

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ  
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ТВЕРСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

На правах рукописи



**Чан Ван Хиен**

ОБОСНОВАНИЕ НАРАБОТКИ МЕЖДУ ЗАМЕНАМИ  
НАСОСОВ КАРЬЕРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА  
В УСЛОВИЯХ ВЬЕТНАМА

Специальность

2.8.8. Геотехнология, горные машины (технические науки)

Диссертация

на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

научный руководитель – доктор  
технических наук, доцент  
М.Г. Рахутин

Тверь, 2024

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	4
ГЛАВА 1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	10
1.1 Использование гидравлических экскаваторов в горнодобывающей промышленности Вьетнама .....	10
1.2 Опыт эксплуатации гидропривода горных машин .....	15
1.3 Прогнозирование износа насосов карьерного гидравлического экскаватора .....	18
1.4 Методы расчета предельного состояния элементов горных машин .....	27
Выводы по главе .....	31
ГЛАВА 2 РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ НАСОСА КАРЬЕРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА .....	33
2.1 Исходные предпосылки разработки модели функционирования насоса..	33
2.2 Математическая модель функционирования насоса, влияющего на производительность экскаватора.....	39
2.3 Математическая модель функционирования насоса, не влияющего на производительность экскаватора.....	46
2.4 Выводы по главе 2.....	51
ГЛАВА 3 РАСЧЕТ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ НАСОСА .....	53
3.1 Расчет объемного КПД основного насоса экскаватора.....	53
3.2 Моделирование изменения объемного КПД насоса в процессе эксплуатации.....	61
3.3 Исследование влияния технического состояния насоса на потери мощности .....	68
3.4 Выводы по главе 3.....	74

ГЛАВА 4 РАСЧЕТ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КАРЬЕРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА .....	75
4.1 Математическая модель технической производительности экскаватора в зависимости от параметров гидросистемы.....	75
4.2. Установление зависимости производительности экскаватора от технического состояния основных насосов .....	81
4.3 Оценка парциального влияния технического состояния насоса на производительность экскаватора.....	86
4.4 Результаты расчета и моделирования влияния технического состояния насосов на производительность карьерного гидравлического экскаватора ...	89
4.5 Выводы по главе 4.....	95
ГЛАВА 5 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОПТИМАЛЬНОЙ НАРАБОТКИ МЕЖДУ ЗАМЕНАМИ НАСОСОВ КАРЬЕРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА .....	96
5.1 Установление оптимальной наработки между заменами насосов карьерного гидравлического экскаватора .....	96
5.2 Определение необходимых параметров для расчета наработки между заменами насоса .....	105
5.3 Пример расчета оптимальной наработки до замены и предельного стояния насосов экскаватора Komatsu PC2000-8 при эксплуатации в условиях Вьетнаме.....	113
5.4 Оценка эффективности использования предложенной методики .....	116
5.5 Выводы по главе 5.....	118
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	119
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ .....	121
ПРИЛОЖЕНИЕ А .....	133
ПРИЛОЖЕНИЕ В .....	158

## ВВЕДЕНИЕ

**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., Eelevli 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-штука 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



Vinacomin (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.

# ГЛАВА 1 АНАЛИЗ СОСТОЯНИЯ ВОПРОСА И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЙ

## 1.1 Использование гидравлических экскаваторов в горнодобывающей промышленности Вьетнама

В процессе индустриализации и модернизации ставящими целью превращения Вьетнама в промышленно развитую страну горнодобывающая промышленность играет ключевую роль. Кроме добычи сырой нефти и природного газа, добывается большой объем твердых полезных ископаемых, необходимых для развития различных отраслей народного хозяйства.

Среднегодовой рост добывающей промышленности в настоящее время составляет около 25–30%. Особое значение имеют открытые горные работы, являющиеся основными при добыче таких твердых полезных ископаемых, как строительные материалы, руда, нерудные материалы, уголь и химическое сырье. На сегодняшний день они обеспечивают 100% добычи строительных материалов, руд, химического сырья и 60–65% добычи угля [1].

Вьетнам обладает большими запасами полезных ископаемых, — 50 из 66 наиболее распространенных. Полезные ископаемые имеют различный потенциал для их добычи [2] и условно делятся на три группы:

- с большим потенциалом: строительные материалы, уголь, апатит, боксит, хромит, титан, редкоземельные элемент;
- со средним: золото, свинец, цинк, олово, вольфрам, железо, медь, флюорит, кварцевый песок;
- с низким: каолин, графит, марганец, барит, никель, полевой шпат, диатомит, бентонит.

В связи с разнообразием геологических условий и большого количества разрабатываемых небольших месторождений имеется около 5000 горнодобывающих предприятий работающих подземным и открытым способом.

В настоящее время во Вьетнаме около 30 карьеров по добыче угля (разрезов). За период с 2014 по 2019 годы объем добычи составил от 18 до 20 миллионов тонн, что составляет примерно 45–55% от общего объема добычи в отрасли. Пять карьеров расположены в районе Куангнинь оснащены относительно современным оборудованием, и имеют среднегодовую производительность от 1,8 до 2,0 миллиона тонн, это предприятия Део Най, Кок Шау, Као Шон (Кам Фа), Ха Ту, Нуи Бео (Хон Гаи). Оставшаяся часть угля добываемая открытым способом приходится на предприятия с производительностью менее 500 000 т/год.

В период с 2021 по 2030 год добыча угля во всей отрасли оценивается примерно в диапазоне от 48 до 56 млн. тонн в год, а с 2031 по 2045 год добыча рядового угля в отрасли составит около 50-56 млн. тонн в год [3].

Дальнейшее развитие отрасли требует применения высокопроизводительных гидравлических экскаваторов.

Также на небольших карьерах добывают руды железа, марганца, меди, свинца, цинка. Наиболее производительные это карьеры по добыче бокситов Тан Рай и Дак Нонг с общей мощностью 7 миллионов тонн в год.

Более 600 предприятий добывающих строительные материалы производят 30 млн м<sup>3</sup> в год.

Предполагается дальнейшее развитие добычи полезных ископаемых открытым способом.

В настоящее время открытая добыча полезных ископаемых играет важную роль в экономике Вьетнама, составляя около 40–45% общего объема добычи. Это приводит к расширению размеров карьеров и увеличению масштабов добычи. Вьетнамские карьеры, такие как Кок Шау, Кхань Хоа, Као Шон, Део Най, Ха Ту, На Зьонг, Син Куен, Тач Хе, становятся все более глубокими. Некоторые из них используют оборудование с малой и средней мощностью, но лишь немногие карьеры обладают экскаваторами с объемом ковша 10–12 м<sup>3</sup> и самосвалами грузоподъемностью 91-130 тонн. Технический и технологический уровень этих карьеров в настоящее время достигает

среднего уровня [4].

В технологических схемах угольных карьеров Вьетнама используется разнообразное оборудование. Это станки буровые шарошечные СБШ-250МН (Россия) и DM-45LP (Ingersoll Rand) с диаметром бурения 200-250 мм, а также буровые машины ударно-вращательного типа с диаметром 100-175 мм, такие, как PANTERA-1100, PANTERA-1500, TITON-500 (Tamrock), CM-115 и CM-117 (Atlas Copco). Для экскавации используются канатные экскаваторы с ковшом вместимостью  $4,6 \div 10 \text{ м}^3$  - ЭКГ-4,6Б, ЭКГ-5А, ЭКГ-8И, ЭКГ-10 (Россия) и гидравлические экскаваторы различных моделей - PC220, PC650, PC750, PC1250, PC1600, PC1800, PC2000 (Komatsu); EX350, EX600, EX750, EX800 (Hitachi); CAT330, CAT345, CAT365, CAT375, CAT5090, CATL90C, CAT992C (Caterpillar) с ковшами вместимостью  $2,5 \div 12 \text{ м}^3$  для угля и породы [1]. Большинство этих гидравлических экскаваторов используются более 10 лет, что негативно сказывается на их техническом состоянии, оцененном 2 категорией из 3 [5]. Одним из преимуществ гидравлических экскаваторов является возможность селективной добычи угля.

Гидравлические экскаваторы в последние годы очень эффективно использовались в угольном бассейне Куангнинь [6, 7].

При одинаковой емкости ковша гидравлические экскаваторы по сравнению с канатными обладают рядом преимуществ. Их вес в 1,8–2,2 раза меньше, а усилие копания в 1,3–1,5 раза больше [7, 8]. В частности, экскаваторы обратная лопата обладают рядом преимуществ, включая независимость от стационарных источников энергоснабжения, мобильность и более высокую технологичность при производстве вскрышных и добычных работ, что приводит к повышенной эксплуатационной производительности [9]. Современные гидравлические экскаваторы также обладают более высокими усилиями копания, чем механические лопаты, и лучше приспособлены для безвзрывной выемки крепких пород, включая полускальные. Исследования показывают, что даже в сложных горно-

геологических и климатических условиях применение гидравлических экскаваторов на горных предприятиях оправдано [10].

Благодаря своей легкости и способности легко передвигаться по мягкому грунту в условиях глубоких горных работ, гидравлические экскаваторы становятся все более популярными на открытых горных работах во Вьетнаме. Данные о количестве экскаваторов, используемых на основных угольных карьерах Вьетнама до 2021 года, представлены в Таблице 1.1 и на Рисунке 1.1.

Таблица 1.1

Количество канатных и гидравлических экскаваторов, используемых на основных карьерах Вьетнама (штук) [11, 12]

Карьеры	Количество экскаваторов	
	Карьерные гидравлические экскаваторы	Электрические карьерные экскаваторы
Кок Шау	28	25
Кхань Хоа	12	0
Као Шон	32	21
Део Най	14	14
Ха Ту	13	10
На Зьонг	6	6
Нуй Бео	25	4
Хе Чам 2	17	0
Шуой Лай	8	0
Всего	155	80

Несмотря на различия в конструкции элементов экскаватора их принципиальные гидравлические схемы достаточно похожи.

На Рисунке 1.2 представлена принципиальная схема гидравлической системы экскаватора [7], основными элементами которой являются насосы 4, 5; гидромоторы передвижения и поворота платформы 32; гидроцилиндры 26, 27, 28; гидролинии, аппаратура управления.

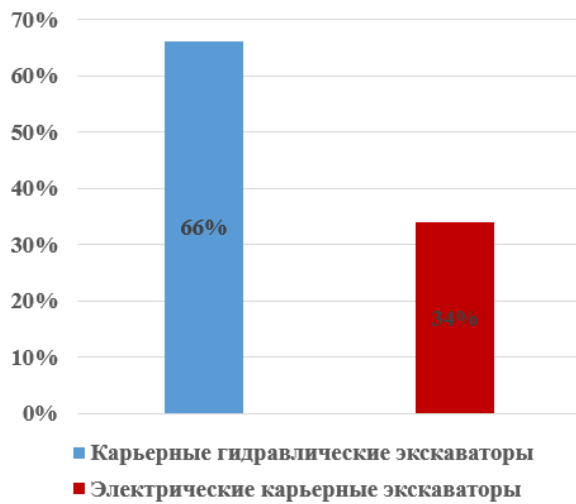


Рисунок 1.1 - Типы экскаваторов, используемых на карьерах Вьетнама

Из схемы наглядно видно, что от технического состояния насоса зависит функционирование всех элементов, определяющих производительность и эффективность работы экскаватора.

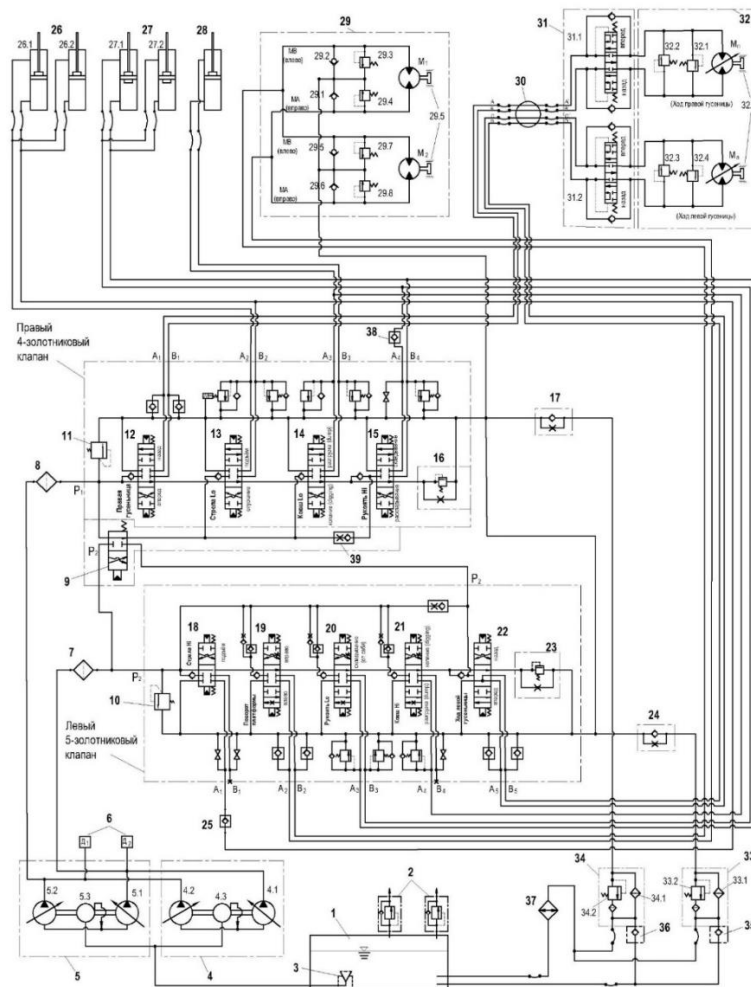


Рисунок 1.2 - Принципиальная гидравлическая основная схема карьерных экскаваторов [7]

Исходя из вышесказанного можно прийти к выводу, что при дальнейшем увеличении добычи полезных ископаемых во Вьетнаме будут шире использоваться гидравлические экскаваторы, в разнообразных горно-геологических и горнотехнических условиях.

## **1.2 Опыт эксплуатации гидропривода горных машин**

Гидропривод широко применяется в промышленности, включая машиностроение, горнодобывающую промышленность и аэрокосмическую отрасль, благодаря своим преимуществам: возможности плавного регулирования параметров, таких как давление, скорость и положение, обеспечивая высокую точность и мощность; способности передавать большое количество энергии; защите от перегрузок; компактными размерами и небольшому весу на единицу мощности; плавности и равномерности движения; возможности варьировать скорость движения в широком диапазоне; передаче мощности от одного источника энергии к различным элементам; высокой надежности; простоте управления [14].

Использование гидропривода также облегчает процессы автоматизации, стандартизации, упрощает работу оператора [15-18].

Большинство горных машин оснащены гидроприводом: гидравлические экскаваторы, проходческие и очистные комбайны, погрузочно-доставочные, подпирочные, буровые установки и т. д.

Гидропривод также имеет недостатки, такие как восприимчивость к загрязнению рабочей жидкости, меньший КПД по сравнению с электроприводом, высокую потерю мощности, сложность выявления ошибок, высокая стоимость технического обслуживания и ремонта, а также высокие требования к организации места его ремонта.

Отказы гидропривода могут быть классифицированы на три типа: неустановившийся отказ, постепенный отказ и отказ с катастрофическими последствиями. Неустановившийся отказ часто проявляется в системах с

электрогидравлическими сервоклапанами, но не вызван износом или загрязнением. Постепенный отказ происходит, когда КПД гидроузла падает до уровня, когда он уже не способен выполнять свою расчетную функцию. Отказ с катастрофическими последствиями возникает внезапно, например, при заедании золотников. Для горных машин такие отказы могут повлиять на точность и скорость работы систем управления, безопасности, дистанционного и автоматического управления. Причины таких отказов в основном зависят от геометрии прецизионной пары, нагрузки, свойств материала и состояния его поверхности, а также от свойств рабочей жидкости. Чаще всего причиной поломки является присутствие твердых частиц в рабочей жидкости, которые могут попасть в систему как извне, так и в виде продуктов изнашивания [19].

Поскольку горные машины работают в условиях повышенной загрязненности, что влечет за собой загрязнение рабочей жидкости, значительную долю составляют отказы параметров (примерно 90% отказов) [14].

Большинство машин (до 80–85%) выходят из строя из-за износа движущихся частей гидрооборудования [14, 19–22]. Ежегодно на ремонт или замену этих частей требуется значительные финансовые вложения, которые увеличиваются с каждым годом [14].

Анализ результатов испытаний и эксплуатации гидроприводов горных машин показал, что насос является наиболее уязвимой частью, где недопустимый износ чаще всего наблюдается в расходо-распределительных деталях, реже - в поршневой группе. Наиболее значимым элементом гидропривода горных машин является насос, и его выходные параметры часто изменяются из-за износа сопрягаемых поверхностей элементов насоса [14, 19, 22].

Изменение параметров насоса может быть обусловлено различными причинами. Есть несколько причин, из-за которых параметры могут снизиться, и их можно устранить без замены распределителя. Часто достаточно замены



отдельного элемента, входящего в состав насоса, или устранения отклонений в параметрах системы. Эти отклонения могут включать в себя проблемы, такие как попадание воздуха в систему, недостаточный напор на входе, изменение вязкости рабочей жидкости или течь в соединениях трубопроводов. В таких случаях поддержание надлежащей работы системы может быть достигнуто путем проведения тщательной диагностики и коррекции конкретных неисправностей, что часто предотвращает необходимость полной замены насоса [14].

Гидропривод также имеет свои особенности и сложности, связанные с условиями эксплуатации в различных климатических зонах. В частности, во Вьетнаме, где преобладает тропический климат с высокой температурой и влажностью, а также сезонными ливнями и тайфунами, гидропривод горных машин подвержен воздействию различных факторов, таких как коррозия, загрязнение, кавитация, эмульсификация, окисление и термический удар. Эти факторы могут приводить к снижению производительности, повышению износа и отказу гидропривода, а также к увеличению затрат на ремонт и замену компонентов. Поэтому для успешной эксплуатации гидропривода горных машин во Вьетнаме необходимо учитывать специфику климата и выбирать подходящие типы и характеристики гидравлических жидкостей, фильтров, уплотнений, насосов, моторов, клапанов и других элементов гидросистемы, а также проводить регулярную диагностику, очистку, смазку и регулировку гидропривода.

Изменение параметров насосов гидропривода может привести к уменьшению скорости перемещения исполнительных органов горных машин, что влечет за собой снижение производительности и увеличение расхода топлива.

Однако внимание к обоснованному расчету предельного состояния насосов гидропривода является недостаточным. Также не рассмотрены вопросы уменьшения производительности машины из-за изменений параметров насосов гидравлического привода и влияние технического

состояния отдельных насосов гидропривода на общую производительность машины и перерасход топлива.

### **1.3 Прогнозирование износа насосов карьерного гидравлического экскаватора**

Аксиально-поршневой насос гидравлического экскаватора имеет четыре ключевые пары трения: а именно пара трения «поршень-втулка блока цилиндров», пара трения «поршень-башмак», пара трения «наклонный диск-башмак» и пара трения «блок цилиндров- распределительный диск». Они выполняют три основные функции [23, 24]: уплотнения, поддержания и смазки.

Пары трения являются ключевыми компонентами аксиально-поршневого насоса, оказывающими влияние на КПД, повышение температуры, надежность и ресурс насоса.

При эксплуатации насоса потери мощности в парах трения преобразуются в тепловую энергию, при этом увеличиваются температура рабочей жидкости (РЖ) и утечки, снижается вязкость и толщина масляной пленки, что приводит к прямому контакту между поверхностями пар трения.

В процессе работы насоса РЖ загрязняется, ее качество ухудшается, вызывая повышенный износ пар трения [19, 25, 26]. Для аксиально поршневого насоса, как и для общего гидропривода, наибольшие потери вызывает постепенный отказ, т. е. изнашивание деталей в процессе эксплуатации и потеря узлом своих начальных параметров до недопустимого значения. Изнашивание гидравлических систем в основном вызвано загрязненностью РЖ. Эти загрязнения могут быть в виде газообразных, жидких или твердых включений. Каждое из них может значительно сказываться на износе [19].

Таким образом, исследование износа пар трения насоса позволяет прогнозировать изменение объемного КПД насоса в процессе эксплуатации.

Прогнозирование износа пар трения «поршень-втулка блока цилиндров» в главном насосе карьерного гидравлического экскаватора.

Существует множество исследований по износу пар поршень-втулка блока цилиндров аксиально-поршневого насоса [27-33]. В исследовании Масалова Р. В. [27] была построена математическая модель для прогнозирования изменения зазора между поршнем и цилиндром в зависимости от нагрузки и загрязненности РЖ.

Износ пар трения между поршнем и втулкой блока цилиндров рассмотрен на основе положения теории трения и износа [34-38].

