



Vol. 1 No. 1 (2023)

Available since: 2023

Published: 2 times a year

Founders: State University of Economics and Technology

ISSN: 3041-1246

E-mail: cte@duet.edu.ua Journal homepage: <https://cte.org.ua>

JEL: L640

DOI: 10.62911/ete.2023.01.01.09

Research of the options for improving the soil base for iron ore pulp


Citation:

Uchitel, O., Zaselskyi, I., Shved, S., Velitchenko, V. & Kozak, M. (2023). Research of the options for improving the soil base for iron ore pulp. Scientific and practical journal "Economics and technical engineering", 1(1), 115–125. <https://doi.org/10.62911/ete.2023.01.01.09>

Oleksandr Uchitel

Prof. DSc, State University of Economics and Technology, Kryvyi Rih, Ukraine


e-mail: uchytel@duet.edu.ua

 ORCID iD: 0000-0001-6241-1786

Ihor Zaselskyi

Assoc. Prof. PhD, State University of Economics and Technology, Kryvyi Rih, Ukraine


e-mail: zaselskyi_iv@duet.edu.ua

 ORCID iD: 0000-0002-4834-4027

Serhii Shved

Assoc. Prof. PhD, State University of Economics and Technology, Kryvyi Rih, Ukraine


e-mail: shved_sv@duet.edu.ua

 ORCID iD: 0000-0003-2169-8893

Volodymyr Velitchenko

Assoc. Prof. PhD, State University of Economics and Technology, Kryvyi Rih, Ukraine


e-mail: velitchenko_vl@duet.edu.ua

 ORCID iD: 0000-0003-3360-5332

Mariia Kozak

PhD, State University of Economics and Technology, Kryvyi Rih, Ukraine

e-mail: kozakm2011@gmail.com

 ORCID iD: 0000-0002-5104-7074

Received: 10/09/2023

Accepted: 25/10/2023

Abstract: For pumping iron ore slurry, many mining and processing plants in Ukraine use an 8Gr-8m submersible pump. As shown its performance under the conditions of pumping pulp with a density of up to 1400 kg/m³, they do not correspond to the passport data, and this is mainly due to concerns the flow chamber, the service life of which is reduced by almost 2 times compared to the manufacturer's suggested service life. Therefore, the aim of the work was to study options for improving the design of the flow part of the 8Gr-8m pump, which would significantly increase its service life. To achieve this goal and obtain the required results we chose a method based on hydrodynamic studies using CAD technologies, for which, in addition to the 3D model of the existing pump, four more different designs were developed. The proposed designs were studied using SOLIDWORKS Flow Simulation program, which allowed us to model the movement of the pulp in the pump flow chamber. The parameters for modeling were selected based on pump operation conditions at the iron ore pulp pumping section concentrator of the Southern Mining and Processing Plant in Kryvyi Rih. The analysis of the results showed that the best performance is provided by a composite impeller with 4 blades of complex shape, low profile, which has a good pumping characteristic with a minimum tendency to wear. The design of the removable impeller is made of cast steel and lined with rubber, it has 4 blades with rounded front edges. The distance along the armhole between the side washers is 50 mm, it is unchanged. The pressure surface of the blade has a short ledge. The distribution zone is a high layer of small diameter. The inlet washer is flat, but with a high flap on the diffuser. The diameter of the wheel is 520 mm, and its weight is 70 kg. Based on this model, an improved design was proposed for of the flowing part of the 8GR-8m pump impeller and its lining lining based on SCS-30ARKM-15 rubber, which in combination with technical solutions allows to more effectively prevent wear of the studied unit and leads to increase its service life.

Keywords: pump, pulp, lining, gum ball, flow part, impeller, blade




JEL: L640

Research of the options for improving the soil base for iron ore pulp

Oleksandr Uchitel

Prof. DSc, State University of Economics and Technology, Kryvyi Rih, Ukraine


e-mail: uchitel@duet.edu.ua

 ORCID ID: 0000-0001-6241-1786

Ihor Zaselskiy

Assoc. Prof. PhD, State University of Economics and Technology, Kryvyi Rih, Ukraine


e-mail: zaselskiy_iv@duet.edu.ua

 ORCID ID: 0000-0002-4834-4027

Serhii Shved

Assoc. Prof. PhD, State University of Economics and Technology, Kryvyi Rih, Ukraine


