

Р.В. Пузік, В.Ю. Кондусь, І.В. Павленко, А.С. Твердохліб
Сумський державний університет

АНАЛІЗ ПЕРСПЕКТИВ ЗМЕНШЕННЯ ЕНЕРГОСПОЖИВАННЯ ВІЛЬНОВИХРОВИХ НАСОСІВ ДЛЯ ПЕРЕКАЧУВАННЯ РІДИН З ВКЛЮЧЕННЯМИ

Ріст ефективності роботи насосного обладнання і, зокрема, вільновихрових насосів є перспективним напрямком розвитку промисловості, так як зростання ціни на енергоресурси та підвищення вимог до якості промислового обладнання являються суттєвими факторами роботи підприємств.

Через це метою даної роботи є пошук та порівняння шляхів підвищення ефективності роботи вільновихрового насосу за допомогою модернізації конструкції елементів проточної частини.

Проведення літературного огляду дозволило визначити оптимальних спосіб вдосконалення проточної частини, котрим є модернізація робочого колеса за допомогою зміни ширини лопатей.

Заміна лише одного конструктивного елементу насосу мінімізує інвестиційні витрати підприємств та позитивно впливає загальну вартість життєвого циклу насосної установки.

Модернізована конструкція вільновихрового насосу дає можливість регулювання робочих параметрів в широких межах, зокрема напору на 20% та ККД на 3-4% від номінального значення.

Ключові слова: вільновихровий насос, робоче колесо, лопать, проточна частина, торіодальний вихор, напір, ККД.

R. Puzik, V. Kondus, I. Pavlenko, A. Tverdokhlib

ANALYSIS OF THE PROSPECTS FOR REDUCING ENERGY CONSUMPTION OF TORQUE FLOW PUMPS FOR PUMPING LIQUIDS WITH INCLUSIONS

The increase in the efficiency of pumping equipment and, in particular, torque flow pumps is a promising direction for the development of industry. Since the increase in the price of energy resources and the increase in quality requirements for industrial equipment are significant factors in the work of enterprises.

Therefore, the purpose of this work is to find and compare ways to improve the efficiency of torque flow pumps by modernizing the design of the elements of the flow path.

Conducting a literature review made it possible to determine the optimal way to improve the flow path. This method is a modernization of the impeller by changing the width of the blades.

Replacing only one structural element of the pump minimizes the investment costs of enterprises and positively affects the total life cycle cost of the pumping unit.

The upgraded design of torque flow pumps makes it possible to control operating parameters over a wide range. In particular, head by 20% and efficiency by 3-4% of the nominal value.

Key words: torque flow pump, impeller, blade, flow part, toroidal vortex, head, efficiency.

Вступ. При перекачуванні води або іншої чистої рідини широке розповсюдження отримали відцентрові насоси. Тим не менше часто виникає потреба в транспортуванні рідини, котра містить тверді або газоподібні включення, суспензії високої в'язкості, суміші з піском, волокнистими включеннями та іншими забрудненими рідинами [6].

Галузі промисловості, котрі часто стикаються з необхідністю перекачування забруднених рідин, зокрема гірничодобувна та днопоглиблювальна, стикаються з рядом серйозних проблем. Окрім швидкого зносу елементів проточної частини абразивними речовинами, великі тверді включення постійно забивали звичайні насоси для транспортування шламу. Вони вимагали постійного обслуговування, щоб їх розблокувати, а також частого обслуговування та заміни деталей. Час простою та витрати були надмірними.

Постановка задачі. Одним з шляхів вирішення даного завдання є модифікація конструкції відцентрових насосів, зокрема, використання одно- або двоканальних робочих коліс (рис. 1) [12, 18]. Даний тип насосів здебільшого використовуються для перекачування рідин невисокого ступеня забруднення з дрібними твердими частинками. Вони мають великі показники напору в порівнянні з іншими робочими колесами та високий показник ККД. Даний тип насосів часто використовується для перекачування відфільтрованих і не відфільтрованих біологічних рідин, але погано підходить для перекачування рідин з високим ступенем абразиву (пісок, дрібний гравій і ін.) [19].

