

СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова
праця на правах рукопису

КОНДУСЬ ВЛАДИСЛАВ ЮРІЙОВИЧ

УДК 621.65

ДИСЕРТАЦІЯ

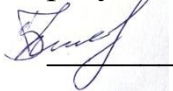
ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ТА РОЗШИРЕННЯ
ПАРАМЕТРИЧНОГО РЯДУ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ
ШЛЯХОМ УДОСКОНАЛЕННЯ РОБОЧОГО ОРГАНА

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.



В. Ю. Кондусь

Науковий керівник –

Котенко Олександр Іванович,

кандидат технічних наук, доцент

Суми – 2018

АНОТАЦІЯ

Кондусь В. Ю. Підвищення енергетичної ефективності та розширення параметричного ряду вільновихрових насосів шляхом удосконалення робочого органа. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук (доктора філософії) за спеціальністю 05.05.17 «Гідравлічні машини та гідропнеumoагрегати» (галузь знань – «Технічні науки»). – Сумський державний університет МОН України, Суми, 2018.

Дисертаційну роботу присвячено підвищенню енергоефективності вільновихрових насосів шляхом удосконалення конструкції робочого органа, а також розширенню існуючого параметричного ряду вільновихрових насосів типу СВН.

Вільновихрові насоси ефективні при транспортуванні рідин, які містять тверді домішки, суміші з піском, рідин з волокнистими включеннями, кристалічними або абразивними частинками, в'язких рідин, тощо. Експлуатаційні витрати у порівнянні із застосуванням відцентрових насосів за даних умов нижчі. Таке явище пов'язано зі зношуванням елементів проточної частини, її закупоркою, виникненням кавітаційних явищ при роботі відцентрових насосів за заданих умов.

Разом з тим робочий процес вихрової гідромашини не може існувати без гідравлічних втрат у її проточній частині. У результаті проведеного інформаційно-аналітичного огляду стану проблем, які пов'язані з процесом конструювання та експлуатації вільновихрових насосів, встановлено наступне. Значення ККД вільновихрового насоса типу «Turo» не перевищує $\eta_{max} = 0,58$ у результаті наявності складного вихрового процесу в його проточній частині. ККД вільновихрового насоса значною мірою залежить від конструкції його робочого органа, що впливає як на втрати у міжлопатевих каналах, так і на питому енергію, яка передається потоку рідини. Таким чином удосконалення вільновихрових насосів з метою підвищення їх енергоефективності (ККД)

доцільно проводити шляхом зміни конструкції робочого органу. Запропоноване рішення проблеми дозволить знизити витрати на електроенергію при досягненні мінімального значення інвестиційних витрат на модернізацію раніше впроваджених одиниць у структурі вартості життєвого циклу насосної установки.

Складність робочого процесу вільновихрових насосів призводить до наявності значних обсягів недосліджених функціональних аспектів їх роботи. Проведений літературний огляд дозволив виявити відсутність достовірної методики розрахунку конструкції робочого органу вільновихрового насоса з урахуванням властивостей реальної рідини.

У результаті проведеного дослідження розроблена математична модель розподілу енергії у проточній частині вільновихрового насоса. При цьому в якості фізичної моделі застосована модель, що описана проф. Г. Грабовим. Вона передбачає наявність складного процесу передачі енергії у проточній частині насоса, що поділяється на лопатевий і вихровий робочі процеси.

На основі запропонованої математичної моделі визначено теоретично досяжний максимальний ККД вихрового робочого процесу без урахування гідравлічних втрат, який складає $\eta_{rp} = 0,67$.

Автором розроблена методика розрахунку профільованих лопатей робочого органу вільновихрового насоса, що дозволяє узгодити конструкцію скелету лопаті з напрямком натікання потоку рідини. Узгодження кутів установки лопаті на вході β_1 та виході β_2 з робочого колеса з напрямком натікання потоку рідини дозволяє знизити гідравлічні втрати, підвищити частку лопатевої складової і знизити частку вихрової складової робочого процесу вільновихрового насоса.

У дисертаційній роботі визначено вплив конструктивних елементів робочого органу вільновихрового насоса на його робочі параметри. Використано аналітичний метод, а також метод планування повного факторного експерименту. У результаті встановлено ступінь впливу визначених

факторів впливу на напір і ККД вільновихрового насоса. Робота виконана з використанням чисельного дослідження на основі програмного забезпечення Ansys CFX 13.0 для турбомашинобудування з використанням університетської ліцензії СумДУ. В основу даного програмного продукту покладено метод чисельного вирішення системи рівнянь, які описують фундаментальні закони гідромеханіки: рівнянь руху в'язкої рідини разом з рівнянням нерозривності. Це забезпечує обґрунтованість застосування даного методу при дослідженні потоку в проточній частині вільновихрового насоса.

Автором визначено оптимальне співвідношення кутів установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса. Дослідження проводилося для різного співвідношення β_2 / β_1 , а саме 0,67, 1 та 1,5. Зниження кута установки лопаті на вході у робоче колесо β_1 дозволяє зменшити гідравлічні втрати у його міжлопатевих каналах шляхом узгодження даного кута і кута натікання рідини. При цьому співвідношенням кутів установки лопаті на вході та виході з робочого колеса β_2 / β_1 збільшується. Найвище значення ККД досягнуто для співвідношення $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$.

У дисертаційній роботі визначено вплив підрізання вхідної кромки лопаті робочого колеса на енергоефективність вільновихрового насоса. У результаті дослідження визначено більш рівномірний розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса без виконання підрізання вхідної кромки лопаті, ніж при використанні робочого колеса з кутом підрізання вхідної кромки лопаті $\gamma = 45^\circ$. Зменшення гідравлічних втрат відбувається у результаті зменшення зон відриву потоку на вході у робоче колесо. Для вільновихрового насоса при використанні робочого колеса без підрізання вхідної кромки лопатей досягнуто значення ККД на 1% більше, ніж при використанні робочого колеса з підрізанням вхідної кромки лопаті.

Автором проведена оцінка впливу конструктивних елементів робочого органа на характеристики вільновихрового насоса. Найвище значення ККД вільновихрового насоса досягнуто для робочого колеса з кутом установки лопаті на вході $\beta_1 = 33^\circ$, а на виході $\beta_2 = 50^\circ$, з числом лопатей $z = 6$.

Оцінка підвищення енергоефективності вільновихрового насоса внаслідок заходів з удосконалення конструкції робочого колеса виконана шляхом проведення чисельного дослідження проточної частини насоса СВН 80/32. Досліджувався насос з використанням діючого робочого колеса з прямими лопатями, що спроектовані з кутом установки $\beta_2 = 80^\circ$ і нового робочого колеса з використанням профільованих лопатей. При заміні діючого робочого колеса на нове зменшується об'єм рідини у тороподібному вихровому процесі Q_v . Об'єм рідини, що надходить із робочого колеса до відводу Q_k , збільшується. Таким чином, частка лопатевого робочого процесу в робочому процесі вільновихрового насоса зростає. У результаті ККД насоса в цілому зростає. Нова конструкція робочого колеса дозволяє підвищити ККД вільновихрового насоса на 4–5 %.

Достовірність результатів чисельного експерименту та можливість впровадження нового робочого колеса вільновихрового насоса були підтверджені проведеними експериментальними дослідженнями. Вони виконувалися з використанням розробленого випробувального стенду кафедри прикладної гідроаеромеханіки Сумського державного університету. Проведене експериментальне дослідження дозволило визначити доцільність внесення змін до конструкції діючого робочого колеса з метою підвищення його енергоефективності.

Для забезпечення існуючої у промисловості потреби у вільновихрових насосах, розроблено 3 нові одиниці, СВН 50/50, СВН 125/20, СВН 200/20. Це дозволило розширити існуючий параметричний ряд вільновихрових насосів типу СВН. Розроблені насоси дозволили збільшити перекриття полів параметрів існуючого параметричного ряду при досягненні високого показника ККД насосів, що досягає $\eta = 53\%$. При цьому насоси СВН 125/20 і СВН 200/20 розраховані на частоту обертання валу 1450 хв^{-1} . Насос СВН 50/50 розрахований на частоту обертання валу 2920 хв^{-1} .

Ключові слова: вільновихровий насос, TURO, СВН, робоче колесо, проточна частина, енергетична ефективність, ККД, робочий процес, вартість життєвого циклу насосної установки, інвестиційні витрати

Список публікацій здобувача за тематикою дисертаційної роботи

1. Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати

1. Котенко О. І. Обґрунтування доцільності вдосконалення конструкції робочого колеса вільновихрового насоса / О. І. Котенко, **В. Ю. Кондусь** // Наукові нотатки. – 2017. – №57. – С. 94–101.

2. **Кондусь В. Ю.** Експериментальний стенд для дослідження вільновихрових насосів / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко // Промислова гідравліка і пневматика – 2017. – №2 (56). – 46–55.

3. Котенко О. І. Проектування робочого колеса вільновихрового насоса з криволінійним профілем лопаті з використанням методу чисельного дослідження / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Журнал інженерних наук. - 2016. - Т.3, №1. - С. В9–В16.

4. **Kondus V.Y.** Investigation of the impact of the geometric dimensions of the impeller on the torque flow pump characteristics / V.Y. Kondus, A.I. Kotenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – № 1/4 (88). – P. 25–31.

5. **Kondus V.Y.** Improving the torque flow pumps product line / V.Y. Kondus, A.I. Kotenko, S.M. Yakhnenko // Nauka I Studia. – 2017. – № 11 (172). – P. 57–70.

2. Наукові праці апробаційного характеру

6. Котенко О. І. Перспективи створення параметричного ряду вільновихрових насосів / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Промислова гідравліка і пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Суми, 14–16 жовтня 2015 р.). – Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2015. – С. 78–79.

7. **Кондусь В. Ю.** Удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, О.Г. Гусак //

Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXII міжнародної науково-технічної конференції, м. Черкаси, 23 – 26 травня 2017 р. – Київ: НТУУ «КПІ», 2017. – С. 145–146.

8. **Кондусь В. Ю.** Параметричний ряд вільновихрових насосів / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 147.

9. Котенко, О. І. Параметрична стандартизація, уніфікація і агрегатування вільновихрових насосів / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Системи розроблення та поставлення продукції на виробництво : матеріали I Міжнародної науково-практичної конференції, м. Суми, 17–20 травня 2016 р. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, К.О. Дядюра. – Суми : СумДУ, 2016. – С. 286.

10. Котенко, О.І. Вдосконалення типорозмірного ряду вільновихрових насосів (СВН) для перекачування забруднених рідин та рідин, що містять включення / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXI міжнародної науково-технічної конференції, м. Київ, 24–27 травня 2016 р. – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – С. 151–152.

11. Котенко О. І. Вільновихрові технологічні насоси СВН для цукрової промисловості України / О. І. Котенко, О. О. Котенко, **В. Ю. Кондусь** // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 29–30 березня 2017 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2017. – С. 43–45.

12. **Кондусь В. Ю.** Підвищення енергоефективності вільновихрових насосів з урахуванням вартості їх життєвого циклу / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м.

Суми, 18–21 квітня 2017 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 46.

13. Котенко О.І. Обґрунтування економічної доцільності використання вільновихрових насосів в рамках стратегії підвищення енергоефективності технологічного процесу / О.І.Котенко, О.О.Котенко, В.Ю.Кондусь // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 31 березня – 1 квітня 2016 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2016. – С. 89–91.

14. **Кондусь В. Ю.** Підвищення енергетичної ефективності вільновихрових насосів шляхом удосконалення проточної частини / В.Ю. Кондусь // Промислова гідравліка і пневматика: XVII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Вінниця, 4–5 жовтня 2017 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2017. – с. 50–51.

15. Матвієнко Ю. О. Удосконалення конструкції робочого колеса з метою підвищення енергоефективності вільновихрового насоса / Ю. О. Матвієнко, **В. Ю. Кондусь** // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 148.

16. **Кондусь В. Ю.** Економічна доцільність заміни робочого колеса вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 50.

17. **Кондусь В.Ю.** Удосконалення конструкції робочого органа вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, О.Г. Гусак // Промислова гідравліка і пневматика: XVII Міжнародна науково-технічна

конференція АС ПГП (Вінниця, 4–5 жовтня 2017 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2017. – с. 49–50.

18. Котенко О. І. Метод факторного експерименту для дослідження ступеня вільновихрового насоса / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Промислова гідравліка і пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Харків, 19–20 жовтня 2016 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2016. – с. 53–54.

19. Котенко О.І. Підвищення енергоефективності вільновихрового насоса шляхом зміни конструкції його проточної частини з використанням методу чисельного дослідження / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування. II Міжнародна науково-технічна конференція 15–16 листопада 2016 р. : збірник тез доповідей. - Вінниця: Т.П. Барановська, 2016. – С. 47–50.

3. Праці, які додатково відображають наукові результати

20. Пат. 106416 U Україна, МПК F04D 29/34 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / **В.Ю. Кондусь**, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201510522; заявл. 28.10.2015; опубл. 25.04.2016, бюл. № 8.

21. Пат. 119140 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / **В.Ю. Кондусь**, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703588; заявл. 12.04.2017; опубл. 11.09.2017, бюл. № 17.

22. Пат. 119477 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / **В.Ю. Кондусь**, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703576; заявл. 12.04.2017; опубл. 25.09.2017, бюл. № 18.

23. Пат. 119807 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / **В.Ю. Кондусь**, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703565; заявл. 12.04.2017; опубл. 10.10.2017, бюл. № 19.

SUMMARY

Kondus V. Improving the energy efficiency and extending of torque-flow pumps product line by improving the operating body. – Manuscript.

Thesis for a candidate degree of technical sciences (doctor of philosophy): specialty 05.05.17 – “Hydraulic Machines, Hydro- and Pneumatic Aggregates” (branch of knowledge – “Technical sciences”). – Sumy State University, Sumy, Ukraine, 2018.

The dissertation is devoted to the increasing of torque-flow pumps energy efficiency by improving the operating body design, as well as the expansion of the existing torque-flow pumps product line.

Torque-flow pumps are effective in transporting liquids containing solid admixtures, mixtures with sand, liquids with fibrous inclusions, crystalline or abrasive particles, viscous liquids, and others. Operational costs compared with centrifugal pumps using for these conditions are lower. Such a phenomenon is connected with the wearing of flowing part elements, its obstruction, and the appearance of cavitation phenomena in the centrifugal pumps operation for those conditions.

However, the torque-flow machine operating process cannot exist without hydraulic losses in its flowing part. As a result of the conducted information-analytical review of the problems associated with the design and operating processes of torque-flow pumps, the following is established. The value of torque-flow pumps type “Turo” energy efficiency does not exceed $\eta_{\max} = 0.58$ as a result of the complex vortex operating process presence in its flowing part. The torque-flow pump energy efficiency depends of its operating body design, which affects both the losses in the intervane channels and the specific energy transmitted to the fluid flow. In this way, torque-flow pump improvement with the aim of increasing their energy efficiency should be carried out by changing its operating body construction. The proposed solution of the problem will reduce the cost of electricity by reaching the minimum

investments costs value for the modernization of previously implemented units in the pumps life cycle cost.

The torque-flow pump operating process complexity results in the presence of significant volumes of unexplored functional aspects of their operation. The conducted literary review allowed revealing the lack of reliable methodology for calculating the torque-flow pump operating body design, taking into account the properties of the real liquid.

As a result of the study, the energy distribution mathematical model in the torque-flow pump flowing part was developed. In this case, as a physical model, was chosen the model described by the prof. G. Grabov. It involves the presence of energy transfer complex process in pumps flowing part, which is divided into blade and vortex operating processes.

On the basis of the proposed mathematical model, the theoretically achievable maximum energy efficiency of the torque-flow pump operating process is determined without taking into account hydraulic losses, which is $\eta_{op} = 0.67$.

The author developed a method for calculating of the operating body profiled blades of the torque-flow pump, which allows reconciling the design of the blade skeleton with the direction of fluid flow. Matching the blade inlet β_1 and outlet β_2 angles of the impeller with the direction of fluid flow allows to reduce hydraulic losses, increase the fraction of the blade component and reduce the fraction of the vortex component of the torque-flow pump operating process.

In the dissertation work the influence of structural elements of the torque-flow pump operating body on its operating parameters is determined. The analytical method, as well as the method of planning a complete factorial experiment, has been used. As a result, the influence degree of chosen factors on the head and energy efficiency of torque-flow pump was established. The work was performed using a numerical investigation based on the Ansys CFX 13.0 software for turbomachinery using the university license of Sumy State University. The basis of this software product is the method of numerical investigation of the equations system, which describes the fundamental laws of hydromechanics: the motion equations of viscous

fluid, with the equation of continuity. This ensures the validity of the application of this method in the study of the flow in the flow part of the free-fluid pump.

The author determined the optimal ratio of the angles of the blade inlet β_1 and outlet β_2 angles. The study was conducted for different ratios β_2 / β_1 , namely 0.67, 1 and 1.5. The decreasing of the blade inlet β_1 angle can reduce the hydraulic losses in its interlvane channels by matching the given angle and the fluid flow. In this case, the ratio of blade outlet and inlet angles β_2 / β_1 increases. The highest energy efficiency value is achieved for the ratio $\beta_2 / \beta_1 = 1.5$.

In the dissertation work the influence of the impeller blade inlet edge on the torque-flow pump energy efficiency is determined. As a result of the investigation, a more even distribution of relative velocity in the impeller intervane canals was determined without the cutting of the blade inlet edge, than when using the impeller with the angle of incision of the blade inlet edge $\gamma = 45^\circ$. Reducing hydraulic losses occurs as a result of reducing the flow separation zones at the impeller inlet. For a torque-flow pump using the impeller without cutting the blade inlet edge, the energy efficiency value is 1% greater than when using the impeller with the blade inlet edge.

The author evaluated the influence of structural elements of the operating body on the characteristics of the torque-flow pump. The highest energy efficiency value of the torque-flow pump is achieved for the impeller with the blade inlet $\beta_1 = 33^\circ$, and at the outlet $\beta_2 = 50^\circ$ angles, with the number of blades $z = 6$.

The estimation of energy efficiency improvement of the torque-flow pump as a result of measures to improvement of the impeller design of is carried out by numerical investigation of the torque-flow pump SVN 80/32 flowing part. The pump was studied using the operating impeller with straight blades designed with the blade outlet angle $\beta_2 = 80^\circ$ and a new impeller using profiled blades. When the active impeller is replaced with a new one, the volume of the fluid in the vortex process Q_v decreases. The volume of fluid coming from the impeller to the outlet Q_o increases. Thus, the fraction of the blade operating process in the torque-flow pump operating

process is increasing. As a result, the efficiency of the pump increases. The new impeller design allows to increase the energy efficiency of vortex pump by 4–5%.

The reliability of the numerical investigation results and the possibility of introducing a new torque-flow pump impeller were confirmed by experimental studies. They were performed using the developed test bench of the Department of Applied Hydroaeromechanics of the Sumy State University. The conducted experimental study made it possible to determine the feasibility of introducing changes to the active impeller design in order to increase its energy efficiency.

In order to provide existing industry needs for torque-flow pumps? 3 new units have been developed. They are pumps SVN 50/50, SVN 125/20, SVN 200/20. This allowed expanding the existing torque-flow pump product line. The developed pumps have allowed to increase the overlapping of the parameter fields of the existing product line when the high energy efficiency of the pumps is reached, reaching $\eta = 53\%$. In this case pumps SVN 125/20 and SVN 200/20 are designed for rotational speed of the shaft 1450 rev/min. The pump SVN 50/50 is designed for the rotational speed of the shaft 2920 rev/min.

Key words: torque-flow pump, TURO, impeller, flowing part, energy efficiency, operating process, pump life cycle cost, investment costs

The publication list of the applicant of PhD thesis

1. Scientific papers, in which the main scientific results are published

1. Котенко О. І. Обґрунтування доцільності вдосконалення конструкції робочого колеса вільновихрового насоса / О. І. Котенко, **В. Ю. Кондусь** // Наукові нотатки. – 2017. – №57. – С. 94–101.

2. **Кондусь В. Ю.** Експериментальний стенд для дослідження вільновихрових насосів / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко // Промислова гідравліка і пневматика – 2017. – №2 (56). – 46–55.

3. Котенко О. І. Проектування робочого колеса вільновихрового насоса з криволінійним профілем лопаті з використанням методу чисельного дослідження / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Журнал інженерних наук. - 2016. - Т.3, №1. - С. В9–В16.

4. **Kondus V.Y.** Investigation of the impact of the geometric dimensions of the impeller on the torque flow pump characteristics / V.Y. Kondus, A.I. Kotenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – № 1/4 (88). – P. 25–31.

5. **Kondus V.Y.** Improving the torque flow pumps product line / V.Y. Kondus, A.I. Kotenko, S.M. Yakhnenko // Nauka I Studia. – 2017. – № 11 (172). – P. 57–70.

2. Scientific papers of approbatory character

6. Котенко О. І. Перспективи створення параметричного ряду вільновихрових насосів / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Промислова гідравліка і пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Суми, 14–16 жовтня 2015 р.). – Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2015. – С. 78–79.

7. **Кондусь В. Ю.** Удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, О.Г. Гусак // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXII міжнародної науково-технічної конференції, м. Черкаси, 23 – 26 травня 2017 р. – Київ: НТУУ «КПІ», 2017. – С. 145–146.

8. **Кондусь В. Ю.** Параметричний ряд вільновихрових насосів / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 147.

9. Котенко, О. І. Параметрична стандартизація, уніфікація і агрегативання вільновихрових насосів / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Системи розроблення та поставлення продукції на виробництво : матеріали I Міжнародної науково-практичної конференції, м. Суми, 17–20 травня 2016 р. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, К.О. Дядюра. – Суми : СумДУ, 2016. – С. 286.

10. Котенко, О.І. Вдосконалення типорозмірного ряду вільновихрових насосів (СВН) для перекачування забруднених рідин та рідин, що містять

включення / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXI міжнародної науково-технічної конференції, м. Київ, 24–27 травня 2016 р. – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – С. 151–152.

11. Котенко О. І. Вільновихрові технологічні насоси СВН для цукрової промисловості України / О. І. Котенко, О. О. Котенко, **В. Ю. Кондусь** // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 29–30 березня 2017 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2017. – С. 43–45.

12. **Кондусь В. Ю.** Підвищення енергоефективності вільновихрових насосів з урахуванням вартості їх життєвого циклу / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 46.

13. Котенко О.І. Обґрунтування економічної доцільності використання вільновихрових насосів в рамках стратегії підвищення енергоефективності технологічного процесу / О.І.Котенко, О.О.Котенко, В.Ю.Кондусь // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 31 березня – 1 квітня 2016 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2016. – С. 89–91.

14. **Кондусь В. Ю.** Підвищення енергетичної ефективності вільновихрових насосів шляхом удосконалення проточної частини / В.Ю. Кондусь // Промислова гідравліка і пневматика: XVII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Вінниця, 4–5 жовтня 2017 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2017. – с. 50–51.

15. Матвієнко Ю. О. Удосконалення конструкції робочого колеса з метою підвищення енергоефективності вільновихрового насоса / Ю. О. Матвієнко, **В. Ю. Кондусь** // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів,

співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 148.

16. **Кондусь В. Ю.** Економічна доцільність заміни робочого колеса вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 50.

17. **Кондусь В.Ю.** Удосконалення конструкції робочого органа вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, О.Г. Гусак // Промислова гідравліка і пневматика: XVII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Вінниця, 4–5 жовтня 2017 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2017. – с. 49–50.

18. Котенко О. І. Метод факторного експерименту для дослідження ступеня вільновихрового насоса / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Промислова гідравліка і пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Харків, 19–20 жовтня 2016 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2016. – с. 53–54.

19. Котенко О.І. Підвищення енергоефективності вільновихрового насоса шляхом зміни конструкції його проточної частини з використанням методу чисельного дослідження / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування. II Міжнародна науково-технічна конференція 15–16 листопада 2016 р. : збірник тез доповідей. - Вінниця: Т.П. Барановська, 2016. – С. 47–50.

3. Scientific papers that additionally reflect scientific results

20. Пат. 106416 U Україна, МПК F04D 29/34 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / **В.Ю. Кондусь**, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201510522; заявл. 28.10.2015; опубл. 25.04.2016, бюл. № 8.

21. Пат. 119140 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / **В.Ю. Кондусь**, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703588; заявл. 12.04.2017; опубл. 11.09.2017, бюл. № 17.

22. Пат. 119477 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / **В.Ю. Кондусь**, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703576; заявл. 12.04.2017; опубл. 25.09.2017, бюл. № 18.

23. Пат. 119807 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / **В.Ю. Кондусь**, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703565; заявл. 12.04.2017; опубл. 10.10.2017, бюл. № 19

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ, СКОРОЧЕНЬ	4
ВСТУП.....	7
РОЗДІЛ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ І АКТУАЛЬНІСТЬ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ	18
1.1 Область застосування і конструктивні особливості вільновихрових насосів	18
1.2 Особливості робочого процесу вільновихрового насоса і моделі руху рідини в ньому	25
1.3 Вплив конструкції робочого органа вільновихрового насоса на його характеристики.....	38
1.4 Вплив конструктивних особливостей робочого органа на характеристики вільновихрового насоса	58
1.5 Висновки.....	77
РОЗДІЛ 2 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ. МЕТОДИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	79
2.1 Об'єкт, мета і задачі дослідження.....	79
2.2 Повний факторний експеримент.....	84
2.2.1 Методика проведення повного факторного експерименту	85
2.2.2 Методика перевірки адекватності рівнянь регресії.....	89
2.3 Методика проведення чисельного дослідження	90
2.4 Фізичний експеримент	98
2.4.1 Експериментальний стенд.....	99
2.4.2 Методика проведення експерименту і обробки результатів дослідження	102
2.4.3 Оцінка похибок проведення експерименту.....	103
2.5 Висновки.....	108

РОЗДІЛ 3 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ДОСЛІДЖЕННЯ	110
3.1 Фізична модель потоку реальної рідини у вільновихровому насосі. Математична модель розподілу енергії у проточній частині вільновихрового насоса.....	110
3.2 Визначення напору вільновихрового насоса	116
3.2.1 Розрахунок колової складової абсолютної швидкості	120
3.2.2 Розрахунок напору, що створюється робочим органом	122
3.3 Визначення конструкції лопаті робочого колеса	125
3.4 Висновки.....	129
РОЗДІЛ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	130
4.1 Аналіз впливу конфігурації лопаті робочого органа на характеристики вільновихрового насоса	130
4.2 Визначення впливу конструкції вхідної кромки лопаті робочого органа на параметри вільновихрового насоса	134
4.3 Оцінка результатів повного факторного експерименту	136
4.4 Аналіз впливу конструктивних елементів робочого органа на характеристики вільновихрового насоса	143
4.5 Оцінка результатів чисельного дослідження.....	146
4.6 Результати експериментального дослідження	161
4.7 Удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів	165
4.8 Висновки.....	172
ВИСНОВКИ	175
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	178

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, ІНДЕКСІВ, СКОРОЧЕНЬ

Умовні позначення

a	– висота характерних перерізів, м;
B, b	– ширина характерних перерізів, м;
D, d	– діаметри характерних перерізів, м;
f	– площі характерних перерізів, м ² ;
G	– масова витрата, кг/м ³ ;
H	– напір, м;
h	– втрати напору, м;
K	– момент швидкості, м ² /с;
l	– довжини характерних ділянок і елементів, м;
N	– потужність, Вт;
n	– частота обертання, об/хв;
n_s	– коефіцієнт швидкохідності насоса;
$M_{кр}$	– крутний момент на валу двигуна, Н·м;
ω	– кутова швидкість, с ⁻¹ ;
p	– тиск, Па;
t	– час, с;
Q	– подача насоса, м ³ /с (м ³ /год);
$Q_{рк}$	– витрата рідини через робоче колесо насоса, м ³ /с (м ³ /год);
R, r	– радіуси характерних перерізів і елементів, м;
U	– колова швидкість потоку, м/с;
V	– швидкість потоку в абсолютній системі координат, м/с;
W	– швидкість потоку у відносній системі координат, м/с;
α	– кут потоку в абсолютній системі координат, град;
β	– кут потоку у відносній системі координат, кут установки лопатей робочого колеса, град;

z	– число лопатей;
ζ	– коефіцієнт супротиву;
η	– коефіцієнт корисної дії, %;
\bar{B}	– відносна ширина вільної камери;
$\bar{\delta}$	– відносна товщина лопаті робочого колеса;
\bar{b}_2	– відносна ширина лопаті робочого колеса;
\bar{D}_1	– відносний діаметр входу в насос;
\bar{D}_0	– відносний діаметр входу в робоче колесо;
$\bar{H} = \frac{7200}{\pi^2} \frac{gH}{n^2 D_2^2}$	– коефіцієнт напору;
$\bar{Q} = \frac{240}{\pi^2} \frac{Q}{n D_2^3}$	– коефіцієнт подачі;
$\psi = \frac{gH}{U_2^2}$	– коефіцієнт напору;

Індекси

0	– вхідний переріз насоса;
1	– вхідний переріз робочого колеса;
2	– вихідний переріз робочого колеса;
3	– вхідний переріз у напірний патрубок;
i	– i -й переріз робочого колеса;
max	– максимальний;
min	– мінімальний;
m	– у проекції на меридіональну площину;
r	– у радіальному напрямку;
u	– у коловому напрямку;
z	– в осьовому напрямку;
pk	– відносно робочого колеса;
opt	– відносно оптимального режиму роботи;

<i>пр</i>	– приведений;
<i>вс</i>	– всмоктувальний;
<i>н</i>	– напірний;
<i>вх</i>	– відносно вхідного перерізу;
<i>вих</i>	– відносно вихідного перерізу.

Скорочення

ККД	– коефіцієнт корисної дії;
ПП	– програмний продукт;
СумДУ	– Сумський державний університет;
ПГМ	– прикладна гідроаеромеханіка.

ВСТУП

На сьогоднішній день енергоефективність обладнання та систем значно впливає на рівень витрат на одиницю готової продукції, що є основним показником її собівартості.

Внаслідок цього ряд країн світу на рівні законодавства ставить перед собою чіткі вимоги з модернізації промислового обладнання шляхом зниження рівня енергоспоживання.

Окремий комплекс заходів щодо зниження енергоспоживання розроблений Єврокомісією для країн, що входять до складу Європейського Союзу. В рамках комплексу заходів розроблена стратегія «Європа-2020», яка спрямована на зниження споживання енергоресурсів для досягнення стійкого та всеосяжного росту та розвитку [1]. В рамках стратегії Європейський Союз ставить за мету скорочення споживання первинних енергоресурсів на 20% до 2020 року.

На основі стратегії «Європа-2020» було сформовано законодавчу базу, що включає директиви: з енергоспоживання будівель, з екологічних вимог до енергоспоживаючої продукції, із маркування продукції класом енергетичної ефективності, зі збільшення частки використання відновлювальних джерел енергії, а також з енергетичної ефективності.

Енергоефективність – це ефективне (раціональне) використання енергетичних ресурсів. У загальному випадку вона є показником використання меншої кількості енергії для забезпечення сталого рівня енергетичного постачання до кінцевого споживача [2].

Згідно до директиви з енергоефективності на країни-учасники Європейського Союзу покладено зобов'язання зниження енергоспоживання на 20% до 2020 року [3]. До заходів щодо підвищення енергоефективності віднесено реконструкцію будівель, а також комплекс заходів щодо підвищення ефективності енергетичних систем шляхом щорічного зниження

енергоспоживання на 1,5% по відношенню до рівня споживання у 2009 році [4, 5].

Поставлені цілі актуальні для українського машинобудівного сектору внаслідок наявної конкуренції між вітчизняним обладнанням та його закордонними аналогами, що вказує на високу необхідність впровадження заходів зі скорочення енергоспоживання.

Одним із основних способів зниження енергоспоживання насосного обладнання є його модернізація з огляду на високі ціни на енергоресурси з урахуванням загальної структури вартості життєвого циклу насосної установки (рис. 1) [6].

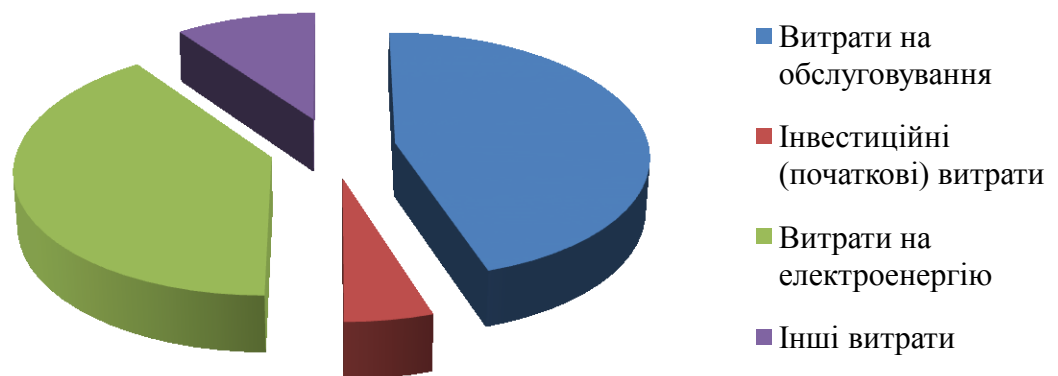


Рисунок 1 – Типова структура вартості життєвого циклу насосної установки середнього розміру

На вартість життєвого циклу насосної установки [7] найбільший вплив виявляють витрати на електроенергію, що споживається в процесі роботи насоса. Цей вид витрат складає понад 35% від загальних.

У цьому контексті, один із напрямків зменшення затрат полягає у комплексному підвищенні енергетичної та економічної ефективності виробництва у різних галузях промисловості. Дослідження показують, що в середньому коефіцієнт корисної дії (ККД) насосних установок складає близько 40%, а 10% насосів працюють з ККД навіть нижче 10% [8, 9]. Значною мірою

це пов'язано з неправильним підбором насосів (підбір насосів зі збільшеними параметрами, ніж необхідно для роботи системи), регулюванням режимів роботи насосів шляхом дроселювання, а також зношенням насосного обладнання.

При експлуатації насосів для перекачування чистих або малозабруднених рідин основна увага надається досягненню максимального значення ККД насосних установок. Тому для таких процесів використовуються відцентрові насоси (рис. 2).

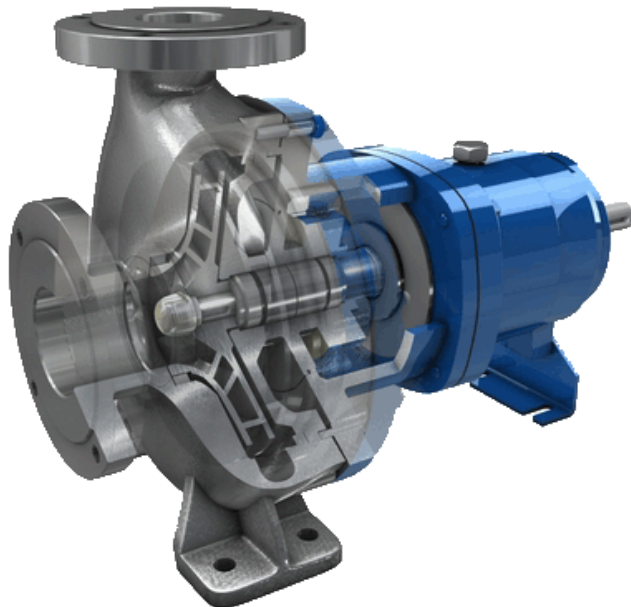


Рисунок 2 – Конструкція відцентрового насоса

Більшість насосних установок працює з використанням відцентрових насосів, принцип роботи яких полягає в силовій взаємодії робочого колеса з протікаючою в міжлопатевих каналах рідиною.

Проточна частина відцентрового насоса складається з підвідного і відвідного пристроїв, а також у більшості випадків робочого колеса закритого типу, що дозволяє мінімізувати гідравлічні втрати у ній, у результаті чого досягається максимальне значення ККД насоса.

При транспортуванні рідин з різними включеннями, в'язких або газонасичених рідин з використанням відцентрових насосів, витрати на усунення надмірного зносу, обслуговування, закупку запчастин, незаплановані простої, втрату продуктивності, заміну ущільнень, усунення пошкодження продукції складатимуть істотну частку у вартості життєвого циклу насосної установки.

Показово, що перекачування в'язких рідин відцентровими насосами супроводжується збільшенням гідравлічних втрат у робочому колесі. При цьому збільшується споживана потужність насоса у широкому діапазоні подач, всмоктувальна здатність насоса погіршується, подача і напір зменшуються, зменшується загальний ККД насоса. У цьому випадку виникає велика кількість контактів між рідиною і робочим колесом, тобто знос робочого колеса та руйнування продукту являється неминучими.

При перекачуванні суспензії, до складу якої входять кристали цукру, удари можуть пошкодити до 40% продукту і знизити його якість.

Таким чином, більш економічне на момент закупівлі насосне обладнання в процесі експлуатації виявиться неефективним і менш надійним по відношенню до аналога.

З метою транспортування неочищених промислових та побутових стоків, напівфабрикатів у вигляді в'язких рідин, рідин із твердими частинками та волокнистими включеннями, а також різних суспензій застосовуються вільновихрові насоси [10] (рис. 3).

Конструктивна особливість вільновихрових насосів полягає у наявності вільної камери перед робочим колесом. Розміщення робочого колеса у циліндричній розточці корпусу і вільний прохід потоку через вільну камеру дозволяють перекачувати насосом суміші з високою концентрацією твердих домішок без зміни основних параметрів і за наявності високих кавітаційних показників.

На відміну від відцентрових насосів, у яких весь потік рідини проходить через міжлопатеві канали робочого колеса, у вільновихровому насосі рідина

частково проходить через них, а інша частина спрямовується через вільну камеру без взаємодії з лопатями [11].

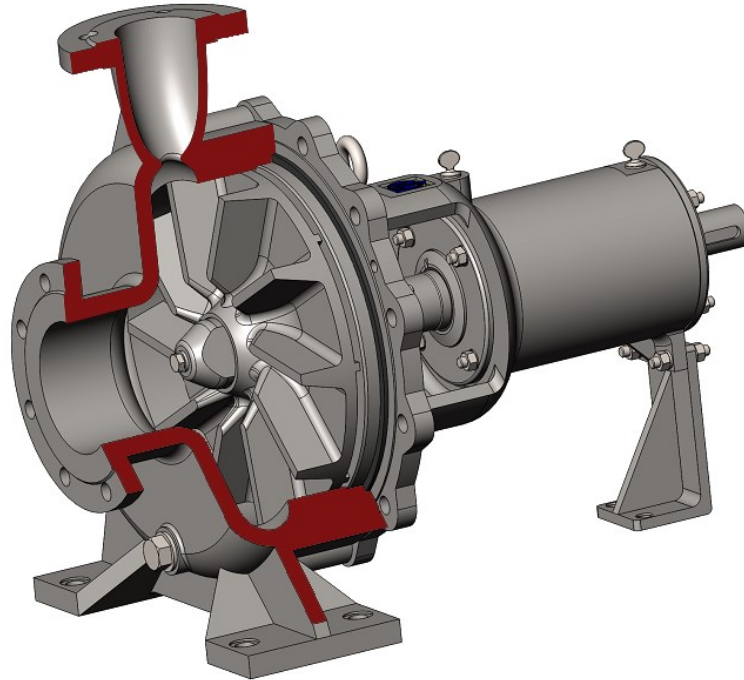


Рисунок 3 – Конструкція вільновихрового насоса

Основним недоліком вільновихрових насосів є відносно невисоке значення їх ККД, що не перевищує 58 – 60 %, у результаті чого витрати на електроенергію у структурі вартості життєвого циклу насосної установки з використанням вільновихрового насоса дещо більші, ніж при використанні відцентрового насоса. Однак при транспортуванні рідин з твердими включеннями, газонасичених, або рідин з високою в'язкістю загальна вартість життєвого циклу насосної установки з використанням вільновихрового насоса менша, ніж з використанням відцентрового насоса, у результаті значно менших витрат на обслуговування.

На сьогоднішній день у промисловості України впроваджено більше 3000 вільновихрових насосів, які потребують модернізації конструкції проточної частини з метою підвищення їх енергоефективності. Модернізацію вільновихрових насосів запропоновано проводити шляхом удосконалення

конструкції робочого органа, враховуючи його відносно невисоку матеріалоемність. Це дасть можливість знизити витрати на електроенергію шляхом підвищення ККД насоса, досягнувши при цьому мінімальних інвестиційних витрат, у результаті чого відбудеться зменшення загальної вартості життєвого циклу насосних установок з використанням вільновихрових насосів (рис. 1).

Актуальність теми дослідження. Актуальність роботи полягає у підвищенні енергоефективності вільновихрового насоса шляхом удосконалення конструкції його робочого органа з використанням методу чисельного дослідження робочого процесу в проточній частині насоса, а також у вдосконаленні існуючого параметричного ряду вільновихрових насосів типу СВН.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами. Дисертаційна робота виконана відповідно до плану науково-дослідних робіт (НДР) кафедри прикладної гідроаеромеханіки (ПГМ) Сумського державного університету (СумДУ). Здобувач був виконавцем госпдоговірної НДР «Розробка прогресивної технології, механічна обробка та виготовлення деталей насосів» (№ 51.17–02.12СП).

Мета та задачі дослідження. Основною метою дослідження є підвищення енергетичної ефективності вільновихрових насосів шляхом удосконалення їх робочого органу; удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів.

Для досягнення поставленої мети були сформульовані наступні задачі:

- визначити основні критерії підвищення енергоефективності вільновихрового насоса;
- визначити особливості робочого процесу вільновихрового насоса, а також розробити методіку проектування робочого органа вільновихрового насоса з урахуванням властивостей реальної рідини;
- дослідити вплив конструктивних елементів робочого органа вільновихрового насоса на його робочі параметри з використанням

аналітичного методу, а також методу планування повного факторного експерименту;

– провести серію чисельних досліджень потоку рідини у проточній частині вільновихрового насоса;

– спроектувати експериментальний стенд, а також виконати фізичний експеримент з використанням робочого органа діючого і нового конструктивного виконання з метою перевірки ефективності їх роботи, а також підтвердження результатів чисельного дослідження;

– розширити і удосконалити існуючий параметричний ряд вільновихрових насосів типу СВН шляхом розробки насосів, у яких є потреба у промисловості, що дозволить збільшити перекриття полів характеристик.

Об'єкт дослідження – робочий процес у проточній частині вільновихрового насоса.

Предмет дослідження – вільновихровий насос і його енергетичні характеристики.

Методи дослідження – при вирішенні поставлених завдань використовувалися метод статистичного аналізу, метод факторного експерименту, математичного моделювання розподілу енергії в проточній частині вільновихрового насоса у широкому діапазоні подач, метод чисельного моделювання а також експериментальний метод.

Статистичний аналіз проводився з використанням відомих характеристик існуючих конструкцій вільновихрових насосів, а також відомих результатів попередніх наукових досліджень робочого процесу вільновихрового насоса.

Метод факторного експерименту використовувався для виявлення факторів впливу а також ступеня їх впливу на характеристики вільновихрового насоса.

Чисельне дослідження потоку рідини у проточній частині вільновихрового насоса проводилося за допомогою програмного продукту ANSYS CFX 13.0 для турбомашинобудування з використанням університетської ліцензії СумДУ. В основу даного ПП покладено метод

чисельного вирішення системи рівнянь, які описують фундаментальні закони гідромеханіки: рівнянь руху в'язкої рідини разом з рівнянням нерозривності, що забезпечує обґрунтованість застосування даного методу при дослідженні течії в проточній частині вільновихрового насоса.

В якості одного із етапів проектування проточної частини насоса було проведено фізичний експеримент із використанням діючого і нового робочого органа вільновихрового насоса, за допомогою розробленого експериментального стенду Сумського державного університету. Достовірність отриманих на стенді результатів регламентувалася використанням загальноприйнятої в насособудуванні практики проведення фізичного дослідження, а також допустимою похибкою вимірювання фізичних величин [12, 13].

Наукова новизна результатів дослідження:

1. Обґрунтовано доцільність використання робочого колеса з профільованими циліндричними лопатями у вільновихрових насосах;
2. Визначено особливості робочого процесу вільновихрового насоса, зокрема розподіл потоку в міжлопатеких каналах робочого колеса;
3. Досліджено залежність характеристик вільновихрового насоса з використанням робочого колеса із профільованими циліндричними лопатями від визначених статистично значимих факторів впливу на них;
4. Розроблена математична модель руху в'язкої рідини у вільновихровому насосі;
5. Установлено взаємозв'язок геометричних параметрів робочого органа вільновихрового насоса з характеристиками насоса у результаті виконання чисельного дослідження робочого процесу в проточній частині вільновихрового насоса.

Практичне значення отриманих результатів:

1. Установлено вплив конструкції робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса.

2. Сформульовано практичні рекомендації щодо проектування робочого колеса вільновихрового насоса.

3. Розроблена конструкція робочого колеса, що дозволила підвищити ККД вільновихрового насоса на 4–5 %. Отримані результати підтверджено з використанням методу чисельного дослідження, а також шляхом проведення фізичного експерименту.

4. Розроблена методика проектування робочого колеса вільновихрового насоса.

5. Отримано патенти України на корисну модель робочого колеса вільновихрового насоса.

6. Удосконалено існуючий параметричний ряд вільновихрових насосів, що охоплює широкий діапазон за напором і подачею та включає мінімальну кількість уніфікованих конструктивних елементів.

7. Розширено можливості заміни фізичного експерименту чисельним дослідженням по відношенню до проточних частин вільновихрових насосів.

8. Результати дослідження впроваджені у виробничі процеси ТОВ «Сумський машинобудівний завод». Результати роботи також використовуються у навчальному процесі для студентів спеціальності «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідропневмоавтоматика».

Особистий внесок здобувача.

Основні результати дисертаційної роботи були отримані автором самостійно. Постановка задач досліджень, аналіз і обговорення отриманих результатів виконувалися здобувачем спільно з науковим керівником.

Результати роботи розкриті в написаних у співавторстві наукових публікаціях, зокрема: у дослідженні [14] проведено огляд літератури і обґрунтовано можливість підвищення енергоефективності вільновихрового насоса шляхом удосконалення конструкції його робочого органа. Робота [15] присвячена проектуванню випробувального стенда для визначення робочих параметрів і побудови характеристик вільновихрового насоса. У дослідженні визначено відносні граничні похибки вимірювання робочих параметрів насоса.

У роботі [16] проведене чисельне дослідження робочого процесу у проточній частині вільновихрового насоса з використанням діючого і нового робочих коліс за допомогою ПП Ansys CFX з метою порівняння їх робочих параметрів і визначення величини підвищення ККД вільновихрового насоса, що досягається шляхом удосконалення конструкції його робочого органа. У роботі також виконано порівняння результатів чисельного дослідження робочого процесу в проточній частині вільновихрового насоса з експериментальними значеннями для насоса з діючим робочим колесом. Дослідження [17] присвячене визначенню впливу конструктивних елементів робочого органа вільновихрового насоса на його робочі параметри. Робота виконана з використанням ПП Ansys CFX, а основні результати підтверджено шляхом проведення експериментального дослідження з використанням випробувального стенду. У дослідженнях [18–23] виконано удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів типу СВН. У роботах [25–32] здобувач провів дослідження з підвищення енергоефективності вільновихрового насоса і проаналізував отримані результати.

На основі проведених досліджень отримано чотири патенти України на корисну модель «Робоче колесо вільновихрового насоса» [33–36].

Апробація результатів роботи. Основні положення дисертації доповідалися та обговорювалися на XXI – XXII Міжнародній науково-технічній конференції «Гідроаеромеханіка в інженерній практиці» (м. Київ, НТУУ «КПІ», 2016, м. Черкаси, Черкаський інститут пожежної безпеки ім. Героїв Чорнобиля НУЦЗ України, 2017), науково-технічній конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій «Сучасні технології в промисловому виробництві» (м. Суми, СумДУ, 2015 – 2017), XVI – XVIII міжнародних науково-технічних конференціях АС ПГП «Промислова гідравліка і пневматика» (м. Суми, СумДУ, 2015, м. Харків, УкрДУЗТ, 2016, м. Вінниця, ВНТУ, 2017), міжнародних науково-технічних конференціях під егідою Національної асоціації цукровиків України «Перспективи розвитку цукрової

промисловості в Україні» (м. Київ, НУХТ, 2016 – 2017), міжнародній науково-технічній конференції «Системи розробки продукції та запуску їх у виробництво» (м. Суми, СумДУ, 2016), II Міжнародній науково-технічній конференції «Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування» (м. Вінниця, ВНТУ, 2016).

Публікації. За матеріалами дослідження опубліковано 23 наукових роботи, серед яких 3 наукових статті у спеціалізованих виданнях України, 1 наукова стаття у закордонному виданні, 1 наукова стаття у виданні, що входить до наукометричної бази Scopus, отримано 4 патенти України на корисну модель (№106416, №119140, №119477, №119807) а також опубліковано тези 14 доповідей на науково-технічних конференціях.

Структура та об'єм дисертаційної роботи.

Дисертаційна робота складається з вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертаційної роботи становить 201 сторінку. Дисертаційна робота містить 107 рисунків, 4 з яких на окремих сторінках, 20 таблиць по тексту, 3 додатків на 6 сторінках, бібліографію зі 157 джерел на 17 сторінках.

Автор висловлює величезну подяку науковому керівнику Котенку Олександрю Івановичу, декану факультету технічних систем і енергоефективних технологій Гусаку Олександрю Григоровичу, доценту кафедри прикладної гідроаеромеханіки Герману Віктору Федоровичу за наукову, методичну та організаційну допомогу при виконанні даної роботи.

Щиру подяку автор висловлює колегам по кафедрі Прикладної гідроаеромеханіки СумДУ, а також родині за допомогу і моральну підтримку при написанні роботи.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ І АКТУАЛЬНІСТЬ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Область застосування і конструктивні особливості вільновихрових насосів

У практиці насособудування для транспортування чистих рідин використовуються відцентрові насоси. Але випадки перекачування рідин, що не містять домішок, поодинокі. Досить часто доводиться транспортувати рідини, що містять тверді домішки, суміші з піском, рідини з волокнистими включеннями, кристалічними або абразивними домішками, в'язкі рідини, тощо. Для вирішення такого завдання, раніше застосовували відцентрові насоси з використанням одно- та двоканальних робочих коліс (рис. 4) [37, 38]. Але при перекачуванні рідин, що містять включення, корисна потужність насоса починає знижуватися вже при наявності 7% домішок в рідині [39].

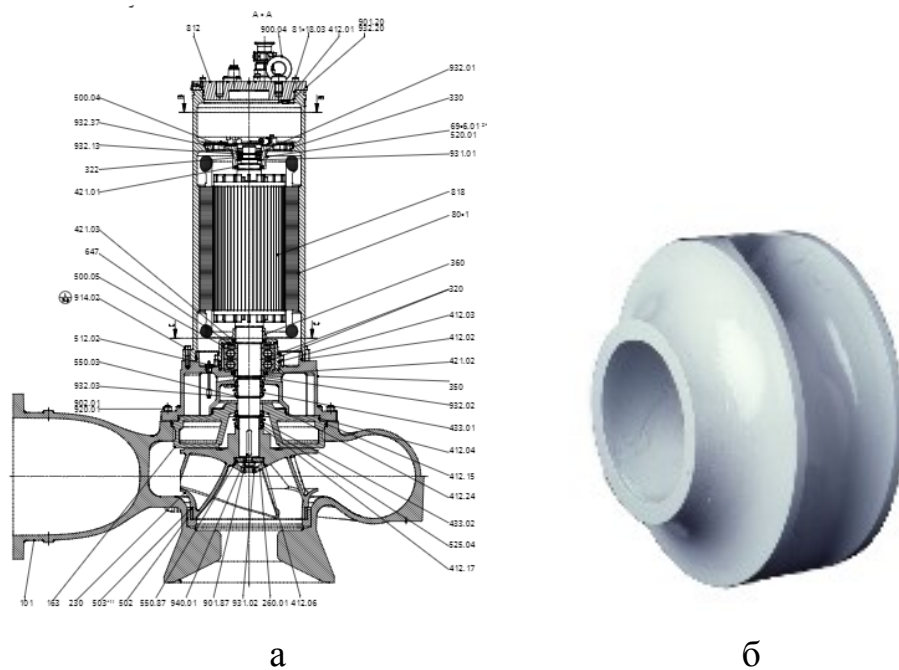


Рисунок 4 – Відцентровий насос (а) з використанням одноканального робочого колеса (б)

При транспортуванні рідин, що містять абразивні домішки, відбувається швидке зношування елементів проточної частини відцентрових насосів.

Перекачування газомістких емульсій може призводити до зриву подачі насоса.

При вивченні впливу розміру бічного зазору X на характеристики відцентрових насосів з використанням напіввідкритих робочих коліс (рис. 5) було визначено, що падіння корисної потужності i , як наслідок, ККД насоса відбувається при збільшенні до певного значення розміру зазору X . Подальше його збільшення не викликає зміни корисної потужності.

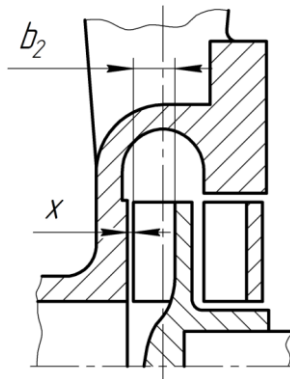


Рисунок 5 – Конструкція насоса з напіввідкритим робочим колесом

К. Пфлейдерером було вказано, що циркуляція рідини у міжлопатевих каналах робочого колеса призводить лише до зниження напору насоса, але не впливає на значення його подачі [40].

На рисунку 6 показана залежність коефіцієнту напору ψ від розміру бічного зазору X . Коефіцієнт напору визначається за залежністю

$$\Psi = \frac{gH}{U_2^2} \quad (1.1)$$

де H – напір насоса; U_2 – колова швидкість на виході з робочого колеса.

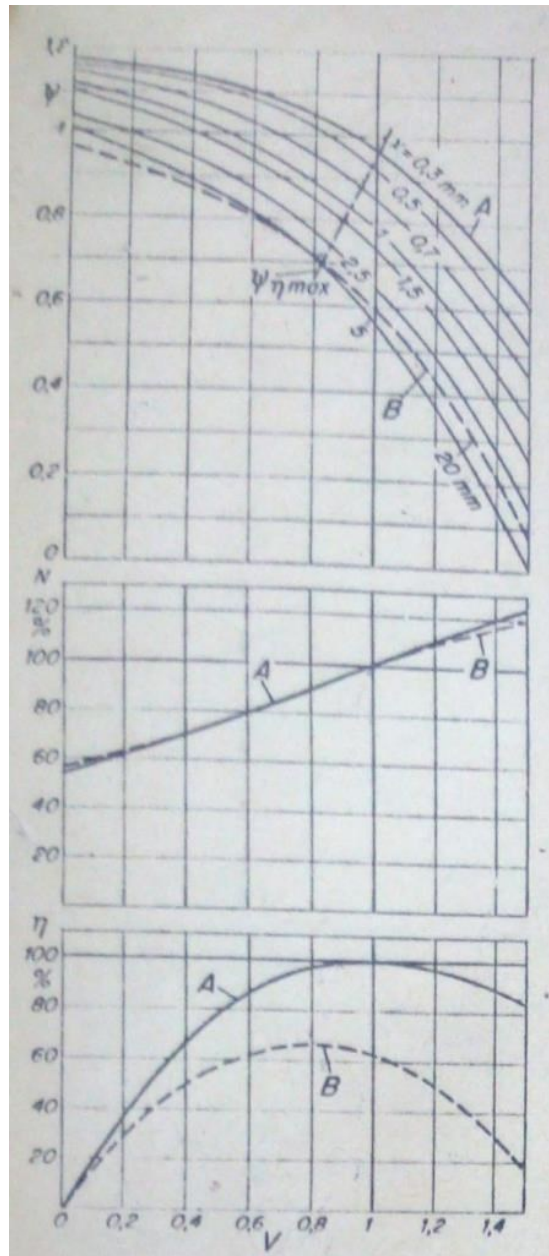


Рисунок 6 – Залежність коефіцієнту напору ψ від розміру бічного зазору X з використанням напіввідкритих робочих коліс

Таким чином використання насосів вільновихрового типу з величиною бічного зазору X рівною ширині вільної камери виглядає цілком виправдано у випадках, коли робоча рідина містить включення, що можуть впливати на ресурс роботи робочого колеса насоса.