e-mail: shved_sv@duet.edu.ua

 ORCID ID: 0000-0003-2169-8893

Volodymyr Velitchenko

Assoc. Prof. PhD, State University of Economics and Technology, Kryvyi Rih, Ukraine

e-mail: velitchenko_vl@duet.edu.ua

 ORCID ID: 0000-0003-3360-5332

Mariia Kozak

PhD, State University of Economics and Technology, Kryvyi Rih, Ukraine

e-mail: kozakm2011@gmail.com

 ORCID ID: 0000-0002-5104-7074

Abstract: For pumping iron ore slurry, many mining and processing plants in Ukraine use an 8Gr-8m submersible pump. As shown its performance under the conditions of pumping pulp with a density of up to 1400 kg/m³, they do not correspond to the passport data, and this is mainly due to concerns the flow chamber, the service life of which is reduced by almost 2 times compared to the manufacturer's suggested service life. Therefore, the aim of the work was to study options for improving the design of the flow part of the 8Gr-8m pump, which would significantly increase its service life. To achieve this goal and obtain the required results we chose a method based on hydrodynamic studies using CAD technologies, for which, in addition to the 3D model of the existing pump, four more different designs were developed. The proposed designs were studied using SOLIDWORKS Flow Simulation program, which allowed us to model the movement of the pulp in the pump flow chamber. The parameters for modeling were selected based on pump operation conditions at the iron ore pulp pumping section concentrator of the Southern Mining and Processing Plant in Kryvyi Rih. The analysis of the results showed that the best performance is provided by a composite impeller with 4 blades of complex shape, low profile, which has a good pumping characteristic with a minimum tendency to wear. The design of the removable impeller is made of cast steel and lined with rubber, it has 4 blades with rounded front edges. The distance along the armhole between the side washers is 50 mm, it is unchanged. The pressure surface of the blade has a short ledge. The distribution zone is a high layer of small diameter. The inlet washer is flat, but with a high flap on the diffuser. The diameter of the wheel is 520 mm, and its weight is 70 kg. Based on this model, an improved design was proposed for of the flowing part of the 8GR-8m pump impeller and its lining lining based on SCS-30ARKM-15 rubber, which in combination with technical

solutions allows to more effectively prevent wear of the studied unit and leads to increase its service life.


Keywords: pump, pulp, lining, gum ball, flow part, impeller, blade.

Дослідження варіантів удосконалення ґрунтового насосу для залізорудної пульпи

Олександр Учитель

д.т.н., проф., Державний університет економіки і технологій, Кривий Ріг, Україна


e-mail: uchytel@duet.edu.ua

 ORCID iD: 0000-0001-6241-1786

Ігор Засельський

к.т.н., доцент, Державний університет економіки і технологій, Кривий Ріг, Україна


e-mail: zaselskyi_iv@duet.edu.ua

 ORCID iD: 0000-0002-4834-4027

Сергій Швед

к.т.н., доцент, Державний університет економіки і технологій, Кривий Ріг, Україна


e-mail: shved_sv@duet.edu.ua

 ORCID iD: 0000-0003-2169-8893

Володимир Велитченко

к.т.н., доцент, Державний університет економіки і технологій, Кривий Ріг, Україна

