей, дорівнює нулю, тобто:

$$\int_{R_1}^{R_2} dQ_K = \int_{R_1}^{R_2} V_z (2\pi r - \delta z) dr = 0, \quad (2.21)$$

де δ – товщина лопаті;

z – число лопатей.

Дослідна епюра швидкості V_z показана на рис. 2.14. Припустимо, що центр поздовжнього вихору знаходиться на кромці лопаті. Радіус центру вихору при цьому:

$$R_0 = \sqrt{\frac{R_1^2 + R_2^2}{2}}. \quad (2.22)$$

З метою спрощення розрахунків виконаємо лінеаризацію дослідної епюри. При цьому розрахункова епюра буде мати вигляд, наведений на рис. 2.14 б. Швидкість на вхідній ділянці була прийнята постійною, на вихідній мала лінійний закон розподілу.

Витрата рідини, яка входить до РК:

$$Q_K = \int_{R_1}^{R_0} V_{z1} (2\pi r - \delta z) dr = V_{z1} \left[(R_0^2 - R_1^2) \pi - \delta z (R_0 - R_1) \right]. \quad (2.23)$$

Тоді швидкість на вході до РК:

$$V_{z1} = \frac{Q_K}{\pi (R_0^2 - R_1^2) - \delta z (R_0 - R_1)}. \quad (2.24)$$

Позначаємо

$$\frac{1}{\pi (R_0^2 - R_1^2) - \delta z (R_0 - R_1)} = a_2. \quad (2.25)$$

Тоді

$$V_{z1} = a_2 Q_K. \quad (2.26)$$

Витрата рідини, яка виходить з РК:

$$Q_K = \int_{R_0}^{R_1} V_z (2\pi r - \delta z) dr. \quad (2.27)$$

Швидкість V_z на виході з РК змінюється за законом:

$$V_z = a_3 (r - R_0). \quad (2.28)$$

Підставляючи до (2.27), отримуємо

$$Q_K = \int_{R_0}^{R_1} a_3 (r - R_0) (2\pi r - \delta z) dr = .$$

$$= a_3 \left[\frac{2\pi}{3} (R_2^3 - R_0^3) - \frac{\delta z}{2} (R_2^2 - R_0^2) - \pi R_0 (R_2^2 - R_0^2) + R_0 \delta z (R_2 - R_0) \right]. \quad (2.29)$$

Тоді

$$a_3 = \frac{Q_K}{\frac{2\pi}{3} (R_2^3 - R_0^3) - \frac{\delta z}{2} (R_2^2 - R_0^2) - \pi R_0 (R_2^2 - R_0^2) + R_0 \delta z (R_2 - R_0)}. \quad (2.30)$$

Підставляючи у першу частину виразу (2.7) закони зміни колової і осьової складової швидкостей вздовж лопаті і інтегруючи, отримуємо

$$\begin{aligned} H_I &= 2\pi \frac{\omega}{g} \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \frac{1}{Q} \int_{R_1}^{R_2} V_u V_z r^2 dr = 2\pi \frac{\omega}{g} \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \frac{1}{Q} \times \\ &\times \left[\int_{R_0}^{R_2} \omega a_1 (r - R_1) a_3 Q_K (r - R_0) r^2 dr - \int_{R_1}^{R_0} \omega a_1 (r - R_1) a_2 Q_K r^2 dr \right] = \\ &= 2\pi \frac{\omega^2}{n} \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \frac{Q_K}{Q} a_1 (a_3 A_1 - a_2 A_2), \end{aligned} \quad (2.24)$$

де

$$A_1 = \frac{R_2^5 - R_0^5}{5} - (R_0 + R_1) \frac{R_2^4 - R_0^4}{4} + R_1 R_0 \frac{R_2^3 - R_0^3}{3}, \quad (2.25)$$

$$A_2 = \frac{R_0^4 - R_1^4}{4} - R_1 \frac{R_0^3 - R_1^3}{3}. \quad (2.25)$$

Вводимо функцію F_1 , яка залежить від відносних геометричних параметрів

$$\bar{D}_1 = \frac{D_1}{D_2} \text{ і } \bar{\delta} = \frac{\delta}{D_2}$$

$$F_1 = f(\bar{D}_1, \bar{\delta}, z) = \frac{a_1 (a_3 A_1 - a_2 A_2)}{D_2^2} \quad (2.26)$$

і функцію F_2 , яка залежить від відносної ширини вільної камери \bar{B} і відносної ширини РК \bar{b}_2 і яка впливає на інтенсивність поздовжньо-вихрового руху в насосі

$$F_2 = f(\bar{B}, \bar{b}_2) = \frac{Q_K}{Q}. \quad (2.27)$$

Тоді

$$H = \frac{(Z - 2Z_1)}{Z} 2\pi \frac{\omega^2}{g} \frac{\eta}{\eta_{MEX}} F_1 F_2 D_2^2. \quad (2.28)$$

2.5.2 Визначення напору, створюваного за рахунок передачі енергії на ділянках між звичайними і видовженими лопатями

Для визначення моменту кількості руху рідини на ділянці колеса II (див. рис. 2.15) виділимо на кромці лопаті три характерні ділянки: 1 – вздовж частини зовнішньої поверхні лопаті, яка виступає у вільну камеру; 2 – вздовж торцевої поверхні лопаті у вільній камері; 3 – вздовж вхідної частини лопаті, нахиленої до осі обертання колеса під кутом α .

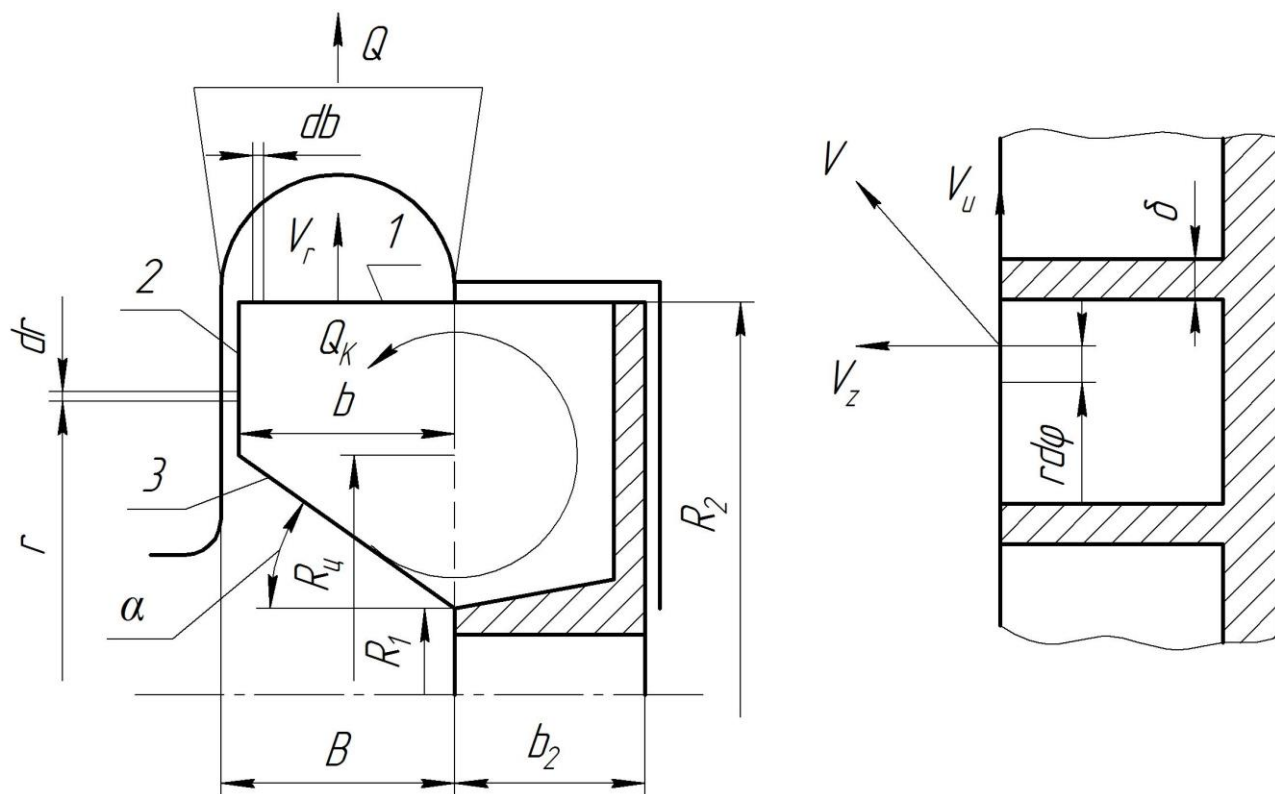


Рисунок 2.15 – Розрахункова схема для визначення H_{II}

Тоді

$$H_{II} = H_{II1} + H_{II2} + H_{II3}, \quad (2.29)$$

Розглянемо окремо кожен із складових цього рівняння.

Ділянка 1.

$$H_{II1} = 2\pi \cdot \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{Q} \int_0^b \int_0^{2\pi/Z} V_u V_r db d\varphi, \quad (2.30)$$

де db – елемент довжини кромки лопаті.

Отримані епюри розподілу складових швидкості вздовж кромки лопаті можна лінеаризувати наступним чином:

- радіальну складову швидкості на ділянці 1 приймаємо постійною величиною і визначаємо з рівняння нерозривності рідини

$$V_r = \frac{Q}{2\pi R_2 B}; \quad (2.31)$$

- колову складову швидкості визначаємо як

$$V_r = \omega \cdot R_2. \quad (2.32)$$

Оскільки складові швидкості є константами, можемо винести їх за межі інтегралу. Приймаємо, що параметри руху у інтервалі між лопаттю звичайної довжини та видовженою лопаттю змінюються лінійно від кута φ . Тоді

$$\begin{aligned} H_{II1} &= 2\pi \cdot \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{Q} V_u V_r \int_0^b \int_0^{2\pi/Z} \frac{\varphi}{2\pi/z} db d\varphi = \\ &= 2\pi \cdot \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{Q} \cdot \frac{Q}{2\pi R_2 b} \cdot \omega R_2 \cdot \frac{1}{2\pi/z} \int_0^b \int_0^{2\pi/Z} \varphi db d\varphi = \\ &= \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{B} \cdot \omega \cdot \frac{1}{2\pi/z} \int_0^b \int_0^{2\pi/Z} \varphi db d\varphi = \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{B} \cdot \omega \cdot b \cdot \frac{2\pi/z}{2} = \\ &= \frac{\omega^2}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{2\pi b}{z \cdot B} \end{aligned}, \quad (2.33)$$

Ділянка 2.

$$H_{II1} = 2\pi \cdot \frac{\omega}{g} \cdot \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \cdot \frac{1}{Q} \int_{R_2 - B \tan \alpha}^{R_2} \int_0^{2\pi/Z} V_{u_2} V_{z_2} r^2 dr d\varphi, \quad (2.34)$$

Для робочих коліс з радіальними лопатями $\beta_{2,u} = 90^\circ$ можна прийняти $V_{u2\infty} = U_2$, тоді

$$V_{u2} = \frac{U_2}{1+p}, \quad (2.35)$$

де p – поправка на кінцеве число лопатей.

Для спрощення розрахунків дослідну епюру лінеаризують. Тоді закон зміни колової складової швидкості V_u вздовж кромки лопаті приймає вигляд:

$$V_u = \frac{\omega R_2}{(1+p)B \operatorname{tg} \alpha} (r - R_2 + B \operatorname{tg} \alpha), \quad (2.36)$$

Позначаємо

$$\frac{R_2}{(1+p)B \operatorname{tg} \alpha} = a_1. \quad (2.37)$$

Кінцево отримуємо

$$V_u = \omega a_1 (r - R_2 + B \operatorname{tg} \alpha). \quad (2.38)$$

Закон зміни осьової складової швидкості V_z вздовж лопаті отримаємо з умови нерозривності об'єму рідини у колесі. При цьому сумарна витрата рідини через поверхню, яка проходить через кромки лопатей, дорівнює нулю, тобто:

$$\int_{R_1}^{R_2} dQ_K = \int_{R_1}^{R_2} V_z (2\pi r - \delta z) dr = 0, \quad (2.39)$$

де δ – товщина лопаті;

z – число лопатей.

Радіус центру вихору:

$$R_0 = R_2 - B \operatorname{tg} \alpha. \quad (2.40)$$

З метою спрощення розрахунків виконаємо лінеаризацію дослідної епюри. При цьому розрахункова епюра буде мати вигляд, наведений на рис. 2.14 б. Швидкість на вхідній ділянці була прийнята постійною, на вихідній мала лінійний закон розподілу.

Витрата рідини, яка входить до РК:

$$Q_K = \int_{R_1}^{R_0} V_{z1} (2\pi r - \delta z) dr = V_{z1} \left[\left((R_2 - Btg\alpha)^2 - R_1^2 \right) \pi - \delta z \left((R_2 - Btg\alpha) - R_1 \right) \right]. \quad (2.41)$$

Тоді швидкість на вході до РК:

$$V_{z1} = \frac{Q_K}{\pi \left((R_2 - Btg\alpha)^2 - R_1^2 \right) - \delta z \left((R_2 - Btg\alpha) - R_1 \right)}. \quad (2.42)$$

Позначаємо

$$\frac{1}{\pi \left((R_2 - Btg\alpha)^2 - R_1^2 \right) - \delta z \left((R_2 - Btg\alpha) - R_1 \right)} = a_2. \quad (2.43)$$

Тоді

$$V_{z1} = a_2 Q_K. \quad (2.44)$$

Витрата рідини, яка виходить з РК:

$$Q_K = \int_{R_0}^{R_1} V_z (2\pi r - \delta z) dr. \quad (2.45)$$

Швидкість V_z на виході з РК змінюється за законом:

$$V_z = a_3 \left(r - (R_2 - Btg\alpha) \right). \quad (2.46)$$

Підставляючи до (2.45), отримуємо

$$Q_K = \int_{R_0}^{R_1} a_3 \left(r - (R_2 - Btg\alpha) \right) (2\pi r - \delta z) dr = .$$

$$= a_3 \left[\frac{2\pi}{3} \left(R_2^3 - (R_2 - Btg\alpha)^3 \right) - \frac{\delta z}{2} \left(R_2^2 - (R_2 - Btg\alpha)^2 \right) - \right. \\ \left. - \pi R (R_2 - Btg\alpha) \left(R_2^2 - (R_2 - Btg\alpha)^2 \right) + (R_2 - Btg\alpha) \delta z (Btg\alpha) \right]. \quad (2.47)$$

Тоді

$$a_3 = \frac{Q_K}{\frac{2\pi}{3} \left(R_2^3 - (R_2 - Btg\alpha)^3 \right) - \frac{\delta z}{2} \left(R_2^2 - (R_2 - Btg\alpha)^2 \right) - \pi (R_2 - Btg\alpha) \left(R_2^2 - (R_2 - Btg\alpha)^2 \right) + R_0 \delta z (Btg\alpha)}. \quad (2.48)$$

Підставляючи у першу частину виразу (2.34) закони зміни колової і осьової складової швидкостей вздовж лопаті і інтегруючи, отримуємо

$$\begin{aligned}
H_I &= 2\pi \frac{\omega}{g} \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \frac{1}{Q} \int_{R_2 - B \operatorname{tg} \alpha}^{R_2} V_{u_2} V_{z_2} r^2 dr = 2\pi \frac{\omega}{g} \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \frac{1}{Q} \times \\
&\times \left[\int_{R_0}^{R_2} \omega a_1 (r - R_1) a_3 Q_K (r - (R_2 - B \operatorname{tg} \alpha)) r^2 dr - \int_{R_1}^{R_0} \omega a_1 (r - R_1) a_2 Q_K r^2 dr \right] = \\
&= 2\pi \frac{\omega^2}{n} \frac{\eta}{\eta_{MEX}} \frac{Q_K}{Q} a_1 (a_3 A_1 - a_2 A_2), \tag{2.49}
\end{aligned}$$

де

$$\begin{aligned}
A_1 &= \frac{R_2^5 - (R_2 - B \operatorname{tg} \alpha)^5}{5} - ((R_2 - B \operatorname{tg} \alpha) + R_1) \frac{R_2^4 - (R_2 - B \operatorname{tg} \alpha)^4}{4} + \\
&+ R_1 (R_2 - B \operatorname{tg} \alpha) \frac{R_2^3 - (R_2 - B \operatorname{tg} \alpha)^3}{3} \tag{2.50}
\end{aligned}$$

$$A_2 = \frac{(R_2 - B \operatorname{tg} \alpha)^4 - R_1^4}{4} - R_1 \frac{(R_2 - B \operatorname{tg} \alpha)^3 - R_1^3}{3}. \tag{2.51}$$

Вводимо функцію F , яка залежить від відносної величини висування лопаті у вільну камеру $\bar{b} = \frac{b}{B}$ та кута α

$$F = f(\bar{b}, \alpha) = \bar{b} \cdot \frac{\alpha}{90}, \tag{2.52}$$

F_1 , яка залежить від відносних геометричних параметрів $\bar{D}_1 = \frac{D_1}{D_2}$ і $\bar{\delta} = \frac{\delta}{D_2}$

$$F_1 = f(\bar{D}_1, \bar{\delta}, z) = \frac{a_1 (a_3 A_1 - a_2 A_2)}{D_2^2} \tag{2.53}$$

і функцію F_2 , яка залежить від відносної ширини вільної камери \bar{B} і відносної ширини РК \bar{b}_2 і яка впливає на інтенсивність поздовжньо-вихрового руху в насосі

$$F_2 = f(\bar{B}, \bar{b}_2) = \frac{Q_K}{Q}. \tag{2.54}$$

Тоді

$$H_{II2} = \frac{(Z - 2Z_1)}{Z(1 + F)} 2\pi \frac{\omega^2}{g} \frac{\eta}{\eta_{MEX}} F_1 F_2 D_2^2. \tag{2.55}$$

Після підстановки отриманих виразів у (2.7) отримуємо

$$H = H_I + H_{II} = 2\pi \frac{\omega^2}{g} \frac{\eta}{\eta_{\text{max}}} \frac{F_1 F_2 D_2^2}{\left(\frac{z - 2z_1}{z} + \frac{2z_1}{z(1+F)} \right)}. \quad (2.56)$$

Висновки до розділу 2

У результаті аналізу попередніх досліджень було встановлено, що найбільш доцільним способом впливу на геометрію проточної частини ВВН є зміна геометричних параметрів РК (висування лопатей у вільну камеру). При цьому враховано, що висування усіх лопатей суттєво впливає на максимально припустимий розмір перекачуваних твердих домішок у рідині. Тому запропоновано висувати у вільну камеру лише частину лопатей.

Розглянуто баланс енергій у ВВН з удосконаленою проточною частиною та зроблено висновок про можливість підвищення його ефективності за рахунок використання комбінованого робочого процесу («вихровий» + «лопатевий»).

Проаналізовано існуючу математичну модель робочого процесу ВВН типу «Туго» і сформульовано спосіб її вдосконалення.

Розглянуто можливість використання різних моделей турбулентності для проведення числового розрахунку. Зроблено висновок про те, що для проведення розрахунку течії у ВВН найбільш доцільно використовувати SST модель турбулентності. Побудовано тривимірні рідинотільні моделі проточної частин ВВН. Проведений числовий експеримент.

На основі даних, отриманих за результатами числового експерименту, визначено характер розподілу швидкостей вздовж лопатей РК (звичайної ширини та висунутої у вільну камеру). Апроксимація епюр швидкостей дозволила уточнити математичну модель та розв'язати основне рівняння ВВН.