Появление абразивных частиц в загрязненной РЖ вызывает появление следов на поверхности поршня и втулки блока цилиндра, тем самым вызывая истирание, постепенно увеличивающее зазор пары трения. Скорость изменения зазора между поршнем и втулкой (мкм/час) можно определить по формуле [27]:

$$v_{pc} = (I_{пл} + I_{вт}) \cdot k_c = \frac{I_{пл}^ч}{\pi^2 d_{пл} l_{пл}} \frac{6\varepsilon V_{ж} \gamma k_1 k_ч}{d_{ср} \gamma_a 100} n_{ц} k'_{пл} + \frac{I_{вт}^ч}{\pi^2 d_{вт} l_{вт}} \frac{6\varepsilon V_{ж} \gamma k_1 k_ч}{d_{ср} \gamma_a 100} n_{ц} k'_{вт}, \quad (1.4)$$

где  $I_{пл}, I_{вт}$  – соответственно объемный износ поршня и втулки блока цилиндров от воздействия частиц;  $k_c$  – коэффициент учитывает смазочную способность РЖ;  $V_{ж}$  – количество РЖ, поступившей в зазор;  $\varepsilon$  – концентрация частиц в РЖ, %;  $k_ч$  – коэффициент, учитывающий количество абразивных частиц в общей массе загрязнений,  $k_ч = 0,7 \div 0,95$ ;  $\gamma$  – объемная масса абразивных частиц;  $\gamma_a$  – объемная масса РЖ [39];  $k_ч$  – коэффициент, учитывающий количество абразивных частиц в общей массе загрязнений,  $k_ч = 0,7 \div 0,95$ ;  $d_{ср}$  – средний диаметр частицы в зазоре определится как:  $d_{ср} = \sqrt{d_{чmax} \cdot d_{чmin}}$ ,  $d_{чmax}, d_{чmin}$  – соответственно максимальный и минимальный диаметр частиц, проникающих в зазор между поршнем и втулкой определяются как [40]:  $d_{чmax} = h_{pc.n} + (R_{a1} + R_{a2})$  и  $d_{чmin} = h_{pc.n} - (R_{a1} +$

$R_{a2}$ ),  $h_{pc.n}$  – начальное значение зазора между поршнем и втулкой;  $R_{a1}, R_{a2}$  – соответственно среднеарифметическим отклонениям неровностей поршня и втулки (Рисунок 1.3);

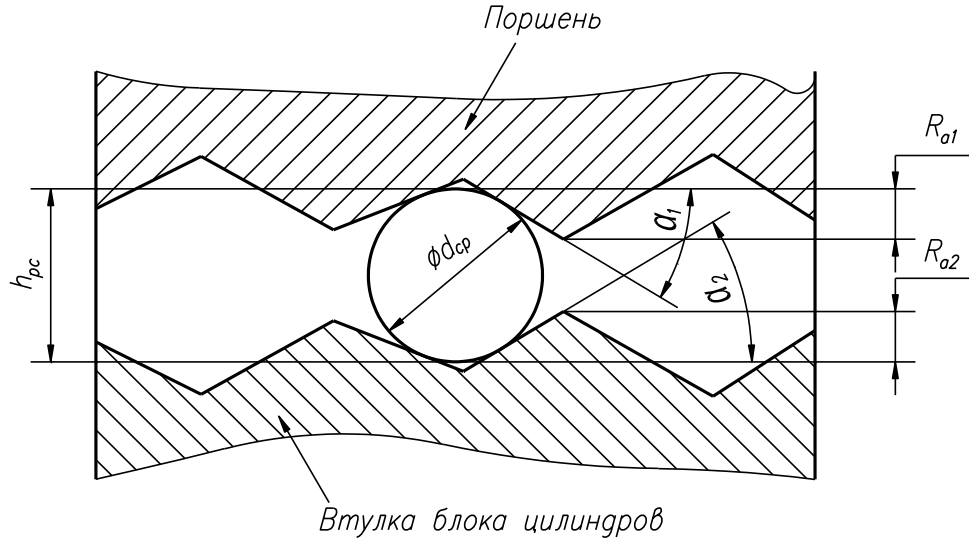


Рисунок 1.3 – Взаимодействие частицы с поверхностями поршня и втулки блока цилиндров насоса

$I_{пл}^ч, I_{вт}^ч$  – соответственно объемный износ поршня и втулки блока цилиндров от воздействия одной частицы:

$$\begin{aligned}
 I_{пл}^ч &= \frac{\pi h_{плдр}}{6n_{плр}} [3(2a_{пл})^2 + h_{плдр}^2] \\
 &+ \frac{d_{ср}^2 L_{пл}}{24n_{плр}} [\beta_{пл} - \beta_y - (\sin\beta_{пл} - \sin\beta_y)] \frac{L_{плу}}{L_{пл}}; \\
 I_{вт}^ч &= \left\{ \frac{\pi h_{втдр}}{6n_{втр}} [3(2a_{вт})^2 + h_{втдр}^2] \right. \\
 &\left. + \frac{d_{ср}^2 L_{вт}}{24n_{втр}} [\beta_{вт} - \beta_y - (\sin\beta_{вт} - \sin\beta_y)] \frac{L_{вту}}{L_{вт}} \right\} \cdot k,
 \end{aligned} \tag{1.1}$$

здесь  $k$  – коэффициент, учитывающий износ, производимый осколками раздробленной частицы,  $k=7$ ;  $n_{плр}, n_{втр}$  – соответственно число циклов, вызывающих разрушение материала поршня и втулки;

$$\sin\beta_y = \frac{2a_y}{d_{cp}}; a_y = \sqrt{\left(\frac{d_{cp}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{cp}}{2} - h_y\right)^2}; h_y = 0,005d_{cp};$$

$$L_{плу} = \frac{0,005d_{cp}}{tg\alpha_1}; L_{вту} = \frac{0,005d_{cp}}{tg\alpha_2}; L_{пл} = \frac{h_{плдр}}{tg\alpha_1}; L_{вту} = \frac{h_{втудр}}{tg\alpha_2};$$

$$\sin\beta_{пл} = \frac{2a_{пл}}{d_{cp}}; a_{пл} = \sqrt{\left(\frac{d_{cp}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{cp}}{2} - h_{плдр}\right)^2};$$

$$\sin\beta_{вту} = \frac{2a_{вту}}{d_{cp}}; a_{вту} = \sqrt{\left(\frac{d_{cp}}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{cp}}{2} - h_{втудр}\right)^2}; \quad (1.2)$$

$$h_{плдр} = \frac{\sigma d_{cp}}{4H_1}; h_{втудр} = \frac{\sigma d_{cp}}{4H_2};$$

$$\sigma = \frac{4H_1H_2(d_{cp} - h_{рс.н} + R_{a1} + R_{a2})}{(H_1 + H_2)d_{cp}};$$

$$V_{ж} = \frac{\pi d_{пл}(p_c - p_0)}{24\mu l_{пл} n_{в}} h_{рс}^3,$$

где  $H_1, H_2$  – соответственно поверхностная твердость поршня и втулки;  $\sigma$  – напряжение сжатия в частице;  $p_0, p_c$  – давление в камере корпуса и в камере толкания цилиндра, (Па).

Экспериментальные исследования в процессе эксплуатации карьерного гидравлического экскаватора KOMATSU PC5500, позволили получить гистограмму (Рисунок 1.4) и давление в гидросистеме [41, 42]:  $\bar{p}_{hi}$  – давление на  $i$ -ом режиме нагрузки, (% номинальных);  $\bar{t}_{hi}$  – процент времени  $i$ -го режима нагрузки, (%) представленные в Таблице 1.2.

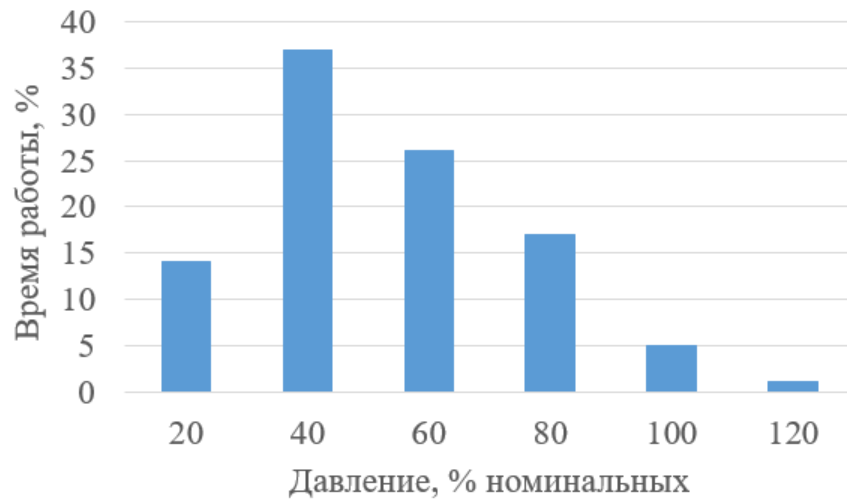


Рисунок 1.4 – Гистограмма нагрузки насоса карьерного гидравлического экскаватора KOMATSU PC5500

Таблица 1.2

Нагрузка насоса карьерного гидравлического экскаватора KOMATSU PC5500

$\bar{p}_{hi}$ (%)	20	40	60	80	100	120
$\bar{t}_{hi}$ (%)	14	37	26	17	5	1

Изменение зазора между поршнем и втулкой блока цилиндров в зависимости от продолжительности эксплуатации насоса  $t$  можно определить по формуле:

$$h_{pc} = h_{pc.n} + v_{pc.c.p} \cdot t, \text{ (мкм)}, \quad (1.3)$$

где  $h_{pc.n}$  – начальное значение зазора между поршнем и втулкой блока цилиндров, (мкм);  $v_{hpc.c.p}$  – средняя скорость изменения зазора между поршнем и втулкой блока цилиндров (мкм/час) - определяется как:

$$v_{pc.c.p} = \frac{\sum_{i=1}^{N_{na}} v_{pci} \bar{t}_{hi}}{\sum_{i=1}^{N_{na}} \bar{t}_{hi}}, \quad (1.4)$$

здесь  $v_{pci}$  – скорость изменения зазора между поршнем и втулкой блока цилиндров в  $i$ -ом режиме нагрузки (давления насоса), (мкм/час);  $\bar{t}_{hi}$  – процент интервала  $i$ -го режима нагрузки;  $N_{na}$  – количество режимов нагрузки.

Прогнозирование износа пар трения «поршень-башмак» в главном насосе экскаватора.

При эксплуатации аксиально-поршневого насоса на поверхности пар трения «поршень-башмак» появляются следующие негативные изменения: разрушение сферической поверхности головки поршня приводило к переходу места контакта с наклонной шайбой на край сферы; повышение износа сферического соединения пары поршень-башмак - зазоры достигают значительных величин [43, 44].

В процессе эксплуатации насоса в сопряжениях поршня-башмака износ может превышать допустимые значения, что может привести к обрыву отдельных головок башмака [44].

Расчетная схема изнашивания пар трения «поршень-башмак» представлен на Рисунке 1.5.

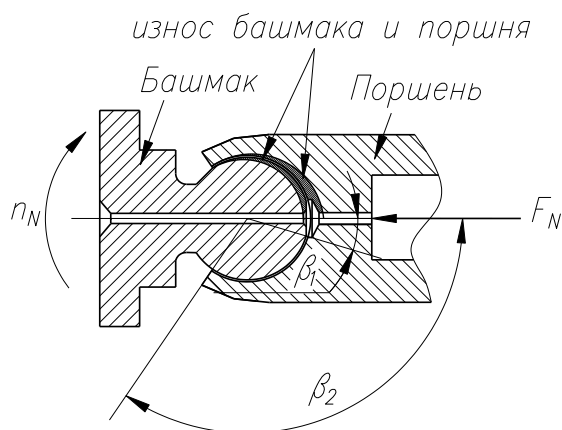


Рисунок 1.5 – Схема определения параметров износа пар трения «поршень - башмак»

Скорость износа сопряжения «поршень-башмак» определяется по формуле [44, 45]:

$$v_{\text{бр}} = \frac{k \cdot (F_N)^m \cdot n_N \cdot 60}{(2\pi)^{m-1} \cdot (R)^{2m-1} \cdot \left[ \int_{\beta_1}^{\beta_2} (\cos\beta)^{1+\frac{1}{m}} d\beta \right]^m}, \quad (1.5)$$

где  $k$  – коэффициент, характеризующего противоизносные (смазывающие) свойства РЖ;  $R$  – радиус головки башмака, (мм);  $n_N$  – частота вращения поршня относительно башмака,  $\text{с}^{-1}$ ;  $1 < m < 3$ ;  $\beta_1$  и  $\beta_2$  – координаты дуги поверхности

шарового контакта головки башмак с поршнем - пределы изменения угла  $\beta$ ;  $F_N$  – сила, действующая на поршень (Н) определяется как:

$$F_N = \frac{4p_H}{\pi d_p^2}, \quad (1.6)$$

здесь  $p_H$  – давление рабочей жидкости на выходе из насоса, МПа;  $d_p$  – диаметр поршня, мм.

Средняя скорость изменения зазора между поршнем и башмаком (мкм/ч) определяется так же как и средняя скорость изменения зазора между поршнем и втулкой блока цилиндров.

Прогнозирование износа пар трения «наклонный диск-башмак» в главном насосе карьерного гидравлического экскаватора.

При работе аксиально-поршневого насоса зазор между башмаком и наклонным диском заполняется РЖ, препятствующей непосредственному контакту двух поверхностей трения. Толщину масляной пленки можно определить по формуле [46]:

$$h_t = \sqrt{\frac{\mu_t n_H R_2}{p G_t}}, \quad (1.7)$$

где  $\mu_t$  – динамическая вязкость рабочей жидкости при температуре  $t$ ;  $p$  – давление масляной камеры;  $R_2$  – внешний радиус уплотнительного кольца башмака,  $n_H$  – скорость вращения насоса;  $G_t$  – гидродинамический параметр при температуре  $t$ .

Из формулы (1.7) видим, что толщина масляной пленки: уменьшается с увеличением давления насоса и температуры жидкости; и увеличивается при повышении скорости вращения насоса [46].

При работе насоса мгновенное увеличение давления смещает пару трения «наклонный диск - башмак», которая периодически меняется при вращении главного вала, воздействует на автомат перекоса через поршень и башмак. Уплотнительная поверхность башмака периодически подвергается нагрузке. Рабочая жидкость под давлением из поршневой камеры поступает в центральный масляный резервуар башмака через фиксированные



демпфирующие отверстия поршня. Он производит определенное гидростатическое давление для сопротивления внешним нагрузкам башмака. Устройство скользящей шайбы должен одновременно выполнять функции подшипника и уплотнения [47].

Поверхности пар трения насоса «наклонный диск - башмак» не параллельны, а наклонены в процессе работе, что приводит к эксцентриковому износу [47, 48].

Крутящий момент увеличивает трение башмака и наклонного диска. Проведенные исследования показали, что крутящий момент имеет тенденцию переворачивать башмак. Каждый раз при включении насоса, особенно после длительного периода выключения, насос работал всухую, и крутящий момент перевернул все башмаков, прижимая их к наклонным диску [49].

Кинематика основного насоса требует башмак для скольжения по автомату перекося на высокой скорости, тем самым вызывая сильный износ башмака при работе насоса на высоких скоростях вращения. Высокая скорость вращения создает значительную центробежную силу и трение скольжения, действующие на башмаки [50–52], что приводит к сильному наклонному движению [53, 54] и приводит к абразивному износу башмаков [55, 56].

Оптимизация параметров структуры поверхностей трения позволит повысить нагрузочную способность и снизить интенсивность изнашивания [55-58].

При эксплуатации аксиально - поршневого насоса утечки РЖ происходят через зазор пар трения башмак-наклонный диск, но они незначительны по сравнению с утечками через зазоры поршень - цилиндр и блок цилиндров-распределительный диск [27].

Прогнозирование износа пар трения «блок цилиндров-распределительный диск» в главном насосе карьерного гидравлического экскаватора.

При работе насоса благодаря упругой силе пружины блок цилиндров всегда прижимается к распределительному диску. Образуется масляная пленка

в зазоре между блоком цилиндров и распределительным диском, препятствующая контакту двух трущихся поверхностей. Утечки рабочей жидкости в зазоре пар трения между блоком цилиндров и распределительным диском составляет от 20% до 30 % от общих утечек в насосе. От 38% до 59% общего прироста утечек, вызванного изменением давления, происходит в этих зазорах, а уменьшение жесткости центральной пружины еще больше увеличивает их величину [59].

При эксплуатации насоса неравномерное распределение масляной пленки, вызванное наклонными и колебательными движениями блока цилиндров, увеличивает утечки рабочей жидкости и износ поверхностей трения при появлении загрязняющих частиц [60].

Износ пары трения "блок цилиндров - распределительный диск" характеризуется площадью износа блока цилиндров и распределительного диска [61-63]. Обычно средняя площадь износа распределителя меньше, чем у блока цилиндров, но при этом износ распределителя по высоте значительно превосходит износ блока цилиндров. Эти износы соответствуют местам контактов границ окон, где происходят утечки жидкости. В результате загрязнения продуктами износа возникают указанные дефекты - результат гидроабразивного износа [62, 63].

При повышении температуры рабочей жидкости наибольшее воздействие на снижение объемного КПД аксиально-поршневого насоса оказывает зазор пар трения «поршень-втулка блока цилиндров» (снижение объемного КПД до 20 %), на втором месте по влиянию находится площадь износа пар трения «блок цилиндров- распределительный диск» (снижение объемного КПД до 8 %) [61].

Исходя из проведенного анализа, необходимо провести дополнительные исследования износа пар трения "блок цилиндров - распределительный диск". Основным методом анализа будет состоять в расчете увеличения утечки жидкости через зазор пары трения блок цилиндров-распределительный диск, приводящего к уменьшению КПД. Увеличение утечки составит до 40% от

повышения утечки жидкости через зазор пары трения поршень-втулка блока цилиндров из-за износа.

#### **1.4 Методы расчета предельного состояния элементов горных машин**

Карьерным гидравлическим экскаваторам, гидроприводу и надежности горных машин, посвящены работы многих конструкторов, ученых, производителей, - перечислить всех достаточно сложно – это: 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., 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., Подерни Р.Ю., Рахутин Г.С., Рахутин М.Г., 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, внесли значительный вклад в теорию надежности и технического обслуживания. Это направление необходимо учитывать при изучении гидропривода горных машин.

В обеспечении надежности гидропривода в других отраслях промышленности используются два основных подхода. Первый подход основан на применении теории надежности и технического обслуживания к другим типам оборудования. Этот метод направлен на определение вероятности безотказной работы гидропривода и его компонентов на основе наработки на отказ, интенсивности отказов и последовательности соединения элементов. Целью является прогнозирование вероятности безотказной работы гидропривода конкретной машины путем анализа взаимосвязей между структурными и функциональными параметрами гидропривода и вероятностями отказов его элементов и машины в целом. Второй метод заключается в прогнозировании изменений параметров и элементов для

разработки стратегии технического обслуживания гидроприводов. В этом подходе акцент делается на внедрении системы планово-предупредительного технического обслуживания и ремонта гидроприводов машин (ТОиР) в зависимости от состояния. Это означает, что объем работ по ТОиР определяется результатами контроля технического состояния гидропривода и его элементов. При проведении технического обслуживания оценивается не только текущее техническое состояние элементов гидропривода, но и их работоспособность в будущем, что позволяет прогнозировать их техническое состояние [14].

С начала 1970-х годов в угольной промышленности стали широко применяться экономико-вероятностные методы оптимизации периодических замен элементов оборудования. Как для планово-предупредительной, так и для послеотказовой замены оборудования характерны материальные издержки. Задача состоит в определении оптимального периода замен, при котором суммарные затраты на планово-предупредительный и послеотказовой ремонт, отнесенные к единице времени, будут минимальными [14].

В нескольких работах [64-66] выделяется общая идея определения оптимальной долговечности машины, которая минимизирует затраты на ее изготовление, эксплуатацию, техническое обслуживание и ремонт за весь срок службы. Некоторые исследователи, включая автора работы [67], предлагают более гибкие подходы к определению продолжительности эксплуатации, учитывая чистый средний доход, полученный за время эксплуатации, и требуемый уровень чистого дохода. Однако эти работы не учитывают вариации сроков службы оборудования из-за различий в его надежности и условиях эксплуатации, что может сделать расчеты менее точными, и не предлагают методику определения оптимального ресурса отдельных элементов или узлов.

Харазов А.М. [68] предлагает рассчитывать предельное значение объемного КПД с использованием функции прибыли, предполагая, что скорость прибыли пропорциональна объемному КПД гидропривода в целом. Путем определения интервала, где прибыль достигает максимума, и учитывая

скорость изменения объемного КПД, предлагается определить величину предельного состояния, при котором целесообразна замена насоса.

Однако сложность получения всех данных для составления функции прибыли и сложность метода в целом не позволяют его применять для установления предельных состояний насосов гидравлических экскаваторов.

В работах Рахутина М. Г. [14, 69] оптимальное предельное состояние элементов горных машин предлагаются определять с учетом влияния их технического состояния на производительность в различных условиях, ущерба из-за ее уменьшения, скорости изменения параметра, затрат на замену.

В работе Поминова К. П. [70] показана взаимосвязь параметров гидропривода и производительности проходческих комбайнов избирательного действия.

В [71] проведен прогноз оставшегося срока службы (RUL) экскаватора Komatsu в рамках анализа надежности в модели слабости Вейбулла. В данном исследовании использовалась концептуальная рамка для определения RUL в рамках анализа надежности в модели слабости. Предложенная концепция была реализована на экскаваторе Komatsu PC-1250 из меднорудного рудника Sungun. Также была выбрана модель слабости Вейбулла для описания поведения отказов и сравнения его с классической экспоненциальной моделью. Модель слабости также использовалась для оценки влияния неучтенных экологических условий на значения RUL. Полученные результаты могут быть использованы для разработки планов технического обслуживания, планирования предупредительных ремонтов и интервалов замены запасных частей.

Согласно действующему стандарту, значения предельных состояний некоторых элементов горных машин следующие [72]: для аксиально-поршневых и радиально-поршневых насосов (кроме насосов с клапанным распределением) и гидромоторов на  $p_{ном} = 6,3; 16,0; 20,0; 32,0$  и  $40,0$  МПа – общий КПД – 85 %, коэффициент подачи (кроме регулируемых насосов с питанием системы управления от основного потока) – 93 %; для шестеренных

насосов и гидромоторов на  $p_{\text{НОМ}} = 16,0, 20,0$  и  $25,0$  МПа – общий КПД – 80 %, коэффициент подачи – 90 %; для героторных гидромоторов на  $p_{\text{НОМ}} = 16,0, 20,0$  и  $25,0$  МПа – общий КПД – 80 %, коэффициент расхода – 90 %; для пластинчатых насосов и гидромоторов на  $p_{\text{НОМ}} = 6,3; 10,0; 12,5; 16,0$  МПа значений, указанных на Рисунке 1.6.

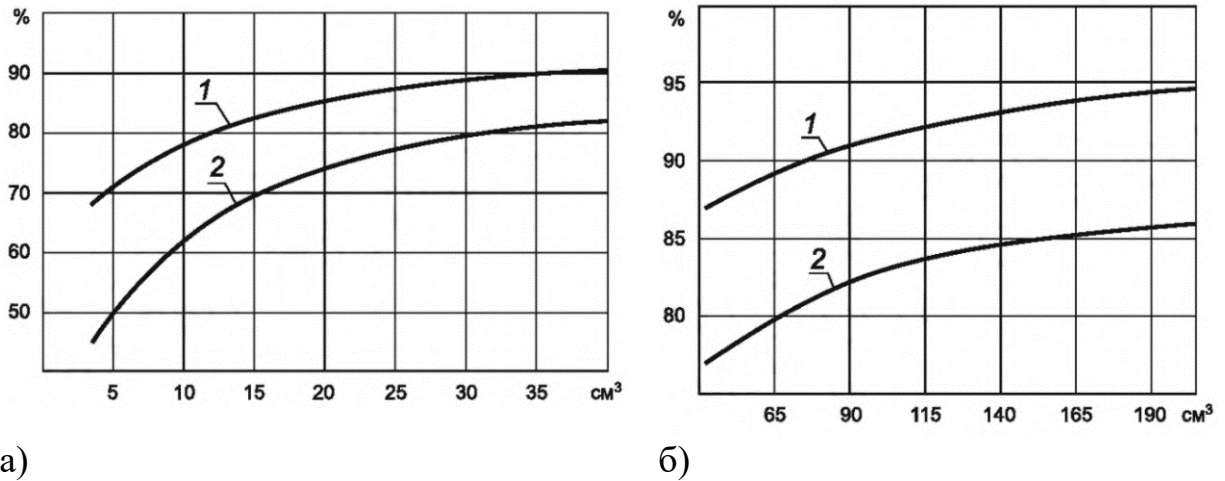


Рисунок 1.6 – Зависимость минимально допустимого значения коэффициента подачи и общего КПД пластинчатых насосов от рабочего объема в диапазоне от 3,2 до 40,0 см<sup>3</sup> (а) и от 40 до 224 см<sup>3</sup> (б) [72]

(1 – минимально допустимое значение коэффициента подачи;  
2 – значение общего КПД)

Существует множество исследований по прогнозированию ресурса гидравлического насоса, в которых ресурс насоса определяется на основе допустимого износа или допустимой утечки жидкости [73-78].