Для вирішення задачі транспортування рідин, що містять включення, розроблено конструкцію вільновихрового насоса.

Дослідження вільновихрових насосів розпочалися в 1950-х роках. Перший насос типу «Wemco» було виготовлено в 1954 році у США підприємством «Western Machinery Co» [41]. Його конструкція передбачає використання осьового підводу, тангенціального відводу, а також вільновихрове робоче колесо, що розташоване у розточці корпуса насоса (рис. 7).

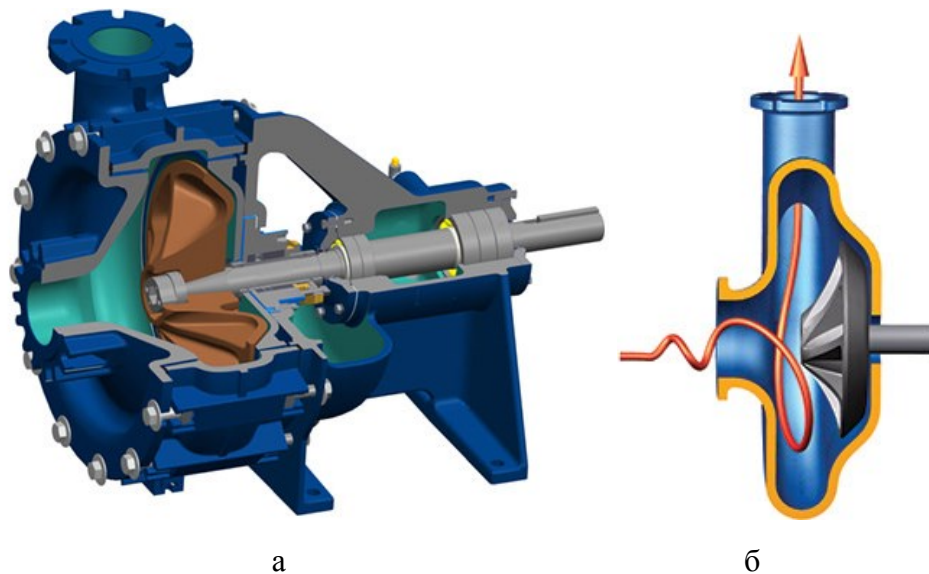


Рисунок 7 – Вільновихровий насос типу «Wemco»: а) конструкція насоса типу «Wemco»; б) робочий процес

У дослідженні [39] зазначається, що гранична корисна потужність насосів типу «Wemco» досягається при коловій швидкості насоса 25 м/с, що забезпечує напір насоса близько 32 м. При значенні колової швидкості меншому за вказане струмінь рідини, який виходить з робочого колеса насоса, досягає стінки, не створюючи перешкоди для основного потоку. У результаті ККД вільновихрових насосів типу «Wemco» досить низький і не перевищує 35%.

У результаті проведення більше ніж 180 випробувань, Е. Еггером запропоновано нове конструктивне рішення – вільновихровий насос типу «Turo», який відрізняється від насосів типу «Wemco» розташуванням робочого колеса виключно у розточці корпуса (рис. 8).

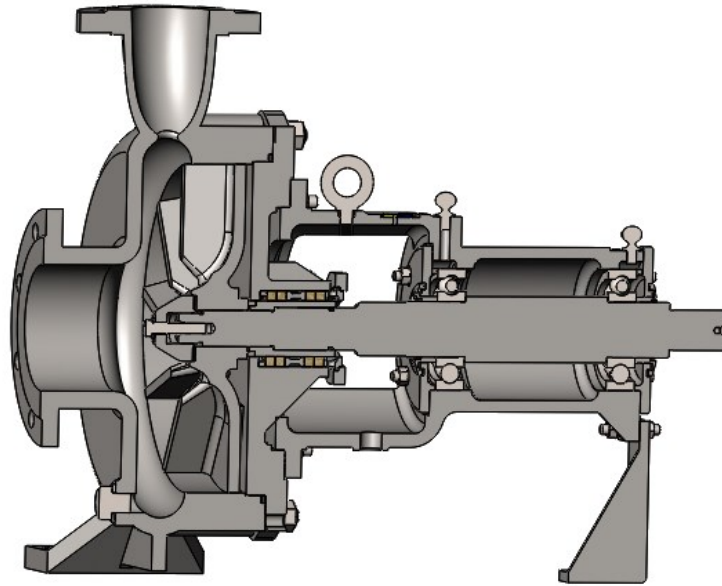


Рисунок 8 – Вільновихровий насос типу «Туго»

У насосах типу «Туго» досягнуто підвищення ККД до 50%, що відбувається внаслідок збільшення інтенсивності взаємодії робочого колеса з потоком рідини.

Дослідження робочого процесу вільновихрових насосів у вітчизняній практиці розпочалися у другій половині 1960-х – на початку 1970-х років. Розглядаючи робочий процес у вільновихровому насосі з використанням методу швидкісної кінозйомки було зроблено висновок, що меридіональна циркуляція рідини надає вторинний вплив на його характер [42, 43].

У роботі [44] було ототожнено робочий процес вільновихрового насоса з робочим процесом гідродинамічної муфти. Узагальнено картину течії у вільновихровому насосі описано у дослідженнях [45–48]. Частина рідини потрапляє у робоче колесо поблизу втулки і під дією відцентрових сил відкидається на його периферію (рис. 9).

В області поблизу зовнішнього діаметра робочого колеса внаслідок взаємодії зі стінкою корпусу відбувається зміна напрямку її руху. Таким чином утворюється повздовжній вихор, що передає енергію основному потоку рідини, який не взаємодіє з лопатями робочого колеса насоса. При цьому частина

рідини направляється безпосередньо до відводу в результаті того, що енергія цих частинок вища за енергію частинок рідини, які знаходяться у відводі. Інша частина рідини повертається до входу в робоче колесо. З урахуванням одночасного меридіонального та окружного руху утворюється складний тороподібний рух рідини в проточній частині вільновихрового насоса.

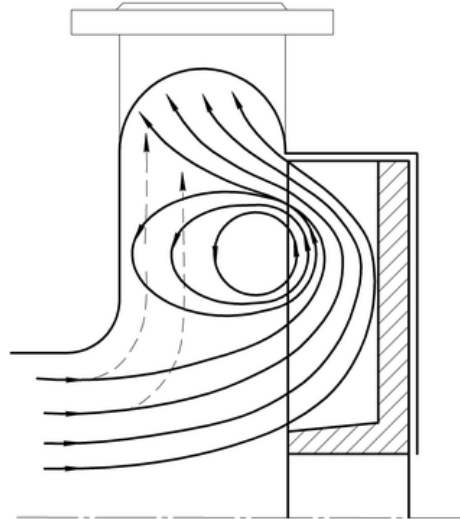


Рисунок 9 – Картина течії рідини в проточній частині вільновихрового насоса

Загальна вартість життєвого циклу насосної установки (рис. 1) з використанням вільновихрового насоса нижча, ніж з використанням відцентрового насоса при транспортуванні рідин, які містять включення, незважаючи на те, що значення його ККД на 15 – 20% нижче [49].

Вільновихрові насоси ефективно використовуються замість відцентрових насосів типу НФ, Ф, СД, ФМ, СОТ, СМ, СМС, СКО і СКМ [50].

Методика розрахунку і проектування вільновихрових насосів типу «Туго» з радіальними лопатями робочого колеса розглянуто в дослідженнях [51–53].

До основних переваг вільновихрових насосів належать [54, 55]:

- висока стійкість до абразивного зношування (швидкість зношування вільновихрових насосів у 2 – 3 рази нижча, ніж у відцентрових, виконаних з однакового матеріалу);

- відсутність ймовірності закупорювання завдяки широкій вільній камері насосів;
- конструкція вільновихрових насосів, форма їх проточної частини і технологія виготовлення простіша, ніж у відцентрових насосів;
- високі кавітаційні якості вільновихрових насосів досягаються завдяки відсутності закупорки міжлопатевих каналів робочого колеса кавітаційними бульбашками;
- відсутність необхідності регулювання зазорів у парі робоче колесо – корпус;
- нижчі значення радіальної сили по відношенню до відцентрового насоса унаслідок розташування робочого колеса у розточці корпуса дозволяє знизити навантаження на підшипники, а також підвищити ресурс їх роботи.

Вільновихрові насоси виготовляються рядом закордонних підприємств, зокрема KSB, Egger, Wemco pump, Willo, тощо.

Значних успіхів у дослідженні вільновихрових насосів досягли вітчизняні вчені В. Малюшенко, А. Євтушенко, О. Котенко, В. Герман, В. Соляник, С. Яхненко, та інші, завдяки роботам яких кафедра ПГМ СумДУ вважається центром дослідження вільновихрових насосів в Україні.

Поява нових методів проектування насосного обладнання, що засновані на виконанні чисельного дослідження руху рідини у проточній частині, дозволяє розробити нові підходи до удосконалення вільновихрових насосів.

У даній роботі запропоновано виконати удосконалення проточної частини вільновихрового насоса шляхом внесення змін до конструкції робочого органа, яким є робоче колесо, що забезпечить зниження витрат на електроенергію при досягненні мінімального значення інвестиційних витрат у загальній вартості життєвого циклу насосної установки (рис. 1).

1.2 Особливості робочого процесу вільновихрового насоса і моделі руху рідини в ньому

У результаті наявності комплексного тороподібного руху в проточній частині вільновихрового насоса у процесі його вивчення було запропоновано декілька гіпотез пояснення робочого процесу насоса.

У дослідженні Е. Еггера [39] висловлено припущення, що передача енергії частинці рідини відбувається за рахунок відцентрових сил, причому циліндрична розточка корпуса на периферії робочого колеса використовується для перетворення динамічного напору в тиск (рис. 10).

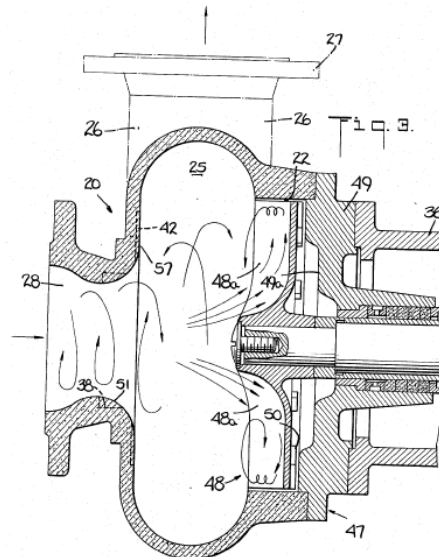


Рисунок 10 – Робочий процес у вільновихровому насосі

Відповідно до запропонованої гіпотези у будь-якій точці міжлопатевих каналів робочого колеса рідина обертається зі сталою кутовою швидкістю за наявності сталого тиску. Рідина надходить до вільної камери лише із області поблизу зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 . Передача енергії основному потоку від рідини, що знаходиться у міжлопатевих каналах робочого колеса, відбувається за рахунок сил гідравлічного зчеплення, а також вихрового обміну енергією.

У роботі [56] Е. Еггер висловив припущення, що основною формою руху рідини у проточній частині вільновихрового насоса є вимушений спіралеподібний рух у площині, яка перпендикулярна до вісі насоса, причому з робочим колесом взаємодіє лише 15 % рідини, що транспортується (рис. 11).

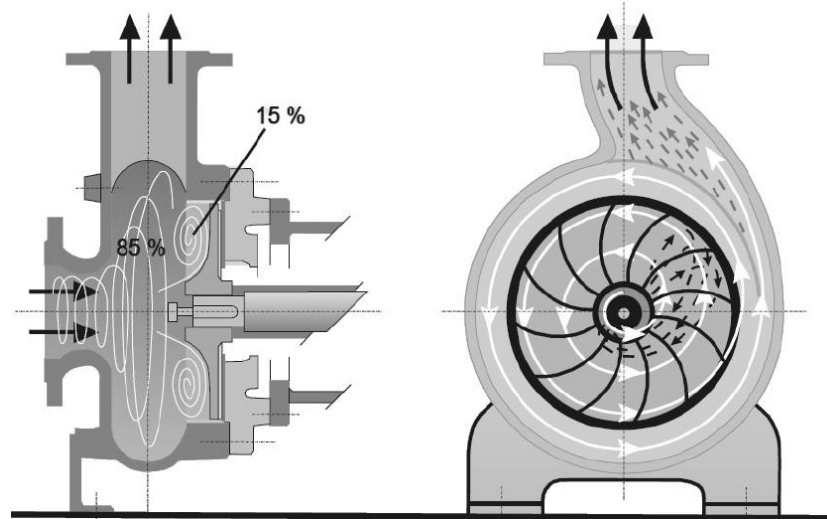


Рисунок 11 – Принципова схема руху рідини у вільновихровому насосі відповідно [56]

Установлено, що значення відносної швидкості у вільновихровому насосі нижче, ніж у відцентровому, внаслідок того, що рідина у ньому довший час знаходиться у процесі передачі енергії.

У дослідженнях [43, 57, 58] А. Капелюш, К. Рютчі і М. Степневський ототожнюють робочий процес вільновихрового і відцентрового насосів, виходячи з чого запропоновано алгоритм розрахунку вільновихрового насоса на основі методики проектування відцентрового насоса.

Одновимірна теоретична модель вільновихрового насоса для перекачування однофазної в'язкої рідини розроблена у дослідженні Г. Сківлі [59]. Якісна картина потоку в проточній частині вільновихрового насоса (рис. 12) доводить існування двох потоків: циркуляційного, що утворює вихор між робочим колесом та вільною камерою (штрихова лінія), а також основного,

що поступає у відповідний пристрій безпосередньо із робочого колеса (суцільна лінія).

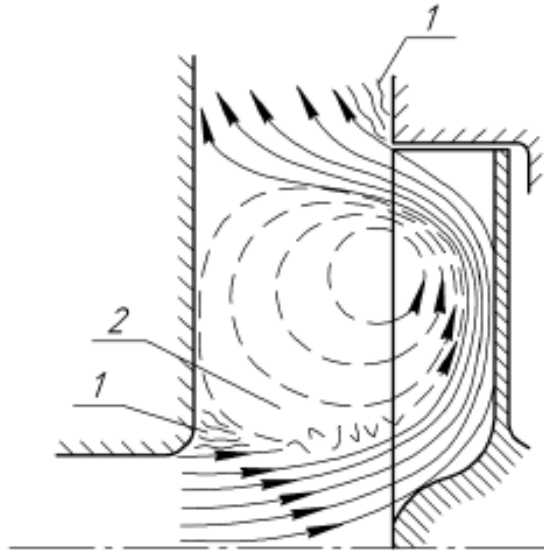


Рисунок 12 – Якісна картина потоку у проточній частині вільновихрового насоса за [59]:

1 – зона відриву потоку; 2 – процес змішування циркуляційного і основного потоку

Між зовнішнім і внутрішнім діаметром вільної камери насоса існує перепад статичного тиску. Для роботи насоса повинен існувати рівноважний стан, згідно до якого підвищення статичного тиску внаслідок існування вихрового руху у вільній камері компенсує перепад тиску, що створює робоче колесо. Таким чином наявність циркуляційного потоку є умовою існування рівноважного стану в проточній частині вільновихрового насоса.

Витрата потоку, що надходить до відповідного пристрою безпосередньо з робочого колеса більша за подачу насоса на величину циркуляційного руху, що є визначальним фактором впливу на ККД вільновихрового насоса.

У дослідженні запропоновано розглянути потік рідини у вільновихровому насосі (рис. 13 а) в якості одновимірної моделі (рис. 13 б), в якій перемінні залежать лише від єдиної координати – розрахункового радіуса. Радіус r_u відповідає області, де вихровий рух відсутній; r_i – середньому потоку на вході у робоче колесо; r_o – середньому потоку на виході з робочого колеса.

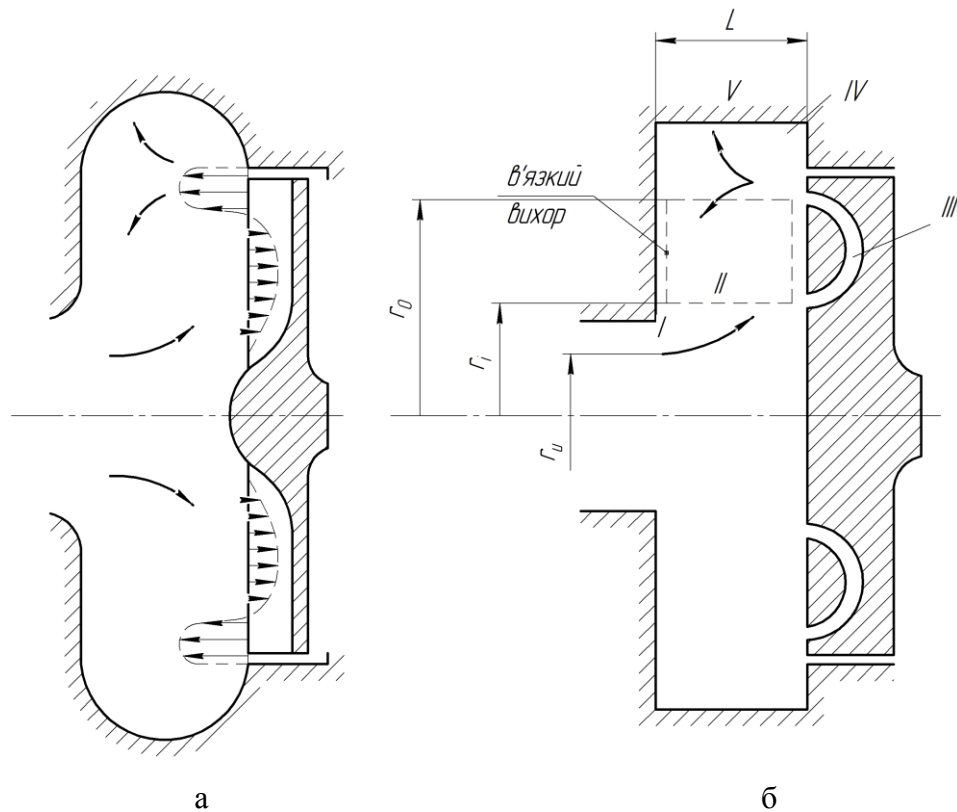


Рисунок 13 – Одновимірна модель потоку рідини у вільновихровому насосі:
 а) схема руху рідини у проточній частині вільновихрового насоса; б) одновимірна модель потоку

Для опису руху у вільній камері була обрана модель в'язкого руху зі значенням в'язкості, що відповідає в'язкості турбулентного потоку.

Згідно до моделі одновимірний потік може бути умовно поділено на п'ять областей (I – V).

В області I відбувається змішування потоку на вході у робоче колесо. Потік, що сформований в'язким вихором, направлений з області I за наступних умов: тангенціальна швидкість $V = 0$ при $R = r_u$ і $V = V_i$ при $R = r_i$.

Область II визначається в'язким вихором, що направлений всередину неї і характеризується умовами: тангенціальна швидкість $V = V_0$ при $R = r_0$ і $V = V_i$ при $R = r_i$.

Область III визначається комбінацією потоку на вході у робоче колесо і в його міжлопатевих каналах.

Область IV аналогічна області I і має тангенціальну швидкість середнього потоку на виході з вільної камери $V = V_0$ при $R = r_0$.

Область V включає дифузорні ділянки відводу.

Слід зазначити, що величина радіусу середнього потоку на вході в робоче колесо r_i наближена до значення радіуса робочого колеса на вході r_1 , а радіус середнього потоку на виході з робочого колеса r_0 наближений до зовнішнього радіуса робочого колеса r_2 .

У результаті проведення експериментальних досліджень встановлено високий ступінь відповідності теоретичного значення тангенціальної швидкості V в залежності від радіусу r отриманим практичним результатам.

Проф. Г. Грабов у дослідженнях [60–62] відокремлює циркуляційний потік від основного потоку, який не взаємодіє з лопатями робочого колеса (рис. 14). Відповідно до гіпотези, частина рідини, що проходить через робоче колесо, надходить до напірного патрубку. У проточній частині насоса утворюється центр вихороутворення (r_0), а процес циркуляції рідини має стійкий характер внаслідок наявності умови мінімальних втрат.

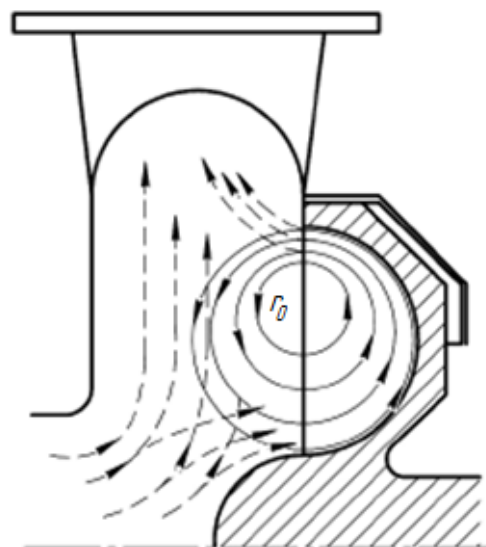


Рисунок 14 – Схематичне зображення руху потоку рідини у вільновихровому насосі

Потенційна енергія робочого колеса служить для створення відцентрового поля у вільній камері насоса, подолання гідравлічних втрат у робочому колесі та гідравлічних втрат, що виникають внаслідок вихрового руху в проточній частині насоса.

Гідравлічні втрати у робочому колесі виникають внаслідок тертя і зміни напрямку руху в ньому.

Енергетичний баланс характеризується наступною залежністю

$$(H_{T\infty})_L = (H_{T\infty})_K + H_R + (H_{st})_L, \quad (1.2)$$

де $(H_{T\infty})_L$ – теоретичний напір робочого колеса за умови безкінечного числа лопатей; $(H_{T\infty})_K$ – теоретичний напір насоса для створення відцентрового поля у вільній камері насоса; H_R – гідравлічні втрати у вихровому русі; $(H_{st})_L$ – гідравлічні втрати у робочому колесі.

На рис. 15 наведені трикутники швидкостей в робочому колесі вільновихрового насоса.

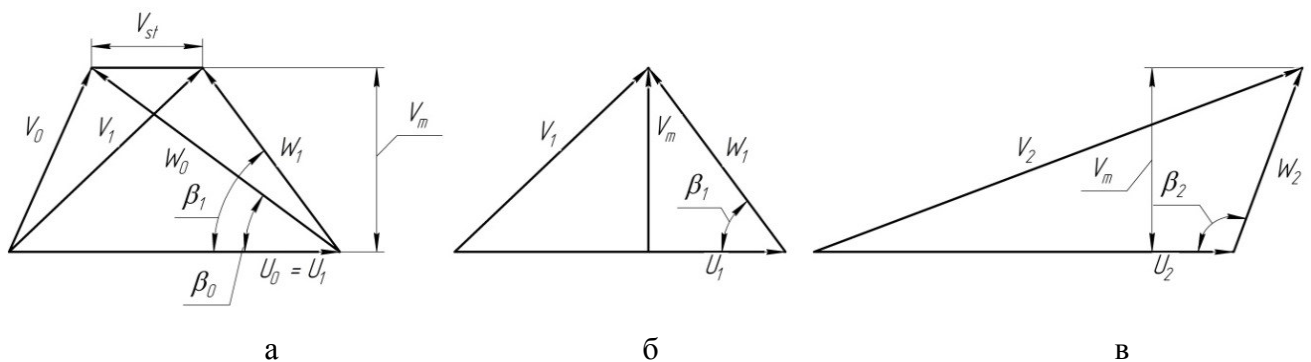


Рисунок 15 – Трикутники швидкостей в робочому колесі вільновихрового насоса:

- а) на вході в робоче колесо з урахуванням втрат на удар; б) на вході в робоче колесо без урахування втрат на удар; в) на виході з робочого колеса

Теоретичний напір робочого колеса знаходиться за залежністю

$$(H_{\infty})_L = \frac{1}{g} (V_{u2}U_2 - V_{u0}U_1), \quad (1.3)$$

де V_{u2} – колова складова абсолютної швидкості на виході з робочого колеса; U_2 – колова швидкість на виході з робочого колеса; U_1 – колова швидкість на вході у робоче колесо; V_{u0} – колова складова абсолютної швидкості з урахуванням втрат на удар, що знаходиться за наступною залежністю

$$V_{u0} = \alpha_{st}U_1, \quad (1.4)$$

де $\alpha_{st} = 0,92 \div 0,95$ – коефіцієнт втрат на удар.

Напір насоса для створення відцентрового поля у його вільній камері визначається за залежністю

$$(H_{\infty})_K = \frac{K}{g} (V_{u2}U_2 - V_{u0}U_1), \quad (1.5)$$

де K – поправочний коефіцієнт.

Внаслідок невідповідності кута установки лопаті на вході у робоче колесо β_1 і кута натікання рідини на лопать β_0 (рис. 15 а), а також наявності кінцевої товщини лопаті, виникають гідравлічні втрати, що спричинені ударом рідини і вхідної кромки лопаті робочого колеса.

Таким чином, згідно дослідження проф. Г. Грабова, гідравлічні втрати у робочому колесі визначаються за залежністю

$$(H_{st})_L = \varphi_{st} \frac{(V_m \operatorname{ctg} \beta_1 - (U_1 - V_{u0}))^2}{2g}, \quad (1.6)$$

де φ_{st} – коефіцієнт опору; V_m – меридіональна складова абсолютної швидкості; U_1 – колова швидкість.

Гідравлічні втрати у вихровому русі визначаються за залежністю

$$H_R = \zeta_R \frac{W_2^2}{2g} = \frac{\zeta_R}{2g} \frac{V_m^2}{\sin^2 \beta_2}, \quad (1.7)$$

де ζ_R – коефіцієнт циркуляції; W_2 – відносна швидкість на виході з робочого колеса.

Відповідно до трикутника швидкостей (рис. 25)

$$V_{u2} = U_2 - V_m \operatorname{ctg} \beta_2. \quad (1.8)$$

З урахуванням залежностей (1.3) – (1.8) залежність (1.2) можна привести до наступного вигляду

$$\begin{aligned} (1 - K) \frac{1}{g} [(U_2 - V_m \operatorname{ctg} \beta_2) U_2 - \alpha_{st} U_1^2] = \\ = \frac{\zeta_R}{2g} \frac{V_m^2}{\sin^2 \beta_2} + \frac{1}{2g} [V_m \operatorname{ctg} \beta_2 + (1 - \alpha_{st}) U_1]^2. \end{aligned} \quad (1.9)$$

Для спрощення виразу прийнято $K^* = 1 - K$, а також округлено коефіцієнт втрат на удар $\alpha_{st} = 1$, внаслідок чого вираз (1.9) прийняв наступний вигляд

$$\frac{V_m}{U_2} = K^* \frac{\sin\beta_2}{\zeta_R + \cos^2\beta_2} \left[\sqrt{\frac{2}{K^*} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] (\zeta_R + \cos^2\beta_2) + \cos^2\beta_2} - \cos\beta_2 \right], \quad (1.10)$$

де r_1 – радіус робочого колеса на вході; r_2 – зовнішній радіус робочого колеса.

Відповідно до залежності (1.10), циркуляція меридіональної швидкості V_m не залежить від подачі та об’ємного ККД насоса. Таким чином між робочим колесом і вільною камерою насоса встановлюється постійна швидкість циркуляції, що було доведено також дослідним шляхом.

Момент кількості руху робочого колеса у вільновихровому насосі знаходиться за залежністю

$$(M_{T\infty})_L = \frac{\Omega}{B} V_2 (r_2 V_{u2} - r_1 V_{u0}), \quad (1.11)$$

де $\Omega = \frac{V_m}{U_2}$ – відношення швидкостей циркуляції.

У кінцевому значенні коефіцієнт передачі моментів V_M^* , що виражає передачу енергії від робочого колеса до рідини у вільній камері насоса, має наступний вигляд

$$V_M^* = \frac{(M_{T\infty})_{L; \beta_2 \neq 90^\circ}}{(M_{T\infty})_{L; \beta_2 = 90^\circ}} = \Omega^* \left[1 - \frac{\left(\frac{V_m}{U_2} \right)_{\beta_2 = 90^\circ}}{1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2} \operatorname{ctg}\beta_2 \right]. \quad (1.12)$$

У дослідженні [63] Н. Фітеро і Ф. Гюлай розрізняють подачу насоса Q і циркуляційну витрату $Q_{\text{ц}}$ (рис. 16), причому області робочого колеса Q_{R} і вільної камери Q_{D} запропоновано розглядати як два окремих робочих колеса, що працюють паралельно.

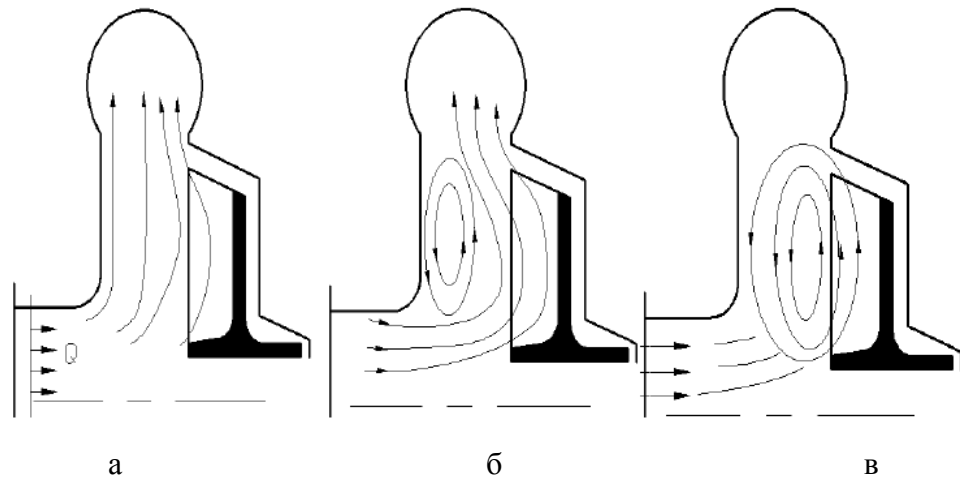


Рисунок 16 – Схема руху рідини у вільновихровому насосі відповідно до [63]:

- а) режим перевантаження $Q > Q_{\text{опт}}$; б) режим недовантаження $Q < Q_{\text{опт}}$;
в) пусковий режим $Q = Q_{\text{опт}}$

У дослідженні [49] запропоновано відносити вільновихрові насоси до класу відцентрових насосів, що не відповідає дослідженням більшості інших авторів, які відносять вільновихрові насоси до класу вихрових гідромашин.

М. Аокі у роботах [64; 65] розробив модель руху рідини, відповідно до якої потік рідини у проточній частині насоса поділяється на циркуляційний і витратний потоки (рис. 17).

Рідина у циркуляційному русі неодноразово повертається з області поблизу зовнішнього діаметра робочого колеса до області поблизу втулки, причому частина рідини циркулює виключно у вільній камері насоса.

Х. Охба у дослідженнях [66, 67] розділяє потік у проточній частині вільновихрового насоса на три вісесиметричних потоки (рис. 18): А – потік у

підвідному пристрої, В – потік у робочому колесі, С – циркуляційний потік, D – потік у вільній камері.

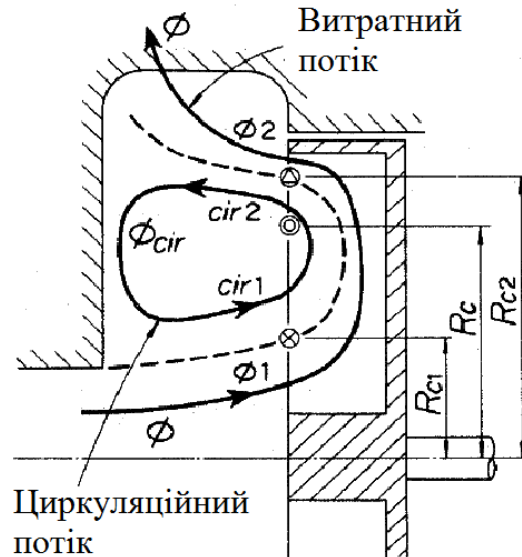


Рисунок 17 – Схема руху рідини у вільновихровому насосі відповідно до [64; 65]

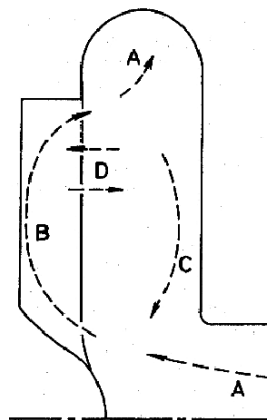


Рисунок 18 – Схема руху рідини у вільновихровому насосі відповідно до [66; 67]:

A – потік у підвідному пристрої; B – потік у робочому колесі; C – циркуляційний потік; D – потік у вільній камері.

У результаті дослідження [47] В. Герман висловлює думку, що витрата рідини через вільну камеру вільновихрового насоса в 4 – 5 разів більша, ніж

його розрахункова подача. Характер ліній течії (рис. 19), що отримані експериментальним шляхом аналогічний визначеному у роботі [67].

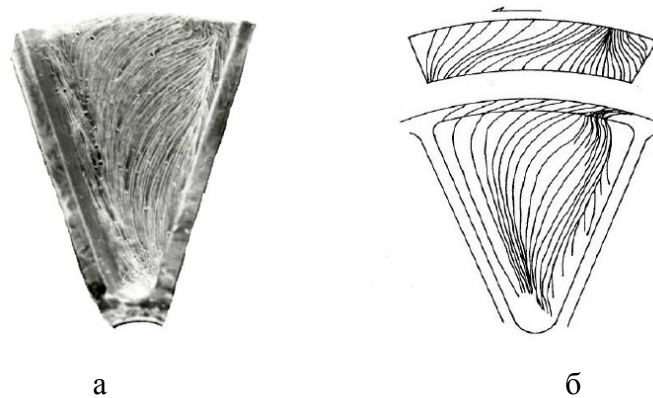


Рисунок 19 – Лінії течії у міжлопатевих каналах робочого колеса вільновихрового насоса: а) у роботі В. Германа [47]; б) у роботі Х. Охби [65]

Автором запропонована модель робочого процесу вільновихрового насоса, що базується на існуванні складного тороподібного руху (рис. 20). Процес передачі енергії потоку протікання відбувається внаслідок взаємодії з ним повздожнього вихору, якому енергія передається безпосередньо у результаті взаємодії з лопатями робочого колеса.

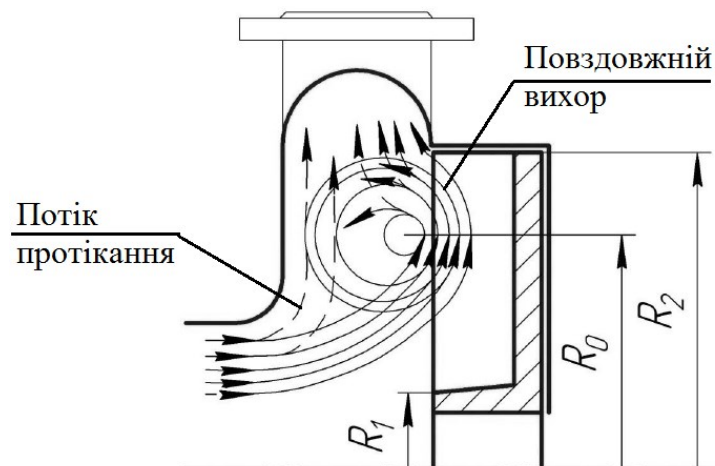


Рисунок 20 – Робочий процес вільновихрового насоса відповідно до [47]

У дослідженні [45] С. Руднев відносить вільновихрові машини до класу вихрових гідромашин і визначає ККД вихрового робочого процесу вихрових гідромашин на основі законів збереження моменту кількості руху і енергії

$$\eta_{pn} = \frac{Q}{S\omega}, \quad (1.13)$$

де Q – витрата рідини; ω – колова швидкість обертання робочого колеса вільновихрового насоса; $S = \int_f r df$ – статичний момент площі f бічного каналу вільної камери насоса.

У роботах [68–70] А. Євтушенко та В. Соляник розвивають теорію С. Руднева, шляхом ряду перетворень визначаючи ККД вихрового робочого процесу вихрових гідромашин як відношення колової швидкості обертання рідини у проточній частині машини до колової швидкості обертання робочого колеса

$$\eta_{pn} = \frac{Q}{S\omega} = \frac{V_u F}{Fr\omega} = \frac{U_p}{U_{pk}}, \quad (1.14)$$

де F – характерна площа вільної камери; r – характерний радіус; U_p – колова швидкість обертання рідини; U_{pk} – колова швидкість обертання робочого колеса насоса.

У дослідженнях [68, 69] теоретично визначено максимально можливе відносне значення ККД вихрового робочого процесу, що складає $\eta_{pn \max} = 0,61 \div 0,63$, у результаті чого встановлено, що значення ККД вільновихрового насоса типу «Туго» не перевищує $\eta_{в \max} = 0,58$. Отримані результати також були підтверджені експериментальним шляхом.

У дослідженні [70] автором було зроблено припущення, що у вихрових машинах присутній як вихровий, так і лопатевий робочий процес. При цьому їх співвідношення залежить від виду вихрової машини, а також взаємовідношення геометричних розмірів основних елементів її проточної частини.

1.3 Вплив конструкції робочого органа вільновихрового насоса на його характеристики

У роботі [71] встановлено вплив обмежуючого кута α на виході з робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса (рис. 21). Дослідження показали, що збільшення даного кута призводить до зменшення напору насоса внаслідок зменшення середнього значення зовнішнього діаметра робочого колеса. При цьому найвище значення напору досягається при значенні кута $\alpha = 0^\circ$.

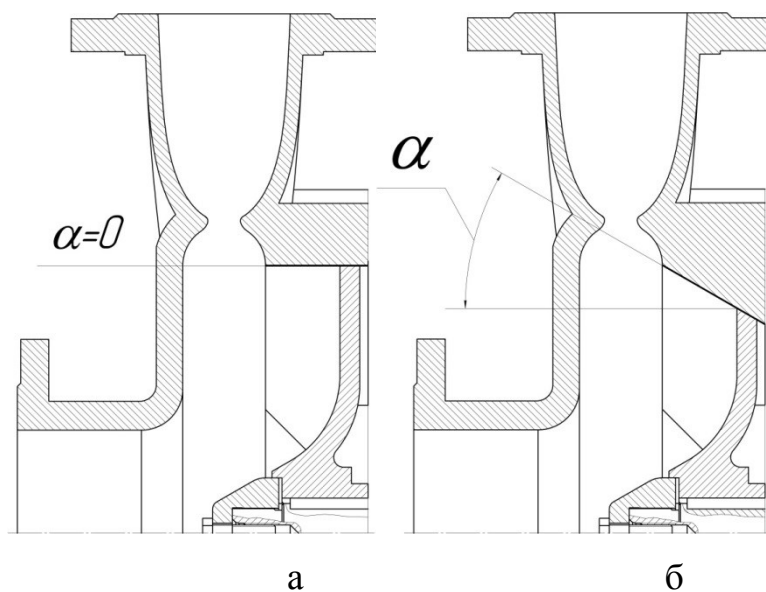


Рисунок 21 – Вплив обмежуючого кута α на виході з робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса: а – при значенні кута $\alpha = 0^\circ$; б – при значенні кута $\alpha > 0^\circ$

На основі конструкції вільновихрового насоса типу «Туго» сформована окрема серія насосів, що отримала назву «Т-Туго» [39, 72]. Вона передбачає

спільне використання корпусу вільновихрового насоса, що містить вільну камеру, а також ротора з відцентровим або осьовим робочим колесом (рис. 22).

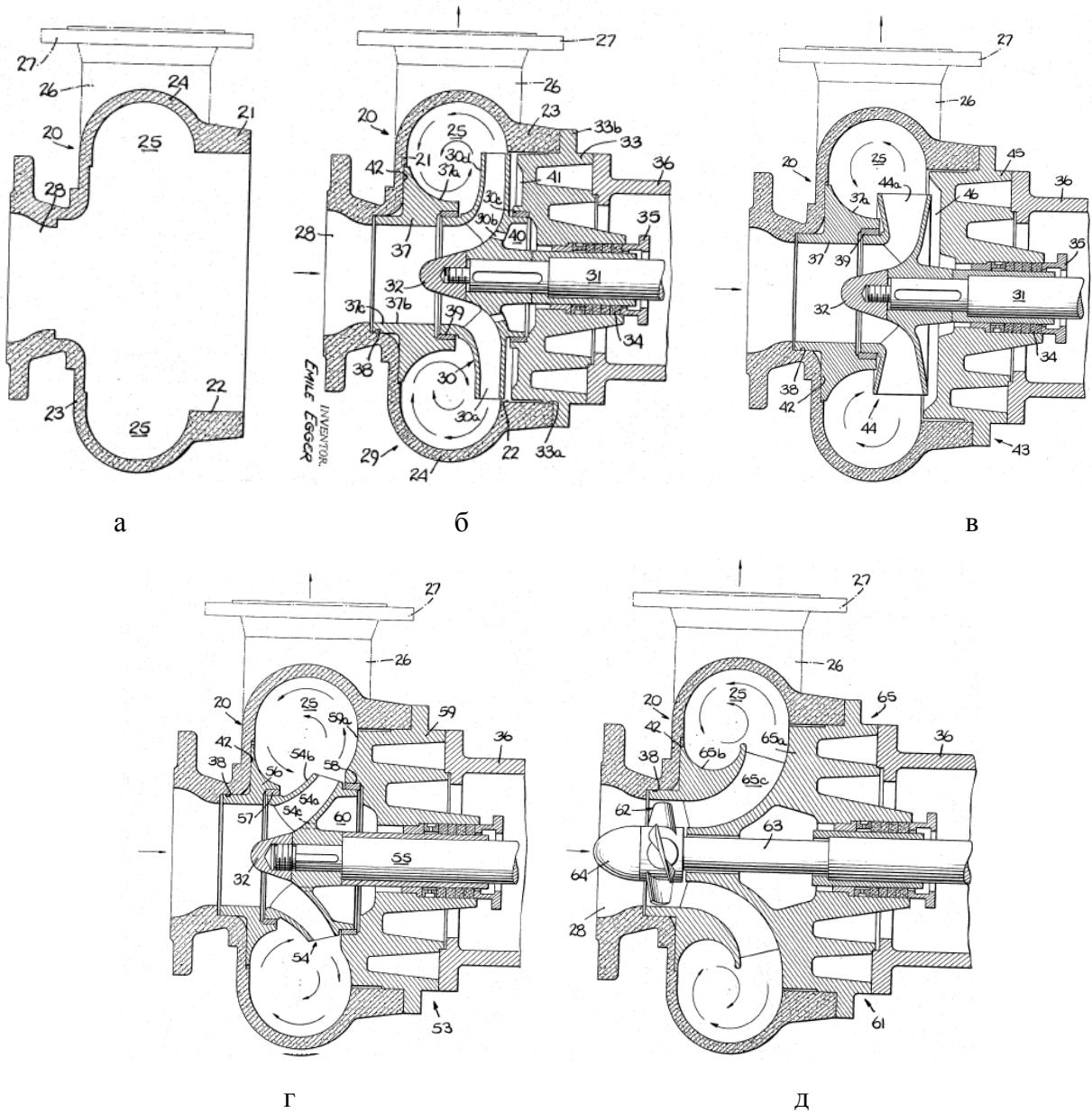


Рисунок 22 – Серія «Т-Туго» вільновихрових насосів: а – корпус вільновихрового насоса; б – серія TW; в – серія TE; г – серія TS; д – серія TP

Насоси серії «Т-Туго» характеризуються високими значеннями напору, що забезпечується використанням відцентрового робочого колеса, внаслідок чого їх коефіцієнт швидкохідності n_s відповідає значенням, характерним для

відцентрових насосів. Вони використовуються при необхідності забезпечення значно нижчих режимів подач, ніж мають стандартні вільновихрові насоси типу «Tуго».

Закупорка насосів серії «T-Tуго» виключена через наявність вільної камери кільцевого типу (рис. 22 а), ширина якої рівна діаметру напірного патрубку.

Насоси серії TW (рис. 22 б) застосовуються для перекачування чистих рідин. Робочий процес забезпечується наявністю відцентрового робочого колеса у корпусі вільновихрового насоса. При цьому в осьовому напрямку утворюється вихровий рух.

Використання відцентрового робочого колеса із збільшеним значенням ширини міжлопатевих каналів поблизу виходу з робочого колеса у насосах серії TE (рис. 22 в), призначене для перекачування забруднених рідин, суспензій, рідин, що містять тверді, абразивні, кристалічні включення і газорідних емульсій.

Насоси серії TS (рис. 22 г) мають типові для насосів «T-Tуго» конструктивні особливості. За рахунок використання діагональних робочих коліс, що мають високі показники коефіцієнта швидкохідності η_s , дані насоси застосовуються для перекачування чистих рідин при низьких значеннях напору і високих значення подачі насоса.

Конструкція насосів серії TP (рис. 22 д) передбачає використання одночасно осьового робочого колеса і вставного кільця. Даний тип насосів застосовується у тих же випадках, що і звичайні осьові насоси, при високих значеннях подачі та низьких значеннях напору насоса. Характерною відмінністю є наявний значний перемішувальний ефект за рахунок утворення вихрового руху у вільній камері насоса.

Двоступінчасту конструктивну схему вільновихрового насоса (рис. 23) запропоновано у роботі [73]. Вільновихрові насоси двоступінчастої конструкції характеризується наявністю симетричного вільновихрового колеса, а також двох вільних камер.

Головною перевагою такого типу насосів є підвищення напору по відношенню до одноступінчастих вільновихрових насосів за рахунок виконання ступенів насоса з послідовною схемою підключення.

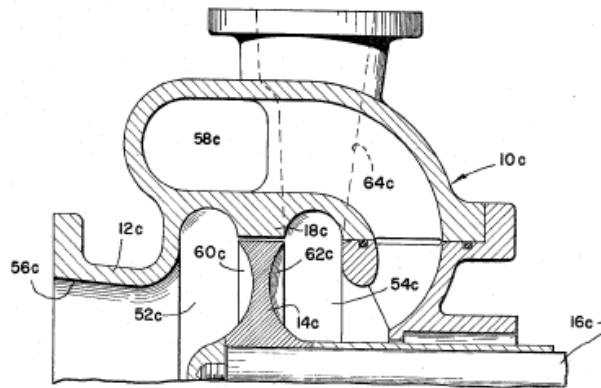


Рисунок 23 – Багатоступінчасті вільновихрові насоси:

Симетричність робочого колеса мінімізує значення осьової сили, що дозволяє підвищити ресурс роботи підшипників. Така конструкція робочого колеса дозволяє покращити вібраційні характеристики насоса.

У дослідженні [57] проаналізовано різні конструктивні схеми вільновихрових насосів. Окрім вільновихрових насосів типу «Wemco» (рис. 7) та «Turo» (рис. 5) визначено схему застосування вільновихрових насосів з частковим виступом лопатей робочого колеса у вільну камеру (рис. 24) з урахуванням фактору впливу бічного зазору X на напірні характеристики насоса [40] (рис. 6).

Робоче колесо з частковим (рис. 24 а) і повним виступом лопатей у вільну камеру насоса (рис. 24 б) забезпечують підвищений напір. При цьому для додержання високих показників ресурсу роботи робочого колеса у другому варіанті, і уникнення забиття міжлопатевих каналів перекачуванним продуктом, виконується підрізання лопатей робочого колеса на вході. Число лопатей у такому конструктивному виконанні складає – 6–8.

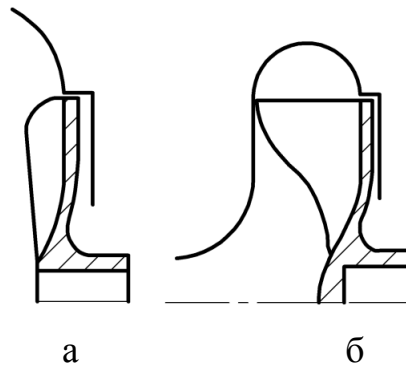


Рисунок 24 – Конструкція вільновихрового насоса:

а – з частковим виходом робочого колеса у вільну камеру насоса; б – з повним виходом робочого колеса у вільну камеру

У роботі [74] запропонована конструкція вільновихрового насоса, робоче колесо якого повністю виступає у вільну камеру (рис. 25). Таким чином рідина, що поступає до вільної камери насоса, частково отримує приріст гідравлічної потужності за рахунок силової взаємодії з робочим колесом, а частково – за рахунок вихрового руху в проточній частині насоса. У результаті відбувається зниження ресурсу роботи робочого колеса насоса. Таке конструктивне рішення дозволяє підвищити напір, що створюється насосом.

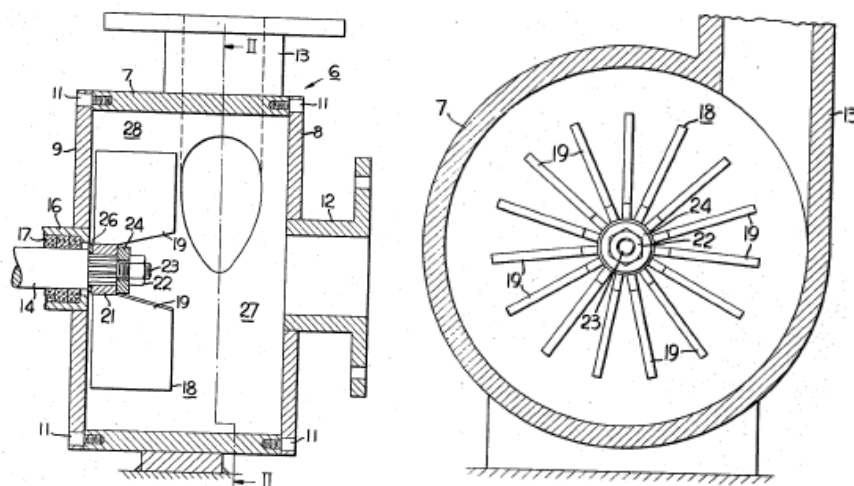


Рисунок 25 – Конструкція вільновихрового насоса, запропонована у роботі [74]

На основі запропонованого у роботі [74] вільновихрового насоса австрійською фірмою «Vogel» спроектовано широкий параметричний ряд насосів типу «Seka» [75] (рис. 26).

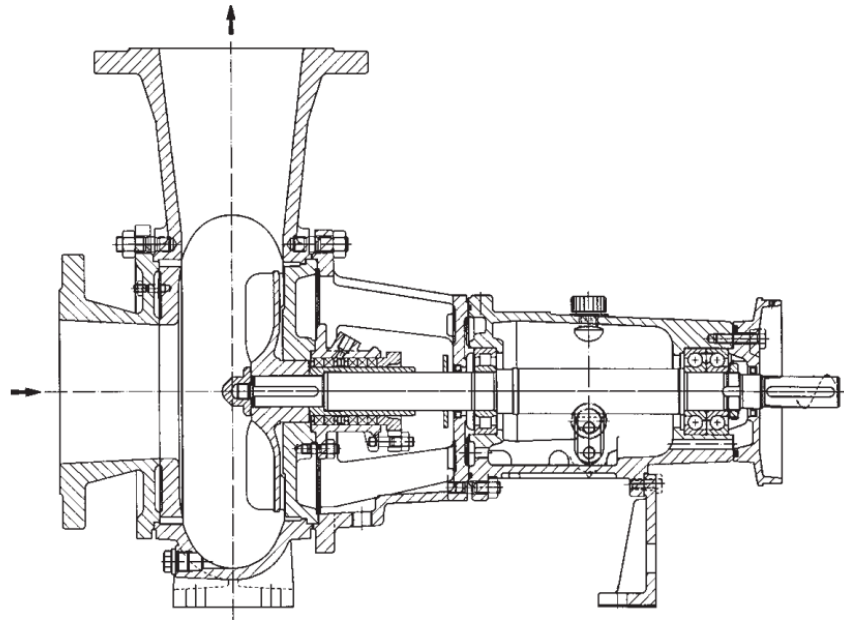


Рисунок 26 – Вільновихровий насос типу «Seka»

Перевагою насосів даного типу є підвищенні напірні характеристики у порівнянні з насосами типу «Туго». Основним недоліком є часте забиття насоса при перекачуванні рідин, що містять домішки. Насоси типу «Seka» ефективно використовуються при перекачуванні однорідних суспензій, пюре тощо.

Конструктивна схема багатоступінчатого вільновихрового насоса (рис. 27) дозволяє підвищити його напір в декілька разів при високих показниках коефіцієнта швидкохідності насоса [76].

Багатоступінчатий вільновихровий насос спроектовано для перекачування шламу. Така конструктивна схема дозволяє уникати засмічення проточної частини насоса внаслідок розташування робочих коліс у розточці статорних елементів корпусу.

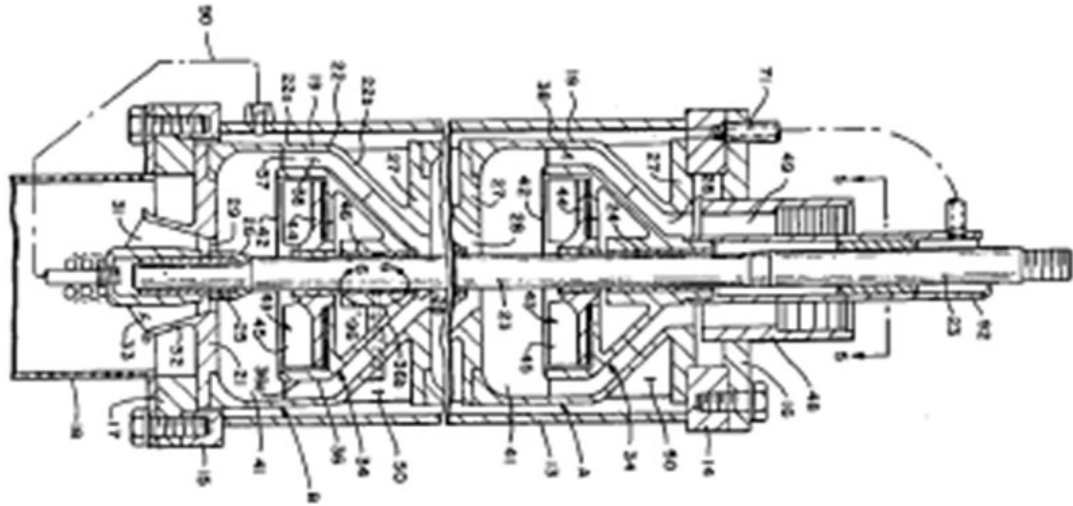


Рисунок 27 – Багатоступінчастий вільновихровий насос

У роботі [77] для насосів, які перекачують рідини, що містять тверді або абразивні домішки, волокнисті або кристалічні включення, а також для газонасичених і в'язких рідин, запропоновано заміну конструкції проточної частини відцентрових насосів (рис. 28 а) на вільновихрову (рис. 28 б). Це дозволяє знизити вартість життєвого циклу насосів за рахунок підвищення ресурсу роботи насоса. У такому випадку виконується заміна лише робочого колеса, а також елементів ущільнення. При цьому необхідність заміни корпусу та інших елементів ротора відсутня, у результаті чого досягаються мінімальні інвестиційні витрати.

Запропонована конструкція вільновихрового насоса дозволяє впливати на параметри і пологість характеристик насоса за рахунок зміни основних геометричних розмірів робочого колеса, зокрема діаметра робочого колеса, ширини та конструкції скелету лопатей, а також ступеня виступу лопатей робочого колеса у вільну камеру насоса.

Конструкція робочого колеса, що передбачає використання однієї подовженої лопаті (рис. 29), запропонована в роботі [78].