e-mail: velitchenko_vl@duet.edu.ua

 ORCID iD: 0000-0003-3360-5332

Марія Козак

к.т.н., Державний університет економіки і технологій, Кривий Ріг, Україна

e-mail: kozakm2011@gmail.com

 ORCID iD: 0000-0002-5104-7074

Анотація: Для перекачки залізорудної пульпи на багатьох гірничо-збагачувальних фабриках України використовують ґрунтовий насос 8Гр-8м. Як показують його експлуатаційні показники за умов перекачування пульпи щільністю до 1400 кг/м³, вони не відповідають паспортним даним і, головним чином, це стосується проточної камери, термін експлуатації якої зменшується практично в 2 рази порівняно з запропонованим терміном виробника. Тому метою роботи було дослідження варіантів удосконалення конструкції проточної частини насоса 8Гр-8м, які б дозволили суттєво збільшити його робочий ресурс. Для вирішення поставленої мети і отримання необхідних результатів було обрано метод на основі гідродинамічних досліджень з використанням САД-технологій, для чого окрім 3D моделі існуючого насоса були розроблені ще чотири відмінних одна від одної його конструкції. Дослідження запропонованих конструкцій виконувались за допомогою програми SOLIDWORKS Flow Simulation, що дозволило змодельовати рух пульпи в проточній камері насоса. Параметри для моделювання обирались за умови роботи насоса на ділянці перекачки залізорудної пульпи збагачувальної фабрики Південного гірничозбагачувального комбінату в м. Кривий Ріг. Аналіз отриманих результатів показав, що найкращі показники забезпечує складене робоче колесо з 4 лопатками складної форми, низького профілю, яке має позитивну насосну характеристику при мінімальній тенденції до зносу. Конструкція роз'ємного робочого колеса виготовлена з литої сталі і футерована гумою, має 4 лопатки з округленими передніми кромками. Відстань по проїмі між боковими шайбами 50 мм, вона незмінна. Напірна поверхня лопатки має короткий уступ. Розподільною зоною є високий шар малого діаметру. Шайба з вхідним отвором плоска, але з високим відворотом на дифузори. Діаметр колеса становить 520

мм, а його вага - 70 кг. На основі цієї моделі запропонована удосконалена конструкція проточної частини робочого колеса насоса 8ГР-8м та футерувальне її покриття на основі гуми СКС-30АРКМ-15, що у сукупності технічних рішень дозволяє ефективніше перешкоджати зносу досліджуваного вузла і веде до збільшення його робочого ресурсу.

Ключові слова: насос, пульпа, футерівка, шар гуми, проточна частина, робоче колесо, лопатка.

Вступ (Introduction)

Як показує практика застосування ґрунтових насосів (Ishchenko et al., 2016, Penkin et al., 2013) з перекачування залізорудної пульпи щільністю 1300-1400 кг/м³ і максимальній крупності частинок до 5 мм, що вони мають ресурс, менший, ніж гарантується їх виробником. Ресурсний час, який встановлений виробником для матеріалу зі щільністю 1350 кг/м³, становить 1300 годин по підшипникам і 5000 годин по проточній частині, а фактичний ресурсний час в умовах металургійного виробництва становить від 1000 до 1300 годин за підшипниками, та від 2500 до 3500 годин за проточною частиною (Rud et al., 2004). Аналіз зношених деталей насосу та проведені дослідження (Ishchenko et al., 2015, 2017, 2019, Singh et al., 2023) показали, що основною причиною зменшеного ресурсу є недостатня стійкість футерівки проточної частини. На рис. 1 можна бачити результати абразивного і кавітаційного зносу елементів насосу 8ГР-8м. На периферії лопаток та на бокових шайбах робочого колеса, яке експлуатувалося на І-й стадії подрібнення та сепарації збагачувальної фабрики ПівдГЗК (м.Кривий Ріг). Нерівномірний абразивний та кавітаційний знос масивного робочого колеса призводять до виникнення суттєвої вібрації на ньому. Вібрація, в свою чергу, передається на підшипники, раму насосу і його болтові з'єднання з фундаментом. Вібрації валу знижують ефективність сальникового ущільнення, а це призводить до обводнення підшипникового вузла. Дисбаланс зношеного робочого колеса спричиняє занадто високі радіальні навантаження на підшипники, що часто є причиною розлому їх сепараторів і навіть, облому шийок валу насосу по місцям найбільших концентрацій механічної напруги.



Рисунок 1. Знос робочого колеса насосу

Таким чином, зменшення зносу футерівки проточної частини, зменшення маси робочого колеса і зменшення вібраційного навантаження на підшипниковий вузол, є актуальною задачею, яку можна вирішити за умови удосконалення насосу.

Мета роботи полягала в дослідженні варіантів, які були б в змозі удосконалити конструкцію проточної частини насосу 8ГР-8м для збільшення його експлуатаційного ресурсу.