Большое количество работ, например [73-78] посвящены прогнозу ресурса на основе допустимого износа или допустимой утечки жидкости.

Исходя из вышесказанного можно прийти к выводу, что прогноз изменения технического состояния насоса в гидравлическом экскаваторе можно достаточно точно реализовать с использованием существующих методов, но установление оптимальных наработок между заменами является нерешенной актуальной научной задачей.

## Выводы по главе

1. В настоящее время на карьерах Вьетнама работают более 150 гидравлических экскаваторов, предполагается дальнейшее увеличение их количества.
2. В связи с разработкой небольших месторождений и большим количеством горнодобывающих предприятий, гидравлические экскаваторы работают в различных горно-геологических, и горнотехнических условиях.
3. Основными элементами в первую очередь определяющих производительность и расход топлива гидравлического являются основные насосы.
4. В связи с жарким тропическим климатом достаточно часто в процессе эксплуатации имеет место высокая температура рабочей жидкости, увеличивающее скорость износа насосов.
5. В Российской Федерации и Вьетнаме отсутствуют документы регламентирующие предельное состояние и наработку аксиально-поршневых насосов с изменяющейся производительностью, используемых на гидравлических экскаваторах.
6. Так как преждевременное или поздняя замена насосов приводит к удорожанию добываемого полезного ископаемого задача обоснования оптимальных наработок между заменами с учетом условий эксплуатации является актуальной научной задачей.

Для обоснования оптимальных наработок между заменами основных насосов гидравлического экскаватора предусмотрено решение следующих задач:

- разработать модели функционирования основных насосов с постепенно изменяющимися параметрами, влияющими на уменьшение производительности экскаватора и повышение расхода топлива;
- исследовать влияние температуры рабочей жидкости на скорость износа

пар трения насоса;

– разработать методику определения и установить степень влияния изменения величины параметров основных насосов на производительность гидравлического экскаватора;

– разработать методику установления дифференцированных оптимальных наработок между заменами основных насосов гидравлического экскаватора с учетом их конструктивных параметров и условий эксплуатации.



## ГЛАВА 2 РАЗРАБОТКА МОДЕЛИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ НАСОСА КАРЬЕРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

### 2.1 Исходные предпосылки разработки модели функционирования насоса

В процессе эксплуатации аксиально-поршневого основного насоса экскаватора постепенно изменяется его объемный КПД и другие параметры. Основной причиной этих изменений является износ элементов насоса, что приводит к увеличению утечек рабочей жидкости и снижает его подачу. В результате снижения скорости перемещения штоков гидроцилиндров и частоты вращения вала гидромотора поворота платформы продолжительность рабочего цикла и вспомогательных операций экскаватора увеличиваются, что вызывает снижение его производительности. Уменьшение объемного КПД насоса также может требовать увеличения рабочей мощности двигателя для поддержания производительности экскаватора, что влечет за собой увеличение расхода топлива.

Редкая замена насоса вызывает снижение производительности экскаватора или перерасход топлива, а при преждевременной замене насоса его ресурс полностью не вырабатывается.

Исходя из приведенного выше анализа необходимо установить оптимальный интервал (наработку) между заменами насоса.

Для описания функционирования основного насоса при постепенном изменении его объемного КПД, влияющим на производительность и расход топлива карьерного гидравлического экскаватора, используем следующие понятия:

- начальную величину технической производительности [ $\text{м}^3/\text{час}$ ] -  $W_n$ ;
- начальную величину объемного КПД насоса -  $\eta_{o,n}$ ;
- скорость изменения объемного КПД насоса [ $\%/ \text{час}$ ] -  $v_n$ ;
- скорость изменения производительности экскаватора, вызванную уменьшением объемного КПД насоса [ $(\text{м}^3/\text{час})/\text{час}$ ] -  $v_w$ ;

- интервал между заменами насоса [час] -  $T$ ;
- продолжительность функционирования насоса без влияния изменения объемного КПД на производительность экскаватора [час] -  $T_b$ ;
- средние необходимые затраты на эксплуатацию насоса экскаватора в единицу времени [донг (руб.) /час] -  $D_{zc}$ ;
- стоимость замены насоса [донг (руб.)] -  $C_{zn}$ ;
- средние необходимые затраты времени на эксплуатацию насоса экскаватора в единицу времени [час/час] -  $D_{ztt}$ ;
- необходимое время для замены насоса [час] -  $t_{zn}$ .

Объемный КПД насоса гидравлического экскаватора постепенно снижается из-за износа. Изменение объемного КПД насоса в зависимости от продолжительности эксплуатации можно описать линейным законом [14, 69, 75]:

$$\eta_o(t) = \eta_{o.n} - v_n t, \quad (2.1)$$

где  $t$  – время функционирования насоса, (час).

При эксплуатации карьерного гидравлического экскаватора с постепенным изменяющимся объемным КПД насоса при резерве мощности снижение его производительности наступает после момента времени  $T_b$  [69]. Тогда изменение технической производительности экскаватора выражается формулой:

$$W(t) = \begin{cases} W_n, & 0 < t \leq T_b \\ W_n - v_w(t - T_b), & t > T_b \end{cases} \quad (2.2)$$

Коэффициент соответствия технической производительности экскаватора объемному КПД основного насоса может быть определен по формуле [69]:

$$R_s = \frac{\eta_{o.n} v_w}{W_n v_n}. \quad (2.3)$$

Из (2.2) и (2.3) получаем выражение зависимости технической производительности экскаватора от величины наработки:

$$W(t) = \begin{cases} W_n, & 0 < t \leq T_b \\ W_n - \frac{R_s W_n v_n}{\eta_{o,n}} \cdot (t - T_b), & t > T_b \end{cases} \quad (2.4)$$

На Рисунке 2.1 показана зависимость технической производительности экскаватора от времени эксплуатации насоса  $t$  при  $T > T_b$ .

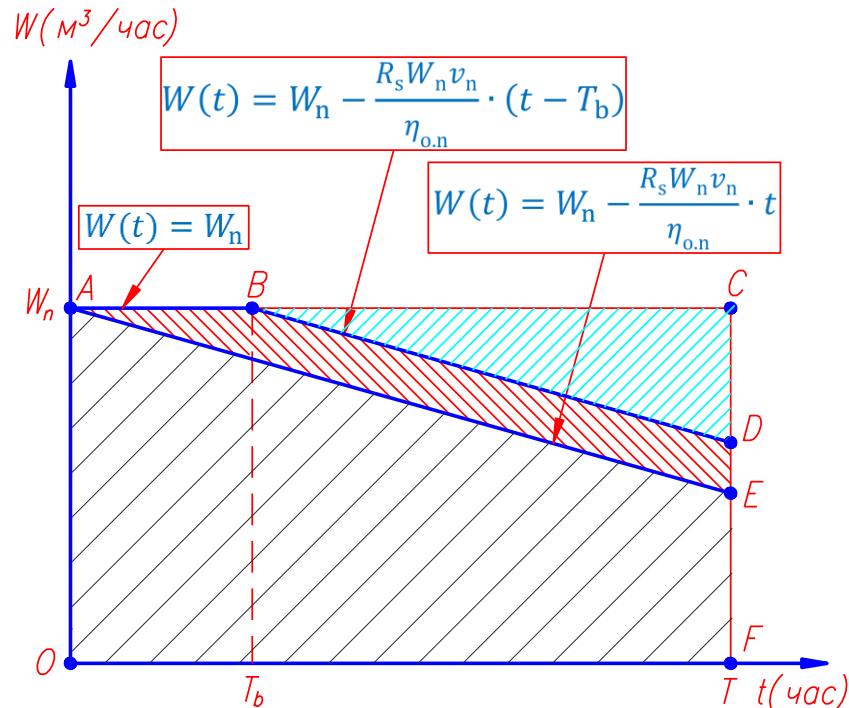


Рисунок 2.1 – Иллюстрация зависимости технической производительности экскаватора от времени эксплуатации насоса при  $T > T_b$

Отрезок  $AE$ , иллюстрирует изменение технической производительности экскаватора при  $T_b = 0$ ; а отрезки  $AB$  и  $BD$ , иллюстрируют изменение технической производительности экскаватора при  $T_b > 0$ . Площадь многоугольника  $OABDF$  ( $S_{OABDF}$ ) представляет собой общий объем породы или угля, добываемый экскаватором между заменами насоса ( $m^3$ ); площадь треугольника  $BCD$  ( $S_{BCD}$ ) показывает общий объем не добытых породы или угля из-за уменьшения объемного КПД насоса между заменами насоса ( $m^3$ ) -  $V_{ur}$ .

Значение средней технической производительности экскаватора между заменами насоса можно получить следующим образом [69]:

$$W_{sr} = \frac{S_{OABDF}}{T} = \frac{W_n T_b + \int_{T_b}^T \left[ W_n - \frac{R_s W_n v_n}{\eta_{o,n}} \cdot (t - T_b) \right] dt}{T} =$$

$$= W_n - \frac{R_s W_n v_n}{2\eta_{o,n}} \cdot \frac{(T - T_b)^2}{T}. \quad (2.5)$$

Не добытый объем угля или породы из-за уменьшения объемного КПД между заменами насоса ( $m^3$ ) определяется по формуле:

$$V_{ur} = S_{BCD} = \frac{R_s W_n v_n}{2\eta_{o,n}} \cdot (T - T_b)^2. \quad (2.6)$$

Разделив не добытый объем угля или породы на начальное значение производительности экскаватора, получим выражение потери рабочего времени (величины условного простоя) между заменами насоса из-за уменьшения объемного КПД [69]:

$$t_{pv} = \frac{V_{ur}}{W_n} = \frac{R_s v_n}{2\eta_{o,n}} \cdot (T - T_b)^2, \text{ (час)}. \quad (2.7)$$

Формулы (2.5), (2.7) соответствуют результатам исследований для горных машин [14].

Ущерб из-за уменьшения производительности экскаватора и перерасхода топлива между заменами насоса определится из выражения [14]:

$$Y_{spv} = t_{pv} C_{upv}, \quad (2.8)$$

где  $C_{upv}$  – ущерб за единицу потери рабочего времени экскаватора.

Величина  $C_{upv}$  зависит от стоимости машино-часа экскаватора и работающих с ним карьерных самосвалов.

Параметры насоса характеризуется давлением и расходом (величиной подачи). Выражение для определения полезной (выходной) мощности насоса (кВт) можно представить в виде [13, 79]:

$$N_n = N_{dn} \eta_r \eta_m \eta_o, \quad (2.9)$$

где  $N_{dn}$  – парциальная мощность двигателя, передаваемая на насос, кВт;  $\eta_m$  – механический КПД насоса;  $\eta_o$  – объемный КПД насоса;  $\eta_r$  – КПД передачи мощности от вала двигателя к валу насоса.

Предполагается, что механический КПД насоса и КПД передачи мощности от вала двигателя к валу насоса в процессе эксплуатации не меняются. Потеря полезной мощности насоса (кВт) в момент времени  $t$  из-за уменьшения объемного КПД насоса определяется по формуле:

$$\Delta N_n(t) = N_{n.n} - N_n(t) = N_{dn.n} \eta_r \eta_m v_n t, \quad (2.10)$$

где  $N_{n.n}$  – начальное значение полезной мощности насоса, (кВт);  $N_{dn.n}$  – начальное значение парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос, (кВт).

При длительности функционирования насоса не превышающей  $T_b$ , уменьшение объемного КПД не оказывает влияние на производительность экскаватора. Это показывает, что полезная мощность насоса не уменьшается, то есть входная мощность насоса, а следовательно, и парциальная мощность двигателя, передаваемая на приводной вал насоса, увеличиваются. Таким образом потеря мощности в насосе из-за уменьшения его объемного КПД полностью компенсируется. Следовательно, двигатель должен использовать больше топлива для увеличения парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос. Дополнительная парциальная мощность двигателя, передаваемая на насос (кВт) для компенсации потери мощности из-за утечек в насосе в момент времени  $t$  при  $t \leq T_b$  можно определить из выражения:

$$\Delta N_d(t) = \frac{\Delta N_n(t)}{\eta_r \eta_m (\eta_{o.n} - v_n t)} = \frac{N_{dn.n} v_n t}{\eta_{o.n} - v_n t}. \quad (2.11)$$

Дополнительная парциальная мощность двигателя из-за уменьшения объемного КПД насоса в момент времени  $T_b$  равна резерву парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос  $\Delta N_{rm}$ :

$$\Delta N_d(t = T_b) = \frac{N_{dn.n} v_n T_b}{\eta_{o.n} - v_n T_b} = \Delta N_{rm} = N_{dnmax} - N_{dn.n}, \quad (2.12)$$

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

Из (2.12) следует:

$$\frac{v_n T_b}{\eta_{o.n} - v_n T_b} = K_{rm} \quad (2.13)$$

где  $K_{rm}$  – коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос, который определяется из выражения [80]:

$$K_{rm} = \frac{N_{dnmax} - N_{dn.n}}{N_{dn.n}}. \quad (2.14)$$

Значение коэффициента «резерва парциальной мощности»  $K_{rm}$  показывает на сколько максимальная парциальная мощность, которую может обеспечивать двигатель при изменении объемного КПД насоса, превышает ее начальное значение.

Из (2.13) следует, что продолжительность функционирования насоса без влияния изменения его объемного КПД на производительность экскаватора (час) можно определить по формуле [80]:

$$T_b = \frac{\eta_{o.n} K_{rm}}{v_n (1 + K_{rm})}. \quad (2.15)$$

В случае изменения объемного КПД насоса аппроксимируемого квадратичной функцией:

$$\eta_o(t) = \eta_{o.n} - at - bt^2, (b \neq 0), \quad (2.16)$$

дополнительная парциальная мощность двигателя, передаваемой на насос (кВт) для компенсации потери мощности из-за утечек в насосе в момент времени  $t$  при  $t \leq T_b$  определяется по формуле:

$$\Delta N_d(t) = \frac{N_{dn.n} \cdot (at + bt^2)}{\eta_{o.n} - at - bt^2}, \quad (2.17)$$

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

$$T_b = \begin{cases} -\frac{a}{2b} + \frac{\sqrt{a^2(1 + K_{rm})^2 + 4b\eta_{o.n}K_{rm}(1 + K_{rm})}}{2b(1 + K_{rm})}, & K_{rm} > 0 \\ 0, & K_{rm} = 0 \end{cases} \quad (2.18)$$

Введение понятия "коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос", позволяет установить выражение для

определения продолжительности функционирования насоса без влияния уменьшения объемного КПД на производительность экскаватора. Это создает основу для расчета потерь времени и перерасхода топлива при эксплуатации экскаватора, обусловленных уменьшением объемного КПД насоса.

## **2.2 Математическая модель функционирования насоса, влияющего на производительность экскаватора**

Основой гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора являются основные и вспомогательные насосы (вентиляторов и управления). Функционирование насоса с постепенно уменьшающимся объемным КПД влияет на производительность и перерасход топлива экскаватора.

Рассмотрим в первом случае интервал между заменами насоса больший, чем продолжительность функционирования насоса без влияния изменения его объемного КПД на производительность экскаватора ( $T > T_b$ ).

На Рисунке 2.2 представлена иллюстрация зависимости парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос от времени  $t$  при изменении объемного КПД насоса. Отрезок  $AE$  представляет собой парциальную мощность двигателя, передаваемую на насос при отсутствии резерва параметра ( $T_b = 0$  или  $K_{gm} = 0$ ), и остающуюся постоянной. Кривая  $AB$  и отрезок  $BD$  демонстрируют парциальную мощность двигателя, передаваемую на насос при наличии резерва параметра ( $T_b > 0$  или  $K_{gm} > 0$ ): при  $t < T_b$  с увеличением времени эксплуатации мощность двигателя, передаваемая на насос, увеличивается для полной компенсации потери мощности из-за уменьшения объемного КПД насоса (кривая  $AB$ ), а при  $t \geq T_b$  мощность двигателя, передаваемая на насос достигает максимального значения и ее среднее значение остается постоянной в процессе эксплуатации до замены насоса (отрезок  $BD$ ).

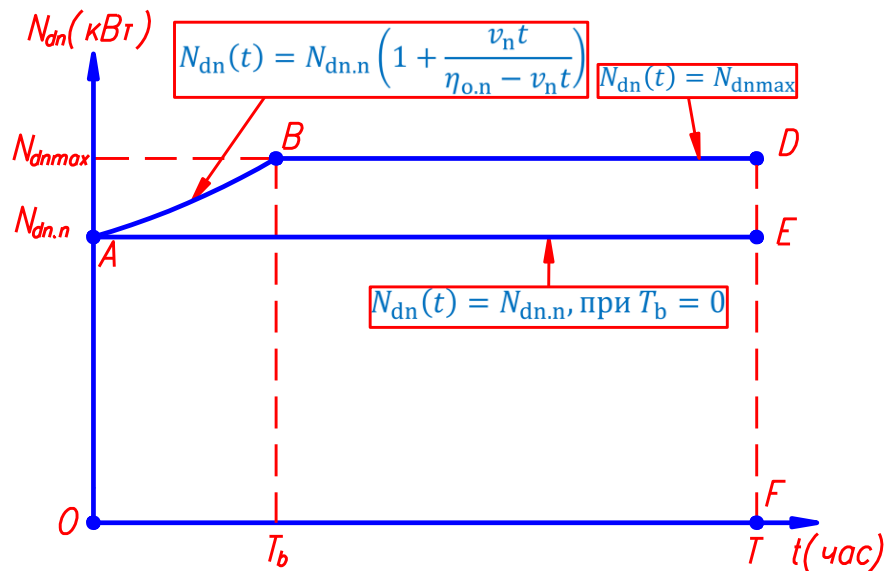


Рисунок 2.2 – Зависимость парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос от продолжительности эксплуатации  $t$  при  $T > T_b$

Тогда при изменении объемного КПД насоса зависимость парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос (кВт) от времени  $t$  определяется по формуле:

$$N_{dn}(t) = \begin{cases} N_{dn,n}, T_b = 0 \\ N_{dn,n} \left( 1 + \frac{v_n t}{\eta_{o,n} - v_n t} \right), T_b > 0 \text{ и } 0 < t \leq T_b \\ N_{dn,max} = N_{dn,n} \left( 1 + \frac{v_n T_b}{\eta_{o,n} - v_n T_b} \right), T_b > 0 \text{ и } t > T_b \end{cases} \quad (2.19)$$

При эксплуатации экскаватора максимальная мощность двигателя, передаваемая на насос может уменьшаться из-за ухудшения технического состояния двигателя, однако величина  $N_{dn,max}$  в формуле (2.12) является средним значением, практически соответствующее постоянному значению.

Расчет расхода топлива двигателя представлен по документам [81, 82]. Из которых в сочетании с предположением о том, что средний расход топлива пропорционален средней мощности двигателя внутреннего сгорания средний расход топлива двигателя экскаватора (л/ч) можно определить по формуле:

$$G = \frac{N_d g_e}{\gamma_e}, \quad (2.20)$$



где  $N_d$  – средняя номинальная мощность двигателя экскаватора, (кВт);  $g_e$  – средний удельный расход топлива в рассматриваемых условиях эксплуатации, (г/кВт.ч);  $\gamma_e$  – удельный вес топлива, (г/л).

Из (2.19) и (2.20) получаем выражение зависимости парциального расхода топлива двигателя (парциальный объем топлива двигателя, израсходованный за час для передачи мощности на насос) (л/час) от времени функционирования насоса при  $T > T_b$ :

$$G_{dn}(t) = \begin{cases} G_{dn.n} = \frac{N_{dn.n} g_e}{\gamma_e}, & T_b = 0 \\ G_{dn.n} \left(1 + \frac{v_n t}{\eta_{o.n} - v_n t}\right), & T_b > 0 \text{ и } 0 < t \leq T_b \\ G_{dnmax} = G_{dn.n} \left(1 + \frac{v_n T_b}{\eta_{o.n} - v_n T_b}\right), & T_b > 0 \text{ и } t > T_b \end{cases}, \quad (2.21)$$

где  $G_{dn.n}$  – начальное значение парциального расхода топлива двигателя, (л/час);  $G_{dnmax}$  – максимальное значение парциального расхода топлива двигателя, (л/час).

На Рисунке 2.3 показана зависимость парциального расхода топлива двигателя (л/час) от времени функционирования  $t$  при  $T > T_b$  (при  $T_b = 0$ : отрезок  $A'E'$ , а при  $T_b > 0$ : кривая  $A'B'$  и отрезок  $B'D'$ ). Площадь сечения  $OA'B'D'F'$  ( $S_{OA'B'D'F'}$ ) представляет собой общий парциальный объем топлива двигателя, который двигатель потребит между заменами насоса (л); площадь сечения  $A'B'D'E'$  ( $S_{A'B'D'E'}$ ) представляет собой дополнительный парциальный объем топлива двигателя из-за уменьшения объемного КПД насоса между заменами насоса (л) при  $T > T_b$ .

Площадь четырехугольника  $ABDE$  ( $S_{ABDE}$ ) на Рисунке 2.1 представляет общий объем добытой породы или угля экскаватором, который увеличивается между заменами насоса ( $m^3$ ), за счет использования дополнительного топлива, обозначенного площадью сечения  $A'B'D'E'$  ( $S_{A'B'D'E'}$ ) на Рисунке 2.3.