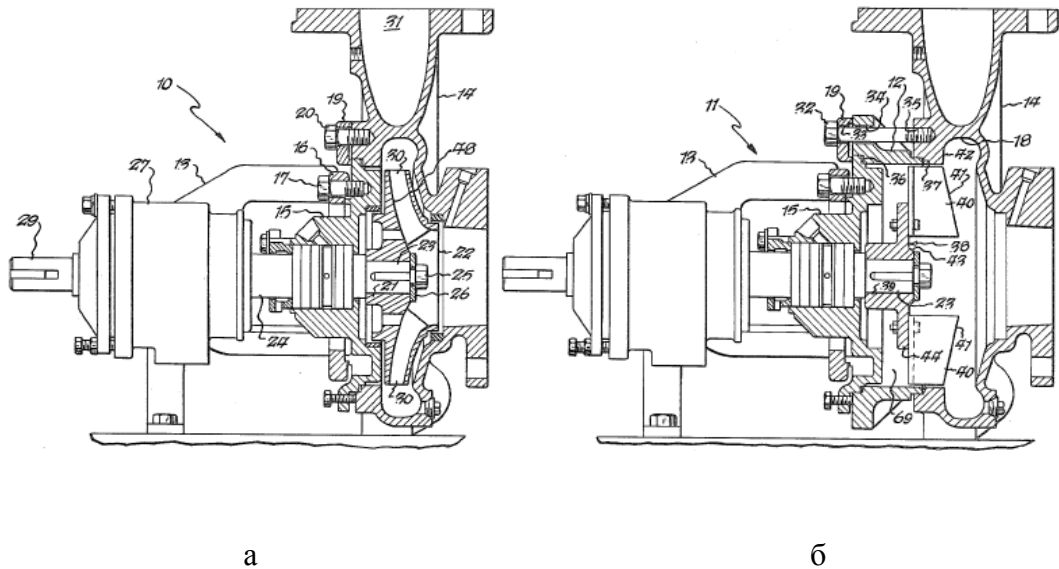


Рисунок 28 – Схема модернізації динамічного насоса [77]:
 а) відцентровий насос; б) вільновихровий насос на основі відцентрового

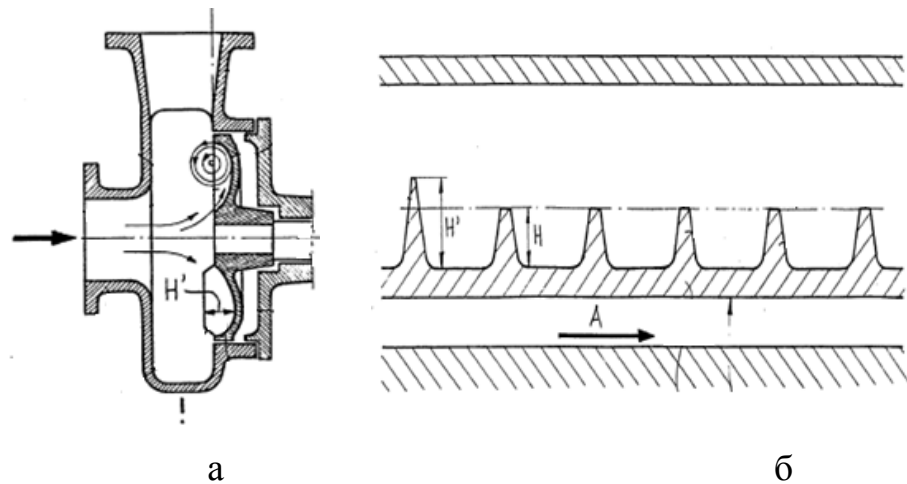


Рисунок 29 – Вільновихровий насос з використанням робочого колеса з подовженою лопаттю: а) конструкція насоса; б) розгортка запропонованого робочого колеса

Основною метою виконання подовженої лопаті було підвищення інтенсивності вихрового руху у вільній камері, що призводить до підвищення напору і ККД насоса. Подовжена лопать також використовується для безпосередньої передачі механічної енергії лопаті гідравлічній енергії потоку, що дозволяє підвищувати напір насоса.

Основним недоліком робочого колеса з подовженою лопаттю є його незбалансованість, що призводить до погіршення шумових, вібраційних характеристик, а також зниження ресурсу роботи насоса у цілому.

Конструкція робочого колеса вільновихрового насоса, що містить дві подовжені лопаті (рис. 30) розглянута у роботах [79, 80]. На відміну від попереднього варіанту, таке робоче колесо має зменшені розміри дисбалансу, у результаті чого шумові і вібраційні характеристики кращі, а ресурс роботи насоса вищий.

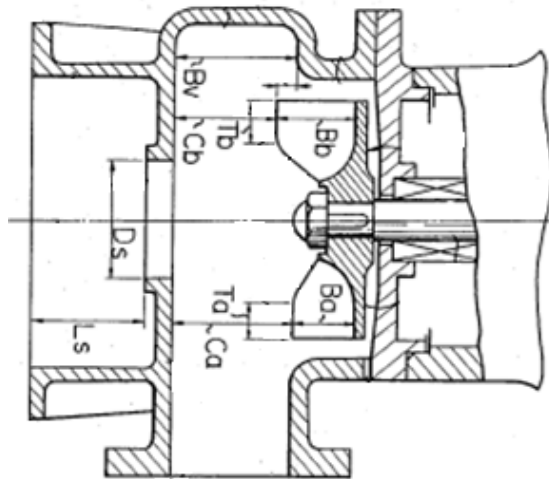


Рисунок 30 – Вільновихровий насос з робочим колесом, що включає подовжені лопаті

У такому конструктивному виконанні механічна енергія обертання робочого колеса насоса частково передається основному потоку шляхом його безпосередньої взаємодії з подовженими лопаттями внаслідок їх виходу у вільну камеру насоса.

Таким чином у вільновихрових насосах з використанням запропонованого робочого колеса поєднуються принципи безпосередньої передачі енергії потоку від лопаті, що є притаманним для відцентрових насосів,

та принципу передачі енергії за допомогою вихрового робочого процесу, що є характерним для вихрових гідромашин.

Використання робочих коліс з подовженими лопатями у вільновихрових насосах дозволяє підвищити його параметри унаслідок збільшення частки лопатевого робочого процесу у загальному робочому процесі насоса (рис. 31).

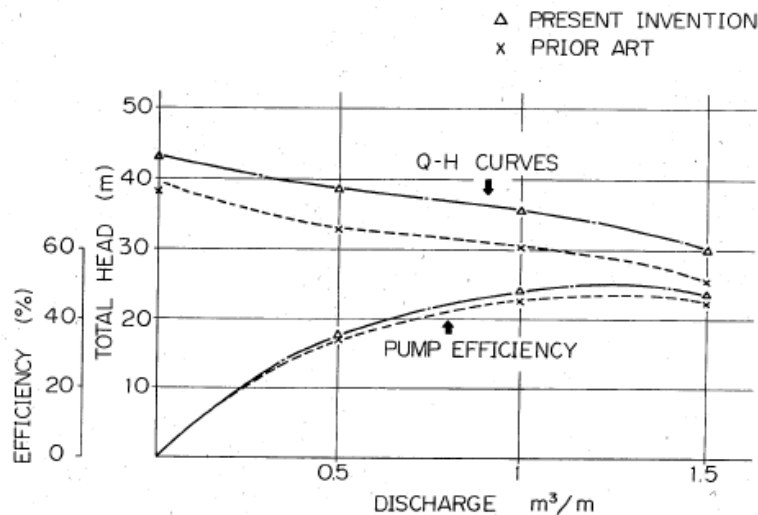


Рисунок 31 – Порівняння характеристик вільновихрових насосів з використанням звичайних робочих коліс та робочих коліс, що містять подовжені лопаті

Використання запропонованих робочих коліс дозволяє підвищити напір насоса до 20% при одночасному підвищенні ККД насоса до 3 – 4%.

Лопаті у запропонованому конструктивному виконанні згруповані щонайменше в 2 групи: група подовжених лопатей та група звичайних лопатей, що розташовуються з однаковим інтервалом для забезпечення динамічного і гідравлічного балансу робочого колеса.

Число і конфігурацію лопатей необхідно обирати з урахуванням безперешкодного проходження включень через вільну камеру вільновихрового насоса. З точки зору балансування найбільш раціональною є конструкція робочого колеса з двома подовженими лопатями, що мають значні переваги над стандартним робочим колесом вільновихрового насоса.

Для підвищення енергоефективності вільновихрового насоса у роботі [81] запропоновано використовувати робоче колесо з виконанням ребер на кромках його лопатей (рис. 32).

Ребро у даній конструкції робочого колеса знаходиться на його кромці і може бути спрямоване до тильної сторони лопаті (рис. 33 а), до робочої сторони лопаті (рис. 33 б), або до тильної і робочої сторони лопаті одночасно (рис. 33 в).

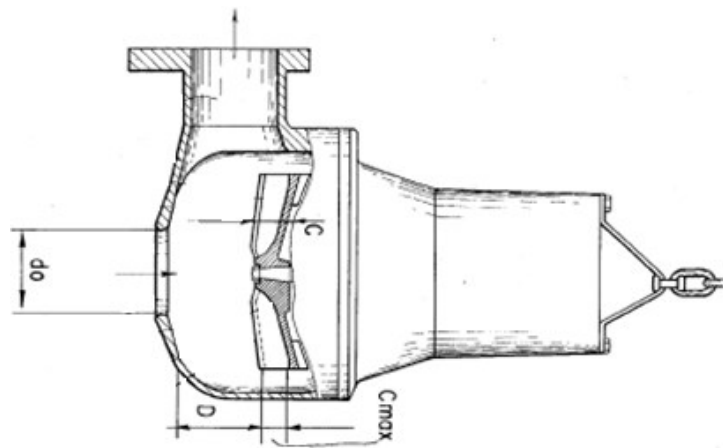


Рисунок 32 – Вільновихровий насос з використанням робочого колеса з ребрами на кромках лопатей

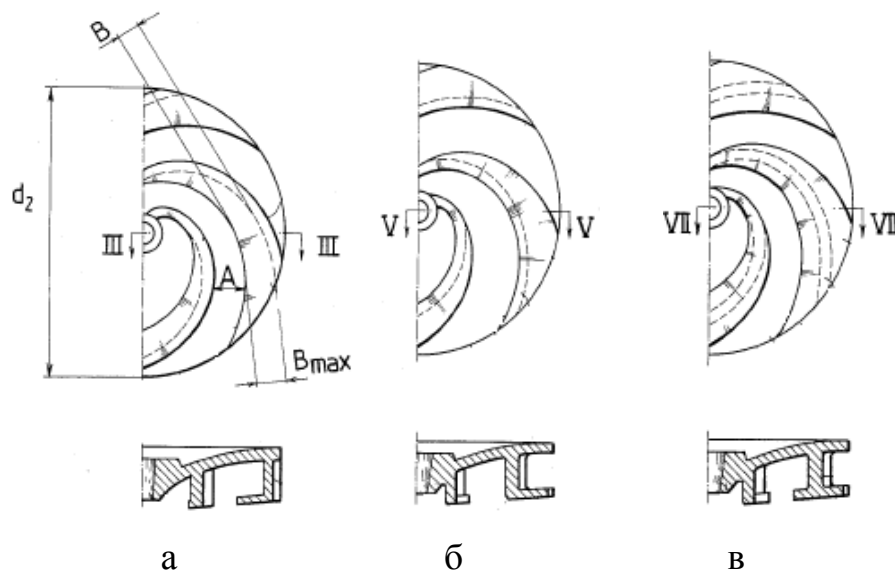


Рисунок 33 – Робоче колесо вільновихрового насоса з ребрами на кромках лопатей: а) на тильній стороні лопаті; б) на робочій стороні лопаті; в) на робочій і тильній стороні лопаті

Ширина ребра B збільшується у напрямку до зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 і по відношенню до нього має знаходитися у діапазоні $B/D_2 = 0,03 \div 0,2$.

Таке конструктивне виконання дозволяє підвищити енергоефективність насоса внаслідок безпосередньої передачі механічної енергії робочого колеса потоку рідини, що надходить до його міжлопатевого каналів. Підвищення напору становить до 45% по відношенню до вільновихрових насосів з використанням звичайних робочих коліс.

Термін експлуатації запропонованого робочого колеса підвищується, внаслідок зниження зношування лопатей під дією абразивних часток у багатofазному потоці рідини.

Підвищення напору вільновихрових насосів як і у відцентрових насосах можна досягнути шляхом використання робочих коліс двохярусної конструкції. В роботі [82] для підвищення напору двохступінчастого вільновихрового насоса (рис. 34) запропоновано використовувати двохярусні робочі колеса (рис. 35).

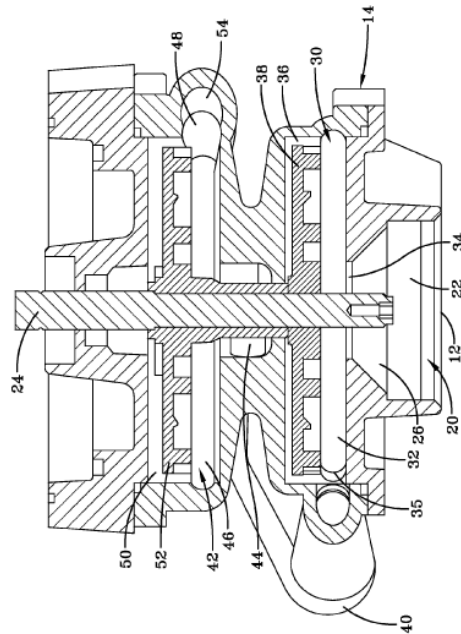


Рисунок 34 – Двохступінчастий вільновихровий насос з використанням двохярусного робочого колеса

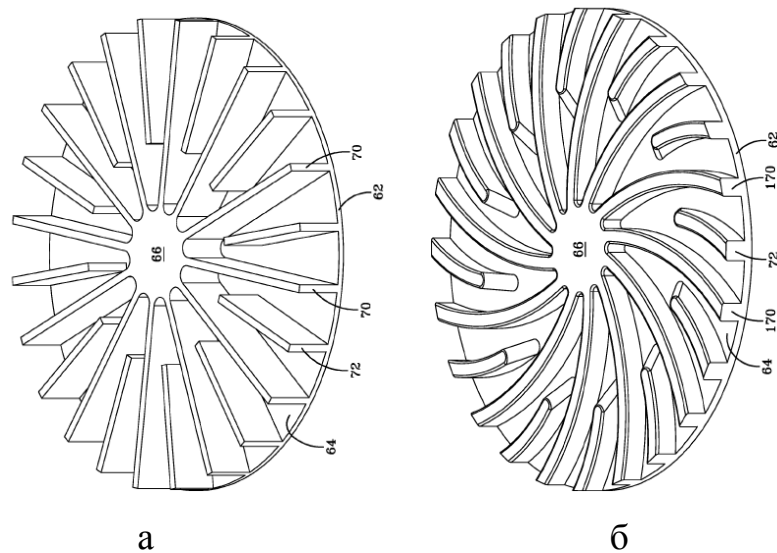


Рисунок 35 – Двоярусні робочі колеса вільновихрових насосів:

а) з кутом установки $\beta = 90^\circ$; б) з кутом установки $\beta < 90^\circ$

Робоче колесо запропоновано виконувати як з радіальними лопатями з кутом установки лопаті на виході з робочого колеса $\beta_2 = 90^\circ$ (рис. 35 а), так і з профільованими лопатями, кут установки лопаті на виході з робочого колеса яких $\beta_2 < 90^\circ$ (рис. 35 б).

Таке конструктивне виконання робочого колеса дозволяє підвищити напір насоса до 10% (рис. 36).

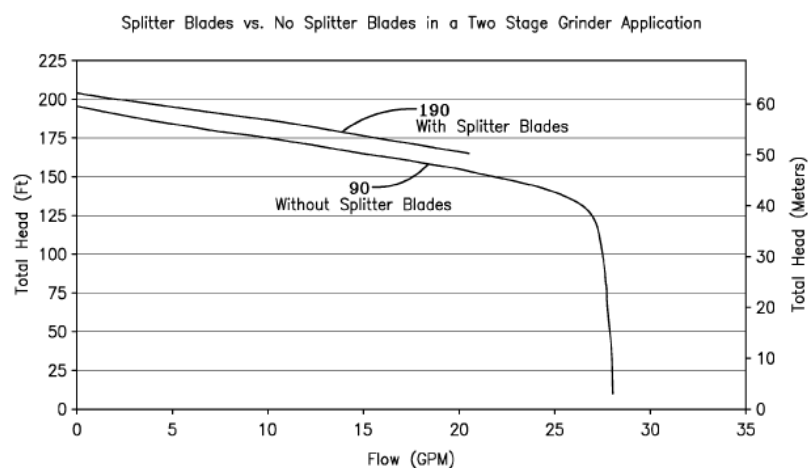


Рисунок 36 – Q-H характеристики вільновихрових насосів з використанням двоярусних і одноярусних робочих коліс

Як і у випадку збільшення числа лопатей у робочих колесах одноярусної конструкції, це спричинено збільшенням приросту гідравлічної потужності, що передається від робочого колеса тороподібному вихору.

На основі вільновихрового розроблено відцентровий насос [23] з використанням гвинтового робочого колеса (рис. 37).

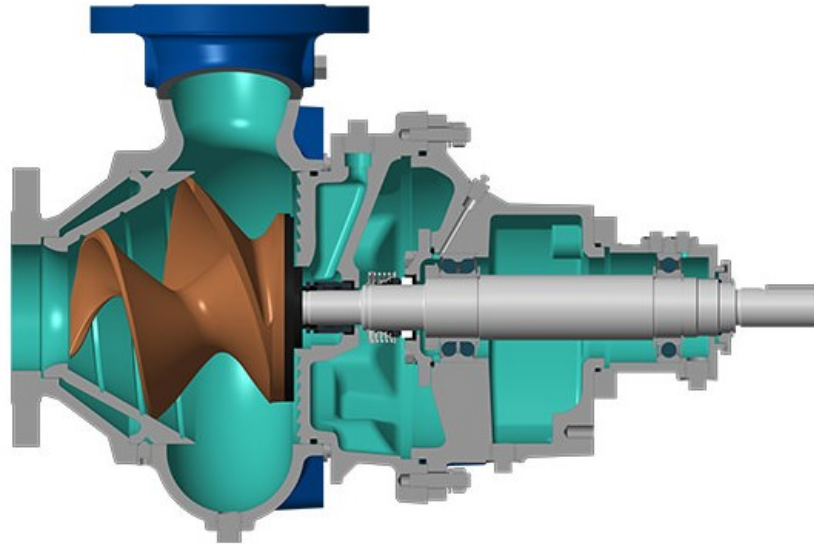


Рисунок 37 – Відцентровий насос з використанням гвинтового робочого колеса

Використання гвинтового робочого колеса дозволяє підвищити напір, що створюється насосом, та його ККД у результаті безпосередньої передачі енергії робочого колеса потоку.

Широкі міжлопатеві канали дозволяють перекачувати рідини, що містять значні за розмірами включення без ризику забиття проточної частини насоса.

Насос із запропонованим конструктивним виконанням має високі кавітаційні показники, що досягається у результаті невисокої швидкості потоку рідини у міжлопатевих каналах робочого колеса.

З метою підвищення ККД та напору насоса у дослідженні [83] розроблене робоче колесо зі змінним кутом установки лопаті на вході у робоче колесо, що дозволяє узгодити його величину зі значенням кута натікання рідини (рис. 38).

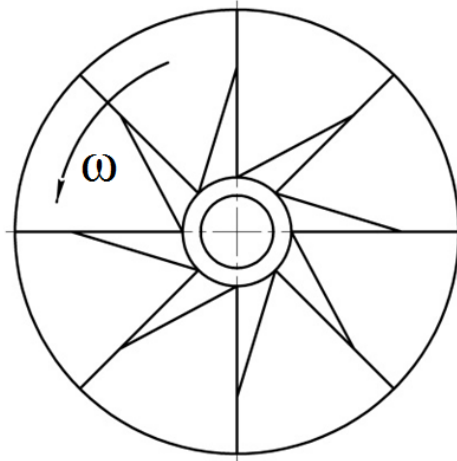


Рисунок 38 – Робоче колесо вільновихрового насоса зі змінним кутом установки лопаті

Запропоноване робоче колесо дозволяє узгодити кут натікання рідини та кут установки лопаті на вході в робоче колесо поблизу кромки лопаті. При цьому поблизу диску лопаті розташовані радіально.

Подібна конструкція робочого колеса має значні недоліки. По-перше, у результаті її використання відбувається збільшення собівартості робочого колеса внаслідок ускладнення процесу відлиття деталі. По-друге, така конструкція лопатей робочого колеса призводить до зміни кута установки лопатей в результаті їх нахилу по відношенню до диску робочого колеса., що приводить до зниження ККД і напору насоса.

У роботі [84] запропоновано використання робочого колеса, діаметр вхідних кромок D_1 якого дорівнює діаметру входу в насос $D_{вх}$ (рис. 39). Конструкція робочого колеса з таким виконанням лопатей дозволяє підвищити ККД насоса у результаті зниження втрат на опір потоку на вході у робоче колесо.

З метою покращення кавітаційних характеристик вільновихрових насосів у роботі [85] запропоновано використовувати робоче колесо з округленими з робочої сторони кромками лопатей (рис. 40).

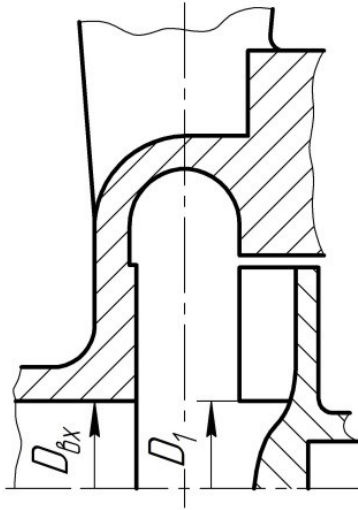


Рисунок 39 – Вільновихровий насос з використанням робочого колеса з діаметром вхідних кромок рівним діаметру входу в насос

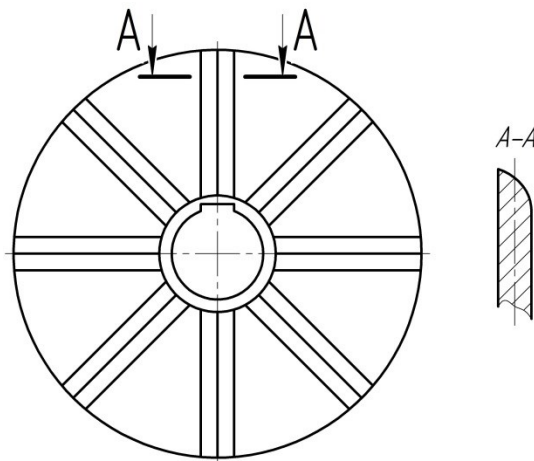


Рисунок 40 – Робоче колесо вільновихрового насоса з округленими кромками лопатей

Виконання округлення кромки з робочої сторони лопаті призводить до зриву потоку з тильної сторони лопаті, у результаті чого створюються умови для виникнення пульсацій тиску в міжлопатевих каналах робочого колеса. Таким чином зони мінімального тиску зменшуються, що скорочує ймовірність виникнення кавітації.

Конструкція вільновихрового насоса двохстороннього входу (рис. 41) запропонована у роботі [86, 87].

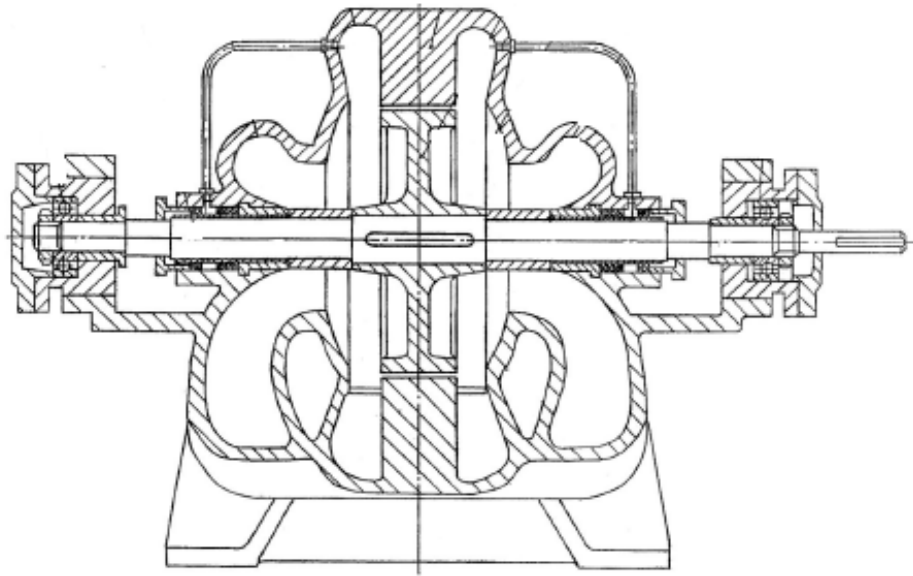


Рисунок 41 – Вільновихровий насос двохстороннього входу

Основною перевагою даного насоса є його підвищений коефіцієнт швидкохідності n_s , що забезпечується використанням паралельної схеми під'єднання двох його ступенів.

У результаті симетричності робочого колеса насоса усувається негативний вплив осової сили, яка в даній конструктивній схемі насоса урівноважується.

Автор також зазначає, що дана конструкція насоса дозволяє підвищити його ККД за рахунок підвищення швидкості потоку на вході у робоче колесо, а також закручуванню рідини у напрямку обертання робочого колеса. Однак підвищення швидкості на вході у насос може призводити до погіршення його кавітаційних характеристик, а закручування рідини у напрямку обертання робочого колеса знижує напір, що створюється насосом внаслідок зниження інтенсивності повздовжнього вихору.

З метою підвищення напору вільновихрового насоса у роботі [88] запропоновано використовувати двоярусну конструкції робочого колеса типу «Seka» (рис. 42).

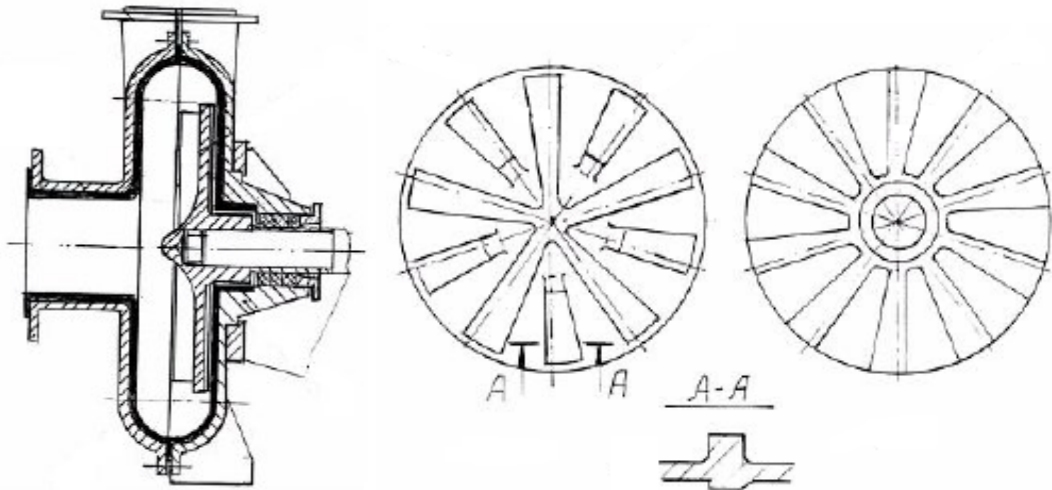


Рисунок 42 – Вільновихровий насос з двохярусним робочим колесом

При транспортуванні рідин, що містять абразивні домішки ресурс роботи робочого колеса знижується у результаті інтенсивного зношування поверхонь його лопатей. Для збільшення ресурсу роботи робочого колеса насоса запропоновано потовщити його лопаті. Недоліком такої конструкції лопатей є зниження ККД насоса [89].

Для підвищення подачі та напору вільновихрового насоса, у роботах [90, 91] вздовж кромки лопатей робочого колеса запропоновано виконувати ребра, що направлені до тильної сторони лопатей (рис. 43).

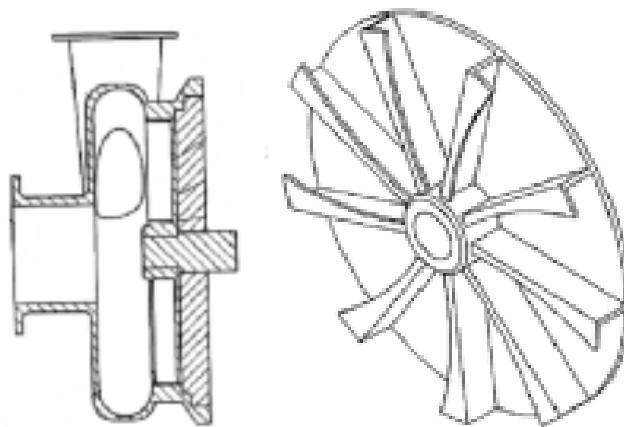


Рисунок 43 – Робоче колесо вільновихрового насоса з ребрами вздовж кромки лопатей

Підвищення витрати і напору досягається шляхом збільшення передачі енергії від лопатей до рідини внаслідок зменшення турбулентних втрат у потоці рідини.

У дослідженні [92] для підвищення напору вільновихрового насоса А. Євтушенко запропонував конструктивну схему робочого колеса із застосуванням подовжених лопатей (рис. 44).

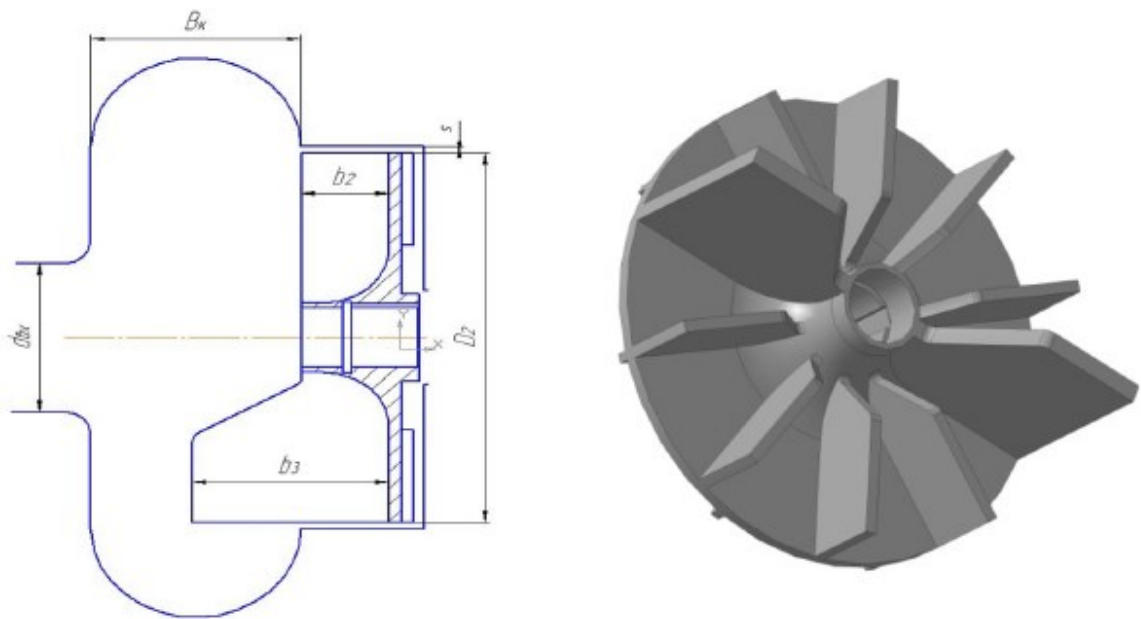


Рисунок 44 – Робоче колесо вільновихрового насоса з подовженими лопатями

Основою для даного дослідження є значення теоретично досяжного ККД вихрового робочого процесу, що визначається за залежністю (1.2).

Запропонована конструкція робочого колеса дозволяє підвищити колову швидкість рідини у проточній частині насосі U_p . При цьому у результаті виступу лопатей робочого колеса у вільну камеру в насосі зростає частка лопатевого робочого процесу як було вказано у дослідженні [70].

Експериментальне дослідження насоса з використанням робочого колеса з подовженими лопатями підтвердило значний ріст (в 1,5 рази) напору, що цілком відповідає прогнозованим даним.

У роботі [93] з метою регулювання параметрів насоса у широкому діапазоні О. Котенко запропонував конструктивне виконання робочого колеса з можливістю руху лопатей у радіальному напрямку. Лопаті встановлюються у пазах диску робочого колеса і фіксуються змінними кільцями (рис. 45).

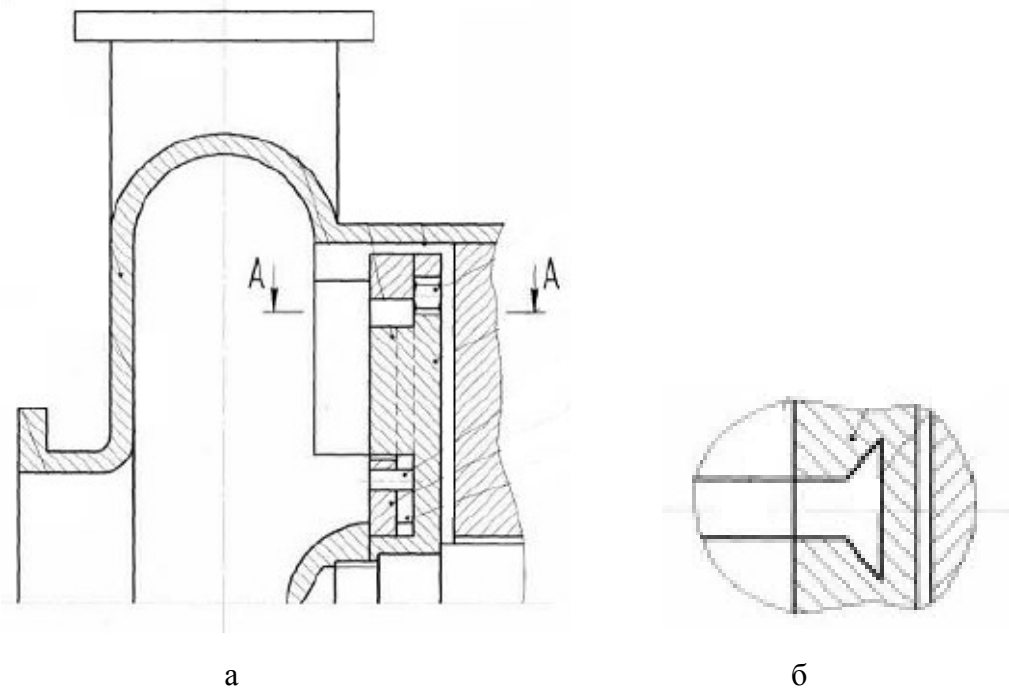


Рисунок 45 – Робоче колесо з рухомими лопатями:

а) меридіональний розріз робочого колеса; б) конструкція паза

Запропонована конструкція робочого колеса дозволяє змінювати його діаметр у широких межах, у результаті чого забезпечується широкий діапазон напірних характеристик при високому значенні ККД насоса.

У дослідженні впливу вільновихрового насоса велика увага приділяється підвищенню ресурсу його роботи. Так у роботі [94] для підвищення ресурсу роботи насоса О. Котенко запропонував використовувати втулки з високоміцного матеріалу між корпусом та зовнішнім діаметром робочого колеса (рис. 46).

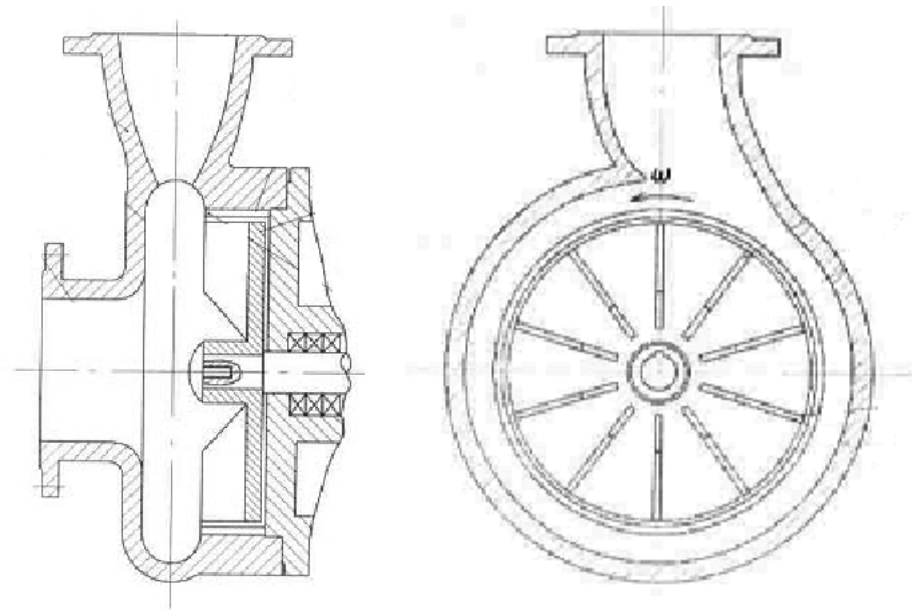


Рисунок 46 – Конструкція вільновихрового насоса з використанням високоміцної втулки між робочим колесом та корпусом

Матеріал втулки дозволяє збільшити ресурс роботи насоса унаслідок зниження інтенсивності зношування в області розточки корпуса, де вона є найбільшою. Її заміна у результаті зношування відбувається з мінімальними інвестиційними витратами і не потребує заміни коштовних корпусних елементів, що дозволяє знизити вартість життєвого циклу насоса в цілому.

1.4 Вплив конструктивних особливостей робочого органа на характеристики вільновихрового насоса

У результаті дослідження впливу конструкції проточної частини вільновихрового насоса на його робочі параметри [95] встановлено, що положення робочої точки на характеристиці насоса визначається співвідношенням геометричних розмірів його вільної камери, тоді як значення напору і, як наслідок, корисної потужності насоса характеризується конструкцією міжлопатевих каналів робочого колеса насоса.

У дослідженнях сумського вченого В. Германа [89, 96] розглянуто вплив кута установки лопатей $\beta_{2л}$ (рис. 47) робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса (рис. 48), що відповідає куту нахилу лопатей робочого колеса відносно його диску.

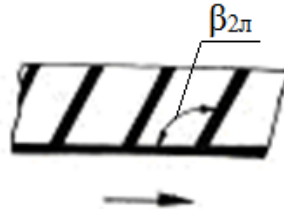


Рисунок 47 – Визначення кута установки лопатей $\beta_{2л}$

Встановлено, що максимальне значення напору і ККД насоса досягається при використанні прямих радіальних лопатей ($\beta_{2л} = 90^\circ$). Їх виконання під певним кутом нахилу до диску робочого колеса призводить до неузгодженості кута установки лопаті і кута натікання рідини на кромку робочого колеса.

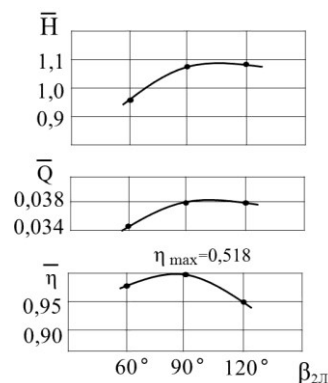


Рисунок 48 – Вплив кута установки лопатей робочого колеса на характеристики вільновихрових насосів

Визначення впливу числа лопатей робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса було одним із основних завдань у роботі Е. Егера [39]. У ході виконання дослідження використано робочі колеса з прямими лопатями

(рис. 49), що мають різне значення кута установки на виході β_2 з них, число лопатей яких складало 4, 6, 8, 12, 14, 16 і 18. Найвище значення ККД досягнуто для робочого колеса, що містить 12 радіальних лопатей.

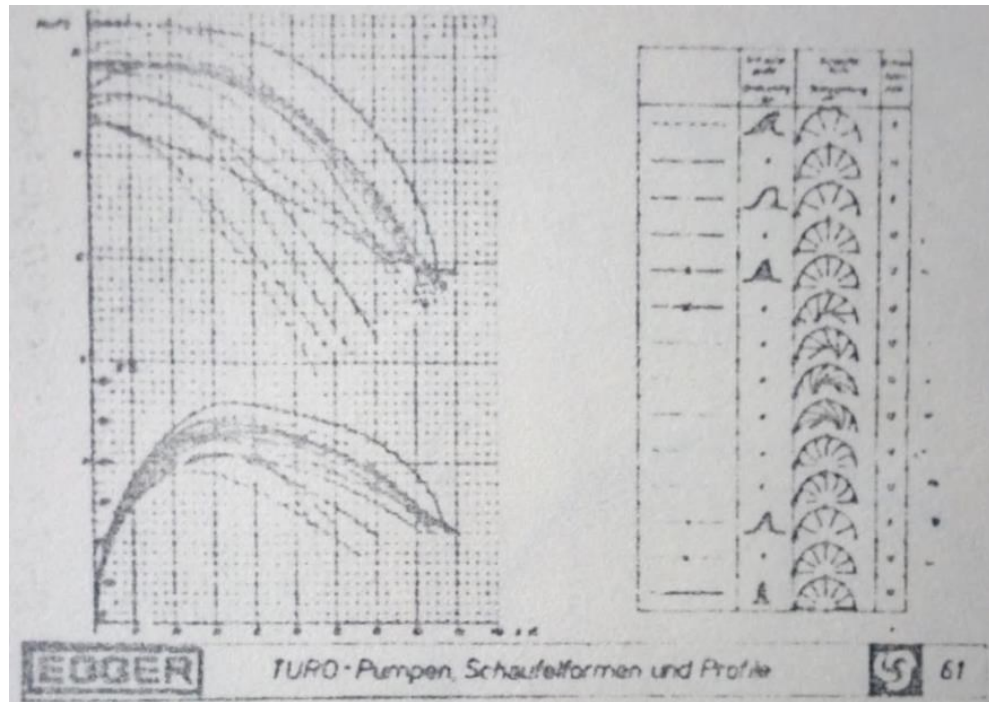


Рисунок 49 – Конструкція робочих коліс і характеристики насосів

Німецький учений К. Рютчі у роботі [57] приводить дещо інші дані щодо оптимального значення числа радіально розташованих лопатей (табл. 1). Досліджувалися параметри насосів із використанням робочих коліс з 6, 8, 9 і 12 радіально розташованими лопатями.

Таблиця 1 – Залежність ККД вільновихрового насоса від числа радіальних лопатей

Число лопатей, Z	12	9	8	6
ККД, η	49,8	50,5	50,2	47,1

Високе значення ККД вільновихрового насоса досягається при використанні робочих коліс із значенням числа лопатей, що знаходиться у

широкому діапазоні $Z = 6-12$, і знижується при зменшенні числа лопатей до 6 унаслідок зниження гідравлічної енергії, що передається робочим колесом потоку рідини.

Вплив конструктивних розмірів проточної частини вільновихрового насоса на його робочі параметри досліджена В. Германом [89, 96]. Зокрема визначена залежність відносної подачі \bar{Q} , напору \bar{H} і ККД $\bar{\eta}$ від числа лопатей робочого колеса (рис. 50).

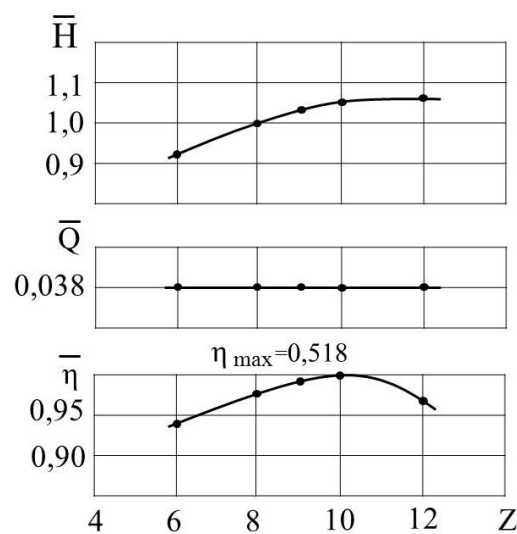


Рисунок 50 – Вплив числа лопатей робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса

Максимальне значення ККД вільновихрового насоса досягається при використанні робочого колеса з 10 радіальними лопатями. При подальшому збільшенні числа лопатей Z ККД насоса знижується. Напір вільновихрового насоса підвищується нелінійно при збільшенні числа лопатей Z .

При зниженні числа лопатей робочого колеса до значень Z менше 10, відбувається зниження напору і ККД вільновихрового насоса.

Отримані результати пояснюються наступним. Збільшення числа лопатей призводить до підвищення енергії, яка передається робочим колесом потоку рідини у проточній частині вільновихрового насоса, унаслідок чого

підвищується ККД насоса. При збільшенні числа лопатей до значень більше, ніж $Z = 10$, приріст гідравлічної енергії потоку рідини досягає менших значень, ніж приріст втрат на гідравлічне тертя у міжлопатевих каналах робочого колеса, що пов'язаний зі збільшенням опору кромок, внаслідок збільшення їх числа Z .

Залежність робочих параметрів від кута установки лопатей β_2 робочого колеса вільновихрового насоса (рис. 51) визначена з використанням робочих коліс з прямими лопатями, що розташовувалися з певним кутом установки відносно диска робочого колеса.

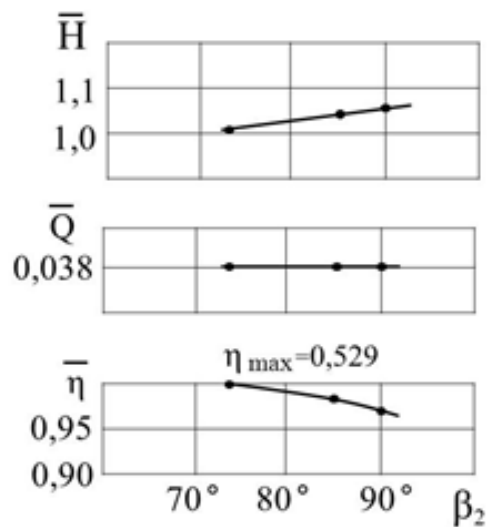


Рисунок 51 – Залежність параметрів вільновихрового насоса від кута установки лопаті

Суттєве підвищення ККД вільновихрового насоса відбувається при зменшенні кута установки лопаті β_2 у результаті його узгодження з кутом потоку, що набігає на лопать.

Згідно з отриманими результатами у роботі [97] запропонована конструкція робочого колеса з використанням прямих лопатей з кутом установки $\beta_2 = 80^\circ$ (рис. 52), що дозволяє підвищити ККД насоса, при цьому досягаючи необхідного значення його напору.

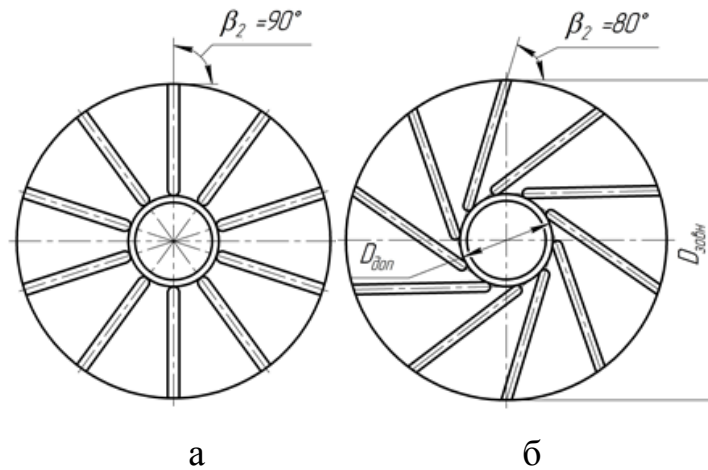


Рисунок 52 – Робоче колесо вільновихрового насоса:

а) із кутом установки лопаті 90° ; б) із кутом установки лопаті 80°

Вплив кута установки лопатей β_2 робочого колеса на напір вільновихрового насоса у вигляді залежності коефіцієнта передачі моментів V_M^* від нього (1.12) розглянутий проф. Грабовим [62].

У роботі досліджено вплив кута установки лопатей робочого колеса β_2 на коефіцієнт передачі моментів V_M^* для $K^* = 0,25$ і $V = \frac{r_i}{r_a} = 0,5$ з урахуванням радіуса на вході у робоче колесо $r_1 = \frac{1}{2}(r_i + r_0)$ і на виході з нього $r_2 = \frac{1}{2}(r_0 + r_2)$ при значеннях коефіцієнту циркуляції $\zeta_R = 1, 2, 4, 8$ і 16 в якості параметрів (рис. 53).

Максимальне значення коефіцієнта передачі моментів досягається в діапазоні кута установки лопаті на виході з робочого колеса $\beta_2 = 110 \div 120^\circ$. При цьому кут, при якому досягається пікове значення V_M^* , зменшується в міру зростання коефіцієнта циркуляції ζ_R .

У роботі досягнуто максимальне зростання напору в 1,58 разів при значенні коефіцієнта циркуляції $\zeta_R = 1$ та кута установки лопаті $\beta_2 = 120^\circ$ по відношенню до робочого колеса із радіально встановленими лопатями ($\beta_2 = 90^\circ$). Визначено зростання напору на 5 – 10% для робочих коліс із

лопатями, що мають кут установки лопатей на виході з робочого колеса β_2 у діапазоні від 110° до 125° .

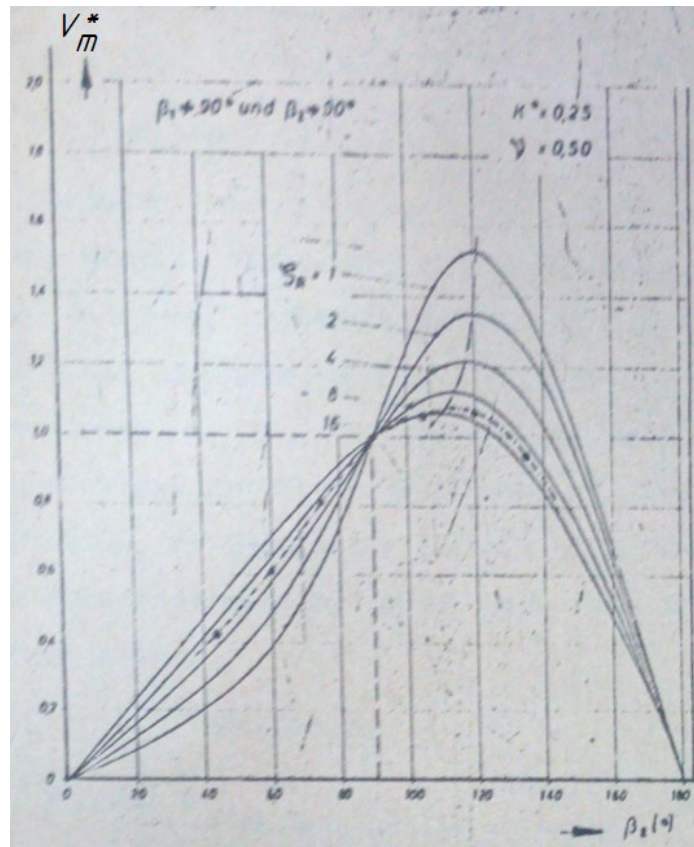


Рисунок 53 – Вплив кута установки лопатей на коефіцієнт передачі моментів V_M^* у вільновихровому насосі

У роботі [97] розглянуто конструкцію вільновихрового насоса (рис. 54), що передбачає використання робочого колеса з профільованими лопатями (рис. 55).

Автор зазначає, що запропонована конструкція робочого колеса дозволяє підвищити енергоефективність насоса, а також покращити його вібраційні показники.

Конструкція лопатей передбачає їх діагональну підрізку, розмір якої на кромці лопаті становить h (рис. 55 б). Така конструкція лопаті дозволяє врахувати декілька факторів.

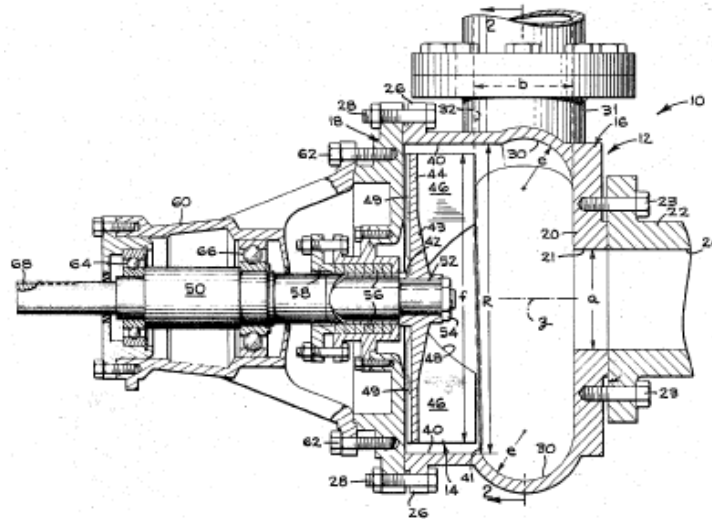


Рисунок 54 – Конструкція вільновихрового насоса з використанням робочого колеса з профільованими лопатями

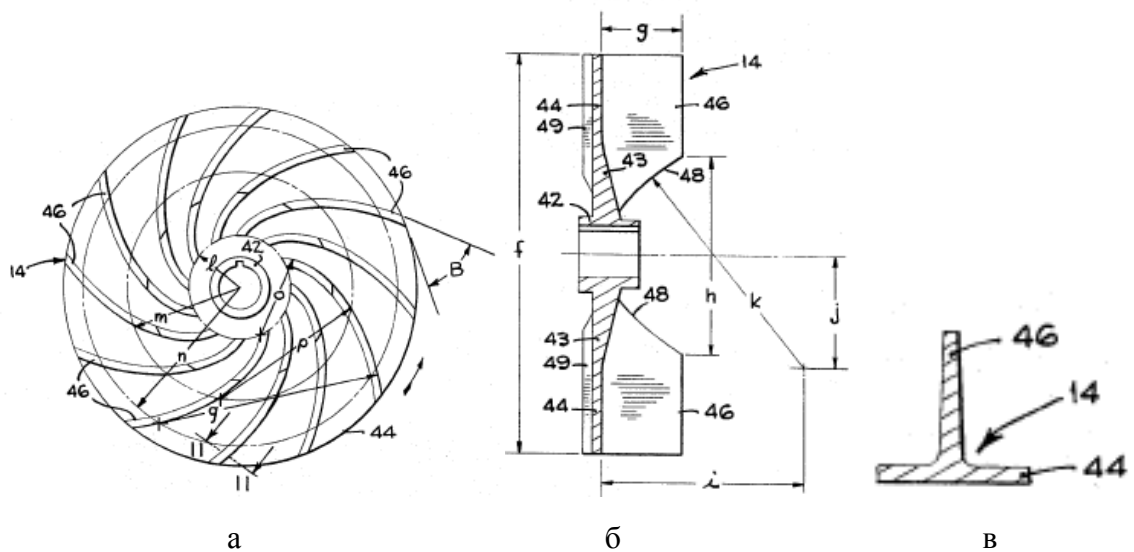


Рисунок 55 – Конструкція робочого колеса вільновихрового насоса [97]:

а) вигляд; б) меридіональний переріз; в) переріз лопаті

По-перше, впливати на продуктивність насоса без внесення значних змін в його конструкцію, що дозволяє забезпечити максимальну енергоефективність насоса і розширити діапазон його подач з досягненням високих значень ККД.

По-друге, дозволяє покращити кавітаційні характеристики насоса, що призводить до зниження рівня шуму насоса, покращення його вібраційних

показників. По-третє, це дозволяє досягнути необхідної крутизни напірної характеристики насоса.

Відповідно до дослідження кут установки лопаті β_2 знаходиться у діапазоні від 20° до 75° . Число лопатей у запропонованому варіанті конструкції робочого колеса залежить від кута установки лопаті β_2 і діаметра напірного патрубку насоса (табл. 2).

Таблиця 2 – Залежність числа лопатей від кута установки лопаті β_2 [97]

Діаметр напірного патрубка, дюйм	Кут установки лопаті $\beta_2, ^\circ$				
	20	30	45	60	75
	Число лопатей, N				
2	8	9	11	12	13
3	8	10	11	13	14
4	9	11	12	14	15
6	10	12	14	15	17
8	10	13	15	17	19
10	12, 13	14	17	19	20

В роботі зазначено, що зменшення кута установки лопаті β_2 призводить до збільшення крутизни напірної характеристики насоса з одночасним забезпеченням зростання його ККД. В якості оптимального кута установки лопаті, при якому досягається найбільше значення ККД вільновихрового насоса, автор приводить $\beta_2 = 30 - 45^\circ$.

