

На правах рукописи



ЧАН ВАН ХИЕП

**ОБОСНОВАНИЕ НАРАБОТКИ МЕЖДУ ЗАМЕНАМИ
НАСОСОВ КАРЬЕРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА
В УСЛОВИЯХ ВЬЕТНАМА**

Научная специальность 2.8.8. Геотехнология, горные машины

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание учёной степени
кандидата технических наук

Тверь – 2024

Работа выполнена в федеральном государственном автономном образовательном учреждении высшего образования «Национальный исследовательский технологический университет «МИСИС» (НИТУ МИСИС) на кафедре «Горное оборудование, транспорт и машиностроение».

Научный руководитель: **Рахутин Максим Григорьевич**, доктор технических наук, доцент, профессор кафедры горного оборудования, транспорта и машиностроения, НИТУ МИСИС

Официальные оппоненты: **Хорешок Алексей Алексеевич**, доктор технических наук, профессор, профессор кафедры горных машин и комплексов, ФГБОУ ВО «Кузбасский государственный технический университет имени Т.Ф. Горбачева»

Задков Денис Александрович, кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры машиностроения, Санкт-Петербургский горный университет

Ведущая организация: ФГБОУ ВО «Уральский государственный горный университет»»

Защита состоится «28» июня 2024 г. в 13.00 часов на заседании диссертационного совета 24.2.410.02 на базе ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет» по адресу: 170026, г. Тверь, наб. Афанасия Никитина, д. 22, ауд. Ц-208.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет» и на сайте ВУЗа по адресу: <https://new.tstu.tver.ru/science/dissertation/24.2.410.02/#pills-defense>

Автореферат разослан «__» _____ 2024 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета



Афанасьева Людмила Евгеньевна

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Вьетнам обладает обширными и разнообразными запасами минеральных ресурсов, включая железную руду, строительные материалы, уголь, апатит, боксит, хромит, титан, редкоземельные элементы и другие. В соответствии с государственной стратегией развития горнодобывающей промышленности до 2030 года, с долгосрочным видением до 2045 года, Вьетнам стремится к продолжению открытой добычи полезных ископаемых для удовлетворения внутреннего спроса, при этом уделяя внимание экономической эффективности и применению передовых технологий с целью сохранения и рационального использования ресурсов в будущем.

Сегодня на карьерах Вьетнама для добычи используются более 150 одноковшовых гидравлических экскаваторов. Наиболее распространены модели компаний Komatsu, Hitachi и Caterpillar, имеющие объем ковша от 2,5 до 12 кубических метров. Одним из наиболее мощных, используемых в настоящее время, является Komatsu PC2000-8.

В процессе эксплуатации элементов гидропривода карьерного гидравлического экскаватора происходит их износ, что приводит к увеличению расхода энергии, снижению производительности и повышению вероятности отказа. Ресурс элементов гидросистемы в значительной степени зависит от чистоты рабочей жидкости, а также от климатических условий и прочности добываемой породы. Главными элементами, влияющими на производительность экскаватора и расход энергии являются основные насосы.

По мере наработки и износа насоса, увеличения зазора пар трения и уменьшения объемного КПД происходит уменьшение подачи насоса, что ведет к увеличению продолжительности рабочих, вспомогательных операций и цикла работы экскаватора, снижению его производительности и перерасходу топлива.

Редкая замена насоса может привести к значительному увеличению расхода топлива и снижению производительности экскаватора. При преждевременной замене насоса его ресурс полностью не вырабатывается.

В настоящее время руководящими документами Российской Федерации и Вьетнама не регламентируются предельные состояния аксиально-поршневых насосов с регулируемой производительностью, применяемых в том числе и на карьерных гидравлических экскаваторах, отсутствуют методики и рекомендации по их назначению, что не позволяет устанавливать обоснованную величину наработки между заменами.

Использование научно обоснованных значений наработки основных насосов карьерного гидравлического экскаватора позволит избежать перерасхода топлива, снижения производительности, планировать сроки их замены. Поэтому обоснование наработки между заменами насосов

карьерного гидравлического экскаватора является актуальной научной задачей.

Степень разработанности. Карьерным гидравлическим экскаваторам, гидроприводу и надежности горных машин, посвящены работы многих конструкторов, ученых, производственников, – это: Анистратов К. Ю., Бреннер В.А., Буялич Г.Д., Галкин В.И., Герцбах И.Б., Гетопанов В.Н., Гнеденко Б.В., Домбровский Н.Г., Ефимов В.Н., Жабин А.Б., Кантович Л.И., Коваль П. В., Козин Г.Ю., Комиссаров А.П., Красников Ю.Д., Кубачек В.Р., Кугель Р.В., Лагунова Ю.А., Мерзляков В.Г., Островский М.С, Пастоев И.Л., Подэрни Р.Ю., Рахутин Г.С., Рахутин М.Г., Ржевский В.В., Слесарев Б.В, Слесарев В.Д., Финкильштейн З.Л., Хорешок А.А., Хорин В.Н., Шадрин А.И., Шендеров А.И., Шестаков В.С., Штейнцайг В.М., Xingjian W., Li Z., Wu F., и Sharma A.K., Elevli S., Ercelebi S.G., Kirmanli, Koelsh H.R., Ljungberg O., Oliver G.W., Pecht M.G., Nash F.R. и многие другие.

Объект исследования – насос карьерного гидравлического экскаватора.

Предмет исследования – наработка между заменами насоса карьерного гидравлического экскаватора.

Цель работы. Повышение эффективности эксплуатации карьерного гидравлического экскаватора за счет обоснования наработок между заменами насосов, учитывающего влияние их технического состояния на производительность и расход топлива.

Идея работы заключается в том, что для одной и той же модели гидравлического экскаватора в различных условиях эксплуатации целесообразно устанавливать различные значения наработок между заменами насосов.

Задачи исследования.

1. Разработать математическую модель производительности гидравлического карьерного экскаватора, учитывающую его конструктивные особенности, горнотехнические условия эксплуатации и техническое состояние основных насосов, позволяющую рассчитывать наработку между их заменами.

2. Разработать математическую модель расхода топлива гидравлического карьерного экскаватора, учитывающую его конструктивные особенности, экономические и горнотехнические условия эксплуатации и техническое состояние основных насосов, позволяющую рассчитывать наработку между их заменами.