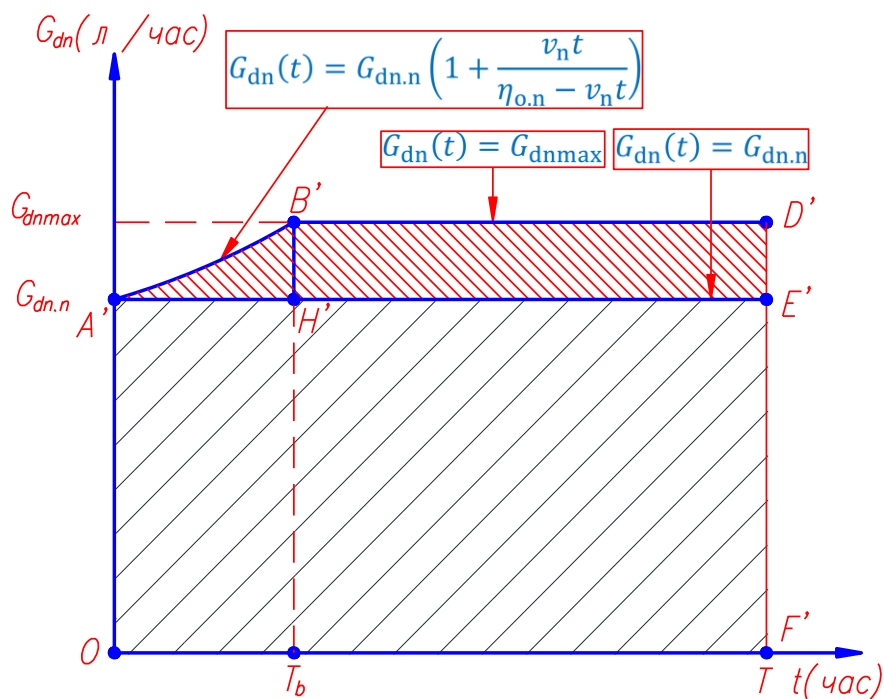


Рисунок 2.3 – Влияние продолжительности эксплуатации насоса при  $T > T_b$  на расход топлива

Дополнительный расход парциального объема топлива двигателя из-за уменьшения объемного КПД насоса между заменами насоса (л) при  $T > T_b$  определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \Delta E_{dt} = S_{A'B'D'E'} &= \int_0^{T_b} (G_{dn}(t) - G_{dn,n}) dt + (G_{dn,max} - G_{dn,n})(T - T_b) = \\ &= G_{dn,n}(AT - B), \end{aligned} \quad (2.22)$$

где:

$$A = \frac{v_n T_b}{\eta_{o.n} - v_n T_b} = K_{rm}; \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned} B &= T_b + \frac{v_n T_b^2}{\eta_{o.n} - v_n T_b} + \frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \ln \left( 1 - \frac{v_n T_b}{\eta_{o.n}} \right) = \\ &= \frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot [K_{rm} - \ln(1 + K_{rm})]. \end{aligned} \quad (2.24)$$

Тогда средний парциальный перерасход топлива двигателя экскаватора (л/час) между заменами насоса из-за изменения объемного КПД насоса при  $T > T_b$  определяется по формуле:

$$\Delta G = \frac{\Delta E_{dt}}{T} = G_{dn.n} \left( A - \frac{B}{T} \right). \quad (2.25)$$

Значение среднего парциального «перерасхода» топлива двигателя экскаватора  $\Delta G$ , между заменами насоса, показывает сколько литров топлива в час дополнительно необходимо двигателю из-за уменьшения объемного КПД насоса. Это перерасход топлива должно учитываться в целевой функции затрат средств эксплуатации между заменами насоса.

Средний парциальный расход топлива двигателя экскаватора (л/час) между заменами насоса при  $T > T_b$  определяется по формуле:

$$G = \frac{S_{OA'B'D'F'}}{T} = G_{dn.n} \left( 1 + A - \frac{B}{T} \right). \quad (2.26)$$

На Рисунке 2.4 представлены зависимость среднего парциального расхода и перерасхода топлива двигателя от интервала между заменами насоса и скорости изменения объемного КПД насоса НРV375 экскаватора Komatsu PC2000-8 при  $T > T_b$  в различных условиях эксплуатации: начальное значение парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос  $N_{dn.n}=93,5$  (кВт); удельный расход топлива в рассматриваемых условиях эксплуатации  $g_e=207$  (г/кВт.ч); удельный вес топлива  $\gamma_e=832,5$  (г/л); коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос  $K_{rm}=0,05$ .

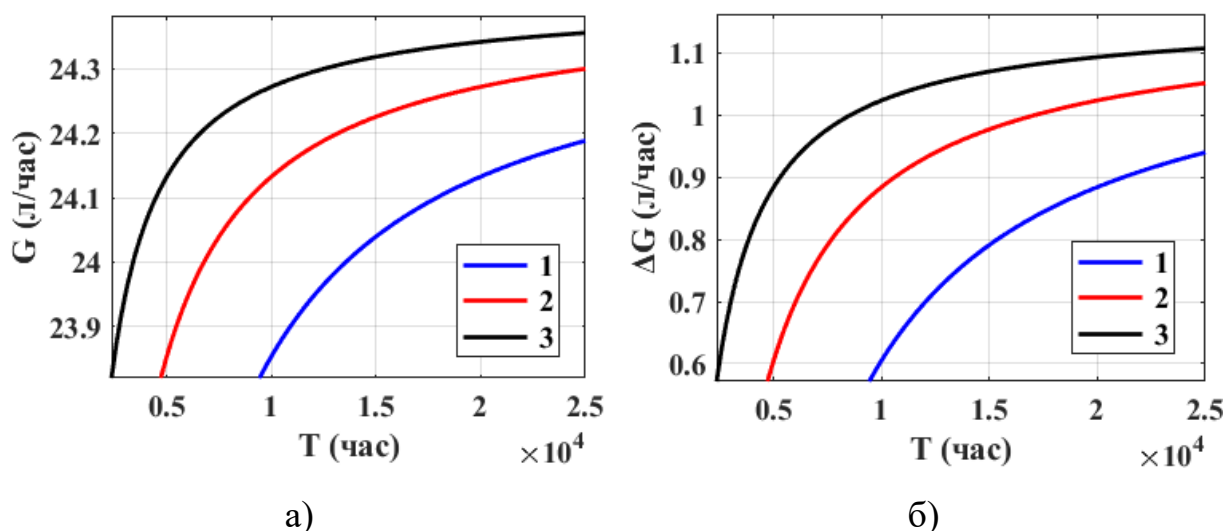


Рисунок 2.4 – Средний парциальный расход топлива двигателя экскаватора (а) и средний парциальный перерасход топлива двигателя экскаватора (б) в зависимости от интервала между заменами насоса при  $T > T_b$   
 1 –  $v_n=0,5 \cdot 10^{-3}$  (%/час); 2 –  $v_n=1 \cdot 10^{-3}$  (%/час); 3 –  $v_n=2 \cdot 10^{-3}$  (%/час)

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 метр кубической экскавируемой горной массы к расходу при номинальном значении объемного КПД рабочих насосов  $N_r$  в рассматриваемых условиях. Для этих целей предложен показатель - коэффициент эффективности расхода топлива  $K_{ef}$ :

$$K_{ef} = \frac{N_r}{F_r}. \quad (2.27)$$

При интервале между заменами насоса больше продолжительности функционирования насоса без влияния изменения его объемного КПД на производительность экскаватора, целевую функцию затрат средств функционирования насоса на единицу продолжительности эксплуатации экскаватора между заменами насоса (донг(руб.)/час) представим в виде:

$$\begin{aligned} \Phi_s &= \frac{D_{zc}T + t_{pv}C_{upv} + \Delta GTD_t + C_{zn}}{T} = \\ &= D_{zc} + \frac{R_s v_n}{2\eta_{o.n}} \cdot \frac{(T - T_b)^2}{T} C_{upv} + \frac{G_{dn.n}(AT - B)D_t}{T} + \frac{C_{zn}}{T} = \\ &= D_{zc} + \frac{R_s v_n}{2\eta_{o.n}} \cdot \frac{(T - T_b)^2}{T} C_{upv} + D_{zt.n} \left( A - \frac{B}{T} \right) + \frac{C_{zn}}{T}, \end{aligned} \quad (2.28)$$

где  $D_t$  – цена топлива, (донг(руб.)/л);  $D_{zt.n}$  – начальное значение затраты парциального топлива двигателя (донг(руб.)/час) определится как [80]:

$$D_{zt.n} = G_{dn.n} D_t = \frac{N_{dn.n} g_e D_t}{\gamma_e}. \quad (2.29)$$

Разделим выражения (2.28) на средней производительности экскаватора между заменами насоса получим функцию затрат средств функционирования насоса на единицу произведенной продукции экскаватора (донг(руб.)/м<sup>3</sup>):

$$\Phi_{sv} = \frac{D_{zc}T + t_{pv}C_{upv} + \Delta GTD_t + C_{zn}}{TW_{sr}} = \quad (2.30)$$

$$= \frac{D_{zc} + \frac{R_s v_n}{2\eta_{o,n}} \cdot \frac{(T - T_b)^2}{T} C_{upv} + D_{zt,n} \left( A - \frac{B}{T} \right) + \frac{C_{zn}}{T}}{W_n - \frac{R_s W_n v_n}{2\eta_{o,n}} \cdot \frac{(T - T_b)^2}{T}}$$

Целевую функцию затрат времени функционирования насоса на единицу продолжительности эксплуатации экскаватора между заменами насоса (час/час) представим в виде [14]:

$$\Phi_t = \frac{t_{zc}T + t_{pv} + t_{zn}}{T} = t_{zc} + \frac{R_s v_n}{2\eta_{o,n}} \cdot \frac{(T - T_b)^2}{T} + \frac{t_{zn}}{T}. \quad (2.31)$$

Целевая функция затрат времени на экскавацию горной массы с учетом потери производительности  $\Phi_{tv}$  (час/м<sup>3</sup>) определяется по выражению [14]:

$$\Phi_{tv} = \frac{D_{ztt}T + t_{pv} + t_{zn}}{TW_{sr}} = \frac{D_{ztt} + \frac{R_s v_n}{2\eta_{o,n}} \cdot \frac{(T - T_b)^2}{T} + \frac{t_{zn}}{T}}{W_n - \frac{R_s W_n v_n}{2\eta_{o,n}} \cdot \frac{(T - T_b)^2}{T}}. \quad (2.32)$$

На Рисунке 2.5 представлены удельные затраты средств функционирования основного насоса HPV375 экскаватора Komatsu PC2000-8 при изменении объемного КПД насоса, влияющем на производительность ( $\Phi_{sv}$ ) в различных условиях эксплуатации: начальное значение парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос  $N_{dn,n}=93,5$  (кВт); удельный расход топлива в рассматриваемых условиях эксплуатации  $g_e=207$  (г/кВт.ч); удельный вес топлива  $\gamma_e=832,5$  (г/л); начальное значение технической производительности экскаватора  $W_n=1143$  (м<sup>3</sup>/час); средние необходимые затраты на эксплуатацию насоса экскаватора в единицу времени  $D_{zc} = 2$  (тыс.донг/час); ущерб за единицу потери времени экскаватора  $C_{upv}=3500$  (тыс.донг/час); коэффициент соответствия производительности экскаватора объемному КПД основного насоса  $R_s = 0,2532$ ; начальное значение объемного КПД насоса экскаватора  $\eta_{o,n} = 99\%$ ; скорость изменения объемного КПД насоса экскаватора  $v_n=1.10^{-3}$  (%/час); коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос  $K_{gm}=0,05$ .

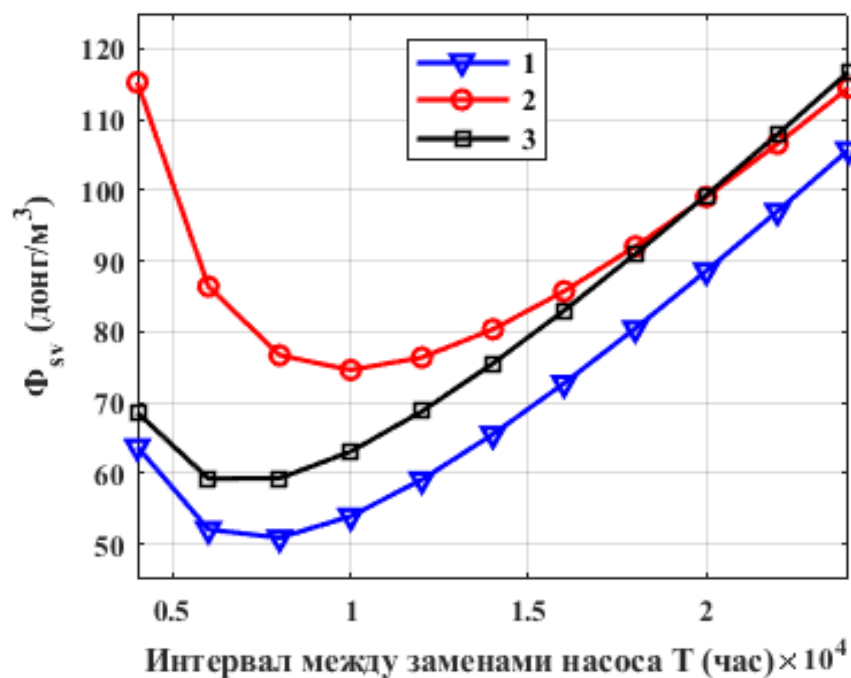


Рисунок 2.5 – Зависимость удельных затрат средств функционирования от интервала между заменами насоса при  $T > T_b$

1 –  $C_{zn}=200.000$  (тыс. донг),  $D_t=20$ (тыс.донг/л); 2 –  $C_{zn}=400.000$  (тыс. донг),  $D_t=20$  (тыс. донг/л); 3 –  $C_{zn}=200.000$  (тыс. донг),  $D_t=30$  (тыс. донг/л)

Видно, что целевая функция ( $\Phi_{sv}$ ) имеет экстремальное значение, поэтому оптимальный интервал замены насоса определяется при достижении целевой функцией наименьшего значения для обеспечения повышения эффективности эксплуатации гидравлических экскаваторов.

### 2.3 Математическая модель функционирования насоса, не влияющего на производительность экскаватора

Рассмотрим во втором случае интервал между заменами насоса меньше или равен продолжительности функционирования насоса без влияния изменения его объемного КПД на производительность экскаватора (при  $T \leq T_b$ ).

На Рисунке 2.6 представлена иллюстрация зависимости парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос от времени  $t$  при изменении объемного КПД насоса между заменами насоса при  $T \leq T_b$ .

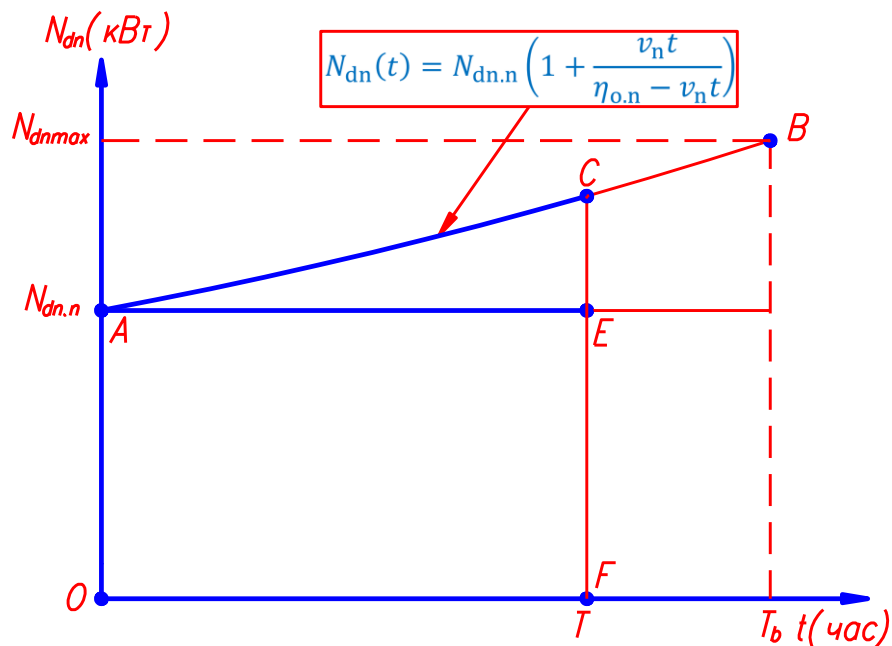


Рисунок 2.6 – Зависимость парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос от времени функционирования  $t$  при  $T \leq T_b$

Кривая  $AC$  демонстрирует парциальную мощность двигателя, передаваемую на насос при наличии резерва параметра, с увеличением времени эксплуатации мощность двигателя, передаваемая на насос, увеличивается для полной компенсации потери мощности насоса из-за уменьшения его объемного КПД. В этом случае зависимость парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос (кВт) от времени  $t$  при изменении объемного КПД насоса определяется по формуле:

$$N_{dn}(t) = N_{dn.n} \left( 1 + \frac{v_n t}{\eta_{o.n} - v_n t} \right). \quad (2.33)$$

Выражение зависимости парциального расхода топлива двигателя (л/час) от времени функционирования при  $T \leq T_b$  определяется по формуле:

$$G_{dn}(t) = G_{dn.n} \left( 1 + \frac{v_n t}{\eta_{o.n} - v_n t} \right). \quad (2.34)$$

На Рисунке 2.7 показана зависимость парциального расхода топлива двигателя (л/час) от времени функционирования насоса (кривая  $A'C'$ ).

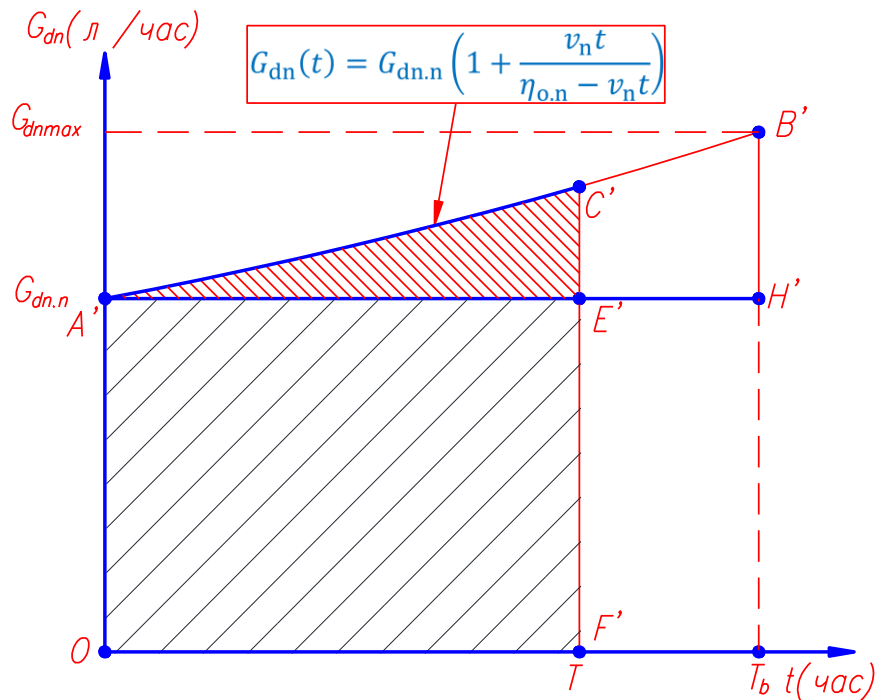


Рисунок 2.7 – Влияние продолжительности эксплуатации насоса при  $T \leq T_b$  на расход топлива

Площадь сечения  $OA'CF'$  ( $S_{OA'CF'}$ ) представляет собой общий парциальный объем топлива двигателя, который двигатель потребляет между заменами насоса(л); площадь сечения  $A'C'E'$  ( $S_{A'C'E'}$ ) представляет собой дополнительный парциальный объем топлива двигателя между заменами насоса (л) при  $T \leq T_b$ , который определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \Delta E_{dtb} = S_{A'C'E'} &= \int_0^T (G_{dn}(t) - G_{dn.n}) dt = \\ &= G_{dn.n} \cdot \left[ -T - \frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \ln \left( 1 - \frac{v_n T}{\eta_{o.n}} \right) \right]. \end{aligned} \quad (2.35)$$

Тогда средний парциальный перерасход топлива двигателя экскаватора (л/час) между заменами насоса из-за изменения объемного КПД насоса при  $T \leq T_b$  определяется по формуле:

$$\Delta G_b = \frac{\Delta E_{dtb}}{T} = G_{dn.n} \cdot \left[ -1 - \frac{\eta_{o.n}}{v_n T} \cdot \ln \left( 1 - \frac{v_n T}{\eta_{o.n}} \right) \right]. \quad (2.36)$$

Средний парциальный расход топлива двигателя экскаватора (л/час) между заменами насоса при  $T \leq T_b$  определяется по формуле:



$$G_b = \frac{S_{OAI}C_{FI}}{T} = -G_{dn.n} \cdot \frac{\eta_{o.n}}{v_n T} \cdot \ln \left( 1 - \frac{v_n T}{\eta_{o.n}} \right). \quad (2.37)$$

На Рисунке 2.8 представлены зависимость среднего парциального расхода и перерасхода топлива двигателя от интервала между заменами насоса и скорости изменения объемного КПД насоса НРV375 экскаватора Komatsu PC2000-8 при  $T \leq T_b$  в различных условиях эксплуатации: начальное значение парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос  $N_{dn.n}=93,5$  (кВт); удельный расход топлива в рассматриваемых условиях эксплуатации  $g_e=207$  (г/кВт.ч); удельный вес топлива  $\gamma_e=832,5$  (г/л); коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на  $K_{gm}=0,2$ .