Визначенню впливу кута установки лопаті β_2 на характеристики вільновихрового насоса значну увагу приділено у дослідженні К. Рютчі [57].

На рис. 56 наведено схеми конструктивного виконання робочих коліс з різними кутами установки лопатей на вході β_1 та виході β_2 з робочого колеса.

Уточнені значення кутів і числа лопатей у випробуваних робочих колесах наведено у табл. 3.

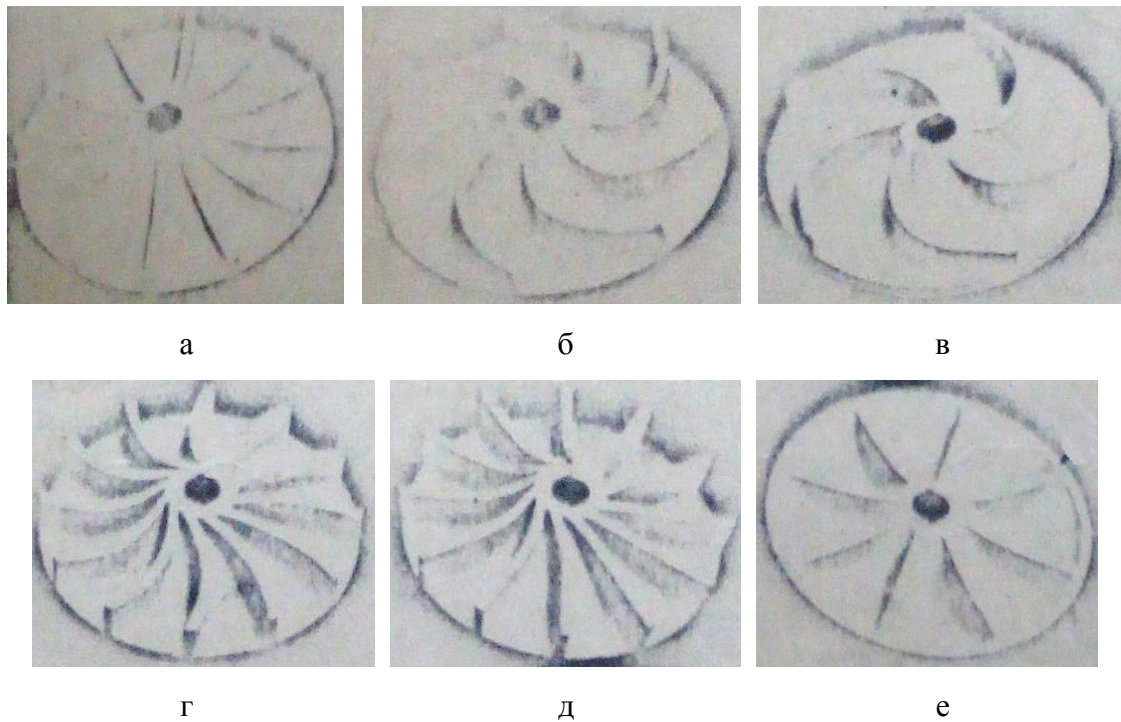


Рисунок 56 – Випробувані конструкції робочого колеса при дослідженні впливу кута установки лопаті на характеристики насоса

Таблиця 3 – Конструктивні особливості випробуваних робочих коліс

Конструктивне виконання	Кут установки лопаті на вході в робоче колесо, β_1	Кут установки лопаті на виході з робочого колеса, β_2	Число лопатей, Z
а	90°	90°	12
б	90°	30°	7
в	75°	30°	5
г	30°	112°	12
д	30°	90°	12
е	90°	90°	8

Досліджувався вплив конструкції робочого колеса чашоподібної форми на характеристики вільновихрового насоса (рис. 56 е). Така конструктивна схема сьогодні використовується для перекачування рідин, що містять велику частку абразивних частинок для мінімізації їх контакту з лопатями, що дозволяє підвищити ресурс роботи насоса. Вільновихрові насоси з

чашоподібними робочими колесами випускаються рядом закордонних виробників, зокрема фірмою Morris [99] (рис. 57).

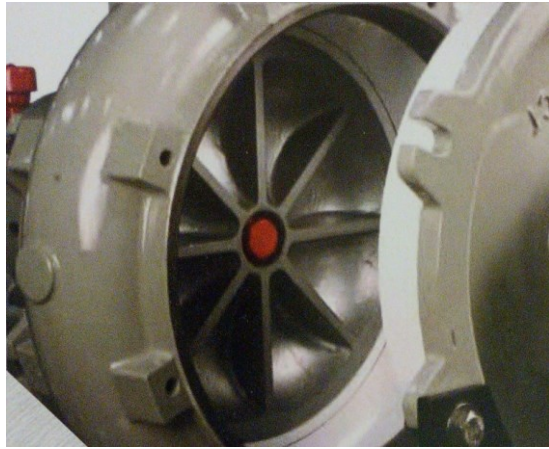


Рисунок 57 – Насос Morris 6100 з чашоподібним робочим колесом

Побудовані напірні характеристики насосів з указаними робочими колесами наведено на рис. 58, а значення ККД зведені до таблиці 4.

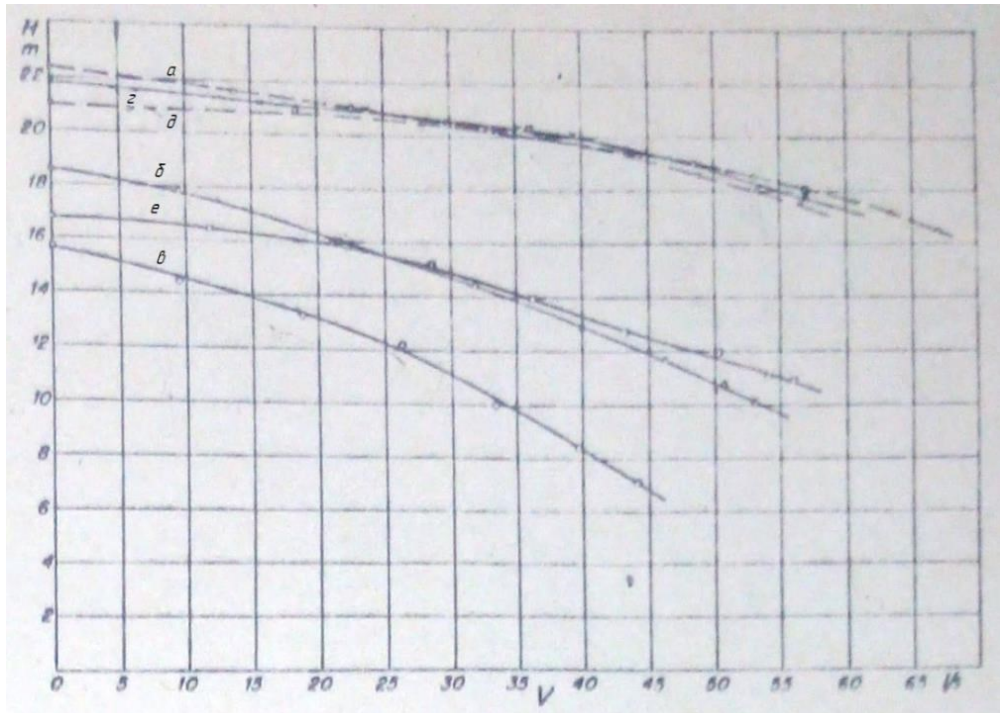


Рисунок 58 – Вплив кута установки лопаті на характеристики вільновихрового насоса

Таблиця 4 – Вплив конструктивних особливостей лопатей робочого колеса на ККД вільновихрових насосів

Конструктивне виконання	Кут установки лопаті на вході в робоче колесо, β_1	Кут установки лопаті на виході з робочого колеса, β_2	Число лопатей, Z	Максимальний ККД насоса, η , %
а	90°	90°	12	49,8
б	90°	30°	7	48
в	75°	30°	5	48,4
г	30°	112°	12	47,8
д	30°	90°	12	49,3
е	90°	90°	8	47,6

Найвище значення напору насоса отримано для робочого колеса з радіальним виконанням лопатей, число яких $Z = 12$.

Робочі колеса зі зменшеним кутом установки лопаті на виході β_2 з нього (рис. 56 б, в) створили напір нижчий, ніж робочі колеса з радіальними лопатями. З теорії проектування лопатевих машин відомо, що зменшення кута установки лопаті на виході з робочого колеса β_2 призводить до зниження коефіцієнту напору ψ [40].

Частково зниження напору пояснюється також зменшенням числа лопатей Z до 7 і 5 відповідно. Робоче колесо наведеної конструктивної схеми з числом лопатей $Z = 5$ при дослідженні створило напір на 2,3 м або 12,7% нижчий, ніж робоче колесо з числом лопатей $Z = 7$.

Зменшення кута установки лопаті на вході у робоче колесо β_1 (рис. 56 г, д) не призвело до зниження напору насоса. Це підтверджує думку, що на коефіцієнт напору ψ найбільший вплив справляє діаметр робочого колеса D_2 і кут установки лопаті на виході з робочого колеса β_2 .

Заміна вільновихрового робочого колеса з радіальними лопатями на аналогічне робоче колесо чашоподібної форми, призвела до зниження напору насоса. Така форма робочого колеса подібна до конструкції «Wemco» (рис. 7).

Падіння напору в ході дослідження зумовлене зменшенням взаємодії потоку рідини з робочим колесом за рахунок зниження кількості рідини, яка проходить через міжлопатеві канали робочого колеса.

Дослідження залежності ККД насоса від конструктивних особливостей лопатей показали, що для робочого колеса зі зменшеним кутом установки лопаті на вході $\beta_1 = 30^\circ$ та лопатями загнутими у напрямку протилежному напрямку обертання робочого колеса ($\beta_2 = 112^\circ$) відбувається зниження енергоефективності (ККД на 2% нижче, ніж у випадку використання робочого колеса з радіальними лопатями). Це відбувається внаслідок збільшення втрат у міжлопатевих каналах робочого колеса за рахунок зміни кута установки лопаті у напрямку від входу до виходу з робочого колеса.

Використання робочого колеса чашоподібної форми призвело до зниження ККД насоса (на 2,2%), що є прогнозованим з огляду подібності робочого процесу насосів такого конструктивного виконання до менш енергоефективних насосів типу «Wemco».

В роботі зазначено, що найвищий рівень ККД отримано для робочого колеса з 9 радіальними лопатями при виході робочого колеса у вільну камеру на 20 мм. У такому конструктивному виконанні ККД насоса становить 52%, що на 2,2% вище, ніж при використанні аналогічного робочого колеса, що повністю знаходиться в циліндричній розточці корпуса.

Вплив ширини робочого колеса і вільної камери на характеристики вільновихрових насосів досліджено у роботі [100]. Доведено, що збільшення ширини лопатей робочого колеса підвищує напір і ККД вільновихрових насосів. Таке явище пояснюється зростанням інтенсивності циркуляційного потоку в насосі.

Також незначне підвищення напору і ККД вільновихрового насоса відбувається за рахунок збільшення діаметра вхідного патрубка, що пояснюється зниженням гідравлічних втрат на вході в насос.

Визначено, що зміна ширини робочого колеса та діаметра вхідного патрубку не впливає на положення робочої точки насоса, яке визначається шириною вільної камери вільновихрового насоса.

Аналогічно А. Корбутовський у дослідженні [95] дійшов до висновку, що подача вільновихрових насосів визначається геометричними розмірами вільної камери, а напір – геометричними розмірами робочого колеса.

Попередні результати підтверджуються також у дослідженнях В. Германа [89, 96]. Визначено вплив відносної ширини лопатей \bar{b}_2 робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса (рис. 59). Значення відносної ширини лопатей \bar{b}_2 визначається за залежністю

$$\bar{b}_2 = \frac{b_2}{D_2}, \quad (1.15)$$

де b_2 – ширина лопаті; D_2 – діаметр робочого колеса.

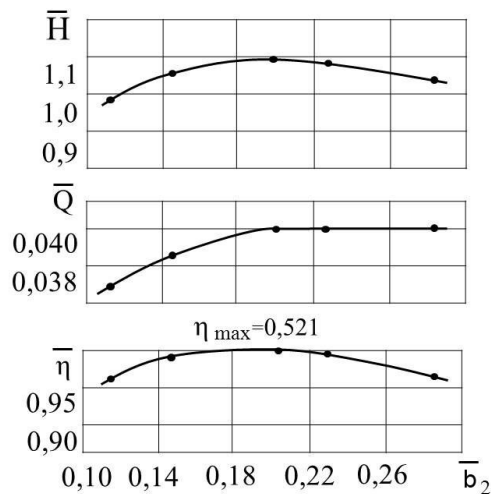


Рисунок 59 – Вплив відносної ширини лопатей робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса

Існування оптимального напору і ККД вільновихрового насоса при певному значенні ширини лопаті пояснюється збільшенням витрати рідини

через робоче колесо насоса із збільшенням його ширини. При цьому спостерігається зростання втрат напору внаслідок збільшення площі тертя лопатей. При деякому значенні такі втрати перевищують приріст гідравлічної енергії, що отримує потік рідини, внаслідок збільшення інтенсивності вихору, в результаті чого відбувається зниження напору і ККД вільновихрового насоса.

Вплив конструкції диску робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса визначено у дослідженні [63]. Було розглянуто робочі колеса вільновихрових насосів типу «Туго» з просторовими (рис. 60 а) і плоскими кромками лопатей (рис. 60 в), а також робочі колеса чашоподібної форми з просторовими (рис. 60 б) і плоскими кромками лопатей (рис. 60 г). Число лопатей в описаних випадках становило $Z = 8$ (табл. 5).

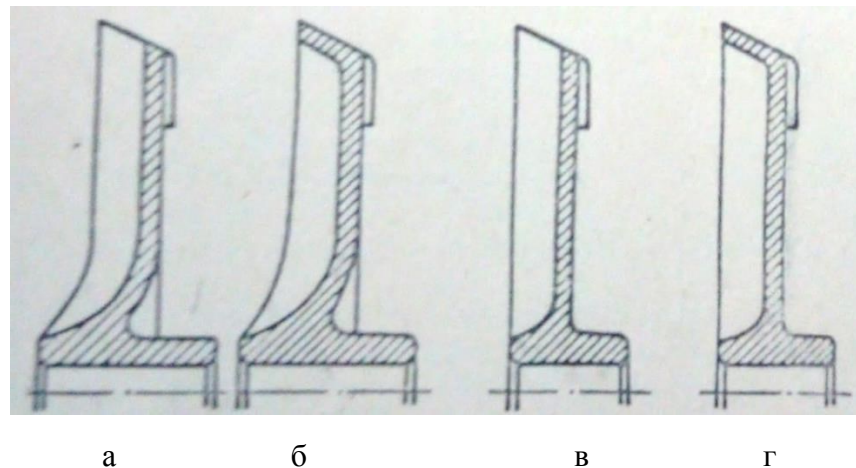


Рисунок 60 – Дослідження впливу конструкції диску робочі колеса на характеристики вільновихрового насоса:

- а) з просторовими кромками лопатей; б) чашоподібне робоче колесо з просторовими кромками лопатей; в) з плоскими кромками лопатей; г) чашоподібне робоче колесо з плоскими кромками лопатей

Використання робочих коліс чашоподібної форми у вільновихрових насосах раціональне при перекачуванні рідин, що містять легкоушкоджувані включення, у зв'язку зі зниженням контакту лопатей з продуктом, що транспортується.

Таблиця 5 – Результати дослідження впливу форми диску робочого колеса на характеристики насоса

Конструктивна схема	Подача, Q , л/с	0	6	10	12	14
а	H , м	60,0	55,3	54,1	52,7	50,8
	η , %	0	34,8	43,7	46,0	46,6
б	H , м	50,4	45,7	43,6	42,0	39,7
	η , %	0	37,5	44,6	45,6	45,1
в	H , м	60,3	55,6	54,4	53,1	51,3
	η , %	0	36,4	45,0	46,8	47,6
г	H , м	52,5	47,5	45,7	44,3	42,0
	η , %	0	36,5	43,1	45,0	45,0

Застосування робочого колеса чашоподібної форми призводить до зниження напору, що створюється насосом, до 15% з одночасним зниженням ККД до 2% по відношенню до показників вільновихрового насоса з використанням робочого колеса типу «Туго».

За результатами дослідження зміна форми кромки лопаті істотного впливу на характеристики вільновихрового насоса не має. Зміна ККД і напору вільновихрового насоса не перевищувала 1% при заміні робочого колеса з просторовими кромками лопатей на робоче колесо з плоскими кромками лопатей.

Вплив товщини лопаті на робочі параметри вільновихрових насосів досліджено в роботах В. Германа [89, 96].

Визначено залежність робочих параметрів насоса від відносної товщини лопатей $\bar{\delta}$ робочого колеса (рис. 61), що визначається за залежністю

$$\bar{\delta} = \frac{\delta}{D_2}, \quad (1.16)$$

де δ – товщина лопаті.

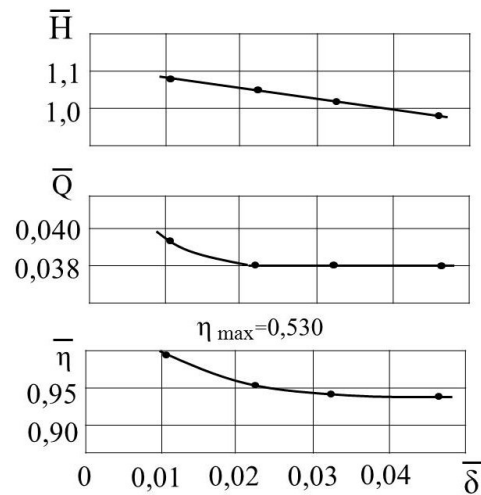


Рисунок 61 – Вплив відносної товщини лопаті на характеристики вільновихрового насоса

Збільшення товщини лопатей робочого колеса призводить до зниження напору і ККД вільновихрового насоса, що пояснюється підвищенням втрат на опір у міжлопатевих каналах робочого колеса.

У роботі К. Рютчі [57] досліджено вплив розміру обточки зовнішнього діаметра робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса (рис. 62).

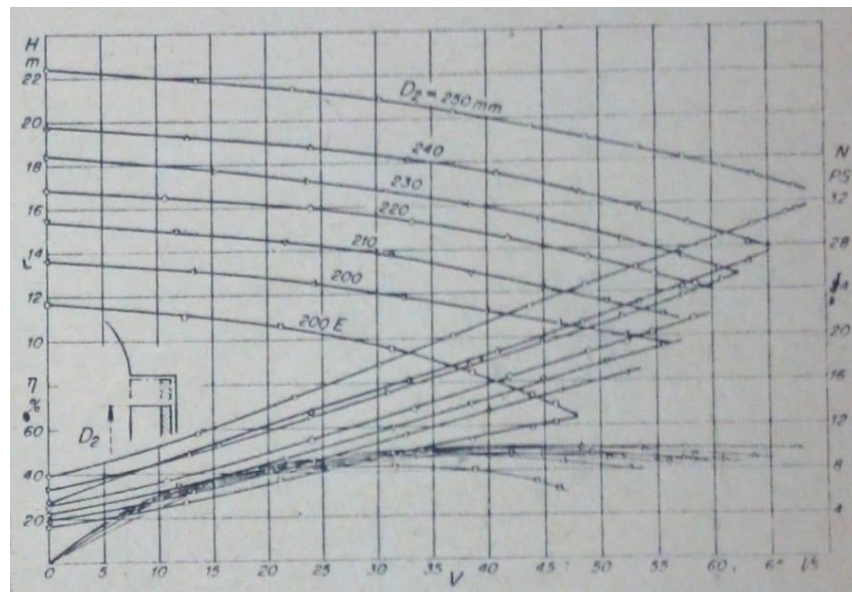


Рисунок 62 – Вплив розміру обточки робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса

Розглянута залежність ККД і коефіцієнта напору ψ вільновихрового насоса від відношення діаметра робочого колеса до діаметра розточки корпуса (D_2 / D), що змінювалося у діапазоні від 0,8 до 1,0 (табл. 6).

Таблиця 6 – Вплив розміру обточки робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса

D_2	250	240	230	220	210	210	210E
D_2/D	1	0,96	0,92	0,88	0,84	0,8	0,8
ψ	1,15	1,11	1,10	1,11	1,12	1,10	0,95
H	49,8	50	48	49	48	47	42,5

Діаметр розточки корпуса (D) не змінювався окрім досліду $D_2 = 200E$, у якому з метою зміни діаметру розточки корпуса у щілині між корпусом і робочим колесом встановлювалася втулка [57], що призвело до падіння напору до 15% і ККД насоса до 5%. У результаті дослідження встановлено, що коефіцієнт напору ψ не залежить від розміру обточки робочого колеса за умови незмінного значення діаметра розточки корпуса.

Вплив поперечних вихорів на процеси передачі енергії у вільновихрових насосах розглянуто в дослідженнях [55, 56]. Робота виконана у рамках заходів щодо підвищення напірних і енергетичних характеристик вільновихрового насоса. Досліджено роботу вільновихрового насоса з використанням робочих коліс з 10 радіальними лопатями (рис. 63 а). У процесі проведення робіт виконувалося округлення кромки з тильної (рис. 63 б) та робочої (рис. 63 в) сторони лопаті.

Для вивчення процесу вихороутворення у міжлопатевих каналах отримано розподіл швидкостей у векторній формі у залежності від радіуса робочого колеса на розгортках з радіусом 0,2R (рис. 64 а), 0,5R (рис. 64 б) і 0,8R (рис. 64 в) робочого колеса.

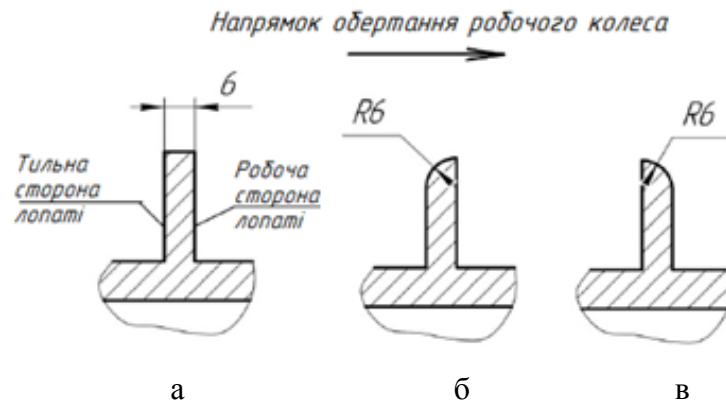


Рисунок 63 – Схеми округлення кромки лопаті:
а) без округлення; б) з тильної сторони; в) з робочої сторони

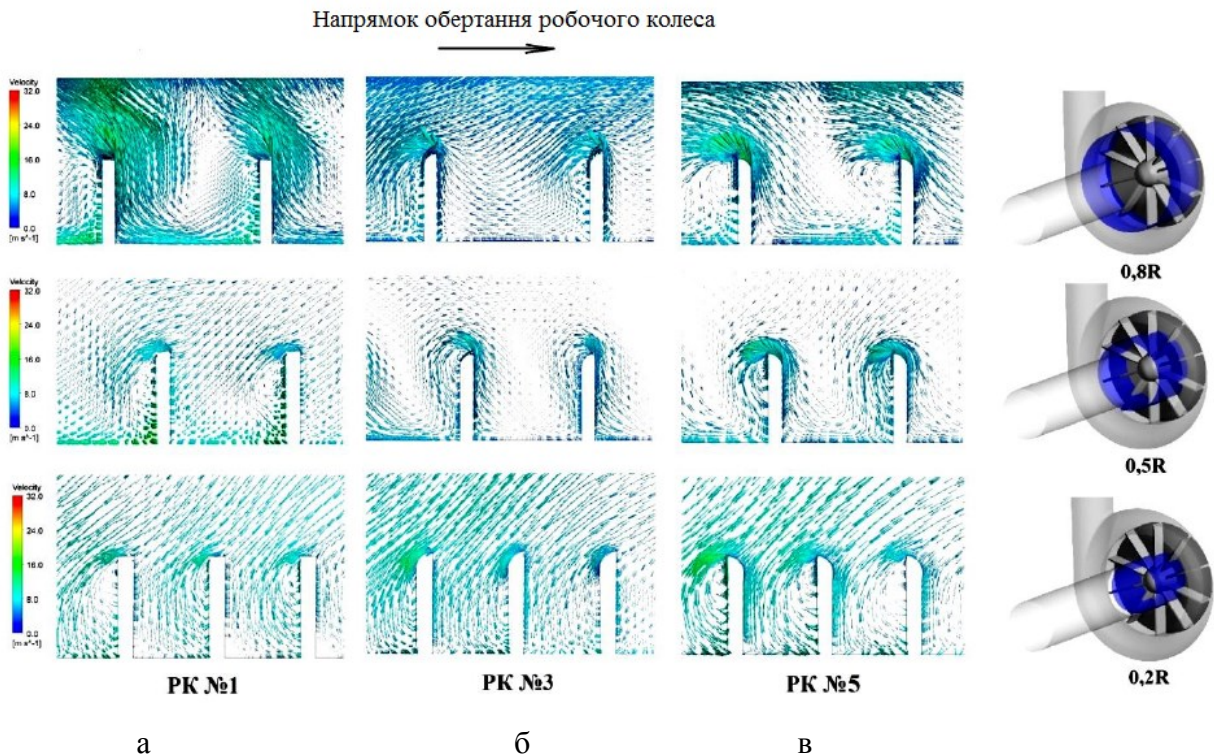


Рисунок 64 – Картина потоку рідини в міжлопатевих каналах робочого колеса: а) без округлення кромки; б) з округленням кромки з тильної сторони лопаті; в) з округленням кромки з робочої сторони лопаті

У результаті визначено, що для всіх зазначених варіантів робочих коліс кут установки лопаті відрізняється від кута потоку, що натікає на лопаті. Унаслідок цього з тильної сторони лопаті виникає поперечний вихор, що

направлений у протилежному напрямку до напрямку потоку, який виходить з робочого колеса. При виконанні лопатей без округлення кромки він не передає енергію потоку рідини у вільній камері, а лише викликає втрати енергії. Для робочого колеса з округленням кромки з тильної сторони лопаті поперчний вихор, що зривається з її торця, додатково передає енергію потоку у вільній камері. При виконанні округлення кромки з робочої сторони лопаті виникають додаткові втрати, що спричинені заглибленням поперчного вихору в міжлопатеві канали робочого колеса.

У результаті проведених досліджень для робочого колеса з округленням кромки з тильної сторони лопаті було отримано підвищення напору до 3,6%, а ККД до 3% по відношенню до робочого колеса без округлення кромки лопатей. При цьому для робочого колеса з округленням кромки з робочої сторони лопаті було отримано зниження напору до 3,4%.

1.5 Висновки

Інформаційно-аналітичний огляд стану проблем, які пов'язані з процесом конструювання та експлуатації вільновихрових насосів, що виконаний у розділі 1 даної роботи, дозволяє зробити наступні висновки:

– застосування вільновихрових насосів при транспортуванні рідин, які містять тверді домішки, суміші з піском, рідин з волокнистими включеннями, кристалічними або абразивними домішками, в'язких рідин, тощо переважне у порівнянні із застосуванням відцентрових насосів унаслідок нижчих експлуатаційних витрат, що пов'язано зі зношуванням елементів проточної частини, її закупоркою, виникненням кавітаційних явищ при роботі відцентрових насосів за заданих умов;

– відмінність між робочими процесами відцентрових і вільновихрових насосів за думкою С. С. Руднева полягає у тому, що робочий процес вихрової гідромашини не може існувати без гідравлічних втрат у її проточній частині;

– у результаті дослідження С. С. Руднева і В. О. Соляника теоретично визначено максимально можливе відносне значення ККД вихрового робочого процесу, що складає $\eta_{pn\ max} = 0,61 \div 0,63$, у результаті чого встановлено, що значення ККД вільновихрового насоса типу «Туго» не перевищує $\eta_{в\ max} = 0,58$;

– значна різноманітність конструктивних схем вільновихрових насосів пов'язана з необхідністю покриття максимально широкого діапазону робочих параметрів насосів даного типу, а також робочим середовищем, що транспортується ними;

– напір вільновихрового насоса залежить від конструктивних особливостей його робочого органа, що визначає кількість енергії, яка передається рідині від робочого колеса. Положення робочої точки вільновихрового насоса визначається пропускною здатністю його вільної камери;

– ККД вільновихрового насоса значною мірою залежить від конструкції його робочого органа, що впливає як на втрати у міжлопатевих каналах, так і на питому енергію, яка передається потоку рідини;

– з урахуванням вартості життєвого циклу насосної установки удосконалення вільновихрових насосів з метою підвищення їх енергоефективності (ККД) доцільно проводити шляхом зміни конструкції робочого органа, як результат зменшення витрат на електроенергію при досягненні мінімального значення інвестиційних витрат на модернізацію раніше впроваджених одиниць.

Незважаючи на більш ніж 50-річну історію розвитку і дослідження вільновихрових насосів, складність їх робочого процесу призводить до наявності значних обсягів недосліджених функціональних аспектів їх роботи.

РОЗДІЛ 2

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕННЯ. МЕТОДИ ПРОВЕДЕННЯ ДОСЛІДЖЕННЯ

2.1 Об'єкт, мета і задачі дослідження

У розділі 1.1 дисертаційної роботи розглянуто принцип дії вільновихрових насосів і доведена актуальність їх застосування у різних галузях народного господарства.

Указано на недолік даного типу насосів, яким є низьке значення їх ККД. Однак транспортування вільновихровими насосами рідин, що містять тверді, волокнисті або абразивні включення виявляється більш економічним у порівнянні з іншими типами насосів, оскільки витрати на обслуговування в структурі загальної вартості життєвого циклу (рис. 1) насосної установки у такому випадку значно менші.

Вільновихрові насоси ефективні при перекачуванні рідин, які містять волокнисті включення, у зв'язку з усунення небезпеки засмічення міжлопатевих каналів робочого колеса, що призводить до суттєвого зниження ККД насоса, засмічує його проточну частину і у кінцевому випадку унеможливорює роботу насосів інших типів.

Транспортування газонасичених рідин відцентровими насосами з робочими колесами закритого типу має наслідком закупорку міжлопатевих каналів робочого колеса при збільшенні кавітаційних бульбашок, що може ускладнювати, або навіть унеможливлювати подальшу роботу насоса. На відміну від відцентрових, вільновихрові насоси ефективно працюють навіть при частковому перекритті міжлопатевих каналів робочого колеса кавітаційними бульбашками.

Ріст вартості енергоресурсів призводить до суттєвого зростання вартості життєвого циклу насосної установки, вимагаючи підвищення енергоефективності (ККД) насосного обладнання. У дослідженнях [68, 70]

установлено, що теоретично досяжний максимальний ККД вільновихрового насоса складає $\eta_{в\ max} = 0,58$. Разом з тим ККД існуючих зразків вільновихрових насосів, що впроваджені на вітчизняних підприємствах, не перевищує $\eta_{\ max} = 0,5$. Таким чином, удосконалення вільновихрових насосів має високий потенціал з точки зору росту їх енергоефективності (ККД) і зниження загальної вартості життєвого циклу насосної установки в цілому.

Проведений літературний огляд дозволив сформулювати мету даної роботи – підвищення енергетичної ефективності вільновихрових насосів шляхом удосконалення їх робочого органу; удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів.

Предметом дослідження є вільновихровий насос і його енергетичні характеристики.

У якості об'єкту дослідження визначено робочий процес у проточній частині вільновихрового насоса.

З метою досягнення заявленої мети необхідно вирішити ряд задач.

По-перше, на сьогоднішній день у робочих процесах вітчизняних промислових підприємств впроваджено більше 3000 одиниць вільновихрових насосів, що потребують заходів з модернізації з метою підвищення їх енергоефективності. З огляду на це з урахуванням високої вартості заміни корпусних елементів проточної частини запропоновано проводити заходи з удосконалення вільновихрового насоса виключно шляхом зміни конструкції його робочого органу, у якості якого виступає робоче колесо.

Таким чином можна сформулювати першу задачу. На основі аналізу впливу конструктивних елементів робочого органу необхідно визначити основні критерії підвищення енергоефективності вільновихрового насоса.

Проведений літературний огляд дав можливість виявити відсутність достовірної методики, яка дозволяє виконувати розрахунок конструкції робочого органу вільновихрового насоса з урахуванням властивостей реальної рідини. При цьому існуючі методики проектування робочого органу

вільновихрового насоса базуються на ряді допущень і не враховують властивостей реальної рідини.

Таким чином другою задачею дослідження є визначення особливостей робочого процесу вільновихрового насоса, а також розробка методики проектування робочого органа вільновихрового насоса з урахуванням властивостей реальної рідини. При проектуванні проточної частини насоса необхідно вирішити зворотню задачу: за заданими робочими параметрами насоса (напір H , подача Q) визначити геометричні розміри його робочого органа.

У розділах 1.3, 1.4 встановлено, що удосконалення конструкції робочого органа має високий потенціал з точки зору підвищення енергоефективності вільновихрового насоса. Незмінність конструкції корпусних елементів насоса дозволить знизити інвестиційні витрати на проектування нових і модернізацію впроваджених вільновихрових насосів. У кінцевому випадку підвищення енергоефективності, наслідком чого є зниження витрат на енергію, при невисоких значеннях інвестиційних витрат, забезпечить мінімальну вартість життєвого циклу насосних установок з використанням вільновихрових насосів в цілому.

Однак існуючих літературних даних недостатньо для встановлення ступеня впливу конструктивних елементів вільновихрового насоса на його характеристики. З метою мінімізації тривалості дослідження, необхідно провести серію дослідів з використанням методики планування дослідження шляхом проведення повного факторного експерименту.

З урахуванням вищезазначеного третьою задачею дослідження є дослідження впливу конструктивних елементів робочого органа вільновихрового насоса на його робочі параметри з використанням аналітичного методу, а також методу планування повного факторного експерименту.

Складність процесу передачі енергії у вільновихровому насосі унеможливує застосування аналітичного методу дослідження з достатньою

точністю. Необхідна достовірність результатів досягається лише при розрахунку інтегральних характеристик насоса. Однак дослідження структури потоку у проточній частині вільновихрового насоса ускладнюється наявністю вихрового робочого процесу. Для визначення миттєвих параметрів потоку можливе застосування методу зондування потоку з використанням датчиків. Однак їх наявність у проточній частині насоса призводить до впливу на структуру потоку, що спотворює результати дослідження. Варто зазначити також, що у ряді випадків складність конструкції елементів проточної частини насоса унеможливує встановлення датчиків з метою проведення зондування потоку.

Виконання серії дослідів шляхом проведення фізичного експерименту ускладнюється значними інвестиційними витратами і втратами часу на фізичне виготовлення робочого органу з необхідними конструктивними особливостями.

З метою уникнення додаткових фінансових і часових витрат запропоновано виконувати чисельне дослідження потоку рідини у проточній частині вільновихрового насоса з використанням програмного забезпечення, для якого виконане тестове завдання і доведено можливість його застосування для вирішення поставленої задачі. У якості такого програмного забезпечення використано Ansys CFX, для якого у дослідженні [54] доведена можливість його використання для вирішення подібних задач з досягненням необхідної точності визначених результатів.

З урахуванням вищезазначеного, четверта задача зводиться до проведення чисельного дослідження потоку рідини у проточній частині вільновихрового насоса.

Для підтвердження результатів, отриманих у ході виконання чисельного дослідження потоку рідини у проточній частині вільновихрового насоса, необхідне проведення фізичного експерименту з використанням робочого органа діючого і нового конструктивного виконання, і порівняння результатів випробування.

Виконання фізичного експерименту регламентується ДСТУ ГОСТ 6134:2009 «Насоси динамічні. Методи випробування» [101]. Експериментальний стенд для проведення фізичного дослідження, а також методика проведення експерименту мають відповідати даному стандарту. З цією метою визначено випадкові похибки і непрямі похибки вимірювання, а також встановлено, що їх значення не перевищують граничні регламентовані.

Таким чином, п'ятою задачею визначено проектування експериментального стенду, а також виконання фізичного експерименту, що включає в себе проведення натурних випробувань вільновихрового насоса з використанням робочого органа діючого і нового конструктивного виконання з метою перевірки ефективності роботи робочого колеса насоса з криволінійним профілем лопаті, а також підтвердження результатів чисельного дослідження.

У результаті проведеного дослідження запропонована нова конструкція робочого органа вільновихрового насоса з використанням криволінійного профілю лопатей, що дозволяє підвищити ККД насоса.

Шоста задача дослідження зводиться до розширення і удосконалення існуючого параметричного ряду вільновихрових насосів типу СВН за рахунок розробки вільновихрових насосів СВН 50/50, СВН 125/20 і СВН 200/20 з використанням запропонованої методики проектування робочого органа, на які є попит на ринку у зв'язку із широким застосуванням насосів даного типу в промислових технологічних процесах.

Розрахунково-аналітична частина заснована на результатах огляду літературних джерел за матеріалами теоретичних і експериментальних робіт, що дозволило визначити мету і завдання дослідження. Аналітичне дослідження структури потоку рідини у проточній частині вільновихрового насоса дозволило уточнити існуючу модель руху в насосі.

У рамках роботи розроблені методичні рекомендації з розробки і проектування робочого органа вільновихрового насоса з урахуванням реального потоку рідини, а також вивчені особливості структури потоку в проточній частині насоса.

2.2 Повний факторний експеримент

В більшості галузей наукової та практичної діяльності людини значна увага приділяється теоретичним методам вивчення різних об'єктів, їх властивостей, а також процесів навколишнього світу.

Незважаючи на високу ефективність теоретичних методів, сучасний інженер доволі часто стикається з ситуаціями, вирішення яких неможливе без проведення експериментального дослідження.

Експеримент (від лат. «experientia» – проба, досвід) – це чуттєво-предметна діяльність в науці; в більш вузькому сенсі – досвід, відтворення об'єкта пізнання, перевірка гіпотез і т.д.

З інженерної точки зору експеримент – це система операцій, впливів і (або) спостережень, спрямованих на отримання інформації про об'єкт дослідження [102].

Експеримент відіграє дуже важливу роль як в науці, так і в техніці, являючись критерієм істинності теорій та гіпотез. Незважаючи на те, що об'єкти дослідження можуть бути різноманітними, алгоритм проведення експериментального дослідження однаковий:

- обирається план проведення експерименту;
- прагнуть знизити число змінних, що розглядаються з метою зменшення об'єму експерименту;
- намагаються контролювати хід виконання експерименту;
- намагаються виключити вплив випадкових зовнішніх дій;
- оцінюють точність вимірювальних приборів, а також точність проведення експерименту;
- аналізують отримані результати та прагнуть дати їх інтерпретацію.

Процес організації експерименту та обробки отриманих результатів є вирішальним фактором з точки зору зниження витрат коштів та часу на його проведення. Тому він є актуальним для проведення як наукових, так і інженерних досліджень.

Сучасні методи планування експерименту, що засновані на математичній статистиці та теорії ймовірностей [103–111], значно скорочують (у більшості випадків в декілька разів) число необхідних дослідів, що дозволяє підвищити як продуктивність праці, так і точність отриманих результатів.

Планування експерименту може виконуватися як для однофакторних так і для багатфакторних експериментів [112–117]. При цьому основним недоліком у першому випадку є вирішення задачі оптимізації лише за одним параметром без урахування можливих інших варіантів.

Методи планування широко застосовуються у науково-практичних дослідженнях. У роботі [118] розглянуто планування факторного експерименту для дослідження вібраційного гідроприводу ущільнення твердих побутових відходів. У роботах [119, 120] проведено планування факторного експерименту при дослідженні вихрового ступеня відцентрово-вихрового насоса.

Для підвищення якості і точності проектування запропоновано скористатися методом планування повного факторного експерименту, що дозволить визначити основні фактори та ступінь їх впливу на енергетичні характеристики вільновихрових насосів.

2.2.1 Методика проведення повного факторного експерименту

Повний факторний експеримент виконується із застосуванням матриць планування, в яких використовують кодовані значення факторів. Кількість факторів впливу бажано скоротити до мінімуму для зменшення обсягу експерименту.

За умовами мінімальної вартості життєвого циклу вільновихрових насосів [121, 122], модернізацію робочого колеса запропоновано виконувати зі збереженням його габаритних розмірів, унаслідок чого із можливих факторів впливу слід виключити діаметр вхідної воронки робочого колеса D_1 .

Зміна ширини лопаті робочого колеса без заміни корпусу насоса приводить або до заглиблення лопатей у розточку корпусу, або до їх виходу до

вільної камери, що є характерним для насосів типу “Seka” [123]. Взаємодія потоку протікання з лопатями, що відбувається внаслідок виходу лопатей робочого колеса до вільної камери насоса, не є характерним для насосів типу “Tugo”, і призводить до зниження ресурсу роботи робочого колеса. Таким чином, із факторів впливу слід виключити також ширину лопаті робочого колеса b .

Вплив товщини лопаті δ на характеристики вільновихрового насоса визначено у роботах [6, 89]. Тому товщину лопаті δ також варто виключити зі списку факторів впливу для проведення повного факторного експерименту. До основних факторів впливу на параметри оптимізації робочого колеса слід віднести зовнішній діаметр робочого колеса D_2 , кути установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса, а також число лопатей z робочого колеса

$$H, \eta = f(D_2, \beta, z), \quad (2.1)$$

де H – напір, що створюється насосом; η – ККД насоса; D_2 – зовнішній діаметр робочого колеса; β – кут установки лопаті; z – число лопатей.

Для проведення факторного експерименту обрано наступні рівні факторів: нижній (-1), основний (0) та верхній (+1). Можлива кількість комбінацій рівнів факторів в даному випадку 2^3 , що дозволяє оцінити вплив кожного з факторів на параметри оптимізації.

Загальна кількість дослідів у повному факторному експерименті становить 8. Для отримання поверхні відгуку функцій для факторів проводиться операція кодування факторів у вигляді лінійного перетворення факторного простору. Повний факторний експеримент дозволяє кількісно оцінити лінійний ефект, що характеризує лінійну залежність параметрів оптимізації від відповідного фактора, а також всі ефекти взаємодії.

Рівняння регресії, що представляє собою кількісну оцінку залежності параметру оптимізації від факторів впливу для повного факторного експерименту типу 2^3 , визначається за залежністю

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_{1,2}x_1x_2 + b_{1,3}x_1x_3 + b_{2,3}x_2x_3 + b_{1,2,3}x_1x_2x_3, \quad (2.2)$$

де y – цільова функція (напір, ККД); $b_0, b_1, b_2, b_3, b_{1,2}, b_{1,3}, b_{2,3}, b_{1,2,3}$ – коефіцієнти регресії; x_1, x_2, x_3 – фактори впливу рівняння регресії.

При цьому в матриці планування вводиться рядок фіктивної змінної x_0 для оцінки вільного члена b_0 . Для кожного дослідуються функція відгуку для напору y_H та ККД та y_η . Коефіцієнти регресії, що характеризують лінійні ефекти, знаходяться за наступною залежністю

$$b_0 = \frac{\sum_{j=1}^N y_j}{N}, \quad (2.3)$$

де i – номер фактора; j – номер дослідую; N – загальна кількість дослідів у матриці планування факторного експерименту.

Коефіцієнт регресії, що характеризує ефект взаємодії двох факторів, визначається за залежністю

$$b_{il} = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ij}x_{lj}y_j}{N}, \quad (2.4)$$

де i, l – номер фактора; j – номер дослідую; N – загальна кількість дослідів в матриці планування факторного експерименту.

Коефіцієнт регресії, що характеризує ефект взаємодії трьох факторів, визначається за залежністю

$$b_{ilk} = \frac{\sum_{j=1}^N x_{ij} x_{lj} x_{kj} y_j}{N}, \quad (2.5)$$

де i, l, k – номер фактора; j – номер дослідів; N – загальна кількість дослідів в матриці планування факторного експерименту.

Значимість визначених коефіцієнтів регресії перевіряється за допомогою t -критерію значимості Ст'юдента [124].

Показником відхилення параметру оптимізації від його середнього значення є дисперсія параметру оптимізації, що визначається за залежністю

$$S_y^2 = \frac{\sum_{u=1}^{n_0} (y_U - \bar{y})^2}{n_0 - 1}, \quad (2.6)$$

де n_0 - кількість паралельних дослідів на основних рівнях факторів впливу, y_U – отримане значення параметра оптимізації, \bar{y} – середнє значення параметра оптимізації.

Середня квадратична похибка у визначенні коефіцієнтів регресії визначається за залежністю

$$S\{b_i\} = +\sqrt{\frac{S_y^2}{N}}. \quad (2.7)$$

Довірчий інтеграл коефіцієнта регресії знаходиться відповідно до залежності

$$\Delta b_i = \pm t \cdot S\{b_i\}, \quad (2.8)$$

де t – табличне значення критерію значимості Ст'юдента.

Для інженерних розрахунків довірчий інтеграл визначається з 5%-вим рівнем значимості. Значення коефіцієнтів регресії порівнюються з визначеним довірчим інтегралом. Статистично значимими коефіцієнтами регресії є такі, абсолютне значення яких більше за абсолютне значення довірчого інтегралу.

2.2.2 Методика перевірки адекватності рівнянь регресії

Перевірка адекватності визначених рівнянь регресії виконується з використанням F-критерію Фішера [124]. Для вирішення інженерних задач обирається 5%-й рівень значимості.

Розрахункове значення F_p -критерію адекватності Фішера визначається відповідно до наступної залежності

$$F_p = \frac{S_{ad}^2}{S_y^2}, \quad (2.9)$$

де S_{ad}^2 – дисперсія адекватності.

Дисперсія адекватності визначається за наступною залежністю:

$$S_{ad}^2 = \frac{\sum_{j=1}^N (y_j - \bar{y})^2}{N - (k + 1)}, \quad (2.10)$$

де k – кількість факторів у факторному експерименті.

Розрахункове значення F_p -критерію адекватності Фішера порівнюється з табличним значенням F_T . У випадку $F_p < F_T$ можна зробити висновок, що гіпотеза адекватності визначених рівнянь регресії підтверджується. У випадку $F_p > F_T$ гіпотеза адекватності визначених рівнянь регресії відкидається.

2.3 Методика проведення чисельного дослідження

Моделювання просторових течій в'язких рідин шляхом виконання чисельного дослідження розглянуто у ряді закордонних [125–128] і вітчизняних робіт [129].

Чисельне дослідження структури потоку у проточній частині вільновихрового насоса проводилося з використанням програмного забезпечення Ansys CFX 13.0 університетської версії.

В основу даного програмного продукту закладений метод чисельного вирішення фундаментальних законів гідромеханіки [130]: рівняння руху в'язкої рідини, а також рівняння нерозривності.

Розрахунок течії виконувався шляхом чисельного рішення системи рівнянь, що описують найбільш загальний випадок руху рідкого середовища – рівнянь Нав'є-Стокса (2.11) і рівняння нерозривності (2.12) [131].

Рівняння представлені у скороченому вигляді ($i, j = 1-3$), передбачається підсумовування за однаковими індексами

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0, \quad (2.12)$$

де x_i, x_j – осі координат; u_i, u_j – компоненти швидкості; p – тиск; t – час; f_i – масові сили.

Член f_i у рівнянні (2.11) виражає взаємодію коріолісових і відцентрових сил у відносній системі відліку, в якій розглядається робочих процес у робочих органах динамічних гідромашин

$$f_i = -\rho \left[2\vec{\omega} \cdot \vec{u} + \vec{\omega} \cdot (\vec{\omega} \cdot \vec{r}) \right] \quad (2.13)$$

де $\vec{\omega}$ – вектор кутової швидкості обертання, \vec{r} – радіус-вектор.

При моделюванні турбулентних течій у рівнянні Нав'є-Стокса миттєва швидкість замінюється на суму осередненої швидкості за Рейнольдсом і пульсаційної складової швидкості. У результаті залежність (2.11) приймає наступний вигляд

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i' u_j') = -\frac{\partial p}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (2.14)$$

де \bar{u}_i, \bar{u}_j – усередненні за часом значення швидкості; u_i', u_j' – пульсаційні складові швидкостей.

Чисельне дослідження робочого процесу в проточній частині насоса проводилося з використанням вільновихрового насоса СВН 80/32. Дослідження виконувалося у стаціонарній постановці. Робоче середовище – вода при температурі 20 °С. Режим роботи – турбулентний.

Для замикання рівнянь Рейнольдса у програмному забезпеченні Ansys CFX у залежності від вихідних умов використовуються різні моделі турбулентності. Опис математичного апарата, що закладений у даний ПП, поданий у документації на нього [132, 133].

З метою визначення оптимальної моделі турбулентності, що забезпечить необхідну точність результатів, у роботі [134] виконано серію чисельних досліджень робочого процесу в проточній частині вільновихрового насоса з використанням стандартної k - ϵ моделі, SST моделі Ментора, а також повної моделі напружень Рейнольдса BSL. SST і BSL моделі турбулентності забезпечують підвищену точність при моделюванні відривних і закручених потоків, причому їх ресурсомісткість вища, ніж у k - ϵ моделі.

У роботі визначено, що результати чисельного дослідження робочого процесу вільновихрового насоса з використанням різних моделей турбулентності мають незначне відхилення від експериментального значення. Розбіжність результатів чисельного дослідження з використанням k - ϵ моделі турбулентності з результатами експериментального дослідження за напором не перевищувала 4 %, а за ККД – 2,5 %, що не перевищує допустимої похибки експериментальних методів дослідження.

Відповідно до наведених даних для замикання рівнянь Рейнольдса використано стандартну k - ϵ модель турбулентності, яка має відносно невисоку ресурсомісткість, і характеризується високою точністю результатів при дослідженні вільновихрових насосів.

При використанні k - ε моделі турбулентності система рівнянь руху рідини доповнюється додатковими залежностями. Диференціальне рівняння, що описує перенос кінетичної енергії турбулентності k описується наступним чином

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j k}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (2.15)$$

де k – кінетична енергія турбулентності, $P_k = -\overline{\rho u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$ – член, що виражає генерацію енергії k , ε – швидкість дисипації.

Диференціальне рівняння, що описує швидкість дисипації ε має вигляд

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u_j \varepsilon}) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (2.16)$$

Параметри Γ_k і Γ_ε визначаються за наступними залежностями

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad (2.17)$$

$$\Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}, \quad (2.18)$$

де σ_k , σ_ε – константи; k – ε моделі турбулентності.

Параметри μ_t і ε визначаються за залежностями

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \overline{\left(\frac{\partial u_i'}{\partial x_j} \right)^2}, \quad (2.19)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (2.20)$$

Відповідно до [135] константи k- ε моделі турбулентності приймають наступні значення: $C_\mu = 0,09$, $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$.

Проведення чисельного дослідження робочого процесу в проточній частині вільновихрового насоса виконано в декілька етапів.

На першому етапі з використанням ПП Solidworks 2013 виконано тривимірні моделі рідини у розрахункових областях проточної частини насоса (рис. 65), що імітують об'єм рідини в ньому.

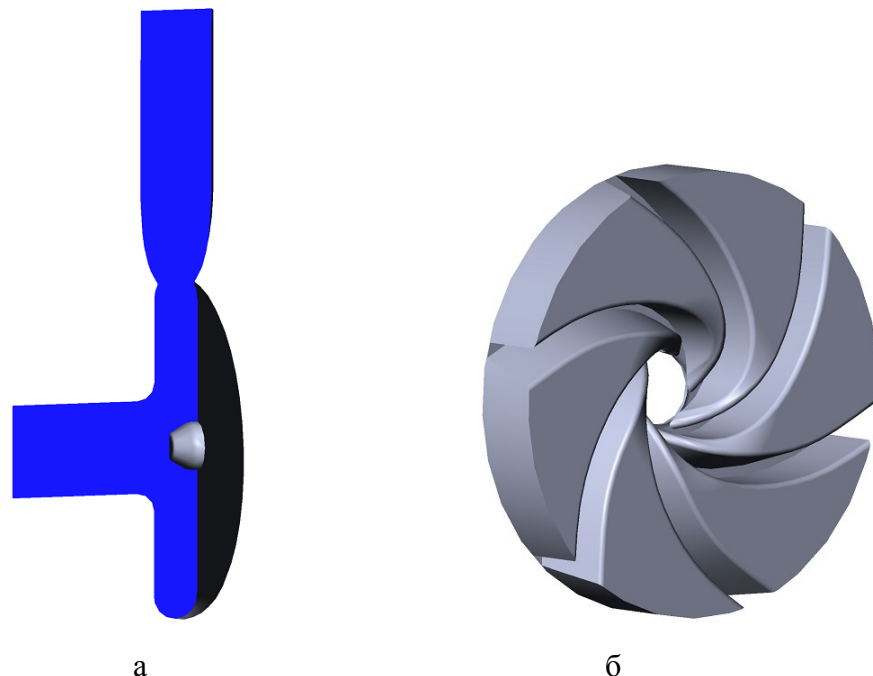


Рисунок 65 – Тривимірні моделі рідини у розрахункових областях: а – корпуса; б – робочого колеса

При проведенні дослідження використано наступні припущення:

- відсутність впливу витoku рідини через ущільнення на структуру потоку в проточній частині насоса;
- потік на вході та виході з розрахункової області вісесиметричний.

З метою забезпечення вісесиметричності потоку на вході та виході з розрахункової області на всмоктувальному і напірному патрубку розрахункової області корпуса виконано подовжені ділянки, що показані більш темним кольором (рис. 66).



Рисунок 66 – Подовжені ділянки у тривимірній моделі розрахункової області корпуса

Наступним етапом при проведенні чисельного дослідження було проектування розрахункових сіток з використанням програмного пакета ICEM CFD. Основною його перевагою є можливість регулювати густину розрахункових сіток, згущуючи їх у областях, де необхідні більш точні результати дослідження.

Для уникнення впливу густини сітки на кінцевий результат дослідження виконано дослідження сіткової незалежності. Побудовані розрахункові сітки з загальною кількістю комірок: 1 млн., 1 млн. 500 тис., 2 млн. У результаті дослідження визначено, що при збільшенні загального числа комірок

розрахункових сіток більше 1 млн. 500 тис. параметри насоса відрізняються не більше, ніж на 2%. Такий результат підтверджує сіткову незалежність.

Подальші дослідження проводилися з використанням розрахункових сіток, загальна кількість комірок в яких складає ≈ 1 млн. 500 тис (рис. 67). Величина змінної Y^+ , що характеризує згущення сіток поблизу стінок знаходилася в діапазоні від 20 до 100 одиниць, що відповідає рекомендаціям [132] для k - ϵ моделі турбулентності.

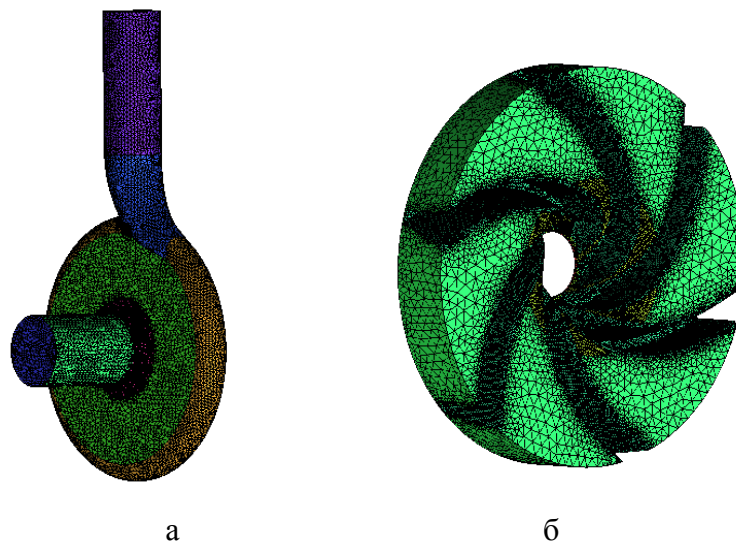


Рисунок 67 – Топологія розрахункових сіток: а – корпуса; б – робочого колеса

Наступним етапом чисельного дослідження було створення CFX-Pre розрахункових областей (domains), в основу яких закладено описані розрахункові сітки. Розрахункова область корпуса виконана нерухомою (stationary), а розрахункова область робочого колеса – обертовою (rotating) з частотою 1500 об/хв.