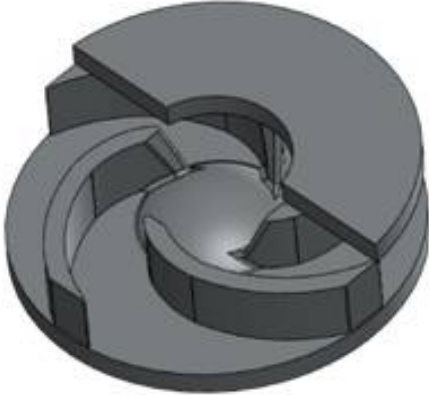
Матеріали та методи (Materials and Methods)

Як показує практика експлуатації ґрунтових насосів 8ГР-8м, їх удосконалення повинно бути спрямовано на заміну матеріалу футерівки і конструкції всієї проточної частини насосу, а це в сукупності веде до зміни форми і конструкції його робочого колеса.

Заміну матеріалу захисного покриття (футерівки) проточної частини насосу можна виконати на основі експериментів та досліджень, які наведені у (Bryskin et al.,1983, Ovchinnikov et al., 2019, Wang et al.,2015), аналіз яких показав, що найбільш зносостійким матеріалом в гідро-абразивному середовищі при різних умовах, буде гума на основі синтетичного каучуку СКС-30АРКМ-15 ДСТУ11138-78, зносостійкість якої є вищою за зносостійкість сталі та чавуну в 5-6 разів. Гума має хороші технологічні властивості, оптимальну вартість, а по показникам відносної зносостійкості переважає інші сорти гуми. Саме цю Гуму, на наш погляд, раціонально використовувати при виготовленні футерування проточної частини ґрунтового насосу 8ГР-8м, в тому числі, поверхонь його робочого колеса, де товщина футерування улиги повинна досягти 20 мм а робочого колеса 10 мм. Удосконалення тієї самої конструкції колеса була проведена на основі гідродинамічних досліджень за допомогою САD-технологій. Для проведення порівняльних гідродинамічних досліджень окрім тривимірної моделі існуючого робочого колеса за допомогою Software CFturbo було розроблено ще чотири відмінних один від одного, конструктивних варіанти насосу 8Гр-8м.

Опис конструктивних варіантів робочих коліс з їх зображенням наведено в таблиці 1.

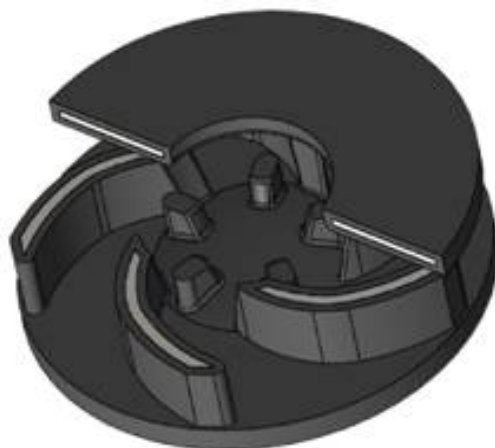
Таблиця 1. Конструктивні варіанти робочих коліс насосу 8Гр-8м

№	Опис конфігурації	Зображення
1	Існуюче робоче колесо, виготовлене зі зносостійкого чавуну, яке має 4 лопатки, відстань по проймі між боковими шайбами - 80 мм, розподільну зону в формі сегменту кулі. Діаметр колеса - 500 мм. Шайба з вхідним отвором плоска. Вага колеса становить до 120 кг.	

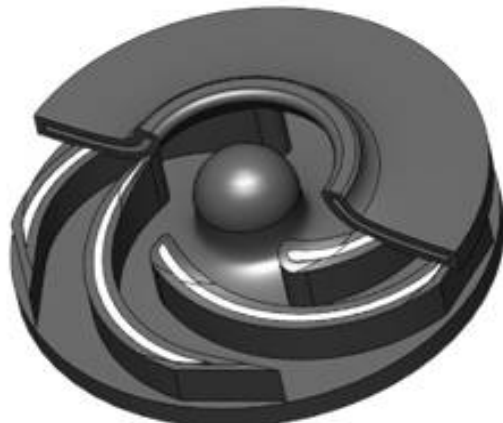
- 2 Конструкція роз'ємного робочого колеса, виготовленого з литої сталі і футерованого гумою, має 5 лопаток, що повторюють форму в існуючому колесі, відстань по проїмі між боковими шайбами 80 мм, розподільна зона в формі сегменту кулі, але більш висока за існуючу. Діаметр колеса - 500 мм. Шайба з вхідним отвором плоска. Вага колеса становить до 60 кг.