Тим не менше даний підхід не може повністю вирішити питання перекачування рідин з включеннями, так як ККД використовуваних відцентрових насосів починає знижуватися при концентрації домішок близько 7% [2]. Транспортуванні стічних вод та рідин з волокнистими включеннями є ускладненим через можливість забивання насоса. Ще одною проблемою є те, що транспортування рідин з абразивними включеннями та в'язких рідин супроводжується швидким

зношуванням проточної частини насоса, а при перекачуванні газорідних сумішей можливий зрив подачі.

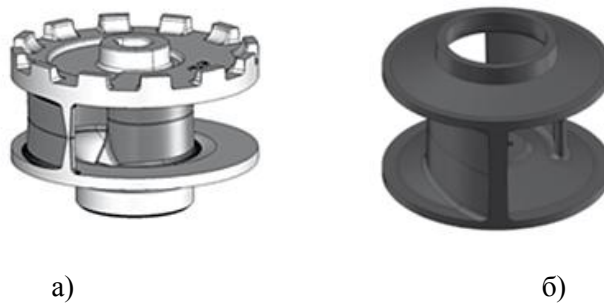


Рис. 1. Одноканальне а) та двоканальне б) відцентрові робочі колеса [19]

Через це постає необхідність використання насосів з принципово іншим принципом роботи, котрими є вільновихрові насоси. Конструкція вільновихрових насосів дозволяє транспортувати рідини, що містять значні концентрації твердих або газоподібних включень, при зниженій ймовірності засмічення проточної частини. Однак їх гідравлічна ефективність дещо нижча, у порівнянні зі звичайними відцентровими насосами (ККД насосів коливається в межах $\eta=0,38-0,58$).

Таким чином метою даної роботи є пошук шляхів підвищення роботи вільновихрових насосів шляхом удосконалення його проточної частини.

Огляд літературних джерел.

Конструктивні схеми вільновихрових насосів. Перші дослідження в даній області розпочалися в середині ХХ століття, що дозволило компанії «Western Machinery Co» 1954 року виготовити перший вільновихровий насос типу «Wemco».

Унікальними особливостями насоса даного типу є:

– повністю заглиблене робоче колесо напіввідкритого чашового типу, котре дає можливість перекачування твердих тіл з розміром близьким до діаметра трубопроводу.

– робоче колесо було спроектоване надзвичайно товстим для забезпечення міцності та економічності. Корпус був виготовлений із двох частин із вхідним патрубком, який можна було швидко, легко та економічно замінити.

Тим не менше, одним з головних недоліків насосів даного типу є досить низький ККД, котрий, зазвичай, не перевищує 35%. Згідно досліджень Еггера [2], дане значення може досягатися при величині колової швидкості насоса близько 25м/с. В цьому випадку величина напору насосу типу «Wemco» може складати близько 32 м.

Наступним типом вільновихрових насосів став «Seka», вперше розроблений австрійською машинобудівною фірмою «VOGEL» [20]. Основною конструктивною відзнакою насосів даного типу є висунення робочого колеса із розточки корпусу безпосередньо у вільну камеру. Це забезпечує зменшення частки вихрового та підвищення частки лопатевого робочого процесу, що дозволяє отримати підвищення напору та ККД насоса, але в той же час супроводжується руйнуванням легкоушкоджуваного продукту та інтенсивним зносом робочого колеса при транспорті рідин з абразивними домішками [21].

В результаті досліджень, проведених Емілем Еггером в середині ХХ століття, була розроблена нова конструктивна схема вільновихрових насосів «Turo». Основною характерною рисою даних насосів є розташування робочого колеса у циліндричній розточці корпусу. Завдяки своїй конструкції насосів типу «Turo» (рис. 2) основна частина (близько 85%) перекачуваної рідини, транспортується безпосередньо від первинного вихору до напірного патрубка. Лише 15% перекачуваної рідини, контактує з робочим колесом через вторинний вихор.

Порівняльний аналіз характеристик різних конструктивних схем вільновихрових насосів (рис. 3) показав, що насоси типу «Seka» мають найвищі показники ККД та коефіцієнт напору. При цьому під час зміни конструкції насоса з типу «Wemco» до насоса типу «Seka» оптимальні показники роботи насосів спостерігаються при більших. Найменше значення коефіцієнта напору відповідає конструктивній схемі «Wemco». Вільновихрові насоси типу «Turo» займають проміжне положення [1, 7].