3. Исследовать влияние температуры рабочей жидкости на скорость износа пар трения насоса.

4. Разработать метод расчета величины наработки между заменами основных насосов карьерного гидравлического экскаватора.

5. Установить зависимость оптимальной наработки между заменами насоса от конструктивных особенностей гидравлического экскаватора, скорости уменьшения объемного КПД, экономических и горнотехнических условий эксплуатации.

6. Установить факторы, позволяющие прогнозировать скорость изменения объемного КПД насоса.

Методы исследований. При выполнении диссертационной работы использовались теория гидропривода, наблюдение за работой экскаватора, методы математической статистики, математического моделирования с применением компьютерной техники.

Научные положения, выносимые на защиту:

1. Математические модели функционирования основных насосов карьерного гидравлического экскаватора с постепенно изменяющимися параметрами, влияющими на уменьшение производительности и расход топлива, позволяющие рассчитывать величину их наработки между заменами.

2. Метод расчета дифференцированной наработки между заменами основных насосов карьерного гидравлического экскаватора, учитывающий скорость уменьшения объемного КПД, затраты на замену и ущерб из-за изменения производительности и перерасхода топлива.

3. Зависимость оптимальной величины наработки между заменами насоса от конструктивных особенностей гидравлического экскаватора, скорости уменьшения объемного КПД, экономических и горнотехнических условий эксплуатации.

4. Установлено, что скорость изменения объемного КПД насоса варьируется в 1,2–3,4 раза в зависимости от параметров экскавации, вязкости, загрязненности и температуры рабочей жидкости и интенсивности износа сопряжений пар трения: поршень-втулка блока цилиндров, поршень-башмак, наклонный диск-башмак, блок цилиндров-распределительный диск.

Научная новизна диссертационной работы состоит в следующем:

– разработан метод установления дифференцированных наработок между заменами основных насосов карьерного гидравлического экскаватора, учитывающий их конструктивные особенности, скорость уменьшения объемного КПД и степень его влияния на производительность, затраты на замену, ущерб из-за простоя;

– установлены зависимости расхода топлива и производительности карьерного гидравлического экскаватора от объемного КПД основных насосов;

– установлены зависимости влияния стоимости и продолжительности замены основных насосов, ущерба из-за перерасхода топлива и потери производительности, скорости уменьшения объемного КПД в различных условиях на величины оптимальных наработок между заменами;

– предложен показатель «резерв парциальной мощности двигателя передаваемой на насос» для прогноза продолжительности эксплуатации гидравлического экскаватора без уменьшения производительности при постепенном изменении объемного КПД основных насосов;

– разработаны показатели оценки и установлены зависимости влияния изменения технического состояния основных насосов на производительность и эффективность эксплуатации гидравлического экскаватора.

Научное значение работы заключается в создании моделей функционирования основных насосов, ухудшение технического состояния которых вызывает уменьшение производительности карьерного гидравлического экскаватора; разработке метода обоснования наработок между заменами насосов с учетом конструктивных и эксплуатационных факторов.

Практическое значение работы заключается в разработке методики расчета оптимальных наработок между заменами насосов карьерного гидравлического экскаватора.

Личный вклад автора заключается в анализе состояния вопроса и постановке задач исследования, наблюдении за работой экскаватора теоретических исследованиях и моделировании в среде Matlab и Excel; разработке математических моделей и методики установления оптимальных наработок между заменами основных насосов; подготовки материалов для публикации научных статей.

Реализация результатов диссертационной работы. Основные научные результаты диссертации приняты к использованию в научно-практических работах в Исследовательском институте горной науки и технологии Vinacomин (Vietnam National Coal and Mineral Industries Group), и при подготовке специалистов в области технического обслуживания карьерных гидравлических экскаваторов, в учебном процессе Куангниньского индустриального университета, в ООО «МОГОРМАШ».

Реализация результатов диссертационной работы. Основные научные результаты диссертации приняты к использованию в научно-практических работах, проводимых в Ханойском Институте Горной Науки и Технологии по заказу горнодобывающих компаний, входящих в состав Vinacomин (Vietnam National Coal and Mineral Industries Group), и при подготовке специалистов в области технического обслуживания карьерных гидравлических экскаваторов, в учебном процессе Куангниньского индустриального университета, в ООО «МОГОРМАШ».

Апробация результатов. Основные положения и результаты работы докладывались и обсуждались на Международных научных симпозиумах «Неделя горняка» Москва 2022, 2023, 2024 гг., на семинарах кафедры горного оборудования, транспорта и машиностроения Университета

МИСИС 2023, 2024 гг., на III международной научно-практической конференции «Наука и инновационные разработки – Северу», Мирный 2024 г.

Публикации. Основные положения диссертационной работы опубликованы в 5 научных трудах, 3 в журналах входящим в перечень рецензируемых научных изданий, рекомендованных ВАК РФ, из них 2 в журналах, индексируемом базой данных Scopus, 2 в рецензируемых журналах Вьетнама.

Структура работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, заключения, списка литературы. Работа изложена на 160 страницах, содержит 20 таблиц и 35 рисунков. Библиография включает 107 наименований.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы исследования, сформулированы основные положения, цели и задачи работы, показана научная новизна и практическая значимость результатов. Изложены основные положения выносимые на защиту.

В первой главе проанализировано использование гидравлических экскаваторов в горнодобывающей промышленности Вьетнама. Их используется около 150, что в два раза превышает количество экскаваторов с механическим приводом. Имеется тенденция дальнейшего увеличения добычи полезных ископаемых и парка гидравлических экскаваторов. Также был выполнен анализ научных трудов, посвященных опыту эксплуатации гидропривода горных машин, методам расчета предельного состояния, наработок между заменами, оценки возможности прогнозирования износа насосов карьерного гидравлического экскаватора. На основе проведенного анализа сформулирована цель и задачи исследования.