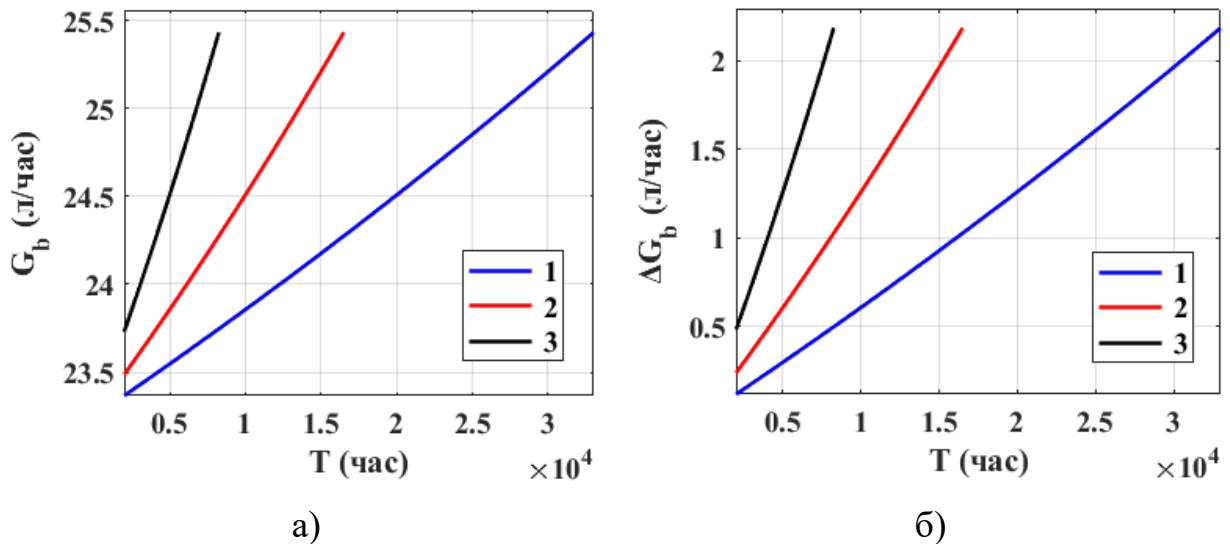


Рисунок 2.8 – Средний парциальный расход топлива двигателя экскаватора (а) и средний парциальный перерасход топлива двигателя экскаватора (б) в зависимости от интервала между заменами насоса при  $T \leq T_b$   
 1 –  $v_n=0,5 \cdot 10^{-3}$  (%/час); 2 –  $v_n=1 \cdot 10^{-3}$  (%/час); 3 –  $v_n=2 \cdot 10^{-3}$  (%/час)

При интервале между заменами насоса  $T$  меньше продолжительности функционирования насоса без влияния изменения объемного КПД на производительность экскаватора  $T_b$ . Тогда изменение объемного КПД насоса не вызывает ущерба времени работы экскаватора и не влияет на изменение его производительности, а влияет на перерасход топлива двигателем. Таким образом, имеем целевую функцию затрат средств функционирования насоса

на единицу продолжительности экскаватора между заменами насоса (донг(руб.)/час):

$$\begin{aligned}\Phi_{sb} &= \frac{D_{zc}T + \Delta G_b T D_t + C_{zn}}{T} = \\ &= D_{zc} + D_{zt.n} \cdot \left[ -1 - \frac{\eta_{o.n}}{v_n T} \cdot \ln \left( 1 - \frac{v_n T}{\eta_{o.n}} \right) \right] + \frac{C_{zn}}{T}.\end{aligned}\quad (2.38)$$

Разделим выражения (2.38) на начальном значении производительности экскаватора получим функцию затрат средств функционирования насоса на единицу произведенной продукции экскаватора (донг(руб.)/м<sup>3</sup>) [80]:

$$\begin{aligned}\Phi_{svb} &= \frac{D_{zc}T + \Delta G_b T D_t + C_{zn}}{T W_n} = \\ &= \frac{D_{zc}}{W_n} + \frac{D_{zt.n}}{W_n} \cdot \left[ -1 - \frac{\eta_{o.n}}{v_n T} \cdot \ln \left( 1 - \frac{v_n T}{\eta_{o.n}} \right) \right] + \frac{C_{zn}}{T W_n}.\end{aligned}\quad (2.39)$$

Целевая функция затрат средств функционирования насоса на единицу продолжительности экскаватора между заменами насоса при без влияния изменения объемного КПД насоса на производительность экскаватора ( $\Phi_{svb}$ ) имеет экстремумы. На Рисунке 2.9 показаны удельные затраты на эксплуатацию основного насоса HPV375 экскаватора Komatsu PC2000-8 в различных условиях эксплуатации: коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос  $K_{rm}=0,2$ .

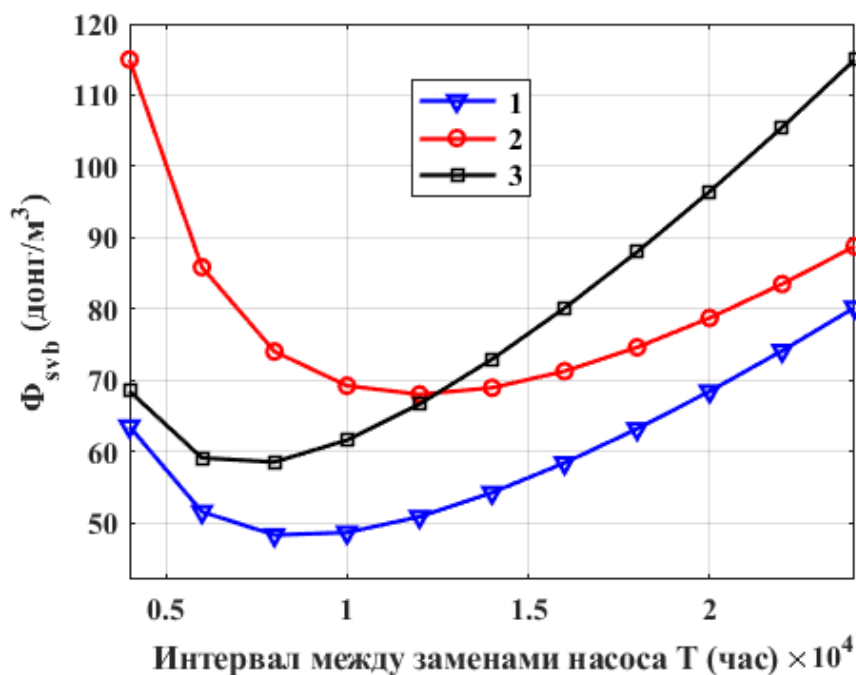


Рисунок 2.9 – Зависимость удельных затрат от интервала между заменами насоса при  $T \leq T_b$   
 1 –  $C_{zn}=200.000$ (тыс.донг),  $D_t=20$ (тыс.донг/л); 2 –  $C_{zn}=400.000$ (тыс.донг),  $D_t=20$ (тыс.донг/л); 3 –  $C_{zn}=200.000$ (тыс.донг),  $D_t=30$ (тыс.донг/л)

Тогда оптимальный интервал замены насоса определяется при достижении целевой функцией наименьшего значения для обеспечения повышения эффективности эксплуатации гидравлических экскаваторов.

## 2.4 Выводы по главе 2

1. Разработаны модели функционирования насоса карьерного гидравлического экскаватора при постепенном изменении объемного КПД, влияющим на уменьшение его производительности и увеличение расхода топлива.

2. Предложено понятие «коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос», позволяющее определить продолжительность эксплуатации насоса при уменьшении объемного КПД без влияния на производительность экскаватора.

3. Предложено выражение для определения продолжительности функционирования насоса без влияния изменения объемного КПД на производительность экскаватора с учетом коэффициента резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос, начального значения объемного КПД насоса и скорости его изменения.

4. Разработана математическая модель парциального расхода топлива двигателя экскаватора в зависимости от технического состояния насоса, конструктивных особенностей экскаватора, горнотехнических условий эксплуатации.

## ГЛАВА 3 РАСЧЕТ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ НАСОСА

### 3.1 Расчет объемного КПД основного насоса экскаватора

Аксиально-поршневой насос является важным элементом гидросистемы карьерного экскаватора, преобразующий механическую энергию двигателя внутреннего сгорания в гидравлическую энергию, передаваемую на рабочие органы [83, 84].

Параметры аксиально поршневого насоса влияют на производительность и расход топлива экскаватора [85]. Изменение технического состояния насоса, а именно снижение объемного КПД увеличивает рабочий цикл экскаватора, что в итоге снижает его производительность. К параметрам, влияющим на техническое состояние насоса, относятся: давление, зазор между парами трения, вязкость рабочей жидкости, температура и загрязненность рабочей жидкости [86].

Исследуются аксиально-поршневые насосы НРV375 экскаватора Komatsu PC2000-8, который является наиболее мощным экскаватором во Вьетнаме в настоящее время. Схема трансмиссии от двигателя внутреннего сгорания к насосам экскаватора Komatsu PC2000-8 представлены на Рисунке 3.1 [87].

У экскаватора Komatsu PC2000-8 есть два главных двойного аксиально-поршневого насоса НРV375+375 и один двойной аксиально-поршневой насос вентилятора НРV95+95 (Рисунок 3.1). В каждом двойном аксиально-поршневом насосе содержится два одинарного аксиально-поршневого насоса, которые работают независимо друг от друга. Поэтому у экскаватора Komatsu PC2000-8 есть четыре главного аксиально-поршневого насоса НРV375: 1 (передний насос P1-F и задний насос P1-G) и 2 (передний насос P2-F и задний насос P2-G) и два аксиально-поршневого насоса вентилятора НРV95: передний насос PF-F и задний насос PF-G.

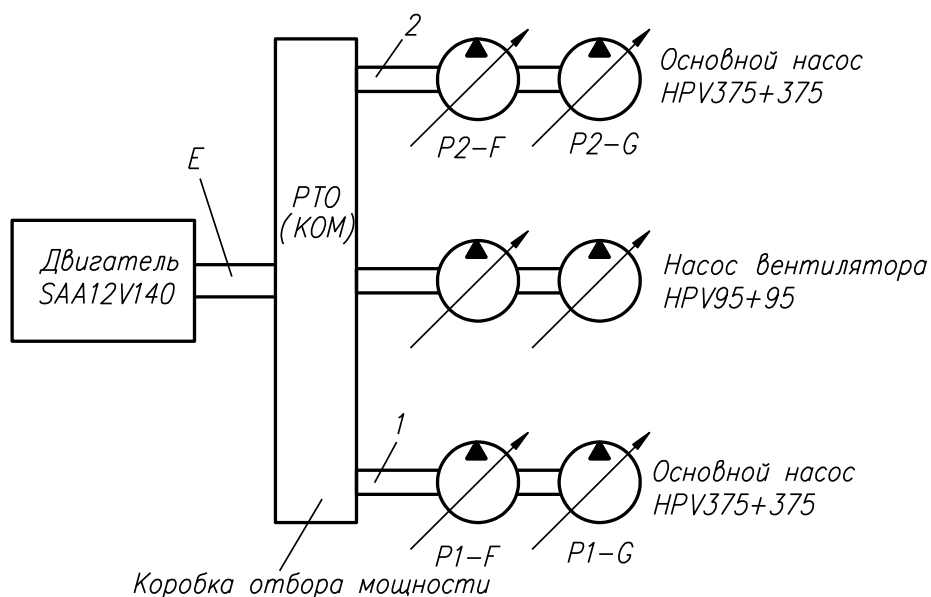


Рисунок 3.1 – Схема трансмиссии двигатель - насосы экскаватора Komatsu PC2000-8

Вращательное движение от вала  $E$  двигателя внутреннего сгорания передается через коробку отбора мощности на вал основного насоса 1 (передний насос  $P1-F$  и задний насос  $P1-G$ ), вал 2 основного насоса 2 (передний насос  $P2-F$  и задний насос  $P2-G$ ) и вал насоса вентилятора. Частота вращения насосов (об/мин) определяются по формулам:

$$n_{н1} = \frac{n_E}{u_{E1}}; \quad n_{н2} = \frac{n_E}{u_{E2}}; \quad n_{нВ} = \frac{n_E}{u_{ЕВ}}, \quad (3.1)$$

где  $n_{н1}, n_{н2}, n_{нВ}$  – частота вала насоса 1, 2 и насоса вентилятора, (об/мин);  $u_{E1}, u_{E2}, u_{ЕВ}$  – передаточное число от вала  $E$  двигателя внутреннего сгорания к валу основных насосов 1 и 2 и насосу вентилятора, для экскаватора Komatsu PC2000-8 [87]:  $u_{E1} = 1,053$ ;  $u_{E2} = 1,263$ ;  $u_{ЕВ} = 0,982$ .

При эксплуатации экскаватора Komatsu PC2000-8 можно выбрать два режима работы двигателя экскаватора - E и P, соответствующие частотам вращения двигателя 1700 (об/мин) и 1800 (об/мин). Настройка любого рабочего режима осуществляется с помощью переключателя режимов на мониторе машины [87]. По формуле 3.1 можно рассчитать номинальную частоту вращения насосов в рабочем режиме, скорость вращения валов насосов (Таблица 3.1).

Номинальная частота вращения насосов по рабочему режиму двигателя

Рабочий режим двигателя	Частота двигателя (об/мин)	Частота основного насоса (об/мин)		
		<i>P1-F, P1-G</i>	<i>P2-F, P2-G</i>	Насос вентилятора
P (HLOF, HLON)	1800	1709	1425	1833
E (E0, E1)	1700	1614	1346	1731

При повышении нагрузки на рабочем оборудовании повышается давление в гидросистеме, уменьшается угол наклона диска в насосе, что вызывает уменьшение подачи. Если давление в гидросистеме уменьшается, подача насоса увеличивается. Частота вращения двигателя поддерживается вблизи номинального значения [80, 87].

В процессе работы насос обеспечивает подачу РЖ в гидроцилиндры и гидромоторы. Действительная подача насоса ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) может быть найдена по формуле [84, 88, 89]:

$$Q_{\text{н}} = Q_{\text{нт}} - \Delta Q_{\text{н}}, \quad (3.2)$$

где  $\Delta Q_{\text{н}}$  – сумма утечки рабочей жидкости в насосе, ( $\text{м}^3/\text{с}$ );  $Q_{\text{нт}}$  – теоретическая подача аксиально – поршневого насоса ( $\text{м}^3/\text{с}$ ), без учета объемных потерь определяется по формуле [84, 88, 89]:

$$Q_{\text{нт}} = \frac{\pi d_p^2 R \operatorname{tg} \gamma z_p n_{\text{н}}}{2}, \quad (3.3)$$

где  $d_p$  – диаметр поршня, (м);  $R$  – радиус распределения поршня, (м);  $z_p$  – количество поршней насоса;  $n_{\text{н}}$  – частота вращения насоса, (об/с);  $\gamma$  – угол наклона упорного диска, (градус).

Главный насос гидравлического экскаватора имеет клапан РС и клапан ЕРС, которые регулируют угол наклона диска в соответствии с нагрузкой, прикладываемой к рабочему механизму при работе, с целью поддержания мощности входного вала насоса в номинальном значении. Чем больше давление в насосе, тем меньше угол наклона и наоборот [87]. Угол наклона упорного диска изменяется от  $\gamma_{\min}$  до  $\gamma_{\max}$  в зависимости от значения

давления насоса  $p_H$ . Зависимость между углом наклона и давлением насоса можно аппроксимировать, как показано на Рисунке 3.2 и следующими выражениями:

– при  $p_{Hmin} \leq p_H \leq p_H(\gamma_{max})$ :

$$\gamma = \gamma_{max} ,$$

– при  $p_H(\gamma_{max}) < p_H < p_H(\gamma_{min})$ :

$$\gamma = \gamma_{max} - \frac{p_H - p_H(\gamma_{max})}{p_H(\gamma_{max}) - p_H(\gamma_{min})} \cdot (\gamma_{max} - \gamma_{min}) , \quad (3.4)$$

– при  $p_H(\gamma_{min}) \leq p_H \leq p_{Hmax}$ :

$$\gamma = \gamma_{min} ,$$

где  $p_{Hmin}$  – минимальное давление насоса при работе, (Па);  $p_{Hmax}$  – максимальное давление насоса при работе, (Па);  $p_H(\gamma_{min})$  – значение давления насоса при работе, при котором если давление уменьшается, то угол наклона диска увеличивается, (Па);  $p_H(\gamma_{max})$  – значение давления насоса при работе, при котором если давление увеличивается, то угол наклона диска уменьшается, (Па).

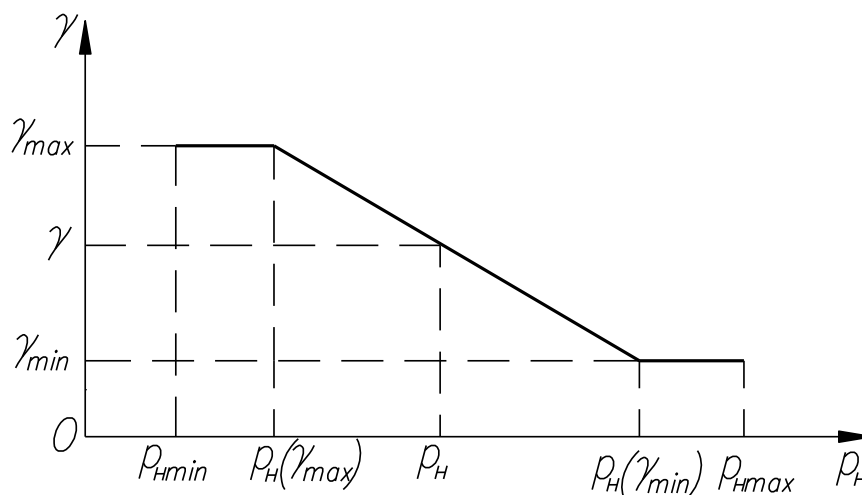


Рисунок 3.2 Зависимость угла наклона диска от давления

Поскольку между парами трения насоса имеются зазоры, рабочая жидкость проходит через них и возникают потери потока. На Рисунке 3.3 показаны утечки жидкости через зазоры аксиально-поршневого насоса экскаватора Komatsu PC2000-8.



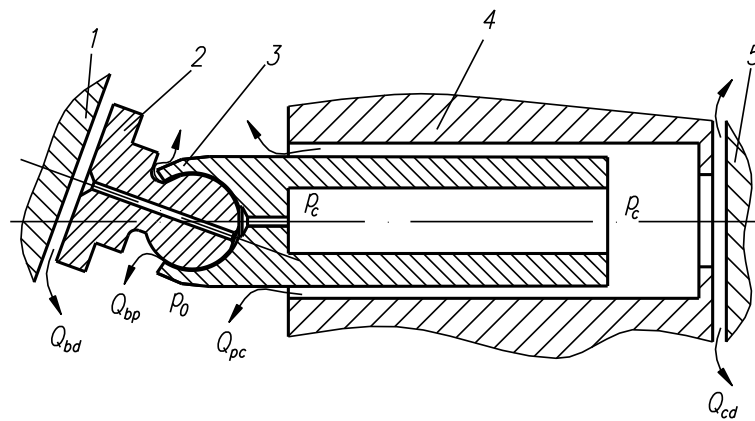


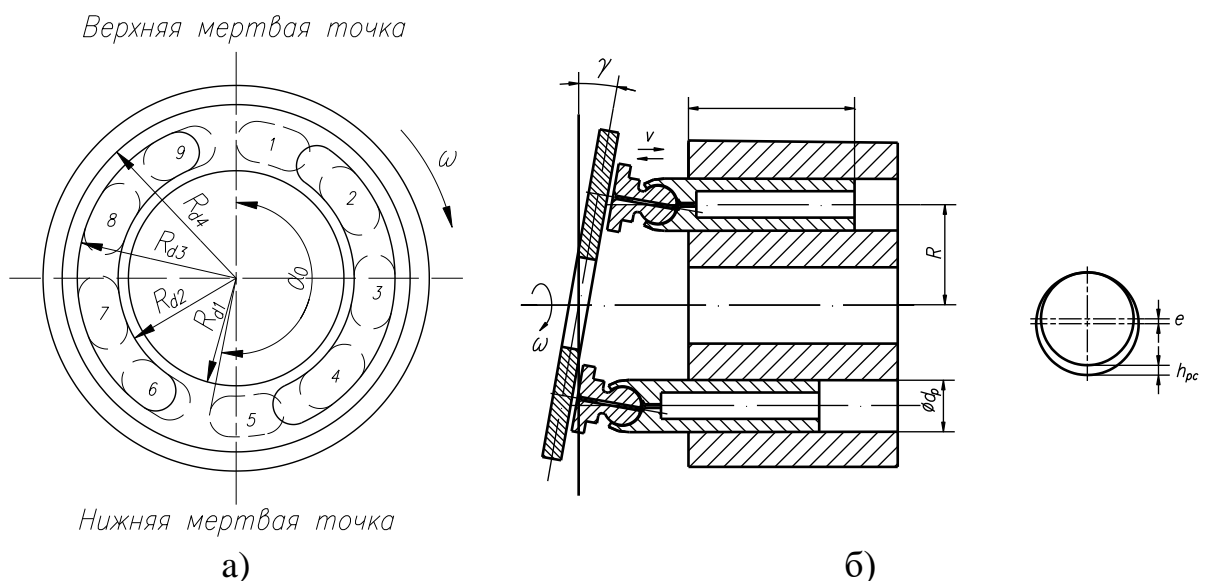
Рисунок 3.3 – Утечки рабочей жидкости в насосе (1– Наклонный диск; 2– Башмак; 3– Поршень; 4– Блок цилиндров; 5– Распределительный диск)

Сумма утечек рабочей жидкости в насосе определяется из выражения [80, 90]:

$$\Delta Q_H = \frac{z_p(Q_{cd} + Q_{pc} + Q_{bp} + Q_{bd})}{2}, \quad (3.5)$$

где  $Q_{cd}$  – утечки рабочей жидкости через зазор между блоком цилиндров и распределённым диском, ( $\text{м}^3/\text{с}$ );  $Q_{pc}$  – утечки рабочей жидкости через зазор между поршнем и втулкой блока цилиндров, ( $\text{м}^3/\text{с}$ );  $Q_{bp}$  – утечки рабочей жидкости через зазор между башмаком и поршнем, ( $\text{м}^3/\text{с}$ );  $Q_{bd}$  – утечки рабочей жидкости через зазор между башмаком и наклонным диском, ( $\text{м}^3/\text{с}$ ).

Модель утечек рабочей жидкости через зазоры пар трения представлена на Рисунке 3.4.