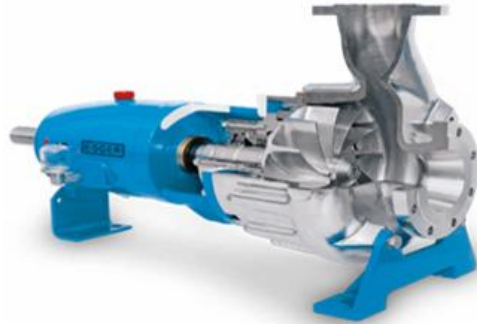
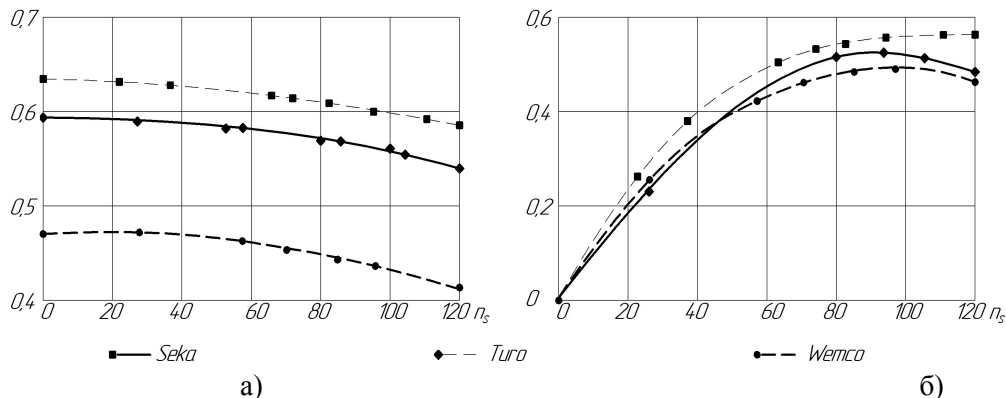


Рис. 2. Вільновихровий насос типу «Туро» [22]

Рис. 3. Порівняння характеристик вільновихрових насосів:
а) коефіцієнт напору, б) ККД насоса

Вплив конструкції вільновихрових насосів на їх характеристики. При виборі конструкції насосів, а також методів їх модернізації необхідно враховувати не лише показники ефективності роботи, а також інвестиційні витрати, необхідні для проведення даної модернізації. Це дозволить мінімізувати загальну вартість життєвого циклу насосної установки [17].

Через це доцільним є удосконалення конструкції робочого органу насоса при збереженні старих корпусних елементів, адже даний метод не потребує значних матеріальних витрат на виготовлення та заміну елементів насосної установки і дозволяє підвищувати ефективність роботи вже існуючих агрегатів. Дана модернізація може відбуватися за рахунок підрізки лопатей робочого колеса, їх профілювання тощо [5, 14].

Підрізка робочого колеса вільновихрового насоса є одним з дієвих методів зміни параметрів насоса, адже не тільки впливає на характеристики власне колеса, а і призводить до зміни величини вільної камери (зазору між лопатями РК та стінкою корпусу).

Для вільновихрових насосів типу «Seka» підрізка РК по ширині лопаток b_2 супроводжується постійним зменшенням величини напору та ККД (при максимальній підрізці приблизно на 10%). При цьому при невеликих величинах підрізки ($b_2/b_2 \leq 0,8$) спостерігається збільшення оптимальної подачі. При подальшому збільшенні величини підрізки відбувається її зниження.

Підрізка лопатей робочого колеса через одну, тобто перехід до аналога двоярусного колеса у відцентровому насосі, призводить до зростання напору та ККД насоса і досягає максимуму при довжині коротких лопатей приблизно вдвічі менше від довжини довгих лопатей (приріст ККД складає 2-3% [16]). Це пояснюється формуванням поперечних вихорів з оптимальними для здійснення робочого процесу геометричними співвідношеннями на більшій довжині міжлопатевого каналу колеса [13], що є причиною підвищення ефективності роботи насоса. Розширення експериментів у цьому напрямі може дати додатковий інструмент варіювання параметрів вільновихрових насосів типу «Туро».