Зміст розділу викладено у таких наукових публікаціях автора:

Об одном из возможных путей создания свободновихревых насосов типа "TURO" малой быстроходности / А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18-22 квітня 2011 року / Ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2011. — Ч.3. — С. 105.

Герман В. Ф. Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободновихревых насосов типа "Turo" / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Восточно-европейский журнал передовых технологий - 2011. - № 4/8(52). - С. 33-37.

Герман В. Ф. Диапазоны параметров рабочего процесса свободновихревых насосов / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія гірничо-електромеханічна - 2011. - Випуск 22(195). - С. 42-53.

Вільновихрові насоси типу "TURO" з комбінованим робочим процесом / В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23-26 квітня 2013 р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. - Суми : СумДУ, 2013. - Ч.2. - С. 82.

Розширення типорозмірного ряду вільновихрових насосів типу «Turo» / В. О. Панченко // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XVIII Міжнародної науково-технічної конференції. - Київ, 2013. — С. 140.

Використання комбінованого робочого процесу для підвищення енергоємності вільновихрових насосів типу TURO / В. О. Панченко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MICROCAD-2013) : Тези доповідей XXI міжнародної науково-практичної конференції (Харків, 29-31 травня 2013 р.) / за ред. проф. Товажнянського Л. Л. – Харків : НТУ «ХПІ», 2013. – Ч.1. – С. 308.

Панченко В. А. Основное уравнение свободновихревого насоса с комбинированным рабочим процессом / В. А. Панченко // Scientific pages. – Brno, 2018. - №9. – PP. 39-40.

Panchenko V. Increasing the technical level of a torque flow pump by changing the geometry of a flowing part / V. Panchenko, A. Ivchenko, O. Dynnyk, O. Drach // Technology audit and production reserves. – Kharkiv, 2018. - № 3/1(41). – PP. 10-66.

Розрахунок напору вільновихрового насоса / В. О. Панченко // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2019) : матеріали тез доповідей ІХ міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 14-16 травня 2019р.) : у 2-х т. / Чернігівський національний технологічний університет [та ін.]; відп. за вип.: А. М. Єрошенко [та ін.]. – Чернігів : ЧНТУ, 2019. – Т. 1. – С. 234.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ВІЛЬНОВИХРОВОГО НАСОСА

3.1 Фізичний експеримент

Експериментальна частина досліджень проводилася на стенді кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету, який дозволяв виконувати енергетичні випробування ВВН з різними робочими колесами.

3.1.1 Опис експериментального стенда

Для проведення випробувань було створено спеціальний випробувальний стенд, який працює за схемою із замкненим контуром циркуляції води. Зовнішній вигляд стенду наведений на рис. 3.1. Принципову гідравлічну схему експериментального стенду наведено на рис. 3.2. До його основного обладнання входили: експериментальний насос H , балансирна машина постійного струму M потужністю до 24,5 кВт і частотою обертання 0 – 4500 об/хв., герметичний бак B ємністю 20 м³, витратомірний звужуючий пристрій BM з диференціальним манометром MD . Витратомірний пристрій складався з діафрагми і ділянок трубопроводу визначеної довжини згідно [62]. Також до складу експериментального стенду входили: пульти керування, основні й допоміжні трубопроводи, вимірювальна (манометри $MN1$, $MN2$; вакуумметр B , тахометр TX , термометр T) і керуюча (засувки 31 – 35 ; вентилі $BH1$, $BH2$) апаратура.

Вимірювальна апаратура забезпечувала можливість зняття напірної, енергетичної і кавітаційної характеристик модельного насоса у відповідності до [63].

Під час експериментальних випробувань як робоче середовище було використано воду з характеристиками згідно з [3].

До складу вимірювальної апаратури експериментального стенду входили:

– диференційний манометр типу ДМП класу точності 0,4 з діапазоном вимірювання 0 – 0,6 МПа (ГОСТ 6521-72) – для визначення перепаду тиску на витратомірній діафрагмі;

– манометр зразковий МО класу точності 0,4 з діапазоном вимірювання 0 – 0,1 МПа (ГОСТ 6521-60) – для контролю тиску на вході у насос;

– манометр зразковий МО класу точності 0,15 з діапазоном вимірювання 0 – 0,4 МПа (ТУ 07-206-67) – для контролю тиску на виході з насоса;

– тахометр електронний моделі ТЕСА (ГОСТ 21339-75) класу точності 0,02 з діапазоном вимірювання від 50 до 9999 об/хв.;

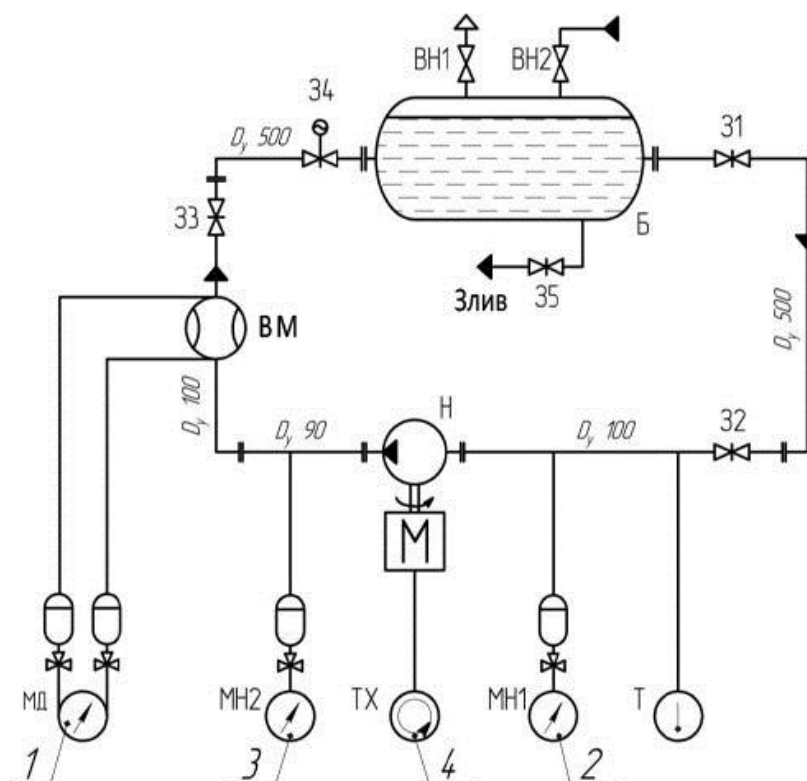
– ваги загального призначення класу Г-4-1111.10 (ГОСТ 7329-82) – для вимірювання зусилля на плечі важеля мотор-вагів;

– термометр ртутний з ціною поділки 0,1 °С – для вимірювання температури води у системі.

– Порядок проведення досліджень, а також виконання усіх необхідних вимірювань проводились згідно з [3].



Рисунок 3.1 – Експериментальний гідравлічний стенд



Поз.	Вимірюваний параметр	Діапазон вимірювань	Вимірювальний прилад
1	Подача, м ³ /год.	0 – 180	Дифманометр №11202
2	Тиск на вході, кгс/см ²	0 – 1	Манометр МО №57405
3	Тиск на виході, кгс/см ²	0 – 4	Манометр МО №4476
4	Частота обертання, об/хв.	0 - 3000	Тахометр ТЕСА 3740

Познач.	Найменування	Кількість	Прим.
Б	Бак	1	
ВН1 – ВН2	Вентиль	2	
31 – 35	Засувка	5	
МН1 – МН2	Манометр	2	
МД	Манометр диференційний	1	
Н	Насос	1	
ВМ	Витратомір	1	
ТХ	Тахометр	1	
Т	Термометр	1	
М	Електродвигун	1	МПБ 24,5/14 № 27774

Рисунок 3.2 – Гідравлічна схема експериментального стенду

3.1.2 Експериментальний насос

Експериментальний насос (рис. 3.3) консольного типу з осьовим підведенням робочої рідини. Корпус насоса має тангенціальний вихідний патрубок. Робоче колесо розміщене у заглибленні корпусу. Вал насоса ущільнений сальником. Опорами валу слугують підшипники кочення з рідким змащуванням.

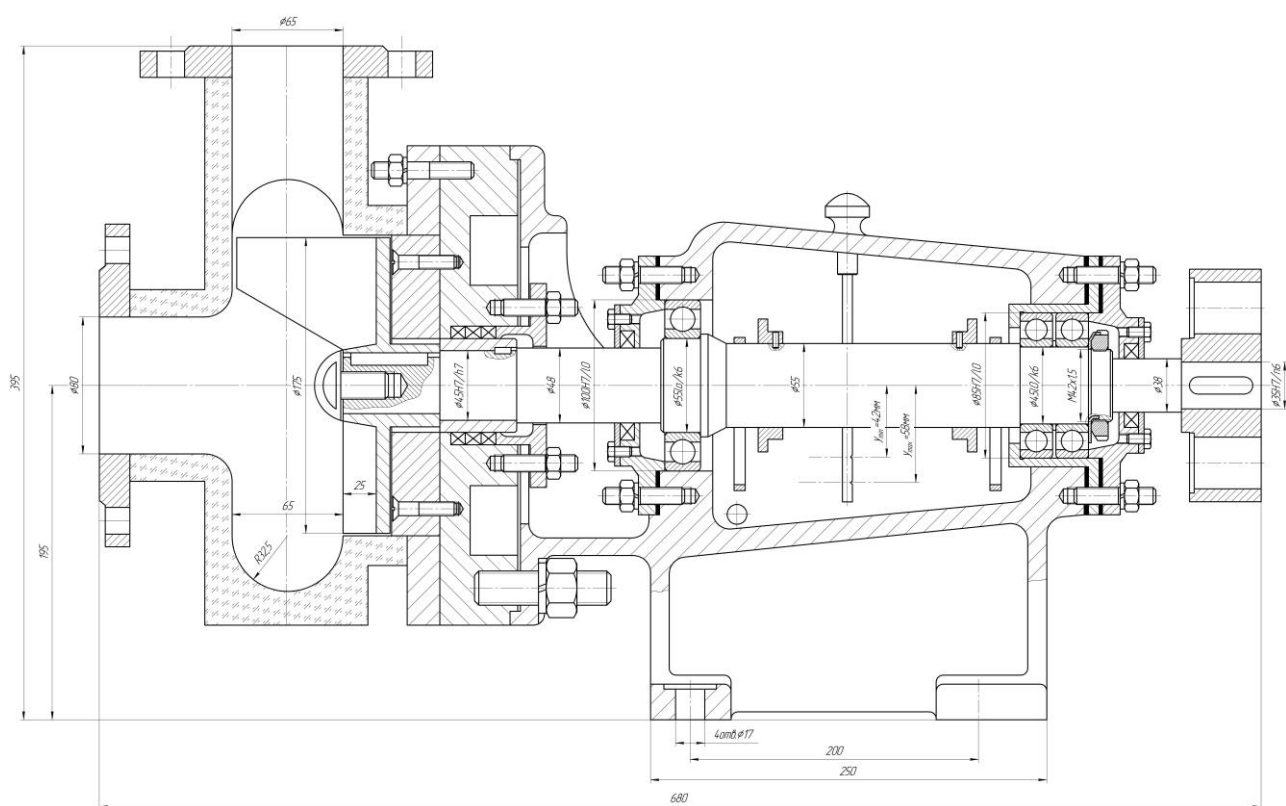


Рисунок 3.3 – Експериментальний насос

Експериментальні робочі колеса (рис. 3.4) були виготовлені шляхом зварювання деталей (втулка, диск, лопаті) з подальшим механічним обробленням.



Рисунок 3.4 – Експериментальне робоче колесо

3.1.3 Методика проведення експерименту та обробки результатів дослідження

Методика випробувань і отримання напірних ($H = f(Q)$) і енергетичних ($N = f(Q), \eta = f(Q)$) характеристик ВВН аналогічна методиці проведення випробувань відцентрових насосів [3; 64]. Подача насоса визначалася, виходячи з отриманого перепаду тиску на стандартному звужуючому пристрої (діафрагмі), встановленому на напірному трубопроводі, і розраховувалася по формулі

$$Q = \frac{K}{\sqrt{\Delta p}}, \text{ м}^3/\text{год}, \quad (3.1)$$

де K - коефіцієнт витрати звужуючого пристрою (діафрагми);
 $K = 1,1078602$ (труба DN100);

Δp - перепад тиску на діафрагмі, який вимірювався за допомогою диференційного манометра, кгс/см².

Коефіцієнт витрати діафрагми K визначався методом проливання вимірювальної ділянки у зібраному стані на тарировочному стенді підприємства

ПАТ «ВНДІАЕН» (м. Суми). Гранична відносна похибка тарировочного стенда – 0,3.

Напір насоса під час випробувань визначався як різниця питомих енергій рідини на виході і вході насоса за формулою

$$H = 0,102 \frac{P_{вих} - P_в}{\rho} + 0,00827 Q^2 \left(\frac{1}{d_{вих}^4 - d_в^4} \right), \text{ м}, \quad (0.1)$$

де $P_в, P_{вих}$ - показання манометрів на вході і виході насоса, кгс/см²;
 $d_в, d_{вих}$ - внутрішні діаметри вхідного і вихідного трубопроводів у місцях вимірювання тиску, м.

Потужність на валу насоса визначалася за допомогою балансирної машини і розраховувалася за формулою

$$N = M_{кр} \cdot \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi n l (F - F_0)}{3000}, \text{ кВт}, \quad (0.2)$$

де $M_{кр}$ - крутний момент на валу двигуна, Н · м;
 l - довжина важеля балансирної машини, м;
 F - зусилля, яке вимірювалося на плечі важеля, Н;
 F_0 - початкове зусилля на плечі важеля, включаючи зусилля, викликані вентиляційними втратами на тертя в ущільненні і підшипниках балансирної машини, Н;
 n - частота обертання вала, об/хв.

Довжина важеля $l = 1,160$ м була визначена за методикою ПАТ «ВНДІАЕН» (м. Суми).

ККД насоса під час випробувань визначали за формулою

$$\eta = 0,981 \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{N}, \text{ \%}. \quad (0.3)$$

Випробування проводилися при частотах обертання вала 1500 об/хв. і 2250 об/хв., які потім приводилися до частоти обертання 3000 об/хв. за формулами подібності:

– подача

$$Q = Q_M \cdot \frac{n}{n_M} \quad (0.4)$$

– напір

$$H = H_M \cdot \left(\frac{n}{n_M} \right)^2; \quad (0.5)$$

– потужність

$$N = N_M \cdot \left(\frac{n}{n_M} \right)^3 \cdot \frac{\rho}{\rho_M}; \quad (0.6)$$

– ККД

$$\eta = \eta_M. \quad (0.7)$$

Порівняльні характеристики насоса, отримані при частотах обертання 1500 об/хв., 2250 об/хв. і приведені до частоти обертання 3000 об/хв. (рис. 2.5) показали, що співпадіння кривих залежності напору, потужності і ККД від подачі насоса знаходяться у межах припустимої похибки вимірювання.

3.1.4 Оцінювання похибки проведення експерименту

Результат будь-якого вимірювання містить у собі похибки різної природи. Оцінювання відхилення вимірюваного значення від його дійсної величини повинно входити у завдання кожного вимірювання [65].

Розрахунок похибки вимірювань проводився з урахуванням випадкової й систематичної похибок

$$\sigma = \sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_R^2}, \%, \quad (0.8)$$

де σ_S - систематична похибка вимірювань, %;

σ_R - випадкова похибка вимірювань, %.

Систематична похибка приладу σ_S визначається на основі теореми малих вибірок

$$\sigma_S = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_0^2}, \%, \quad (0.9)$$

де σ_A - похибка приладу, %;
 σ_0 - похибка зчитування, %.

3.1.4.1 Випадкові похибки вимірювань

Випадкова похибка визначається за теоремою малих вибірок [66]. З метою виключення випадкових похибок виконувалося не одне, а декілька вимірювань. Необхідна кількість вимірювань на кожному етапі досліджень визначалася згідно з рекомендаціями [65]. Для досягнення відносної похибки результатів 5 – 10 % при довірчій вірогідності $\alpha = 0,9 - 0,95$ з урахуванням похибки Стьюдента на кінцеву кількість дослідів, необхідно виконати не менше 5, але не більше 18 вимірювань на одному рівні факторів, які контролюються.

Для одного й того ж значення фактора найбільш вірогідне значення вимірюваної величини \bar{y} з n вимірюваннями, яке є середньоарифметичним значенням для прийнятого «нормального» закону розподілення похибки визначалося за формулою

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}, \quad (0.10)$$

де \bar{y} - найбільш вірогідне значення вимірюваного параметра;

y_i - значення i -го вимірювання;

n - кількість вимірювань.

Похибка вимірювань оцінювалася його середньоквадратичною похибкою (дисперсією відтворюваності)

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2}{n-1}}. \quad (0.11)$$

За критерієм Граббса $t = \frac{|\bar{y} - y_i|}{S}$ визначалися грубі вимірювання, для яких розрахункове значення критерію перевищувало табличне $t_{\alpha, n}$. Після цього грубі вимірювання виключалися, знову визначалися значення \bar{y} і оцінювалася його дисперсійна відтворюваність [66]

$$\sigma_R = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2}{(n-1)n}}. \quad (0.12)$$

Довірчий інтервал для усіх вимірюваних величин визначався, виходячи з рівня довірчої вірогідності [65]

$$\Delta \bar{y} = t_{\alpha, n} \cdot \sigma_R^2, \quad (0.13)$$

де $t_{\alpha, n}$ - коефіцієнт Стюдента.

Для довірчої вірогідності $\alpha = 0,95$, з числом вимірювань $n = 5$ коефіцієнт $t_{\alpha, n} = 2,8$.

Кінцевий результат мав наступний вигляд

$$y = \bar{y} \pm \Delta \bar{y}. \quad (0.14)$$

Оцінка випадкових похибок вимірюваних параметрів наведена у табл. 2.1.

Таблиця 3.1 – Випадкові похибки вимірювань

Вимірюваний параметр, розмірність	Надлишковий тиск на вході, p_{M1} , кПа	Надлишковий тиск на виході, p_{M2} , кПа	Різниця статичного напору на діафрагмі Δp_D , кПа	Частота обертання n , об/хв.
Вимірювана величина	27,7	242	34,3	2256
	24,5	240	35,0	2260
	24,6	239	34,1	2257

	24,4	240	34,5	2258
	24,2	241	35,2	2260
Математичне очікування	24,48	240,40	34,62	2258,20
Середньоквадратична похибка, S	0,192	1,140	0,466	1,789
Дисперсія відтворюваності, σ_R	0,086	0,510	0,208	0,800
Довірчий інтервал, Δu	0,241	1,428	0,583	2,240

3.1.4.2 Систематичні похибки вимірювань

Визначення похибок вимірювань і розрахунків параметрів досліджуваних ВВН (напору, подачі, потужності й ККД) проводилось за загальноприйнятими рекомендаціями [3; 4; 63].

Під час визначення похибок непрямих вимірювань закон розподілу помилок приймався рівним нормальному, оскільки ці вимірювання є функціями цілого ряду величин.

1. Похибка визначення подачі насоса

Відносна гранична похибка визначення подачі розраховувалася за формулою

$$\Delta Q = \sqrt{\delta Q^2 + \delta n^2}, \%, \quad (0.15)$$

де δQ - відносна гранична похибка вимірювання подачі, %;

δn - відносна гранична похибка вимірювання частоти обертання, %.

Відносна похибка вимірювання частоти обертання визначалася за формулою [4]

$$\delta n = \frac{\Delta n}{n} \cdot 100, \%, \quad (0.16)$$

де Δn - абсолютна гранична похибка вимірювання частоти обертання,

об/хв.