Розрахункові області (рис. 68) об'єднувались з урахуванням інтерфейсу взаємодії.

У якості робочої рідини при проведенні чисельного дослідження застосовувалася вода при температурі 25 °С.

Гранична умова на вході у розрахункову область – масова витрата (G), що визначається за залежністю

$$G = Q \cdot \rho, \quad (2.21)$$

де Q – об’ємна витрата рідини для розрахункового режиму.

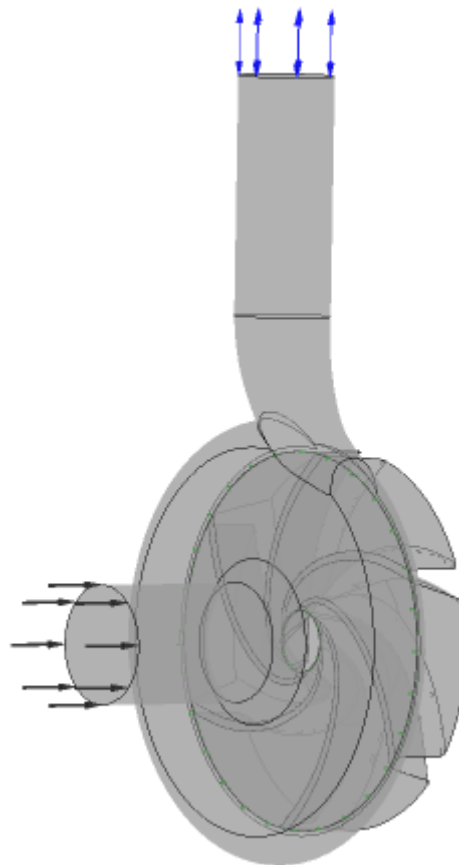


Рисунок 68 – Розрахункові області при виконанні чисельного дослідження

В якості граничної умови на виході з розрахункової області задавався статичний тиск. В даному випадку, так як в подальшому всі дослідження та порівняння проводились для відносних величин, то на виході була задана величина тиску, рівна 0,4 МПа. Враховуючи наявність зворотних течій на виході з розрахункової області задавався тип граничної умови «opening».

Критерієм збіжності було досягнення точності 10^{-4} . Також заданий вираз для визначення напору і корисної потужності насоса.

Для всіх стінок розрахункових областей задавалася рівність нулю швидкості потоку, виходячи з умови «прилипання». Шорсткість стінок задавалася за робочими кресленнями елементів проточної частини насоса.

Розрахунки проводилися у стаціонарній постановці з використанням програмного пакету CFX-Solver Manager. На першому етапі розрахунки виконувалися з використанням інтерфейсу взаємодії між розрахунковими областями «Frozen rotor», у результаті чого досягнуто необхідного критерію збіжності результатів. Отримані результати використовувалися в якості початкових наближень при проведенні розрахунку з використанням інтерфейсу взаємодії між розрахунковими областями «Stage», у результаті чого досягнута необхідна точність результатів чисельного дослідження.

Розрахунок проводився для діапазону подач $Q = 0,6 - 1,4 Q_{\text{опт}}$.

Обробка і аналіз результатів виконано з використанням програмного пакету CFD-Post, у апарат якого закладено широкі можливості з візуалізації і оцінки параметрів потоку рідини. Визначення інтегральних характеристик проводилося шляхом осереднення отриманих значень миттєвих величин параметрів у кожній точці розрахункової сітки за масовою витратою.

2.4 Фізичний експеримент

Важливим етапом розробки насосного обладнання є проведення експериментального дослідження, що дозволяє встановити зв'язок між основними параметрами насосів та побудувати їх робочі характеристики.

Методика проведення випробувань і побудова напірних $H = f(Q)$ та енергетичних $\eta = f(Q)$, $N = f(Q)$ характеристик динамічних насосів регламентуються стандартом [101].

Порівняння варіантів випробувальних стендів визначило напрямки можливих конструкцій стендів для дослідження вільновихрових насосів.

Експериментальний стенд для дослідження турбомолекулярних насосів щодо забезпечення умов перекачування рідин із високою концентрацією газів наведений у роботі [136].

Для експериментальних досліджень відцентрово-вихрових ступенів насосів у роботах [137, 138] наведено методику розробку випробувального стенда.

У роботі [139] запропоновано конструкцію експериментального стенда для моделювання гідродинамічних процесів у проточних частинах поворотного-лопатевих гідротурбін.

Експериментальне дослідження з використанням вільновихрового насоса з просторовим спіральним відводом розглянуто у роботі [140].

Конструкцію експериментального стенда для випробування теплових насосів наведено у роботі [141].

2.4.1 Експериментальний стенд

Для проведення дослідження вільновихрового насоса (рис. 69 а) розроблений випробувальний стенд із закритою циркуляцією рідини (рис. 69 б).

Принципова схема випробувального стенда (рис. 70) включає наступні основні його елементи (табл. 7): експериментальний насос Н, електродвигун Д, обладнаний мотор-вагами, герметичний бак Б, основні й допоміжні трубопроводи, вимірювальна та керувальна апаратура.

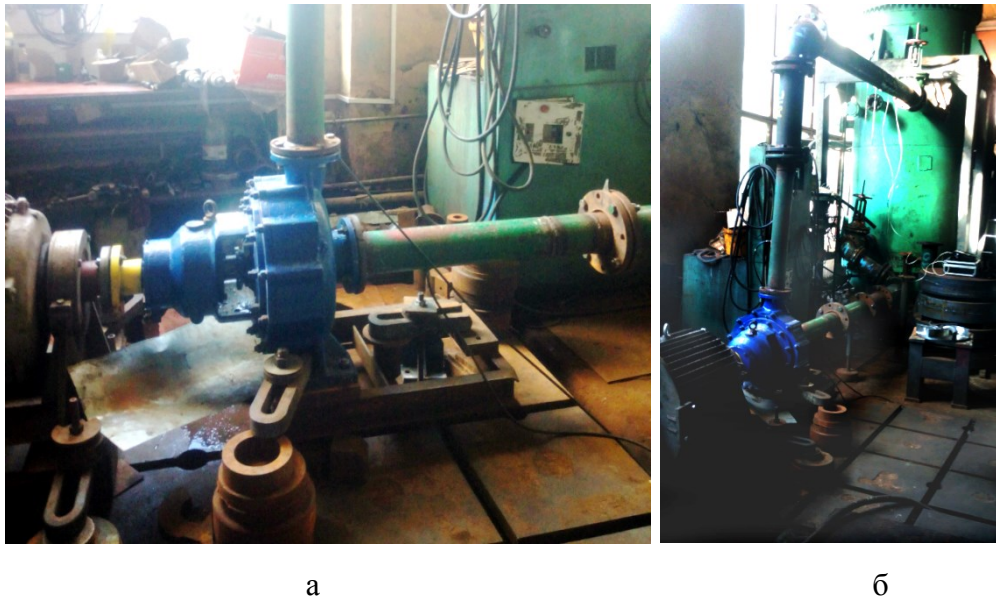


Рисунок 69 – Конструкція випробувального стенда: а – випробувальний насос;
б – випробувальний стенд

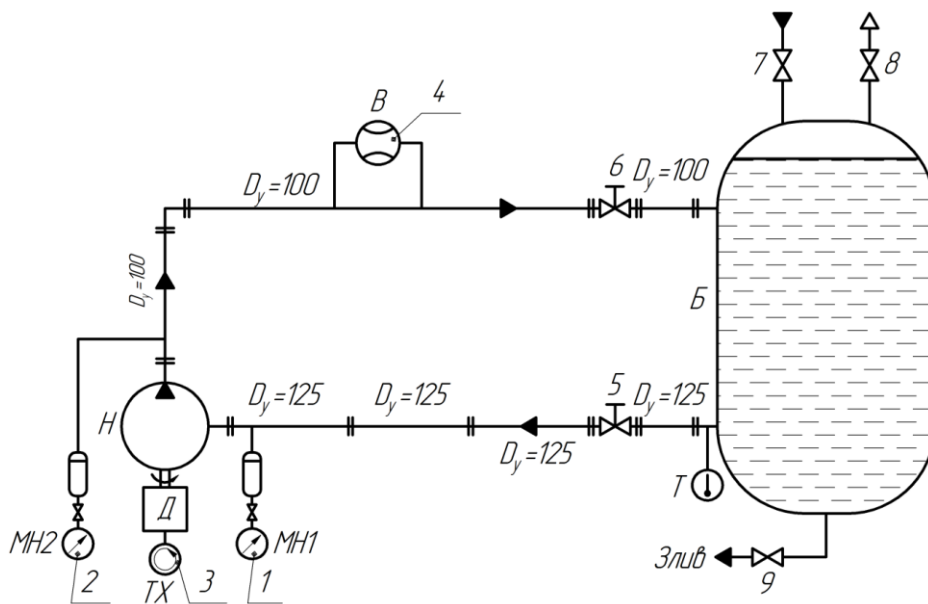


Рисунок 70 – Принципова схема випробувального стенда

Вимірювальна апаратура для визначення основних параметрів і побудови напірної та енергетичної характеристик вільновихрового насоса наведена в табл. 8.

Таблиця 7 – Складові випробувального стенда

Позначення	Найменування	Кількість	Примітка
Б	Бак	1	$V = 10 \text{ м}^3$
В	Витратомір ультразвуковий	1	DMDF-P
Н	Насос	1	СВН 80/32
ТХ	Тахометр	1	ТЕСА 3740
Т	Термометр	1	Ртутний із ціною поділки $0,1 \text{ }^\circ\text{C}$
Д	Електродвигун із мотор-вагами	1	АИР225М4, N = 55 кВт; n = 1500 об/хв
5 – 6	Засувка	2	–
7 – 9	Вентиль	3	–
МН1 – МН2	Манометр МО	2	–

Таблиця 8 – Вимірювальна апаратура

Позн.	Вимірюваний параметр	Діапазон вимірювань	Вимірювальний прилад
1	Тиск на вході, кгс/см^2	0–1	Манометр МО 1226. Клас точності – 0,15. ТУ 25-05-1664-74
2	Тиск на виході, кгс/см^2	0–4	Манометр МО 1226. Клас точності – 0,15. ТУ 25-05-1664-74
3	Частота обертання, об/хв	0–3000	Тахометр ТЕСА 3740
4	Подача, $\text{м}^3/\text{год}$	0–350	Витратомір ультразвуковий DMDF-P

Принцип дії випробувального стенда наступний. Рідина з бака Б надходить до насоса Н при відкритті засувки 5. Вентилі 7 і 9 використовуються для заповнення та зливання рідини з бака. Вентиль 8 призначений для випускання повітря з бака в процесі його заповнення рідиною.

Манометри 2 і 1 використовуються для визначення тиску в напірному і всмоктувальному трубопроводах відповідно.

Подача насоса регулюється за допомогою засувки 6. Витратомір ультразвуковий 4 призначений для визначення подачі насоса. Похибка під час вимірювання подачі за допомогою ультразвукового витратоміру становить 0,5 – 1 % [142].

Крутний момент на валу електродвигуна 3 визначали з використанням мотор-вагів, установлених на електродвигуні. Зусилля на важелі мотор-вагів вимірювали із застосуванням гирь загального призначення класу Г-4-1111.10 [101]. Для визначення частоти обертання вал електродвигуна використовували тахометр ТХ.

Робочою рідиною в ході експериментального дослідження обрана вода згідно з [101]. Густина води визначали відповідно до температури, яку вимірювали за допомогою термометра Т.

2.4.2 Методика проведення експерименту і обробки результатів дослідження

Напір насоса визначається за залежністю

$$H = 0,102 \cdot \frac{p_n - p_v}{\rho} + 0,0827 Q^2 \left(\frac{1}{d_n^4} - \frac{1}{d_v^4} \right), \quad (2.22)$$

де p_n , p_v – покази манометрів на напірному та всмоктувальному трубопроводах, кгс/см²; ρ – густина рідини; Q – подача насоса; d_n , d_v – внутрішні діаметри напірного та всмоктувального трубопроводів у місцях вимірювання тиску, м.

Потужність на валу електродвигуна, кВт, з використанням мотор-вагів знаходиться за залежністю

$$N = M_{кр} \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi n l (F - F_0)}{3000}, \text{кВт}, \quad (2.23)$$

де $M_{кр}$ – крутний момент на валу двигуна; n – частота обертання вала двигуна; l – довжина важеля; F – зусилля, що вимірюється на плечі важеля; F_0 – початкове зусилля на плечі важеля.

Довжина важеля розробленого випробувального стенда становить $l = 1\,492$ мм.

ККД насоса обчислюється за залежністю

$$\eta = \frac{\rho g Q H}{N}, \quad (2.24)$$

де H – напір насоса; $g = 9,81$ м/с² – прискорення вільного падіння.

2.4.3 Оцінка похибок проведення експерименту

Розрахунок похибок вимірювання проводиться з урахуванням випадкової та систематичної похибок

$$\sigma = \sqrt{\sigma_S^2 + \sigma_R^2}, \quad (2.25)$$

де σ_S – систематична похибка вимірювань; σ_R – випадкова похибка вимірювань.

Випадкова похибка вимірювань обчислюється за залежністю

$$\sigma_s = \sqrt{\sigma_A^2 + \sigma_O^2}, \quad (2.26)$$

де σ_A – похибка приладу; σ_O – похибка зчитування.

Випадкова похибка вимірювань визначається відповідно до теорії малих вибірок [143]. Для досягнення відносної похибки результатів не більше ніж 5 % за довірчої ймовірності $\alpha = 0,95$ з урахуванням похибки Стюдента на кінцеву кількість дослідів необхідно виконати не менше ніж 5 дослідів на одному рівні факторів.

Випадкова похибка вимірювань відповідно до [144] характеризується дисперсією відтворюваності

$$\sigma_R = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2}{(n-1)n}}, \quad (2.27)$$

де \bar{y} – найбільш ймовірне значення вимірюваного параметра; y_i – значення i -го вимірювання; n – кількість вимірювань.

Найбільш ймовірне значення вимірюваного параметра визначається за залежністю

$$\bar{y} = \frac{\sum_{i=1}^n y_i}{n}. \quad (2.28)$$

Похибка вимірювання оцінюється дисперсією відтворюваності

$$S = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\bar{y} - y_i)^2}{n-1}}. \quad (2.29)$$

Довірчий інтервал для виміряних величин визначається за залежністю

$$\Delta\bar{y} = t_{a,n} \sigma_R^2, \quad (2.30)$$

де $t_{a,n}$ – коефіцієнт Стюдента.

Значення вимірюваних величин зводиться до вигляду

$$y = \bar{y} + \Delta\bar{y}. \quad (2.31)$$

Відносна гранична похибка визначення подачі насоса обчислюється за формулою

$$\Delta Q = \sqrt{\delta Q^2 + \delta n^2}, \quad (2.32)$$

де δQ – відносна гранична похибка вимірювання подачі насоса;
 δn – відносна гранична похибка вимірювання частоти обертання вала електродвигуна.

Відносна гранична похибка вимірювання частоти обертання вала електродвигуна, %, визначається за залежністю

$$\delta n = \frac{\Delta n}{n} \cdot 100, \quad (2.33)$$

де Δn – абсолютна гранична похибка вимірювання частоти обертання вала.

Відносна гранична похибка вимірювання подачі насоса обчислюється за залежністю

$$\delta Q = \frac{\Delta Q}{Q} \cdot 100, \quad (2.34)$$

де ΔQ – абсолютна гранична похибка вимірювання подачі насоса.

Абсолютна гранична похибка визначення напору насоса обчислюється за залежністю

$$\Delta H = \sqrt{\delta H^2 + 4\delta n^2}, \quad (2.35)$$

де δH – відносна гранична похибка вимірювання напору насоса.

Відносна гранична похибка вимірювання напору насоса визначається за залежністю

$$\delta H = \frac{1}{H} \left[\left(\frac{0,102}{\rho} \right)^2 \left[(\delta_{p_n} p_n)^2 + (\delta_{p_e} p_e)^2 \right] + \left(\frac{0,102}{\rho} \right)^2 (p_n - p_e)^2 \delta \rho^2 + 0,1654^2 \left(\frac{1}{d_n^4} - \frac{1}{d_e^4} \right) Q^4 \delta Q^2 \right]^{1/2}, \quad (2.36)$$

де δ_{p_n} і δ_{p_e} – відносні граничні похибки манометрів на напірному і всмоктувальному трубопроводах; $\delta \rho$ – відносна гранична похибка визначення густини рідини.

Похибку визначення споживаної потужності на валу насоса знаходиться за залежністю

$$\Delta N = \sqrt{\left(\frac{100 \cdot \psi_F}{F} \right)^2 + 4\delta n^2 + \delta F^2 + \delta l^2}, \quad (2.37)$$

де ψ_F – поріг чутливості балансувальної машини; F – значення вимірюного зусилля; δF – відносна гранична похибка вимірювання зусилля за допомогою вагів; δl – відносна гранична похибка вимірювання плеча важеля балансувальної машини.

Похибку визначення ККД насоса обчислюється за залежністю

$$\Delta \eta = \sqrt{\Delta N^2 + \Delta Q^2 + \Delta H^2}. \quad (2.38)$$

Середньоквадратична відносна похибка прямих та опосередкованих вимірювань знаходиться за формулою

$$\sigma_{\varepsilon} = \frac{\varepsilon}{2}, \quad (2.39)$$

де ε – відносна гранична похибка вимірюваного параметра.

2.5 Висновки

1. У результаті виконання інформаційно-аналітичного огляду літературних джерел сформовано основні задачі дослідження даної роботи:

- визначити основні критерії підвищення енергоефективності вільновихрового насоса;

- визначення особливостей робочого процесу вільновихрового насоса, а також розробка методики проектування робочого органа вільновихрового насоса з урахуванням властивостей реальної рідини;

- дослідження впливу конструктивних елементів робочого органа вільновихрового насоса на його робочі параметри з використанням аналітичного методу, а також методу планування повного факторного експерименту;

- проведення серії чисельних досліджень потоку рідини у проточній частині вільновихрового насоса;

- проектування експериментального стенду, а також виконання фізичного експерименту з використанням робочого органа діючого і нового конструктивного виконання з метою перевірки ефективності роботи робочого колеса насоса з криволінійним профілем лопаті, а також підтвердження результатів чисельного дослідження;

- розширення і удосконалення існуючого параметричного ряду вільновихрових насосів типу СВН.

2. У якості об'єкта дослідження розглядається робочий процес у проточній частині вільновихрового насоса типу «Туго».

3. Для виконання поставлених задач використано наступні методи дослідження:

- аналітичне дослідження дозволить визначити основні геометричні параметри робочого органа вільновихрового насоса, що впливають на значення його ККД;

- повний факторний експеримент дозволить встановити ступінь впливу визначених факторів на значення напору і ККД вільновихрового насоса;

- з метою визначення робочих параметрів вільновихрового насоса з використанням робочих органів з різними конструктивними особливостями буде застосоване чисельне дослідження потоку рідини у проточній частині вільновихрового насоса;

- для підтвердження результатів проведеного дослідження необхідна перевірка достовірності шляхом проведення фізичного експерименту з використанням діючого і нового робочого колеса.

4. Для проведення чисельного дослідження потоку у проточній частині насоса обрано ПП Ansys CFX, для якого у роботах [54, 134, 140] успішно виконано з досягненням необхідної точності результатів тестову задачу з дослідження робочого процесу вільновихрових насосів.

5. При проведенні фізичного експерименту для вимірювальної апаратури, яка встановлена на розробленому випробувальному стенді, необхідно досягнення точності, що регламентується ДСТУ ГОСТ 6134–2007 «Насоси динамічні. Методи випробування» [101], як відносна гранична похибка вимірюваного параметра.

РОЗДІЛ 3

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1 Фізична модель потоку реальної рідини у вільновихровому насосі. Математична модель розподілу енергії у проточній частині вільновихрового насоса

За основу фізичної моделі потоку рідини у вільновихровому насосі (рис. 71) обрана модель, що описана проф. Г. Грабовим [62].

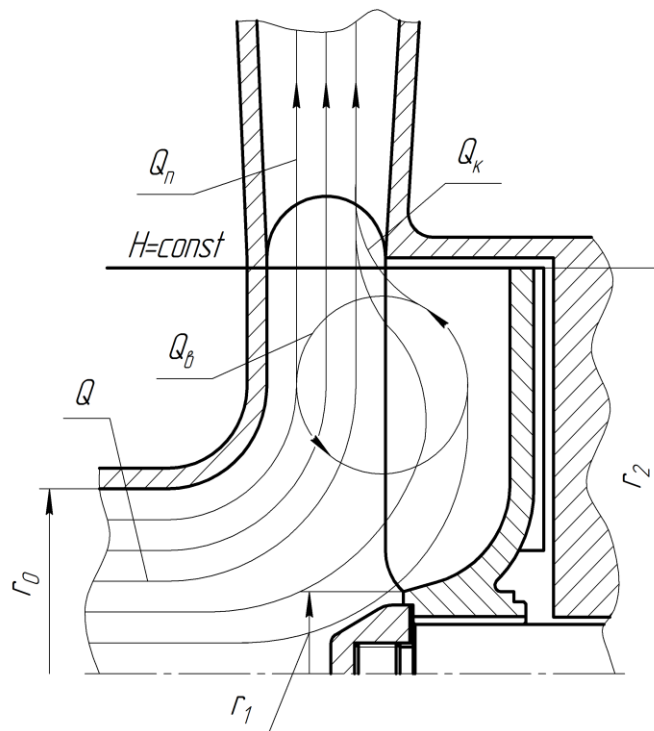


Рисунок 71 – Фізична модель руху рідини у проточній частині вільновихрового насоса

При вході у вільновихровий насос частина рідини надходить у робоче колесо, де під дією відцентрових сил відкидається до периферії. Унаслідок наявності статорної стінки, у ролі якої виступає розточка корпуса, рідина змінює напрямок на перпендикулярний до диску робочого колеса. Потік, що

надходить у вільну камеру із робочого колеса поділяється на дві частини. Перша частина (Q_k) надходить із робочого колеса безпосередньо у напірний патрубок насоса, а інша формує тороподібний вихор (Q_v), що утворюється у вільній камері насоса (рис. 72).

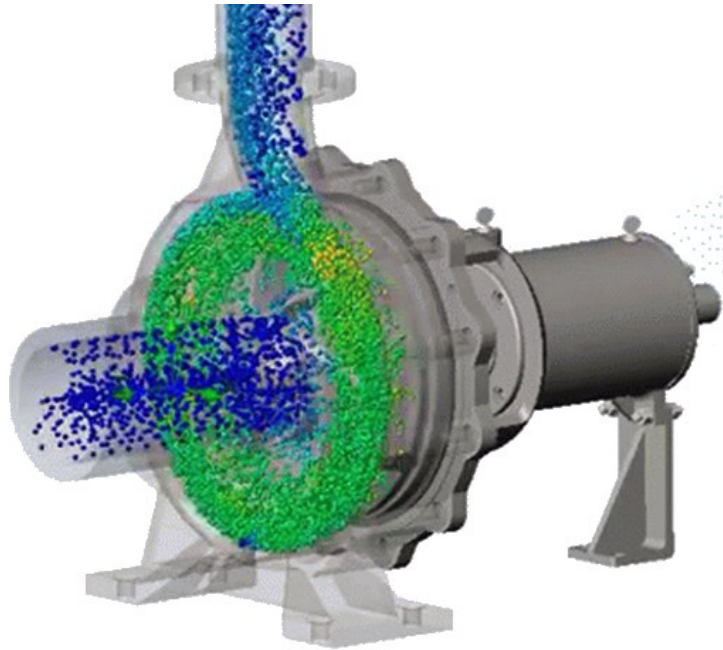


Рисунок 72 – Моделювання робочого процесу вільновихрового насоса

Частина рідини, потік протікання (Q_n), поступає до відводу без взаємодії з лопатями робочого колеса. Передача енергії відбувається за рахунок обміну моменту кількості руху з тороподібним вихором у вільній камері насоса [68, 69].

Таким чином у вільновихровому насосі відбувається складний процес передачі енергії, що складається з двох етапів:

- передача енергії рідині, що проходить через робоче колесо безпосередньо від нього (лопатевий робочий процес);
- передача енергії внаслідок обміну моментом кількості руху від тороподібного вихору потоку протікання, що не взаємодіє з лопатями робочого колеса (вихровий робочий процес). Тороподібний вихор у вихровому робочому

процесі виступає у якості так званої «рідкої лопаті», у взаємодії з якою потік протікання набуває приросту енергії (рис. 73).

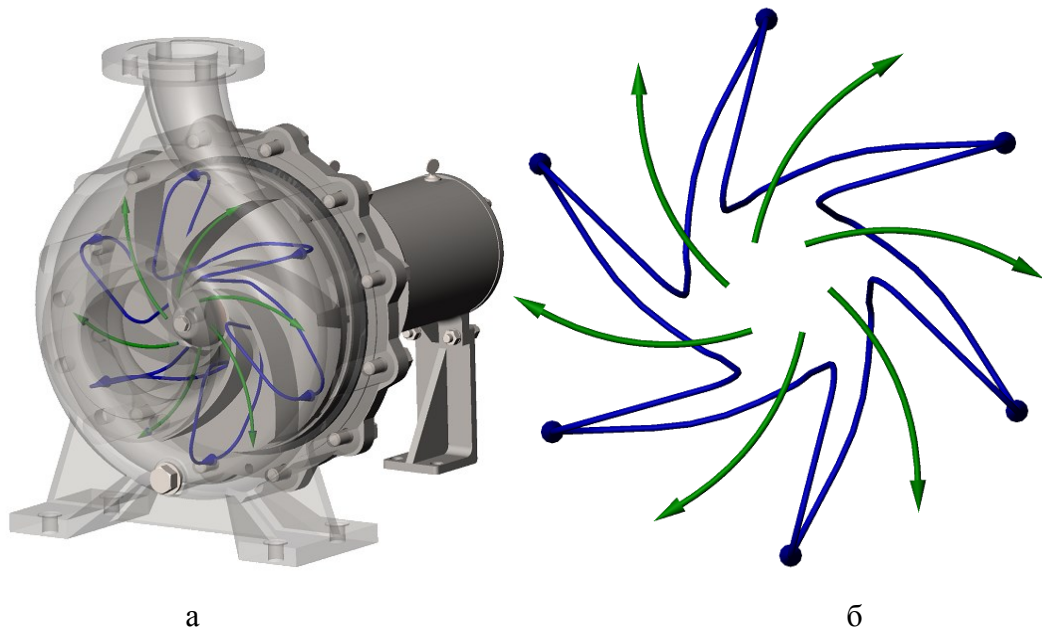


Рисунок 73 – Принцип дії вільновихрового насоса: а – вихровий робочий процес у вільновихровому насосі; б – схематичне зображення «рідкої лопаті»

Робочий процес вільновихрового насоса (рис. 74) розглянуто у роботах [68–70]. У результаті встановлено, що ККД вихрових машин визначається за залежністю

$$\eta_{\text{рп}} = \frac{Q}{S\omega} = \frac{V_u F}{Fr\omega} = \frac{U_p}{U_{\text{рк}}}, \quad (3.1)$$

де U_p – колова швидкість рідини; $U_{\text{рк}}$ – колова швидкість робочого колеса.

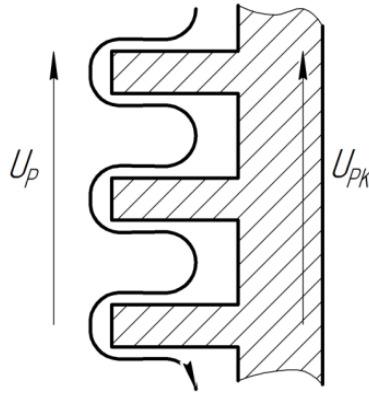


Рисунок 74 – Робочий процес вихрових машин

Для розробки математичної моделі розподілу енергії використано три умови, які є необхідними умовами усталеного стаціонарного руху рідини у проточній частині вільновихрового насоса.

По-перше, це рівність питомої енергії на виході із робочого колеса (рис. 71). При цьому напір є питомою енергією одиниці ваги рідини

$$H_{рк} = H_{п}, \quad (3.2)$$

де $H_{рк}$ – напір, що створюється робочим колесом; $H_{п}$ – напір потоку протікання поблизу виходу з робочого колеса.

По-друге, необхідною умовою є рівність гідравлічної потужності рідини, що поступає у відвід із робочого колеса та гідравлічної потужності потоку протікання

$$N_{гп} = N_{гк}, \quad (3.3)$$

де $N_{гк}$ – гідравлічна потужність рідини, що поступає у відвід із робочого колеса; $N_{п}$ – гідравлічна потужність потоку протікання.

Третьою умовою існування усталеного руху у проточній частині вільновихрового насоса є рівність на виході із робочого колеса енергії потоку протікання і енергії потоку, що надходить із робочого колеса безпосередньо до відводу

$$\rho g Q_{\Pi} H_{\Pi} = \rho g Q_{\kappa} H_{\kappa}, \quad (3.4)$$

де H_{κ} – напір потоку, що надходить із робочого колеса безпосередньо у напірний патрубок насоса.

Виходячи із (3.4), кількість рідини, що надходить із робочого колеса до відводу, і потоку протікання рівні

$$Q_{\Pi} = Q_{\kappa}. \quad (3.5)$$

У процесі передачі рідиною енергії від тороподібного вихору до потоку протікання відбувається вирівнювання енергії. Тобто від тороподібного вихору передається лише половина гідравлічної потужності

$$\frac{1}{2} N_{\text{ГВ}} = N_{\text{ГП}}, \quad (3.6)$$

де $N_{\text{ГВ}}$ – гідравлічна потужність рідини, що знаходиться у тороподібному вихровому процесі.

Залежність (3.6) може бути представлена у вигляді

$$\frac{1}{2} \rho g Q_{\text{В}} H_{\kappa} = \rho g Q_{\Pi} H_{\Pi}. \quad (3.7)$$

Виходячи з (3.7), встановлено співвідношення кількості рідини, що знаходиться в тороподібному вихровому процесі, і потоку протікання

$$\frac{1}{2}Q_{\text{в}} = Q_{\text{п}}. \quad (3.8)$$

Враховуючи (3.5) і (3.7), отримано співвідношення кількості рідини, що знаходиться в тороподібному вихровому процесі і кількості рідини, що надходить через робоче колесо безпосередньо до відводу

$$\frac{1}{2}Q_{\text{в}} = Q_{\text{к}}. \quad (3.9)$$

Гідравлічна потужність, що створюється робочим колесом, визначається як сума гідравлічної потужності рідини, що поступає у відвід із робочого колеса, і гідравлічної потужності рідини, що знаходиться у тороподібному вихровому процесі

$$N'_{\text{ГК}} = N_{\text{ГК}} + N_{\text{ГВ}}. \quad (3.10)$$

Враховуючи (3.9), залежність (3.10) приймає наступний вигляд

$$N'_{\text{ГК}} = 3N_{\text{ГК}}. \quad (3.11)$$

Корисна гідравлічна потужність складається з потужності потоку протікання і потужності потоку, що надходить із робочого колеса до відводу

$$N_{\text{Г}} = N_{\text{ГП}} + N_{\text{ГК}} = \frac{1}{3}N'_{\text{ГК}} + \frac{1}{3}N'_{\text{ГК}} = \frac{2}{3}N'_{\text{ГК}}. \quad (3.12)$$

Теоретичний досяжний максимальний ККД вихрового робочого процесу без урахування гідравлічних втрат є відношенням корисної гідравлічної потужності до потужності, що створюється робочим колесом

$$\eta_{\text{рп}} = \frac{N_{\Gamma}}{N'_{\Gamma\text{К}}} = \frac{\frac{2}{3}N'_{\Gamma\text{К}}}{N'_{\Gamma\text{К}}} = 0,67. \quad (3.13)$$

Отримане значення теоретично досяжного максимального ККД вихрового робочого процесу вільновихрового насоса відповідає значенню, отриманому в дослідженнях [68–70].

З урахуванням (3.13), повний ККД вільновихрового насоса визначається за залежністю

$$\eta = \eta_{\text{рп}}\eta_{\Gamma}\eta_{\text{мех}}, \quad (3.14)$$

де η_{Γ} – гідравлічний ККД вільновихрового насоса; $\eta_{\text{мех}}$ – механічний ККД вільновихрового насоса.

3.2 Визначення напору вільновихрового насоса

Напір, що створюється насосом визначається за залежністю

$$H = H_{\text{ст}} + H_{\text{дин}}, \quad (3.15)$$

де $H_{\text{ст}}$ – статичний напір; $H_{\text{дин}}$ – динамічний напір.

Статичний напір може бути представлений у вигляді

$$H_{\text{ст}} = \int_{r_1}^{r_2} \frac{dp}{\rho g} dr, \quad (3.16)$$

де dp – різниця тисків на виході та вході в насос; ρ – густина рідини; $g = 9,81 \text{ м}^2/\text{с}$ – прискорення вільного падіння.

Теоретичний напір, що створюється насосом, визначається за залежністю [145]

$$H_{\text{т}} = \frac{U_2 V_{u2} - U_1 V_{u1}}{g}, \quad (3.17)$$

де U_2, U_1 – колова швидкість на виході та вході в робоче колесо; V_{u2}, V_{u1} – колова складова абсолютної швидкості на виході та вході в робоче колесо.

Як правило насоси проектуються без виконання закрутки на вході. Тому колова складова абсолютної швидкості на вході у робоче колесо $V_{u1} = 0$. Окрім того, колову складову абсолютної швидкості на виході із робочого колеса V_{u2} при великих значеннях кута установки лопаті на виході з робочого колеса $\beta_2 \rightarrow 90^\circ$, або малих значеннях меридіональної складової абсолютної швидкості на виході із робочого колеса V_{m2} , як у випадку із вільновихровими насосами, де колова складова абсолютної швидкості V_{u2} значно більша за неї, можна прирівняти до U_2 .

Тоді залежність (3.17) перепишеться у вигляді

$$H_T = \frac{V_{u2}^2}{g}. \quad (3.18)$$

З урахуванням вищенаведеного статичний напір (3.16) визначається за залежністю

$$H_{ст} = \frac{1}{g} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dp}{\rho g} dr = \frac{1}{g} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dV_{u2}^2}{r} dr, \quad (3.19)$$

де r_1 – радіус робочого колеса на вході; r_2 – зовнішній радіус робочого колеса.

Динамічний напір може бути представлений у вигляді

$$H_{дин} = \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g}, \quad (3.20)$$

де V_2 – абсолютна швидкість потоку на виході із робочого колеса; V_1 – швидкість потоку на вході в насос.

Абсолютна швидкість на виході із робочого колеса знаходиться за залежністю

$$V_2 = \sqrt{V_{u2}^2 + V_{m2}^2}, \quad (3.21)$$

де V_{m2} – меридіональна складова абсолютної швидкості потоку на виході із робочого колеса.

Таким чином, динамічний напір визначається наступним чином

$$H_{\text{дин}} = \frac{V_{u2}^2}{2g} + \frac{V_{m2}^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g}. \quad (3.22)$$

У вільній камері вільновихрового насоса поблизу кромки робочого колеса колова швидкість може бути представлена за законом зміни, що характерний для твердого тіла [146]

$$V_u/r = \omega_p = K = \text{const}, \quad (3.23)$$

де ω_p – кутова швидкість обертання рідини; V_u – колова швидкість потоку рідини, що розраховується для радіуса r ; K – коефіцієнт залежності колової складової абсолютної швидкості від розрахункового радіуса.

З урахуванням наведених залежностей, статичний напір рівний

$$H_{\text{ст}} = \frac{1}{g} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dV_{u2}^2}{r} dr = \frac{1}{g} \int_{r_1}^{r_2} \frac{K^2 r^2}{r} dr = \frac{1}{g} \int_{r_1}^{r_2} K^2 r dr. \quad (3.24)$$

Таким чином, напір, що створюється насосом, знаходиться за залежністю

$$H = \frac{1}{g} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dp}{\rho g} dr + \frac{V_{u2}^2}{2g} + \frac{V_{m2}^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g}. \quad (3.25)$$

З урахуванням (3.24) напір насоса визначається наступним чином

$$H = \frac{1}{g} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dV_{u2}^2}{r} dr + \frac{V_{u2}^2}{2g} + \frac{V_{m2}^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g}. \quad (3.26)$$

Для насоса з радіусом робочого колеса на вході r_1 та зовнішнім радіусом робочого колеса r_2 залежність (3.5) переписеться у вигляді

$$H_{ст} = \frac{V_{u2}^2}{2gr_2^2} (r_2^2 - r_1^2) = \frac{V_{u2}^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right]. \quad (3.27)$$

З урахуванням (3.14) залежність (3.13) запишеться у вигляді

$$H = \frac{V_{u2}^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] + \frac{V_{u2}^2}{2g} + \frac{V_{m2}^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} = \frac{V_{u2}^2}{2g} \left[2 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] + \frac{V_{m2}^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g}. \quad (3.28)$$

3.2.1 Розрахунок колової складової абсолютної швидкості

У вільній камері вільновихрового насоса (рис. 75) колова складова абсолютної швидкості розподіляється за законом, що характерний для плоского вихору (рис. 76) [147]

$$V_u r = V_{ук} r_k = K' = const, \quad (3.29)$$

де r_k – радіус розточки корпуса вільновихрового насоса; $V_{ук}$ – колова складова абсолютної швидкості на радіусі r_k ; K' – коефіцієнт залежності колової складової абсолютної швидкості від розрахункового радіуса.

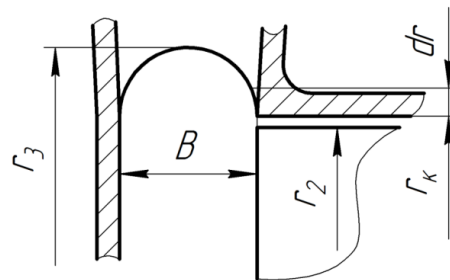


Рисунок 75 – Конструкція вільної камери вільновихрового насоса

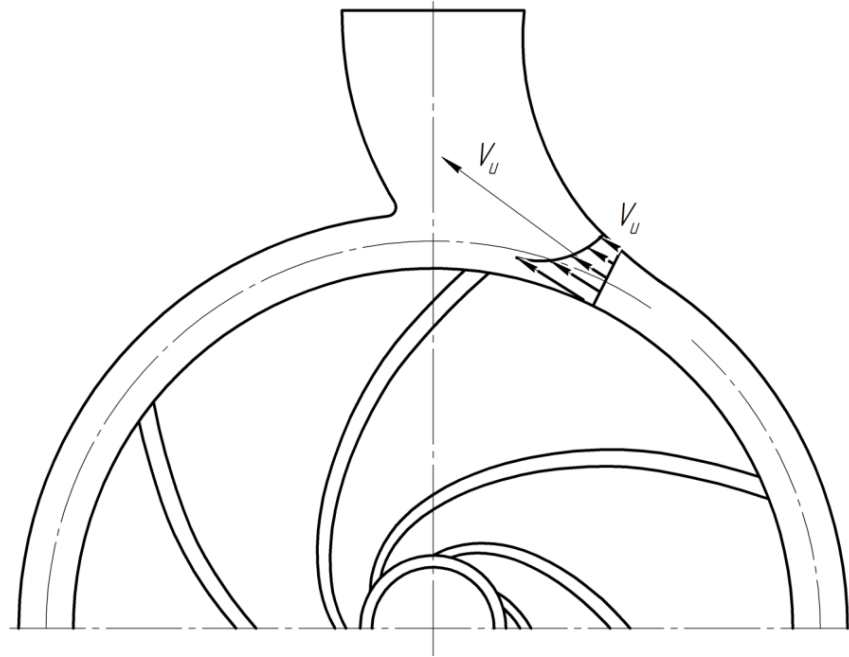


Рисунок 76 – Розподіл колової складової абсолютної швидкості у вільній камері вільновихрового насоса

Подача насоса визначається коловою швидкістю за наступною залежністю

$$Q = \int_{r_k}^{r_3} V_u(r) S_k dr, \quad (3.30)$$

де r_k – радіус розточки корпуса; S_k – площа бічної поверхні циліндра вільної камери на радіусі r ; r_3 – радіус вільної камери вільновихрового насоса.

Площа бічної поверхні циліндра вільної камери вільновихрового насоса визначається за залежністю

$$S_k = 2\pi r B, \quad (3.31)$$

де B – ширина вільної камери.

З урахуванням (3.31) залежність (3.30) набуває вигляду

$$Q = \int_{r_k}^{r_3} 2\pi r B \cdot V_u(r) dr = 2\pi B \int_{r_k}^{r_3} K' dr = 2\pi B K' (r_3 - r_k). \quad (3.32)$$

Коефіцієнт залежності колової складової абсолютної швидкості від розрахункового радіуса у вільній камері вільновихрового насоса визначається за залежністю

$$K' = \frac{Q}{2\pi B (r_3 - r_k)}. \quad (3.33)$$

З урахуванням (3.16) колова складова абсолютної швидкості на виході із робочого колеса становить

$$V_{u2} = K' / r_2. \quad (3.34)$$

Після підстановки (3.20) в (3.21) колова складова абсолютної швидкості визначається за залежністю

$$V_{u2} = \frac{Q}{2\pi r_2 B (r_3 - r_k)}. \quad (3.35)$$

3.2.2 Розрахунок напору, що створюється робочим органом

На відміну від робочого процесу відцентрових насосів, у вільновихрових насосах присутній тороподібний вихровий рух. Рідина, що проходить через робоче колесо, поступає та виходить з робочого колеса при різних значеннях

його діаметра. У результаті напір, що передається потоку робочим колесом вільновихрового насоса, залежить від розрахункового радіуса (рис. 77)

$$H_{\text{рк}} = f H_{\text{рк}}(r). \quad (3.36)$$

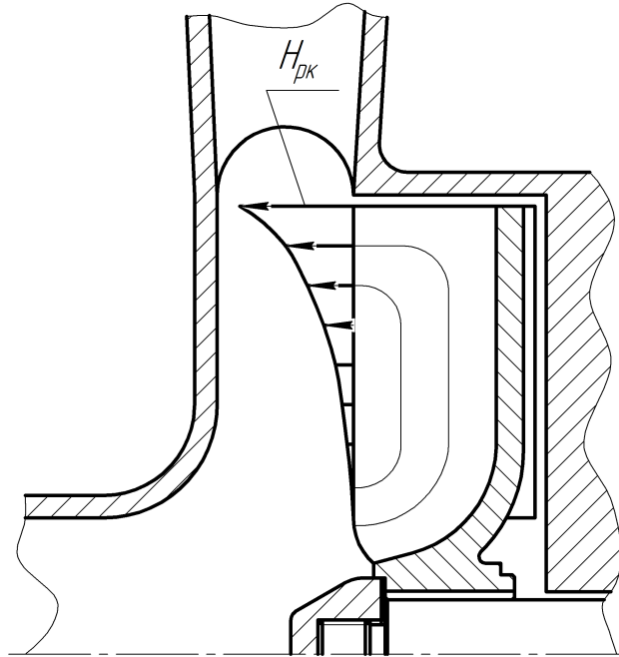


Рисунок 77 – Епюра розподілу напору, що створюється робочим колесом

Корисна потужність, що створюється робочим колесом, знаходиться за залежністю

$$N_{\text{к}} = \rho g Q_{\text{рк}} \int_{r_1}^{r_2} dH_{\text{рк}} = \rho g Q_{\text{рк}} \int_{r_1}^{r_2} \bar{H}_{\text{рк}} dr, \quad (3.37)$$

де $Q_{\text{рк}} = Q_{\text{к}} + Q_{\text{в}}$ – витрата рідини через робоче колесо; $\bar{H}_{\text{рк}}$ – значення напору насоса на радіусі r .

Споживана потужність насоса знаходиться за залежністю

$$N = \rho g Q_{\text{рк}} \eta_{\text{рп}} \int_{r_1}^{r_2} \bar{H}_{\text{рк}} dr, \quad (3.38)$$

де $\eta_{\text{рп}}$ – ККД робочого процесу вільновихрового насоса.

З урахуванням (3.38) залежність (3.37) має наступний вигляд

$$N = \rho g Q_{\text{рк}} \frac{U_{\text{р}}}{U_{\text{рк}}} \int_{r_1}^{r_2} \bar{H}_{\text{рк}} dr. \quad (3.39)$$

З іншого боку потужність насоса може бути визначена за залежністю:

$$N = \rho g Q H. \quad (3.40)$$

Підставивши (3.40) в (3.39), отримано

$$\rho g Q H = \rho g Q_{\text{рк}} \frac{U_{\text{р}}}{U_{\text{рк}}} \int_{r_1}^{r_2} \bar{H}_{\text{рк}} dr. \quad (3.41)$$

Або

$$H = \rho g \frac{Q_{\text{рк}}}{Q} \frac{U_{\text{р}}}{U_{\text{рк}}} \int_{r_1}^{r_2} \bar{H}_{\text{рк}} dr. \quad (3.42)$$

3.3 Визначення конструкції лопаті робочого колеса

Узгодження конструкції лопаті вільновихрового насоса з напрямком натікання потоку рідини є важливою умовою досягнення високого значення ККД насоса в цілому. На даний момент більшість вільновихрових насосів типу «Туго» комплектуються робочими колесами з радіальним розташуванням лопатей [6], що дозволяє спростити конструкцію робочого органа насоса, зменшивши інвестиційні витрати на його проектування і виготовлення у загальній структурі вартості життєвого циклу насосної установки.

Однак при використанні робочих коліс з такою конструкцією лопатей існує суттєва розбіжність між кутом установки лопаті β і кутом натікання рідини, що призводить до виникнення відриву потоку з тильної сторони лопаті на вході у робоче колесо, а також до нерівномірного розподілу швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса (рис. 19) загалом [47, 66].

Таким чином більш економічне на етапі проектування та виготовлення конструктивне рішення робочого органа насоса призводить до значного більшого значення загальної вартості життєвого циклу насосної установки унаслідок наявності більших витрат коштів на електроенергію.

Ряд робіт вітчизняних і закордонних дослідників доводять, що при зменшенні кута установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса ККД вільновихрового насоса підвищується, що пояснюється узгодженням конструкції лопаті зі структурою потоку на вході та у міжлопатевих каналах робочого колеса.

Визначення оптимального значення кута установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса ускладнюється унаслідок наявності дворівневого робочого процесу, де поряд з лопатевим робочим процесом існує вихровий робочий процес, який в результаті складності будови тороподібного вихору не є достатньо вивченим.

На даний момент відсутні достовірні літературні відомості щодо визначення оптимальних значень кута установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 з

робочого колеса, що дозволяє досягнути максимального значення ККД вільновихрового насоса типу «Туго». Дослідження даного питання розрізнені та не можуть бути охарактеризованими, як системні.

Для визначення кутів установки лопаті робочого колеса на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса вільновихрового насоса слід розглянути потік рідини в його міжлопатевих каналах. При цьому швидкість потоку рідини розкладають на складові (рис. 78).

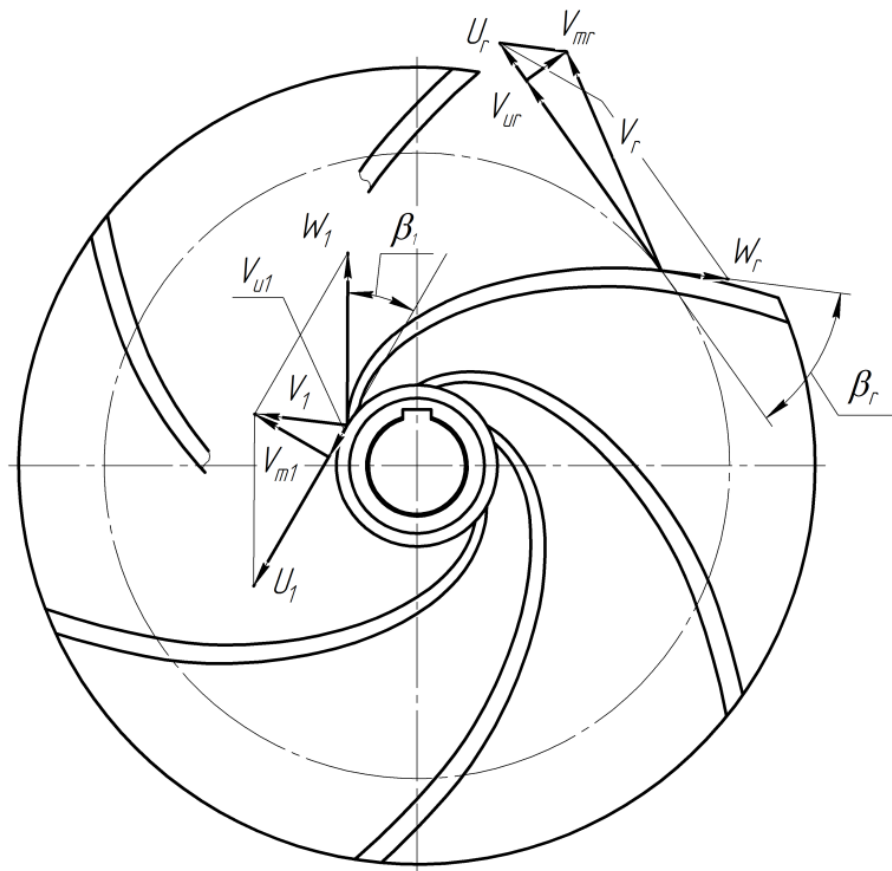


Рисунок 78 – Розкладання швидкості потоку рідини на складові

Враховуючи зміну напрямку руху рідини поблизу зовнішнього радіуса робочого колеса r_2 , доцільно будувати трикутники швидкостей на вході у робоче колесо, і для деякого радіуса r , що дещо менший за r_2 , радіусу для якого характерним є рух рідини від центру до периферії робочого колеса (рис. 79).

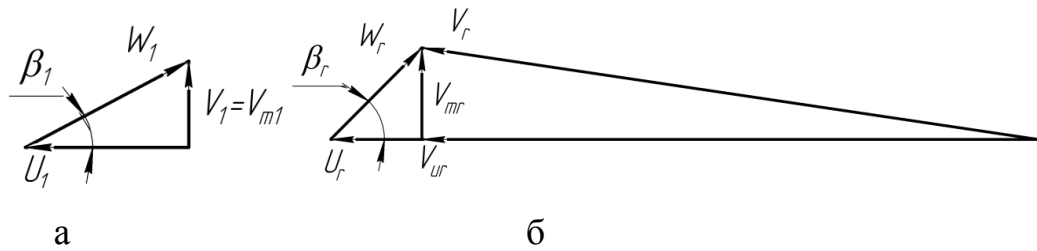


Рисунок 79 – Трикутники швидкостей в робочому колесі: а – на вході; б – для радіуса r

Як зазначено у залежностях (3.17) – (3.18), для забезпечення максимального значення напору при високих показниках енергоефективності (ККД), вільновихрові насоси проектуються без виконання закрутки потоку на вході у робоче колесо. Тобто $V_{u1} = 0$.

Отже, кут установки лопаті на вході в робоче колесо визначається за залежністю

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{V_{m1}}{U_1}. \quad (3.43)$$

Меридіональна складова абсолютної швидкості на вході у робоче колесо становить

$$V_{m1} = \frac{Q_{\text{рк}}}{S_{\text{рк}}}, \quad (3.44)$$

де $S_{\text{рк}}$ – площа бічної поверхні циліндра робочого колеса на радіусі r_1 .

Площа бічної поверхні циліндра робочого колеса визначається за залежністю

$$S_{\text{ркі}} = 2\pi r_i b_i, \quad (3.45)$$

де b_i – ширина лопаті робочого колеса на радіусі r_i .

З урахуванням (3.44) і (3.45) залежність (3.43) приймає вигляд

$$\beta_1 = \text{arctg} \frac{Q_{\text{рк}}}{2\pi r_1 b_1 U_1}. \quad (3.46)$$

Колова складова абсолютної швидкості визначається за залежністю

$$U_i = \omega r_i. \quad (3.47)$$

Враховуючи (3.47), залежність (3.46) можна визначати наступним чином

$$\beta_1 = \text{arctg} \frac{Q_{\text{рк}}}{2\pi r_1^2 b_1 \omega}. \quad (3.48)$$

Кут установки лопаті для радіуса r визначається за залежністю

$$\beta_r = \text{arctg} \frac{V_{mr}}{U_r - V_{ur}}. \quad (3.49)$$

З урахуванням (3.44) і (3.45) залежність (3.47) приймає вигляд

$$\beta_r = \text{arctg} \frac{Q_{\text{рк}}}{2\pi r b_r (U_r - V_{ur})}. \quad (3.50)$$

Враховуючи (3.47), залежність (3.50) можна визначати наступним чином

$$\beta_r = \arctg \frac{Q_{pk}}{2\pi r b_r (\omega r - V_{ur})} \quad (3.51)$$

3.4 Висновки

1. Застосування фізичної моделі потоку реальної рідини у проточній частині вільновихрового насоса дозволило розробити математичну модель розподілу енергії у проточній частині вільновихрового насоса.

2. Визначено теоретично досяжний максимальний ККД вихрового робочого процесу без урахування гідравлічних втрат, що становить $\eta_{rp} = 0,67$.

3. Установлено наявність неузгодженості конструкції лопаті зі структурою потоку на вході та у міжлопатевих каналах робочого колеса у вільновихрових насосах, що використовують робочі органи з радіальним розташуванням лопатей. Це призводить до виникнення відриву потоку з тильної сторони лопаті на вході у робоче колесо, а також до нерівномірного розподілу швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса.

4. Використання робочих коліс з криволінійним профілем лопаті дозволяє мінімізувати втрати на вході та у міжлопатевих каналах робочого колеса насоса шляхом зменшення зон відриву потоку в ньому.

5. Застосування фізичної моделі течії в'язкої рідини у проточній частині вільновихрового насоса дозволило визначити кут установки лопаті на вході β_1 і деякому радіусі β_r робочого колеса у залежності від витрати рідини Q_{pk} і кутової швидкості обертання робочого колеса ω .

6. Запропонована методика розрахунку робочого колеса вільновихрового насоса типу «Туго» з криволінійним профілем лопаті.

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1 Аналіз впливу конфігурації лопаті робочого органа на характеристики вільновихрового насоса

Проточна частина вільновихрового насоса складається з чотирьох основних елементів: підвідний і відвідний пристрої, робоче колесо і вільна камера.

Завдяки наявності напіввідкритого робочого колеса і конструкції вільної камери вільновихрового насоса його проточна частина представляє собою однозв'язний об'єм (об'єм, що можна звести в точку без перетину твердого тіла). У зв'язку з цим у формуванні потоку приймають участь усі вищенаведені елементи насоса.

Передача енергії відбувається шляхом взаємодії робочого колеса насоса з потоком у проточній частині. Тому якісне проектування робочого колеса дозволяє досягнути високого значення ККД насоса.

Дослідження проводилося з використанням експериментального вільновихрового насоса СВН 80/32. Основні геометричні розміри експериментального насоса наведено на рис. 80.

Аналіз оптимального співвідношення кутів установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса виконано шляхом проведення чисельного дослідження з використанням робочих коліс з різним співвідношенням β_2 / β_1 (рис. 81). Дослідження виконано для значень β_2 / β_1 , що становить 0,67 (рис. 81 а), 1 (рис. 81 б) і 1,5 (рис. 81 в). Значення кута установки лопаті на вході у робоче колесо β_1 складало 45° (рис. 81 а), 30° (рис. 81 б) і 20° (рис. 81 в). Значення кута установки лопаті на виході з робочого колеса β_2 незмінне і становить 30° . Число лопатей в усіх дослідах серії становило 8.