Во второй главе разработаны математические модели функционирования основного насоса карьерного гидравлического экскаватора. В них используются следующие понятия: начальное значение технической производительности экскаватора – W_n (м³/час); начальное значение объемного КПД насоса экскаватора – $\eta_{o,n}$; скорость изменения объемного КПД насоса – v_n (%/час); продолжительность функционирования насоса без влияния изменения объемного КПД на производительность экскаватора – T_b (час); интервал между заменами насоса – T (час); коэффициент соответствия производительности экскаватора объемному КПД основного насоса – R_s ; стоимость замены насоса – C_{zn} (донг (руб.)); средние необходимые затраты на эксплуатацию насоса экскаватора в единицу времени – D_{zc} (донг(руб.)/час); средние необходимые затраты времени на эксплуатацию насоса экскаватора в единицу времени – D_{ztt} (час/час); необходимое время для замены насоса – t_{zn} (час); цена топлива –

D_t (донг(руб.)/л); начальное значение парциального расхода топлива двигателя – $G_{dn.n}$ (л/час).

Возможны три варианта влияния технического состояния насосов на снижение производительности экскаватора. Первый вариант – уменьшение объемного КПД насоса сразу приводит к снижению производительности экскаватора; вероятность такого варианта мала, так как насосы регулируемые. Второй вариант – уменьшение объемного КПД насоса не приводит к снижению производительности экскаватора, и влияет только на перерасход топлива. Третий вариант – снижение производительности экскаватора происходит при достижении объемным КПД насоса определенной величины $\eta_{об}$ после интервала эксплуатации T_b .

Связь между величинами предельного состояния и интервала между заменами представлено в выражении:

$$\eta_{o.ps} = \eta_{o.n} - v_n \cdot T \quad (1)$$

где $\eta_{o.ps}$ – оптимальная величина объемного КПД насоса в рассматриваемых условиях.

Целевые функции удельных затрат эксплуатации машины, запишем как функции от интервала между заменами элемента в виде:

– затрат времени на экскавацию горной массы с учетом потери производительности Φ_{tv} ($T > T_b$) (час/м³):

$$\Phi_{tv} = \frac{D_{ztt}T + t_{pv} + t_{zn}}{TW_{sr}} = \frac{D_{ztt} + \frac{R_s v_n}{2\eta_{o.n}} \cdot \frac{(T - T_b)^2}{T} + \frac{t_{zn}}{T}}{W_n - \frac{R_s W_n v_n}{2\eta_{o.n}} \cdot \frac{(T - T_b)^2}{T}} \quad (2)$$

где W_{sr} – средняя производительность экскаватора между заменами насоса, (м³/час).

– затрат средств на экскавируемую горную массу с учетом перерасхода топлива и ущерба от потери производительности Φ_{sv} ($T > T_b$) (донг(руб.)/м³):

$$\begin{aligned} \Phi_{sv} &= \frac{D_{zc}T + t_{pv}C_{upv} + \Delta GTD_t + C_{zn}}{TW_{sr}} = \\ &= \frac{D_{zc} + \frac{R_s v_n}{2\eta_{o.n}} \cdot \frac{(T - T_b)^2}{T} C_{upv} + D_{zt.n} \left(A - \frac{B}{T} \right) + \frac{C_{zn}}{T}}{W_n - \frac{R_s W_n v_n}{2\eta_{o.n}} \cdot \frac{(T - T_b)^2}{T}} \quad (3) \end{aligned}$$

где C_{upv} – ущерб за единицу потери рабочего времени экскаватора, (донг(руб.)/час); $D_{zt.n}$ – начальное значение затраты парциального топлива двигателя (донг(руб.)/час) определенное как:

$$D_{zt.n} = G_{dn.n} D_t = \frac{N_{dn.n} g_e D_t}{\gamma_e} \quad (4)$$

где g_e – средний удельный расход топлива в рассматриваемых условиях эксплуатации, (г/кВт·ч); γ_e – удельный вес топлива, (г/л), $N_{dn.n}$ – начальное значение парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос, (кВт),
– затрат средств на экскавируемую горную массу с учетом только перерасхода топлива за час эксплуатации Φ_{svb} ($T \leq T_b$) (донг (руб.)/м³):

$$\begin{aligned} \Phi_{svb} &= \frac{D_{zc} T + \Delta G_b T D_t + C_{zn}}{T W_n} = \\ &= \frac{D_{zc}}{W_n} + \frac{D_{zt.n}}{W_n} \cdot \left[-1 - \frac{\eta_{o.n}}{v_n T} \cdot \ln \left(1 - \frac{v_n T}{\eta_{o.n}} \right) \right] + \frac{C_{zn}}{T W_n} \end{aligned} \quad (5)$$

Зависимость парциального расхода топлива двигателя от продолжительности эксплуатации насоса представлена на Рисунке 1.

Предложены выражения для определения зависимости парциального расхода топлива двигателя (л/час) от времени функционирования:
– при $T > T_b$ (рис. 1а):

$$G_{dn}(t) = \begin{cases} G_{dn.n} = \frac{N_{dn.n} g_e}{\gamma_e}, & T_b = 0 \\ G_{dn.n} \left(1 + \frac{v_n t}{\eta_{o.n} - v_n t} \right), & T_b > 0 \text{ и } 0 < t \leq T_b \\ G_{dnmax} = G_{dn.n} \left(1 + \frac{v_n T_b}{\eta_{o.n} - v_n T_b} \right), & T_b > 0 \text{ и } t > T_b \end{cases} \quad (6)$$

– при $T \leq T_b$ (рис. 1б):

$$G_{dn}(t) = G_{dn.n} \left(1 + \frac{v_n t}{\eta_{o.n} - v_n t} \right) \quad (7)$$