Відносна гранична похибка вимірювання подачі при використанні діафрагми визначалася за залежністю [3]

$$\delta Q = (2\sigma_Q + \delta L), \% \quad (0.17)$$

де σ_Q - середньоквадратична відносна похибка вимірювання подачі, %;

δL - похибка, викликана впливом зменшення довжини прямої ділянки трубопроводу перед звужуючим пристроєм (у даному випадку $\delta L = 0$).

Значення середньоквадратичної відносної похибки вимірювання подачі σ_Q визначалося за формулою [63]:

$$\delta Q = \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_{KRe}^2 + 0,25 \cdot (\sigma_{\Delta p}^2 + \sigma_\rho^2)}, \% \quad (0.18)$$

де σ_a - середньоквадратична відносна похибка визначення коефіцієнту звужуючого пристрою, %;

σ_{KRe} - середньоквадратична відносна похибка визначення коефіцієнту кореляції витрати на число Рейнольдса, %;

$\sigma_{\Delta p}$ - середньоквадратична відносна похибка вимірювання перепаду тиску на звужуючому пристрої, %;

σ_ρ - середньоквадратична відносна похибка вимірювання густини рідини, %.

2. Похибка визначення напору насоса

Відносна гранична похибка визначення напору насоса визначалася за формулою [4]:

$$\Delta H = \sqrt{\delta H^2 + 4 \cdot \delta n^2}, \% \quad (0.19)$$

де δH - відносна гранична похибка вимірювання напору, %.

Відносна гранична похибка вимірювання напору визначалася за формулою:

$$\delta H = \frac{1}{H} \cdot \left[\left(\frac{0,102}{\rho} \right)^2 \cdot [(\delta_{PM2} \cdot P_{M2})^2 + (\delta_{PM1} \cdot P_{M1})^2] + \left(\frac{0,102}{\rho} \right)^2 \cdot (P_{M2} - P_{M1})^2 \cdot \delta \rho^2 + 0,1654^2 \cdot \left(\frac{1}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4} \right) \cdot Q^4 \cdot \delta Q^2 \right]^{1/2}, \% \quad (0.20)$$

де Q - вимірювана подача, м³/с;

- H - напір насоса, м;
- ρ - густина рідини, кг/м³;
- δ_{PM1} і δ_{PM2} - відносні граничні похибки приладів для вимірювання відповідно тисків на вході і на виході насоса, %;
- p_{M1} і p_{M2} - показання приладів, які вимірюють тиск на вході і на виході насоса, Па;
- d_1 і d_2 - діаметри трубопроводів на вході і на виході у місцях відбору тиску, м;
- $\delta\rho$ - відносна гранична похибка визначення густини рідини, %;
- δQ - відносна гранична похибка визначення подачі насоса, %.

3. Похибка визначення споживаної потужності на валу насоса

Відносна гранична похибка визначення потужності на валу насоса при використанні балансирного двигуна визначалася за формулою [4]:

$$\Delta N = \sqrt{\left(\frac{100\psi_F}{F}\right)^2 + 4 \cdot \delta n^2 + \delta F^2 + \delta l^2}, \% \quad (0.21)$$

- де ψ_F - межа чутливості балансирної машини, Н;
- F - значення вимірюваного зусилля, Н;
- δF - відносна гранична похибка вимірювання зусилля за допомогою зважувального пристрою, %;
- δl - відносна гранична похибка вимірювання плеча важеля балансирної машини, %.

4. Похибка визначення ККД насоса

Відносна похибка визначення ККД насоса розраховувалася за формулою [29]:

$$\Delta \eta = \sqrt{\Delta N^2 + \Delta Q^2 + \Delta H^2}, \% \quad (0.22)$$

Середньоквадратична відносна похибка прямих і непрямих вимірювань визначалася за формулою [4]:

$$\sigma_{\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{2}, \% \quad (0.23)$$

де ε - відносна гранична похибка вимірюваного параметра.

Похибки прямих і непрямих вимірювань, які проводилися у дослідженні, наведені у табл. 2.2 і 2.3. Проведені розрахунки похибок результатів випробувань свідчать, що контрольно-вимірювальні засоби і методика випробувань забезпечували необхідну точність проведення експериментів.

Таблиця 3.2 – Похибки непрямих вимірювань

№ п/п	Величина, розмірність	Середній рівень значення параметра	Відносна гранична похибка, %	Припустима гранична похибка, %
1	Подача Q , м ³ /с	0,0182	0,98	3,0
2	Напір H , м	21	1,09	3,0
3	Потужність N , кВт	7,5	0,46	3,0
4	ККД η , %	50	1,54	5,0

Таблиця 3.3 – Похибки прямих вимірювань

№ п/п	Вимірюваний параметр, розмірність	Середній рівень значень параметра	Абсолютна гранична похибка	Відносна гранична похибка	Середньоквадратична відносна похибка
1	Надлишковий тиск на вході p_{M1} , кПа	24	0,4	1,67	0,83
2	Надлишковий тиск на виході p_{M2} , кПа	240	0,15	0,062	0,031
3	Різниця статичного напору на діафрагмі ΔH , м	34,3	0,4	1,16	0,58
4	Частота обертання n , об/хв.	2250	2,0	0,089	0,044
5	Маса врівноважуючого вантажу F , Н	27,5	0,1	0,36	0,18
6	Довжина важеля l , м	1,16	0,001	0,086	0,043
7	Температура води, град (С)	20	0,2	1,0	0,5

3.2 Вплив геометричних параметрів робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса

З метою виявлення впливу геометричних параметрів робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса на експериментальному стенді було проведено серію випробувань, у якій відвід насоса залишався незмінним, а робочі колеса були виготовлені із різним співвідношенням геометричних параметрів. Під час проведення досліджень варіювались:

- кількість лопатей, висунутих у вільну камеру насоса z_1 ($z_1 = 0, 2, 3, 4$);
- величина висування лопатей у вільну камеру $\bar{b} = \frac{b}{B}$ (див рис. 3.5);
- кут нахилу вхідної кромки лопаті α (див рис. 3.5).

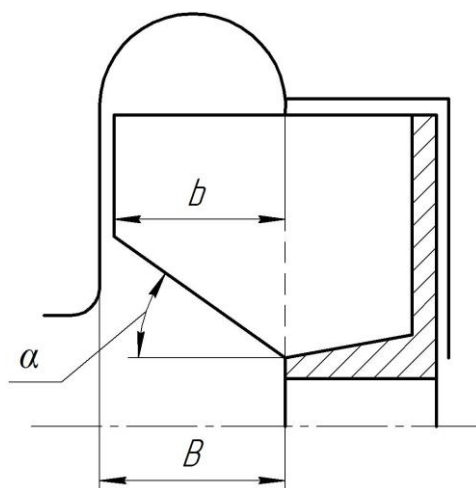


Рисунок 3.5 – Геометричні параметри робочого колеса

Отримані експериментальні дані (рис. 3.6–3. 8) свідчать, що зі збільшенням числа лопатей, висунутих у вільну камеру відбувається зростання напору насоса та його ККД, а оптимальний режим роботи зміщується у бік більших значень подач.

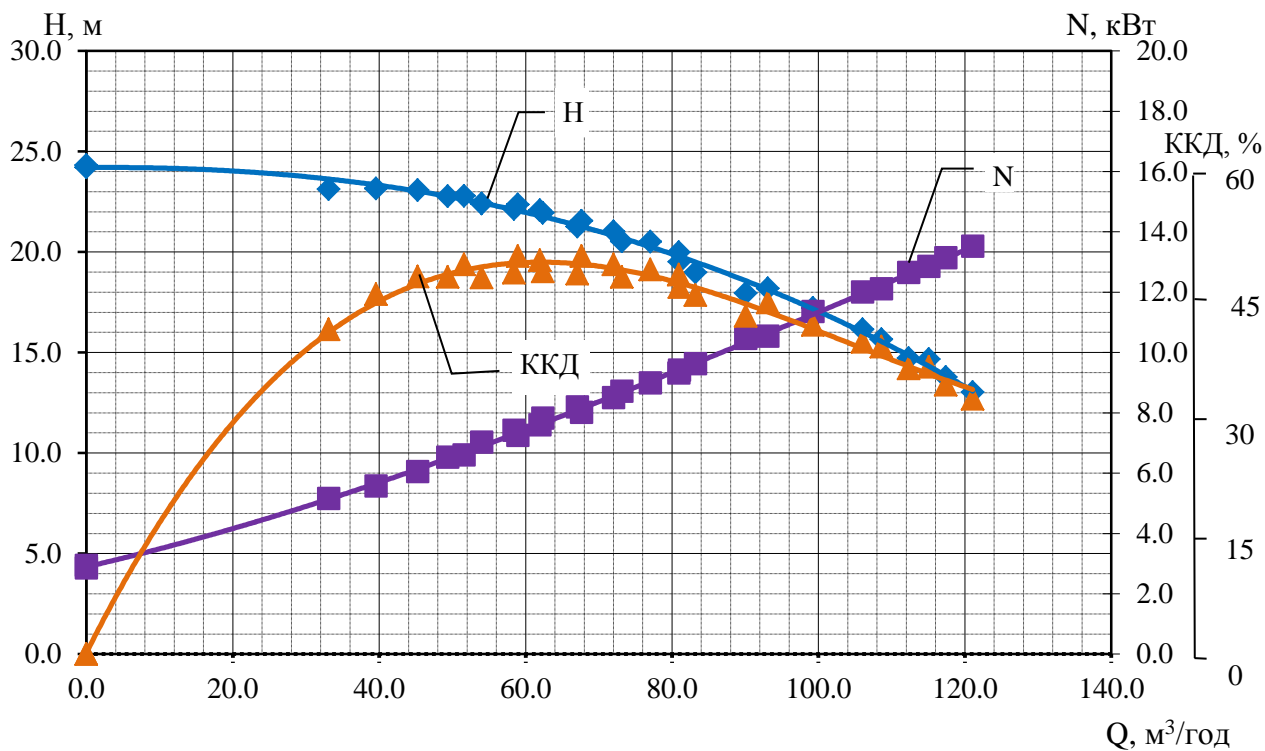


Рисунок 3.6 – Характеристика экспериментального насоса з лопатями звичайного виконання ($z_1 = 0$)

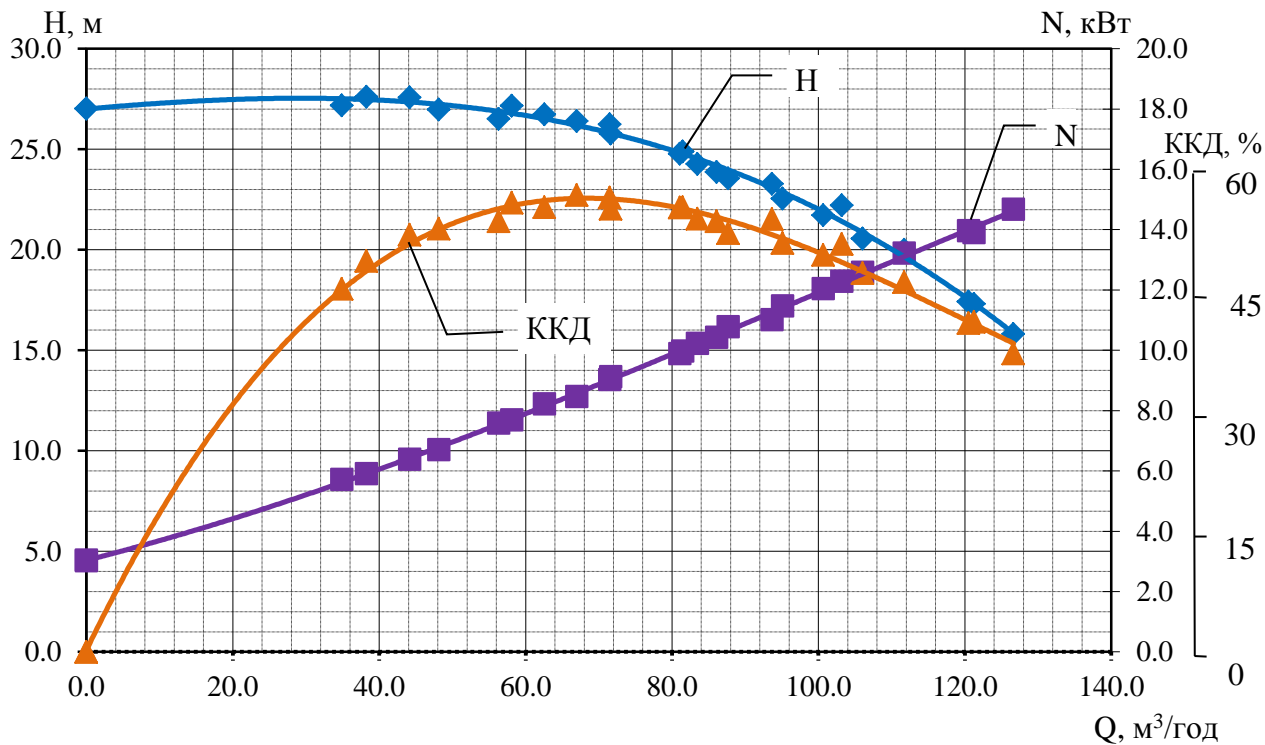


Рисунок 3.7 – Характеристика экспериментального насоса з двома висунутими лопатями ($z_1 = 2$)

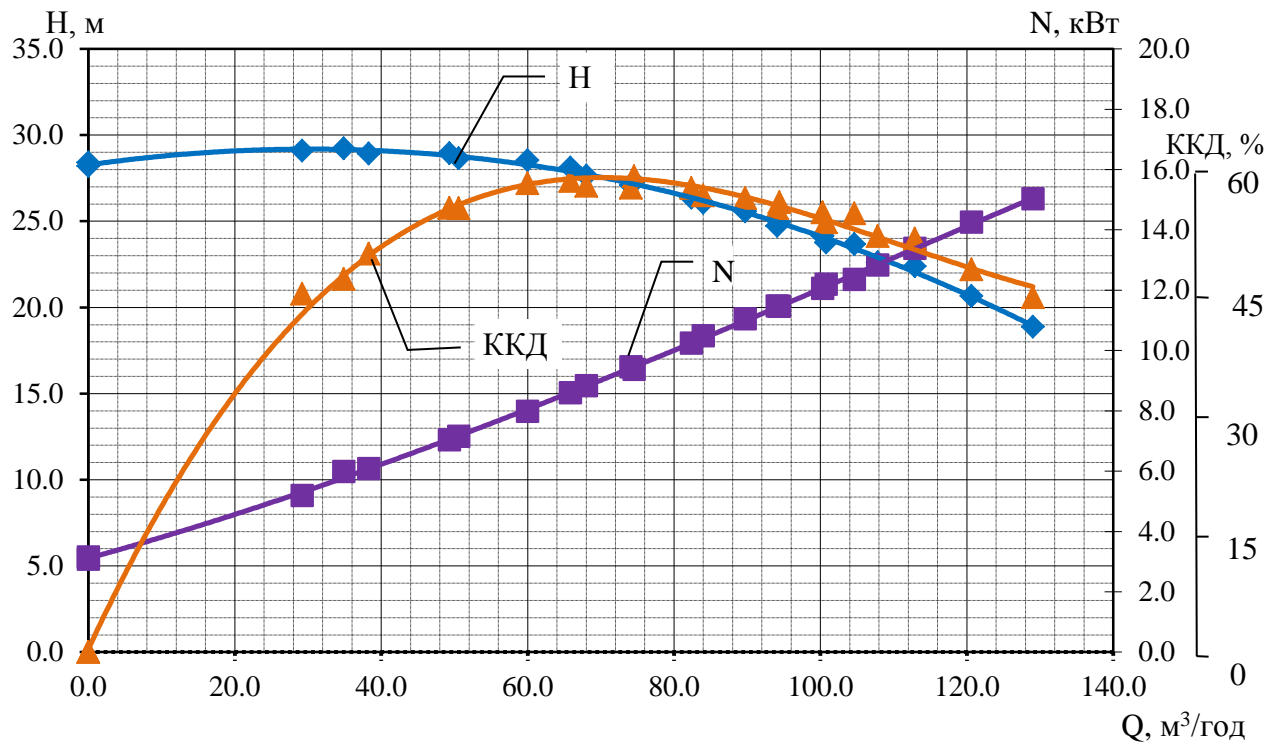
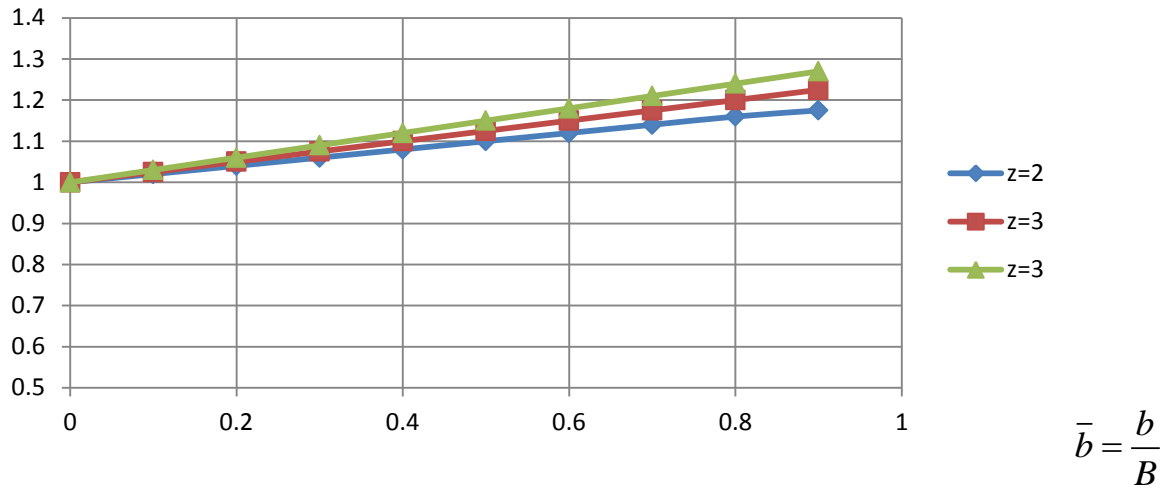


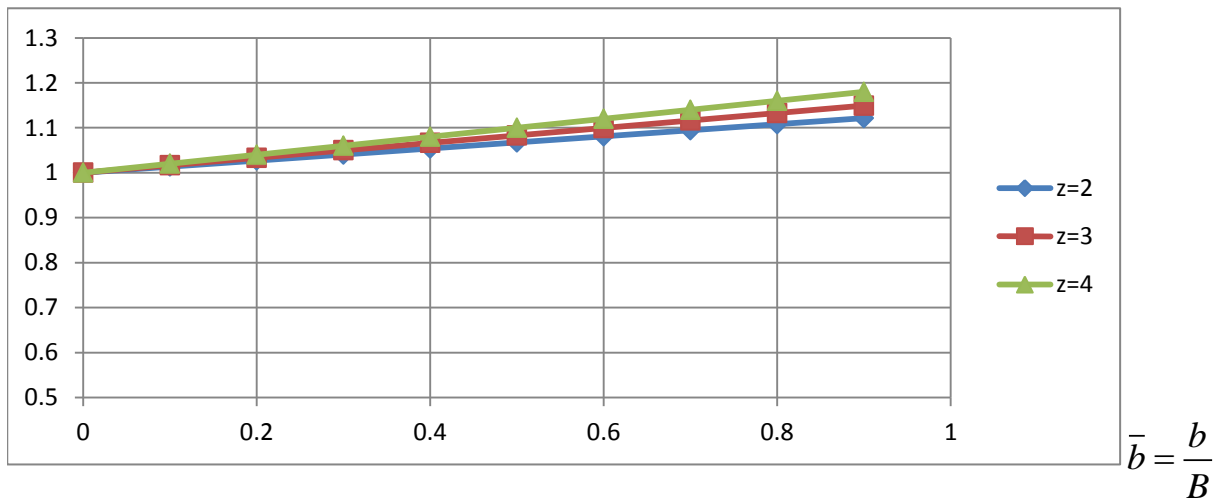
Рисунок 3.8 – Характеристика експериментального насоса з чотирма висунутими лопатями ($z_1 = 4$)