Регулювання характеристики вільновихрових насосів може бути проведене за допомогою підрізки робочого колеса по зовнішньому діаметру D_2 . Найбільш широко даний метод застосовується у випадку, коли двигун насоса не має регулювання частоти обертання (наприклад, асинхронний двигун із короткозамкненим ротором) [15]. При зменшенні зовнішнього діаметра

робочого колеса D_2 колова швидкість на виході з колеса зменшується, що призводить до зменшення тиску. В результаті цього крива напірної характеристики насоса знижується і при деякому значенні D_2 пройде через задану режимну точку, у випадку, якщо дана точка лежить нижче характеристики насоса.

При підрізці робочого колеса напір спочатку дещо зростає, після чого стабілізуються. При подальшій підрізці напір знову зменшується. Через це було вирішено вивести окремі залежності параметрів вільновихрових насосів для різних величин підрізки. Так для насосу типу «Туго» при $D_2'/D_2 = 1 - 0,95$:

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^{1,25} ; \frac{H'}{H} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^{1,5} \quad (1)$$

для $D_2'/D_2 = 0,95 - 0,80$:

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^{1,5} ; \frac{H'}{H} = \left(\frac{D_2'}{D_2}\right)^2 \quad (2)$$

Максимальне значення підрізки робочого колеса по зовнішньому діаметру не повинно перевищувати 20%.

Конструкція вільновихрового робочого колеса дозволяє проводити пряму або ж похилу підрізку по внутрішньому діаметру. У випадку прямої підрізки лопатей по внутрішньому діаметру D_1 відбувається лише незначна зміна параметрів насоса при величині підрізки $D_1'/D_1 < 0,5$. Подальше збільшення величини підрізки зазвичай являється недоцільним, адже супроводжується зміною структури потоку на вході в робоче колесо, що призводить до стрімкого падіння параметрів насоса на всіх режимах роботи.

Похила підрізка по внутрішньому діаметру дозволяє створити необхідну форму вхідних кромek лопатей робочого колеса. Розміщення кромek під кутом до осі насоса дозволяє уникнути забивання робочого колеса, що є вкрай важливим при перекачуванні рідин з волокнистими вклученнями. Зміну параметрів роботи вільновихрового насоса можна умовно поділити на два відрізки. При $D_1'/D_1 \leq 0,45$ відбувається незначне зростання всіх параметрів. При $D_1'/D_1 > 0,45$ подача насоса продовжує зростати, але ККД та напір зменшуються.

Конструкція вільновихрових насосів типу «Seka» дозволяє проводити підрізку кута лопати робочого колеса на виході [11]. В даному випадку підрізка проводилася від радіусу центру циркуляції до зовнішнього радіусу РК. Було досліджено зміну параметрів вільновихрового насоса при поступовому збільшенні величини зрізаної ділянки b_2^* . На відрізку $b_2^*/b_2 \leq 0,8$ величина ККД залишається практично незмінною. При цьому відбувається поступове зменшення відносних величин напору та подачі. Подальше збільшення підрізки не рекомендується, так як воно супроводжується різким спадом параметрів насоса.

Як один з методів доводки вільновихрових насосів часто використовують підрізку робочого колеса по передньому торцю лопатей, тобто по ширині лопатей b_2^* . Для визначення параметрів вільновихрового насоса типу «Туго» використовують наступні залежності:

$$\frac{Q'}{Q} = \left(\frac{b_2^*}{b_2}\right)^{1/6} ; \frac{H'}{H} = \left(\frac{b_2^*}{b_2}\right)^{1/2} \quad (3)$$

При цьому характер зміни параметрів є схожим з підрізкою по зовнішньому діаметру РК. Рекомендована величина підрізки на перевищує $b_2^*/b_2 \leq 0,6$. При даному значенні падіння ККД складає близько 5%. Подальша підрізка являється недоцільною.

При підрізці робочого колеса вільновихрового насоса типу «Seka» по ширині лопатей спостерігається безперервне зниження величини напору та ККД ($\approx 10\%$ при максимальній підрізці). Через це не рекомендується проводити підрізку РК на величину $b_2^*/b_2 \leq 0,6 \dots 0,65$. При цьому відбувається зростання подачі насоса в діапазоні $b_2^*/b_2 = 1 \dots 0,8$.