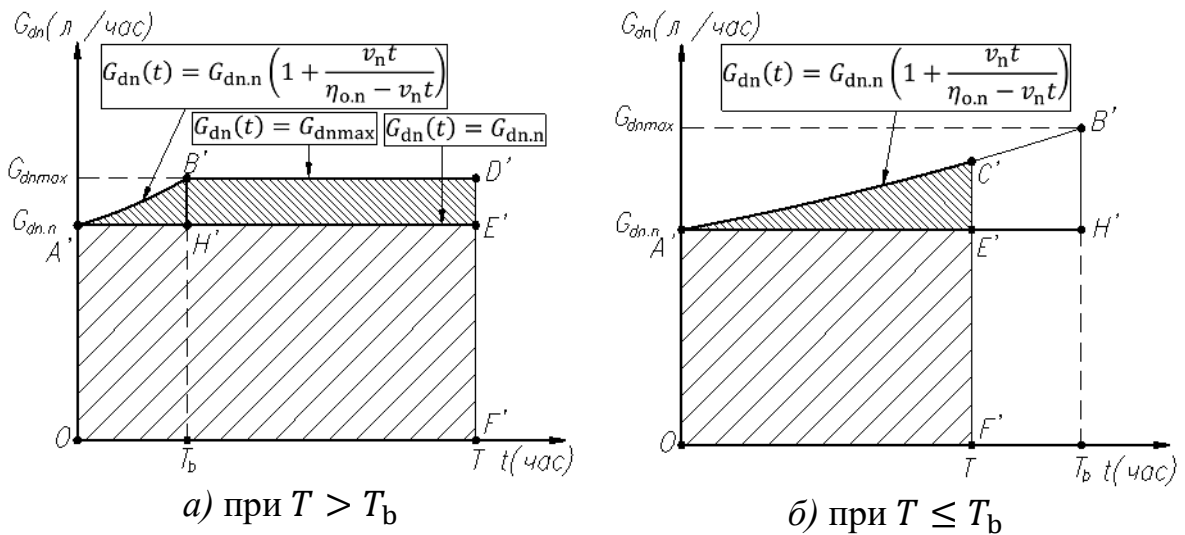


Рисунок 1 – Зависимость парциального расхода топлива двигателя от продолжительности эксплуатации насоса.

Зависимость удельных затрат от интервала между заменами насоса T при различной стоимости топлива и замены насоса представлены на Рисунке 2.

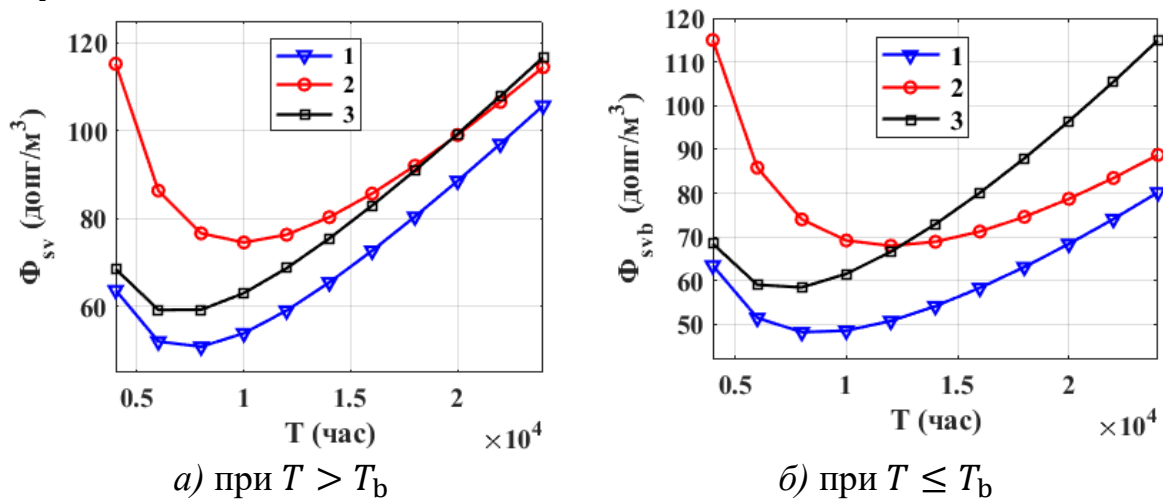


Рисунок 2 – Зависимость удельных затрат от интервала между заменами насоса T : 1 – $C_{zn}=200\,000\,000$ донг, $D_t=20\,000$ донг/л; 2 – $C_{zn}=400\,000\,000$ донг, $D_t=20\,000$ донг/л; 3 – $C_{zn}=200\,000\,000$ донг, $D_t=30\,000$ донг/л

Средний парциальный перерасход топлива двигателя экскаватора (л/час) между заменами насоса из-за уменьшения объемного КПД насоса определяется по формулам:

– при $T > T_b$:

$$\Delta G = \frac{S_{A'B'D'E'}}{T} = G_{dn,n} \left(A - \frac{B}{T} \right); \quad (8)$$

– при $T \leq T_b$:

$$\Delta G_b = \frac{S_{A'C'E'}}{T} = G_{dn.n} \cdot \left[-1 - \frac{\eta_{o.n}}{v_n T} \cdot \ln \left(1 - \frac{v_n T}{\eta_{o.n}} \right) \right], \quad (9)$$

где:

$$A = \frac{v_n T_b}{\eta_{o.n} - v_n T_b},$$

$$B = T_b + \frac{v_n T_b^2}{\eta_{o.n} - v_n T_b} + \frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \ln \left(1 - \frac{v_n T_b}{\eta_{o.n}} \right).$$

Для анализа влияния уменьшения объемного КПД насоса на производительность экскаватора и расход топлива предложено понятие «коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос»:

$$K_{rm} = \frac{N_{dnmax} - N_{dn.n}}{N_{dn.n}} \quad (10)$$

где N_{dnmax} – средняя максимальная парциальная мощность, передаваемая на насос, которую может обеспечивать двигатель при изменении объемного КПД насоса, (кВт).

Продолжительность функционирования насоса без влияния изменения его объемного КПД на производительность экскаватора (час) определяется по формуле:

$$T_b = \frac{\eta_{o.n} K_{rm}}{v_n (1 + K_{rm})} \quad (11)$$

Поскольку расход топлива также зависит от горнотехнических факторов эксплуатации, влияющих на продолжительность рабочих циклов, абсолютный расход топлива не является исчерпывающим информативным показателем. Для более объективной картины необходимо сравнение фактического расхода топлива F_r на кубический метр экскавируемой горной массы к расходу при номинальном значении объемного КПД рабочих насосов N_r в рассматриваемых условиях. Для этих целей совместно с Рахутиным М.Г. предложен показатель – коэффициент эффективности расхода топлива K_{ef} :

$$K_{ef} = \frac{N_r}{F_r}. \quad (12)$$

В третьей главе представлен метод прогноза процесса изнашивания в парах трения аксиально-поршневого насоса, позволяющий прогнозировать уменьшение объемного КПД в процессе эксплуатации; установлена зависимость между техническим состоянием и потерями мощности насоса.

Поскольку между парами трения насоса имеется зазоры, рабочая

жидкость проходит через них образуя утечки.