- 3 Конструкція роз'ємного робочого колеса, виготовленого з литої сталі і футерованого гумою, має 5 лопаток, що мають зменшену довжину. Передня кромка лопатки гостра, відстань по проїмі між боковими шайбами - 80 мм. Розподільна зона, як у колеса №1, але на ній встановлені розсіювачі, які зміщені по фазі на півкроку лопаток. Шайба з вхідним отвором плоска. Діаметр колеса - 500 мм, вага становить до 60 кг



- 4 Конструкція роз'ємного робочого колеса, виготовленого з литої сталі і футерованого гумою, має 5 лопаток великої довжини. Відстань по проїмі між боковими шайбами зменшується від центра до периферії (до 50 мм на виході). Передня кромка лопатки округлена. Розподільною зоною є високий шар відносно малого діаметру. Шайба з вхідним отвором конусна з відворотом на дифузори. Діаметр колеса - 520 мм, вага становить до 70 кг



- 5 Конструкція роз'ємного робочого колеса, виготовленого з литої сталі і футерованого гумою, має 4 лопатки з округленими передніми кромками. Відстань по проїмі між боковими шайбами - 50 мм, вона незмінна. Напірна поверхня лопатки має короткий уступ. Розподільною зоною є високий шар малого діаметру. Шайба з вхідним отвором плоска, але з високим відворотом на дифузори. Діаметр колеса - 520 мм, а його вага становить до 70 кг.



Кожний варіант конструкції змодельованого робочого колеса вставлявся у зібраний і футерований віртуальний корпус насоса, після чого проводилося гідродинамічне дослідження процесів руху пульпи у проточній його частині.

Дослідження проводилися за допомогою програми Solid Works Flow Simulation з пакету Solid Works Corporation. Початкові умови і фізичні параметри для моделювання обирались з реальних експлуатаційних умов насоса 8ГР-8м на ділянці перекачки залізородної пульпи збагачувальної фабрики ПівдГЗК.

Результати (Results)

Отримані основні параметри результатів досліджень для кожного типу робочого колеса насоса 8Гр-8м наведені у таблиці 2.

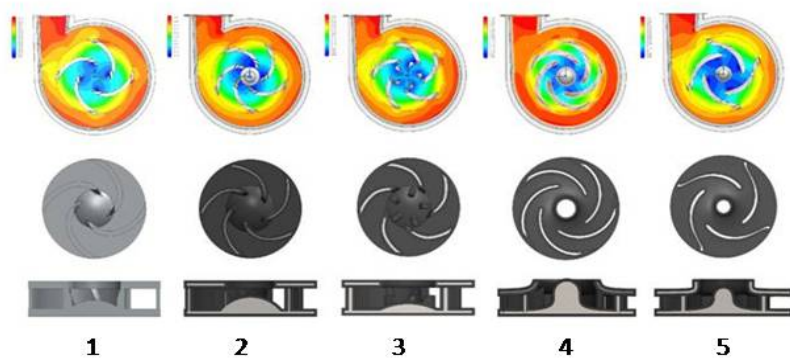
Таблиця 2. Основні параметри результатів дослідження для кожного типу робочого колеса насоса 8Гр-8м.

Параметр	Тиск [MPa]	Повний тиск [MPa]	Динамічний тиск [MPa]	Відносний тиск [MPa]	Швидкість [г&]	Масова концентрація пару	Об'ємна концентрація пару
Тип		Стокове робоче колесо (1)					
Мінімум	0,39	0,40	0,0051	0,21	3,18		
Максимум	0,43	0,45	0,0224	0,25	6,69	5,04011E-07	0,006520902
Середнє	0,42	0,43	0,0117	0,23	4,76	5,31222E-11	6,88614E-07
Середнє витратне	0,42	0,43	0,0118	0,23	4,77		
Тип		Складене робоче колесо з 5 лопатками на основі стокового (2)					
Мінімум	0,41	0,41	0,0055	0,22	3,31		
Максимум	0,45	0,46	0,0338	0,27	8,23		
Середнє	0,43	0,44	0,0151	0,24	5,37		
Середнє витратне	0,43	0,44	0,0151	0,24	5,37		
Тип		Складене робоче колесо з 5 вкороченими лопатками і дифузором (3)					
Мінімум	0,35	0,36	0,0054	0,17	3,29		