На рис. 3.9 наведені залежності $\bar{H}_{opt} = \frac{H'_{opt}}{H_{opt}}$ (H_{opt} - оптимальне значення напору у насосі з лопатями звичайної довжини, тобто при $b=0$, H'_{opt} - оптимальне значення напору у насосі з висунутими лопатями), $\bar{\eta}_{opt} = \frac{\eta'_{opt}}{\eta_{opt}}$ та $\bar{Q}_{opt} = \frac{Q'_{opt}}{Q_{opt}}$ від відносної величини висування лопатей $\bar{b} = \frac{b}{B}$. Аналіз отриманих результатів дозволяє стверджувати, що зі збільшенням параметру $\bar{b} = \frac{b}{B}$ відбувається зростання оптимальних значень подачі, напору та ККД насоса, причому таке зростання є практично лінійним і залежить від кількості висунутих лопатей.

$$\bar{H}_{onm} = \frac{H'_{onm}}{H_{onm}}$$



$$\bar{\eta}_{onm} = \frac{\eta'_{onm}}{\eta_{onm}}$$



$$\bar{Q}_{onm} = \frac{Q'_{onm}}{Q_{onm}}$$

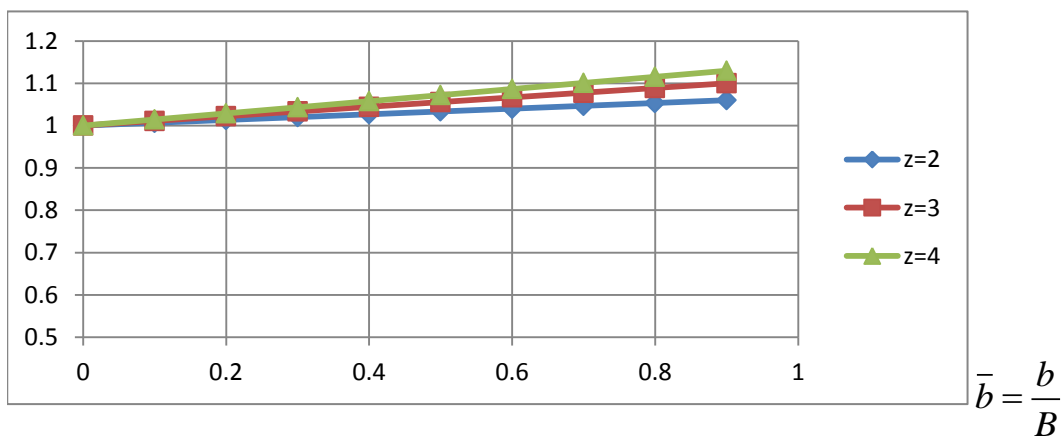
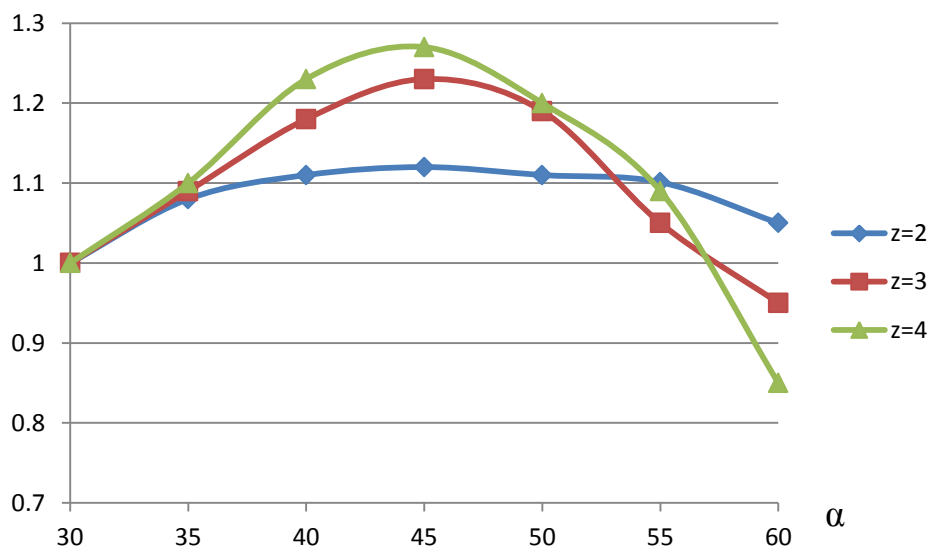


Рисунок 3.9 – Вплив параметру \bar{b} на характеристики насоса ($\alpha = 45^\circ$)

$$\bar{\eta}_{onm} = \frac{\eta'_{onm}}{\eta_{onm}}$$



$$\bar{Q}_{onm} = \frac{Q'_{onm}}{Q_{onm}}$$

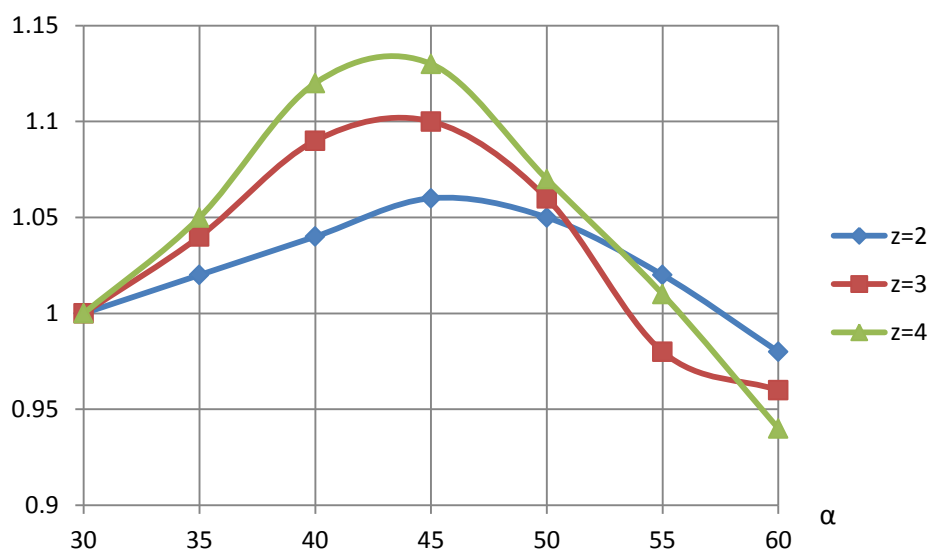


Рисунок 3.10 – Вплив кута встановлення вхідної кромки лопаті α на характеристики насоса ($\bar{b} = 0,95$)

Для встановлення залежності кута нахилу вхідної кромки лопаті робочого колеса α на характеристики насоса було проведено дослідження робочих коліс з різними кутами α у діапазоні від 30° до 60° . Як видно з результатів досліджень (рис. 3.10), отримані залежності мають чітко виражений оптимум, який

знаходиться у межах 40-50°. Причому зменшення величини кута α дає гірший результат, ніж його збільшення. Такий результат можна пояснити тим, що при зменшенні кута встановлення вхідної кромки робочого колеса зростає стискування потоку на вході та зростають ударні втрати, що відповідно призводить до зменшення ККД та зміщення оптимуму по подачі у бік менших значень.

3.3 Порівняння результатів числового та фізичного експерименту

На рис. 3.11 наведені порівняльні інтегральні характеристики насоса, отримані за результатами числового дослідження і за результатами досліджень на експериментальному стенді. У даному випадку можна стверджувати про адекватність припущень, прийнятих під час розробки математичної моделі та проведення числового експерименту.

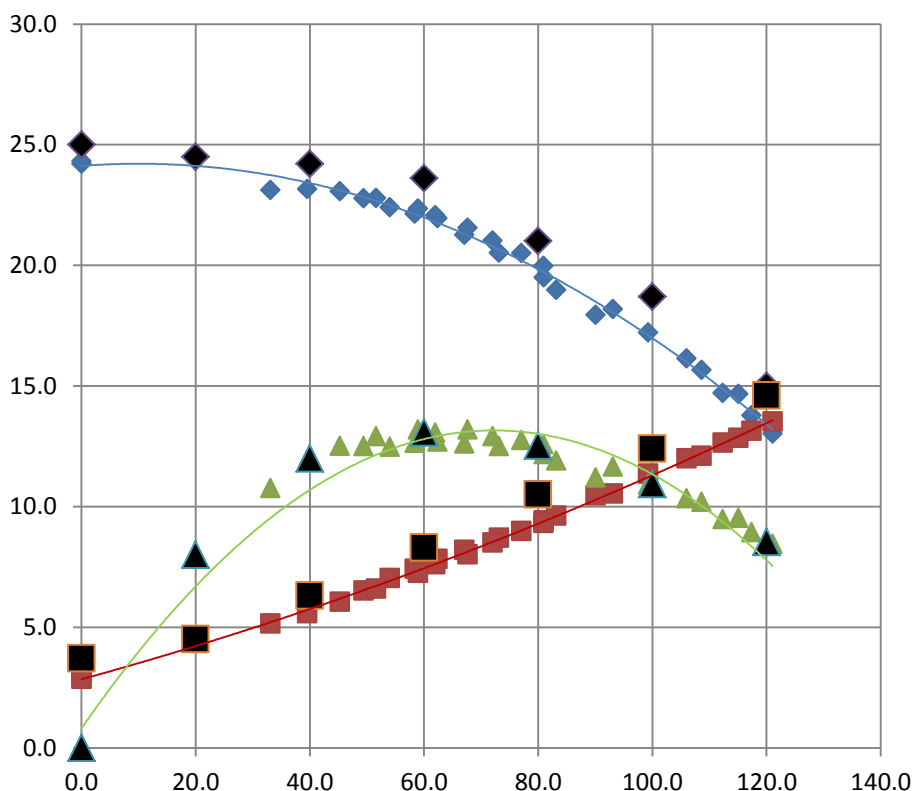


Рисунок 3.11 – Порівняння характеристик досліджуваного насоса, отриманих за результатами числового та фізичного експериментів

Висновки до розділу 3

У розділі детально описано експериментальний стенд для дослідження робочого процесу експериментального насоса. Наведено гідравлічну схему експериментального стенда, на якій позначені основні елементи установки та вимірювальні прилади.

Для проведення фізичного експерименту виготовлені експериментальні робочі колеса з різними комбінаціями геометричних параметрів (кількість лопатей, ширина лопатей). Отримані напірні та енергетичні характеристики досліджуваного експериментального насоса.

Відповідно до поставлених цілей і задач описано програму і методику проведення експериментальних досліджень дослідного зразка ВВН типу «Turo». Наведено методику обробки результатів дослідження та визначення похибок вимірювань (випадкових та систематичних).

Під час аналізу результатів експериментальних досліджень підтверджено вплив співвідношення геометричних параметрів робочого колеса ВВН вдосконаленої конструкції на робочі характеристики насоса і встановлені оптимальні значення кількості лопатей, висунутих у вільну камеру ($z_1 = 2 - 4$), та кута нахилу їх вхідної кромки ($\alpha = 40 - 50^\circ$).

Порівняння результатів розрахунку та числового і фізичного експерименту дає підстави стверджувати про адекватність припущень, прийнятих під час розробки математичної моделі та проведення числового експерименту.

Зміст розділу викладено у таких наукових публікаціях автора:

Модернизация проточной части свободновихревого насоса типа «Turo» с целью использования комбинированного рабочего процесса / А. А. Евтушенко, А. С. Моргаль, В. А. Панченко, [та ін.] // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. - №3(109), Ч. 1. – С. 82-85.

Комбинированное использование вихревого и лопастного рабочих процессов в СВН типа "Turo" / А. А. Евтушенко, А. С. Моргаль, В. А. Панченко //

Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету : конференція присвячена Дню науки України та 60-річчю СумДУ. - Суми : СумДУ, 2008. - Ч.ІІ. - С. 124.

Пат. №56039 Україна, МПК (2009) F04D7/00 и 201006394. Вільновихоровий насос / В. О. Панченко, А. О. Євтушенко, В. О. Соляник, О. С. Моргаль : Опубл. 27.12.2010, Бюл. №24

Герман В. Ф. Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободновихревых насосов типа "Туго" / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Восточно-европейский журнал передовых технологий - 2011. - № 4/8(52). - С. 33-37.

Герман В. Ф. Диапазоны параметров рабочего процесса свободновихревых насосов / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія гірничо-електромеханічна - 2011. - Випуск 22(195). - С. 42-53.

Підвищення енергоємності вільновихрового насосу типу "Туго" / О. Г. Гусак, С. О. Лугова, В. О. Панченко // Гідроаеромеханіка в інженерній діяльності: матеріали XVII Міжнародної науково-технічної конференції. - Черкаси, 2012. — С. 142.

Експериментальне дослідження вільновихрових насосів типу "Туго" з комбінованим робочим процесом / В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22-25 квітня 2014 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2014. — Ч.2. — С. 170.

Numerical research of flow structure in the torque flow pump with the combined working process / V. O. Panchenko // Modern scientific researches. – Minsk, 2018/ - Issue №4. Vol. 1. – PP. 17-24.

Panchenko V. Increasing the technical level of a torque flow pump by changing the geometry of a flowing part / V. Panchenko, A. Ivchenko, O. Dynnyk, O. Drach // Technology audit and production reserves. – Kharkiv, 2018. - № 3/1(41). – PP. 10-66.

РОЗДІЛ 4

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ. ОЦІНЮВАННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ РЕЗУЛЬТАТІВ РОБОТИ

4.1 Методичні рекомендації щодо проектування вільновихрових насосів з робочим колесом, яке має видовжені лопаті

На основі попередніх досліджень [5, 20, 21, 29, 32] з урахуванням результатів, отриманих у даній роботі, можна сформулювати наступні рекомендації щодо вибору оптимальних геометричних параметрів робочого колеса ВВН під час проведення його проектного розрахунку:

- РК з прямими радіальними лопатями як найбільш технологічне під час виготовлення;
- відносне значення діаметру входу РК $\overline{D}_1 = 0,15 - 0,25$;
- відносна ширина лопаті колеса на виході $\overline{b}_2 = 0,14 - 0,2$;
- число лопатей $z = 10$ або 12 ;
- кількість лопатей, висунутих у вільну камеру $z_1 = 2, 3, 4$;
- кут нахилу вхідної кромки РК $\alpha = 40 - 50^\circ$.

Методика розрахунку рекомендована під час проектування ВВН типу «Туго» і може бути використана у діапазоні коефіцієнтів швидкохідності $n_s = 60 - 180$.

Розрахунок полягає у визначенні оптимальних геометричних співвідношень проточної частини за заданими параметрами насоса.

Порядок розрахунку насоса

1 Визначають коефіцієнт швидкохідності

$$n_s = \frac{3,65 \cdot n \cdot \sqrt{Q}}{H^{3/4}}. \quad (4.1)$$

2 Задаються величиною відносного висування лопатей у вільну камеру $\bar{b} = \frac{b}{B} = 0 - 0,95$, кутом нахилу вхідної кромки РК $\alpha = 40 - 50^\circ$ та визначають параметр F :

$$F = \bar{b} \cdot \frac{\alpha}{90^\circ}. \quad (4.2)$$

3 За графіком (рис. 4.1) визначають ККД і відносну ширину вільної камери: $\eta = f(n_s, F)$, $\bar{B} = f(n_s)$.

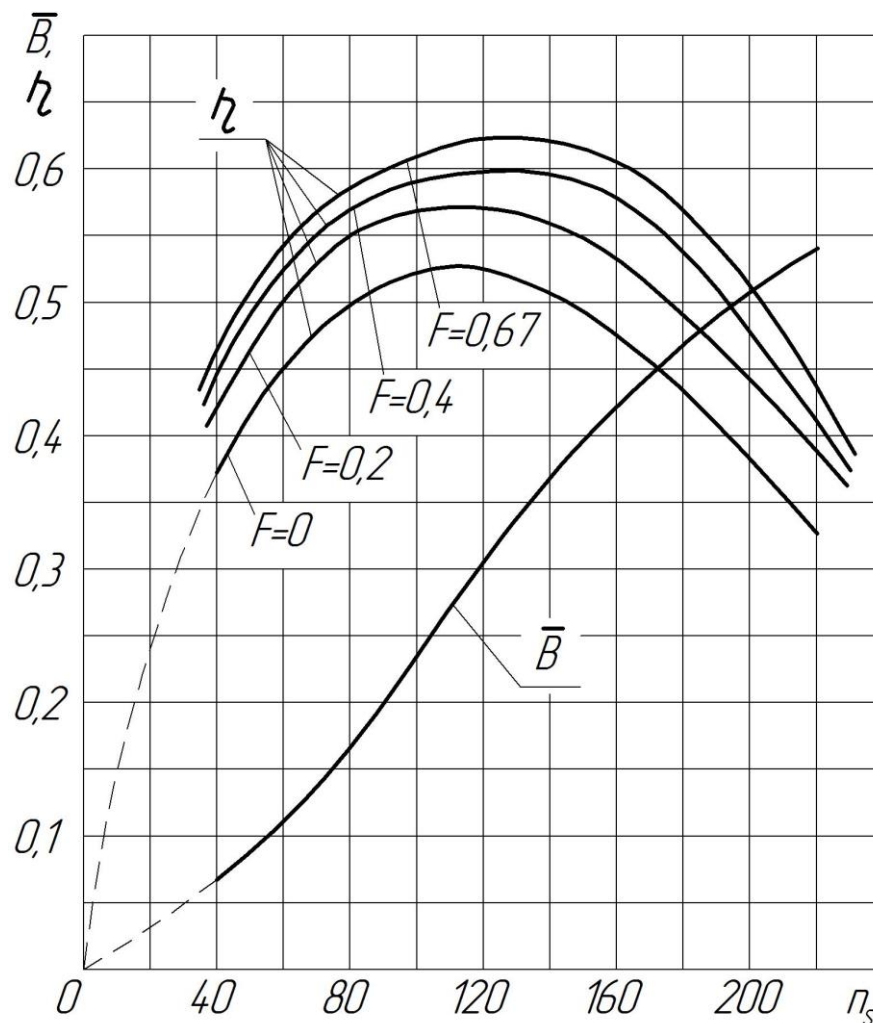


Рисунок 4.1 – Залежність ККД і відносної ширини вільної камери від n_s і F

4 Виходячи з рекомендацій задаються співвідношенням розмірів РК: $\bar{D}_1, \bar{b}_2, z, z_1, \bar{\delta}$.

5 Визначають зовнішній діаметр РК, використовуючи вираз:

$$D_2 = \frac{A}{n} \sqrt{H} \left(\frac{z - 2z_1}{z} + \frac{2z_1}{z(1+F)} \right), \quad (4.3)$$

де $A = \left[\frac{\eta_{\text{мех}}}{K \cdot \eta \cdot F_1 \cdot F_2} \right]^{1/2},$

$\eta_{\text{мех}}$ – механічний ККД насоса

K – постійний коефіцієнт ($K = 7,023 \cdot 10^{-3}$);

F_1 – функція, яка враховує вплив відносних розмірів РК, визначається у розрахунковий спосіб або за графічною залежністю (рис. 4.2) для рекомендованого значення відносного вхідного діаметру РК;

F_2 – функція, яка враховує вплив відносних розмірів відводу, визначається за графіком залежно від співвідношення \bar{B} / \bar{b}_2 (рис. 4.3);

n – частота обертання РК, об/хв.