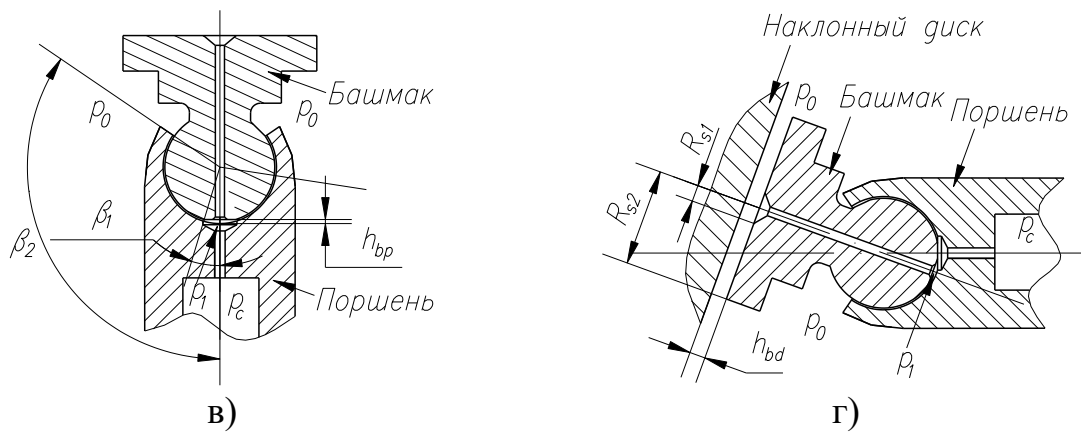


Рисунок 3.4 – Модель утечек рабочей жидкости через зазоры пар трения

Утечка рабочей жидкости через зазор между блоком цилиндров и распределительным диском может быть рассчитана по формуле [7, 90-92]:

$$Q_{cd} = \frac{\alpha_0 h_{cd}^3 (p_c - p_0)}{12\mu} \cdot \left[ \frac{1}{\ln(R_{d2}/R_{d1})} + \frac{1}{\ln(R_{d4}/R_{d3})} \right], \quad (3.6)$$

где  $h_{cd}$  – ширина зазора между блоком цилиндров и распределительным диском, (м);  $R_{d1}, R_{d2}, R_{d3}, R_{d4}$  – размеры распределительного диска, (м) (Рисунок 3.4а);  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости рабочей жидкости, (Па.с):

$$\mu = \vartheta \rho, \quad (3.7)$$

Здесь  $\vartheta$  – кинематическая вязкость рабочей жидкости, ( $\text{м}^2/\text{с}$ );  $\rho$  – плотность жидкости, ( $\text{кг}/\text{м}^3$ ).

Изменение плотности рабочей жидкости в зависимости от температуры определяется по формуле [90, 92–94]:

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 + \beta_t (t_{\text{ж}} - t_0)}, \quad (3.8)$$

где  $\rho_t, \rho_0$  – соответственно плотность жидкости при температуре  $t_{\text{ж}}$  и  $t_0$ , ( $\text{кг}/\text{м}^3$ );  $\beta_t$  – коэффициент температурного расширения, коэффициент  $\beta_t$  для минеральных масел  $\beta_t = (7 \div 8) \cdot 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ .

Изменение вязкости жидкости зависит от температуры в диапазоне 40-110 $^\circ\text{C}$  определяется из выражения [7, 90, 95]:

$$\vartheta_t = \vartheta_0 \left( \frac{t_0}{t_{\text{ж}}} \right)^n, \quad (3.9)$$

где  $\vartheta_t$  – кинематическая вязкость рабочей жидкости при температуре  $t_{\text{ж}}$  °С, ( $\text{м}^2/\text{с}$ );  $\vartheta_0$  – кинематическая вязкость рабочей жидкости при температуре  $t_0$  °С, ( $\text{м}^2/\text{с}$ );  $n$  – кинематическая показатель степени, для рабочей жидкости Shell Tellus S2 V 46:  $t_0 = 40^\circ\text{С}$ ,  $\vartheta_0 = 46$  сСт,  $n=0,559$  [7, 90].

В диапазоне температур от 0 до 40 °С выражение для расчета кинематической вязкости принимает следующий вид [90]:

$$v_t = at_{\text{ж}}^2 + bt_{\text{ж}} + c, \quad (3.10)$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – коэффициенты, зависящие от температуры и характеристик рабочей жидкости, определяются по справочной литературе или экспериментально. Их значения для рабочей жидкости Shell Tellus S2 V46 в интервалах температуры до 40 °С представлены в Таблице 3.2.

Таблица 3.2

Значение коэффициентов для рабочей жидкости Shell Tellus S2 V 46 [90]

Интервал температуры $t_{\text{ж}}$ (°С)	Коэффициенты		
	$a$	$b$	$c$
0-10	0,9	-30,5	430
10-20	0,6	-28	435
20-30	0,14	-11,3	285
30-40	0,04	-5,4	198

Утечка рабочей жидкости через зазор между поршнем и втулкой блока цилиндров определяется по формуле [7, 73, 90–92, 96, 97] (Рисунок 3.4 б):

$$Q_{pc} = \frac{\pi d_p h_{pc}^3 (p_c - p_0)}{12\mu l} (1 + 1,5\lambda^2) - \frac{\pi d_p h_{pc} v}{2}, \quad (3.11)$$

где  $h_{pc}$  – зазор между поршнем и втулкой блока цилиндров, (м);  $d_p$  – диаметр поршня насоса, (м);  $p_0, p_c$  – соответственно давление в камере корпуса и в камере толкания цилиндра, (Па);  $\mu$  – динамический коэффициент вязкости рабочей жидкости, (Па.с);  $\lambda = e/h_{pc}$  – относительный эксцентриситет,  $e$  – эксцентриситет поршня относительно втулки блока цилиндров, (м);  $v$  –

скорость движения поршня во втулке блока цилиндров, (м/с);  $l$  – длина поршня во втулке блока цилиндров в текущий момент времени, (м) [7, 90-92]:

$$l = l_0 + R(1 - \cos \omega t) \operatorname{tg} \gamma, \quad (3.12)$$

здесь  $\omega$  – угловая скорость блока цилиндров, (рад/с);  $l_0$  – длина части поршня во втулке блока цилиндров при угле наклона упорного диска  $\gamma = 0$ , (м).

Скорость движения поршня относительно втулки блока цилиндров определяется по формуле:

$$v = \omega R \operatorname{tg} \gamma \sin \omega t. \quad (3.13)$$

Утечка рабочей жидкости через зазоры между башмаком и поршнем определится по формуле [7, 73, 80, 90–92]:

$$Q_{bp} = \frac{\pi h_{bp}^3 (p_1 - p_0)}{3\mu \left( \operatorname{tg}^2 \beta_2 - \operatorname{tg}^2 \beta_1 + 2 \ln \left| \frac{\operatorname{tg} \beta_2}{\operatorname{tg} \beta_1} \right| \right)}, \quad (3.14)$$

где  $h_{bp}$  – зазор между башмаком и поршнем, (м);  $p_0, p_1$  – соответственно давление в камере корпуса и в зазоре между башмаком и поршнем, (Па);  $\beta_1, \beta_2$  – конструктивные углы сферического сочленения башмака и поршня, (рад) (Рисунок 3.4в).

Утечка рабочей жидкости через зазор между башмаком и наклонным диском, определяется из выражения [7, 73, 90, 91]:

$$Q_{bd} = \frac{\pi h_{bd}^3 (p_1 - p_0)}{6\mu \ln \left( \frac{R_{s2}}{R_{s1}} \right)}, \quad (3.15)$$

где  $h_{bd}$  – зазор между башмаком и наклонным диском, (м);  $R_{s1}$  – радиус проточки, (м);  $R_{s2}$  – наружный радиус башмака плунжера, (м) (Рисунок 3.4 г).

Объемный КПД насоса определяется по формуле [80, 84, 88, 89]:

$$\eta_o = 1 - \frac{\Delta Q_H}{Q_{HT}}. \quad (3.16)$$

Экскаватор работает циклично на каждом месте. Он может работать по двум схемам, которые показаны на Рисунке 3.5 (а и б). Схема, включающая 4 этапы рабочего цикла: копание; одновременные подъем и поворот; выгрузка; одновременные поворот и опускание (Рисунок 3.5 б) являются более распространенной схемой [85].

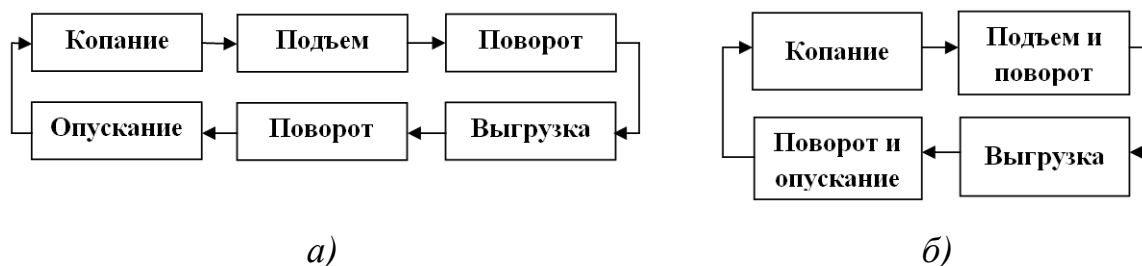


Рисунок 3.5 – Процессы работы карьерного гидравлического экскаватора в течении цикла

При работе гидравлического экскаватора нагрузка, прикладываемая к элементам гидросистемы различна на различных этапах рабочего цикла, поэтому давление и расход в насосе также изменяются. Как было сказано выше, когда давление в гидросистеме увеличивается, утечки рабочей жидкости также увеличиваются, поэтому объемный КПД насоса будет меняться в зависимости от нагрузки. Объемный КПД насоса рассчитывается по среднему значению за рабочий цикл экскаватора.

Индексы  $j' = 1, 2, 3, 4$  – указывают соответственно на этапы копания, подъема и поворота, выгрузки, поворота и опускания.

Средний объемный КПД насоса рабочего цикла экскаватора определяется по формуле:

$$\eta_{osr} = \frac{\sum_{j=1}^4 \eta_{oj} t_j}{\sum_{j=1}^4 t_j}, \quad (3.17)$$

где  $\eta_{oj}$  – объемный КПД насоса на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора;  $t_j$  – продолжительность на  $j$ -го этапа рабочего цикла экскаватора.

### 3.2 Моделирование изменения объемного КПД насоса в процессе эксплуатации

Техническое состояние насоса характеризуется его объемным КПД. В процессе эксплуатации из-за износа пар трения насоса снижается его объемный КПД. Скорость износа пар трения изменяется в зависимости от

температуры и класса чистоты рабочей жидкости, соответственно меняется скорость уменьшения объемного КПД в процессе эксплуатации.

На основе метода, представленного в П.1.3 расчет средней скорости изменения зазора пар трения «поршень-втулка блока цилиндров» был выполнен на примере насоса НРV375 гидравлического экскаватора Komatsu PC2000-8: температура рабочей жидкости  $t_{ж} = 40 \div 80^{\circ}\text{C}$ ; рабочая жидкость Shell Tellus S2 V46; чистота рабочей жидкости от 8 до 13 класса (КЧЖ 8 - КЧЖ 13) по ГОСТ 17216-2001; настройка номинального давления  $p_H = 29,6$  (МПа).

Результаты расчета и моделирования в среде Matlab представлены на Рисунке 3.6 и в Таблице 3.3.

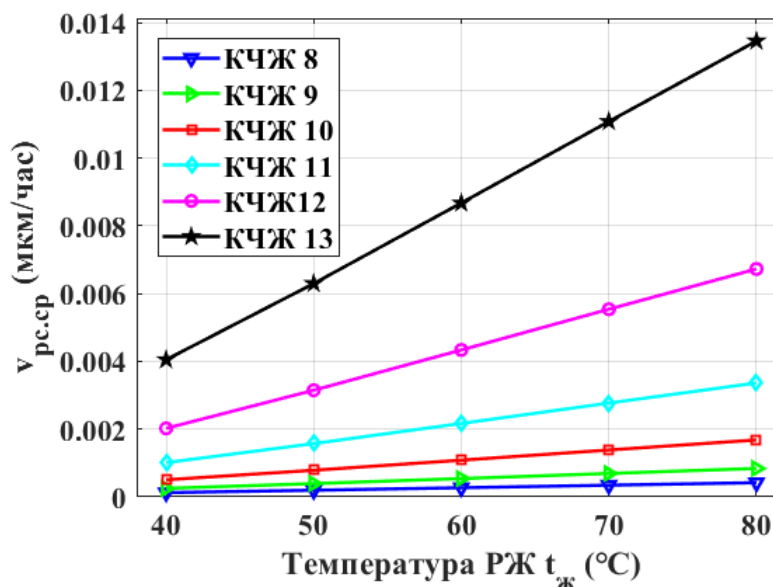


Рисунок 3.6 – Зависимости скорости износа пар трения поршня и втулки блока цилиндров от температуры и класса чистоты рабочей жидкости

На основе данных представленных на Рисунке 3.6 и в Таблице 3.3 можно сделать следующие выводы:

- по мере увеличения класса чистоты жидкости увеличивается скорость износа пар трения поршня и втулки;
- когда концентрация частиц в рабочей жидкости увеличивается в 2 раза, скорость износа увеличивается в 2 раза;
- когда температура рабочей жидкости увеличивается с  $40^{\circ}\text{C}$  до  $80^{\circ}\text{C}$ , скорость износа пар трения поршня и втулки блока цилиндров увеличивается в линейно примерно в 3,2–3,4 раза.

Таблица 3.3

Средняя скорость износа пар трения поршня и втулки блока цилиндров  
(мкм/час)

Температура рабочей жидкости $t_{ж}$ (°C)	Класс чистоты жидкостей по ГОСТ 17216-2001					
	8	9	10	11	12	13
	Концентрация частиц - $\epsilon$ (%)					
	0,000125	0,00025	0,0005	0,001	0,002	0,004
40	0,00013	0,00025	0,00051	0,00101	0,00202	0,00405
50	0,00020	0,00039	0,00079	0,00157	0,00315	0,00630
60	0,00027	0,00054	0,00108	0,00217	0,00434	0,00867
70	0,00035	0,00069	0,00138	0,00277	0,00554	0,01108
80	0,00042	0,00084	0,00168	0,00336	0,00673	0,01345

Расчет средней скорости изменения зазора между поршнем и башмаком был выполнен для насоса НРV375 гидравлического экскаватора Komatsu PC2000-8: радиус головки башмака  $R=12$  мм; частота вращения поршня относительно башмака  $n_N=0,008$  с<sup>-1</sup>. Полученные результаты:  $v_{бр.ср}=0,00105$  мкм/час.

Необходимо дальнейшее исследование процесса трения и изнашивания и оптимизировать структурные параметры поверхности трения между башмаком и наклонным диском. Было изучено влияние износа пар трения «башмак - наклонный диск» на объемный КПД насоса начиная от начального состояния нового насоса с эквивалентным зазором  $h_{bd} = 5 \div 10$  мкм и заканчивая высокой степенью износа  $h_{bd} = 20 \div 25$  мкм.

Исходя из проведенного анализа в П.1.3, необходимо провести дополнительные исследования по изучению износа пары трения "блок цилиндров распределительный диск". Основной метод анализа состоит в расчете увеличения утечки жидкости через зазор пары трения блок цилиндров-распределительный диск, приводящего к уменьшению КПД. Это увеличение утечки составит 40% от повышения утечки жидкости через зазор пары трения поршень-втулка блока цилиндров из-за износа.

Расчет и моделирование объемного КПД насоса проводилось с использованием параметров насоса HPV375, установленного на гидравлическом экскаваторе Komatsu PC2000-8: температура рабочей жидкости  $t_{ж}=40, 50, 60, 70, 80$  °С; класс чистоты жидкостей: 8, 9, 10, 11, 12, 13 (КЧЖ 8, КЧЖ 9, КЧЖ 10, КЧЖ 11, КЧЖ 12, КЧЖ 13); рабочая жидкость Shell Tellus S2 V46; среднее давления насоса на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора  $p_{н1} = 24$  (МПа),  $p_{н2} = 15$  (МПа),  $p_{н3} = 12$  (МПа),  $p_{н4} = 9$  (МПа); частота вала насоса номера 1:  $n_{н1} = 1614$  (об/мин), частота вала насоса номера 2:  $n_{н2} = 1346$  (об/мин); продолжительность на  $j$ -го этапа рабочего цикла экскаватора представлены на Таблице 3.4.

Основные параметры аксиально-поршневого насоса HPV375, используемые для моделирования: угол наклона упорного диска  $\gamma_{min} = 4^\circ$ ;  $\gamma_{max} = 24^\circ$ ;  $p_0 = 1,18 \cdot 10^6$  Па;  $d_p = 32,6$  мм;  $l_0 = 82,3$  мм;  $R = 69$  мм;  $\beta_1 = 19,5^\circ$ ;  $\beta_2 = 124,3^\circ$ ;  $R_{s1} = 10,425$  мм;  $R_{s2} = 20,85$  мм;  $\alpha_0 = 3,7$ ;  $R_{d1} = 32,5$  мм;  $R_{d2} = 47,5$  мм;  $R_{d3} = 63,5$  мм;  $R_{d4} = 70$  мм.

Параметры жидкости Shell Tellus S2 V46 [98], используемые для моделирования: плотность жидкости при температуре 15°С  $\rho = 872$  кг/м<sup>3</sup>.

Герметизация рабочих камер объемных гидравлических насосов обеспечивается четко выверенными зазорами между подвижными деталями. В новых изделиях величина зазоров не превышает 5–10 мкм [99-101]. Кроме того по [102] и ГОСТ 25347–82 монтажный допуск между поршнем и втулкой блока цилиндров аксиально поршневого насоса: Н6/г5. Для аксиально-поршневого насоса HPV375 экскаватора Komatsu PC2000-8: размер изготовления поршня:  $\varnothing 32,6_{-0,02}^{-0,009}$  и размер изготовления втулки блока цилиндров:  $\varnothing 32,6^{+0,016}$ , поэтому начальное значение зазора между поршнем и втулкой блока цилиндров насоса  $h_{рс0} = 25 \div 36$  мкм. Осуществлен метод определения начального зазора и допуска пары трения поршень-втулка блока цилиндров аксиально-поршневого насоса [103]. Тогда был выполнен расчет объемного КПД для



главных насосов с различной степенью износа механизма начиная от состояния нового насоса  $h_{cd} = h_{bp} = h_{bd} = 10\text{мкм}$ ,  $h_{pc} = 25\text{мкм}$ .

Результаты расчета и моделирования в среде Matlab представлены на Рисунках 3.7 и 3.8 а также в таблицах 3.5, 3.6.

Таблица 3.4

Продолжительность рабочих операций и цикла экскаватора Komatsu PC2000-8 [85]

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

Таблица 3.5

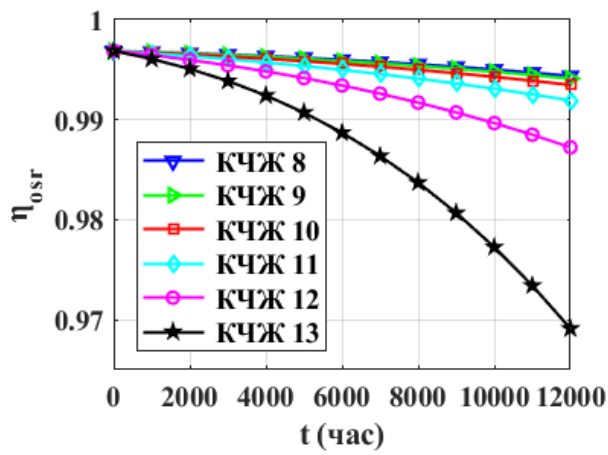
Начальное значение среднего объемного КПД насоса в течении рабочего цикла экскаватора

Температура рабочей жидкости $t_{ж}$ (°C)				
40	50	60	70	80
Насос номер 1				
0,9968	0,9955	0,9940	0,9924	0,9908
Насос номер 2				
0,9964	0,9947	0,9929	0,9910	0,9892

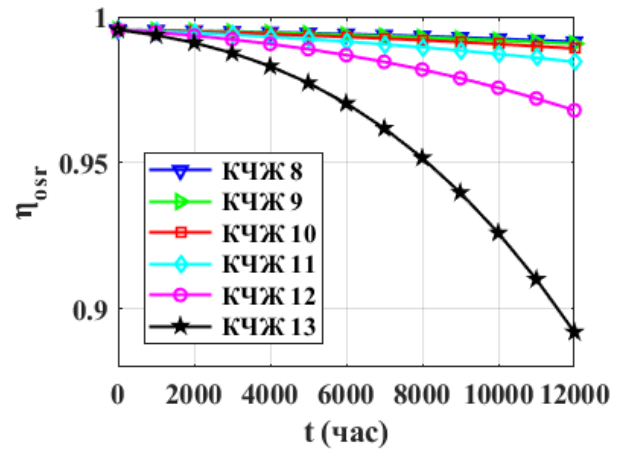
Из результатов показанных на Рисунках 3.7, 3.8 и в Таблицах 3.5 и 3.6 можно сделать следующие выводы:

– Начальное значение среднего объемного КПД насоса уменьшается с ростом температуры; и при уменьшении скорости вращения насоса;

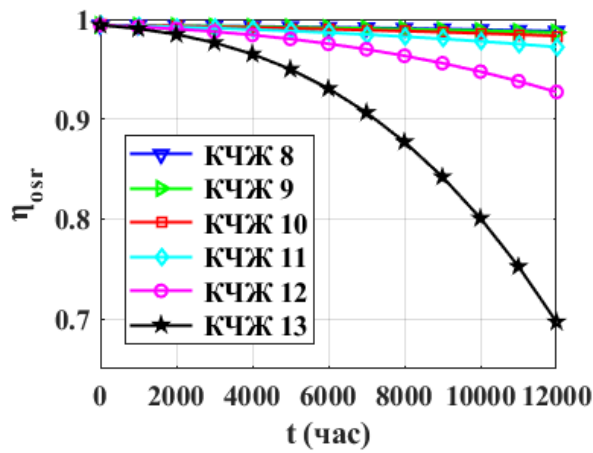
– При повышении температуры рабочей жидкости с 40°C до 80°C скорость уменьшения среднего объемного КПД насоса увеличивается в 4,2 раза при уровне 8 класса чистоты жидкости (при КЧЖ 8); в 5,2 раза при КЧЖ 9; в 7,4 раза при КЧЖ 10; в 13,3 раза при КЧЖ 11; в 26,7 раза при КЧЖ 12; в 38,7 раза при КЧЖ 13;