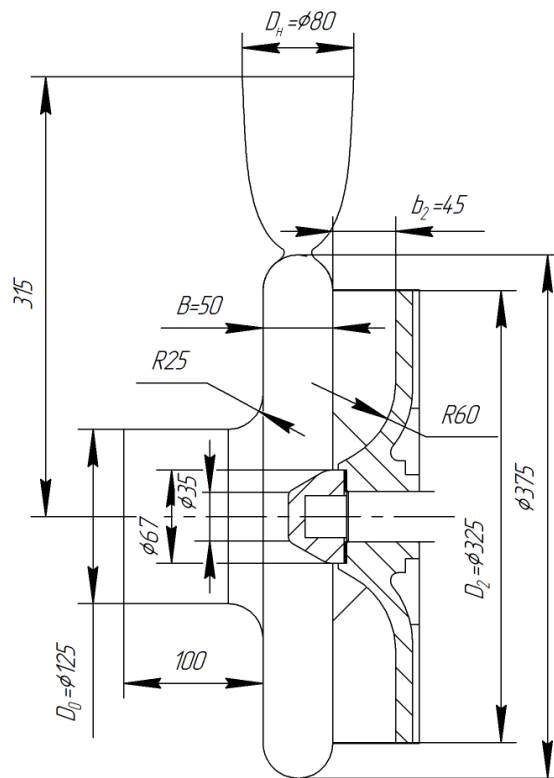


Рисунок 80 – Експериментальний вільновихровий насос СВН 80/32

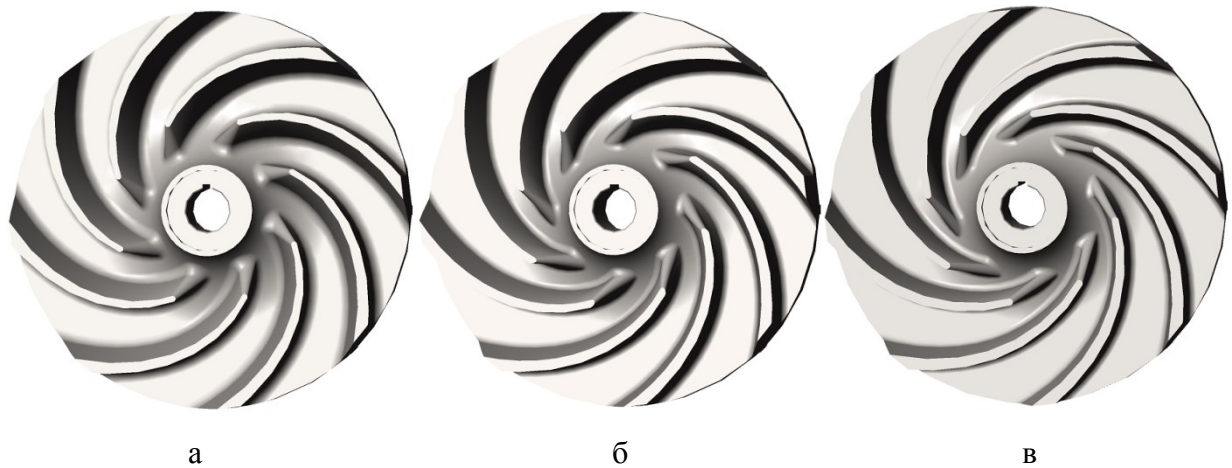


Рисунок 81 – Досліджені робочі колеса ($\beta_2 = 30^\circ$; $D_2 = 325$ мм; $z = 8$): а – $\beta_1 = 45^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$, $\beta_2 / \beta_1 = 0,67$; б – $\beta_1 = 30^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$, $\beta_2 / \beta_1 = 1$; в – $\beta_1 = 20^\circ$, $\beta_2 = 30^\circ$, $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$

Для уникнення злиття лопатей і закупорювання міжлопатевих каналів поблизу входу в робоче колесо при малих значеннях кута β_1 , дослідження

виконано для робочих коліс з підрізанням вхідної кромки робочого колеса під кутом 45° .

На рис. 82 наведено розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса поблизу його кромки (рис. 82, а) при дослідженні робочого колеса з співвідношенням кутів установки лопаті на вході та виході з нього $\beta_2 / \beta_1 = 0,67$ (рис. 82, б), $\beta_2 / \beta_1 = 1$ (рис. 82, в) $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$ (рис. 82 г).

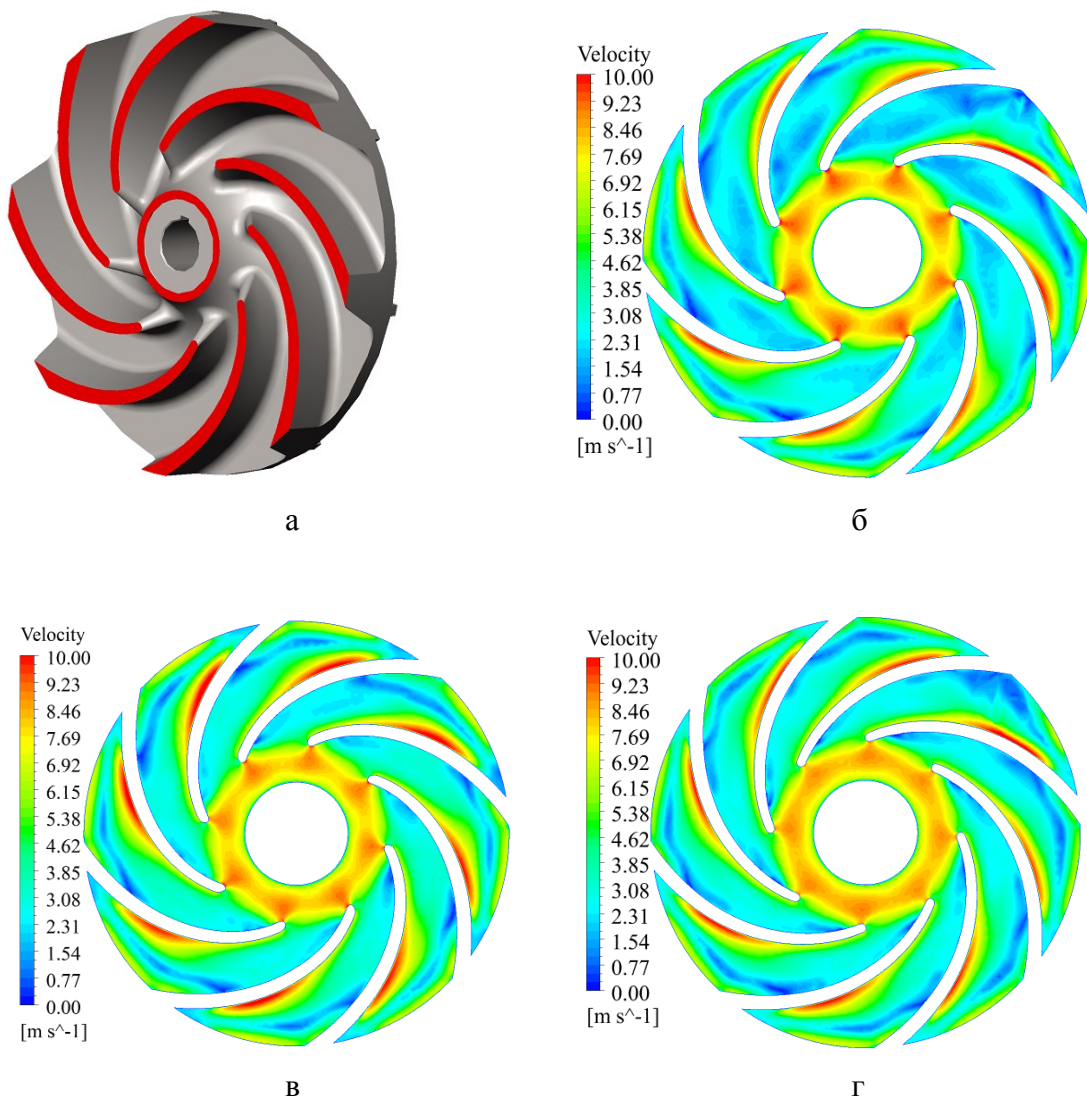


Рисунок 82 – Розподіл відносної швидкості поблизу кромки лопаті ($Q = 80 \text{ м}^3/\text{год}$):

а – розташування площини перерізу; б – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса із співвідношенням $\beta_2 / \beta_1 = 0,67$; в – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса із співвідношенням $\beta_2 / \beta_1 = 1$; г – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса із співвідношенням $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$

Дослідження робочого колеса із співвідношенням кутів установки лопаті на вході та виході з робочого колеса $\beta_2 / \beta_1 = 0,67$ (рис. 82, б) дозволило визначити неспівпадіння кута натікання рідини і кута установки лопаті на вході у робоче колесо, що характеризується нерівномірністю розподілу відносної швидкості перед вхідною кромкою лопаті, а також наявністю відриву потоку в міжлопатевих каналах робочого колеса з тильної сторони поблизу вхідної кромки.

Найбільш рівномірний розподіл відносної швидкості перед вхідною кромкою лопаті, а також відсутність зон відриву потоку в міжлопатевих каналах робочого колеса з тильної сторони поблизу вхідної кромки характерний для робочого колеса з співвідношенням кутів установки лопаті на вході та виході з робочого колеса $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$ (рис. 82 г).

На рис. 83 наведено залежність ККД (рис. 83 а) і напору (рис. 83 б) від співвідношення кутів установки лопаті на вході та виході з робочого колеса β_2 / β_1 .

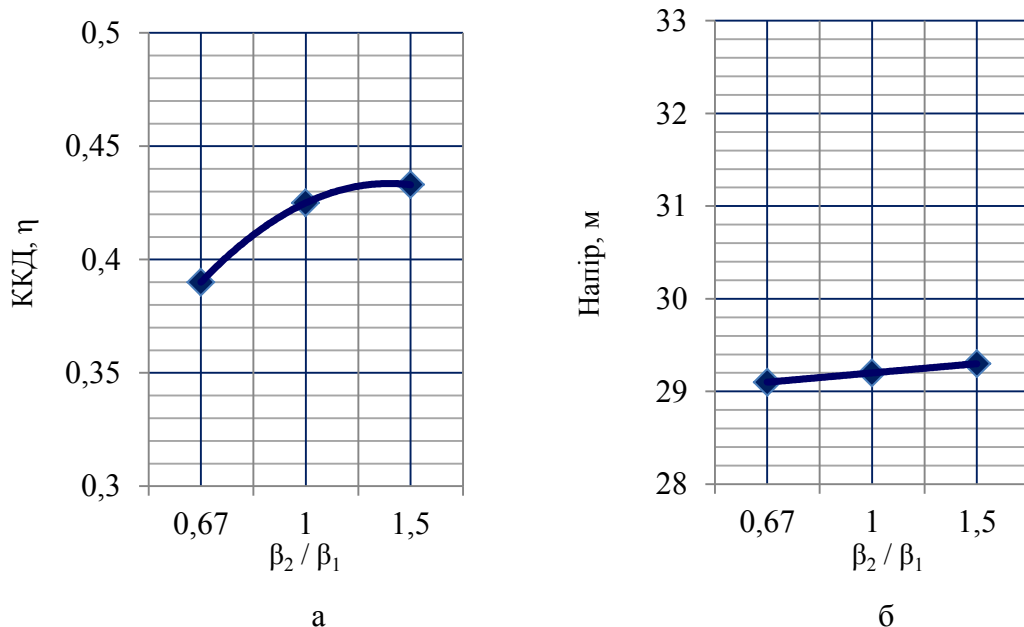


Рисунок 83 – Вплив співвідношенням кутів установки лопаті на вході та виході з робочого колеса β_2 / β_1 на робочі параметри вільновихрового насоса

У результаті дослідження виявлено підвищення ККД вільновихрового насоса зі збільшенням співвідношення кутів установки лопаті на вході та виході з робочого колеса β_2 / β_1 . Збільшення кута установки лопаті на вході в робоче колесо β_1 призводить до збільшення невідповідності описаного кута і кута натікання рідини. Утворення зон відриву потоку у міжлопатеких каналах робочого колеса поблизу вхідної кромки призводить до зростання гідравлічних втрат.

Зниження кута установки лопаті на вході у робоче колесо β_1 дозволяє зменшити гідравлічні втрати у міжлопатеких каналах робочого колеса шляхом узгодження описаного кута і кута натікання рідини. При цьому співвідношенням кутів установки лопаті на вході та виході з робочого колеса β_2 / β_1 збільшується.

Найвище значення ККД досягнуто для значення кута установки лопаті на вході у робоче колесо $\beta_1 = 20^\circ$ і виході $\beta_2 = 30^\circ$, що визначає співвідношенню $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$.

Напір вільновихрового насоса не залежить від співвідношення кутів установки лопаті на вході та виході з робочого колеса β_2 / β_1 (рис. 83 б).

4.2 Визначення впливу конструкції вхідної кромки лопаті робочого органа на параметри вільновихрового насоса

У роботі [85] підвищення кавітаційних властивостей вільновихрового насоса запропоновано виконувати шляхом підрізання вхідної кромки лопаті робочого колеса.

Для визначення впливу даного методу на енергетичну ефективність вільновихрового насоса проведено серії дослідів з використанням робочого колеса з кутом підрізання вхідної кромки $\gamma = 45^\circ$ (рис. 84 а) і без підрізання (рис. 84 б).

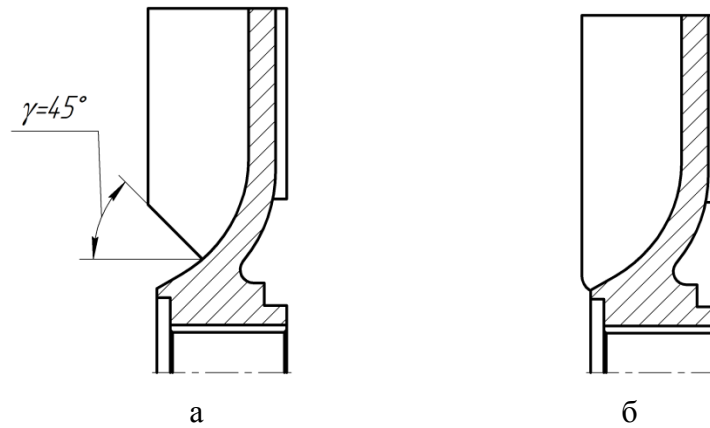


Рисунок 84 – Робоче колесо вільновихрового насоса: а – з кутом підрізання вхідної кромки $\gamma = 45^\circ$; б – без підрізання вхідної кромки

Досліджено робочі колеса з кутом установки лопаті на вході $\beta_1 = 30^\circ$ і виході $\beta_2 = 45^\circ$ з робочого колеса, з числом лопатей $z = 8$.

На рис. 85 наведено розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса поблизу його кромки (рис. 85, а) для робочого колеса з кутом підрізання вхідної кромки лопаті $\gamma = 45^\circ$ (рис. 85 б) і без підрізання вхідної кромки лопаті (рис. 85 в).

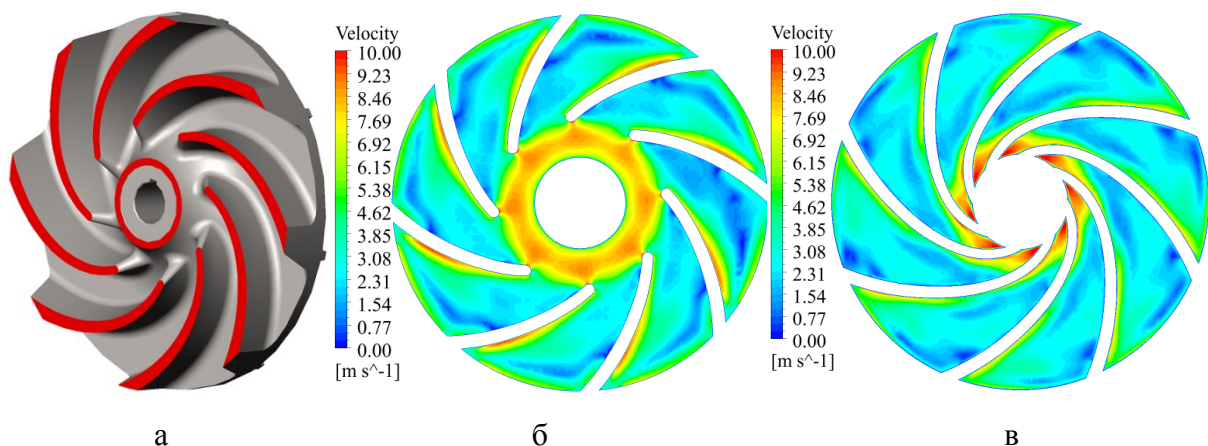


Рисунок 85 – Розподіл відносної швидкості поблизу кромки лопаті ($Q = 80 \text{ м}^3/\text{год}$): а – розташування площини перерізу; б – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса з кутом підрізання вхідної кромки лопаті $\gamma = 45^\circ$; в – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса без підрізання вхідної кромки лопаті

У результаті дослідження визначено більш рівномірний розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса без виконання підрізання вхідної кромки лопаті. Зменшення гідравлічних втрат відбувається шляхом зменшення зон відриву потоку на вході у робоче колесо. Для вільновихрового насоса при використанні робочого колеса без підрізання вхідної кромки лопатей досягнуто значення ККД на 1% більше, ніж при використанні робочого колеса з кутом підрізання вхідної кромки лопаті $\gamma = 45^\circ$.

Використання робочого колеса без підрізання вхідної кромки лопаті підвищило напір вільновихрового насоса на 1,5 м. У результаті збільшення площі контакту лопатей з потоком питома енергія, що передається лопатями рідині, підвищилася.

4.3 Оцінка результатів повного факторного експерименту

Повний факторний експеримент дозволив кількісно оцінити лінійний ефект, що характеризує залежність параметрів оптимізації від відповідного фактора, а також всі ефекти взаємодії.

У якості факторів (табл. 9) визначено число лопатей (z), кут установки лопаті на виході з робочого колеса (β_2) і діаметр робочого колеса (D_2).

Таблиця 9 – Рівні і інтервали варіювання факторів

Фактор	Позначення	Інтервал	Рівні факторів		
			Основний 0	Верхній +1	Нижній -1
z	x_1	2	6	8	4
$\beta_2, ^\circ$	x_2	20	50	70	30
$D_2, \text{мм}$	x_3	5	320	325	315

Для уникнення закупорювання міжлопатевих каналів робочого колеса на нижньому (-1) рівні фактору кута установки лопаті на виході з робочого колеса β_2 , число лопатей змінювалося у діапазоні від 4 до 8.

З метою перекриття широкого діапазону зміни кута установки лопаті на виході з робочого колеса β_2 , інтервал варіювання даного фактору обраний рівним 20° . При цьому кут установки лопаті на виході з робочого колеса β_2 змінювався у діапазоні від 30° до 70° .

Відповідно до попередніх результатів (рис. 82, 83) співвідношення кутів установки лопаті на вході та виході з робочого колеса β_2 / β_1 задавалося рівним 1,5, при якому було досягнуто найвище значення ККД вільновихрового насоса. Завдання співвідношення даних кутів дозволило зменшити кількість факторів впливу з 4 до 3, а кількість експериментів у серії з 8 до 16.

Зменшення діаметра робочого колеса D_2 призводить до збільшення зазору між робочим колесом і корпусом вільновихрового насоса. Збільшення діаметра робочого колеса D_2 обмежене геометричними розмірами корпусу насоса. Тому інтервал варіювання даного фактора задавався рівним 5 мм, а його значення варіювалося у діапазоні від 315 мм до 325 мм.

За результатами проведеного дослідження визначено функцію відгуку за напором і ККД для кожного дослідження серії (табл. 10).

Для оцінки вільного члена b_0 рівняння регресії в матриці планування введено рядок фіктивної змінної x_0 .

У результаті дослідження визначено коефіцієнти регресії за напором і ККД, що характеризують лінійні ефекти, а також ефект взаємодії двох і трьох факторів (табл. 11).

Значимість розрахованих коефіцієнтів регресії визначається з використанням t-критерію значимості Ст'юдента.

Таблиця 10 – Матриця планування повного факторного експерименту з числовими значеннями параметрів оптимізації за напором і ККД

№ досліджу	Фактор впливу				Значення параметра оптимізації	
	x_0	x_1	x_2	x_3	y_H	y_η
1	+	+	+	+	31,1	0,421
2	+	-	+	+	30,5	0,425
3	+	+	-	+	29,3	0,433
4	+	-	-	+	28,4	0,437
5	+	+	+	-	30,4	0,397
6	+	-	+	-	29,8	0,401
7	+	+	-	-	28,6	0,409
8	+	-	-	-	27,7	0,413

Таблиця 11 – Значення коефіцієнтів регресії

Коефіцієнт регресії	Позначення	Коефіцієнт регресії за напором	Коефіцієнт регресії за ККД
Коефіцієнти регресії, що характеризують лінійні ефекти	$b_{0H}, b_{0\eta}$	29,48	0,417
	$b_{1H}, b_{1\eta}$	0,37	-0,002
	$b_{2H}, b_{2\eta}$	0,96	-0,006
	$b_{3H}, b_{3\eta}$	0,34	0,012
Коефіцієнти регресії, що характеризують ефект взаємодії двох факторів	$b_{1,2H}, b_{1,2\eta}$	-0,075	-0,0025
	$b_{1,3H}, b_{1,3\eta}$	-0,288	0,002
	$b_{2,3H}, b_{2,3\eta}$	0	0
Коефіцієнти регресії, що характеризують ефект взаємодії трьох факторів	$b_{1,2,3H}, b_{1,2,3\eta}$	0	0

Показником відхилення параметру оптимізації від його середнього значення є дисперсія параметру оптимізації. Для її визначення було проведено

три досліди зі знаходження значення функції відгуку на основних рівнях факторів впливу. Визначені параметри оптимізації y_{UH} та $y_{U\eta}$, їх середнє значення \bar{y}_H та \bar{y}_η , відхилення значення параметрів оптимізації від їх середнього значення $(y_{UH} - \bar{y}_H)$ і $(y_{U\eta} - \bar{y}_\eta)$ та квадрати їх відхилення (табл. 12, 13).

Таблиця 12 – Таблиця розрахунку дисперсії параметра оптимізації напорю

№ досліду	Параметр оптимізації, y_{UH}	Середнє значення параметра оптимізації, \bar{y}_H	Відхилення параметра оптимізації від його середнього значення, $y_{UH} - \bar{y}_H$	Квадрат відхилення параметра оптимізації від його середнього значення, $(y_{UH} - \bar{y}_H)^2$
1	30,3	30,23	-0,07	0,0044
2	30,4	30,23	-0,17	0,0278
3	30	30,23	0,23	0,0544
$\sum_{u=1}^{n_0=3} (y_{UH} - \bar{y}_H)^2$				0,0867

Таблиця 13 – Таблиця розрахунку дисперсії параметра оптимізації ККД

№ досліду	Параметр оптимізації, $y_{U\eta}$	Середнє значення параметра оптимізації, \bar{y}_η	Відхилення параметра оптимізації від його середнього значення, $y_{U\eta} - \bar{y}_\eta$	Квадрат відхилення параметра оптимізації від його середнього значення, $(y_{U\eta} - \bar{y}_\eta)^2$
1	0,43	0,4313	0,0013	$1,78 \cdot 10^{-6}$
2	0,4,3	0,4313	-0,0017	$2,78 \cdot 10^{-6}$
3	0,431	0,4313	0,0003	$1,1 \cdot 10^{-6}$
$\sum_{u=1}^{n_0=3} (y_{U\eta} - \bar{y}_\eta)^2$				$4,67 \cdot 10^{-6}$

Дисперсія параметра оптимізації за напором становить $S_{yH}^2 = 4,33 \cdot 10^{-2}$, а за ККД – $S_{y\eta}^2 = 2,33 \cdot 10^{-6}$. Середня квадратична похибка за напором складає $S_H\{b_i\} = 7,36 \cdot 10^{-2}$, а за ККД – $S_\eta\{b_i\} = 5,4 \cdot 10^{-4}$.

Довірчий інтеграл коефіцієнтів регресії за напором становить $\Delta b_{iH} = \pm 3,17 \cdot 10^{-1}$, а за ККД – $\Delta b_{i\eta} = \pm 2,32 \cdot 10^{-3}$.

Коефіцієнти регресії, що є меншими за модулем, ніж довірчий інтеграл, не є статистично значимими.

До них за ККД відносяться: $b_{1\eta}$ – коефіцієнт, що характеризує лінійний ефект фактора зміни числа лопатей z , $b_{1,3\eta}$ – коефіцієнт регресії, що характеризує ефект взаємодії фактора числа лопатей z і діаметра робочого колеса, $b_{2,3\eta}$ – коефіцієнт регресії, що характеризує ефект взаємодії факторів кута установки лопаті на виході із робочого колеса β_2 і діаметра робочого колеса D_2 , $b_{1,2,3\eta}$ – коефіцієнт регресії, що характеризує взаємодію трьох факторів.

Статистично значимими за напором коефіцієнтами регресії не є: $b_{1,2H}$, $b_{1,3H}$, $b_{2,3H}$ – коефіцієнт регресії, що характеризує взаємодію двох факторів, а також $b_{1,2,3H}$ – коефіцієнт регресії, що характеризує взаємодію трьох факторів.

За результатами дослідження складені рівняння регресії за напором і ККД:

$$y_H = 29,48 + 0,37x_1 + 0,96x_2 + 0,34x_3; \quad (4.1)$$

$$y_\eta = 0,417 - 0,006x_2 + 0,012x_3 - 0,0025x_1x_2 \quad (4.2)$$

Згідно до отриманого рівняння регресії, в зазначених інтервалах зміни факторів впливу (табл. 9) напір вільновихрового насоса зростає зі збільшенням всіх трьох обраних факторів. Причому найбільший вплив на зростання напору має збільшення кута установки лопаті на виході β_2 з робочого колеса.

Вплив зміни діаметра робочого колеса D_2 на напір насоса незначний. Це пояснюється вузьким діапазоном варіювання даного фактору. Очевидно, що при збільшенні діаметра робочого колеса напір вільновихрового насоса зростає. Однак за умовами роботи необхідно провести модернізацію насоса з

мінімальними інвестиційними витратами. Таким чином, при заміні робочого колеса необхідно забезпечити незмінність корпусу вільновихрового насоса.

Збільшення числа лопатей z призводить до підвищення напору. Це пояснюється збільшенням приросту енергії, яка передається від робочого колеса потоку. При цьому також збільшуються втрати в міжлопатевих каналах робочого колеса.

Згідно до отриманого рівняння регресії, найбільший вплив на ККД вільновихрового насоса має зміна діаметра робочого колеса D_2 . При збільшенні діаметра робочого колеса зазор між ним і розточкою корпусу зменшується. Це призводить до зменшення втрат.

Збільшення кута установки лопаті β_2 призводить до зниження ККД вільновихрового насоса. Різниця з результатами, отриманими у роботах [148, 149], пояснюється наступним. При зміні кута установки лопаті β_2 кут установки лопаті на вході у робоче колесо β_1 у зазначених дослідженнях не змінюється. У роботі запропонована залежність співвідношення кутів установки лопаті на виході і вході в робоче колесо $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$. Таким чином, при збільшенні кута установки лопаті на виході з робочого колеса β_2 також збільшується кут установки лопаті на вході в робоче колесо β_1 . Це призводить до збільшення невідповідності цього кута куту натікання рідини на лопать.

Також при одночасному збільшенні числа лопатей z і кута установки лопаті на виході з робочого колеса β_2 спостерігається деяке падіння ККД вільновихрового насоса. Це пояснюється збільшенням втрат на вході і в міжлопатевих каналах робочого колеса. Таким чином, ці втрати перевищують приріст енергії, яка передається від робочого колеса потоку.

Важливим етапом проведення факторного експерименту є перевірка адекватності отриманих рівнянь регресії, що визначається за F-критерієм адекватності Фішера [124].

Визначено середнє значення параметрів оптимізації \bar{y}_H та \bar{y}_η , відхилення параметрів оптимізації від їх середнього значення $(y_{UH} - \bar{y}_H)$ та $(y_{U\eta} - \bar{y}_\eta)$ і

квадрати їх відхилення за напором (табл. 14) і ККД (табл. 15) вільновихрового насоса.

Таблиця 14 – Визначення квадратів відхилення параметра оптимізації від середнього значення за напором

№ дослідю	Параметр оптимізації, y_{jH}	Середнє значення параметра оптимізації, \bar{y}_H	Відхилення параметра оптимізації від його середнього значення, $y_{jH} - \bar{y}_H$	Квадрат Відхилення параметра оптимізації від його середнього значення, $(y_{jH} - \bar{y}_H)^2$
1	31,1	30,90	-0,20	0,0400
2	30,5	30,40	-0,10	0,0100
3	29,3	28,90	-0,40	0,1600
4	28,4	28,2	-0,20	0,0400
5	30,4	30,5	0,11	0,0132
6	29,8	29,7	-0,10	0,0098
7	28,6	28,9	0,27	0,0748
8	27,7	27,8	0,05	0,0028
$\sum_{j=1}^N (y_{jH} - \bar{y}_H)^2$				0,3506

Таблиця 15 – Визначення квадратів відхилення параметра оптимізації від середнього значення за ККД

№ дослідю	Параметр оптимізації, $y_{j\eta}$	Середнє значення параметра оптимізації, \bar{y}_η	Відхилення параметра оптимізації від його середнього значення, $y_{j\eta} - \bar{y}_\eta$	Квадрат Відхилення параметра оптимізації від його середнього значення, $(y_{j\eta} - \bar{y}_\eta)^2$
1	42,1	42,40	0,30	0,0900
2	42,5	42,70	0,20	0,0400
3	43,3	43,00	-0,30	0,0900
4	43,7	43,5	-0,20	0,0400
5	39,7	39,4	-0,30	0,0900
6	40,1	40,4	0,30	0,0900
7	40,9	40,8	-0,10	0,0100
8	41,3	41,6	0,30	0,0900
$\sum_{j=1}^N (y_{j\eta} - \bar{y}_\eta)^2$				0,5400

Визначена дисперсія адекватності за напором становить $S_{aoH}^2 = 0,0877$, а за ККД – $S_{ao\eta}^2 = 0,135$.

Розрахункове значення F_p -критерію адекватності Фішера за напором складає $F_{pH} = 2,02$, а за ККД – $F_{p\eta} = 2,02$.

Табличне значення F_T -критерію Фішера при 5%-ому рівні значимості, що характерний для інженерних розрахунків, становить $F_{TH} = 6,2$, а за ККД – $F_{T\eta} = 6,2$.

У результаті розрахунків отримане розрахункове значення F_p -критерію Фішера менше за його табличне значення F_T . Таким чином, отримані рівняння регресії є цілком адекватними.

4.4 Аналіз впливу конструктивних елементів робочого органа на характеристики вільновихрового насоса

З метою визначення впливу кутів установки лопаті на характеристики вільновихрових насосів проведено серію дослідів з використанням методу чисельного дослідження.

Досліджено вплив кута установки лопаті на виході з робочого колеса β_2 на робочі параметри насоса (рис. 86): напір H (рис. 86, а), ККД η (рис. 86, б), подачу Q (рис. 86, в). Даний параметр змінювався в межах від 30° до 50° . Для мінімізації гідравлічних втрат внаслідок збільшення різниці між кутом установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса значення даних кутів вибиралося в співвідношенні $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$.

Напір вільновихрового насоса зростає при збільшенні кута установки лопаті на виході β_2 з робочого колеса нелінійно. Параболічна крива залежності напору від значення цього кута пояснюється наступним. Із зростанням кута установки лопаті на виході β_2 з робочого колеса збільшується також кут установки лопаті на вході β_1 в робоче колесо. При цьому втрати на вході і в

міжлопатових каналах робочого колеса зростають швидше, ніж приріст енергії, яка передається робочим колесом рідині.

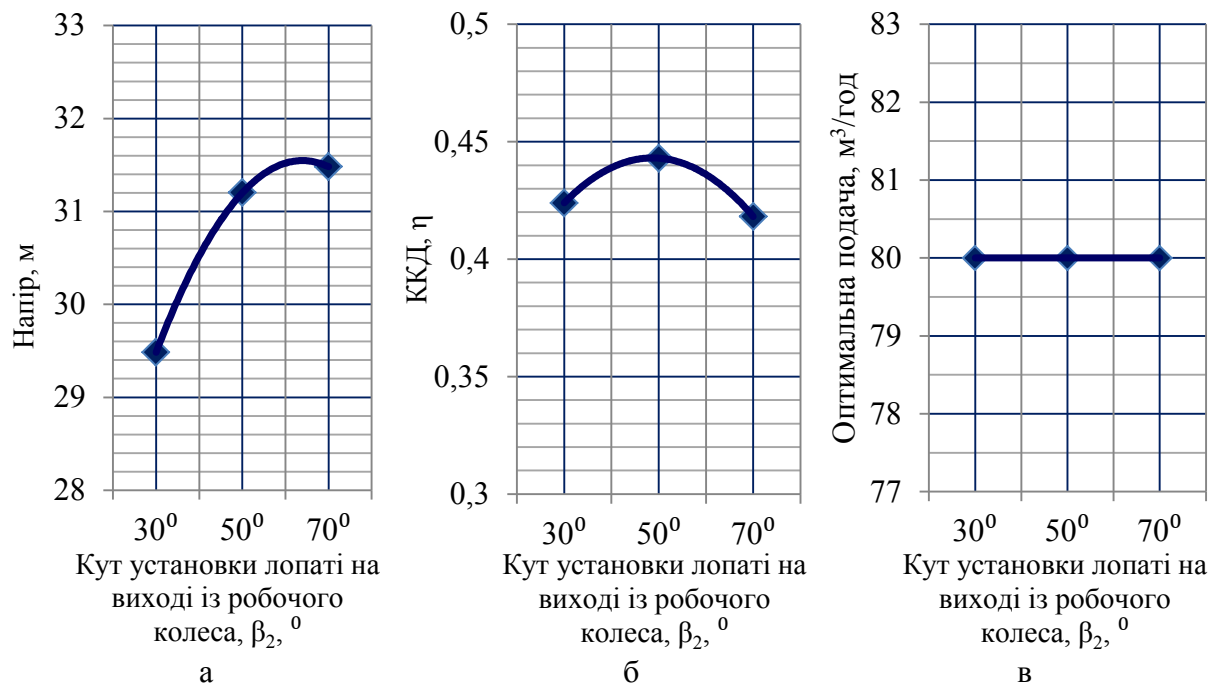


Рисунок 86 – Вплив кута установки лопаті на виході з робочого колеса β_2 на робочі параметри вільновихрового насоса ($z = 6$; $D_2 = 325$ мм; $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$): а – на напір H ; б – на ККД η ; в – на подачу Q

Значення оптимальної подачі не залежить від кутів установки лопатей у дослідженому діапазоні.

Найвище значення ККД вільновихрового насоса досягнуто для робочого колеса з кутом установки лопаті на виході з робочого колеса $\beta_2 = 50^\circ$. При цьому кут установки лопаті на вході в робоче колесо $\beta_1 = 33^\circ$.

Отримані значення кутів установки лопатей на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса відповідають розрахунковим значенням, що були визначені теоретично.

Для оцінки впливу числа лопатей робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса було проведено серію дослідів з використанням методу чисельного дослідження (рис. 87). Визначено зміну напору (рис. 87 а), ККД

(рис. 87 б) і подачі (рис. 87 в) насоса при збільшенні числа лопатей від 4 до 8 і незмінних інших параметрах.

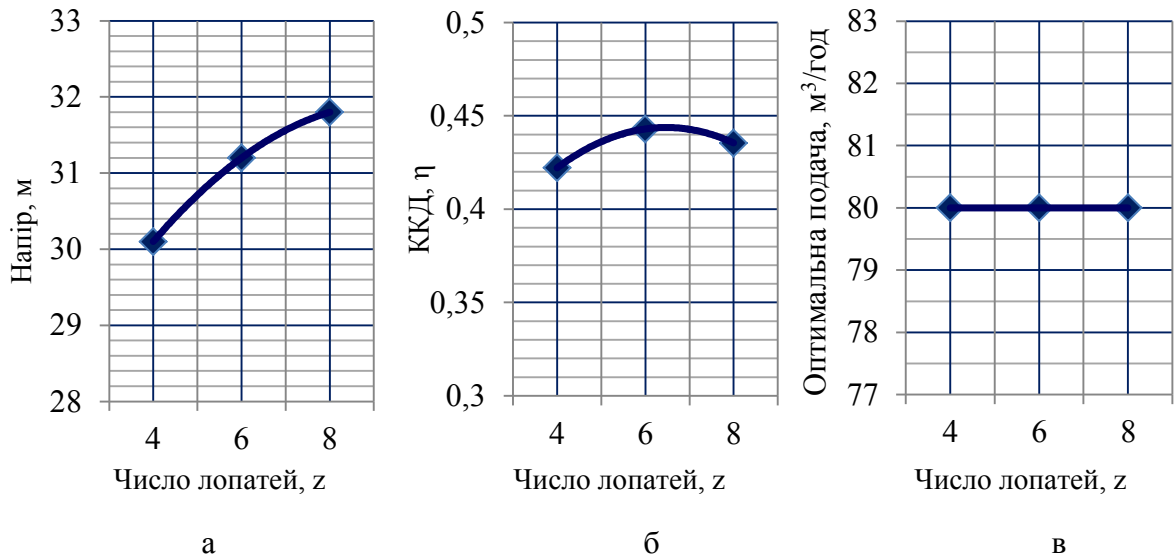


Рисунок 87 – Вплив числа лопатей z на робочі параметри вільновихрового насоса ($\beta_1 = 33^\circ$; $\beta_2 = 50^\circ$; $D_2 = 325$ мм): а – на напір H ; б – на ККД η ; в – на подачу Q

Збільшення числа лопатей z призводить до підвищення напору вільновихрових насосів. Це відбувається у результаті збільшення енергії, яка передається від робочого колеса потоку рідини. Напір насоса зростає зі збільшенням числа лопатей нелінійно. Параболічна крива і зменшення приросту напору при збільшенні числа лопатей пояснюється зниженням приросту енергії, яка передається від робочого колеса потоку.

При збільшенні числа лопатей дифузорність міжлопатевих каналів робочого колеса насоса знижується. Гідравлічні втрати, спричинені відривом потоку і вихороутворенням у міжлопатевих каналах робочого колеса, знижуються. У результаті ККД вільновихрового насоса підвищується.

Однак збільшення числа лопатей призводить до збільшення гідравлічних втрат в області вхідних кромek лопатей робочого колеса внаслідок збільшення їх опору. У результаті ККД вільновихрового насоса знижується.

Найвище значення ККД насоса досягнуто при використанні робочого колеса з 6 лопатями.

Підвищення ККД насоса досягається у результаті узгодження кутів установки лопаті з кутами натікання рідини, а також зниження втрат у міжлопатеких каналах робочого колеса за рахунок зменшення зон відриву потоку в них.

Шляхом виконання чисельного дослідження експериментально підтверджено, що конструктивні особливості робочого колеса не впливають на значення оптимальної подачі вільновихрового насоса.

4.5 Оцінка результатів чисельного дослідження

Оцінка підвищення енергоефективності вільновихрового насоса внаслідок заходів з удосконалення конструкції робочого колеса виконана шляхом проведення чисельного дослідження проточної частини насоса СВН 80/32 з використанням діючого і нового робочого колеса.

На рис. 88 наведено розподіл відносної швидкості у міжлопатеких каналах робочого колеса поблизу його кромки (рис. 88, а) для вільновихрового насоса з використанням діючого (рис. 88, б), і нового (рис. 88, в) робочого колеса.

Очевидно, що у новому робочому колесі кут натікання рідини узгоджений з кутом установки лопаті на вході в робоче колесо β_1 . Цього не спостерігається при використанні діючого робочого колеса. Таким чином, використання нової конструкції робочого колеса дозволяє зменшити втрати на вході у нього у результаті зменшення опору вхідної кромки лопаті.

На рис. 89 наведено розподіл відносної швидкості у міжлопатеких каналах робочого колеса посередині ширини його лопаті (рис. 89, а) для вільновихрового насоса з використанням діючого (рис. 89, б), і нового (рис. 89, в) робочого колеса.

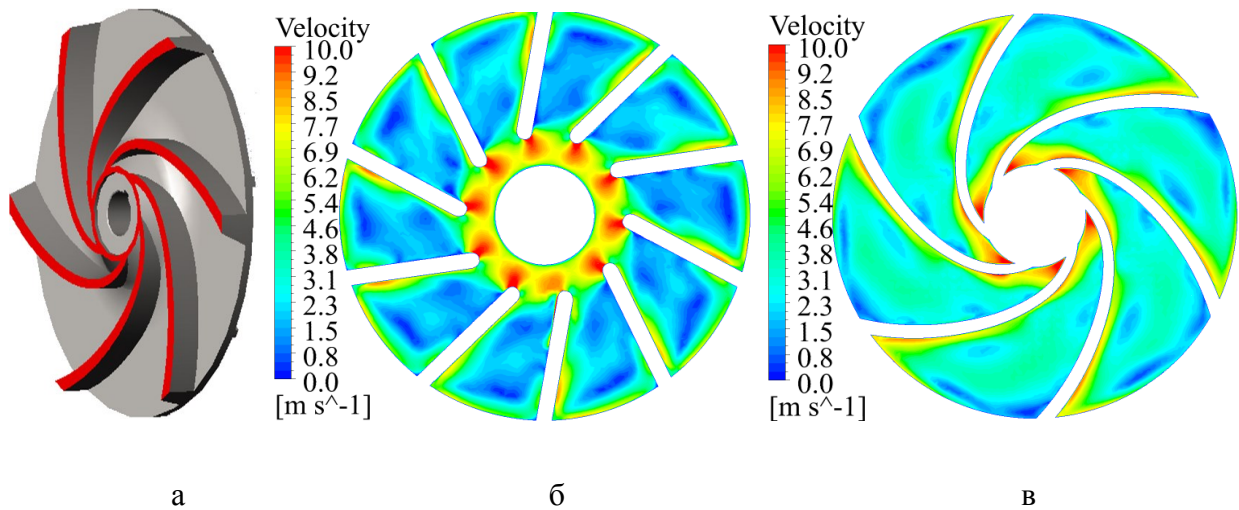


Рисунок 88 – Розподіл відносної швидкості поблизу кромки лопаті ($Q = 80\ m^3/год$): а – розташування площини перерізу; б – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах діючого робочого колеса; в – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах нового робочого колеса

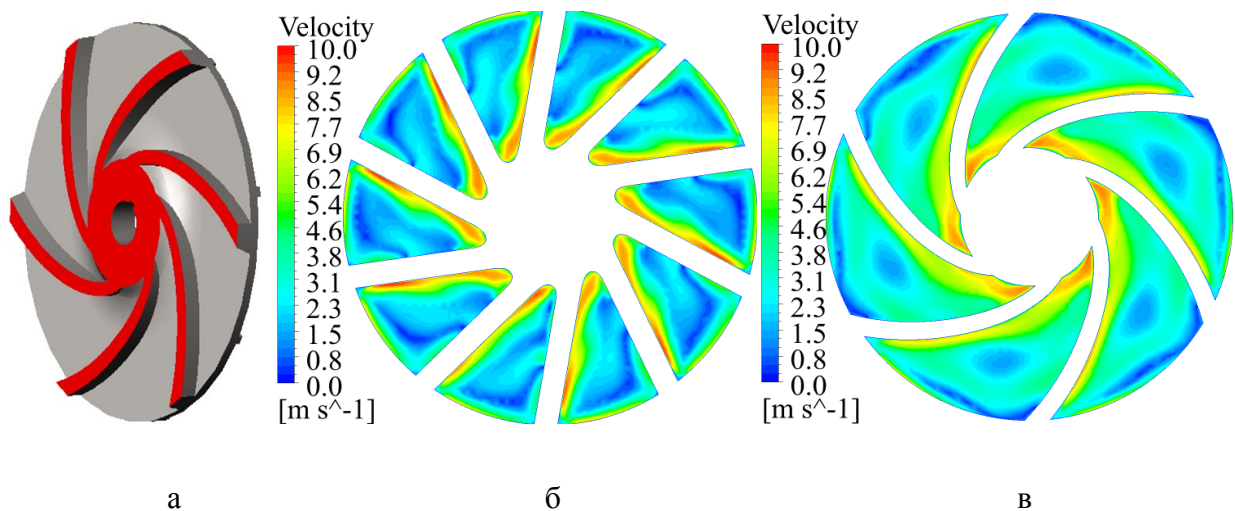


Рисунок 89 – Розподіл відносної швидкості посередині міжлопатевих каналів ($Q = 80\ m^3/год$): а – розташування площини перерізу; б – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах діючого робочого колеса; в – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах нового робочого колеса

На рис. 90 наведено розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса поблизу диску (рис. 90, а) для вільновихрового насоса з використанням діючого (рис. 90, б), і нового (рис. 90, в) робочого колеса.

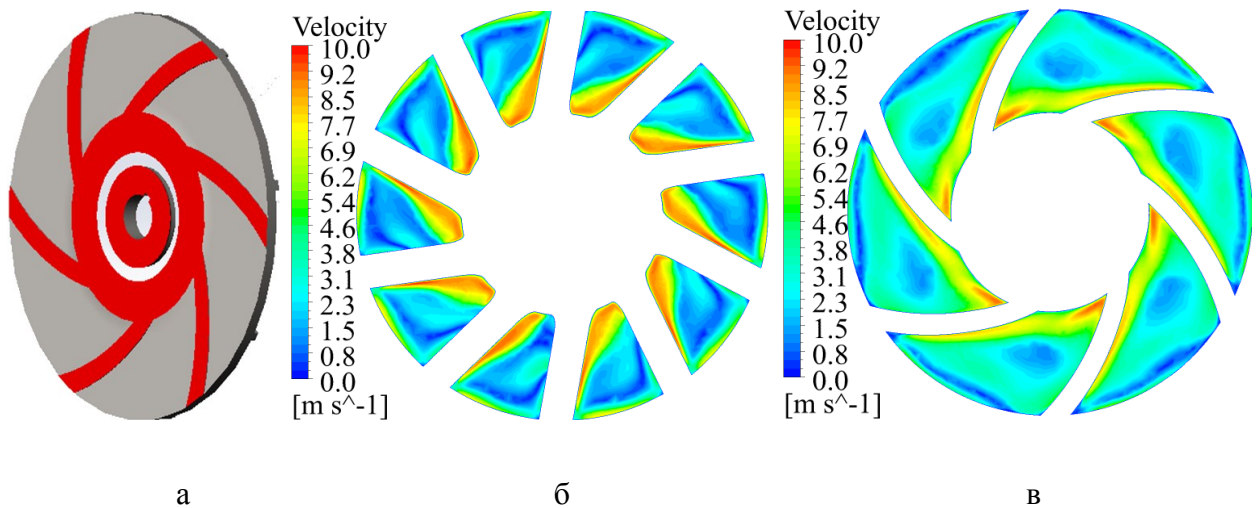


Рисунок 90 – Розподіл відносної швидкості поблизу диска ($Q = 80 \text{ м}^3/\text{год}$): а – розташування площини перерізу; б – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах діючого робочого колеса; в – розподіл відносної швидкості у міжлопатевих каналах нового робочого колеса

У міжлопатевих каналах нового робочого колеса розподіл відносної швидкості більш рівномірний, ніж у діючому робочому колесі (рис. 89, 90). Відсутність значних зон відриву потоку дозволяє скоротити гідравлічні втрати у міжлопатевих каналах робочого колеса, що у свою чергу підвищує ККД вільновихрового насоса.

Для дослідження робочого процесу вільновихрового насоса проведено аналіз структури потоку в проточній частині відповідно площин перерізу (рис. 91).

Характер зміни колової швидкості V_u аналогічний для кожної площини перерізу вільної камери насоса.

Колова складова абсолютної швидкості V_u (рис. 92) до радіуса $R = 0,5R_2$ у новому робочому колесі вища. При більших радіусах колова складова абсолютної швидкості вища у діючому робочому колесі. Це відповідає значенню кутів установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 із робочого колеса.

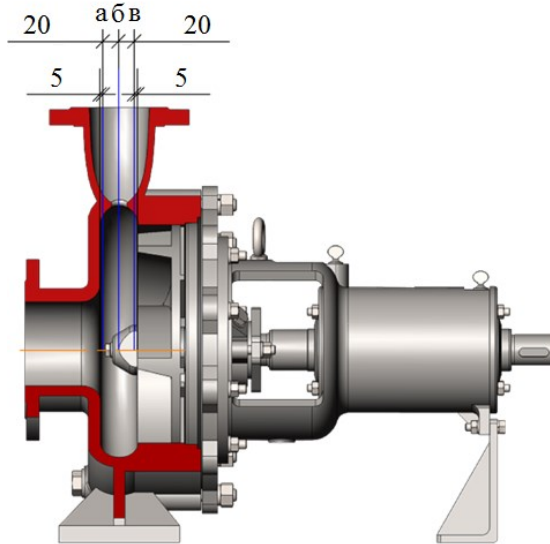
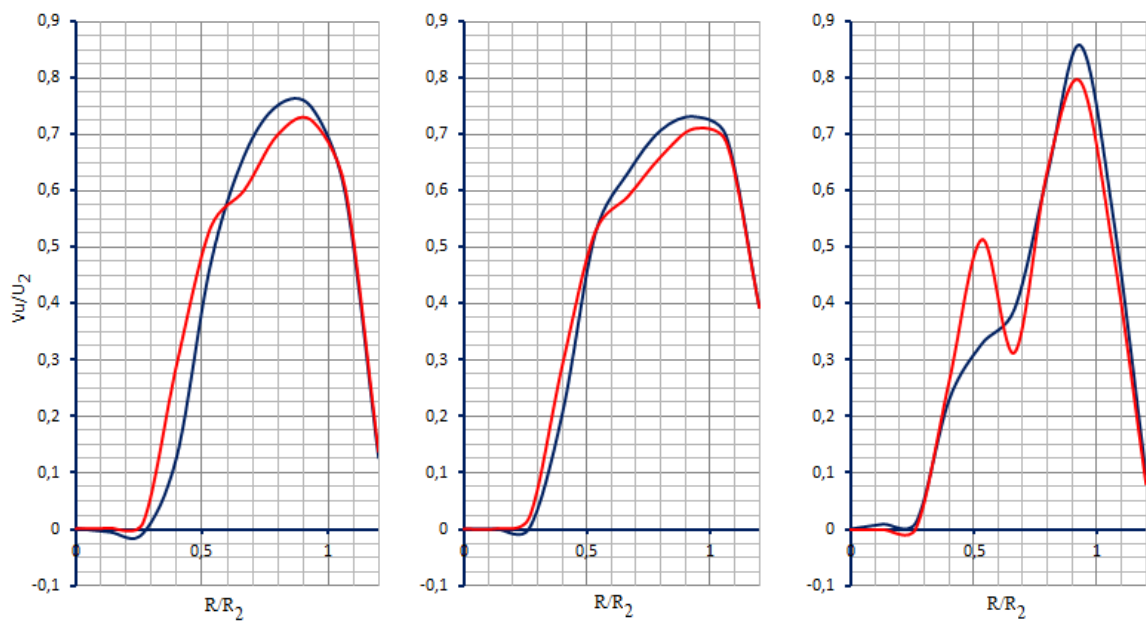


Рисунок 91 – Розташування площин перерізу при проведенні аналізу структури потоку у насосі



— Із використанням діючого робочого колеса

— Із використанням нового робочого колеса

а

б

в

Рисунок 92 – Розподіл колової складової абсолютної швидкості V_u у вільній камері вільновихрового насоса: а – поблизу стінки корпуса; б – посередині вільної камери; в – поблизу робочого колеса

Западаючий характер даної залежності поблизу лопатей спричинений наявністю центру вихору в зазначеній області, а також більш широкими міжлопатевими каналами в результаті зменшення числа лопатей та зміни кута їх установки.

Розподіл осьової складової швидкості V_z (рис. 93) дозволяє кількісно оцінити витрату рідини, що проходить через робоче колесо насоса.

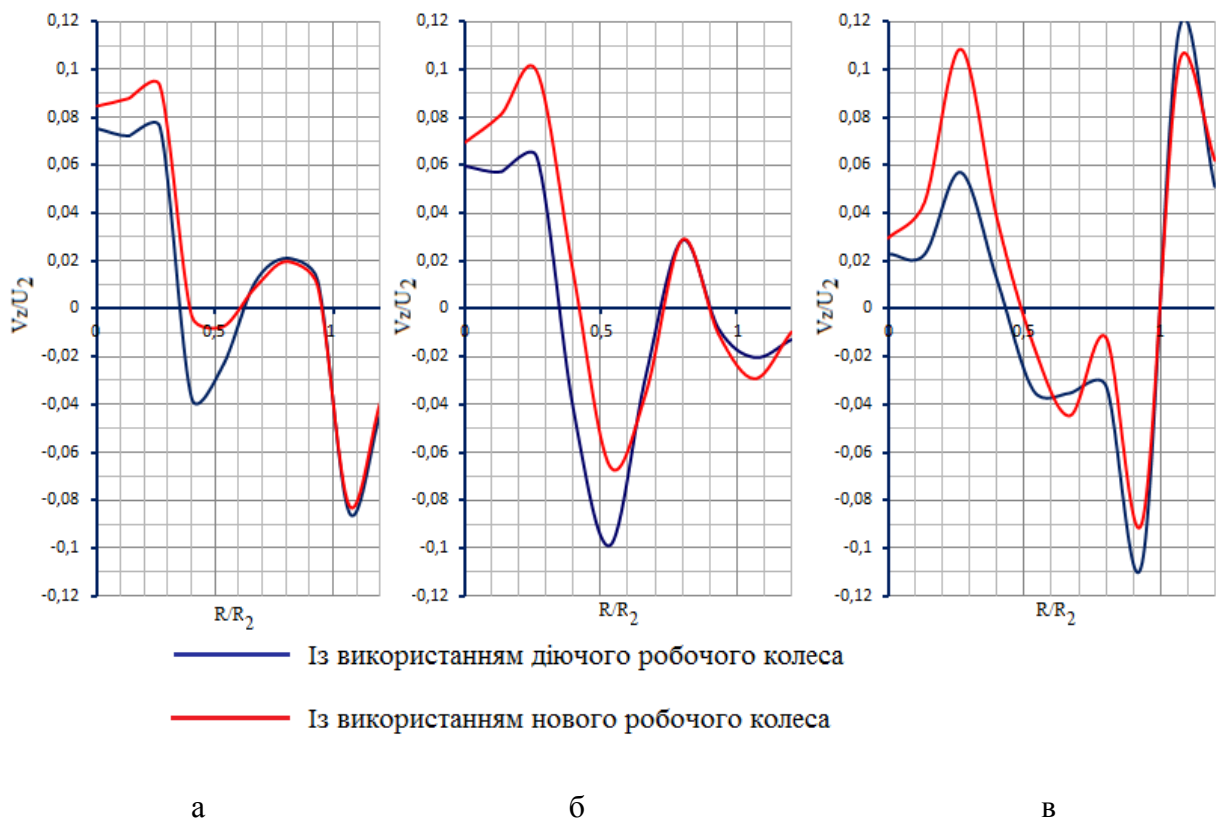


Рисунок 93 – Розподіл осьової складової абсолютної швидкості V_z у вільній камері вільновихрового насоса: а – поблизу стінки корпусу; б – посередині вільної камери; в – поблизу робочого колеса

Графіки розподілу осьової складової абсолютної швидкості V_z доводять, що у нове робоче колесо входить більший об'єм рідини, ніж у діюче, що пояснюється меншим опором вхідних кромek робочого колеса внаслідок

узгодження кута натікання рідини і кута установки лопаті на вході у робоче колесо β_1 . Однак на виході з робочого колеса витрата рідини приблизно рівна.

Таким чином, при заміні діючого робочого колеса на нове зменшується об'єм рідини у тороподібному вихровому робочому процесі Q_B , а об'єм рідини, що надходить із робочого колеса безпосередньо до відводу Q_K збільшується, в результаті чого ККД вільновихрового насоса зростає.

Характер зміни радіальної складової абсолютної швидкості V_r (рис. 94) доводить наявність тороподібного руху в робочому процесі вільновихрового насоса.