Ще одним з методів регулювання отримуваних параметрів вільновихрових насосів може стати висув робочого колеса у вільну камеру. Даний метод може бути використаний для вільновихрових насосів типу «Туго». При цьому максимальний приріст напору ($\bar{H} = 1,15$) та ККД ($\eta = 0,535$) спостерігається при повному висуві робочого колеса, тобто при переході до конструктивної схеми «Seka».

При висуві робочого колеса відбувається підвищення ККД, що може бути обґрунтоване зростанням інтенсивності потоку протікання та зменшенням гідравлічних втрат при обертанні рідини у вільній камері насоса. При цьому оптимальний режим роботи насоса зміщується у бік вищих подач.

Одним з основних недоліків даного методу є підвищення ймовірності закупорювання проточної частини при перекачуванні рідин з волокнистими та великогабаритними включеннями.

З метою підвищення параметрів було розроблено конструкцію вільновихрового робочого колеса з однією подовженою лопаттю [3]. Виступаюча частина лопаті змушує поверхню середовища розриватися та закручуватися, навіть якщо перекачувана суміш має високу консистенцію. Тому це дає можливість транспортувати суміші високої консистенції, такі як цементні суспензії та текучий розчин з високим вмістом піску, який практично неможливо транспортувати за допомогою звичайних вільновихрових насосів. Тим не менш, неможливість балансування робочого колеса є причиною шумових, вібраційних характеристик агрегату.

Конструкція робочого колеса вільновихрового колеса з двома подовженими лопатями, має позбутися вищезгаданих недоліків. В даній конструкції лопаті робочого колеса розділені на дві групи, одна з лопатей кожної групи виступає у вільну камеру насоса. Через їх симетричне розташування відносно осі колеса вдалося позбутися дисбалансу, що призвело до покращення шумових та вібраційних характеристик і, як наслідок, збільшення ресурсу роботи насосу [9].

Застосування робочих коліс з подовженими лопатями у вільновихровому насосі забезпечує зростання параметрів (напору приблизно на 20% та ККД на 3–4%). Основною причиною є збільшення ролі лопатевого робочого процесу у загальному процесі передачі енергії в насосі.

В роботі [10] описана конструкція вільновихрового насоса типу «Туго» з робочим колесом, на лопатях котрого побудовані виступи у формі трапеції. Конструкція даного вільновихрового насоса передбачає робоче колесо з лопатками, що мають на периферії виступи, розміщені у вільній камері, котрі утворюють з корпусом осьовий зазор. Дані виступи виконані у вигляді прямокутної трапеції, менша основа якої направлена в сторону вільної камери, а похила грань – до осі насоса. Довжину меншої основи рекомендується виконувати в діапазоні **0,2 – 0,25** зовнішнього радіуса R робочого колеса, а довжина більшої основи **0,3 – 0,35** відповідно.

Виконання виступу по периферії лопаті робочого колеса дає можливість компенсувати падіння колової складової абсолютної швидкості потоку в місці злиття циркуляційного і основного потоків рідини. Форма виступу у вигляді прямокутної трапеції з похилою гранню, спрямованої в бік осі робочого колеса, дозволяє забезпечити плавне зростання колової швидкості та підтримання її постійного значення по всьому радіусу виходу з робочого. Так як колова складова швидкості потоку рідини на виході з робочого колеса, визначає ККД та напір насоса, то її зростання забезпечує підвищує ККД (на 5,5%) і напір (на 11%) насоса.

Методи досліджень. Задля отримання оптимальних результатів було вирішено провести дослідження в три основні етапи:

– інформаційно-аналітичний огляд літературних джерел, котрий дозволяє узагальнити результати, отримані попередніми дослідженнями, а також виявити основні проблеми, з котрими вони стикнулися.

– розрахунково-аналітичне дослідження дозволяє побудувати теоретичну модель удосконаленою конструкції вільновихрового насоса, визначення залежності робочих параметрів насоса від елементів конструкції його робочого органа.

– для дослідження структури потоку рідини застосовується числовий експеримент, котрий базується на фундаментальних законах гідромеханіки та розв'язані системи рівнянь нерозривності потоку та рівнянь руху в'язкої рідини.

Результати дослідження.