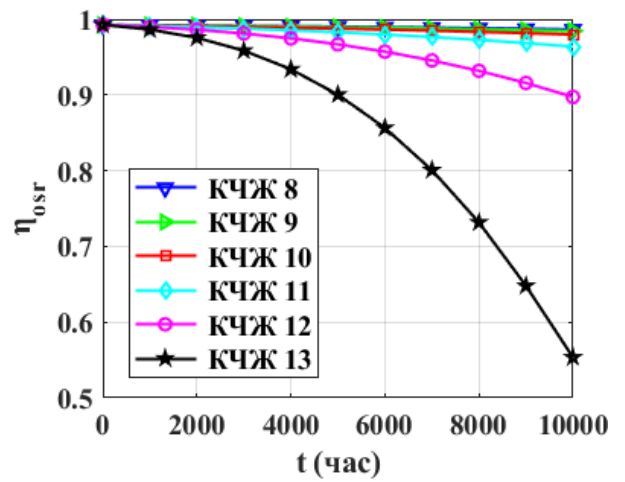
а)  $t_{ж}=40^{\circ}\text{C}$



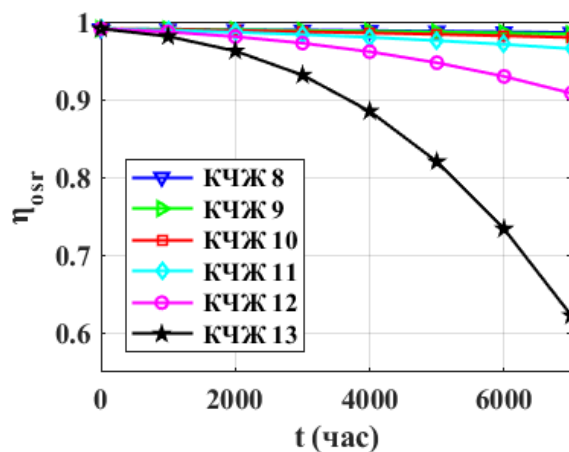
б)  $t_{ж}=50^{\circ}\text{C}$



в)  $t_{ж}=60^{\circ}\text{C}$

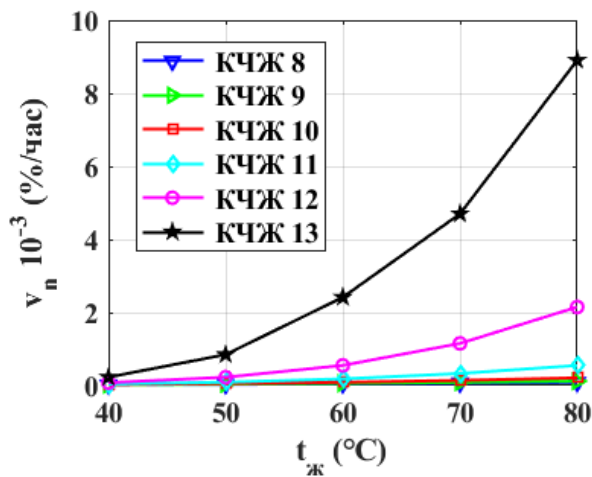


г)  $t_{ж}=70^{\circ}\text{C}$

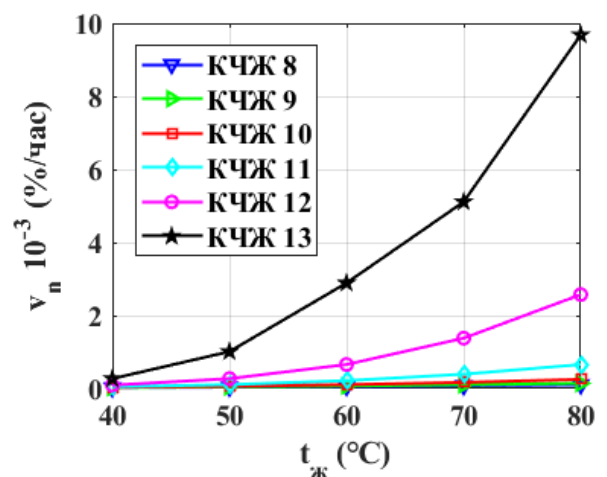


д)  $t_{ж}=80^{\circ}\text{C}$

Рисунок 3.7 – Средний объемный КПД насоса (насос 1) в зависимости от наработки, класса чистоты и температуры РЖ



а) Насос 1



б) Насос 2

Рисунок 3.8 – Скорость изменения среднего объемного КПД насоса в зависимости от температуры и класса чистоты рабочей жидкости

Таблица 3.6  
Скорость изменения среднего КПД насоса ( $10^{-3}(\%/час)$ ) в течении рабочего цикла экскаватора

Температура рабочей жидкости $t_{ж}$ (°C)	Класс чистоты жидкостей по ГОСТ 17216-2001					
	8	9	10	11	12	13
	Концентрацией содержащихся в ней частиц - $\epsilon$ (%)					
	0,000125	0,00025	0,0005	0,001	0,002	0,004
Насос номер 1						
40	0,0210	0,0232	0,0285	0,0415	0,0806	0,2300
50	0,0346	0,0400	0,0538	0,0921	0,2294	0,8489
60	0,0506	0,0616	0,0906	0,1833	0,5530	2.4165
70	0,0690	0,0881	0,1423	0,3308	1,1542	4.7003
80	0,0890	0,1200	0,2118	0,5512	2,1501	8,9025
Насос номер 2						
40	0,0251	0,0276	0,0338	0,0489	0,0950	0,2724
50	0,0413	0,0476	0,0638	0,1091	0,2725	1,0128
60	0,0604	0,0734	0,1077	0,2180	0,6595	2,8910
70	0,0825	0,1051	0,1695	0,3944	1,3797	5,1109
80	0,1064	0,1432	0,2526	0,6583	2,5731	9,6783

– Сравнивая скорость уменьшения среднего объемного КПД насоса при

уровне чистоты рабочей жидкости 11 и 10, видим что скорость изменения среднего объемного КПД насоса увеличивается в 1,46 раза при температуре рабочей жидкости  $t_{ж} = 40^{\circ}\text{C}$ ; в 1,71 раза при  $t_{ж} = 50^{\circ}\text{C}$ ; в 2,02 раза при  $t_{ж} = 60^{\circ}\text{C}$ ; в 2,32 раза при  $t_{ж} = 70^{\circ}\text{C}$ ; в 2,6 раза при  $t_{ж} = 80^{\circ}\text{C}$ ;

– При изменении класса чистоты рабочей жидкости с 10 на 12, скорость изменения среднего объемного КПД насоса увеличивается в 2,83 раза при  $t_{ж} = 40^{\circ}\text{C}$ ; в 4,26 раза при  $t_{ж} = 50^{\circ}\text{C}$ ; в 6,1 раза при  $t_{ж} = 60^{\circ}\text{C}$ ; в 8,11 раза при  $t_{ж} = 70^{\circ}\text{C}$ ; в 10,15 раза при  $t_{ж} = 80^{\circ}\text{C}$ ;

– При изменении класса чистоты рабочей жидкости с 10 на 13, скорость изменения среднего объемного КПД насоса увеличивается в 8,1 раза при  $t_{ж} = 40^{\circ}\text{C}$ ; в 15,8 раза при  $t_{ж} = 50^{\circ}\text{C}$ ; в 26,7 раза при  $t_{ж} = 60^{\circ}\text{C}$ ; в 33 раза при  $t_{ж} = 70^{\circ}\text{C}$ ; в 42 раза при  $t_{ж} = 80^{\circ}\text{C}$ ;

– Скорость изменения объемного КПД экскаватора в течении этапов рабочего цикла различна, наибольшая скорость изменения объемного КПД наблюдается в процессе копания.

### **3.3 Исследование влияния технического состояния насоса на потери мощности**

В процессе эксплуатации экскаватора из-за износа пар трения увеличиваются потери мощности и расход топлива из-за утечек рабочей жидкости, техническая производительность в определенных условиях может начать постепенно снижаться.

Для определения расхода топлива двигателя необходимо установить потери мощности из-за утечек жидкости в насосе. Принимая во внимание принятые допущения, потерю мощности из-за объёмных утечек в насосе экскаватора можно записать в виде:

$$\Delta N_{н} = \frac{\Delta Q_{н} p_{н}}{1000}, \text{ (кВт)}, \quad (3.18)$$

здесь  $\Delta Q_{н}, p_{н}$  – суммарные утечки рабочей жидкости в насосе ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) и рабочее давление в насосе (Па) [90].

Среднюю потерю мощности из-за объёмных утечек в насосе рабочего цикла экскаватора можно определить из выражения:

$$\Delta N_{\text{нсг}} = \frac{\sum_{j=1}^4 \Delta N_{\text{н}j} t_j}{\sum_{j=1}^4 t_j}, \text{ (кВт)}, \quad (3.19)$$

где  $\Delta N_{\text{н}j}$  – потеря мощности из-за объёмных утечек в насосе на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора;  $t_j$  – продолжительность  $j$ -го этапа рабочего цикла экскаватора.

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

На Рисунке 3.9 представлены потери мощности в насосе из-за объёмных утечек в зависимости от зазора пар трения и температуры рабочей жидкости в процессе выполнения рабочих операций рабочего цикла экскаватора, таких как копание, подъем и поворот, выгрузка, поворот и опускание.

В результате моделирования были получены значения среднего КПД насоса и соответствующих потерь мощности в процессе рабочего цикла экскаватора, представленные в Таблице 3.7 и на Рисунках 3.10 и 3.11.

Из представленных графических зависимостей наглядно видно, что потери мощности в насосе при различных рабочих операциях существенно отличаются друг от друга. При операции копания потери в насосе самые большие. По мере увеличения температуры жидкости потери мощности из-за объёмных утечек в насосе увеличиваются. Значения потерь мощности из-за объёмных утечек в насосе ( $\Delta N_{\text{нсг}}$ ) при различных операциях рабочего цикла экскаватора отличаются по величине, после  $40^\circ\text{C}$  потери мощности быстро повышаются с ростом температуры [90].

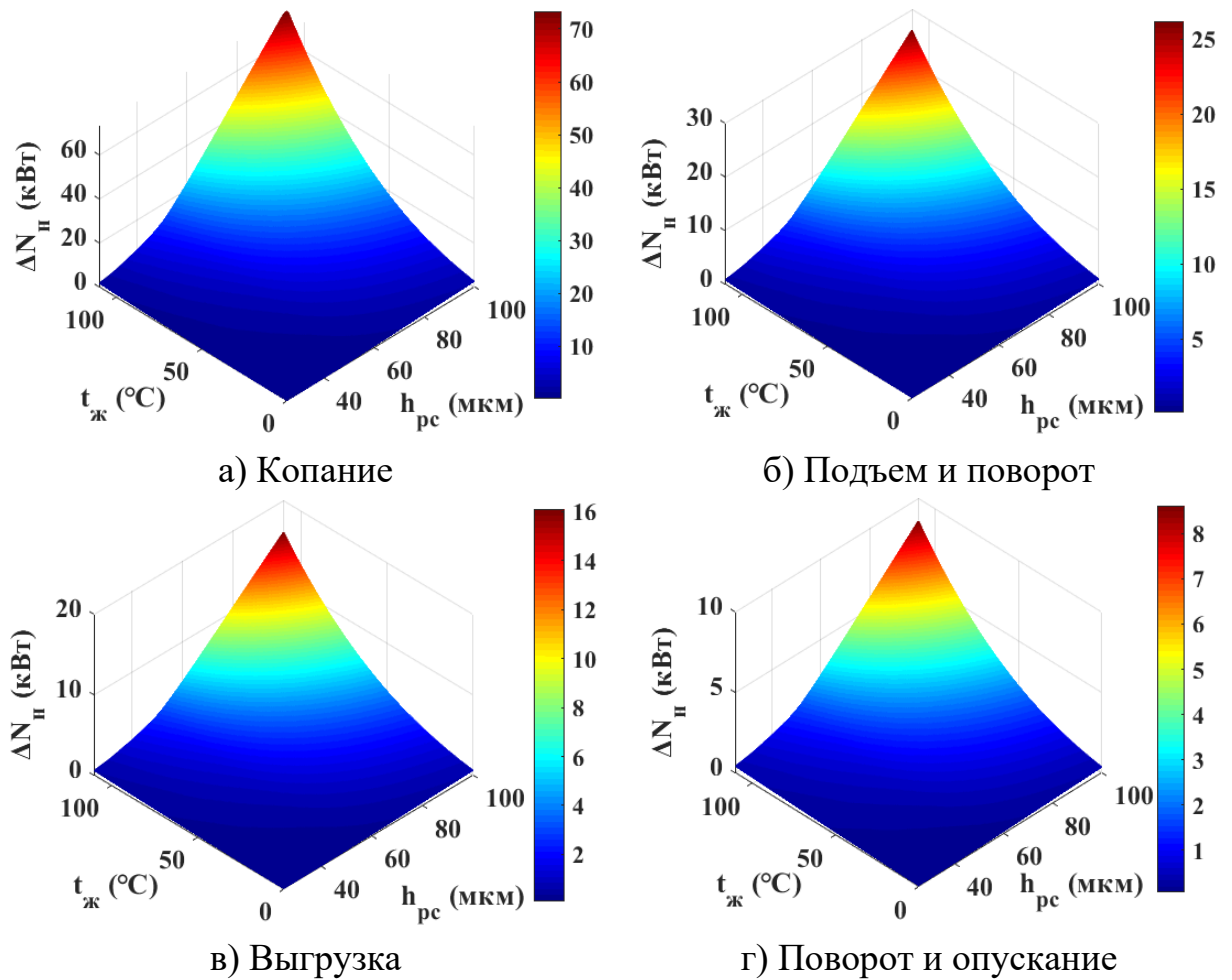


Рисунок 3.9 – Потери мощности в насосе (кВт) из-за объемных утечек в зависимости от температуры РЖ и зазора между поршнем и блоком цилиндров в процессе выполнения рабочих операций

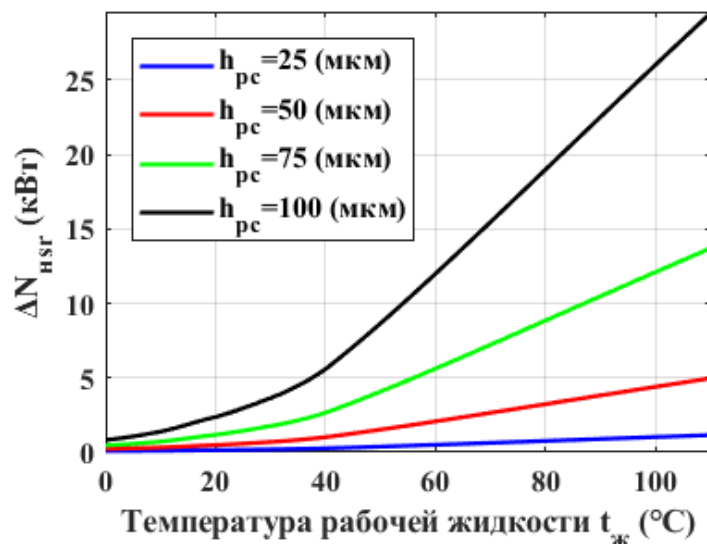


Рисунок 3.10 – Средняя потеря мощности в насосе из-за объемных утечек в зависимости от температуры РЖ и зазора между поршнем и блоком цилиндров

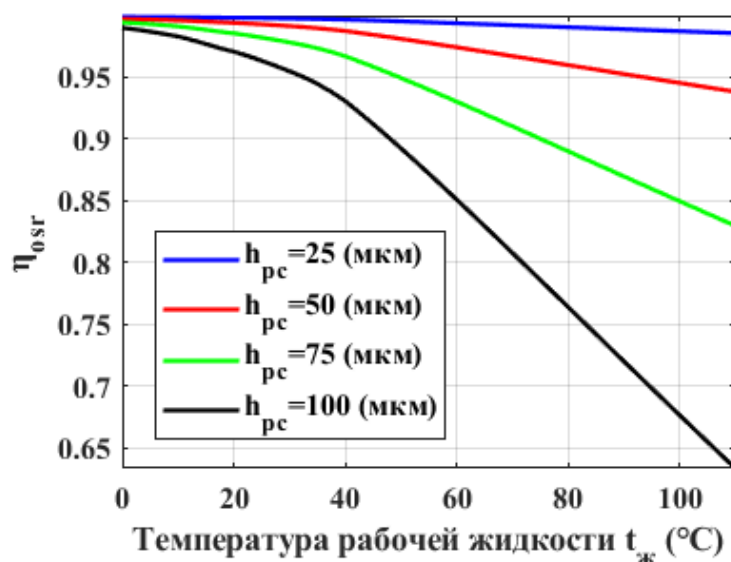


Рисунок 3.11 – Средний объемный КПД насоса в зависимости от температуры РЖ и зазора между поршнем и блоком цилиндров

Таблица 3.7

Средние потери мощности и средний объемный КПД насоса НРV375

Температура РЖ - $t_{ж}$ (°C)	Средние потери мощности насоса $\Delta N_{нsg}$ (кВт) из-за объёмных утечек				Средний объемный КПД насоса $\eta_{0sr}$			
	Величина зазора между поршнем и блоком цилиндров - $h_{pc}$ (мкм)							
	25	50	75	100	25	50	75	100
20	0,15	0,48	1,17	2,37	0,998	0,994	0,986	0,971
40	0,27	1,02	2,66	5,59	0,997	0,988	0,967	0,931
60	0,50	2,08	5,62	12,00	0,994	0,974	0,930	0,851
80	0,76	3,24	8,85	18,99	0,991	0,960	0,890	0,764
100	1,03	4,40	12,10	26,02	0,987	0,945	0,850	0,676

Средние потери мощности в насосе в зависимости от среднего объемного КПД насоса в рабочем цикле экскаватора представлены на Рисунке 3.12.

Полученные характеристики (Рисунок 3.10 и Таблица 3.7), показывают, что величина потерь мощности из-за объёмных утечек в насосе существенно зависит от двух факторов: температуры рабочей жидкости и величины зазора между рабочими поверхностями в насосе. Например, при  $t_{ж} = 60^{\circ}\text{C}$  если ширина зазора между рабочими частями в гидронасосе увеличивается в 2, 3 или 4 раза (соответственно с 25мкм до 50мкм, 75мкм или 100мкм), потери среднего мощности из-за объёмных утечек увеличатся 4,2 раз, 11,2 раз и 24 раза соответственно.

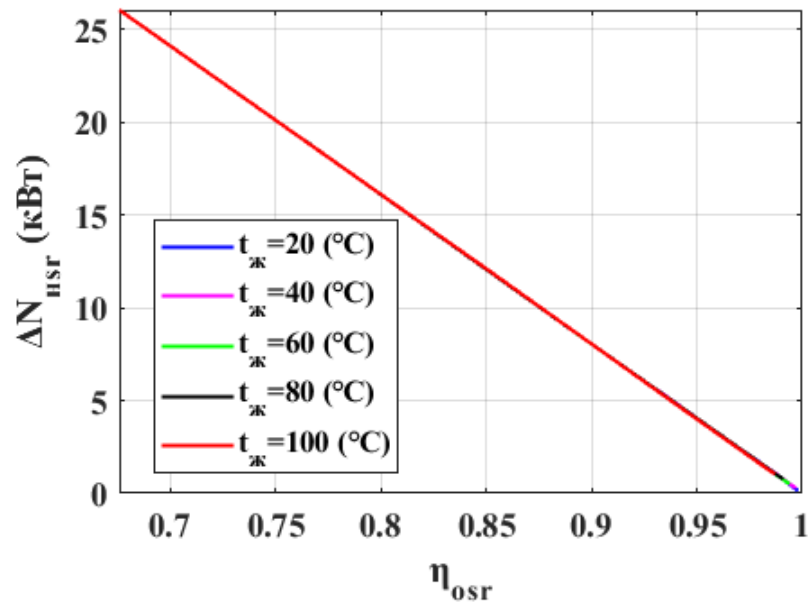


Рисунок 3.12 – Средние потери мощности в насосе (кВт) в зависимости от величины среднего объемного КПД

Предложено понятие «средняя удельная потеря мощности в насосе из-за объёмных утечек в процессе рабочего цикла экскаватора» которое показывает на сколько увеличится величина средней потери мощности в насосе (кВт) при уменьшении среднего значения объемного КПД насоса на один процент:

$$C_{\text{unsr}} = \frac{\Delta N_{\text{Hsr1}} - \Delta N_{\text{Hsr2}}}{(\eta_{\text{osr2}} - \eta_{\text{osr1}}) \cdot 100\%}, \left( \frac{\text{кВт}}{\%} \right), \quad (3.20)$$

где  $\Delta N_{\text{Hsr1}}, \Delta N_{\text{Hsr2}}$  – соответственно величина средней потери мощности в насосе из-за объёмных утечек при среднем объемном КПД  $\eta_{\text{osr1}}$  и  $\eta_{\text{osr2}}$ , (кВт).

Потеря мощности (кВт) из-за объёмных утечек в насосе на каждом этапе рабочего цикла экскаватора определяется из выражения:

$$\Delta N_{\text{H}} = \frac{(1 - \eta_{\text{o}}) Q_{\text{HT}} p_{\text{H}}}{1000}. \quad (3.21)$$

Тогда удельная потеря потери мощности в насосе из-за объёмных утечек (кВт/%) на каждом этапе рабочего цикла экскаватора определяется из выражения:

$$C_{\text{un}} = \frac{\Delta N_{\text{H}}(t) - \Delta N_{\text{H.H}}(t = 0)}{(\eta_{\text{o.n}} - \eta_{\text{o}}(t)) \cdot 100} = \frac{Q_{\text{HT}} p_{\text{H}}}{10^5}. \quad (3.22)$$



Подставляя выражение (3.3) в выражение (3.22) получаем:

$$C_{\text{un}} = \frac{\pi d_p^2 R z_p}{2 \cdot 10^5} \cdot n_{\text{н}} p_{\text{н}} t g \gamma = \psi_{\text{н}} \cdot n_{\text{н}} p_{\text{н}} t g \gamma, \quad (3.23)$$

где  $\psi_{\text{н}}$  – параметр структуры насоса:

$$\psi_{\text{н}} = \frac{\pi d_p^2 R z_p}{2 \cdot 10^5}. \quad (3.24)$$

Средняя удельная потеря мощности в насосе из-за объёмных утечек (кВт/%) в течении цикла экскаватора определяется по формуле:

$$C_{\text{unsr}} = \frac{\sum_{j=1}^4 C_{\text{unj}} t_j}{\sum_{j=1}^4 t_j} = \frac{\sum_{j=1}^4 Q_{\text{нт}j} p_{\text{н}j} t_j}{10^5 t_{\text{ц}}} = \frac{\psi_{\text{н}}}{t_{\text{ц}}} \cdot \sum_{j=1}^4 n_{\text{н}j} p_{\text{н}j} t g \gamma_j t_j, \quad (3.25)$$

где  $C_{\text{unj}}$  – удельная потеря мощности в насосе из-за объёмных утечек на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора, (кВт/‰);  $t_j$  – продолжительность  $j$ -го этапа рабочего цикла экскаватора, (с);  $t_{\text{ц}}$  – продолжительность рабочего цикла экскаватора, (с);  $Q_{\text{нт}j}$  – теоретический расход насоса на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора, (м<sup>3</sup>/с);  $p_{\text{н}j}$  – среднее давление насоса на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора, (Па);  $n_{\text{н}j}$  – частота вращения насоса на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора, (об/с);  $\gamma_j$  – угол наклона упорного диска на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора, (градус);  $d_p$  – диаметр поршня, (м);  $R$  – радиус распределения поршня, (м);  $z_p$  – количество поршней насоса.