6 Знаходять абсолютний розмір ширини вільної камери:

$$B = \bar{B} \cdot D_2.$$

7 Обчислюють геометричні розміри РК:

$$D_1 = \bar{D}_1 \cdot D_2; \quad b_2 = \bar{b}_2 \cdot D_2; \quad \delta = \bar{\delta} \cdot D_2; \quad b = \bar{b} \cdot B.$$

8 Визначають основні геометричні розміри кільцевого відводу.

9 Розраховують діаметр входу в насос.

10 Визначають потужність на валу насоса, кВт:

$$N = \frac{\rho g Q H}{1000 \cdot \eta}.$$

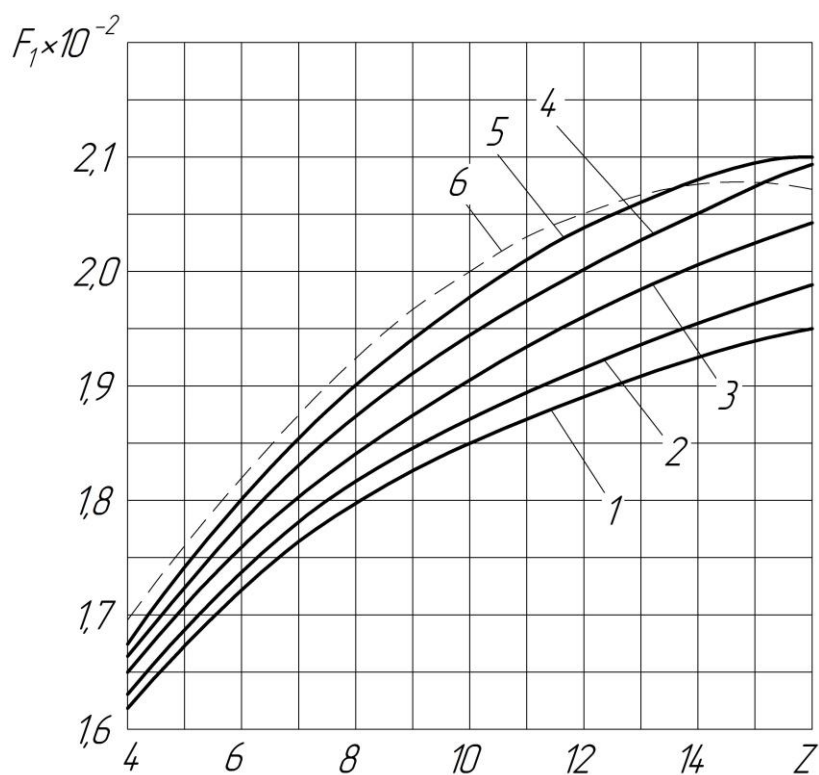


Рисунок 4.2 – Залежність функції F_1 від числа лопатей РК при $\overline{D}_1 = 0,2$:

1 – $\overline{\delta} = 0,005$; 2 – $\overline{\delta} = 0,01$; 3 – $\overline{\delta} = 0,02$; 4 – $\overline{\delta} = 0,03$; 5 – $\overline{\delta} = 0,04$; 6 – $\overline{\delta} = 0,05$

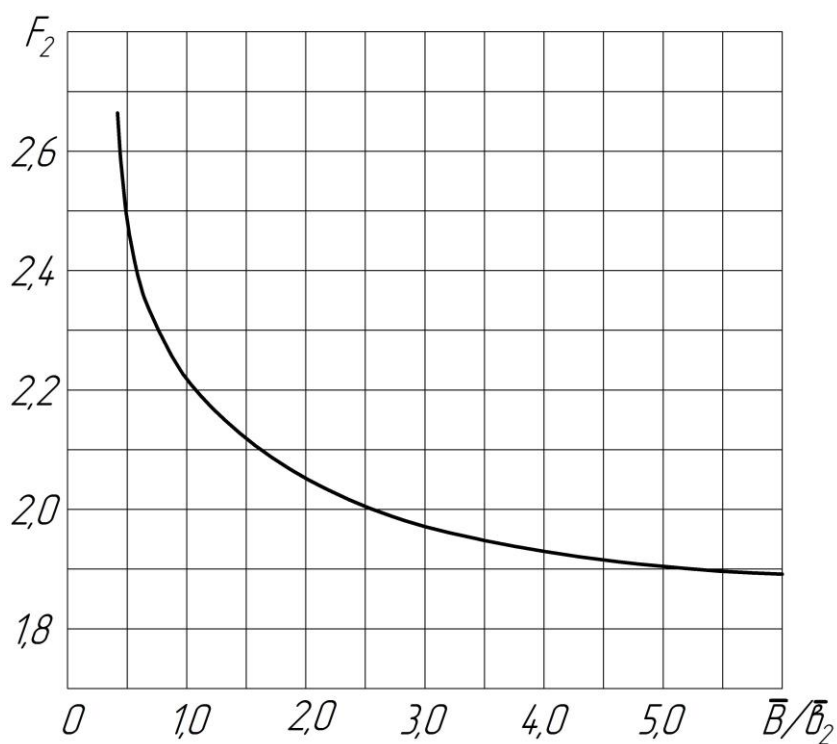


Рисунок 4.3 – Залежність функції F_2 від числа співвідношення $\overline{B} / \overline{b}_2$

4.2 Методичні рекомендації щодо вдосконалення існуючих вільновихрових насосів за рахунок немодельної зміни геометрії проточної частини насоса

У практиці досить часто постає питання щодо зміни робочих параметрів насоса, яке можна отримати за допомогою зміни геометрії проточної частини. Для спрощення перерахунків робочих параметрів з моделі (ВВН з лопатями звичайної довжини) на натурний насос (ВВН з видовженими лопатями) було запропоновано використовувати коригувальні коефіцієнти: коригувальний коефіцієнт подачі K_Q , коригувальний коефіцієнт напору K_H , коригувальний коефіцієнт ККД K_η .

Для визначення параметрів натурального насоса (Q_H, H_H, η_H) за наявності даних про модельний насос необхідно застосовувати наступні вирази

$$Q_H = (1 + K_Q) \cdot Q_{M\ opt}; \quad (4.4)$$

$$H_H = (1 + K_H) \cdot H_{M\ opt}; \quad (4.5)$$

$$\eta_H = (1 + K_\eta) \cdot \eta_{M\ opt}, \quad (4.6)$$

- де $Q_{M\ opt}$ – подача модельного насоса при максимальному значенні ККД (оптимальна подача);
 $H_{M\ opt}$ – напір модельного насоса при оптимальній подачі;
 $\eta_{M\ opt}$ – ККД модельного насоса при оптимальній подачі.

Розрахункове значення потужності при цьому розраховується за формулою

$$N_H = \frac{Q_H \rho g H_H}{\eta_H}. \quad (4.7)$$

Визначення коригувальних коефіцієнтів було проведене шляхом розв'язання інтерполяційної задачі під час планування багатofакторних експериментів, що дозволило отримати окремі оцінки впливу кожного фактору [67-70].

На основі аналізу апріорної інформації було обрано фактори, що впливають на функцію відклику, їх рівні та інтервали варіювання.

Першим етапом планування є отримання лінійної моделі, що передбачає варіювання факторів на двох рівнях: верхньому та нижньому, які є симетричними відносно центру плану (основного рівня). Верхній та нижній рівень фактору визначаються шляхом додавання до основного рівня та віднімання значення інтервалу варіювання для кожного з факторів (див. табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Фактори, рівні та інтервали варіювання

Фактори	Кодове позначення	Інтервал варіювання	Рівні факторів		
			Нижній	Основний	Верхній
Z_1 – кількість лопатей робочого колеса звичайної довжини	x_1	2	4	6	8
Z_2 – кількість видовжених лопатей робочого колеса	x_2	2	2	3	4
\bar{b} – відносне видовження лопаті	x_3	0,2	0,2	0,4	0,8
α – кут нахилу вхідної кромки видовженої лопаті	x_4	15	30	45	60

Математична модель, виражена функцією відклику, для чотирьох факторів апроксимується лінійним поліномом

$$\begin{aligned}
 y = & b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4 + \\
 & + b_{12}x_1x_2 + b_{13}x_1x_3 + b_{14}x_1x_4 + b_{23}x_2x_3 + b_{24}x_2x_4 + b_{34}x_3x_4 + \\
 & + b_{123}x_1x_2x_3 + b_{124}x_1x_2x_4 + b_{134}x_1x_3x_4 + b_{234}x_2x_3x_4 + b_{1234}x_1x_2x_3x_4,
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

де x_i – незалежні змінні фактори;

b_i – вибіркові коефіцієнти регресії при відповідних змінних.

Факторний експеримент здійснюється за допомогою матриці планування, у якій використовують кодовані значення факторів, які є більш зручними для запису умов експерименту і обробки експериментальних даних. У кодованому вигляді верхній рівень позначають «+», нижній «-», основний «0». Кодоване значення фактору x_i визначають за виразом

$$x_i = \frac{\tilde{x}_i - \tilde{x}_i^0}{\varepsilon_i}, \quad (4.9)$$

де \tilde{x}_i – натуральне значення i -го фактору;

\tilde{x}_i^0 – натуральне значення основного рівня i -го фактору;

ε_i – інтервал варіювання i -го фактору.

Для побудови матриці центрального композиційного планування першого порядку необхідно виділити наступні дані (табл. 4.2).

Таблиця 4.2 – Дані для побудови матриці центрального композиційного планування

Число факторів	«Ядро» плану	Число точок «ядра»	Число нульових точок	Загальне число дослідів
k	2^k	$n_{\text{я}}$	n_0	N
4	2^4	16	7	23

Матриця планування наведена у табл. 4.3. Число рядків у матриці дорівнює кількості дослідів. Значення функцій відклику, отримані під час виконання дослідів, позначені y_Q , y_H , y_η – для визначення коригувальних коефіцієнтів подачі, напору і ККД відповідно. Дані для розрахунку коригувальних коефіцієнтів фіксувались паралельно.

Таблиця 4.3 – Матриця планування та результати дослідів експерименту

Номер досліду	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	y_{Qi}	y_{Hi}	$y_{\eta i}$
1	+	+	+	+	+	13,921	19,220	9,213
2	+	-	+	+	+	10,396	12,226	10,576
3	+	+	-	+	+	11,447	24,267	21,789
4	+	-	-	+	+	9,604	16,661	18,235
5	+	+	+	-	+	13,954	22,219	11,568
6	+	-	+	-	+	10,510	13,896	19,571
7	+	+	-	-	+	11,318	27,849	9,162
8	+	-	-	-	+	9,329	18,800	14,396
9	+	+	+	+	-	13,048	18,125	14,758
10	+	-	+	+	-	10,494	11,899	10,008
11	+	+	-	+	-	11,059	21,708	16,669
12	+	-	-	+	-	9,620	15,602	18,297
13	+	+	+	-	-	13,129	20,741	13,781
14	+	-	+	-	-	10,299	13,917	9,881
15	+	+	-	-	-	11,059	25,574	18,209
16	+	-	-	-	-	9,297	17,173	15,739

Матриця містить стовпчик фіктивної змінної x_0 , яка використовується для оцінки вільного члену b_0 .

Після проведення експерименту були обчислені коефіцієнти регресії математичної моделі:

$$b_0 = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N y_j, \quad (4.10)$$

$$b_i = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{ij} y_j, \quad (4.11)$$

$$b_{il} = \frac{1}{N} \sum_{j=1}^N x_{ij} x_{lj} y_j, \quad (4.12)$$

- де i, l – номери факторів;
 j – номер рядку або дослід у матриці планування;
 y_i – значення параметру у j -му досліді;
 x_{ij}, x_{lj} – кодовані значення (± 1) факторів i та l у j -му досліді.

Після підстановки отриманих коефіцієнтів регресії отримуємо вирази для визначення:

- коригувального коефіцієнту подачі K_Q :

$$\begin{aligned} y(K_Q) = & 0,1117 + (12,2 \cdot x_1 + 8,14x_2 + 0,9 \cdot x_3 + 1,9 \cdot x_4 + 3,1 \cdot x_1 \cdot x_2 - \\ & - 0,1 \cdot x_1 \cdot x_3 + 2,1 \cdot x_1 \cdot x_4 - 1,5 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,7 \cdot x_2 \cdot x_4 - 0,1 \cdot x_3 \cdot x_4 + \\ & + 0,6 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,7 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_4 + 0,2 \cdot x_1 \cdot x_3 \cdot x_4 - \\ & - 0,3 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4 + 0,1 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4) \cdot 10^{-4} \end{aligned} \quad (4.13)$$

- коригувального коефіцієнту напору K_H :

$$\begin{aligned} y(K_H) = & 0,1358 + (37,2 \cdot x_1 - 22,1 \cdot x_2 - 12,3 \cdot x_3 + 5,9 \cdot x_4 - 1,7 \cdot x_1 \cdot x_2 - \\ & - 4,1 \cdot x_1 \cdot x_3 + 1,9 \cdot x_1 \cdot x_4 + 1,8 \cdot x_2 \cdot x_3 - 3,1 \cdot x_2 \cdot x_4 - 0,5 \cdot x_3 \cdot x_4 + \\ & + 1,6 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 + 0,2 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_4 + 0,3 \cdot x_1 \cdot x_3 \cdot x_4 + \\ & + 0,2 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4 - 1,1 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4) \cdot 10^{-3} \end{aligned} \quad (4.14)$$

- коригувального коефіцієнту ККД K_η :

$$\begin{aligned} y(K_\eta) = & 0,1831 + (10,3 \cdot x_1 - 19,1 \cdot x_2 + 2,9 \cdot x_3 + 1,3 \cdot x_4 - 8,6 \cdot x_1 \cdot x_2 - \\ & - 2,7 \cdot x_1 \cdot x_3 - 1,5 \cdot x_1 \cdot x_4 + 5,4 \cdot x_2 \cdot x_3 + 4,9 \cdot x_2 \cdot x_4 - 0,1 \cdot x_3 \cdot x_4 + \\ & + 2,6 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 - 0,8 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_4 + 0,3 \cdot x_1 \cdot x_3 \cdot x_4 + \\ & + 0,3 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4 + 0,1 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4) \cdot 10^{-3} \end{aligned} \quad (4.15)$$

Для перевірки адекватності отриманих рівнянь та визначення дисперсії коефіцієнтів за результатами сімох дослідів, проведених у «центрі» плану (див. табл. 4.4), було визначено величину дисперсії s_y^2 відтворюваності експерименту.

Таблиця 4.4 – Результати дослідів у «центрі» плану

Номер дослідів	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4	y_{Q_i}	y_{H_i}	y_{η_i}
1	+	0	0	0	0	10,954	13,219	16,568
2	+	0	0	0	0	10,510	13,896	16,571
3	+	0	0	0	0	10,318	13,849	16,162
4	+	0	0	0	0	10,329	13,800	16,396
5	+	0	0	0	0	10,048	13,125	16,758
6	+	0	0	0	0	10,494	13,899	16,008
7	+	0	0	0	0	10,059	13,708	16,669

Середнє арифметичне значення параметра \bar{y} у «центрі» плану

$$\bar{y} = \frac{1}{n_0} \sum_{u=1}^{n_0=7} y_u, \quad (4.16)$$

де y_u – u -й результат дослідів у «центрі» плану;

n_0 – число нульових точок.

Отримуємо $\bar{y}(K_Q) = 10,387 \cdot 10^{-5}$, $\bar{y}(K_H) = 13,642 \cdot 10^{-5}$, $\bar{y}(K_\eta) = 16,447 \cdot 10^{-5}$

Дисперсії відтворюваності експерименту визначаємо за формулою

$$s_y^2 = \frac{1}{n_0 - 1} \sum_{u=1}^{n_0=7} (y_u - \bar{y})^2. \quad (4.17)$$

Отримуємо $s_{y(K_Q)}^2 = 1,6 \cdot 10^{-8}$, $s_{y(K_H)}^2 = 2,1 \cdot 10^{-7}$, $s_{y(K_\eta)}^2 = 1,9 \cdot 10^{-7}$.

Порівнюємо між собою помилку експерименту $s_y = \sqrt{s_y^2}$ з різницею значення параметра \bar{y} у «центрі» плану та величиною вільного члена b_0 .

$$|\bar{y}(K_Q) - b_0| = 1,02 \cdot 10^{-4} < s_{y(K_Q)} = \sqrt{s_{y(K_Q)}^2} = \sqrt{1,6 \cdot 10^{-8}} = 1,26 \cdot 10^{-4};$$

$$|\bar{y}(K_H) - b_0| = 2,7 \cdot 10^{-4} < s_{y(K_H)} = \sqrt{s_{y(K_H)}^2} = \sqrt{2,1 \cdot 10^{-7}} = 4,58 \cdot 10^{-4};$$

$$|\bar{y}(K_n) - b_0| = 1,9 \cdot 10^{-4} < s_{y(K_n)} = \sqrt{s_{y(K_n)}^2} = \sqrt{1,9 \cdot 10^{-7}} = 4,36 \cdot 10^{-4}.$$

Оскільки різниця $|\bar{y} - b_0|$ не перевищує помилку експерименту s_y , то досліджувана залежність з достатньою точністю може бути апроксимована лінійним рівнянням регресії.

Проводимо перевірку значущості коефіцієнтів регресії шляхом порівняння їх абсолютної величини з довірчим інтервалом. Для визначення останнього розраховуємо дисперсії коефіцієнтів

$$s^2 \{b_i\} = \frac{s_y^2}{N}. \quad (4.18)$$

Отримуємо:

- для коригувального коефіцієнту подачі $s^2 \{b_i\} = 9 \cdot 10^{-10}$;
- для коригувального коефіцієнту напору $s^2 \{b_i\} = 2,1 \cdot 10^{-7}$;
- для коригувального коефіцієнту ККД $s^2 \{b_i\} = 3,5 \cdot 10^{-8}$.

Довірчий інтервал для коефіцієнтів регресії

$$\Delta b_i = \pm t_T s \{b_i\}, \quad (4.19)$$

де t_T – табличне значення критерію при прийнятому рівні значущості та числі ступенів свободи f ;

$s \{b_i\}$ – помилка при визначенні i -го коефіцієнту регресії,
 $s \{b_i\} = \sqrt{s^2 \{b_i\}}.$

За відсутності дублювання дослідів число ступенів свободи $f = n_0 - 1 = 7 - 1 = 6$. Тоді значення критерію t_T при 5%-му рівні значущості дорівнює 2,45.

Значення довірчого інтервалу:

- для коригувального коефіцієнту подачі $\Delta b_i = \pm 0,000084$;
- для коригувального коефіцієнту напору $\Delta b_i = \pm 0,00097$;
- для коригувального коефіцієнту ККД $\Delta b_i = \pm 0,00071$.