Для проведения численного эксперимента в системе Matlab, была разработана математическая модель, позволяющая определять потери мощности в насосе гидравлического экскаватора Komatsu PC2000-8. Также выполнен расчет утечек жидкости для основного насоса с различной степенью износа, начиная от состояния нового насоса $h_{bp} = h_{bd} = h_{cd} = 10$ мкм, $h_{pc} = 25$ мкм и заканчивая высокой степенью износа $h_{bp} = h_{bd} = h_{cd} = 25$ мкм, $h_{pc} = 100$ мкм.

На Рисунке 3 представлены потери мощности в насосе из-за объемных утечек в зависимости от зазора пар трения и температуры рабочей жидкости в процессе выполнения рабочих операций, таких как копание, подъем и поворот, выгрузка, возврат и опускание рабочего цикла экскаватора.

На Рисунке 4 представлены полученные в результате моделирования значения средних потерь мощности в насосе из-за объемных утечек и средней величины КПД насоса в рабочем цикле в зависимости от температуры рабочей жидкости и зазора между поршнем и блоком цилиндров.

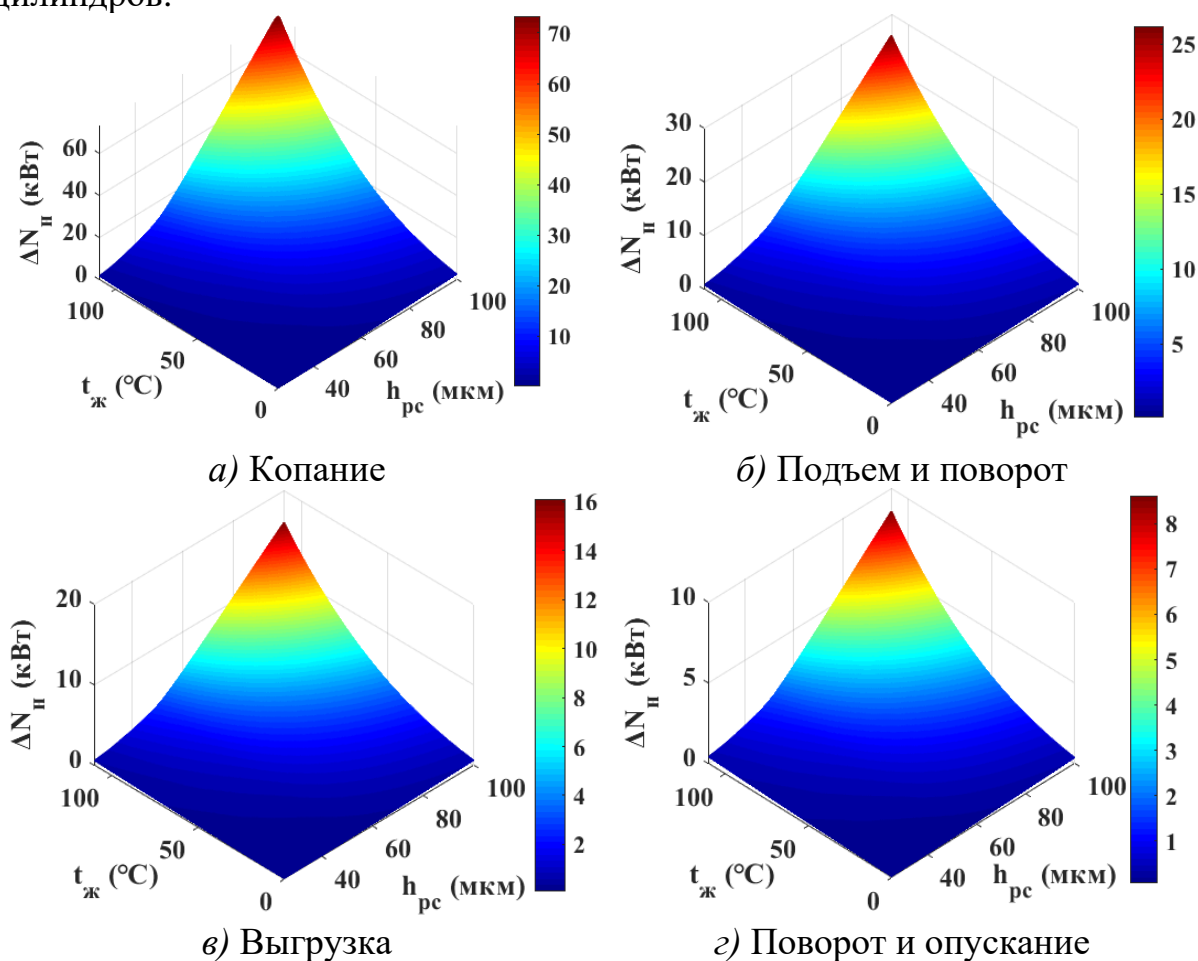


Рисунок 3 – Потери мощности в насосе (кВт) из-за объемных утечек в зависимости от температуры РЖ и зазора между поршнем и втулкой блока цилиндров в процессе выполнения рабочих операций

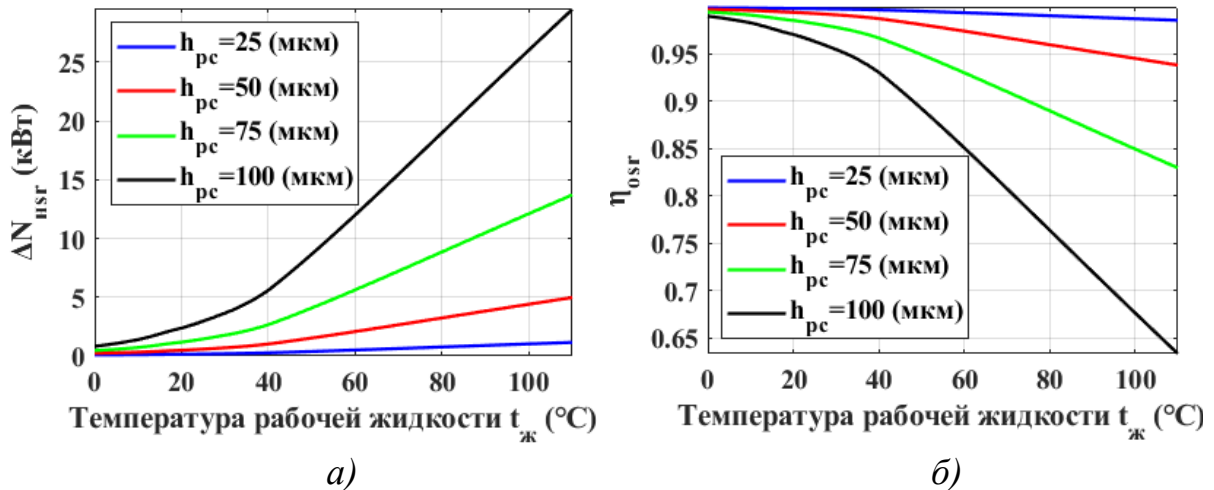


Рисунок 4 – Средние потери мощности в насосе из-за объемных утечек (а) и средняя величина КПД насоса в рабочем цикле (б) в зависимости от температуры рабочей жидкости и зазора между поршнем и блоком цилиндров