Максимум	0,39	0,41	0,0366	0,21	8,56	1,69009E-06	0,021539419
Середнє	0,37	0,39	0,0145	0,19	5,23	2,01074E-10	2,57402E-06
Середнє витратне	0,37	0,39	0,0145	0,19	5,23		
Тип	Складене робоче колесо з 5 лопатками високого профілю, високий всас (4)						
Мінімум	0,36	0,37	0,0054	0,13	3,28		
Максимум	0,40	0,41	0,0131	0,17	5,11		
Середнє	0,38	0,39	0,0072	0,15	3,79		
Середнє витратне	0,38	0,39	0,0072	0,15	3,79		
Тип	Складене робоче колесо з 4 лопатками складної форми, низького профілю, невисокий всас (5)						
Мінімум	0,43	0,43	0,0053	0,24	3,27		
Максимум	0,48	0,49	0,0224	0,30	6,70		
Середнє	0,45	0,46	0,0102	0,27	4,45		
Середнє витратне	0,45	0,46	0,0102	0,27	4,45		

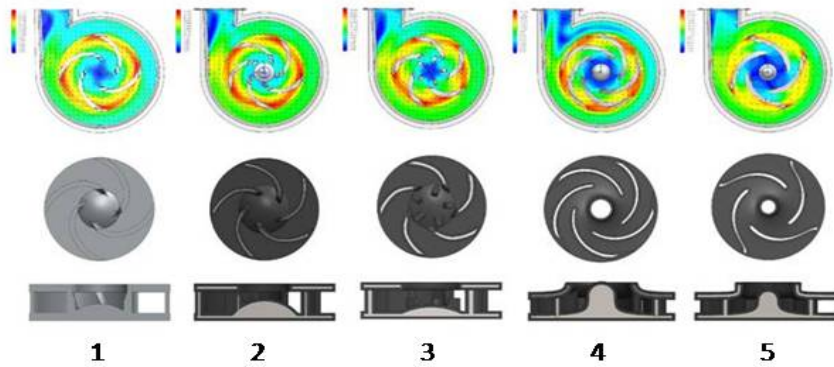
З аналізу отриманих результатів, наведених в таблиці 2, можна зробити висновок, що найбільш оптимальним з точки зору порівняльних технічних характеристик є складене робоче колесо з 4-ма лопатками низького профілю складної форми. Цей варіант конструкції має відносно невеликі значення динамічного тиску при найбільшому повному тиску насоса, що підтверджується показником відносного тиску. При цьому швидкість прокачування пульпи практично залишається такою ж, як у базовій (стокової) конструкції колеса, що дозволяє припустити зниження енергетичних затрат при роботі насоса.

Отримані візуалізовані результати досліджень з розподілу тиску, швидкостей, тепловіддачі, температур, завихренності у діаметральному перерізі проточної частини для кожного з змодельованих конструктивних типів насоса наведено на рис.2-6.



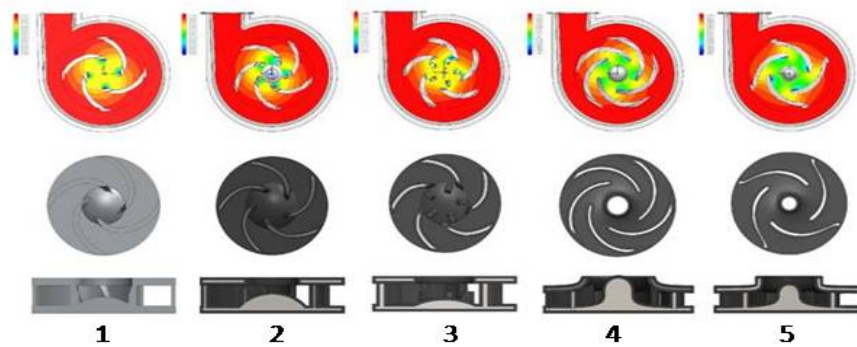
1,2,3,4,5 – тип конструктивної схеми насоса згідно до нумерації наведених в таблиці 1.

Рисунок 2. Картина розподілу тиску у діаметральному перерізі проточної частини насоса.