Отримані довірчі інтервали дають можливість виключити з рівнянь регресії так звані статистично незначущі коефіцієнти (коефіцієнти, абсолютна величина яких є меншою за відповідний довірчий інтервал). Отже можемо знехтувати наступними коефіцієнтами:

- для коригувального коефіцієнту подачі $b_3 = 0,00005$; $b_{13} = -0,00003$;
 $b_{23} = -0,00006$; $b_{34} = -0,00002$; $b_{123} = 0,00002$; $b_{124} = 0,00006$;
 $b_{134} = 0,00003$; $b_{234} = -0,00002$; $b_{1234} = 0,00001$;
- для коригувального коефіцієнту напору $b_{34} = -0,0002$; $b_{123} = 0,00009$;
 $b_{134} = 0,0001$; $b_{234} = 0,0002$;
- для коригувального коефіцієнту ККД $b_3 = -0,00008$; $b_{13} = -0,00002$;
 $b_{23} = -0,00009$; $b_{34} = 0,00003$; $b_{123} = 0,00002$; $b_{124} = 0,00005$;
 $b_{134} = -0,00001$; $b_{234} = 0,00007$; $b_{1234} = 0,00004$;

Таким чином математичні моделі, отримані у результаті планування першого порядку набувають вигляду

$$y(K_Q) = 0,01115 + (11,2 \cdot x_1 + 7,9 \cdot x_2 + 2,8 \cdot x_1 \cdot x_2 + 1,9 \cdot x_1 \cdot x_4 + 0,9 \cdot x_2 \cdot x_4) \cdot 10^{-4} \quad (4.20)$$

$$y(K_H) = 0,1921 + (29,3 \cdot x_1 - 19,8 \cdot x_2 - 13,4 \cdot x_3 + 6,9 \cdot x_4 - 2,1 \cdot x_1 \cdot x_2 - 4,1 \cdot x_1 \cdot x_3 + 2,5 \cdot x_1 \cdot x_4 + 1,9 \cdot x_2 \cdot x_3 - 3,5 \cdot x_2 \cdot x_4 + 0,8 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 - 1,1 \cdot x_1 \cdot x_2 \cdot x_3 \cdot x_4) \cdot 10^{-3} \quad (4.21)$$

$$y(K_\eta) = 0,0129 + (0,7 \cdot x_1 - 5,2 \cdot x_2 + 4,3 \cdot x_1 \cdot x_2 + 3,2 \cdot x_1 \cdot x_4 - 0,2 \cdot x_2 \cdot x_4) \cdot 10^{-4} \quad (4.22)$$

Для перевірки адекватності отриманих моделей необхідно визначити величини критеріїв Фішера (F-критерій) і порівняти їх з табличними значеннями. Розрахунковий F-критерій знаходимо за виразом

$$F_P = \frac{s_{ad}^2}{s_y^2}, \quad (4.23)$$

де s_{ad}^2 – дисперсія адекватності, що визначається за формулою:

$$s_{ad}^2 = \frac{s_R}{N - (k + 1)}, \quad (4.24)$$

де s_R – залишкова сума квадратів відхилень розрахункових \hat{y}_i значень функції відклику від однойменних експериментальних y_i :

$$s_R = \sum_{j=1}^N (y_i - \hat{y}_i)^2. \quad (4.25)$$

Результати обчислень зводимо до таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 – Розрахункові величини для перевірки адекватності моделі

	s_R	s_{ad}^2	F_p
$y(K_Q)$	$3,08 \cdot 10^{-6}$	$0,18 \cdot 10^{-6}$	0,91
$y(K_H)$	$6,2 \cdot 10^{-5}$	$0,39 \cdot 10^{-5}$	1,56
$y(K_\eta)$	$2,75 \cdot 10^{-6}$	$0,21 \cdot 10^{-6}$	0,74

Табличне значення критерію Фішера при 5%-му рівні значущості та числах ступенів свободи для чисельника 18 та знаменника 3 дорівнює 3,9. Оскільки $F_p < F_T$, то для прийнятого рівня значущості та відповідних чисел ступенів свободи моделі вважаємо адекватними.

Вигляд рівнянь (4.20), (4.21) і (4.22) є незручним для інтерпретації отриманих результатів та проведення практичних розрахунків, тому перетворюємо їх з кодованих значень до натуральних значень факторів:

$$x_1 = \frac{z_1 - 6}{2};$$

$$x_2 = \frac{z_2 - 3}{2};$$

$$x_3 = \frac{\bar{b} - 0,4}{0,2};$$

$$x_4 = \frac{\alpha - 45}{15}.$$

Після проведення декодування відповідних величин математичні моделі набувають вигляду:

$$K_Q = 1,21 \cdot 10^{-2} - 3,03 \cdot 10^{-4} \cdot z_1 - 2,31 \cdot 10^{-4} \cdot z_2 - 2,12 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{b} + 0,37 \cdot 10^{-4} \cdot z_1 \cdot z_2 + 3,02 \cdot 10^{-3} \cdot z_1 \cdot \bar{b} + 1,84 \cdot 10^{-3} \cdot z_2 \cdot \bar{b}; \quad (4.26)$$

$$K_H = 4,89 \cdot 10^{-2} + 6,7 \cdot 10^{-4} \cdot z_1 + 7,5 \cdot 10^{-3} \cdot z_2 - 2,13 \cdot 10^{-2} \bar{b} + (0,048 \cdot \bar{b} - 0,158 \cdot \alpha - 1,73 \cdot 10^{-4} \cdot z_2) \cdot z_1 + (0,063 \cdot \bar{b} - 0,048 \cdot \alpha) \cdot z_2; \quad (4.27)$$

$$K_\eta = 0,98 \cdot 10^{-2} - 2,87 \cdot 10^{-4} \cdot z_1 - 1,63 \cdot 10^{-4} \cdot z_2 - 3,77 \cdot 10^{-2} \cdot \bar{b} + 0,68 \cdot 10^{-4} \cdot z_1 \cdot z_2 + 1,06 \cdot 10^{-3} \cdot z_1 \cdot \bar{b} + 2,34 \cdot 10^{-3} \cdot z_2 \cdot \bar{b}. \quad (4.28)$$

4.3 Оцінювання технічного рівня

4.3.1 Номенклатура показників якості насосного обладнання

Під час визначення рівня якості насосного обладнання необхідно визначитись з номенклатурою показників якості, які повинні бути однаковими для оцінюваного виробу та базового зразка.

Під час вибору показників якості за основу були прийняті вимоги нормативних документів [74-78]. Крім того, було враховано рекомендації [79-80].

Таким чином було встановлено наступну номенклатуру показників якості для динамічного насоса:

- 1) показники призначення:
 - подача;
 - напір;
 - частота обертання;
- 2) показники технічної та енергетичної ефективності:
 - коефіцієнт корисної дії;
 - допустимий кавітаційний запас;
 - індекс енергетичної ефективності;

3) показники конструктивні та технологічні:

– маса;

4) показники надійності: встановлений ресурс (до капітального ремонту або до списання).

Таким чином, визначити узагальнені рівні якості динамічного насоса за допомогою головного показника, який характеризував би даний виріб, є неможливим. Тому вказані показники рекомендовано визначати за допомогою середніх зважених показників.

4.3.2 Метод визначення рівня якості насосного обладнання

Для визначення рівня якості насосного обладнання рекомендовано використовувати метод Харінгтона (метод «бажаної функції»), який було запропоновано в роботі [81] для оцінювання якості продукції по одному ключовому показнику, який характеризує якість оцінюваної продукції:

$$d = e^{-(e^{-y'})}, \quad (4.29)$$

де d – безрозмірна величина;

e – основа натурального логарифму;

y' – еквівалент натурального значення y оцінюваного показника якості.

Перевага даного методу полягає у тому, що натуральні значення показників з різною розмірністю математично перетворюють у безрозмірні величини, які мають якісний зміст і дають кількісну оцінку рівня показника відносно гранично припустимих його значень. Використовуючи величини d , розраховані для кожного показника, можна виконувати будь-які математичні операції для комплексного оцінювання якості досліджуваного об'єкту.

Проте, цей метод має й певні недоліки:

– суб'єктивне встановлення номінального і кращого граничних значень рівня якості;

– неприйняття до уваги усієї сукупності натуральних значень показника, притаманних даному класу продукції, що призводить до викривлення оцінки комплексного (узагальненого) показника [82].

Критерії оцінювання значень узагальненого показника рівня якості насосного обладнання наведені у табл. 4.6.

Таблиця 4.6 – Критерії оцінювання узагальненого показника

Оцінка	Діапазон зміни значень узагальненого показника
Дуже добре	1–0,80
Добре	0,80–0,63
Задовільно	0,63–0,37
Погано	0,37–0,20
Дуже погано	0,20 і нижче

Для розрахунку узагальненого показника рівня якості насосного обладнання запропоновано використати метод, розроблений автором роботи [83]. Даний метод відповідає всім критеріям, висунутим до методів визначення узагальненого показника:

- 1) необхідно, щоб метод передбачав врахування нелінійної зміни ефекту при зміні різних параметрів, що розглядаються;
- 2) необхідно передбачити спільне врахування не одного, а декількох параметрів;
- 3) бажано, щоб врахування впливу кожного з параметрів було незалежним. Для цього необхідно, щоб кожний з параметрів можна було вводити і виводити з формули (під час кількісного оцінювання), не порушуючи цілісність розрахунку.
- 4) бажано, щоб власні помилки методу були мінімальними.

$$D = \sum_{i=1}^m \gamma_i \sqrt{\prod_{i=1}^m d_i^{\gamma_i}}, \quad (4.30)$$

де γ_i – параметр вагомості i -ї бажаності;

m – загальна кількість показників, які характеризують якість продукції.

Під час розрахунків i -го показника якості насосного обладнання – безрозмірної величини рівня бажаності (d_i) – використовують еквівалент натурального значення оцінюваного параметра – y'_i . Дану величину рекомендовано визначати за методом раціональних і номінальних значень.

Під час вибору значень мінімального і раціонального параметрів якості i -го показника, необхідно, щоб були виконані наступні вимоги:

$$y_{рац} > y_n, y_n > 0, y_{рац} > 0, \quad (4.31)$$

де γ_n і $\gamma_{рац}$ – номінальне і раціональне значення i -го показника якості насосного обладнання.

Номінальне значення параметру i -го показника насосного обладнання необхідно планувати, спираючись на дані базового зразка.

Таким чином, узагальнений показник рівня якості насосного обладнання може приймати числове значення у діапазоні $0 < D \leq 1$. Аналіз даних показників дає можливість виділити єдині параметри, які кількісно можуть характеризувати рівень якості насосного обладнання.

Найбільш складним під час розрахунків комплексного показника згідно запропонованого методу є механізм визначення параметрів вагомості, які характеризують показники якості насосного обладнання.

4.3.3 Експертні оцінки як метод визначення показників, які характеризують якість продукції

Під час проведення робіт з визначення рівня якості насосного обладнання дуже важливо визначити параметри і показники, які всебічно характеризують об'єкт дослідження. Мета оцінювання повинна бути сформульована дуже чітко і мати кількісну оцінку.

Для вибору показників, які характеризують якість насосного обладнання, рекомендовано використовувати експертний метод – «Спосіб повного (подвійного) попарного співставлення».

Досвід застосування попарного співставлення у експертних методах свідчить, що внаслідок особливостей людської психіки експерти інколи несвідому надають перевагу не тому об'єкту експертизи, який є важливішим, а тому, який у розглядуваній парі стоїть першим [84]. З метою запобігання цього проводять подвійне або попарне співставлення. Для цього використовують усі комірки матриці попарного співставлення, тобто проводять попарне співставлення двічі – експерту необхідно проставити у кожній клітинці, які відносяться до двох порівнюваних показників, номер того показника, який він вважає більш важливим. Таким чином, кожна пара об'єктів співставляється двічі, причому у різному порядку і через певний проміжок часу.

Наведемо алгоритм використання даного методу.

Перший етап експертного оцінювання – визначення чисельності експертної групи і проведення експертного опитування.

Для вирішення задачі щодо чисельності експертної групи можна використати апарат, який застосовується у вибірковому методі математичної статистики для визначення об'єму вибірки [85].

Чисельність експертної групи розраховують за формулою [85]:

$$n = \frac{0,04d^2}{\overline{\Delta K}^2 (1 - P)}, \quad (4.32)$$

де d – розмах шкали вимірювань;

P – припустиме значення довірчої імовірності, з якою визначено значення колективної експертної оцінки. Як правило приймають рівень значущості $\alpha = 0,05$ і тоді довірча ймовірність $P = (1 - \alpha) = 0,95$

$\overline{\Delta K}$ – припустиме значення абсолютної похибки (ΔK) колективної експертної оцінки. Для подальших розрахунків рекомендовано

прийняти $\overline{\Delta K} = (6 \text{ або } 7)$.

Розмах шкали вимірювань для способу повного (подвійного) попарного співставлення розраховують за формулою:

$$d = m - 1, \quad (4.33)$$

де m – кількість обраних показників.

Після проведення робіт з формування експертної групи, проводиться кодування факторів і визначення думок експертів (табл. 4.7).

Таблиця 4.7 – Приклад аркуша аналізу думок члена експертної групи

		Номер експерта				
Номер показника	1	2	3	4	5	
1	1	0	0	2	1	
2	2	1	1	2	2	
3	2	1	1	1	2	
4	0	0	1	1	0	
5	1	0	0	2	1	

Примітка: перевагу j -го об'єкту перед i -м позначено цифрою 2, рівноцінність – цифрою 1, перевагу j -го об'єкту перед i -м – цифрою 0.

Другий етап – розрахунок вагових коефіцієнтів показників виконується за формулою:

$$\gamma_i(1) = \sum_{i=1}^n \frac{F_{ij}}{n}, \quad i = 1 \dots n, \quad j = 1 \dots m, \quad (4.34)$$

де F_{ij} – частота надання переваги i -м експертом j -му показнику;

$$F_{ij} = \frac{K_{ij}}{C}, \quad (4.35)$$

де K_{ij} – частота надання переваги i -м експертом j -му показнику;

C – загальне число суджень одного експерта, пов’язана з числом порівнюваних (m) співвідношенням [86]:

$$C = m(m-1). \quad (4.36)$$

Третій етап – визначення узгодженості думок членів експертної групи. Узгодженість думок експертів виражається через коефіцієнт конкордації [86]:

$$W = \frac{3S}{n^2(m^3 - m)}, \quad (4.37)$$

де S – сума квадратів відхилень суми переваг експертами кожного показника від середнього арифметичного переваги:

$$S = \sum_{j=1}^m \left(\sum_{i=1}^n K_{ij} - \frac{1}{m} \sum_{j=1}^m \sum_{i=1}^n K_{ij} \right)^2. \quad (4.38)$$

Узгодженість експертів вважають прийнятною, якщо значення коефіцієнту конкордації $W \geq 0,6$ [87]. Значущість коефіцієнту конкордації W оцінюють за критерієм χ^2 :

$$\chi^2 = W \cdot n \cdot (m-1). \quad (4.39)$$

Коефіцієнт конкордації є статично значущим, якщо:

$$\chi^2 > \chi_{(1-\alpha),f}^2 \quad (4.40)$$

де f – число ступенів свободи $f = (m-1)$;

α – рівень значущості.

Значення критерію $\chi_{0,95,f}^2$ наведені у табл. 4.8.

Таблиця 4.8 – Значення критерію $\chi_{0,95,f}^2$ [41]

f	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
$\chi_{0,95,f}^2$	3,84	5,99	7,82	9,49	11,07	12,59	14,07	15,51	16,92	18,31	19,68

Якщо думка експертів є неузгодженою ($W < 0,6$), то є можливим один з варіантів дії [87]:

– видалити експерта, думка якого розходиться з думкою інших;

- видалити об'єкти, які викликають розбіжність;
- розділити експертів на групи згідно з узгодженістю думок та провести аналіз окремо по кожній групі;
- провести повторний тур опитувань експертів.

У даній роботі для узгодження думок експертів рекомендовано обрати дію, яка передбачає видалення експерта, думка якого розходиться з думкою інших членів експертної групи. Для цього необхідно виконати наступне:

1. Розрахувати для всіх експертів матрицю рангових коефіцієнтів кореляції Спірмена r_i між числом переваг i -м експертом j -го показника і середнім арифметичним переваги інших експертів $\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_{ij}$:

$$r_i = 1 - \frac{6 \sum_{i=1}^m (K_{ij} - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n K_{ij})}{m(m^2 - 1)}. \quad (4.41)$$

При $r_i \leq 0,5$ можна вважати, що оцінки даного експерта не корелюються із загальними оцінками і такого експерта усувають.

2. Виконати перевірку узгодженості думок експертної групи після видалення обраного експерта.

Четвертий етап – уточнення вагових коефіцієнтів. Уточнити значення вагових коефіцієнтів, отриманих подвійним попарним співставленням, можна методом послідовних приближень. Початкові результати розглядають у цьому випадку як перше приближення. У другому приближенні їх використовують як вагові коефіцієнти $G_i(2)$ суджень експертів. Отримані з врахуванням цих вагових коефіцієнтів нові результати, у третьому приближенні розглядають знову як вагові коефіцієнти $G_i(3)$ суджень тих самих експертів і т. д. Згідно з теоремою Перона-Фробеніуса [88] при визначених, виконуваних на практиці умовах, цей процес сходиться, тобто вагові коефіцієнти прямують до деяких постійних значень, які строго відображають співвідношення між об'єктами експертизи при встановлених експертами вихідних даних.

У даній роботі уточнення вагових коефіцієнтів пропонується виконувати методом послідовних приближень, у якому результат вимірювання у (w) приближенні визначають як середнє квадратичне зважене.

Попередні результати $G_i(1)$ визначають за формулою:

$$G_j(1) = \sum_{l=1}^m K_{jl}, \quad (4.42)$$

де K_{jl} – число переваг j -го показника одним експертом ($l = 1 \dots m$);

$G_j(1)$ – результат вимірювання j -го показника у першому приближенні.

Результати вимірювання j -го показника у (w) приближенні будуть дорівнювати [40]:

$$G_j(w) = \sqrt{[(G_1(w-1))^2 \cdot K_{j1} + \dots + (G_m(w-1))^2 \cdot K_{jm}],} \quad (4.43)$$

де $G_j(w-1)$ – результати вимірювання j -го показника у $(w-1)$ приближенні.

Значення вагових коефіцієнтів у (w) приближенні визначають, як:

$$\gamma_j(w) = \frac{G_j(w)}{\sum_{j=1}^m G_j(w)}. \quad (4.44)$$

Процес уточнення значень продовжується до тих пір, поки точність не досягне заданої, тобто поки не буде виконано умову:

$$\gamma_j(w) - \gamma_j(w-1) \leq \varepsilon, \quad (4.45)$$

де ε – задана точність обчислень, яка приймається [85]:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 0,001 \text{ при } 1 < a \leq 1; \\ \varepsilon &= 0,01 \text{ при } a > 5, \end{aligned} \quad (4.46)$$

де a – коефіцієнт, який показує у скільки разів вага кращого з показників перебільшує вагу найгіршого показника.

П'ятий етап – виключення маловажливих показників. Номенклатура показників, які характеризують якість насосного обладнання, повинна

задовольняти принципам усебічного оцінювання їх якості. Це обумовлює наявність у номенклатурі показників якості насосного обладнання так званих критичних показників. Приналежність показників до числа критичних не залежить від значення коефіцієнту вагомості цього показника, тобто показник може бути відносно маловажливим (з малим значенням коефіцієнту вагомості) і одночасно критичним.

Роботу з виключення маловажливих показників починають після того, як будуть визначені показники, які характеризують критичні властивості насосного обладнання.

Умовно приймають, що на похибку, з якою обчислюють значення показника якості, впливає лише похибка визначення значення коефіцієнтів вагомості. Це означає, що нижня межа значення відносної похибки, з якою обчислюється значення показника якості, дорівнює значенням e (табл. 4) [89].

За табл. 4.9 (з довірчою ймовірністю $P=0,95$) визначають нижню межу відносної похибки e , з якою були визначені експертним методом значення коефіцієнтів вагомості.