Исследования показали, что в условиях тропического климата Вьетнама при повышенной температуре РЖ и загрязненности рабочей жидкости, соответствующей 12 и 13 классу чистоты по ГОСТ 17216–2001 скорость уменьшения объемного КПД насоса резко возрастает.

В четвертой главе установлены зависимости производительности экскаватора от технического состояния основных насосов, скорости изменения их технического состояния, от температуры и загрязненности рабочей жидкости. В результате наблюдений установлена продолжительность рабочего цикла экскаватора Komatsu PC2000-8 в условиях карьера Ха Ту, Куанг Нинь, моделированием получен расход РЖ при выполнении каждой операции.

Для расчета технической производительности экскаватора учитывающего уменьшение объемного КПД насоса m предложено выражение:

$$W_{тех.пм} = \frac{1 + a_{пр.н}}{K_{р.пм} + K_{п.пм} a_{пр.н}} \cdot W_{тех.н}, \quad (13)$$

где $K_{р.пм}$ – коэффициент отношения фактической продолжительности рабочего цикла экскаватора при изменении объемного КПД одного основного насоса m к начальному значению; $K_{п.пм}$ – коэффициент отношения длительности передвижки экскаватора к начальному значению; $a_{пр.н}$ – коэффициент отношения длительности передвижки к длительности непрерывной работы экскаватора с одного места установки в начале рассматриваемого периода, $a_{пр.н} = t_{п.н}/t_{р.н}$; $t_{р.н}$ – длительность непрерывной работы экскаватора с одного места установки в начале

рассматриваемого периода, (с); $t_{п.н}$ – длительность одной передвижки в начале рассматриваемого периода, (с); $W_{тех.н}$ – техническая производительность экскаватора в начале рассматриваемого периода.

Влияние на производительность экскаватора объемного КПД одного из основных насосов m предложено учитывать коэффициентом R_{sm} .

$$R_{sm} = \frac{\eta_{o.nm}}{v_{nm} T_{нр}} \left(1 - \frac{1 + a_{пр.н}}{K_{р.рm} + K_{п.рm} a_{пр.н}} \right), \quad (14)$$

где $\eta_{o.nm}$ – начальное значение среднего объемного КПД насоса m ; v_{nm} – скорость изменения среднего объемного КПД насоса m ; $T_{нр}$ – продолжительность эксплуатации насоса, (час).

Скорость изменения технической производительности экскаватора ((м³/час)/час), вызванная уменьшением объемного КПД насоса m определяется по формуле:

$$v_{wтехm} = \frac{W_{тех.н} v_{nm} R_{sm}}{\eta_{o.nm}} \quad (15)$$

Наблюдение за работой карьерного гидравлического экскаватора Komatsu PC2000-8 проводилось на разрезе Ха Ту, Куанг Нинь во Вьетнаме.

Следует отметить, что изменения объемного КПД основных насосов будет оказывать влияние на производительность экскаватора только в случае непрерывной подача самосвалов под погрузку. При увеличении интервала между подачей самосвалов увеличение продолжительности передвижки экскаватора и цикла в целом, не будет приводить к уменьшению производительности.

Средняя продолжительность рабочих операций и цикла в целом представлена в Таблице 1.

Таблица 1

Продолжительность рабочих операций и цикла экскаватора Komatsu PC2000–8

Продолжительность (с)				
Рабочие операции				Цикл
Копание	Подъем и поворот	Выгрузка	Поворот и опускание	
9,5	8,5	4	8	30

Основные насосы имеют клапаны которые при увеличении давления вследствие увеличения нагрузки изменяют угол наклона диска, что приводит к уменьшению величины подачи насоса и увеличению

продолжительности выполнения операции. Продолжительность выполнения операций также возрастает при увеличении утечек и снижении объемного КПД.

Средний расход насосов в процессе выполнения рабочей операции зависит от величины выдвиги штока гидроцилиндров и угла поворота платформы экскаватора. При операции копания расход насосов самый низкий, а при операциях «подъема и поворота» и «подъема и опускания» – наиболее высокий. Это объясняется тем, что при операции копания из-за большой нагрузки, система управления основными насосами контролирует угол их наклонных дисков, чтобы уменьшить расход насосов. При операциях «подъема и поворота» и «подъема и опускания», давление в гидросистеме невелико из-за небольшой нагрузки, система управления основными насосами контролирует угол их наклонного диска, чтобы увеличить расход РЖ, таким образом сократив продолжительность работы.

Результаты моделирования среднего расхода жидкости при выполнении рабочих операций представлены на Рисунке 5.