В результаті проведення дослідження було визначено, що процес перекачування рідини вільновихровим насосом включає в себе дві основні складові. Це відбувається через те, що загальний потік після входу в проточну частину насоса розділяється на дві компоненти, котрі, тим не менше, знаходяться в тісній взаємодії між собою [5]. Перша складова направляється

безпосередньо до напірного патрубку і таким чином утворює потік протікання, котрих не взаємодіє з лопатями робочого колеса насоса. Друга складова потрапляє у міжлопатеві канали робочого колеса. Після цього відбувається передача енергії від лопатей робочого колеса рідині. Даний потік рідини продовжує циркулювати у проточній частині і утворює тороподібний вихор, котрий являється так званою «рідкою лопаттю». Саме ця «рідка лопать» і відповідає за передачу енергії потоку протікання [8].

При цьому необхідно зазначити, що передача енергії від робочого колеса тороподібному вихору відбувається за допомогою лопатевого робочого процесу, максимальний теоретично досяжний ККД котрого рівний 1. А від тороподібного вихору потоку протікання за допомогою вихрового робочого процесу, максимальний ККД котрого дорівнює 0,5. Саме це і є основною причиною відносно низьких значень ККД вільновихрових насосів.

Таким чином змінюючи співвідношення між лопатевим та вихровим робочими процесами можна досягти отримання оптимального значення ефективності роботи вільновихрового насосу при збереженні можливостей перекачування забруднених рідин [4]. Одним зі шляхів подібної регуляції є зміна ширина лопатей робочого колеса.

При збільшенні лопаті до величини, що перевищує ширину вільної камери насоса центр тороподібного вихору потрапляє до міжлопатевих каналів робочого колеса. Це дозволяє підвищити складову лопатевого робочого процесу, що позитивно впливає на ККД вільновихрового насоса, його напір та питому енергію рідини.

Також збільшується частка потоку протікання, так як рідина може перетікати безпосередньо до відводу з робочого колеса.

Іншим наслідком подібної модифікації робочого колеса є деформація тороподібного вихору, так як в просторі між краєм лопаті робочого колеса та центром тороподібного вихору відбувається додаткова силова взаємодія з потоком рідини, що призводить викривлення тороподібного вихору. Це в свою чергу є причиною виникнення додаткових гідравлічних втрат в проточній частині вільновихрового насоса [5].

При максимальній величині нарощування лопаті конструкція вільновихрового насоса фактично змінюється на конструкцію відцентрового насоса з напіввідкритим робочим колесом. Як було зазначено вище, насоси даного типу мають відносно високі показники ККД та напору, але погано пристосовані для перекачування рідин з домішками, тому можуть бути застосовані для перекачування виключно чистих рідин.

При підрізці лопатей робочого колеса спостерігаються зворотні явища: відбувається додаткове зменшення ролі лопатевого робочого процесу при зростанні частки вихрового робочого процесу. Також обернений характер має і деформація тороподібного вихору, котра спричинена розташування центру вихору у вільній камері насоса далеко від кромки лопатей робочого колеса. Як наслідок спостерігається зниження показників напору та ККД вільновихрового насоса. Тим не менш, через зростання вільного простору в проточній частині насоса підвищується його здатність до перекачування рідин з великими включеннями, що вкрай важливо для вільновихрових насосів.

Висновки.

Дослідження літературних джерел інформації дало можливість визначитися з основними напрямками вдосконалення конструкції вільновихрових насосів.

Було досліджено вплив ширини лопаті робочого колеса на характеристики вільновихрового насоса.

При збільшенні ширини лопатей робочого колеса вільновихрового насоса було досягнуто підвищення величини його напору та ККД. Основними причинами цього можна вважати зменшення ролі вихрового та збільшення ролі лопатевого робочого процесу, а також направлення частини рідини з робочого колеса безпосередньо до відводу насоса, що зменшує кількість циклів її обертання у вільній камері вільновихрового насоса.

Список використаних джерел

1. ВАК Е. Ekonomiczne przesłanki stosowania pomp o swobodnym przepływie do podnoszenia mieszaniny wody i ciał stałych // PRACE INSTYTUTU MASZYN PRZEPLYWOWYCH. 1975. С. 235–241.
2. Egger E. Einsatz Von Turo-Pumpen in der Industrie mit spezieller Berücksichtigung des Einsatzes für stark schlibende Fordergüter // Pumpen und Verdichterinformattionen. 1967. (2). С. 11.
3. Heimgartner H., Wirz K. Laufrad für eine Freistrompumpe // 1984. 2 с.
4. Kondus V.Y. [и др.]. Improving the efficiency of the operating process of high specific speed torque-flow pumps by upgrading the flowing part design // Journal of Physics: Conference Series. 2021. № 1 (1741). С. 12023.