Таблиця 4.9 – Нижня межа відносної похибки e

Чисельність експертної групи	7	8	9	10
Нижня межа відносної похибки e колективної експертної оцінки	0,18	0,17	0,16	0,15

Підсумовуванням найменших значень коефіцієнтів вагомості (крім значень коефіцієнтів вагомості, які характеризують критичні показники) визначають маловажливі показники. При цьому процедуру виконують, поки виконується умова:

$$\sum_{j=1}^{m'} \gamma_{\min j} \leq e, \quad (4.47)$$

де m' – кількість показників, які мають найменші значення коефіцієнтів вагомості.

У випадку визначення коефіцієнтів вагомості експертним методом, обчислюють відкориговані коефіцієнти вагомості.

Розраховано інтегральний показник якості модернізованого насоса та насоса-аналога. Встановлено, що технічний рівень спроектованого насоса збільшився на 12 % порівняно з насосом-аналогом.

Висновки до розділу 4

У розділі наведено алгоритм проектування ВВН типу «Туро» з удосконаленою геометрією робочого колеса. Дані рекомендації щодо вибору геометричних параметрів робочого колеса насоса.

Шляхом розв'язання інтерполяційної задачі під час планування багатofакторних експериментів було визначено коригувальні коефіцієнти, рекомендовані для спрощення перерахунків робочих параметрів з моделі (ВВН з лопатями звичайної довжини) на натурний насос (ВВН з видовженими лопатями).

Обґрунтовано використання методу Харінгтона для оцінювання якості продукції по одному ключовому показнику. За допомогою експертного методу визначено коефіцієнти вагомості показників якості. Розраховано інтегральний показник якості модернізованого насоса та насоса-аналога. Встановлено, що технічний рівень спроектованого насоса збільшився на 12 % порівняно з насосом-аналогом.

Зміст розділу викладено у таких наукових публікаціях автора:

Планування експерименту при дослідженні вільновихорового насоса з комбінованим робочим процесом / О. Г. Гусак, В. О. Панченко // XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», Харків, 19-21 жовтня 2016 р. : матеріали конференції. – Вінниця: «Глобус-Прес», 2016. – С. 55.

Регулювання режиму роботи вільновихорового насоса / В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 19-22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. - Суми: СумДУ, 2016. - Ч.2. - С. 143.

Оптимізація роботи вільновихорового насоса за рахунок немодельної зміни геометрії проточної частини насоса / Т. І. Єрмоленко, В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної

конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту техн. систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 51.

Підвищення технічного рівня вільновихрового насоса / В. О. Панченко // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2017) : матеріали тез доповідей VII міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 24-27 квітня 2017р.) : у 2-х т. / Чернігівський національний технологічний університет [та ін.]; відп. за вип.: А. М. Єрошенко [та ін.]. – Чернігів : ЧНТУ, 2017. – Т. 1. – 208 с.

Panchenko V. Increasing the technical level of a torque flow pump by changing the geometry of a flowing part / V. Panchenko, A. Ivchenko, O. Dynnyk, O. Drach // Technology audit and production reserves. – Kharkiv, 2018. - № 3/1(41). – PP. 10-66.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішене науково-технічне завдання, яке полягає у визначенні закономірностей впливу геометричних параметрів робочого колеса вільновихрового насоса на ефективність процесу передачі енергії від ротора насоса до потоку рідини, що дозволило вдосконалити ВВН типу «Turo» та підвищити їх технічний рівень.

Реалізація мети та завдань дослідження дає підстави сформулювати наступні висновки:

1 Розроблено математичну модель розрахунку робочого процесу ВВН типу «Turo» з удосконаленою геометрією робочого колеса, яка враховує можливість використання передачі потужності від ротора насоса до потоку рідини у результаті не лише вихрового, але й лопатевого робочого процесу.

2 На основі числового розрахунку встановлено характер розподілу швидкостей вздовж лопаті РК ВВН, що дало змогу провести уточнення математичної моделі руху рідини і процесу передачі енергії у проточній частині ВВН типу «Turo».

3 Під час проведення експериментального дослідження перевірено адекватність отриманої математичної моделі та підтверджено можливість використання немодельної зміни геометрії РК (висування частини лопатей у вільну камеру насоса) з метою підвищення напору насоса та його ефективності ($\Delta\eta = 12\%$).

4 Експериментально досліджено характери впливу геометричних параметрів робочого колеса на робочі характеристики ВВН типу «Turo» і встановлені оптимальні значення кількості лопатей, висунутих у вільну камеру ($z_1 = 2 - 4$), та кута нахилу їх вхідної кромки ($\alpha = 40 - 50^\circ$).

5 Розроблено методичні рекомендації з розрахунку ВВН типу «Turo» з вдосконаленою геометрією РК.

6 Розроблено методичні рекомендації з вдосконалення існуючих насосів за рахунок внесення немодельних змін у геометрію проточної частини. Отримані

вирази для визначення коригувальних коефіцієнтів подачі K_Q , напору K_H , ККД K_η в залежності від кількості лопатей звичайної довжини Z_1 , кількості видовжених лопатей Z_2 , відносного видовження лопатей і кута нахилу вхідної кромки видовженої лопаті.

7 Виконано розрахунок рівня якості насосного обладнання на основі методу Харінгтона з визначенням показника технічного рівня нового насосу, який перевищує базову конструкцію на 12%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Герман В. Ф. Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободновихревых насосов типа «Туго» / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. О. Панченко // Восточно-европейский журнал передовых технологий. – 2011. – №4/8(52). – С. 33–37.
2. Криштоп И. В. Оценка влияния поперечных вихрей на процесс передачи энергии в свободновихревом насосе / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман, А. Г. Гусак // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – 2015. – № 6(1115). – С. 49-56.
3. Насосы динамические. Методы испытаний : ГОСТ 6134-2007 (ИСО 9906:1999). – [Действителен от 2008-06-01]. – М. : Стандартинформ, 2008. – 94 с. - (Межгосударственный стандарт).
4. Яременко О. В. Испытания насосов/ О. В. Яременко. – М.: Машиностроение, 1976. – 225 с. – (Справочное пособие).
5. Герман В. Ф. Свободновихревые насосы / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, А. И. Котенко; под общ. ред. А. Г. Гусака. - 2-е изд., доп. и перераб. – Сумы: Сумский государственный университет, 2013. – 159 с.
6. Герман В. Ф. Создание и исследование сточномассных свободновихревых насосов повышенной экономичности : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.13 / Герман Виктор Федорович. – Сумы, 1984. – 154 с.
7. Wegener G. Einsatz von Turo-Pumpen in der Industrie / G. Wegener // Allgemeine Papier, Rundschau. – 1968. – № 40. – S. 1208–1210.
8. Сапожников С. В. Учет газовой составляющей перекачиваемой среды при определении конструкции и рабочей характеристики динамического насоса: Дис. канд. техн. наук : 05.05.17 / Сапожников Сергей Вячеславович. – Сумы, 2002. – 206 с.
9. Евтушенко А. А. Турбомашинны для перекачивания газожидкостных смесей/ А. А. Евтушенко, Э. В. Колисниченко, С. В. Сапожников //

10. Криштоп И. В. Свободновихревые насосы типа «Туро». Перспективы применения в химических установках / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман, А. Г. Гусак // Хімічна промисловість України. – 2015. - № 2(127). – С. 40-44.

11. Bak E. Ekonomiczne przeslanki stosowania pomp o swobodnym przeplywie do podnoszenia mieszaniny wody i cial stalych / E. Bak // Prace Instytutu Maszyn Przeplywowych. – 1975. – S. 235–241.

12. Котенко А. И. Прогнозирование кавитационных характеристик сточномасных свободновихревых насосов : дис. ... канд. техн. наук : 05.04.13 / Котенко Александр Иванович. – Сумы, 1989. – 175 с.

13. Особенности использования свободновихревых насосов конструктивной схемы «Wemco» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.essuir.sumdu.edu.ua/bitstream/123456789/31425/1/Vashust.pdf>.

14. Каталог промышленного оборудования компании Flagma [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://belayacerkov.flagma.ua/himicheskiy-nasos-tip-egger-e-eo-eos-shlam-i-o1452745.html>.

15. Криштоп И. В. Усовершенствованное отводящее устройство свободновихревого насоса с улучшенными гидравлическими показателями: Дис. канд. техн. наук : 05.05.17 / Криштоп Игорь Владимирович. – Сумы, 2015. – 188 с.

16. Пресман Л. С. Смерчевые (свободновихревые) насосы. / Л. С. Пресман // Тр. ВНИИГидромаш. – М.: 1967. – Вып. 44. - С. 46-65.

17. Grabow G. Einflub der Beschau felung auf das Kennlinienverhalten von Freistrompumpen / G. Grabow // Pumpen und Verdichter. – 1972. – №2. – S. 18–21.

18. Aoki M. Studies of the Vortex Pump (1st Report, Flow Model) / M. Aoki // Bulletin of the JSME. - 1983. – Vol. 26, №213. – S. 394–398.

19. Скивли Г. Теоретическое и экспериментальное исследование вихревого насоса / Г. Скивли, Д. Дюссор // Труды американского общества инженеров-механиков (ASME). – 1970. – № 4. – С. 192–202.

20. Rüttschi K. Die Arbeitsweise von Freistrompumpen / K. Rüttschi // Bauzeitung, Schweiz. – 1968. – Vol. 86, №32. – S. 575–582.

21. Корбутовский А. А. Определение параметров свободновихревого насоса / А. А. Корбутовский // ЦИНТИ-Химнефтемаш. - 1978. – № 2. – 8 с.
22. Stepnewski M. Pompy odśrodkowe o przepływie swobodnym / M. Stepnewski // Przegląd mechaniczny. – 1969. – Vol. 28, №16. – S. 493–497.
23. Байбаков О. В. Вихревые гидравлические машины / О. В. Байбаков. – М. : Машиностроение, 1981. – 197 с.
24. Руднев С. С. Основы рабочего процесса вихревых насосов / С. С. Руднев // Гидромашиностроение. – М.: Энергия, 1972. – Вып. 43. – С. 3-9.
25. Герман В. Ф. 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.
26. Герман В. Ф. Влияние различных способов доводки рабочего колеса на картину течения и характеристики свободновихревого насоса типа —TURO|| / В. Ф. Герман, А. Н. Кочевский, А. Е. Щеляев // Проблемы машиностроения. – 2007. – Том 10, № 1. – С. 24–31.
27. Соляник В. О. Робочий процес і енергетичні якості вільновихрових насосів типу —Tuго|| : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17 / Соляник Валерій Олександрович. – Суми, 1999. – 217 с.
28. Евтушенко А. А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа «Tuго» / А. А. Евтушенко, В. А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». – 1999. – Вып. 34. – С. 346-355.
29. Grabow G. Untersuchung der Energieübertragung an das Fördermedium im Arbeitsraum von Freistrompumpen mit Hilfe von Geschwindigkeits- und Druckverteilungs-messungen / G. Grabow // Maschinenbautechnik. – 1970. – Vol. 19, №2. – S. 77–82.
30. Евтушенко А. А. Основы теории рабочего процесса вихревых гидромашин / А. А. Евтушенко // Технологические системы. - 2002. - №2 (13). - С. 110–113.

31. Яхненко С. М. Гидродинамические аспекты блочно-модульного конструирования динамических насосов : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.17 / Яхненко Сергей Михайлович. – Сумы, 2003. – 210 с.

32. Zarzycki M. Badania pompy kretnej o swobodnym przepływie produkowanej seryjnie / M. Zarzycki, J. Rokita, S. Morzyński // Zesz. nauk. PSJ. – 1974. – №425. – S. 103–119.

33. А. с. 1236175 СССР, МКИ F 04 D 7/04. Свободновихревой насос / А. В. Вертячих, В. Ф. Герман, И. А. Ковалев. – № 3780994/25–06 ; заявл. 15.08.84 ; опубл. 07.06.86, Бюл. № 21.

34. Сапожников С. В. Влияние немодельных изменений геометрии проточной части свободновихревого насоса типа «Туго» на его коэффициент полезного действия / С. В. Сапожников, В. А. Соляник, С. М. Яхненко // Вестник НТУУ КПИ. – Киев : Машиностроение, 2000. – Вып. 38. – Т. 1 – С. 279-284.

35. Гусак А. Г. Расширение области применения свободновихревых насосов / А. Г. Гусак, В. Ф. Герман, А. И. Котенко, С. М. Яхненко // Вісник СумДУ. Серія «Технічні науки», 2013. - № 1. – С. 7-14.

36. Герман В. Ф. Исследование структуры потока в свободновихревом насосе / В. Ф. Герман // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование: темат. сб. науч. тр. – Киев : ИСИО. – 1994. – С. 67-81.

37. Вертячих А. В. Влияние подрезки рабочего колеса на параметры свободновихревого насоса / А. В. Вертячих, В. Ф. Герман, С. М. Яхненко. : Сборник «Гидравлические машины». – Харьков : Вища школа, 1988. – Вып. 22. – С. 116-118.

38. Капелюш А. Н. Стендовые испытания углесоса БУСВ / А. Н. Капелюш // Гидравлическая добыча угля : ЦНИИТЭИ угля : сбор. науч. тр. – 1965. – Вып 5. – С. 17–20.

39. Шендрик В. В. Физическая модель рабочего процесса в проточных частях насосов с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами / В. В. Шендрик // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. — 2007. — №1. — С. 54-63.

40. Агаджанова С. В. Исследование и разработка методики расчета энергетических характеристик полуоткрытых рабочих колес центробежных насосов : Дис... канд. Техн. Наук. – Сумы, 1995. – 140 с.

41. Ржебаева Н. К. Исследование и разработка насосов с полуоткрытыми рабочими колесами / Н. К. Ржебаева, А. А. Иванюшин // Труды й Международной научно-технической конференции «Насосы – 96». - Сумы : ИПП «Мрія – 1» ЛТД, 1996. – Т. 1. – С. 124-126.

42. Энгедда, Раутенберг. Сравнительный анализ относительного влияния лопаточного зазора на характеристики рабочих колес центробежных насосов // Труды АОИМ «Энергетические машины». – 1988. №4. – С. 67-72.

43. Шендрик В. В. Рабочий процесс и методика расчета проточных частей динамических насосов с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами – Дис... канд. техн. наук. – Сумы, 2003. – 181 с.

44. Ржебаева Н. К. Расчет и конструирование центробежных насосов : учеб. пос. / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев. – Сумы : СумГУ, 2009. – 220 с.

45. Пфлейдерер К. Лопаточный машины для жидкостей и газов. – Москва : Машгиз, 1960. – 683 с.

46. Kang S., Hirsch C. Numerical simulation and theoretical analysis of the 3D viscous flow in centrifugal impellers // Task Quarterly 5. – 2001. N 4. P. 433-458.

47. Экардт Д. Подробное исследование течения в высокоскоростном рабочем колесе центробежного компрессора // Труды АОИМ «Теоретические основы инженерных расчетов». – 1976. – № 3. – С. 156-171.

48. Криштоп И. В. Создание проточной части свободновихревого насоса повышенной энергоэффективности / И. В. Криштоп // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – 2015. – № 2/7(74). – С. 31–37.

49. Krishtop I. Numerical Approach for Simulation of Fluid Flow in Torque Flow Pumps / I. Krishtop, V. German, O. Gusak [and others]. // Trans Tech Publications. – 2014. – Vol. 630 (2044). – P. 43–51 (входить до наукометричної бази Scopus).

50. Gusak, A.G. Increase of economy of torque flow pump with high specific speed/ O. G. Gusak, I.V. Krishtop, V.F German, V.N. Baga// IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering conferenceseries.iop.org/mse. – 2017. – Volume 233. – С.1–8.

51. Криштоп И. В. Уточнение методики расчета отводящих устройств свободновихревых насосов/ И. В. Криштоп, В. Ф. Герман А. Г. Гусак // Компрессорное и энергетическое машиностроение. – 2016. - № 3 (45). – С. 29-

52. Пат. № 56039 Україна, МПК F04D 7/00. Вільновихровий насос/ Панченко В. О., Евтушенко А. О., Соляник В. О., Моргаль О. С. - № u201006394; заявл. 25.05.10; опубл. 27.12.10, Бюл. №24.

53. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа : учебник для вузов / Л. Г. Лойцянский. – [6-е изд., перераб. и доп.]. – М. : Наука. гл. ред. физ.- мат. лит., 1987. – 840 с.

54. ANSYS CFX-Solver Theory Guide [Электронный ресурс] // ANSYS, Inc. – 2006. – Режим доступа до ресурсу: <http://product.caenet.cn/Uploadfiles/12872437250986625020081129090050986.pdf>.

55. ANSYS CFX-Solver Modeling Guide [Электронный ресурс] // ANSYS, Inc. – 2009. – Режим доступа до ресурсу: <http://orange.engr.ucdavis.edu/Documentation12.0/120/CFX/xmod.pdf>.

56. Кочевский А.Н. Современный поход к моделированию и расчету течений жидкости в лопастных гидромашинах / А.Н. Кочевский, В.Г. Неня // Вісник СумДУ – 2003. – №13 (59). – С. 178–187.

57. Хитрых Д. ANSYS Turbo: Сквозная технология проектирования лопаточных машин / Д. Хитрых // ANSYS Solution : (русская редакция). – 2007. – № 6. – С. 31–37.

58. Хитрых Д. ANSYS Turbo: Обзор моделей турбулентности / Д. Хитрых // ANSYS Solution : (русская редакция). – 2005. – № 1. – С. 9–11.

59. 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.

60. Launder B. E. The Numerical Computation of Turbulent Flows / B. E. Launder, D. B. Spalding // *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.* – 1974. – Vol. 3 – P. 269–289.

61. ANSYS CFX 11.0 Solver Theory. Release 11.0 [Электронный ресурс], 2008. – 261 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.

62. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств : ГОСТ 8.586.1-5-2005. – [Действителен от 2007-01-01]. – М. : Стандартинформ, 2007. – 87с. - (Межгосударственный стандарт).

63. Правила измерения расхода газов и жидкостей стандартными сужающими устройствами : РД 50-213-8. - [Действителен от 1982-07-01]. – М. : Изд-во стандартов, 1982. - 320с. – (Руководящий нормативный документ).

64. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередат / Под.ред. С. С. Руднева, А. Г. Подвиза. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1974. – 416 с.

65. Румшинский Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента / Л. З. Румшинский. - М.: Наука, 1971. - 192 с.

66. Тимошенко Г. М. Теория инженерного эксперимента / Г. М. Тимошенко, П. Ф. Зима. – К.:УМК ВО, 1991. – 124 с. – (Учебное пособие).

67. Спиридонов А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов / А. А. Спиридонов. – Москва : Машиностроение, 1981. – 184 с., ил.

68. Рузинов Л. П. Планирование эксперимента в химии и химической технологии / Л. П. Рузинов, Р. И. Слободчикова. – Москва : Химия, 1980. – Серия «Химическая кибернетика». – 280 с., ил.

69. Налимов В. В. Статистические методы планирования экстремальных экспериментов / В. В. Налимов, Н. А. Чернова. – Москва : Наука, 1965. – 398 с.

70. Налимов В. В. Теория эксперимента / В. В. Налимов. – Москва : Наука, 1971. – 207 с.

71. Методика оценки технического уровня и качества насосного оборудования: РД 26-06-57-86. – [Дійсний від.....]. - М.: Стандартиформ, 1986. – 51 с. – (Керівний нормативний документ).

72. Методические указания по оценке технического уровня и качества промышленной продукции : РД 50-149-79. – [Дійсний від 1979-04-17]. -

73. Система показателей качества продукции. Оборудование насосное. Номенклатура основных показателей : ГОСТ 4.118-84. – [Дійсний від 1984-08-27]. – М. : Изд-во стандартов, 1984. – 9 с. – (Державний стандарт).