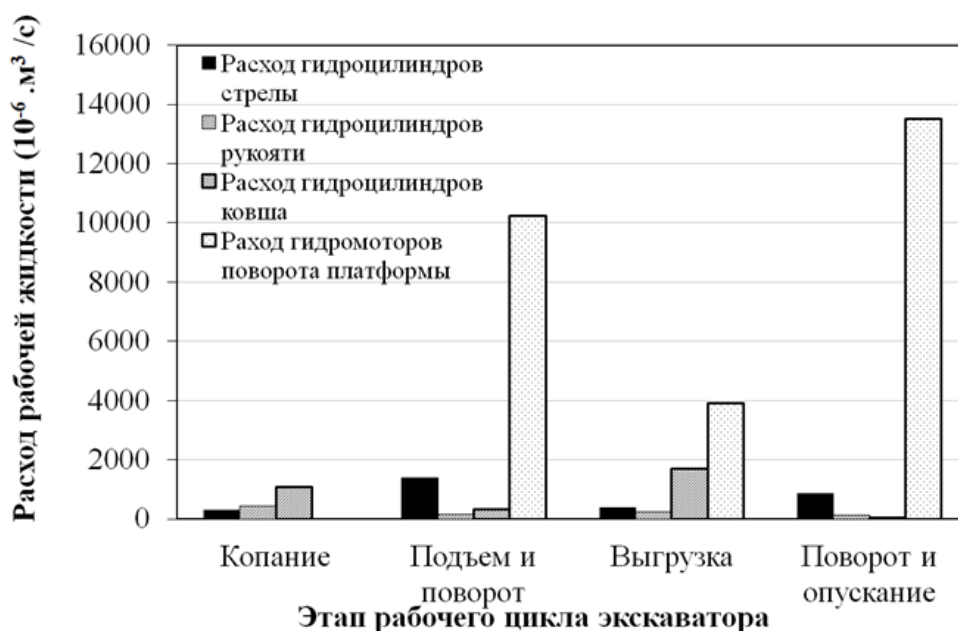


Рисунок 5 – Средний расход рабочей жидкости при выполнении операций

Затраты энергии зависят от величины расхода, возникающего в гидросистеме, давления и продолжительности выполнения рабочих операций. Наибольшие затраты энергии возникают при выполнении операции копания, при которой значение расхода РЖ примерно в 6 раз меньше чем при других рабочих операциях, но при этом в гидросистеме возникает наиболее высокое давление, зависящее, в первую очередь, от свойств экскавируемой горной массы. Так как расход энергии прямо пропорционален величине расхода и давления, возникающего в системе вследствие внешней нагрузки, то, операция копания является наиболее

энергоемкой и изменение характеристик насоса из-за его износа в первую очередь приведет к увеличению продолжительности и потерям энергии при операции копания. Увеличение продолжительности операции копания будет являться основанием для более подробной диагностики насоса. Для оперативной оценки необходимости более тщательной диагностики насосов предлагается ввести коэффициент «увеличения продолжительности операции» $K_{упо}$, определяемый как отношение продолжительности рабочей операции, в первую очередь операции копания, при номинальных параметрах насоса t_n к ее фактической продолжительности t_ϕ :

$$K_{упо} = \frac{t_n}{t_\phi}. \quad (16)$$

Предлагается при достижении данным показателем значения менее 0,85 (в нашем случае это привело бы к увеличению продолжительности операции копания на 1,5 с) увеличивать частоту диагностирования технического состояния насоса.

Скорость изменения технической производительности экскаватора из-за износа насосов в зависимости от температуры и загрязненности рабочей жидкости представлено в Таблице 2.

Таблица 2

Скорость изменения технической производительности экскаватора $10^{-2} \left(\frac{м^3}{ч} \right)$

Температура рабочей жидкости $t_{ж}(°C)$	Класс чистоты жидкостей по ГОСТ 17216-2001					
	8	9	10	11	12	13
	Концентрация частиц - ϵ (%)					
	0,000125	0,00025	0,0005	0,001	0,002	0,004
40	0,0244	0,0268	0,0328	0,0478	0,0927	0,2652
50	0,0401	0,0464	0,0621	0,1064	0,2653	0,9838
60	0,0587	0,0714	0,1049	0,2125	0,6418	2,8089
70	0,0804	0,1025	0,1653	0,3846	1,3434	5,2241
80	0,1038	0,1398	0,2467	0,6424	2,5084	9,9107

На Рисунке 6 представлена зависимость технической производительности от скорости изменения объемного КПД всех (а) и одного (б) насосов.

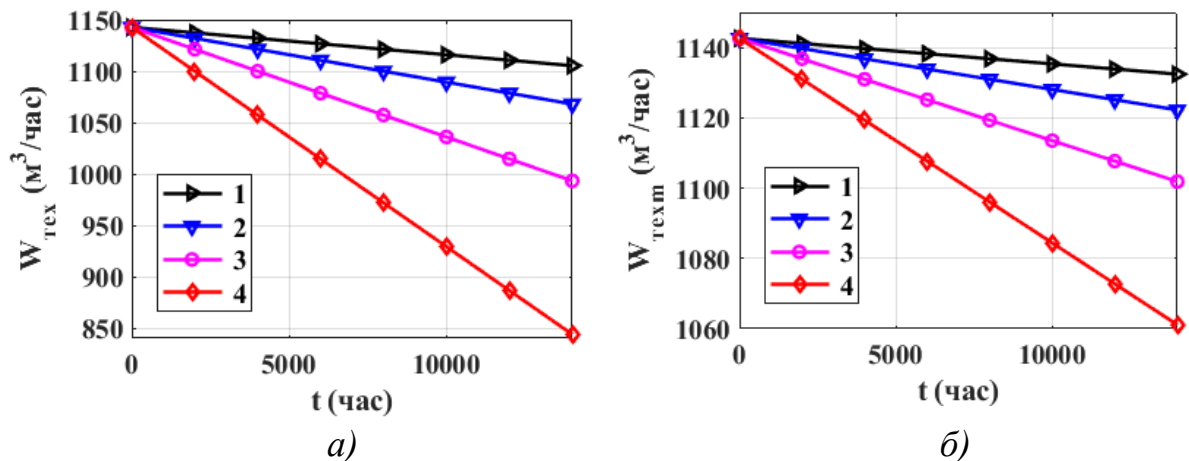


Рисунок 6 – Зависимость технической производительности от скорости изменения объемного КПД всех (а) и одного (б) насосов 1 – $v_n=0,25 \cdot 10^{-3}$ (%/час); 2 – $v_n=0,5 \cdot 10^{-3}$ (%/час); 3 – $v_n=1 \cdot 10^{-3}$ (%/час); 4 – $v_n=4 \cdot 10^{-3}$ (%/час)

В пятой главе разработана методика расчета оптимальных наработок между заменами насосов карьерного гидравлического экскаватора. Предложен метод расчета коэффициента резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос. Приведены пример расчета в условиях эксплуатации Вьетнама и оценка эффективности использования предложенной методики. Методика расчета оптимальных наработок между заменами насосов карьерного гидравлического экскаватора представлена в приложении.