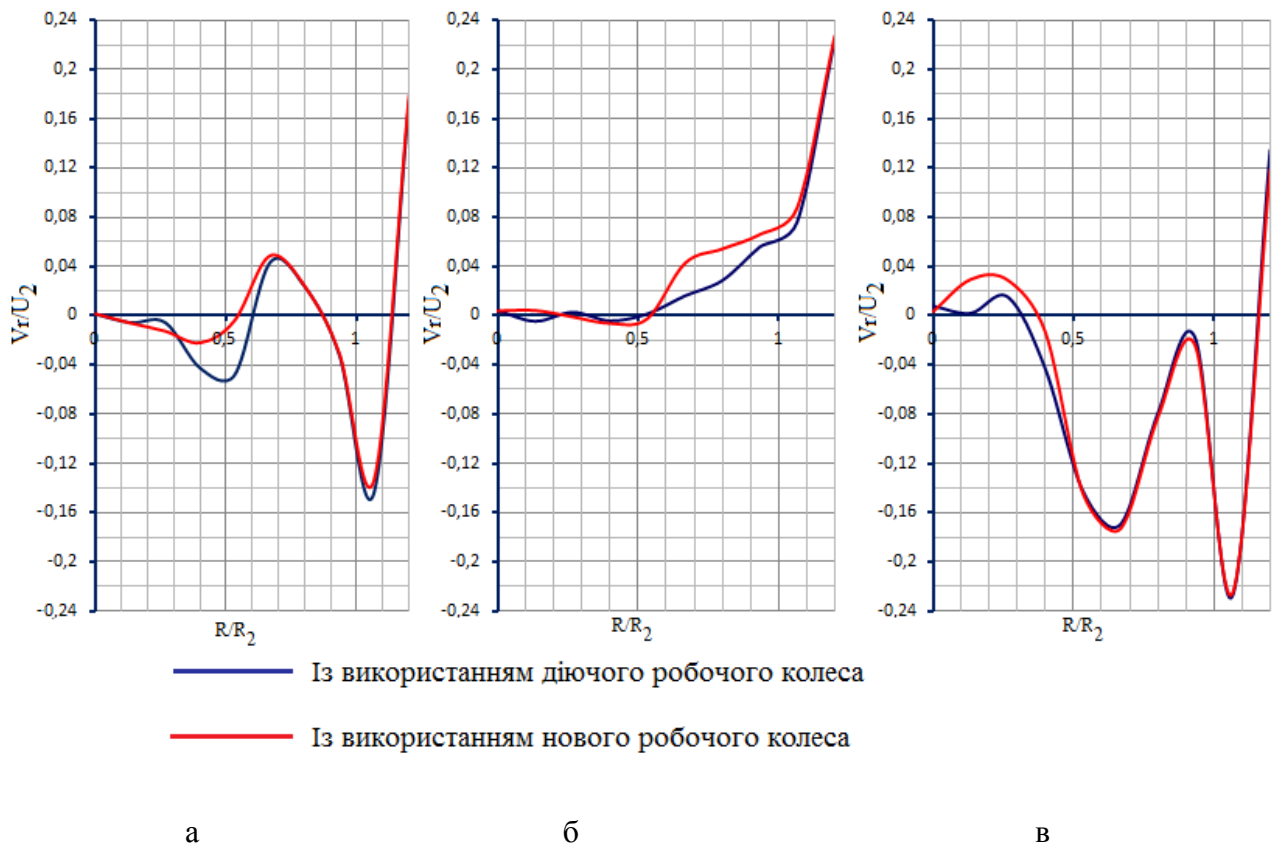


Рисунок 94 – Розподіл радіальної складової абсолютної швидкості V_r у вільній камері вільновихрового насоса: а – поблизу стінки корпусу; б – посередині вільної камери; в – поблизу робочого колеса

Радіальна складова абсолютної швидкості V_R посередині вільної камери насоса при використанні нового робочого колеса вища, ніж при використанні

діючого робочого колеса, що доводить зменшення об'єму рідини, яка приймає участь у тороподібному вихровому робочому процесі.

Розподіл статичного тиску у обох випадках має параболічний характер (рис. 95).

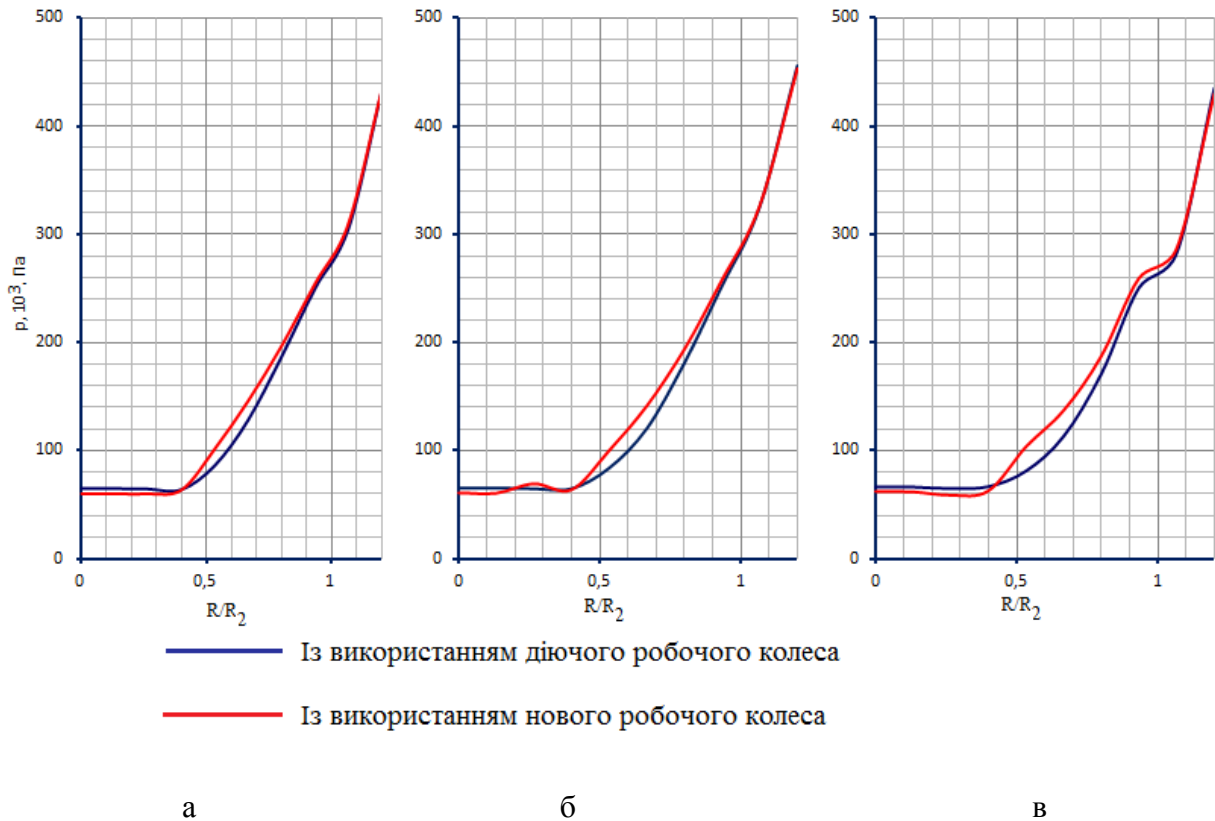


Рисунок 95 – Розподіл статичного тиску p у вільній камері вільновихрового насоса:

а – поблизу стінки корпусу; б – посередині вільної камери; в – поблизу робочого колеса

Більше значення статичного тиску p поблизу робочого колеса вільновихрового насоса із використанням його нової конструкції по відношенню до насоса з його діючою конструкцією у зоні $R = 0,4 - 0,7R_2$ пояснюється більшим значенням кута установки лопаті β .

Для уточнення отриманих даних розглянуто структуру потоку відповідно до розрахункових діаметрів (рис. 96).

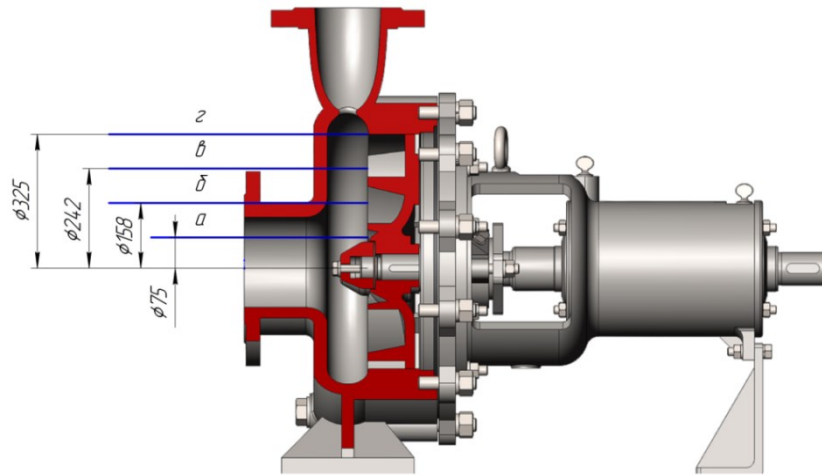


Рисунок 96 – Розташування площин перерізу при проведенні аналізу структури потоку у насосі

Розглянуто розподіл колової складової абсолютної швидкості V_u (рис. 97) у вільній камері вільновихрового насоса на діаметрах: $d_{вт}$ (рис. 18 а), $d = 158$ мм (рис. 97 б), $d = 242$ мм (рис. 97 в) і D_2 (рис. 97 г).

За горизонтальною віссю вказане відношення відстані розрахункової точки від стінки корпуса до ширини вільної камери $\bar{B} = b/B$.

Експериментально підтверджено збільшення колової складової абсолютної швидкості V_u при виході рідини із міжлопатевих каналів робочого колеса у вільну камеру насоса. Таке явище розглянуто у роботах [44, 134], і пояснюється наступним. Рух рідини у міжлопатевих каналах робочого колеса характеризується його взаємодією з лопатями, у результаті чого колова складова абсолютної швидкості V_u близька до колової швидкості робочого колеса U , яка визначається за наступною залежністю

$$U = \omega R. \quad (4.1)$$

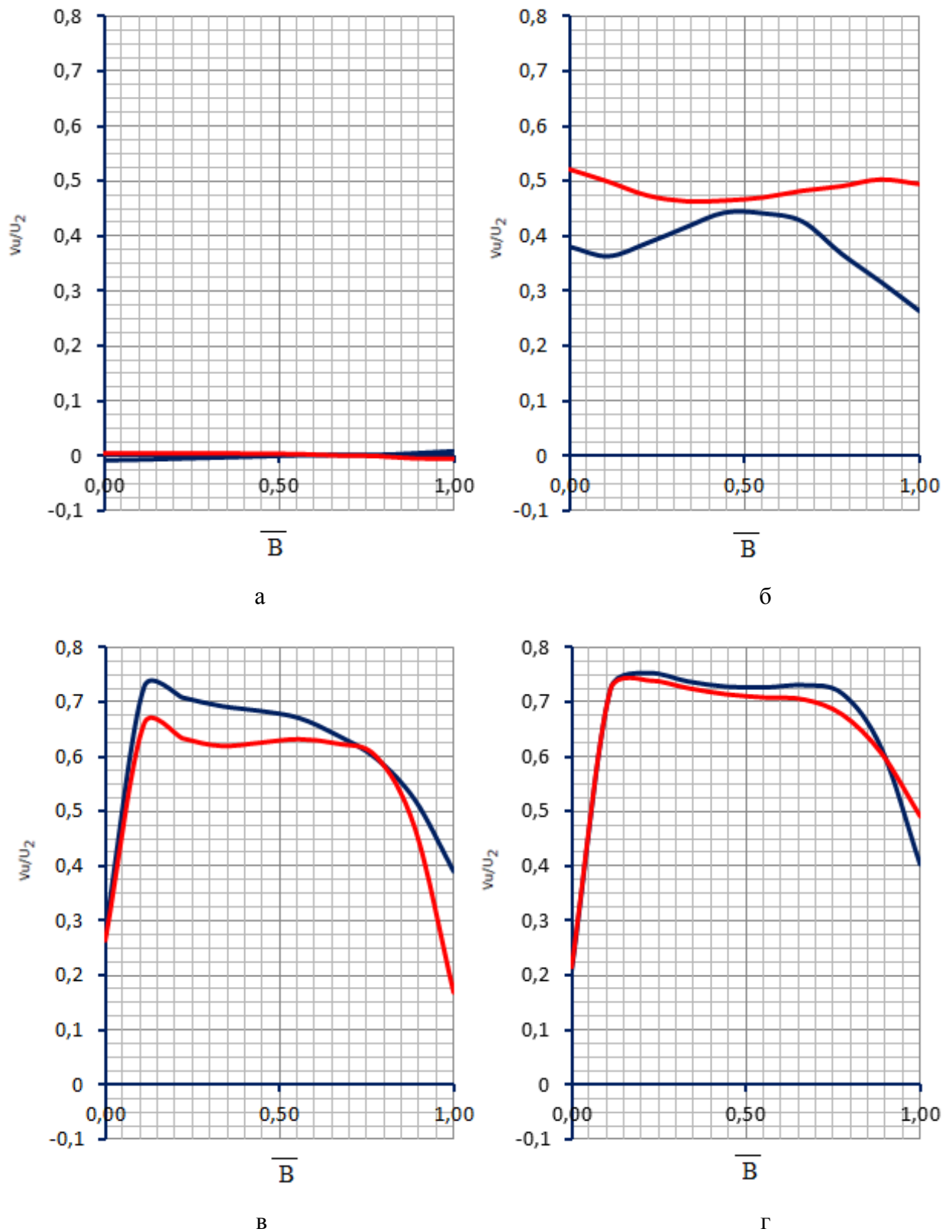


Рисунок 97 – Розподіл колової складової абсолютної швидкості V_u у вільній камері вільновихрового насоса на діаметрах: а – $d_{вт}$; б – $d = 158$ мм; в – $d = 242$ мм; г – D_2

Процес руху рідини у вільній камері насоса характеризується збільшенням колової складової абсолютної швидкості V_u при переході на менший радіус робочого колеса R , що відповідає наступній залежності:

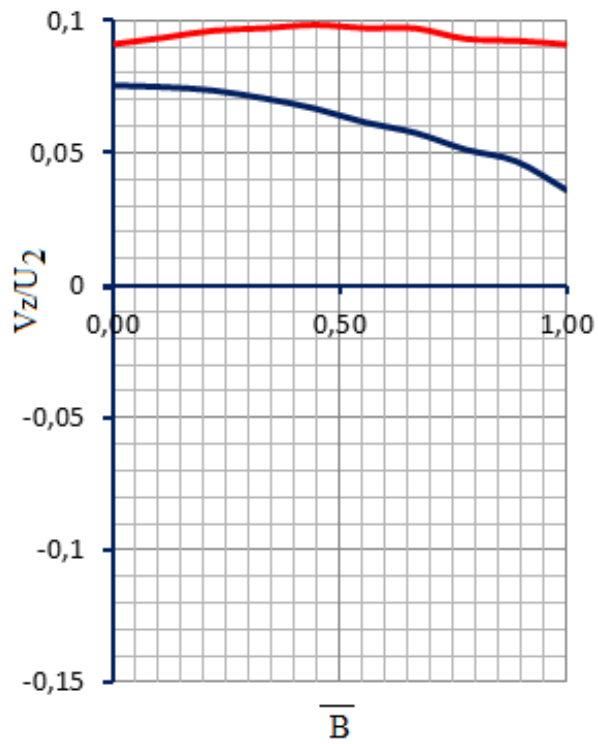
$$V_u R = const. \quad (4.2)$$

Відповідно до отриманих графіків підтверджується, що рух рідини у проточній частині насоса відбувається зі сповільненням у міжлопатевих каналах робочого колеса та пришвидшенням у вільній камері.

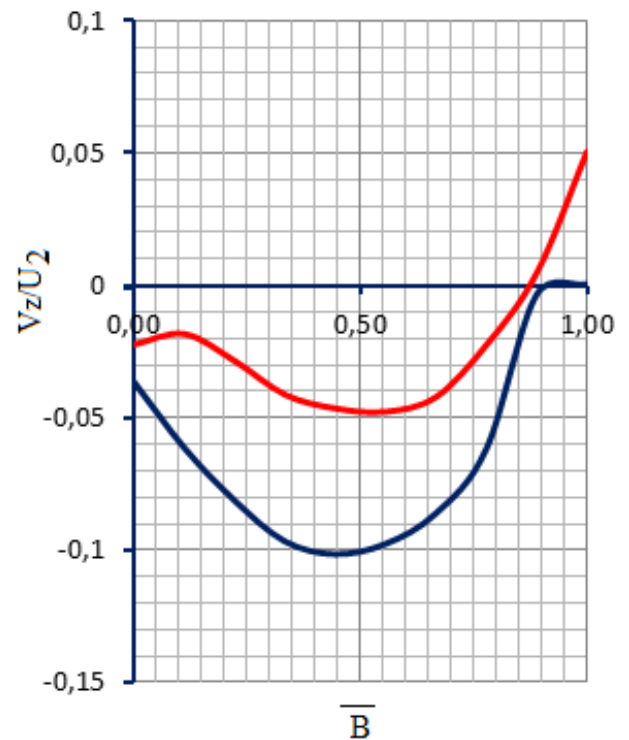
З метою уточнення робочого процесу вільновихрового насоса досліджено розподіл осьової складової абсолютної швидкості V_z (рис. 98) у вільній камері вільновихрового насоса на діаметрах: $d_{вт}$ (рис. 98 а), $d = 158$ мм (рис. 98 б), $d = 242$ мм (рис. 98 в) і D_2 (рис. 98 г). За горизонтальною віссю вказане відношення відстані розрахункової точки від стінки корпуса до ширини вільної камери $\bar{B} = b/B$.

Побудовані графіки доводять, що у випадку використання нового робочого колеса на вході поблизу втулки (рис. 98 а) і на діаметрі $d = 158$ мм (рис. 98 б) спостерігається більша витрата рідини, ніж у випадку використання діючого робочого колеса. Отримане явище відбувається внаслідок зниження опору кромки лопаті у результаті узгодження кута натікання рідини і кута установки лопаті на вході β_1 у робоче колесо.

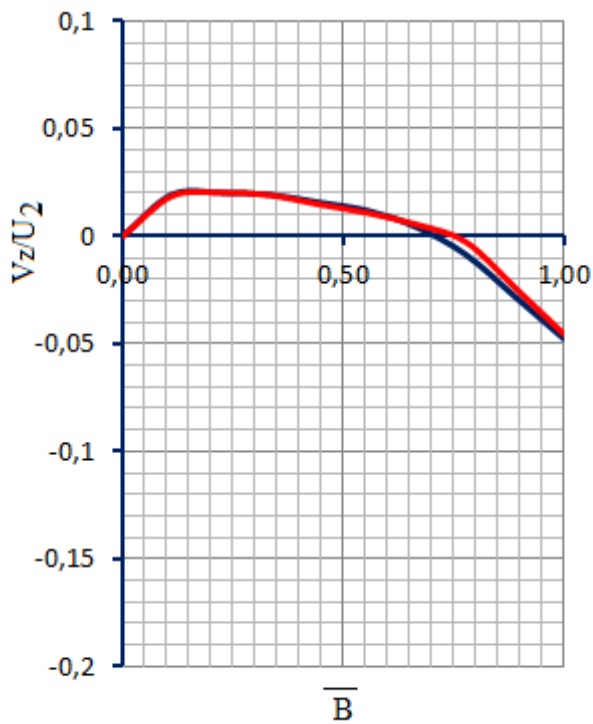
Розподіл осьової складової абсолютної швидкості V_z у вільній камері насоса на діаметрі $d = 242$ мм (рис. 98 в) і поблизу зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 (рис. 98 г) ідентичний, що підтверджує рівність витрати рідини на виході із робочого колеса у випадках використання діючого і нового робочого колеса.



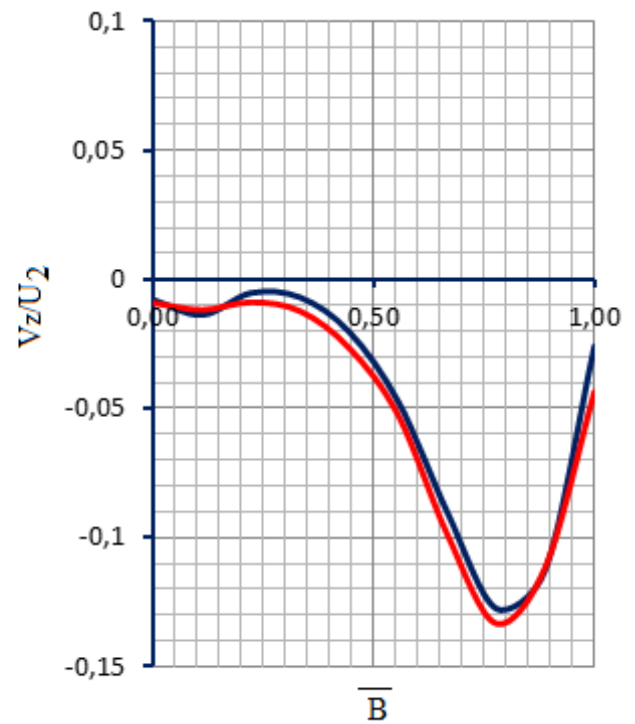
а



б



в



г

Рисунок 98 – Розподіл осьової складової абсолютної швидкості V_z у вільній камері вільновихрового насоса на діаметрах: а – $d_{вт}$; б – $d = 158$ мм; в – $d = 242$ мм; г – D_2

Отримані результати підтверджують висновок, що зміна конструкції діючого робочого колеса на нову дозволяє зменшити об'єм рідини, що знаходиться у тороподібному вихровому робочому процесі $Q_{\text{в}}$, і збільшити об'єм рідини, що надходить із робочого колеса безпосередньо до відводу $Q_{\text{к}}$.

З іншого боку для підтвердження отриманих висновків розглянуто розподіл радіальної складової абсолютної швидкості V_r (рис. 99) у вільній камері вільновихрового насоса на діаметрах: $d_{\text{вт}}$ (рис. 99 а), $d = 158$ мм (рис. 99 б), $d = 242$ мм (рис. 99 в) і D_2 (рис. 99 г). За горизонтальною віссю вказане відношення відстані розрахункової точки від стінки корпусу до ширини вільної камери $\bar{B} = b/B$.

Відповідно до отриманих даних у вільній камері насоса у випадку використання нового робочого колеса поблизу входу на діаметрі $d_{\text{вт}}$ (рис. 20 а) і на діаметрі $d = 158$ мм (рис. 99 б) радіальна складова абсолютної швидкості V_r потоку рідини менша, ніж у випадку використання діючого робочого колеса. При використанні нового робочого колеса поблизу входу витрата у вільній камері менша, ніж при використанні діючого робочого колеса, а отже витрата через міжлопатеві канали робочого колеса на вході більша.

Витрата рідини у вільній камері насоса на діаметрі $d = 242$ мм (рис. 99 в) має дещо більше абсолютне значення при використанні діючого робочого колеса, що відповідає більшому об'єму рідини, що знаходиться у вихровому робочому процесі $Q_{\text{в}}$. Від'ємний знак вказує на напрямок вектора радіальної складової абсолютної швидкості V_r .

Витрата рідини у вільній камері насоса поблизу виходу із робочого колеса на діаметрі D_2 (рис. 99 г) у випадку використання діючого і нового робочого колеса має ідентичне значення.

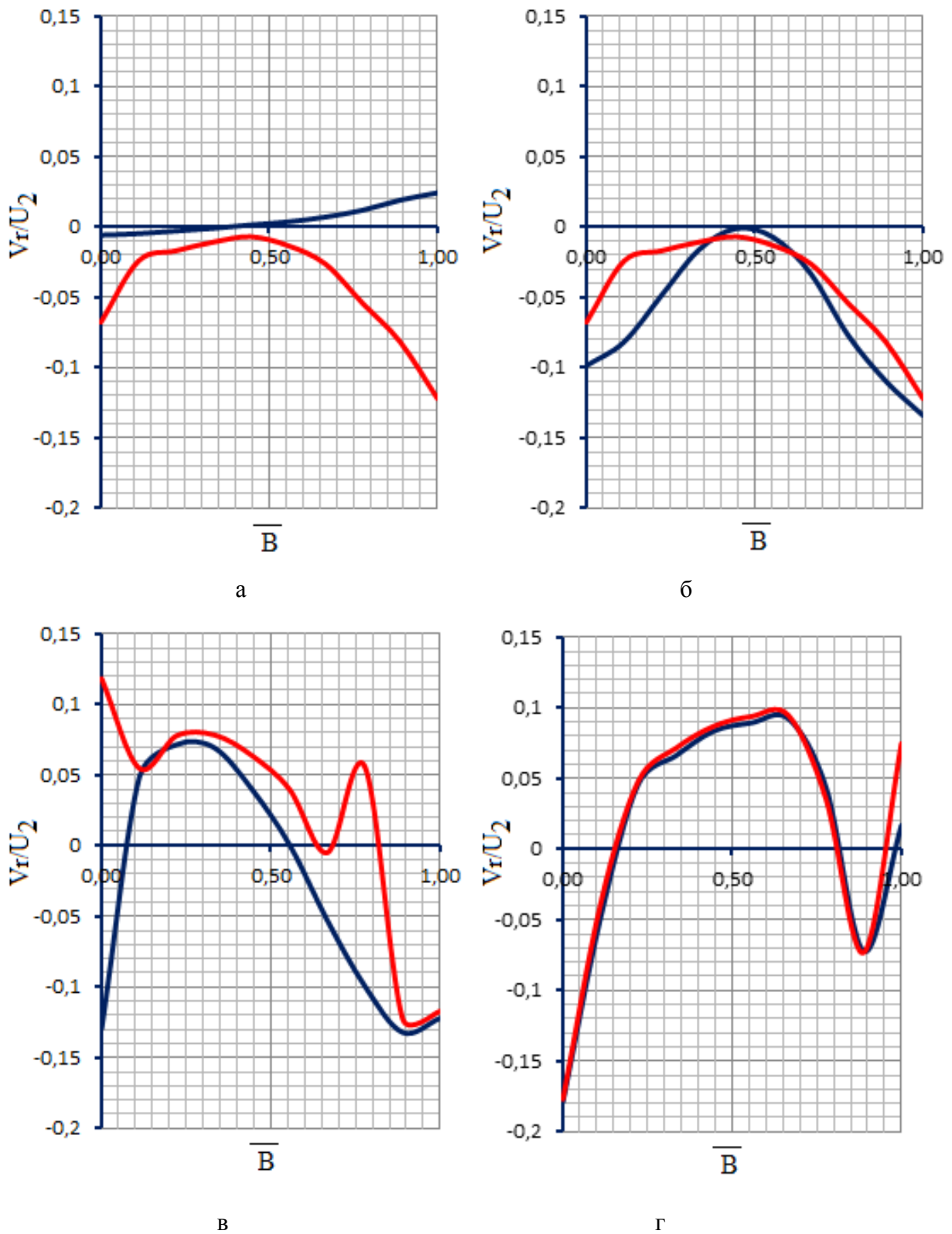


Рисунок 99 – Розподіл радіальної складової абсолютної швидкості V_r у вільній камері вільновихрового насоса: а – на діаметрі $d_{вт}$; б – на діаметрі $d = 158$ мм; в – на діаметрі $d = 242$ мм; г – на діаметрі D_2

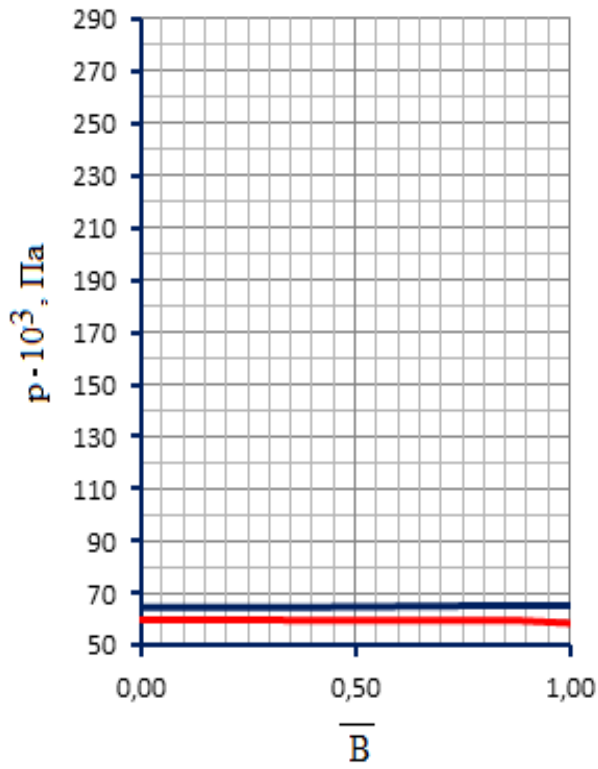
Розподіл радіальної складової абсолютної швидкості V_r доводить, що при використанні нового робочого колеса об'єм рідини, що знаходиться у тороподібному вихровому процесі Q_v менший, а об'єм рідини, що надходить із робочого колеса безпосередньо до відводу Q_k більший, ніж при використанні діючого робочого колеса.

Таким чином, заміна діючого робочого на нове дозволяє збільшити частку лопатевого робочого процесу з максимальним теоретично досяжним максимальним ККД $\eta_{pn\ max} = 1$ і знизити частку тороподібного вихрового процесу з теоретично досяжним максимальним ККД $\eta_{pn\ max} = 0,67$ (відповідно до розділу 3 дисертаційної роботи), у результаті чого відбувається підвищення ККД вільновихрового насоса.

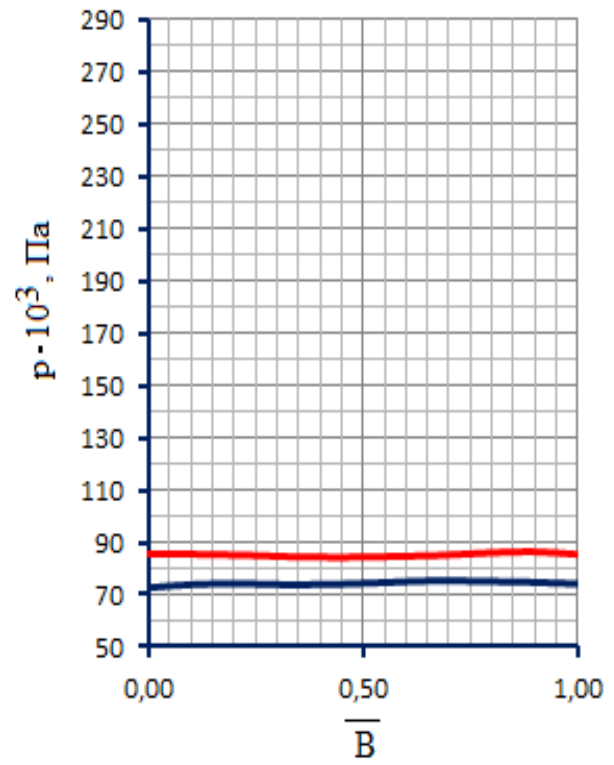
Досліджено розподіл статичного тиску p (рис. 100) у вільній камері вільновихрового насоса на діаметрах: $d_{вт}$ (рис. 100 а), $d = 158$ мм (рис. 100 б), $d = 242$ мм (рис. 100 в), і D_2 (рис. 100 г).

Нерівномірність розподілу статичного тиску на діаметрі $d = 242$ мм (рис. 100 в) пояснюється збільшенням абсолютної швидкості у напрямку від кромки лопатей до стінки корпусу вільної камери насоса, що відбувається у результаті підвищення колової складової абсолютної швидкості V_u .

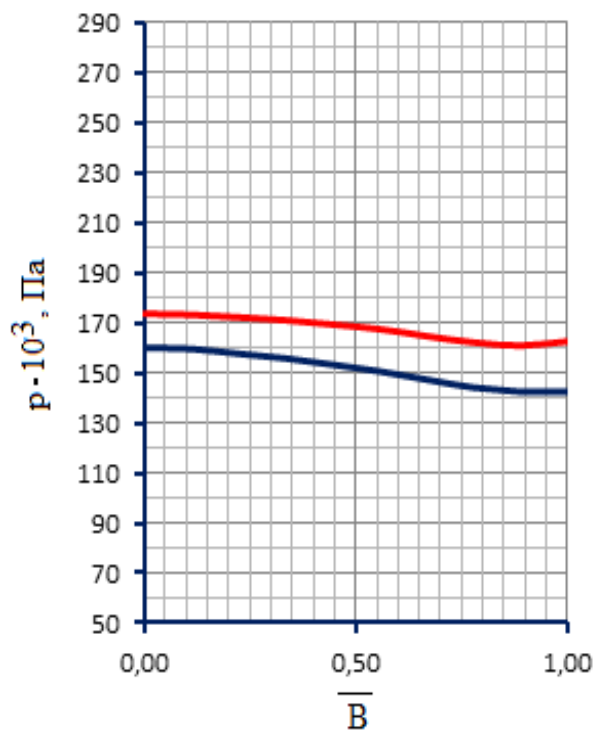
Експериментально доведено рівномірний розподіл статичного тиску у вільній камері насоса поблизу зовнішнього діаметра робочого колеса D_2 (рис. 100 г).



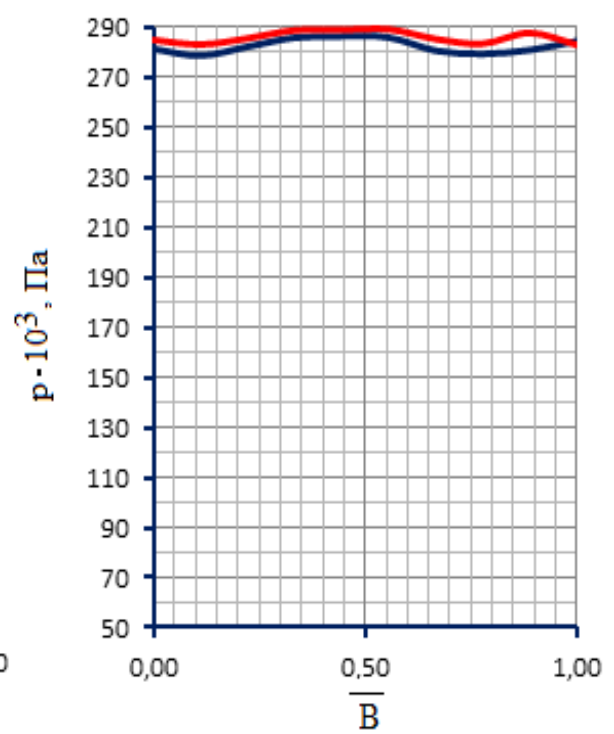
а



б



в



г

Рисунок 100 – Розподіл статичного тиску p у вільній камері вільновихрового насоса: а – на діаметрі $d_{\text{вт}}$; б – на діаметрі $d = 158 \text{ мм}$; в – на діаметрі $d = 242 \text{ мм}$; г – на діаметрі D_2

4.6 Результати експериментального дослідження

У ході проведення дослідження визначено математичне сподівання, середньоквадратичну похибку, дисперсію відтворюваності та довірчий інтервал із використанням діючого (табл. 16) і нового (табл. 17) робочих коліс.

Таблиця 16 – Випадкові похибки вимірювання з використанням діючого робочого колеса

Вимірюваний параметр	Абсолютний тиск на напірному трубопроводі p_n , кПа	Абсолютний тиск на всмоктувальному трубопроводі $p_в$, кПа	Подача Q , м ³ /ч	Частота обертання вала n , об/хв
Вимірювана величина	470,7	184,4	81	1 472
	469,5	184	80,2	1 469
	472,3	185,2	80,5	1 471
	468,4	183,8	79,4	1 474
	469,8	184,7	79	1 465
Математичне сподівання	488,92	178,08	79,68	1 471,8
Середньоквадратична похибка	2,879	1,176	0,901	3,114
Дисперсія відтворюваності	1,287	0,526	0,403	1,393
Довірчий інтервал	4,641	0,774	0,455	5,432

Таблиця 17 – Випадкові похибки вимірювання з використанням нового робочого колеса

Вимірюваний параметр	Абсолютний тиск на напірному трубопроводі p_n , кПа	Абсолютний тиск на всмоктувальному трубопроводі $p_в$, кПа	Подача Q , м ³ /ч	Частота обертання вала n , об/хв
Вимірювана величина	488	189,1	81	1 472
	486,4	187,9	80,2	1 469
	488,9	189,3	80,5	1 471
	490	191	79,4	1 474
	485,7	187	79	1 465
Математичне сподівання	487,8	188,86	80,02	1 470,2
Середньоквадратична похибка	1,765	1,518	0,814	3,421
Дисперсія відтворюваності	0,789	0,679	0,364	1,530
Довірчий інтервал	1,744	1,290	0,371	6,552

У результаті проведеного дослідження визначено непрямі похибки вимірювання з використанням діючого (табл. 18) і нового (табл. 19) робочих коліс.

Таблиця 18 – Непрямі похибки вимірювання з використанням діючого робочого колеса

№ з/п	Вимірюваний параметр	Середній рівень значення параметра	Відносна гранична похибка, %	Допустима гранична похибка, %
1	Подача Q , м ³ /с	0,0222	1,55	3,0
2	Напір H , м	33,5	0,56	3,0
3	Потужність N , Вт	18014	0,93	3,0
4	к. к. д. η , %	40,5	1,89	5,0

Таблиця 19 – Непрямі похибки вимірювання з використанням нового робочого колеса

№ з/п	Вимірюваний параметр	Середній рівень значення параметра	Відносна гранична похибка, %	Допустима гранична похибка, %
1	Подача Q , м ³ /с	0,0222	1,32	3,0
2	Напір H , м	30,5	0,72	3,0
3	Потужність N , Вт	14945	1,05	3,0
4	к. к. д. η , %	44,5	1,83	5,0

Під час проведення фізичного експерименту з використанням нового робочого колеса відносна гранична похибка визначення подачі становила 1,32 %, напору – 0,72 %, потужності – 1,05 %. Відносна гранична похибка вимірювання ККД – 1,83 %.

Значення відносних граничних похибок вимірювання зазначених параметрів не перевищувало значення допустимих граничних похибок. Таким чином, проведення фізичного експерименту цілком адекватне. Контрольно-вимірювальні засоби та методика проведення досліджень забезпечили необхідну точність проведення фізичного експерименту.

У результаті дослідження побудовано характеристики насоса з використанням діючого і нового робочих коліс (рис. 101).

Для достовірності результатів чисельного експерименту проведено фізичний експеримент насоса СВН 80/32 з діючим і новим робочим колесом.

На основі досліджень було встановлено відповідність результатів чисельного дослідження результатам фізичного експерименту, що підтверджується ідентичністю побудованих напірних та енергетичних характеристик (рис. 101). Різниця значень параметрів, одержаних у результаті чисельного дослідження і фізичного експерименту, для однакових значень подачі насоса не перебільшувала граничної похибки експериментальних методів досліджень. Одержаний результат свідчить про адекватність проведення чисельного дослідження та можливість його використання під час

дослідження інших вільновихрових насосів із існуючого параметричного ряду насосів типу СВН.

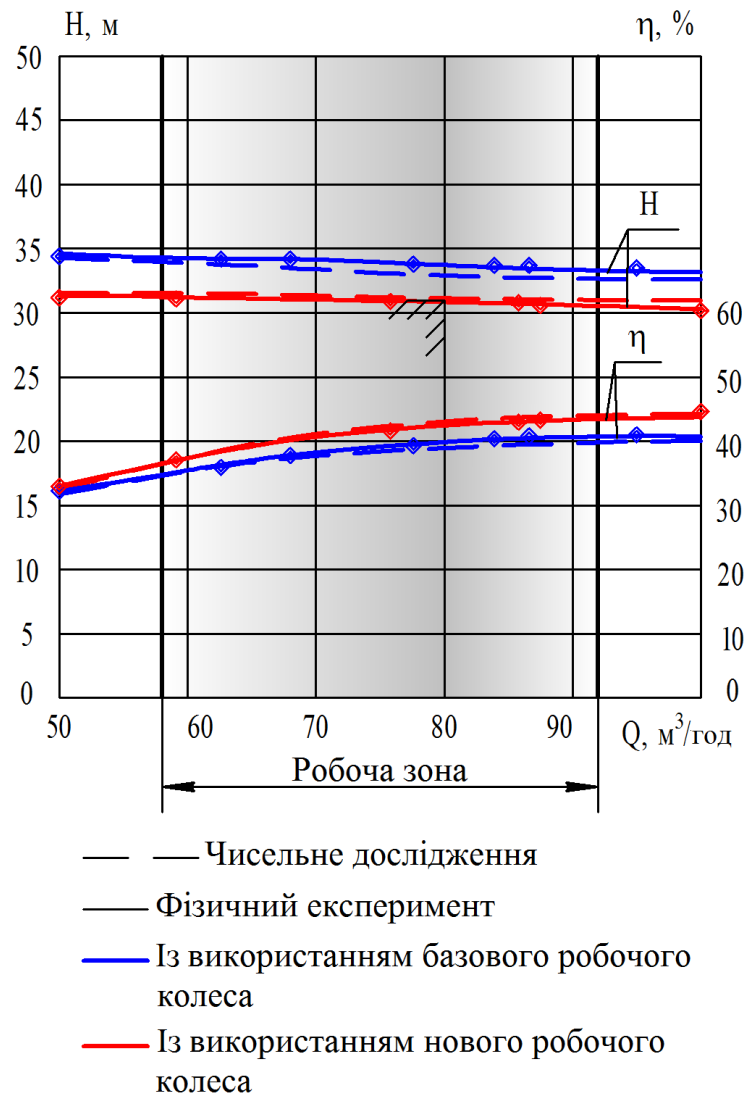


Рисунок 101 – Характеристики вільновихрового насоса СВН 80/32

За результатами чисельного дослідження для діючого і нового робочих коліс досягнуто підвищення ККД вільновихрового насоса з новим робочим колесом на 4–5 %. Достовірність результатів чисельного експерименту та можливість впровадження нового робочого колеса вільновихрового насоса були підтверджені проведеними експериментальними дослідженнями з використанням розробленого випробувального стенду, що дозволило визначити

доцільність внесення змін до конструкції діючого робочого колеса з метою підвищення його енергоефективності.

4.7 Удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів

У роботі [150] наведено два основні теоретичні аспекти уніфікації насосного обладнання. До них належать:

- уніфікація, як метод приведення до одноманітності предметів;
- уніфікація як метод скорочення номенклатури предметів.

У результаті зведення цих аспектів до єдиних вимог сформульовано основну мету уніфікації насосного обладнання для формування параметричного ряду. Уніфікацією називається необхідне збільшення різноманітності класів насосів при забезпеченні мінімального збільшення складових елементів за умови обмежених ресурсів [151].

Таким чином уніфікація може бути виражена в якості блочно-модульного підходу. У результаті формуються насосні агрегати модульного виконання, що забезпечують максимальну різноманітність значень робочих параметрів. При цьому досягається найменша можлива кількість складових елементів. Вони можуть бути легко замінені на аналогічні, що забезпечують інші робочі параметри насоса. Такий підхід застосований для створення параметричного ряду вітчизняних вільновихрових насосів типу СВН у роботі [152].

Уніфікація на основі оцінки вартості життєвого циклу насосної установки проводиться з метою забезпечення найменшої її вартості. Згідно до даного методу уніфікації розроблено параметричний ряд відцентрових шламових насосів [153].

У роботі [154] надані рекомендації по побудові параметричних рядів насосів які базуються на роботах [155]:

- формування параметричного ряду насосів відбувається з урахуванням виду і властивостей перекачуваного середовища;

- в якості базових параметрів приймаються ряди номінальних значень напору і подачі, побудовані на основі рядів переважних чисел згідно до ГОСТ 8032-84 [156];
- параметричний ряд насосів забезпечує утворення конструктивного ряду геометричних розмірів форми проточної частини насоса на основі явищ подібності.

У роботі [157] розглянуті можливості побудови параметричного ряду насосів для транспортування рідин, що містять волокнисті маси і газонасичених суспензій з використанням уніфікованих опорних кронштейнів і корпусних деталей.

Для поставленої задачі було проведено чисельне дослідження потоку рідини у проточній частині насоса з використанням програмного забезпечення Ansys CFX. При цьому його результати показали високу збіжність з розрахунковими характеристиками і отримали підтвердження при проведенні фізичного експерименту.

Існуючий параметричний ряд вільновихрових насосів типу СВН (рис. 102) розроблений у широкому діапазоні коефіцієнту швидкохідності $n_s = 40 - 200$.

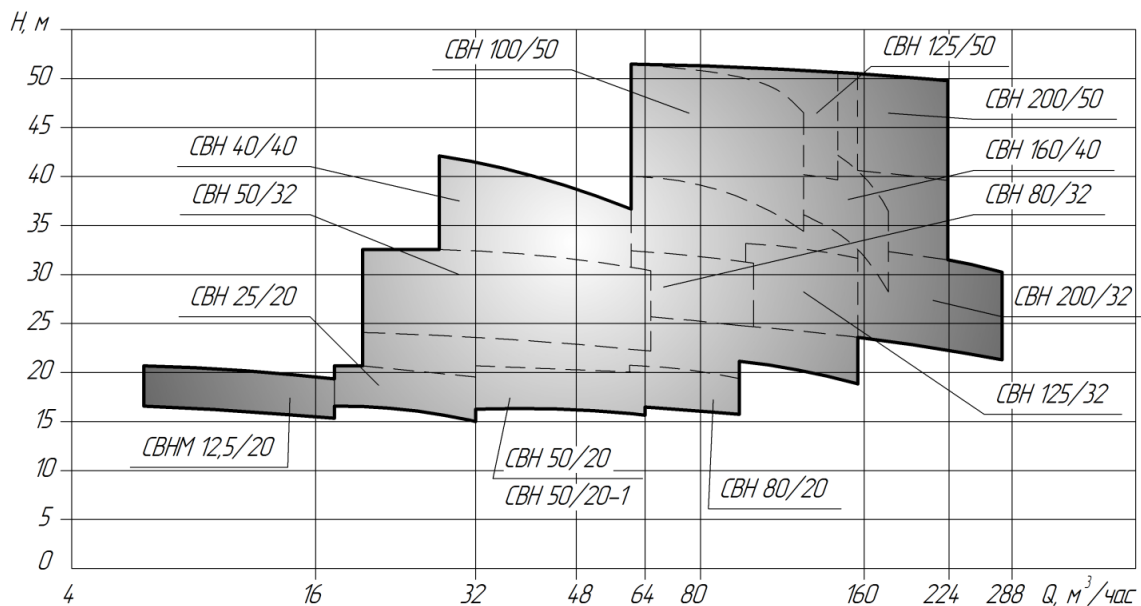


Рисунок 102 – Параметричний ряд вільновихрових насосів СВН

Вільновихрові насоси сконструйовані за принципом уніфікованих вузлів (рис. 103). Усі конструктивні елементи параметричного ряду насосів ідентичні. У параметричному ряді вільновихрових насосів СВН використовується лише три кронштейни у якості підшипникових вузлів. Різноманітність значень напору насосів забезпечується чотирма конструкціями робочих коліс. Для забезпечення різних величин подач насосів з високими показниками енергоефективності використовується десять корпусів насосів.

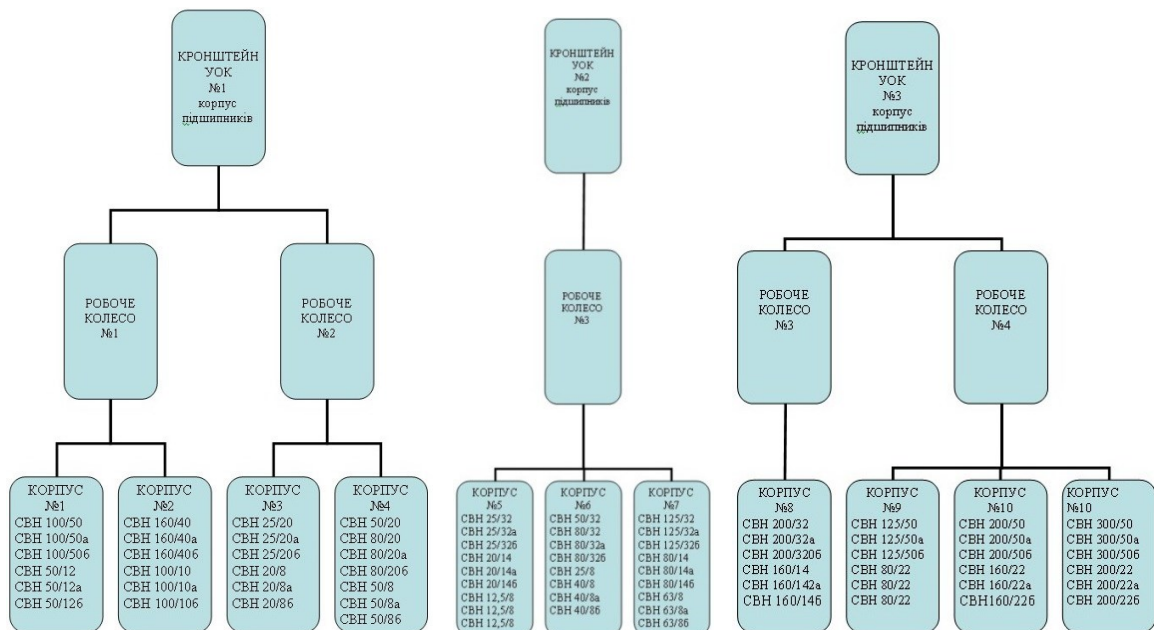


Рисунок 103 – Ступінь уніфікації насосів вільновихрових насосів СВН

Для забезпечення існуючої у промисловості потреби у вільновихрових насосах, розроблено 3 нові одиниці, СВН 50/50, СВН 125/20, СВН 200/20 (табл. 20), що дозволяють розширити існуючий параметричний ряд насосів.

Вільновихрові насоси СВН 50/50, СВН 125/20 і СВН 200/20 розроблені з урахуванням положень розділу 3 дисертаційної роботи. Зокрема були визначені геометричні розміри робочого колеса, а також визначено конструкцію скелету лопатей.

Для забезпечення високого значення коефіцієнта швидкохідності η_s , вільновихровий насос СВН 50/50 (рис. 104) розроблено з урахуванням частоти обертання валу насоса $n = 2920 \text{ хв}^{-1}$.

Таблиця 20 – Розроблені вільновихрові насоси СВН

Насос	Напір, м	Подача, м ³ /год	Потужність, кВт	Частота обертання, хв ⁻¹	ККД, %
СВН 50/50	50	50	15,9	2920	46
СВН 125/20	20	125	13,8	1450	53
СВН 200/20	20	200	23,0	1450	51

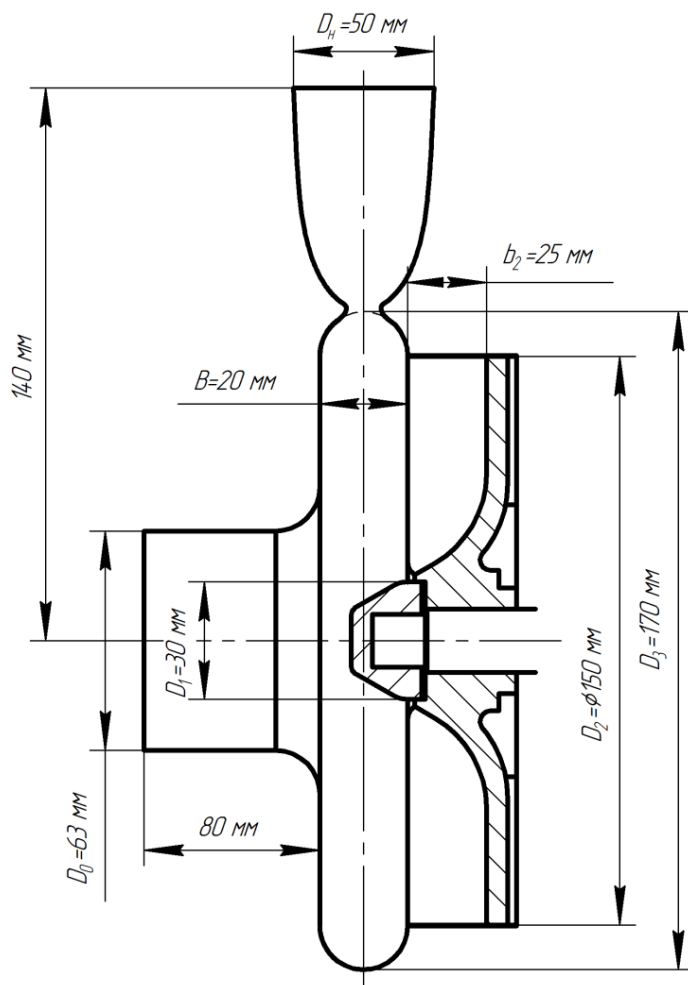


Рисунок 104 – Вільновихровий насос СВН 50/50

Коефіцієнт швидкохідності $n_s = 67$ забезпечує високе значення ККД вільновихрового насоса СВН 50/50 $\eta = 46 \%$. Напір $H = 20$ м створюється робочим колесом діаметром $D_2 = 150$ мм. Значення оптимальної подачі насоса $Q = 50$ м³/год визначається вільною камерою, ширина якої становить $B = 20$ мм. Розроблений вільновихровий насос СВН 50/50 призначений для транспортування рідин, які містять включення, діаметр яких не перевищує 0,8 розміру ширини робочої камери B , тобто не більше 16 мм.

Вільновихровий насос СВН 125/50 (рис. 105) розроблено з урахуванням частоти обертання валу насоса $n = 1450$ хв⁻¹, для якої досягається високе значення коефіцієнту швидкохідності $n_s = 108$, що за [6] відповідає найвищому значенню ККД вільновихрового насоса $\eta = 53 \%$.

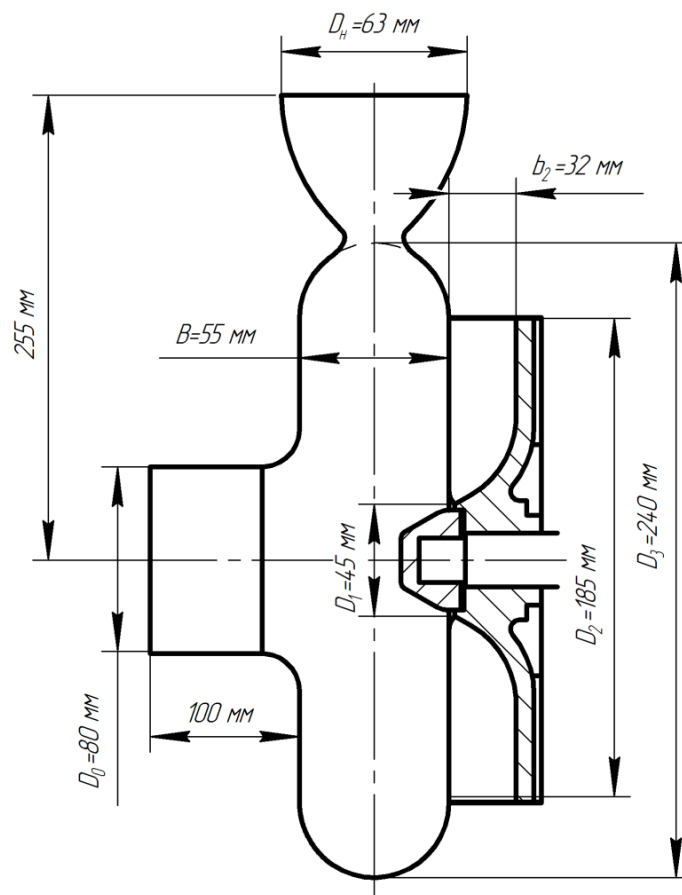


Рисунок 105 – Вільновихровий насос СВН 125/20

Напір насоса створюється робочим колесом, зовнішній діаметр якого становить $D_2 = 195$ мм. Подача $Q = 125$ м³/год забезпечується вільною камерою, ширина якої складає $B = 55$ мм. Широкий прохідний канал вільної камери дозволяє транспортувати рідини, що містять включення діаметром до 45 мм.

Вільновихровий насос СВН 200/20 (рис. 106) виконано для частоти обертання валу насоса $n = 1450$ хв⁻¹, що відповідає значенню коефіцієнту швидкохідності $n_s = 132$. ККД вільновихрового насоса СВН 200/20 складає $\eta = 51$ %.