5. Kondus V.Y., Kalinichenko P.M., Gusak O.G. A method of designing of torque--flow pump impeller with curvilinear blade profile // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. 2018. № 8 (93) (3). С. 29–35.
6. Kotenko A.I., Herman V.F., Kotenko A.A. Rationalisation of Ukrainian industrial enterprises in a context of using torque flow pumps on the basis of valuation of the life cycle of pumping equipment // Nauka i Studia. 2014. № 126 (16). С. 89–91.
7. Krishtop I.V., Kalinichenko P.M., Gusak O.G. Calculation and designing of volutes of rotodynamic pumps // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. 2017. (233).
8. Quan H. [и др.]. Research stage and development tendency of vortex pump // Fluid Machinery. 2016. № 9 (44). С. 36–40.
9. Toguchi S., Kobayashi M. Пат. 4592700 США, МПК F04D 29/24; F04D 29/40. Vortex pump // 1986. № 19.
10. Вертячих А.В., Герман В.Ф., Ковальов І.А. А. с. 1236175 СССР, МКИ F 04 D 7/04. Свободновихревой насос № 3780994/25–06 ; заявл. 15.08.84 ; опубл. 07.06.8 с.
11. Гусак А.Г. [и др.]. Расширение области применения свободновихревых насосов // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. 2013. № 1. С. 7–14.
12. Евтушенко А.А., Колисниченко Е.В. Влияние пазух одно- и двухлопастных рабочих колес на характеристики центробежного насоса работающего на газожидкостной смеси // Всеукраїнський науково-технічний журнал: Промислова гідраліка і пневматика. 2006. (3). С. 77–81.
13. Евтушенко А.А., Неня В.Г., Соляник В.А. Структура течения в межлопастном канале рабочего колеса свободновихревого насоса типа «TURO» // Вестник НТУУ «КПИ». 1999. (35). С. 295–301.
14. Котенко О.І., Кондусь В.Ю. Проектування робочого колеса вільновихрового насоса з криволінійним профілем лопаті з використанням методу чисельного дослідження // Journal of Engineering Sciences. 2016. № 1 (3). С. 9–16.
15. Михайлов А.К., Малюшенко В.В. Конструкция и расчет центробежных насосов высокого давления / А.К. Михайлов, В.В. Малюшенко, МОСКВА.: Машиностроение, 1971. 304 с.
16. Сапожников С.В., Соляник В.А., Яхненко С.М. О целесообразности применения двухъярусных рабочих колес в СВН типа «Туго» // Материалы научн.-техн. конф. преподавателей сотрудников, аспирантов и студентов - Сумы: СумГУ. 2000. (1). С. 127–128.
17. Ткачук Ю.Я., Лобан С.А., Шатрюк Е.В. Использование принципов Ісс при выборе насоса для перекачки абразивных суспензий // Вісник Сумського державного університету. 2012. (4). С. 28–34.
18. Яхненко С.М. Влияние вида и свойств перекачиваемой среды на выбор конструкции рабочего колеса динамического насоса // Міжнародна науково-технічна конференція «Гідромеханіка в інженерній практиці». 1998. С. 55–62.
19. Типы рабочих колёс погружных дренажных насосов и области их применения [Электронный ресурс]. URL: <https://promnasos.com/news/typy-rabochikh-kolyes-pogruzhnykh-drenazhnykh-nasosov-i-oblasti-ikh-primeneniya/>.
20. VOGEL PUMPEN [Электронный ресурс]. URL: <https://vogelpumpen.eu/>.
21. Centrifugal Pumps [Электронный ресурс]. URL: <https://www.gardnerdenver.com/en-hu/knowledge-hub/articles/centrifugal-pump-technology-explained>.
22. Каталог насосного обладнання компанії Egger [Электронный ресурс]. URL: https://www.eggerpumps.com/Portals/0/pdfs/Egger_Pumpes_and_Valves_Overview.pdf.