Значения оптимальной наработки до замены насоса в часах при изменении объемного КПД насоса, влияющем на производительность экскаватора (при $T > T_b$), определяется из выражения:

$$T_{opt} = T_{sv} = \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot E + \left(E + \frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \frac{K_{rm}}{1 + K_{rm}} \right)^2} - E \quad (17)$$

где:

$$E = \frac{C_{zn} - D_{zt.n} \cdot \frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot [K_{rm} - \ln(1 + K_{rm})]}{C_{upv} + D_{zc} + D_{zt.n} K_{rm}}$$

где $\eta_{o.n}$ – начальное значение объемного КПД насоса экскаватора, (%); v_n – скорость изменения среднего объемного КПД насоса, (%/час); R_{sm} – коэффициент соответствия производительности экскаватора объемному КПД насоса; K_{rm} – коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос; C_{zn} – стоимость замены насоса, (донг(руб)); $D_{zt.n}$ – начальное значение затрат на парциальное топливо двигателя, (донг(руб.)/час); C_{upv} – ущерб за единицу потери рабочего времени экскаватора, (донг (руб.)/час).

Значения оптимальной наработки до замены насоса (час) при изменении объемного КПД без влияния на производительность экскаватора (при $T \leq T_b$) определяется из выражения:

$$T_{opt} = T_{sb} \approx \frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \left[\frac{1}{2} \cos \left(\frac{\arccos(F)}{3} \right) - \frac{1}{4} \right], \quad (18)$$

или

$$T_{opt} = T_{sb2} \approx \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}C_{zn}}{v_n D_{zt.n}}}, \quad (19)$$

где:

$$F = \frac{48C_{zn}v_n}{D_{zt.n}\eta_{o.n}} - 1$$

При $T \leq T_b$ использование формулы (18) для расчета оптимальной наработки замены насоса позволяет добиться более высокой точности, чем использование формулы (19).

Величина оптимального предельного состояния насоса карьерного гидравлического экскаватора определяется из выражения (1):

$$\eta_{o.ps} = \eta_{o.n} - v_n T_{opt}$$

Установлено, что с увеличением температуры и величины класса чистоты рабочей жидкости оптимальные значения наработки до замены и предельного состояния насоса уменьшаются.

Предложенная методика позволяет рассчитывать для насосов гидравлических экскаваторов оптимальные дифференцированные наработки между заменами, использование которых позволит уменьшить расход топлива на 8,3%–19,7% и потери производительности на 9,2%–14,8%.

Рекомендации и дальнейшие перспективы разработки темы заключаются в разработке методов прогноза вероятности возникновения отказов и продолжительности их устранения в зависимости от наработки насосов, распространение предложенного метода установления наработок между заменами на другие элементы гидросистемы экскаватора.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В диссертации, теоретически обоснована и решена актуальная научно-техническая задача обоснования наработок между заменами насосов карьерного гидравлического экскаватора, имеющая важное хозяйственное значение для горнодобывающей отрасли Вьетнама и России.

Основные выводы и результаты, полученные лично автором, заключаются в следующем:

1. Разработаны математические модели расхода топлива и производительности гидравлического карьерного экскаватора, учитывающие его конструктивные особенности, горнотехнические условия эксплуатации и техническое состояние основных насосов, позволяющие рассчитывать величину наработок между их заменами.

2. Предложен метод расчета дифференцированных значений величины наработок между заменами основных насосов карьерного гидравлического экскаватора, учитывающий скорость уменьшения объемного КПД, затраты на замену и ущерб из-за изменения производительности и перерасхода топлива.

3. Установлена зависимость оптимальной величины наработок между заменами насоса от конструктивных особенностей гидравлического экскаватора, скорости уменьшения объемного КПД, экономических и горнотехнических условий эксплуатации.

4. Установлено, что скорость изменения объемного КПД насоса варьируется в 1,2–3,4 раза в зависимости от параметров экскавации, вязкости, загрязненности и температуры рабочей жидкости и интенсивности износа сопряжений пар трения: поршень-втулка блока цилиндров, поршень-башмак, наклонный диск-башмак, блок цилиндров-распределительный диск.

5. Разработана методика расчета для насосов гидравлических экскаваторов оптимальных наработок между заменами, использование которой позволяет уменьшить расход топлива на 8,3%–19,7% и потери производительности на 9,2%–14,8%.

6. Основные научные результаты диссертации приняты к использованию в научно-практических работах, проводимых в Ханойском Институте Горной Науки и Технологии по заказу горнодобывающих компаний, входящих в состав Vinacomin (Vietnam National Coal and Mineral Industries Group), при подготовке специалистов в области технического обслуживания карьерных гидравлических экскаваторов в учебном процессе Куангниньского индустриального университета, в ООО «МОГОРМАШ».

Основные положения диссертации опубликованы в следующих статьях:
– *в изданиях, входящих в наукометрическую базу SCOPUS:*

1. Maxim G. RAKHUTIN, Giang Quoc KHANH, Aleksandr E. KRIVENKO1, Van Hiep TRAN Evaluation of the influence of the hydraulic fluid temperature on the mining hydraulic excavator power loss/ JOURNAL OF MINING INSTITUTE Zapiski Gornogo Instituta 2023, V 261. №3. P 374–383.

2. Рахутин М.Г., Чан Ван Хиеп, Ле Ван Лой. Обоснование оптимальных наработок основных насосов карьерного гидравлического экскаватора // Горная промышленность. – 2024. – № 2. С. 64–68.

– в изданиях, рекомендованных ВАК РФ:

3. Рахутин М. Г., Чан Ван Хиеп. Анализ изменения подачи насосов карьерного гидравлического экскаватора в процессе работы // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2023. – № S7. – С. 3–14.

- в других рецензируемых изданиях:

4. Le Van Loi, Xu Ping, Yu Yinghua, Nguyen Van Tan, Tran Van Hiep. Application of gray-based Taguchi method in optimal analysis of effect of surface micro-texture on friction and wear performance of slipper-swash plate pairs in axial piston pumps // Mining industry journal. – 2022.–№ 6.– pp. 38–49. (Công nghiệp mỏ. – 2022. – Số 6. – Trang 38–49).

5. Nguyen Thanh Tuan, Le Van Loi, Tran Van Hiep. Application of the Kriging model combined with the whale algorithm in the optimization analysis of the micro-texture effect on the performance of the engine piston ring/cylinder friction pair // Journal of Mining and Earth Sciences. – 2023. – Vol. 64, Issue 5.– pp.74–93. (Тạp chí Khoa học kỹ thuật Mỏ - Địa chất. – 2023. – Số 64, kỳ 5. – Trang 74–93).