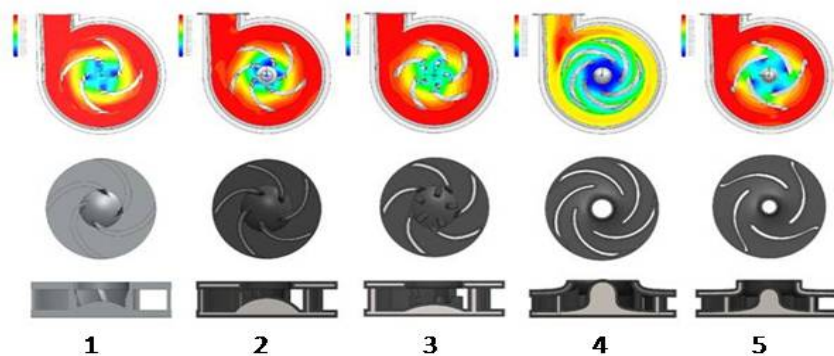
1,2,3,4,5 – тип конструктивної схеми насосу згідно до нумерації наведений в таблиці 1.

Рисунок 3. Картина розподілу швидкостей потоку у діаметральному перерізі проточної частини насосу



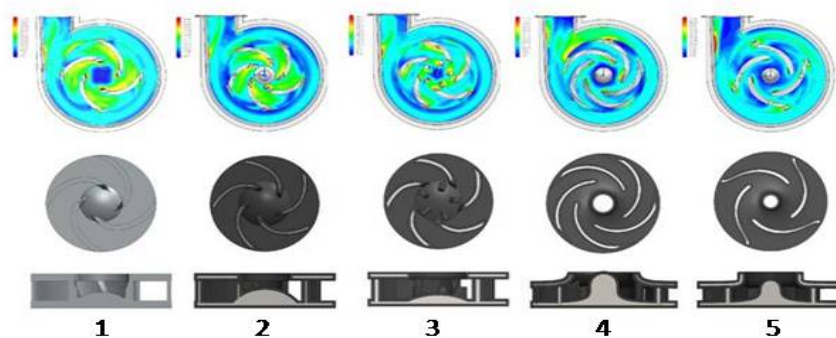
1,2,3,4,5 – тип конструктивної схеми насосу згідно до нумерації наведений в таблиці 1.

Рисунок 4. Картина розподілу тепловіддачі у діаметральному перерізі проточної частини насосу



1,2,3,4,5 – тип конструктивної схеми насосу згідно до нумерації наведений в таблиці 1.

Рисунок 5. Картина розподілу температури у діаметральному перерізі проточної частини насосу



1,2,3,4,5 – тип конструктивної схеми насосу згідно до нумерації наведений в таблиці 1.

Рисунок 6. Картина розподілу завихренності у діаметральному перерізі проточної частини насосу

Як показує картина розподілу гідродинамічних характеристик досліджуваних насосів раціонально буде обрати для експлуатації у заданих умовах робоче колесо під номером 5 з таблиці 1. Воно має ряд переваг перед іншими, а саме мінімальні тенденції до абразивного та кавітаційного зносу.

Важливим чинником у виборі є також критерій технологічності конструкції колеса - обране колесо має високу технологічність за рахунок низької висоти лопаток. Обраний варіант колеса має високу жорсткість завдяки надійному поєднанню задньої деталі, що має лопатки, з переднім диском.

На основі зробленого вибору була запропонована удосконалена конструкція проточної частини насосу рис. 7, яка складається з доробленого корпусу улити, двох гумових деталей її футеровки та двох сталевих деталей робочого колеса, які з'єднуються болтами.

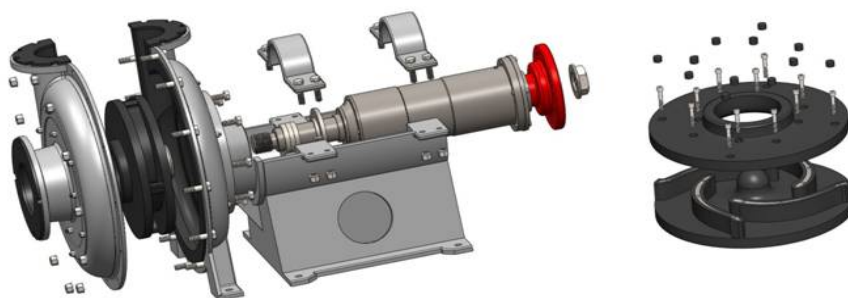


Рисунок 7. Конструктивне вирішення по удосконаленню проточної частини робочого колеса насосу

Всі поверхні деталей проточної камери робочого колеса вкриваються шаром гуми СКС-30АРКМ-15, що суттєво знижує їх абразивний знос.