74. ГОСТ 4.118-84. Система показателей качества продукции. Оборудование насосное. Номенклатура основных показателей.

75. РД 26-06-57-86. Методика оценки технического уровня и качества продукции.

76. BS EN 16297-1:2012. Pumps. Rotodynamic pumps. Glandless circulators. General requirements and procedures for testing and calculation of energy efficiency index (EEI).

77. BS EN 16297-2:2012. Pumps. Rotodynamic pumps. Glandless circulators. Calculation of energy efficiency index (EEI) for standalone circulators.

78. BS EN 16297-3:2012. Pumps. Rotodynamic pumps. Glandless circulators. Energy efficiency index (EEI) for circulators integrated in products.

79. РЕГЛАМЕНТ КОМІСІЇ (ЄС) № 278/2009 від 6 квітня 2009 р. про виконання Директиви 2005/32/ЄС Європейського Парламенту і Ради стосовно вимог екодизайну для споживання електроенергії в режимі без навантаження і середнього активного коефіцієнту корисної дії зовнішніх джерел живлення.

80. РЕГЛАМЕНТ (ЄС) № 641/2009 від 22 липня 2009 року про виконання Директиви 2005/32/ЄС Європейського Парламенту та Ради стосовно екодизайну для беззащільникових автономних циркуляційних насосів та беззащільникових циркуляційних насосів, інтегрованих у пристрої.

81. Harington E.C. The Desirability Function / E.C. Harington // «Industrial Quality Control». - 1965. - V. 21. - № 10. - С. 494-498.

82. Евко Л.С. Оценка уровня показателей качества компрессоров: Обзорная информация / Л.С. Евко. - М.: ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1981. - 25 с.

83. Жарков Ю. Оптимизация критериев работы органов оценки соответствия с использованием метода Харрингтона / Ю Жарков, О. Цицилиано // Стандартизація, сертифікація, якість. - 2004. - № 4. - С. 36-38

84. Федюкин В.К. Управление качеством процессов / В.К. Федюкин. - СПб: Питер, 2004. - 208 с.

85. Азгальдов Г.Г. Теория и практика оценки качества товаров (основы квалиметрии) / Гарри Гайкович Азгальдов. – М.: Экономика, 1982. - 256 с.

86. Ушаков И. Е. Прикладная метрология: учеб. для вузов. 4 изд., доп. / И.Е Ушаков, И.Ф. Шишкин. – Санкт-Петербург: СЗТУ, 2002. – 116 с.

87. Лапач С.Н. Статистические методы в медико-биологических исследованиях с использованием Excel - 2 изд., доп. / Лапач С.Н., Чубенко А.В., Бабич П.Н. - К.: МОРИОН, 2001. - 408 с.

88. Хамханова Д.Н. Теоретические основы обеспечения единства экспертных измерений / Дарима Нимбуевна Хамханова. - Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2006. - 170 с.

89. Азгальдов Г.Г. Квалиметрия в архитектурно-строительном проектировании / Гарри Гайкович Азгальдов. – М.: Стройиздат, 1989. - 264 с.

90. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование / А. К. Михайлов, В. В. Малюшенко. – Москва : Машиностроение, 1977. – 288 с.

91. Насосы: справочное пособие: пер. с нем. / К. Бадеке, А. Градевальд, К.-Х. Хундт и др.; под. Ред. В. Плетнера; пер. В. В. Малюшенко, М. К. Бобок. – Москва: Машиностроение, 1979. – 502 с.

92. Гнаповский А. В. Исследование полуоткрытых рабочих колес насосов малой быстроходности / А. В. Гнаповский, Н. К. Ржебаева, Л. И. Шекунов // Гидравлические машины. Республиканский междуведомственный научн.-техн. сб. – Харьков, 1986. – Вып. 20. С. 134-136.

93. Иванюшин А. А. Центробежные насосы для сахарной промышленности с открытыми рабочими колесами / А. А. Иванюшин, А. И. Швиндин, Н. К. Ржебаева, А. С. Блызнюк // Труды 8-й Международной научно-технической конференции «Насосы – 96». – Сумы : ИПП «Мрія – 1» ЛТД, 1996. – Т. 1. – С. 119-124.

94. Иванюшин А. А. Немодельные изменения в проточной части и их влияние на характеристики насосов с открытыми рабочими колесами / А. А. Иванюшин, С. О. Луговая, П. Л. Ольштынський, В. В. Шендрик // Труды 10-й Международной научно-технической конф. – Сумы, 2002. – Т. 2. – С. 146-152.

95. Исследование и разработка технорабочих проектов ряда типоразмеров соковых насосов. Отчет о НИР СФ ХПИ, № Г.Р.81077996. – Сумы, 1985. – 58 с.

96. Ржебаева Н. К. Исследование полуоткрытых рабочих колес центробежных насосов / Н. К. Ржебаева, Э. Е. Ржебаев, С. В. Агаджанова // Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты: теория, расчет, конструирование. Тематический сб. научн. Работ / Под ред. И. А. Ковалева. – Киев : ИСДО, 1994. – С. 106-113.

97. Ржебаева Н. К. Баланс энергии на оптимальном режиме и расчет гидравлических потерь в проточной части с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами / Н. К. Ржебаева, В. В. Седає // Вестник НТУУ «КПИ»: Машиностроение. – Киев, 1999. – Вып. 36. – С. 205-210.

98. Ржебаева Н. К. Насосы экономят деньги, если это насосы с полуоткрытыми и открытыми рабочими колесами, сделанными в Сумах / Н. К. Ржебаева, А. А. Иванюшин // Журнал «Насосы». – Киев, 2000. № 2-3. – С. 10-11.

99. Совершенствование технологических насосов для свеклосахарных производств // Отчет о НИР СФ ХПИ. – Сумы, 1991. – 50с.

100. Каталог промышленного оборудования компании Egger [Электронный ресурс] // Emile Egger & Cie SA. – 2013. – Режим доступа: http://www.eggerpumps.ch/Portals/0/pdfs/Turo_Produktblatt_e.pdf.

101. Криштоп І. В. Планування багатofакторного віртуального експерименту для дослідження вихрового ступеня / І. В. Криштоп, Л. М. Салтанова, С. О. Лугова // Компресорне та енергетичне машинобудування. – 2015. – № 2(40). – С. 32-34.

102. Криштоп И. В. Использование численных исследований при отработке проточной части СВН типа «TURO» высокой быстроходности / И. В. Криштоп // Проблемы теории и практики центробежных машин: монография / под ред. И. Б. Твердохлеба, А. В. Загорулько, С. Н. Гудкова. – Сумы : ООО «Печатный дом «Папирус», 2014. – С. 74–81.

103. Пат. № 84940 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г., Лугова С. О.; заявник та патентовласник Сумський державний університет. - № u201303946 ; заявл. 01.04.13 ; опубл. 11.11.13, Бюл. № 21.

104. Пат. № 98924 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г. - № u201413065 ; заявл. 05.12.14 ; опубл. 12.05.15, Бюл. № 9.

105. Пат. № 99341 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г. - № u201500090 ; заявл. 06.01.15 ; опубл. 25.05.15, Бюл. № 10.

106. Пат. № 99588 Україна, МПК F04D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г. - № u201500091 ; заявл. 06.01.15 ; опубл. 10.06.15, Бюл. № 11.

107. Криштоп И. В. Свободновихревые насосы типа Д для перекачивания бумажных масс / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18-22 квітня 2011 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов : тези доп. – Суми : СумДУ, 2011. – Ч. 3. – С. 125.

108. Криштоп И. В. Оптимизация геометрии отвода свободновихревых насосов типа «TURO» / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман // Сучасні технології в

промислового виробництва : матеріали II Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17-20 квітня 2012 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2012. – Ч. 3. – С. 29.

109. Криштоп І. В. Перспективи розробки вільновихрового насоса типу «Туго» високої швидкохідності / І. В. Криштоп // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 21-24 травня 2013 р.) : тези доп. – Київ : КПІ, 2013. – С. 139.

110. Криштоп І. В. Повышение экономичности свободновихревого насоса путем конструктивных изменений его проточной части / И. В. Криштоп, В. Ф. Герман // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23-26 квітня 2013 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2013. - Ч. 2. - С. 68.

111. Криштоп І. В. Вплив немодельних змін робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса типу «Туго» / І. В. Криштоп // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22-25 квітня 2014 р. / ред. кол. : О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2014. – Ч. 2. – С. 144.

112. Криштоп І. В. Оцінка впливу конструкції корпусу вільновихрового насоса типу «TURO» високої швидкохідності на його ККД / І. В. Криштоп, В. Ф. Герман, О. Г. Гусак // Промислова гідравліка і пневматика : матеріали науково-технічної конференції, м. Мелітополь, 17-19 вересня 2014 р.: тези доп. – Мелітополь : Таврійський державний агротехнологічний університет, 2014. – С. 68.

113. Криштоп І. В. Особливості течії рідини у вільновихрових насосах / І. В. Криштоп // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студ. факультету технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 14-17 квітня 2015 р. / ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2015. – Ч. 2. – С. 55.

114. Криштоп И. В. Проектирование энергоэффективного свободновихревого насоса типа «TURO» / И. В. Криштоп, А. Г. Гусак, В. Ф. Герман // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, 26-29 травня 2015 р.) : тези доп. – Київ : КПІ, 2015. – С. 163.

115. Евтушенко А. А. Влияние пазух одно- и двухлопастных рабочих колес на характеристики центробежного насоса, работающего на газожидкостной смеси // А. А. Евтушенко, Э. В. Колисниченко // Всеукраїнський науково-технічний журнал —Промислова гідравліка і пневматика. – 2006. – №3 (13). – С. 77-81.

116. Яхненко С. М. Влияние вида и свойств перекачиваемой среды на выбор конструкции рабочего колеса динамического насоса / С. М. Яхненко // Міжнародна науково-технічна конференція "Гідромеханіка в інженерній практиці": тезиси докл. – Черкаси: ЧІТІ, 1998. – С. 55-62.

117. Фехтман В. Б. Применение смерчевых насосов для транспортирования высокоабразивных пульп / В. Б. Фехтман. // Деп. в МВ ССО СССР редколлегией журнала "Известия ВУЗов". – М.: 1976. - № 2304-76.

118. А. с. 482567 СССР, МКИ F 04 D 7/04. Свободновихревой насос / Е. К. Несытов, В. В. Иванов (СССР). - № 1875524/24-06 ; заявл. 24.01.73 ; опубл. 30.08.75, Бюл. № 32.

119. Lazarkiewicz S. Nawoczesne kierunki w konstrukcji pomp wirowych / S. Lazarkiewicz, A. Tronskolanski // Warszawa: WNT. – 1966. - S. 283 - 288.

120. Ohba H. A Study of Internal Flow and Performance of a Vortex Pump / H. Ohba, Y. Nakashima, K. Shiramoto // Bulletin of the JSME. – 1983. – Vol. 26, №216. – S. 999–1006.

121. Ohba H. A Study of Internal Flow and Performance of a Vortex Pump. Part 2. A Comparison between Analysis and Experimental Results, and a Design Method of Pump / H. Ohba, Y. Nakashima, Kazuaki Shiramoto, Kazumasa Shiramoto, T. Kojima // Bulletin of the JSME. – 1983. – Vol. 26, №216. – S. 1007-1013.

122. Модернизация проточной части свободновихревого насоса типа «Turo» с целью использования комбинированного рабочего процесса / А. А. Евтушенко,

А. С. Моргаль, В. А. Панченко, [та ін.] // Вісник східноукраїнського національного університету імені Володимира Даля. – 2007. - №3(109), Ч. 1. – С. 82-85.

123. Комбинированное использование вихревого и лопастного рабочих процессов в СВН типа "Turo" / А. А. Евтушенко, А. С. Моргаль, В. А. Панченко // Матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів інженерного факультету : конференція присвячена Дню науки України та 60-річчю СумДУ. - Суми : СумДУ, 2008. - Ч.ІІ. - С. 124.

124. Husak O. Design of the essentially new type of axial pumps / O. Husak, A. Yevtushenko, V. Panchenko, N. Fedotova // «MOTROL. Motoryzacja i energetyka rolnictwa». – Simferopol-Lublin, 2009. – Volume 11 A. – PP. 11-19.

125. Пат. №56039 Україна, МПК (2009) F04D7/00 и 201006394. Вільновихоровий насос / В. О. Панченко, А. О. Євтушенко, В. О. Соляник, О. С. Моргаль : Опубл. 27.12.2010, Бюл. №24.

126. Об одном из возможных путей создания свободновихревых насосов типа "TURO" малой быстроходности / А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18-22 квітня 2011 року / Ред. кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2011. — Ч.3. — С. 105.

127. Герман В. Ф. Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободновихревых насосов типа "Turo" / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Восточно-европейский журнал передовых технологий - 2011. - № 4/8(52). - С. 33-37.

128. Герман В. Ф. Диапазоны параметров рабочего процесса свободновихревых насосов / В. Ф. Герман, О. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Наукові праці Донецького національного технічного університету. Серія гірничо-електромеханічна - 2011. - Випуск 22(195). - С. 42-53.

129. Підвищення енергоємності вільновихрового насосу типу "Turo" / О. Г. Гусак, С. О. Лугова, В. О. Панченко // Гідроаеромеханіка в інженерній

діяльності: матеріали XVII Міжнародної науково-технічної конференції. - Черкаси, 2012. — С. 142.

130. Вільновихрові насоси типу "TURO" з комбінованим робочим процесом / В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23-26 квітня 2013 р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. - Суми : СумДУ, 2013. - Ч.2. - С. 82.

131. Розширення типорозмірного ряду вільновихрових насосів типу «Turo» / В. О. Панченко // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XVIII Міжнародної науково-технічної конференції. - Київ, 2013. — С. 140.

132. Використання комбінованого робочого процесу для підвищення енергоємності вільновихрових насосів типу TURO / В. О. Панченко // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я (MICROCAD-2013) : Тези доповідей XXI міжнародної науково-практичної конференції (Харків, 29-31 травня 2013 р.) / за ред. проф. Товажнянського Л. Л. — Харків : НТУ «ХП», 2013. — Ч.1. — С. 308.

133. Експериментальне дослідження вільновихрових насосів типу "Turo" з комбінованим робочим процесом / В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали та програма III Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 22-25 квітня 2014 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2014. — Ч.2. — С. 170.

134. Планування експерименту при дослідженні вільновихрового насоса з комбінованим робочим процесом / О. Г. Гусак, В. О. Панченко // XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика», Харків, 19-21 жовтня 2016 р. : матеріали конференції. – Вінниця: «Глобус-Прес», 2016. – С. 55.

135. Регулювання режиму роботи вільновихрового насоса / В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали та програма IV Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 19-22

квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. - Суми: СумДУ, 2016. - Ч.2. - С. 143.

136. Оптимізація роботи вільновихрового насоса за рахунок немодельної зміни геометрії проточної частини насоса / Т. І. Єрмоленко, В. О. Панченко // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту техн. систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. – Суми : СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 51.

137. Підвищення технічного рівня вільновихрового насоса / В. О. Панченко // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС – 2017) : матеріали тез доповідей VII міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 24-27 квітня 2017р.) : у 2-х т. / Чернігівський національний технологічний університет [та ін.]; відп. за вип.: А. М. Єрошенко [та ін.]. – Чернігів : ЧНТУ, 2017. – Т. 1. – 208 с.

138. Панченко В. А. Основное уравнение свободновихрового насоса с комбинированным рабочим процессом / В. А. Панченко // Scientific pages. – Brno, 2018. - №9. – PP. 39-40.

139. Numerical research of flow structure in the torque flow pump with the combined working process / V. O. Panchenko // Modern scientific researches. – Minsk, 2018/ - Issue №4. Vol. 1. – PP. 17-24.

140. Panchenko V. Increasing the technical level of a torque flow pump by changing the geometry of a flowing part / V. Panchenko, A. Ivchenko, O. Dynnyk, O. Drach // Technology audit and production reserves. – Kharkiv, 2018. - № 3/1(41). – PP. 10-66.

141. Tkach P. Improvement of cavitation erosion characteristics of the centrifugal inducer stage with the inducer bush / P. Tkach, A. Yashchenko, O. Gusak, S. Khovanskyu, V. Panchenko, I. Grechka // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies/ - Kharkiv, 2018. - №4/8(94). – PP 24-31.

142. Розрахунок напору вільновихрового насоса / В. О. Панченко // Комплексне забезпечення якості технологічних процесів та систем (КЗЯТПС –

2019) : матеріали тез доповідей ІХ міжнародної науково-практичної конференції (м. Чернігів, 14-16 травня 2019р.) : у 2-х т. / Чернігівський національний технологічний університет [та ін.]; відп. за вип.: А. М. Єрошенко [та ін.]. – Чернігів : ЧНТУ, 2019. – Т. 1. – С. 234.

143. Використання вільновихрових насосів у тваринництві / В. О. Панченко // «Інтеграція освіти, науки та бізнесу в сучасному середовищі: літні диспути» : тези доп. І Міжнародної науково-практичної інтернет-конференції (м. Дніпро, 1-2 серпня 2019р.) – Дніпро, 2019. – С. 543-546.

Додаток А

АТ «Сумський завод «Насосенергомаш»

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Технічний директор
АТ «Сумський завод
«Насосенергомаш»
Д.Є. Дорошенко



АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи Панченка Віталія
Олександровича на тему «Підвищення технічного рівня вільновихрового
насоса шляхом вдосконалення геометрії робочого колеса»

Даним актом засвідчується те, що наукові результати дисертаційної роботи здобувача Панченка Віталія Олександровича на тему «Підвищення технічного рівня вільновихрового насоса шляхом вдосконалення геометрії робочого колеса» впроваджені у АТ «Сумський завод «Насосенергомаш» під час розробки насосу АЦВ 750-32 та використовуються для розрахунку і проектування вільновихрових насосів та агрегатів на їх основі.

Директор НТЦ – Генеральний
конструктор, к.т.н.

Начальник відділу проточних
частин, к.т.н.



А.А. Руденко

С.О. Лугова

Додаток Б

ПП «Близнюки»

Затверджую:

Директор ПП «Близнюки»

А. С. Близнюк
р.

**АКТ**

впровадження результатів дисертаційної роботи

Даним актом засвідчується, що наукові результати дисертаційної роботи здобувача Панченка Віталія Олександровича на тему «Підвищення технічного рівня вільновихрового насоса шляхом вдосконалення геометрії робочого колеса» впроваджені у ПП «Близнюки» і використовується під час розрахунку та проектування насосних агрегатів, призначених для використання у технологічних процесах виробництва цукру.

Директор ПП «Близнюки»



А.С. Близнюк

Додаток В

ЗАТВЕРДЖУЮ

Проректор з наукової роботи
Сумського державного університету

_____ Чорноус А. М.

« ___ » _____ 2019р.

|

АКТ

впровадження результатів дисертаційної роботи
старшого викладача кафедри прикладної гідроаеромеханіки
Сумського державного університету Панченка Віталія Олександровича
у навчальний процес

« ___ » _____ 2019р.

м. Суми

Даним актом засвідчується, що матеріали дисертаційної роботи Панченка В. О. на тему «Підвищення технічного рівня вільновихрового насоса шляхом вдосконалення геометрії робочого колеса» впроваджені у навчальний процес на факультеті технічних систем та енергоефективних технологій СумДУ у курсі «Спеціальні гідромашини» та «Розрахунок і конструювання насосів», що викладаються для студентів освітньо-кваліфікаційного рівня «магістр» 8.131 «Прикладна механіка» (8.131.00.01 «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика»).

Зав. каф. ПГМ

І.О. Ковальов

Декан факультету ТеСЕТ

О.Г. Гусак