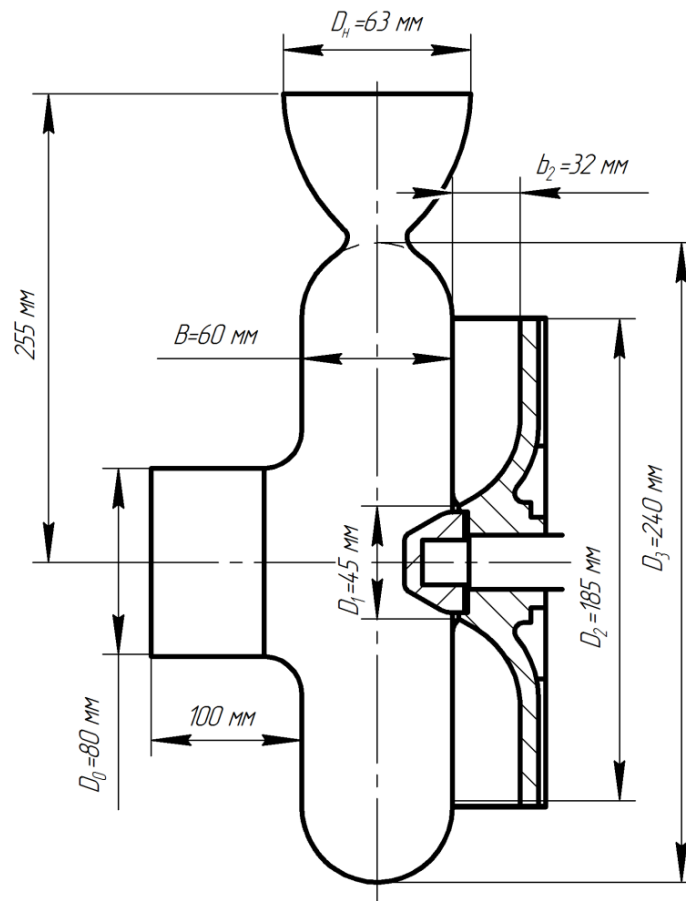


Рисунок 106 – Вільновихровий насос СВН 200/20

Напір насоса забезпечується робочим колесом діаметром $D_2 = 195$ мм, яке повністю ідентичне робочому колесу розробленого вільновихрового насоса СВН 125/50. Подача насоса здійснюється за допомогою вільної камери, ширина

якої складає $B = 60$ мм. Конструкція насоса передбачає можливість транспортування рідин із включеннями діаметром до 50 мм.

Проектування насосів СВН 125/20 і СВН 200/20 виконано із додержанням принципу уніфікованих вузлів. Конструкція насосів передбачає використання уніфікованого робочого колеса, що забезпечує мінімальне збільшення різноманітності складових елементів насосів одного параметричного ряду при досягненні максимального перекриття діапазону подач насосів $Q = 90 - 240$ м³/год.

Удосконалений параметричний ряд вільновихрових насосів забезпечує діапазон подач від 8 до 290 м³/год при значенні напору від 15 до 50 м (рис. 107). Потужність насосів – від 2,2 до 75 кВт.

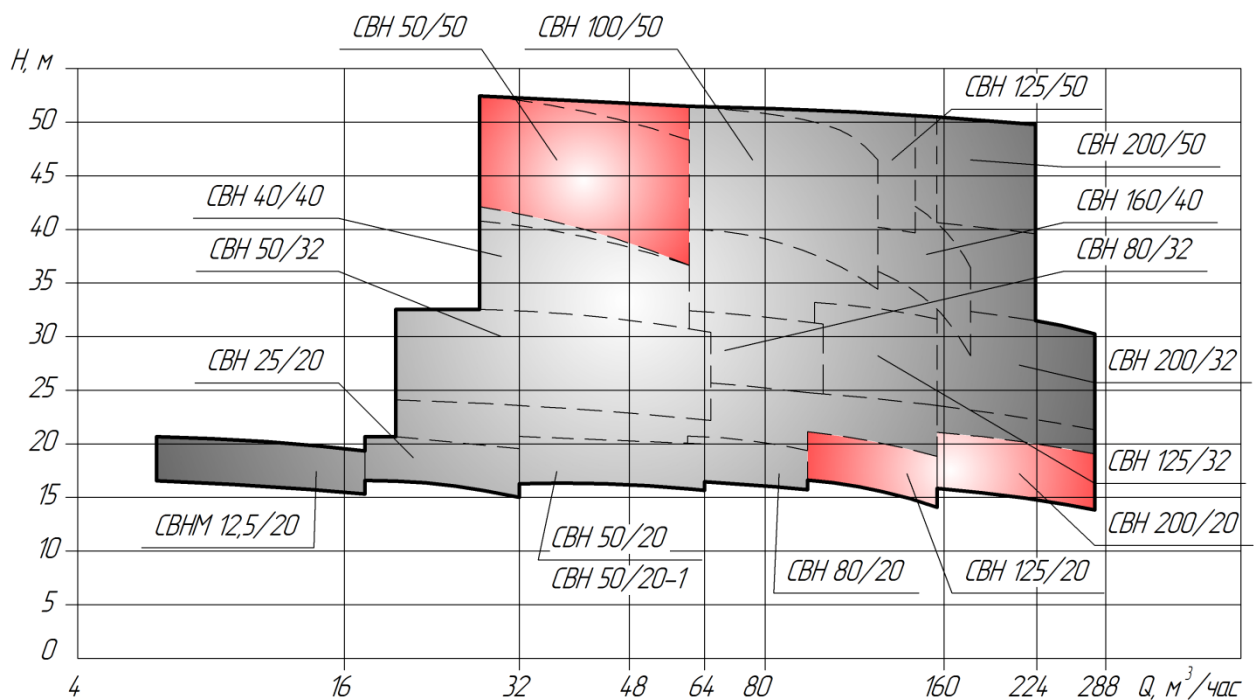


Рисунок 107 – Удосконалений параметричний ряд вільновихрових насосів

Підхід до удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів полягав у одночасному використанні принципу уніфікованих вузлів і методики оцінки вартості життєвого циклу насосної установки. Практично це

забезпечило підвищення енергоефективності існуючих вільновихрових насосів при мінімальних інвестиційних витратах.

Розроблені вільновихрові насоси СВН 50/50, СВН 125/20, СВН 200/20 дозволили значно збільшити перекриття полів параметрів існуючого параметричного ряду при досягненні високого показника ККД насосів, що досягає $\eta = 53 \%$.

Удосконалений параметричний ряд вільновихрових насосів забезпечує діапазон подач від 8 до 290 м³/год при значенні напору від 15 до 50 м (рис. 107). Потужність насосів – від 2,2 до 75 кВт.

Високий ступінь уніфікації дозволяє покрити широкий діапазон робочих параметрів вільновихрових насосів з використанням мінімальної кількості складових елементів насоса.

4.8 Висновки

У результаті виконання серії чисельних досліджень і фізичного експерименту можна зробити наступні висновки.

1. Аналіз впливу конфігурації лопаті робочого органа на характеристики вільновихрового насоса дозволяють зробити висновок, що найвище значення ККД насоса досягається при співвідношенні кута установки лопаті на виході β_2 до кута установки лопаті на вході β_1 в робоче колесо $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$.

Якісна картина потоку при цьому дозволяє зробити висновок, що найвище значення ККД у такому випадку досягається за рахунок зменшення зон відриву потоку на вході у робоче колесо, а також у міжлопатевих каналах з тильної сторони лопатей.

2. З точки зору конструкції вхідної кромки лопаті робочого колеса визначено, що при використанні робочого колеса без підрізання вхідної кромки лопаті досягнуто значення ККД на 1% більше, ніж при використанні робочого

колеса з кутом підрізання вхідної кромки лопаті $\gamma = 45^\circ$. Отриманий результат досягається шляхом зменшення зон відриву потоку на вході у робоче колесо.

3. У результаті проведення повного факторного експерименту визначено:

- при збільшенні діаметра робочого колеса зазор між ним і розточкою корпусу зменшується, що призводить до зменшення втрат;

- збільшення кута установки лопаті β_2 призводить до зниження ККД вільновихрового насоса. У роботі запропонована залежність співвідношення кутів установки лопаті в плані на виході і вході в робоче колесо $\beta_2 / \beta_1 = 1,5$. Таким чином, при збільшенні кута установки лопаті на виході з робочого колеса β_2 також збільшується кут установки лопаті на вході в робоче колесо β_1 , що призводить до зменшення невідповідності цього кута куту натікання рідини на лопать;

- при одночасному збільшенні числа лопатей z і кута установки лопаті на виході з робочого колеса β_2 спостерігається деяке падіння ККД вільновихрового насоса, що пояснюється збільшенням втрат на вході і в міжлопатевих каналах робочого колеса. Таким чином, позначені втрати перевищують приріст енергії, яка передається від робочого колеса потоку.

4. Перевірка адекватності рівнянь регресії виконана за F-критерієм адекватності Фішера. Розрахункове значення F_p -критерію адекватності Фішера за напором складає $F_{pH} = 2,02$, а за ККД – $F_{p\eta} = 2,02$. Табличне значення F_T -критерію Фішера при 5%-ому рівні значимості, що характерний для інженерних розрахунків, становить $F_{TH} = 2,02$, а за ККД – $F_{T\eta} = 2,02$. У результаті розрахунків отримане розрахункове значення F_p -критерію Фішера менше за його табличне значення F_T . Таким чином, отримані рівняння регресії є цілком адекватними.

5. У результаті проведення аналізу впливу конструктивних елементів робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса встановлено:

– найвище значення ККД вільновихрового насоса досягнуто для робочого колеса з кутом установки лопаті на виході з робочого колеса $\beta_2 = 50^\circ$. При цьому кут установки лопаті на вході в робоче колесо $\beta_1 = 33^\circ$.

– у результаті зростання кута установки лопаті на вході β_1 в робоче колесо втрати на вході і в його міжлопатеєвих каналах зростають швидше, ніж приріст енергії, яка передається робочим колесом рідині;

– найвище значення ККД вільновихрового насоса досягнуто при використанні робочого колеса з 6 лопатями. Збільшення числа лопатей призводить до збільшення гідравлічних втрат в області вхідних кромek лопатей робочого колеса внаслідок збільшення їх опору.

6. Заміна діючого робочого на нове дозволяє збільшити частку лопатевого робочого процесу з максимальним теоретично досяжним ККД $\eta_{pn\ max} = 1$ і знизити частку тороподібного вихрового робочого процесу з максимальним теоретично досяжним ККД $\eta_{pn} = 0,61 \div 0,63$, у результаті чого відбувається підвищення ККД вільновихрового насоса.

7. Розроблено методичні рекомендації щодо проектування робочих коліс з профільованими лопатями.

8. Запропонована схема удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів типу СВН з використанням робочого колеса з профільованими лопатями, а також удосконалене поле Q-H насосів шляхом розробки насосів СВН 50/50, СВН 125/20 і СВН 200/20.

ВИСНОВКИ

Дисертаційна робота присвячена актуальній задачі – підвищенню енергетичної ефективності вільновихрових насосів шляхом удосконалення їх проточної частини, а також удосконаленню параметричного ряду вільновихрових насосів СВН з використанням розробленого робочого колеса. Основні результати і висновки з даної роботи наступні:

1. Інформаційно-аналітичний огляд стану проблеми довів, що використання вільновихрових насосів при транспортуванні рідин, які містять тверді домішки, суміші з піском, рідин з волокнистими включеннями, кристалічними або абразивними домішками, в'язких рідин, тощо переважне. Однак відмінність між робочими процесами відцентрових і вільновихрових насосів, яка за думкою С. С. Руднева полягає у тому, що робочий процес вихрової гідромашини не може існувати без гідравлічних втрат у її проточній частині, призводить до того, що максимально можливе значення ККД вихрового робочого процесу складає $\eta_{pn\ max} = 0,61 \div 0,63$, у результаті чого встановлено, що значення ККД вільновихрового насоса типу «Туро» не перевищує $\eta_{в\ max} = 0,58$. З урахуванням визначення вартості життєвого циклу насосної установки з метою підвищення енергоефективності (ККД) удосконалення вільновихрових насосів доцільно проводити шляхом зміни конструкції робочого органу, як результат зменшення витрат на електроенергію при досягненні мінімального значення інвестиційних витрат на модернізацію раніше впроваджених одиниць.

2. Застосування фізичної моделі потоку реальної рідини у проточній частині вільновихрового насоса дозволило розробити математичну модель розподілу енергії у його проточній частині. У результаті встановлено, що максимально можливий теоретичний ККД вихрового робочого процесу без урахування гідравлічних втрат складає $\eta_{рп\ max} = 0,67$. Існуюча неузгодженість конструкції радіальної лопаті зі структурою потоку на вході та у міжлопатевих

каналах робочого колеса у вільновихрових насосах, призводить до виникнення відриву потоку з тильної сторони лопаті на вході у робоче колесо, а також до нерівномірного розподілу швидкості у міжлопатевих каналах робочого колеса. Мінімізувати втрати у зазначених зонах дозволяє розробка робочих коліс з криволінійним профілем лопаті. Окрім того, зазначена конструкція лопаті дозволяє збільшити частку лопатевого робочого процесу з максимальним теоретично досяжним ККД $\eta_{pn\ max} = 1$ і знизити частку тороподібного вихрового робочого процесу з максимальним теоретично досяжним ККД $\eta_{pn\ max} = 0,67$, у результаті чого відбувається підвищення ККД вільновихрового насоса. Застосування фізичної моделі течії в'язкої рідини у проточній частині вільновихрового насоса дозволило визначити кут установки лопаті на вході β_1 і виході β_2 з робочого колеса у залежності від витрати рідини Q_{pk} і кутової швидкості обертання робочого колеса ω . Запропонована методика розрахунку робочого колеса вільновихрового насоса типу «Туго» з криволінійним профілем лопаті.

3. У результаті проведення повного факторного експерименту визначено ступінь впливу факторів на характеристики вільновихрового насоса. Перевірка рівнянь регресії за F-критерієм Фішера підтвердила їх адекватність.

4. Серія дослідів із виконання чисельного дослідження проточної частини вільновихрового насоса з використанням ПП Ansys CFX дозволила встановити значення досліджуваних елементів, для яких досягнуто максимальне значення ККД насоса: число лопатей $z = 6$, кут установки лопаті на вході в робоче колесо $\beta_1 = 33^\circ$, а на виході з нього $\beta_2 = 50^\circ$. Отримані результати відповідають розробленій математичній моделі потоку реальної рідини у проточній частині вільновихрового насоса.

5. При використанні нового робочого колеса досягнуто підвищення ККД вільновихрового насоса на 4–5 % по відношенню до насоса з використанням діючого робочого колеса. Достовірність результатів чисельного експерименту і можливість упровадження нового робочого колеса були підтвержені

проведеними експериментальними дослідженнями з використанням розробленого випробувального стенду. Порівняння результатів чисельного дослідження потоку у проточній частині вільновихрового насоса з результатами фізичного експерименту показало задовільне співпадіння. У робочій зоні характеристики насоса розходження результатів не перевищує 5%.

6. Удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів СВН відбувалося з використанням робочого колеса запропонованої конструкції відповідно до розробленої методики розрахунку робочого колеса вільновихрового насоса типу «Туго» з криволінійним профілем лопаті. З метою розширення існуючого параметричного ряду вільновихрових насосів типу СВН удосконалене Q-H поле шляхом розробки насосів СВН 50/50, СВН 125/20 і СВН 200/20. Підхід до удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів полягав у одночасному використанні принципу уніфікованих вузлів і методики оцінки вартості життєвого циклу насосної установки. Конструкція насосів СВН 125/20 і СВН 200/20 передбачає використання уніфікованого робочого колеса, що забезпечує мінімальне збільшення різноманітності складових елементів насосів одного параметричного ряду при досягненні максимального перекриття діапазону подач насосів $Q = 90 - 240 \text{ м}^3/\text{год}$.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Повышение энергоэффективности. Законодательство ЕС [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://zvt.abok.ru/articles/80/Povishenie_energoeffektivnosti_Zakonodatelstvo_ES
2. Кицкай Л. І. Енергоефективність в Україні: аналіз, проблеми, шляхи вирішення / Л. І. Кицкай // Інноваційна економіка №3. – 2013. – с. 32 – 37.
3. DIRECTIVE 2012/27/EU OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL of 25 October 2012 on energy efficiency, amending Directives 2009/125/EC and 2010/30/EU and repealing Directives 2004/8/EC and 2006/32/EC (Text with EEA relevance) [Электронный ресурс] . – Режим доступа: <http://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=OJ:L:2012:315:0001:0056:en:PDF>
4. Повышение энергоэффективности. Законодательство ЕС [Электронный ресурс] . – Режим доступа: http://journal.esco.co.ua/building/2015_3_4/log/art75.html
5. Новая европейская стратегия "Европа 2020" [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://eulaw.ru/content/307>
6. Свободновихревые насосы : учеб. пособие / 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.
7. Ткачук Ю. Я. Использование принципов ЛСС при выборе насоса для перекачки абразивных суспензий / Ю. Я. Ткачук, С. А. Лобан, Е. В. Шатрюк // Вісник СумДУ. Серія «Технічні науки». – СумДУ, 2012. - №4. – с. 28 – 34.
8. Пути повышения энергоэффективности насосных систем [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.agrovodcom.ru/infos/energojektivnost-nasosov.php>
9. Гаудрел Л. Три шага к сокращению совокупной стоимости владения для насосных систем / Л. Гаудрел, А. Саврë // Schneider Electric, 2014 – 13 с.

10. Kotenko A. Rationalization of Ukrainian industrial enterprises in a context of using torque flow pumps on the basis of valuation of the life cycle of pumping equipment / A. Kotenko, V. Herman, A. Kotenko. // *Nauka i Studia*. – 2014. – № 16 (126). – С. 83–91.

11. Kotenko A. The computational model of the emergence and development of cavitation in torque flow pump / A. Kotenko, L. Nikolayenko, S. Lugova // *Proceedings of the 4th international meeting on Cavitation and dynamic problems in hydraulic machinery and systems IAHR-WG 2011*. – Belgrade: University of Belgrade, Faculty of Mechanical Engineering, 2011. – P. 87–94.

12. Насосы динамические. Методы испытаний: ГОСТ 6134-87. – [Действителен от 1987-07-01]. – М.: Госстандарт СССР 1987. – 30 с.

13. Яременко О.В. Испытания насосов / Яременко О.В. – М.: Машиностроение, 1976. – 225 с.

14. Котенко О. І. Обґрунтування доцільності вдосконалення конструкції робочого колеса вільновихрового насоса / О. І. Котенко, В. Ю. Кондусь. // *Наукові нотатки*. – 2017. – №57. – С. 94–101.

15. Кондусь В. Ю. Експериментальний стенд для дослідження вільновихрових насосів / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко // *Промислова гідравліка і пневматика* – 2017. – №2 (56). – 46–55.

16. Котенко О. І. Проектування робочого колеса вільновихрового насоса з криволінійним профілем лопаті з використанням методу чисельного дослідження / О.І. Котенко, В.Ю. Кондусь // *Журнал інженерних наук*. - 2016. - Т.3, №1. - С. В9–В16.

17. Kondus V.Y. Investigation of the impact of the geometric dimensions of the impeller on the torque flow pump characteristics / V.Y. Kondus, A.I. Kotenko // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2017. – № 1/4 (88). – P. 25–31.

18. Kondus V.Y. Improving the torque flow pumps product line / V.Y. Kondus, A.I. Kotenko, S.M. Yakhnenko // *Nauka I Studia*. – 2017. – № 11 (172). – P. 57–70.

19. Котенко О. І. Перспективи створення параметричного ряду вільновихрових насосів / О.І. Котенко, В.Ю. Кондусь // Промислова гідравліка і пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Суми, 14–16 жовтня 2015 р.). – Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2015. – С. 78–79.

20. Кондусь В.Ю. Удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, О.Г. Гусак // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXII міжнародної науково-технічної конференції, м. Черкаси, 23 – 26 травня 2017 р. – Київ: НТУУ «КПІ», 2017. – С. 145–146.

21. Кондусь В.Ю. Параметричний ряд вільновихрових насосів / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 147.

22. Котенко, О.І. Параметрична стандартизація, уніфікація і агрегування вільновихрових насосів / О.І. Котенко, В.Ю. Кондусь // Системи розроблення та поставлення продукції на виробництво : матеріали I Міжнародної науково-практичної конференції, м. Суми, 17–20 травня 2016 р. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, К.О. Дядюра. – Суми : СумДУ, 2016. – С. 286.

23. Котенко, О.І. Вдосконалення типорозмірного ряду вільновихрових насосів (СВН) для перекачування забруднених рідин та рідин, що містять включення / О.І. Котенко, В.Ю. Кондусь // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXI міжнародної науково-технічної конференції, м. Київ, 24–27 травня 2016 р. – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – С. 151–152.

24. Котенко О.І. Вільновихрові технологічні насоси СВН для цукрової промисловості України / О.І.Котенко, О.О.Котенко, В.Ю.Кондусь // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 29–30 березня 2017 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2017. – С. 43–45.

25. Кондусь В.Ю. Підвищення енергоефективності вільновихрових насосів з урахуванням вартості їх життєвого циклу / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 46.

26. Котенко О.І. Обґрунтування економічної доцільності використання вільновихрових насосів в рамках стратегії підвищення енергоефективності технологічного процесу / О.І.Котенко, О.О.Котенко, В.Ю.Кондусь // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 31 березня – 1 квітня 2016 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2016. – С. 89–91.

27. Кондусь В.Ю. Підвищення енергетичної ефективності вільновихрових насосів шляхом удосконалення проточної частини / В.Ю. Кондусь // Промислова гідравліка і пневматика: XVII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Вінниця, 4–5 жовтня 2017 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2017. – с. 50–51.

28. Матвієнко Ю.О. Удосконалення конструкції робочого колеса з метою підвищення енергоефективності вільновихрового насоса / Ю.О. Матвієнко, В.Ю. Кондусь // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 148.

29. Кондусь В.Ю. Економічна доцільність заміни робочого колеса вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем

і енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 50.

30. Кондусь В.Ю. Удосконалення конструкції робочого органа вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, О.Г. Гусак // Промислова гідравліка і пневматика: XVII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Вінниця, 4–5 жовтня 2017 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2017. – с. 49–50.

31. Котенко О. І. Метод факторного експерименту для дослідження ступеня вільновихрового насоса / О.І. Котенко, В.Ю. Кондусь // Промислова гідравліка і пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Харків, 19–20 жовтня 2016 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2016. – с. 53–54.

32. Котенко О.І. Підвищення енергоефективності вільновихрового насоса шляхом зміни конструкції його проточної частини з використанням методу чисельного дослідження / О.І. Котенко, В.Ю. Кондусь // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування. II Міжнародна науково-технічна конференція 15–16 листопада 2016 р. : збірник тез доповідей. - Вінниця: Т.П. Барановська, 2016. – С. 47–50.

33. Пат. 106416 U Україна, МПК F04D 29/34 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201510522; заявл. 28.10.2015; опубл. 25.04.2016, бюл. № 8.

34. Пат. 119140 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703588; заявл. 12.04.2017; опубл. 11.09.2017, бюл. № 17.

35. Пат. 119477 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703576; заявл. 12.04.2017; опубл. 25.09.2017, бюл. № 18.

36. Пат. 119807 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703565; заявл. 12.04.2017; опубл. 10.10.2017, бюл. № 19.

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

38. 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.

39. Egger E. Einsatz Von Turo-Pumpen in der Industrie mit spezieller Berücksichtigung des Einsatzes für stark schlibende Fordergüter. – Pumpen und Verdichterinformationen. – 1967. №2. – 11 с.

40. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов / перевод А.М Ладогина под ред. Поликовского В.И., 4 изд. перераб. – М.: Государственное научно-техническое издание, 1960 – 683 с.

41. WEMCO® Torque-Flow [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.global.weir/products/product-catalogue/wemco-torque-flow>

42. Капелюш А. Н. Исследование рабочего процесса насосов свободно-вихревого типа с помощью скоростной киносъемки /А. Н. Капелюш // Гидравлическая добыча угля : ЦНИИТЭИ угля : сбор. науч. тр. – 1965. – Вып. 11. – С. 35–37.

43. Капелюш А. Н. Анализ рабочего процесса свободновихрового насоса / А. Н. Капелюш // Гидравлическая добыча угля : ЦНИИТЭИ угля : сбор. науч. тр. – 1966. – Вып. 7. – С. 65–77.

44. Пресман Л. С. Смерчевые (свободно-вихревые) насосы / Л. С. Пресман // ВНИИГидромаш. – 1967. – № 36. – С. 46–65.

45. Руднев С. С. Основы рабочего процесса вихревых насосов / С. С. Руднев // ВНИИГидромаш. – 1972. – № 43. – С. 3–9.
46. Корбутовский А. А. Определение параметров свободновихревого насоса / А. А. Корбутовский // ЦИНТИ–Химнефтемаш. – Москва. – Сер. ХМ– 4, 1978. – № 2. – 8 с.
47. 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.
48. Евтушенко А.А. Теория турбулентных струй в приложении к рабочему процессу свободновихревых насосов типа “Turo” /А. А. Евтушенко, В. Г. Неня, В. А. Соляник // Вестник национального технического университета Украины. – 1999. – № 36. – С. 241–248.
49. Zarzycki M. Badania pompy kretnej o swobodnym przeplywie produkowanej seryjme / M. Zarzycki, J. Rokita, S. Morzyński // Zesz. nauk. SJ. – 1974. – №425. – S. 103–119.
50. Каталог промышленного оборудования компании — Гидрокомпрессор [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://promfactor.ru/catalogue/svn/>.
51. Герман В. Ф. Расчет параметров свободновихревого насоса / В. Ф. Герман // Гидравлические машины. – Харьков : Вища шк., 1989. – Вып. 23. – С. 81–85.
52. 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.
53. Герман В. Ф. Создание проточных частей свободновихревых насосов повышенной экономичности / В. Ф. Герман, А. Г. Гусак, А. Н. Кочевский // Вісник Східноукраїнського національного університету. – 2007. – № 1/3 (109). – С. 53–59.

54. Криштоп И. В. Усовершенствованное отводящее устройство свободновихревого насоса с улучшенными гидравлическими показателями : дис. канд. техн. наук : 05.05.17 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты / Криштоп И. В. – Сумы, 2015. – 188 с.

55. 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.

56. Egger E. Verstoppingsvrije wervelwaaierpompen / E. Egger // Klaarmeester. – 1976. – Vol. 11, №2. – 2 s.

57. Rutschi K. Die Arbeitweise von Freistrompumpen / K. Ruschi // Bauzeitung, Schweiz. – 1968. – Vol. 86, №32. – S. 575–582.

58. Stepnewski M. Pompy odśrodkowe o przepływie swobodnym / M. Stepnewski // Przegląd mechaniczny. – 1969. – Vol. 28, №16. – S. 493–497.

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

60. Grabow G. Pumpen zur Fordrung von Flussigkeiten nach dem Peripheral – Wemco und Turo – Prinzip. – Pumpen und Uerdichterinformationen / G. Grabow // Pumpen und Verdichter-Informationen. – 1965. – № 2. – S. 19–26.

61. Grabow G. Untersuchung der Energieubertragung an das Fordermedium im Arbeitsraum von Freistrompumpen mit Hilfe von Geschwindigkeitsund Druckverteilungs-messungen / G. Grabow // Maschinenbautechnik. – 1970. – Vol. 19, №2. – S. 77–82.

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

63. Fitero J. Consideratii asupra pompelor cu rotor retras utilizabile in instalatiile de epnismen t / J. Fitero, F. Gynlai // Buletinul stiintific si tehnic al Institutului Politehnic “Traian Vuia”(Timisoara). – Seria “Mecanica”. – 1977. – Vol. 22(36), № 1. – S. 98–102.

64. Aoki M. Studies of the Vortex Pump (Cavitation characteristic) / M. Aoki // Bulletin of the JSME. – 1983. – Vol. 26, №216. – S. 254–258.
65. Aoki M. Studies of the Vortex Pump (1st Report, Flow Model) / M. Aoki // Bulletin of the JSME. - 1983. – Vol. 26, №213. – S. 394–398.
66. 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.
67. 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.
68. Соляник В.О. Робочий процес і енергетичні якості вільновихрових насосів типу "TURO" : Автореферат. к. техн. наук, спец.: 05.05.17 – гідравлічні машини та гідропневмоагрегати / В.О. Соляник. – Суми : Сумський державний університет, 1999. – 19 с.
69. Евтушенко А. А. Рабочий процесс свободновихревого насоса типа "TURO" / А. А. Евтушенко, В. А. Соляник // Вестник НТУУ «КПИ». – 1999. – № 34. – С. 346–355.
70. Евтушенко А. А. Основы теории рабочего процесса вихревых гидромашин / А. А. Евтушенко // Технологические системы. – 2002. – № 2 (13). – С. 110–113.
71. Пат. 1521923 СРСР МПК⁴ F 04 D 29/22. Рабочее колесо свободновихревого насоса / Герман В. Ф., Яхненко С. М., Синеколодецкая Т. Н., Котенко А. И., Копелянский В. Б., Гонсалес Н. Х. – № 4339198/25-29 ; заявл. 07.12.87 ; опубл. 15.11.89, Бюл. № 42. – 3 с.
72. Пат. 3316848 США, МПК F04d 29/44, F04d 7/00. Pump casing / E. Egger (Швейцарія). - №469781; заявл. 06.07.1965; опубл. 02.05.1967. – 11 с.
73. Пат. 3294026 США, МПК F04d 29/44, F04d 7/00. Vortex pump / S. Lobanoff (США). - №537501; заявл. 30.09.1963; опубл. 27.12.1966. – 6 с.

74. Пат. 3322070 США, МПК F04d 29/44, F04d 7/00. Vortex pump / K.E. Glass (США) / №446515; заявл. 08.04.1965; опубл. 30.05.1967. – 3 с.

75. Каталог насосного обладнання компанії VOGEL PUMPEN [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.vogelpumpen.com/vogdata/doc/EN/kswwts_05-eden.pdf

76. Пат. 4135852 США, МПК F04D 7/00. Centrifugal slurry pump and method / W.R. Archibald (США). - №782226; заявл. 28.03.1977; опубл. 23.01.1979. – 9 с.

77. Пат. 4338062 США, МПК F04D 29/24. Adjustable vortex pump / M.J. Neal (США). - №140161; заявл. 14.04.1980; опубл. 06.07.1982. – 10 с.

78. Пат. EP0109550 Німеччина, МПК F04D 29/22 Laufrad für eine Freistrompumpe / H. Heimgartner, K. Wirz. (Швейцарія) - № 19830110411; заявл. 19.10.1983; опубл. 30.05.1984. – 11 с.

79. Пат. 4592700 США, МПК F04D 29/24; F04D 29/40. Vortex pump / S. Toguchi, M. Kobayashi (Японія). - №586441; заявл. 05.03.1984; опубл. 03.06.1986. – 9 с.

80. Пат. 20140003929A1 США, МПК F04D 7/04 (2013.01) Free-flow pump / J. N. Favre (Швейцарія), H. Rengen (Німеччина), M. Grimm (Швейцарія) - № 14/003274; заявл. 27.02.2012; опубл. 05.09.2013. – 8 с.

81. Пат. 4676718 США, МПК F04D 29/24. Impeller for a pump, especially a vortex pump / H. Sarvanne (Фінляндія). - №740367; заявл. 03.06.1985; опубл. 30.06.1987. – 5 с.

82. Пат. 8128360 США, МПК F04D 29/42. Vortex pump with splitter blade impeller / D.L. Sensel, M. Kowalak (США). - №12/269416; заявл. 12.11.2008; опубл. 06.03.2012. – 10 с.

83. Пат. 106416 СРСР, МПК⁴ F 04 D 7/04. Рабочее колесо свободновихревого насоса / Вертячих А. В., Герман В. Ф., Евтушенко А. А., Караханьян И. А., Ковалев И. А., Копелянский В. Б., Кузнецов О. В., Цай А. М. – № 3774186/25-06; заявл. 17.07.1984; опубл. 07.02.1987, бюл. № 5.

84. Пат. 1634829 СРСР, МПК⁵ F 04 D 7/04. Свободновихревой насос / Котенко А. И., Дериколенко А. Н., Герман В. Ф., Пеннер В. М. - №4618984/29; заявл. 12.12.1988; опубл. 15.03.1991, бюл. № 10.

85. Пат. 1576733 СРСР МПК⁵ F 04 D 29/18, 7/04. Рабочее колесо свободновихревого насоса / Котенко А. И., Дериколенко А. Н. - №4466096/31-29; заявл. 26.07.1988; опубл. 07.07.1990, бюл. № 25.

86. Пат. 37350 Україна, МПК (2006) F04 D 1/00. Вільновихровий насос / Владимірський Е. С. (Україна) - №37350А; заявл. 29.12.1999; опубл. 15.05.2001, бюл. № 4.

87. Пат. 99588 Україна, МПК (2006.01) F04 D 7/04. Вільновихровий насос / Криштоп І. В., Герман В. Ф., Гусак О. Г. (Україна) - №u201500091; заявл. 06.01.2015; опубл. 10.06.2015, бюл. № 11.

88. Пат. 66149 А Україна, МПК (2006) F04 D 5/00. Вільновихровий насос / Кондаков А. Ф., Чернявський В.І., Костіков І. П., Ікол Ю. А., Коваль В. К. (Україна) - № 2003087376; заявл. 05.08.2003; опубл. 15.04.2004, бюл. № 4.

89. Герман В. Ф. Влияние геометрических параметров рабочего колеса свободновихревого насоса на его характеристики / В. Ф. Герман, И. А. Ковалев, И. Н. Чебаненко // Гидравлические машины. – Харьков : Вища шк., 1984. – Вып. 18. – С. 75–77.

90. Пат. 25569 А Україна, МПК (2006) F04 D 5/00. Вільновихровий насос / Левін Ю. М., Кардакова Є. В., Молчанов В. Б., Круглік А. С., Ракітін А. І. (Україна) - № 97062795; заявл. 12.06.1997; опубл. 25.12.1998, бюл. № 6.

91. Пат. 7605 Україна, МПК (2006) F04 D 5/00. Вільновихровий насос / Белашов П. М., Косяненко О. С., Шастун В. Ф. (Україна) - №u200502978; заявл. 31.03.2005; опубл. 15.06.2005, бюл. № 6.

92. Герман В. Ф. Поиск путей расширения диапазона рабочих параметров свободновихревых насосов типа “TURO” / В. Ф. Герман,

А. Г. Гусак, А. А. Евтушенко, В. А. Панченко // Восточно–Европейский журнал передовых технологий. – 2011. – № 4/8(52). – С. 33–37.

93. Пат. 86009 Україна, МПК (2006.01) F04 D 7/04. Вільновихровий насос / Котенко О. І., Герман В. Ф., Ніколаєнко Л. М. (Україна) - №u201307154; заявл. 06.06.2013; опубл. 10.12.2013, бюл. № 23.

94. Пат. 78067 Україна, МПК (2006.01) F04 D 7/04. Вільновихровий насос / Котенко О. І., Ніколаєнко Л. М. (Україна) - №u2013209329; заявл. 30.07.2012; опубл. 11.03.2013, бюл. № 5.

95. Корбутовский А. А. Влияние геометрии отвода на рабочие параметры свободновихревого насоса / А. А. Корбутовский // Исследование, расчет и технология изготовления гидромашин: ВНИИГидромаш: сбор. науч. тр. – 1977. – С. 40–52.

96. Герман В.Ф. Создание и исследование сточномассных вихревых насосов повышенной экономичности : дисс. к. техн. наук, спец.: 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты / В.Ф. Герман. – Сумы : Сумский филиал Харьковского политехнического института, 1984. – 154 с.

97. Пат. 1521923 СРСР МПК⁴ F 04 D 29/22. Рабочее колесо свободновихревого насоса / Герман В. Ф., Яхненко С. М., Синеколодецкая Т. Н., Котенко А. И., Копелянский В. Б., Гонсалес Н. Х. - № 4339198/25-29 ; заявл. 07.12.87 ; опубл. 15.11.89, Бюл. № 42. – 3 с.

98. Пат. 3759628 США, МПК F04d 29/44, F04d 7/00. Vortex pumps / D. D. Kempf (США) / - №262913; заявл. 14.06.1972; опубл. 18.09.1973. – 13 с.

99. Канализационные насосы Morris серии 6100 [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.vgs.ru/produkt/detail.php?ID=2079>

100. Rokita J. Wpływ geometrycznych cech konstrukcyjnych na parametry pracy pomp o swobodnym przepływie / J. Rokita // Zeszyty Naukowe Politechniki Slaskiej. – 1975. – No. 420. – S. 43–65.

101. ДСТУ ГОСТ 6134:2009 «Насоси динамічні. Методи випробування». – Введ. 2009-02-13. – Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2009. – 101 с.

102. Теория планирования экспериментов в энергетике / С. В. Губин, А. И. Яковлев / – Курс лекций для высших технических учебных заведений. – Киев, "Миллениум", 2009 – 158 с.
103. Теорія ймовірностей, випадкові процеси та математична статистика: підручник. – Х.: ХУПС, 2009. – 436 с.
104. Теорія ймовірностей та математична статистика : навчально-методичний посібник для самостійного вивчення дисципліни. – К.: Видавничо-поліграфічний центр 'Київський університет', 2009. – 260 с.
105. Бугір М. К. Теорія ймовірностей та математична статистика: посібник. – Тернопіль: Підручники, посібники, 1984. – 527 с.
106. Степанов М. Н. Статистические методы обработки результатов механических испытаний: Справочник. – М.: Машиностроение, 1985. – 232 с.
107. Горяинов В. Б. Математическая статистика: Учеб. для вузов / В. Б. Горяинов, И. В. Павлов, Г. М. Цветкова, О. И. Тескин; под ред. В. С. Зарубина, А. П. Крищенко. – М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. – 424 с.
108. Вентцель Е. С., Овчаров Л. А. Теория вероятностей и ее инженерные приложения. – М.: Высшая школа, 2000. – 354 с.
109. Тутубалин В. Н. Теория вероятностей и случайных процессов. – М.: Изд-во Московского ун-та, 1992. – 395 с.
110. Гроот М. Д. Оптимальные статистические решения. – М.: Мир, 1974. – 491 с.
111. Боровков А. А. Математическая статистика. Оценка параметров, проверка гипотез. – М.: Наука, 1984. – 312 с.
112. Повний факторний експеримент [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://lib.mdpu.org.ua/e-book/teor_plan/Lecture1/Lecture1.html
113. Лавров В. В. Методы планирования и обработки результатов инженерного эксперимента: Конспект лекций (отдельные главы из учебника для вузов) / В. В. Лавров, Н. А. Спирин. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2004. – 257 с.

114. Налимов В. Н. Логические основания планирования эксперимента / В. Н. Налимов, Т. И. Голикова – М.: Металлургия, 1981. – 152 с.
115. Славутский Л. А. Основы регистрации данных и планирования эксперимента / Л. А. Славутский. – Чебоксары: Изд-во ЧГУ, 2006. – 200 с.
116. Горский В. Г., Адлер Ю. П. Планирование промышленных экспериментов. – М.: Металлургия, 1974. – 264 с.
117. Адлер Ю. П., Маркова Е. В., Грановский Ю. В. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. М.: Наука, 1976. – 279 с.
118. Березюк О. В. Планування багатofакторного експерименту для дослідження вібраційного гідроприводу ущільнення твердих побутових відходів / О. В. Березюк // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 3 (55). – С. 92–97.
119. Ніколаєнко Л. М. Дослідження робочого процесу вихрового ступеня за допомогою обчислювального експерименту / Вісник НТУ «ХП» – 2013 №5. С. 184–193.
120. Салтанова Л. М. Планування багатofакторного віртуального експерименту для дослідження вихрового ступеня / Л. М. Салтанова, С. О. Лугова, І. В. Криштоп // Компрессорное и энергетическое машиностроение – 2015 №2. С. 32–34.
121. В'юн І. Г. Зменшення вартості життєвого циклу вільновихрових насосів / І. Г. В'юн, Л. М. Салтанова, О. І. Котенко // 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. 137.
122. Котенко О. І. Шляхи удосконалення вільновихрових насосів / О. І. Котенко, Л. М. Ніколаєнко // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали II Всеукраїнської міжвузівської науково-технічної конференції, м. Суми, 17-20 квітня 2012 р.: у 3-х ч. / Ред.кол.: О. Г. Гусак, В. Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2012. — Ч.3. — С. 43.

123. Каталог насосного обладнання компанії VOGEL PUMPEN [Електронний ресурс]. – Режим доступу: http://www.vogelpumpen.com/vogdata/doc/EN/kswwts_05-eden.pdf
124. Спиридонов А. А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов. М.: Машиностроение, 1981. – 184 с.
125. Gulich J. F. Centrifugal Pumps / J. F. Gulich. – Springer Heidelberg Dordrecht London New York, 2010. – 957 s.
126. Van den Braembussche R. A. Flow and Loss Mechanisms in Volute of Centrifugal Pumps. In Design and Analysis of High Speed Pumps (pp. 12-26).
127. Educational Notes RTO-EN-AVT-143, Paper 12. Neuilly-sur-Seine, France: RTO., 2006 Available from: <http://www.rto.nano.int/abstracts.asp/>.
128. Жарковский А. А. Математическое моделирование рабочих процессов в центробежных насосах низкой и средней быстроходности для решения задач автоматизированного проектирования: автореф. дис. на соиск. научн. степ. докт. тех. наук : спец. 05.04.13 "Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты" / Жарковский А. А. – Санкт-Петербург, 2003. – 32 с.
129. Косторной С. Д. Расчет пространственного потока в рабочем колесе поворотно-лопастных гидротурбин осевого типа. Часть 1 – Моделирование пространственного течения / С. Д. Косторной, А. К. Давиденко // Вісник Сумського державного університету. – 1996. – №2(6). – С. 41–46.
130. Лойцянский Л. Г. Механика жидкости и газа / Л. Г. Лойцянский. – М. : Наука. гл. ред. физ.- мат. лит., 1987 – 840 с.
131. Елин А. В. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения жидкости и газа в проточных частях насосов специализации «ВНИИАЭН»: формулировка цели, постановка задач и выбор объектов исследования / А. В. Елин, А. Н. Кочевский, В. Н. Коньшин. // Компрессорная техника и пневматика. – 2007. – №4, – с 13–18.
132. ANSYS CFX 13.0 Solver Theory. Release 13.0 [Електронний ресурс], – 2010. – 261 p. – Режим доступу : <http://www.ansys.com>.

133. ANSYS CFX 13.0 Solver Models. Release 13.0 [Електронний ресурс], – 2010. – 549 р. – Режим доступу : <http://www.ansys.com>.

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

135. Launder B. E. The Numerical Computation of Turbulent Flows / B.E. Launder, D. B. Spalding // Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. – 1974. – №3. – p. 269–289.

136. Ханнанов Р. Б. Экспериментальный стенд испытания турбомолекулярного насоса / Р. Б. Ханнанов // Вестник Казанского технологического университета. – 2011. – № 18. – С. 335–337.

137. Ніколаєнко Л. М. Створення експериментального стенда для дослідження робочого процесу самовсмоктувальних насосів / Л. М. Ніколаєнко, Р. В. Бойченко, О. І. Котенко, С. О. Лугова // Сучасні технології у промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів ф-ту технічних систем та енергоефективних технологій: у 2 ч. м. Суми, 23–26 квітня 2013 р. – Суми : СумДУ, 2013. – Ч. 2. – С. 79.

138. Антоненко С. С. Методика проведення експериментальних досліджень роботи відцентрово-вихрових ступеней на високов'язких рідинах / С. С. Антоненко, Е. В. Колісніченко, М. В. Найда // Вісник СумДУ. Серія «Технічні науки». – 2010. – № 2. – С. 7–13.

139. Линник А. В. Экспериментальный стенд ОАО «Турбоатом» для физического моделирования гидродинамических процессов в проточных частях поворотно-лопастных гидротурбин / А. В. Линник, А. В. Рябов // Энергетическое машиностроение. – 2014. – № 3. – С. 3–11.

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

141. Craciun V. S. A flexible and low cost experimental stand for air source heat pump for Smart Buildings / V. S. Craciun, C. Bojesen, M. B. Blarke, V. Trifa // Optimization of Electrical and Electronic Equipment (OPTIM), 2012, 13th International Conference on. – IEEE, 2012. – P. 1040–1045.

142. Чернов Б. А. Погрешности ультразвуковых расходомеров от расширения и деформации трубопровода при перепадах температуры и давления транспортируемой жидкости / Б. А. Чернов // Вестник Алмаатинского университета энергетики и связи. – 2011. – № 1 (12). – С. 17–20.

143. Румшинский Л. З. Математическая обработка результатов эксперимента / Л. З. Румшинский. – Москва : Наука, 1971. – 192 с.

144. Тимошенко Г. М. Теория инженерного эксперимента / Г. М. Тимошенко, П. Ф. Зима. – Киев: УМКВО, 1991. – 124 с.

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

146. Лурье А. И. Аналитическая механика / А. И. Лурье. – М.: ГИФМЛ, 1961. – 824 с.

147. Самойлович Г. С. Гидрогазодинамика: Учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности "Турбостроение" / Г. С. Самойлович. – М.: Машиностроение, 1990. – 384 с.

148. Gerlach A. Design Parameters of Vortex Pumps: A Meta-Analysis of Experimental Studies / A. Gerlach, P. Thamsen, S. Wulff, C. Jacobsen. // Energies. – 2017. – № 10 (1). – С. 58.

149. Optimization design and test of vortex pump based on CFD orthogonal test / [X. Gao, W. Shi, D. Zhang та ин.]. // Nongye Jixie Xuebao/ Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery. – 2014. – № 45 (5). – С. 101–106.

150. Яременко О. В. Состояние и перспективы унификации динамических насосов / О. В. Яременко, В. И. Федосова // М.: ЦИНТИхимнефтемаша, 1989. – С. 48–49.

151. Луговая С. О. Гидродинамические особенности проектирования сменных проточных частей при создании унифицированного ряда центробежных насосов : дисс. канд. техн. наук : 05.05.17 / С. О. Луговая. – Сумы: СумГУ, 2009. – 147 с.

152. Яхненко С. М. Гидродинамические аспекты блочно-модульного конструирования динамических насосов : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук : спец. 05.05.17 "Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты" / Яхненко С. М. – Сумы: СумГУ, 2003. – 20 с.

153. Елин А. В. Современные подходы к формированию полей Q-H шламовых насосов // Промислова гідраліка і пневматика : матеріали XVI міжнародної науково-технічної конференції 14 – 16 жовтня 2015 р., Суми, Україна / АС ППП. – Вінниця: Глобус-прес, 2015. – с. 74–75.

154. Сапожников С. В. Научно-техническое обеспечение проекта создания многофункциональных консольных насосов блочно-модульного исполнения / С. В. Сапожников, С. М. Яхненко // Вестник национального технического университета «КПИ». – 1999. – №35. – С. 246–256.

155. Федосова В. И. Унификация размерных рядов динамических насосов / В. И. Федосова, О. В. Яременко // Химическое и нефтяное машиностроение. – 1989. – №2. – С. 5–7.

156. ГОСТ 8032-84 «Предпочтительные числа и ряды предпочтительных чисел». – Введ. 1985-06-30. – М. : Издательство стандартов, 1984. – 17 с.

157. Караханьян В. Новые насосы для перекачивания различных взвешенных неабразивных веществ, взвешенных сред, газодинамических суспензий / В. Караханьян // Качество и эффективность насосного оборудования. – 1984. – 3–16.

ДОДАТОК А

Список публікацій здобувача за тематикою дисертаційної роботи

1. Наукові праці, в яких опубліковані основні наукові результати

1. Котенко О. І. Обґрунтування доцільності вдосконалення конструкції робочого колеса вільновихрового насоса / О. І. Котенко, **В. Ю. Кондусь** // Наукові нотатки. – 2017. – №57. – С. 94–101.

2. **Кондусь В. Ю.** Експериментальний стенд для дослідження вільновихрових насосів / В. Ю. Кондусь, О. І. Котенко // Промислова гідравліка і пневматика – 2017. – №2 (56). – 46–55.

3. Котенко О. І. Проектування робочого колеса вільновихрового насоса з криволінійним профілем лопаті з використанням методу чисельного дослідження / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Журнал інженерних наук. - 2016. - Т.3, №1. - С. В9–В16.

4. **Kondus V.Y.** Investigation of the impact of the geometric dimensions of the impeller on the torque flow pump characteristics / V.Y. Kondus, A.I. Kotenko // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2017. – № 1/4 (88). – P. 25–31.

5. **Kondus V.Y.** Improving the torque flow pumps product line / V.Y. Kondus, A.I. Kotenko, S.M. Yakhnenko // Nauka I Studia. – 2017. – № 11 (172). – P. 57–70.

2. Наукові праці апробаційного характеру

6. Котенко О. І. Перспективи створення параметричного ряду вільновихрових насосів / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Промислова гідравліка і пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Суми, 14–16 жовтня 2015 р.). – Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2015. – С. 78–79.

7. **Кондусь В. Ю.** Удосконалення параметричного ряду вільновихрових насосів / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, О.Г. Гусак // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXII міжнародної науково-технічної конференції, м. Черкаси, 23 – 26 травня 2017 р. – Київ: НТУУ «КПІ», 2017. – С. 145–146.

8. **Кондусь В. Ю.** Параметричний ряд вільновихрових насосів / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 147.

9. Котенко, О. І. Параметрична стандартизація, уніфікація і агрегування вільновихрових насосів / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Системи розроблення та поставлення продукції на виробництво : матеріали I Міжнародної науково-практичної конференції, м. Суми, 17–20 травня 2016 р. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, К.О. Дядюра. – Суми : СумДУ, 2016. – С. 286.

10. Котенко, О.І. Вдосконалення типорозмірного ряду вільновихрових насосів (СВН) для перекачування забруднених рідин та рідин, що містять включення / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Гідроаеромеханіка в інженерній практиці: матеріали XXI міжнародної науково-технічної конференції, м. Київ, 24–27 травня 2016 р. – Київ: НТУУ «КПІ», 2016. – С. 151–152.

11. Котенко О. І. Вільновихрові технологічні насоси СВН для цукрової промисловості України / О. І. Котенко, О. О. Котенко, **В. Ю. Кондусь** // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 29–30 березня 2017 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2017. – С. 43–45.

12. **Кондусь В. Ю.** Підвищення енергоефективності вільновихрових насосів з урахуванням вартості їх життєвого циклу / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 46.

13. Котенко О.І. Обґрунтування економічної доцільності використання вільновихрових насосів в рамках стратегії підвищення енергоефективності

технологічного процесу / О.І.Котенко, О.О.Котенко, В.Ю.Кондусь // Перспективи розвитку цукрової промисловості України: матеріали міжнародної науково-технічної конференції цукровиків України, м. Київ, 31 березня – 1 квітня 2016 р. – Київ: МОН, НУХТ, НАЦУ, 2016. – С. 89–91.

14. **Кондусь В. Ю.** Підвищення енергетичної ефективності вільновихрових насосів шляхом удосконалення проточної частини / В.Ю. Кондусь // Промислова гідравліка і пневматика: XVII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Вінниця, 4–5 жовтня 2017 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2017. – с. 50–51.

15. Матвієнко Ю. О. Удосконалення конструкції робочого колеса з метою підвищення енергоефективності вільновихрового насоса / Ю. О. Матвієнко, **В. Ю. Кондусь** // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 19–22 квітня 2016 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2016. – Ч.2. – С. 148.

16. **Кондусь В. Ю.** Економічна доцільність заміни робочого колеса вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем і енергоефективних технологій, м. Суми, 18–21 квітня 2017 р.: у 2-х ч. / Редкол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. – Суми: СумДУ, 2017. – Ч.2. – С. 50.

17. **Кондусь В.Ю.** Удосконалення конструкції робочого органа вільновихрового насоса / В.Ю. Кондусь, О.І. Котенко, О.Г. Гусак // Промислова гідравліка і пневматика: XVII Міжнародна науково-технічна конференція АС ПГП (Вінниця, 4–5 жовтня 2017 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2017. – с. 49–50.

18. Котенко О. І. Метод факторного експерименту для дослідження ступеня вільновихрового насоса / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Промислова гідравліка і пневматика: XVI Міжнародна науково-технічна конференція

АС ПГП (Харків, 19–20 жовтня 2016 р.). - Вінниця: ТОВ "Глобус-Прес", 2016. – с. 53–54.

19. Котенко О.І. Підвищення енергоефективності вільновихрового насоса шляхом зміни конструкції його проточної частини з використанням методу чисельного дослідження / О.І. Котенко, **В.Ю. Кондусь** // Гідро- та пневмоприводи машин – сучасні досягнення та застосування. II Міжнародна науково-технічна конференція 15–16 листопада 2016 р. : збірник тез доповідей. - Вінниця: Т.П. Барановська, 2016. – С. 47–50.

3. Праці, які додатково відображають наукові результати

20. Пат. 106416 U Україна, МПК F04D 29/34 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / **В.Ю. Кондусь**, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201510522; заявл. 28.10.2015; опубл. 25.04.2016, бюл. № 8.

21. Пат. 119140 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / **В.Ю. Кондусь**, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703588; заявл. 12.04.2017; опубл. 11.09.2017, бюл. № 17.

22. Пат. 119477 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / **В.Ю. Кондусь**, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703576; заявл. 12.04.2017; опубл. 25.09.2017, бюл. № 18.

23. Пат. 119807 U Україна, МПК F04D 7/04 (2006.01). Робоче колесо вільновихрового насоса / **В.Ю. Кондусь**, О.І. Котенко, (Україна); заявник та патентовласник Сумський держ. ун-т. - № u201703565; заявл. 12.04.2017; опубл. 10.10.2017, бюл. № 19.

ЗАТВЕРДЖУЮДиректор ТОВ «Сумський
машинобудівний завод»

М.Я. Діденко

05 лютого 2018 р.



впровадження матеріалу дисертаційної роботи
здобувача кафедри прикладної гідроаеромеханіки
Сумського державного університету
Кондуся Владислава Юрійовича

м. Суми

«_05_» лютого 2018 р.

Даним актом засвідчується те, що розроблена у результаті виконання дисертаційної роботи Кондуся В. Ю. методика проектування робочого колеса вільновихрового насоса прийнята до уваги та буде використана при розробці та модернізації насосів, що виробляються ТОВ «Сумський машинобудівний завод».

Запропоноване технічне рішення дозволяє підвищити ККД вільновихрового насоса шляхом зниження гідравлічних втрат у його проточній частині, а також збільшення частки лопатевого і зменшення частки вихрового робочого процесу насоса.

Заст. директора з наукової роботи
ТОВ «Сумський машинобудівний завод», к.т.н.

О. І. Швіндін

ЗАТВЕРДЖУЮ

Перший проректор

Сумського державного університету

к.ф.-м.н. Карпуша В. Д.

«24» січня

2018 р.

АКТ

«24» січня 2018 р.

м. Суми

Про впровадження
результатів дисертаційної роботи
Кондуся В. Ю. у навчальний процес.

Складено комісією у складі:

Голова комісії – декан факультету ТеСЕТ, доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки, к.т.н. О. Г. Гусак;
– доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки, к.т.н. Е. В. Колісніченко;
– доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки, д.т.н. М. І. Сотник.

Встановлено, що в процесі підготовки дисертаційної роботи здобувача кафедри прикладної гідроаеромеханіки Кондуся В. Ю. на тему «Підвищення енергетичної ефективності та розширення параметричного ряду вільновихрових насосів шляхом удосконалення робочого органа» (науковий керівник – к.т.н., доц. Котенко О. І.) у навчальний процес впроваджено наступне:

- результати досліджень використовуються викладачами кафедри при викладанні для студентів спеціальності «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика» курсів «Теорія турбомашин» і «Гідродинамічні машини та передачі»;
- розроблена здобувачем методика проектування робочого органа вільновихрового насоса використовується студентами спеціальності «Гідравлічні машини, гідроприводи та гідро пневмоавтоматика» при підготовці курсових та випускних робіт.

Голова комісії

О. Г. Гусак

Члени комісії

Е. В. Колісніченко

М. І. Сотник