Висновки (Conclusions)

У процесі дослідження встановлено найбільш раціональний варіант удосконалення насосу 8Гр-8м, який використовується для перекачування залізорудної пульпи щільністю 1300-1400 кг/м³, при максимальній крупності частини до 5 мм. Окрім цього запропоноване робоче колесо, яке слід виконувати збірним способом із двох деталей, за допомогою болтових з'єднань. Всі поверхні проточної частини і робочого колеса футеруються шаром гуми СКС-30АРКМ-15, яка створює більш ефективніше футерувальне покриття, що з удосконаленням конструкції насоса дозволяє підвищити його експлуатаційний ресурс і збільшити міжремонтний період.

Конфлікт інтересів (Conflicts of interest)

Автори заявляють про відсутність конфлікту інтересів.

Фінансування (Funding)

Це дослідження не отримало зовнішнього фінансування.

Внесок авторів (Authors contribution)

Концептуалізація, адміністрація проекту, У.О.; концептуалізація формальний аналіз, З.І.; методика, програмне забезпечення, Ш.С.; перевірка, візуалізація, К.М.; аналітичні дані, В.В.

Усі автори прочитали та погодилися з опублікованою версією рукопису.

Література (References)

- Ali, H., Aslam, F., & Ferreira, P. (2021). Modeling Dynamic Multifractal Efficiency of US Electricity Market. *Energies*, 14(19), 6145. <https://doi.org/10.3390/en14196145>
- Aloui, C., & Mabrouk, S. (2010). Value-at-risk estimations of energy commodities via long-memory, asymmetry and fat-tailed GARCH models. *Energy Policy*, 38(5), 2326–2339. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2009.12.020>
- Bielinskyi, A. O., Khvostina, I., Mamanazarov, A., Matviychuk, A., Semerikov, S., Serdyuk, O., Solovieva, V., & Soloviev, V. N. (2021b). Predictors of oil shocks. Econophysical approach in environmental science. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 628(1), 012019. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/628/1/012019>
- Fang, W., Gao, X., Huang, S., Jiang, M., & Liu, S. (2018). Reconstructing time series into a complex network to assess the evolution dynamics of the correlations among energy prices. *Open Physics*, 16(1), 346–354. <https://doi.org/10.1515/phys-2018-0047>
- Hussain, S. I., Nur-Firyal, R., & Ruza, N. (2021). Linkage transitions between oil and the stock markets of countries with the highest COVID-19 cases. *Journal of Commodity Markets*, 100236. <https://doi.org/10.1016/j.jcomm.2021.100236>
- Joo, K., Suh, J. H., Lee, D., & Ahn, K. (2020). Impact of the global financial crisis on the crude oil market. *Energy Strategy Reviews*, 30, 100516. <https://doi.org/10.1016/j.esr.2020.100516>
- Kassouri, Y., Bilgili, F., & Kuşkaya, S. (2022). A wavelet-based model of world oil shocks interaction with CO2 emissions in the US. *Environmental Science & Policy*, 127, 280–292. <https://doi.org/10.1016/j.envsci.2021.10.020>
- Xu, H., Wang, M., & Yang, W. (2020). Information Linkage between Carbon and Energy Markets: Multiplex Recurrence Network Approach. *Complexity*, 2020, 1–12. <https://doi.org/10.1155/2020/5841609>
- Zebende, G. (2011). DCCA cross-correlation coefficient: Quantifying level of cross-correlation. *Physica A: Statistical Mechanics and Its Applications*, 390(4), 614–618. <https://doi.org/10.1016/j.physa.2010.10.022>
- Zou, S., & Zhang, T. (2020). Cross-correlation analysis between energy and carbon markets in China based on multifractal theory. *International Journal of Low-Carbon Technologies*, 15(3), 389–397. <https://doi.org/10.1093/ijlct/ctaa010>