Установлена зависимость между парциальной мощностью двигателя (кВт), передаваемой на насос и средней удельной потерей мощности в насосе из-за объёмных утечек:

$$N_{\text{дн}} = \frac{100 C_{\text{unsr}}}{\eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}}, \quad (3.26)$$

где  $\eta_{\text{м}}$  – механический КПД насоса;  $\eta_{\text{г}}$  – КПД передачи мощности от вала двигателя к валу насоса.

Под парциальной мощностью двигателя, передаваемой на насос предлагается понимать среднее ее значение в течении рабочего цикла экскаватора.

### 3.4 Выводы по главе 3

1. Разработана математическая модель износа пар трения насоса, позволяющая прогнозировать изменение объемного КПД насоса в зависимости от температуры и класса чистоты рабочей жидкости. Исследования показали, что при эксплуатации в условиях Вьетнама скорость изменения объемного КПД насоса высока, когда класс чистоты рабочей жидкости достигает значения, соответствующего 12 и 13 классу по ГОСТ 17216–2001.

2. Для установления влияния технического состояния насоса на потери мощности, предложено понятие «средняя удельная потеря парциальной мощности двигателя, из-за объёмных утечек в насосе в процессе рабочего цикла экскаватора».

3. При изменении класса чистоты рабочей жидкости с 10 на 12, скорость изменения среднего объемного КПД насоса увеличивается в 2,83 раза при  $t_{ж} = 40^{\circ}\text{C}$ ; в 4,26 раза при  $t_{ж} = 50^{\circ}\text{C}$ ; в 6,1 раза при  $t_{ж} = 60^{\circ}\text{C}$ ; в 8,11 раза при  $t_{ж} = 70^{\circ}\text{C}$ ; в 10,15 раза при  $t_{ж} = 80^{\circ}\text{C}$ .

## ГЛАВА 4 РАСЧЕТ И ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ИЗМЕНЕНИЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ КАРЬЕРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

### 4.1 Математическая модель технической производительности экскаватора в зависимости от параметров гидросистемы

Расчет производительности экскаватора был подробно рассмотрен в работах Ржевский В.В., Подэрни Р.Ю., Хорешок А.А., Sobolevskyi R. [104-107].

Теоретическая производительность экскаватора  $W_T$  зависит от объема ковша  $E$  и продолжительности рабочего цикла экскаватора  $t_{ц}$  [105]:

$$W_T = \frac{3600E}{t_{ц}}, (\text{м}^3/\text{час}). \quad (4.1)$$

При расчете технической производительности учитывают полноту наполнения ковша, разрыхление горной массы, продолжительность передвижки и время работы с одной передвижки [105]:

$$W_{\text{тех}} = \frac{3600EK_H}{K_p t_{ц}} \cdot \frac{t_p}{t_p + t_{п}}, (\text{м}^3/\text{час}), \quad (4.2)$$

где  $K_H = (0,8 \div 1,1)$  – коэффициент наполнения ковша грунтом;  $K_p = (1,1 \div 1,5)$  – коэффициент разрыхления грунта;  $t_{п}$  – длительность одной передвижки, (с);  $t_p$  – длительность непрерывной работы экскаватора с одного места установки, (с) [14].

Длительность непрерывной работы экскаватора с одного места установки может быть определены по формуле:

$$t_p = n_{tp} t_{ц}, \quad (4.3)$$

где  $n_{tp}$  – количество циклов непрерывной работы экскаватора с одного места установки.

Тогда выражение для расчета технической производительности можно представить в виде:

$$W_{\text{тех}} = \frac{3600EK_{\text{н}}}{K_{\text{р}}} \cdot \frac{n_{\text{тп}}}{n_{\text{тп}}t_{\text{ц}} + t_{\text{п}}}, (\text{м}^3/\text{час}). \quad (4.4)$$

Как следует из формулы, производительность экскаватора непосредственно зависит от продолжительности цикла и от скорости передвижки.

Продолжительность рабочего цикла гидравлического экскаватора напрямую зависит от технического состояния всех элементов гидросистемы: гидроцилиндров, гидромоторов, управляющей аппаратуры, предохранительных и обратных клапанов. Основное влияние оказывает техническое состояние основных насосов.

При установлении математической модели влияния технического состояния насоса на техническую производительность экскаватора приняты следующие допущения: при эксплуатации отсутствует деформация гидрооборудования стрелы, рукояти и ковша; рабочая жидкость – несжимаемая [85].

Использованы индексы "i" со значениями от 1 до 4 относящиеся к гидроцилиндрам стрелы, рукояти, ковша, гидромоторам поворота платформы, и индексы "j" ( $j=1, 2, 3, 4$ ) – указывающие на операции копания, подъема и поворота, выгрузки, поворота и опускания [85].

В процессе исследования цикл экскаватора был разделён на этапы соответствующие основным выполняемым рабочим операциям.

Средний расход рабочей жидкости, подступившей в  $i$ -й гидроцилиндр при выполнении  $j$ -ой операции ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) можно определить по формуле [85]:

$$Q_{\text{ср}ij} = \frac{\Delta V_{ij}}{\eta_{oij}t_{\text{э}j}}, \quad (4.5)$$

где  $\Delta V_{ij}$  – используемый объем рабочей жидкости  $i$ -ым гидроцилиндром на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора ( $\text{м}^3$ );  $\eta_{oij}$  – объемный КПД  $i$ -го

гидроцилиндра на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора;  $t_{эj}$  – продолжительность  $j$ -го этапа рабочего цикла экскаватора, (с).

Для удобства анализа продолжительность  $j$ -го этапа рабочего цикла  $i$ -го гидроцилиндра разбиты на  $N_{ij}$  интервалов времени ( $i = 1, 2, 3; j = 1, 2, 3, 4$ ). На каждом интервале длина выдвинутого штока или увеличивается или уменьшается или остаётся без изменений, пример представлен на Рисунке 4.1.

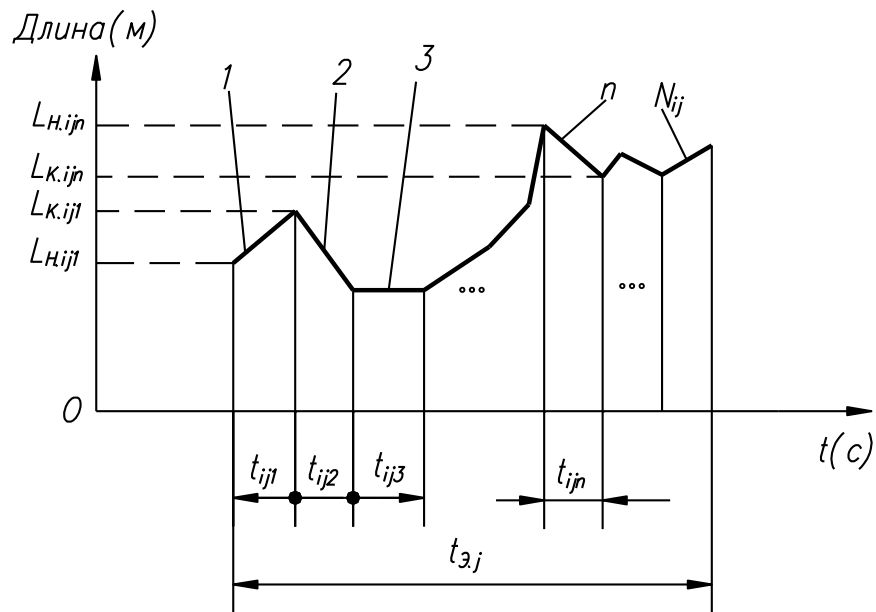


Рисунок 4.1 Изменение длины выдвиги штока  $i$ -го гидроцилиндра на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора

Объем рабочей жидкости в  $i$ -ом гидроцилиндре на  $n$ -ом интервале на  $j$ -ом этапе определяется по формуле:

$$\Delta V_{ijn} = |L_{к.ijn} - L_{н.ijn}| \cdot S_{ijn}, \quad (4.6)$$

где  $L_{н.ijn}$  – длина выдвиги штока  $i$ -го гидроцилиндра в начале  $n$ -го интервала на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора, (м);  $n = 1, \dots, N_{ij}$ ;  $L_{к.ijn}$  – длина выдвиги штока  $i$ -го гидроцилиндра в конце  $n$ -го интервала на  $j$ -ом этапе, (м);  $S_{ijn}$  – площадь поршня или поршня с исключением площади штока в штоковой полости  $i$ -го гидроцилиндра на  $n$ -ом интервале на  $j$ -ом этапе ( $\text{м}^2$ ) определяемая из выражения:

$$S_{ijn} = \begin{cases} \frac{\pi D_i^2}{4}, & L_{H.ijn} \leq L_{K.ijn} \\ \frac{\pi(D_i^2 - d_i^2)}{4}, & L_{H.ijn} > L_{K.ijn} \end{cases}, \quad (4.7)$$

где  $D_i$  – внутренний диаметр  $i$ -го гидроцилиндра, (м);  $d_i$  – диаметр штока  $i$ -го гидроцилиндра, (м).

Тогда средний расход рабочей жидкости поданной в  $i$ -й гидроцилиндр на  $j$ -ом этапе цикла работы экскаватора можно рассчитать по выражению:

$$Q_{ср ij} = \frac{\sum_{n=1}^{N_{ij}} \Delta V_{ijn}}{\eta_{oij} t_{эj}} = \frac{\sum_{n=1}^{N_{ij}} (|L_{K.ijn} - L_{H.ijn}| \cdot S_{ijn})}{\eta_{oij} t_{эj}}, \quad (4.8)$$

где  $i = 1, 2, 3$ ; а  $j = 1, 2, 3, 4$ .

Разделим продолжительность  $j$ -го этапа рабочего цикла экскаватора поворота платформы на  $N_{4j}$  интервалов времени ( $j = 1, 2, 3, 4$ ). На каждом интервале платформа экскаватора поворачивается влево, вправо или не поворачивается.

Средний расход рабочей жидкости, поступившей в гидромотор поворота платформы на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) можно определить по формуле [85]:

$$Q_{ср 4j} = \frac{\Delta V_{4j}}{\eta_{o4j} t_{эj}} = \frac{\sum_{n=1}^{N_{4j}} \Delta V_{4jn}}{\eta_{o4j} t_{эj}} = \frac{u q_{ГМ} \sum_{n=1}^{N_{4j}} \alpha_{пjn}}{360 \eta_{o4j} t_{эj}}, \quad (4.9)$$

где  $\Delta V_{4j} = \sum_{n=1}^{N_{4j}} \Delta V_{ijn}$  – используемый объем рабочей жидкости гидромотора на  $j$ -ом этапе, ( $\text{м}^3$ );  $\Delta V_{4jn} = (\alpha_{пjn} \cdot u \cdot q_{ГМ})/360$  – общий объем рабочей жидкости поданной в гидромотор на  $n$ -ом интервале на  $j$ -ом этапе, ( $\text{м}^3$ );  $\eta_{o4j}$  – объемный КПД гидромотора поворота платформы на  $j$ -ом этапе;  $n = 1, \dots, N_{4j}$ ;  $\alpha_{пjn}$  – угол поворота платформы на  $n$ -ом интервале на  $j$ -ом этапе, (градус);  $u$  – отношение частоты вращения вала гидромотора к частоте вращения поворотной платформы экскаватора (передаточное число от вала гидромотора поворота платформы к валу платформы);  $q_{ГМ}$  – теоретический рабочий расход гидромотора при повороте на один оборот, ( $\text{м}^3/\text{об}$ ).

Тогда средний общий расход рабочей жидкости, подаваемой в гидроцилиндры и гидромоторы на  $j$ -ом этапе определяется из выражения [85]:

$$Q_{\text{госум}j} = \sum_{i=1}^4 z_{\text{го}i} Q_{\text{ср}ij}, \quad (4.10)$$

где  $j = 1, 2, 3, 4$ ;  $z_{\text{го}i}$  – количество  $i$ -х гидроцилиндров и гидромоторов, работающего одновременно.

Из (4.5) получаем выражение продолжительности  $j$ -го этапа рабочего цикла экскаватора:

$$t_{\text{э}j} = \frac{\Delta V_{ij}}{\eta_{\text{о}ij} Q_{\text{ср}ij}}, \quad (4.11)$$

где  $i = 1, 2, 3$ ; а  $j = 1, 2, 3, 4$ .

Из (4.9) получаем выражение продолжительности  $j$ -го этапа рабочего цикла экскаватора:

$$t_{\text{э}j} = \frac{\Delta V_{4j}}{\eta_{\text{о}4j} Q_{\text{ср}4j}}. \quad (4.12)$$

Из (4.11) и (4.12) получаем выражение продолжительности  $j$ -го этапа рабочего цикла экскаватора:

$$t_{\text{э}j} = \frac{\sum_{i=1}^4 z_{\text{го}i} \Delta V_{ij}}{\sum_{i=1}^4 z_{\text{го}i} \eta_{\text{о}ij} Q_{\text{ср}ij}}, \quad (4.13)$$

где  $i = 1, 2, 3, 4$ ;  $j = 1, 2, 3, 4$ ;  $n = 1, \dots, N_{ij}$ ;  $\Delta V_{ij}$  – используемый объем рабочей жидкости  $i$ -ым гидроцилиндром или гидромотором на  $j$ -ом этапе ( $\text{м}^3$ ):

$$\Delta V_{ij} = \begin{cases} \sum_{n=1}^{N_{ij}} (|L_{\text{К.}ijn} - L_{\text{Н.}ijn}| \cdot S_{ijn}), i = 1, 2, 3 \\ \sum_{n=1}^{N_{4j}} (\alpha_{\text{п}jn} \cdot u \cdot q_{\text{ГМ}}) / 360, i = 4 \end{cases} \quad (4.14)$$

Пусть  $\eta_{\text{ог}j}$  – средний объемный КПД гидроцилиндров и гидромоторов поворота платформы на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора, тогда представим (4.13) следующим образом:

$$t_{\text{э}j} = \frac{\sum_{i=1}^4 z_{\text{го}i} \Delta V_{ij}}{\eta_{\text{ог}j} \sum_{i=1}^4 z_{\text{го}i} Q_{\text{ср.}ij}} = \frac{\sum_{i=1}^4 z_{\text{го}i} \Delta V_{ij}}{\eta_{\text{ог}j} Q_{\text{госум}j}}. \quad (4.15)$$

В этом случае средний полезный расход основного насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора ( $\text{м}^3/\text{с}$ ) определяется по формуле:

$$Q_{\text{нср}mj} = Q_{\text{нт}mj} \eta_{\text{ом}j} = \frac{\pi d_{pm}^2 R_m z_{pm} t g \gamma_{mj} n_{\text{нт}mj}}{2} \cdot \eta_{\text{ом}j} \quad (4.16)$$

$$= \xi_m t g \gamma_{mj} n_{\text{нт}mj} \eta_{\text{ом}j} ,$$

где  $Q_{\text{нт}mj}$  – теоретическая подача насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора, ( $\text{м}^3/\text{с}$ );  $\eta_{\text{ом}j}$  – объемный КПД насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора;  $n_{\text{нт}mj}$  – частота вращения вала насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора, ( $\text{об}/\text{с}$ );  $\gamma_{mj}$  – угол наклона упорного диска насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора в зависимости от значения давления насоса  $p_{\text{нт}mj}$  ( $p_{\text{нт}mj}$  – давления насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора);  $d_{pm}$  – диаметр поршня насоса  $m$ , ( $\text{м}$ );  $z_{pm}$  – число поршней насоса  $m$ ;  $R_m$  – радиус распределения поршней насоса  $m$ , ( $\text{м}$ );  $\xi_m$  – структурный параметр насоса  $m$  определяется как:

$$\xi_m = \frac{\pi d_{pm}^2 R_m z_{pm}}{2} . \quad (4.17)$$

Общий средний полезный расход основных насосов на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора определяется по формуле:

$$Q_{\text{нсум}j} = \sum_{m=1}^{z_{\text{н}}} Q_{\text{нср}mj} = \sum_{m=1}^{z_{\text{н}}} \xi_m t g \gamma_{mj} n_{\text{нт}mj} \eta_{\text{ом}j} , \quad (4.18)$$

где  $z_{\text{н}}$  – количество основных насосов экскаватора.

Пусть  $\eta_{\text{огп}j}$  – средний объемный КПД гидроэлементов передачи жидкости от насосов к исполнительным механизмам на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора. Взаимосвязь между общим средним полезным расходом основных насосов и общим средним рабочим расходом гидроцилиндров и гидромоторов поворота платформы на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора определяется по формуле:

$$Q_{\text{госум}j} = \eta_{\text{огп}j} Q_{\text{нсум}j} . \quad (4.19)$$



Из выражений (4.15), (4.18), (4.19) получаем выражение продолжительности  $j$ -го этапа рабочего цикла экскаватора в зависимости от параметров гидросистемы экскаватора:

$$t_{эj} = \frac{\sum_{i=1}^4 Z_{гоi} \Delta V_{ij}}{\eta_{огj} \eta_{огпj} \sum_{m=1}^{Z_H} \xi_m t g \gamma_{mj} n_{нmj} \eta_{омj}}. \quad (4.20)$$

Продолжительность цикла экскаватора в зависимости от параметров его гидросистемы определяются по формуле:

$$t_{ц} = \sum_{j=1}^4 t_{эj} = \sum_{j=1}^4 \frac{\sum_{i=1}^4 Z_{гоi} \Delta V_{ij}}{\eta_{огj} \eta_{огпj} \sum_{m=1}^{Z_H} \xi_m t g \gamma_{mj} n_{нmj} \eta_{омj}}. \quad (4.21)$$

Подставляя уравнение (4.21) в уравнения (4.4) получаем выражение технической производительности экскаватора в зависимости от параметров его гидросистемы:

$$W_{тех} = \frac{3600 E K_H}{K_p} \cdot \frac{n_{tp}}{n_{tp} \sum_{j=1}^4 \frac{\sum_{i=1}^4 Z_{гоi} \Delta V_{ij}}{\eta_{огj} \eta_{огпj} \sum_{m=1}^{Z_H} \xi_m t g \gamma_{mj} n_{нmj} \eta_{омj}} + t_{п}}. \quad (4.22)$$

Данное выражение показывает и характеризуют зависимость между параметрами гидросистемы экскаватора и его производительностью.

#### 4.2. Установление зависимости производительности экскаватора от технического состояния основных насосов

Рассмотрим изменение объемного КПД при постоянных условиях эксплуатации.

Техническая производительность экскаватора в начальный момент времени определяются как:

$$W_{тех.н} = \frac{3600 E K_H}{K_p t_{ц.н}} \cdot \frac{t_{р.н}}{t_{р.н} + t_{п.н}} = \frac{3600 E K_H}{K_p t_{ц.н}} \cdot \frac{1}{1 + a_{пр.н}}, \quad (4.23)$$

где  $t_{п.н}$  – длительность одной передвижки в начальный момент времени, (с);  $t_{р.н}$  – длительность непрерывной работы экскаватора с одного места установки в начальный момент времени в начальный момент времени, (с);  $a_{пр.н}$  – коэффициент отношения длительности одной передвижки к длительности

непрерывной работы экскаватора с одного места установки в начальный момент времени,  $a_{\text{пр.н}} = t_{\text{п.н}}/t_{\text{р.н}}$ .

Из выражений (4.20) зависимость продолжительности  $j$ -го этапа рабочего цикла экскаватора в начальный момент времени от параметров гидросистемы определяется по выражению:

$$t_{\text{э}j.\text{н}} = \frac{\sum_{i=1}^4 z_{\text{го}i} \Delta V_{ij.\text{н}}}{\eta_{\text{ог}j.\text{н}} \eta_{\text{огп}j.\text{н}} \sum_{m=1}^{z_{\text{н}}} \xi_m t_{\text{г}} \gamma_{mj.\text{н}} n_{\text{н}mj.\text{н}} \eta_{\text{ом}j.\text{н}}}, \quad (4.24)$$

где  $\Delta V_{ij.\text{н}}$  – используемый объем рабочей жидкости  $i$ -ым гидроцилиндром или гидромотором на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора в начальный момент времени (для новых насосов), ( $\text{м}^3$ );  $\gamma_{mj.\text{н}}$  – угол наклона упорного диска насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора в начальный момент времени;  $n_{\text{н}mj.\text{н}}$  – частота вращения вала насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора в начальный момент времени, ( $\text{об/с}$ );  $\eta_{\text{ом}j.\text{н}}$  – объемный КПД насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора в начальный момент времени;  $\eta_{\text{ог}j.\text{н}}$  – средний объемный КПД гидроцилиндров и гидромоторов поворота платформы на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора в начальный момент времени;  $\eta_{\text{огп}j.\text{н}}$  – средний объемный КПД гидроэлементов передачи жидкости от насосов к исполнительным механизмам на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора в начальный момент времени.

Пусть  $\eta_{\text{онт}j.\text{р}}$ ,  $t_{\text{ц.р}}$ ,  $t_{\text{э}j.\text{р}}$  – соответственно объемный КПД насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора, продолжительность рабочего цикла экскаватора и продолжительность  $j$ -го этапа рабочего цикла в момент времени расчета (прогнозирования), т.е. расчет этих параметров в другое время, чем начальный момент времени. Предположим, что другие структурные параметры гидросистемы экскаватора и параметры работы насосов не изменятся (кроме объемного КПД насосов). Тогда, можно определить продолжительность  $j$ -го этапа рабочего цикла в момент времени расчета (прогнозирования):

$$t_{\text{э}j.p} = \frac{\sum_{i=1}^4 Z_{\text{Гoi}} \Delta V_{ij.H}}{\eta_{\text{ог}j.H} \eta_{\text{огп}j.H} \sum_{m=1}^{Z_H} \xi_m t g \gamma_{mj.H} n_{\text{нт}mj.H} \eta_{\text{ом}j.H}}, \quad (4.25)$$

Из выражений (4.24) и (4.25) следует:

$$t_{\text{э}j.p} = \frac{\sum_{m=1}^{Z_H} \xi_m t g \gamma_{mj.H} n_{\text{нт}mj.H} \eta_{\text{ом}j.H}}{\sum_{m=1}^{Z_H} \xi_m t g \gamma_{mj.H} n_{\text{нт}mj.H} \eta_{\text{ом}j.H}} t_{\text{э}j.H}. \quad (4.26)$$

Пусть  $K_{tj.H} = t_{\text{э}j.H} / t_{\text{ц.н}}$  – коэффициент отношения продолжительности  $j$ -го этапа рабочего цикла экскаватора к продолжительности рабочего цикла экскаватора в начальный момент времени. Тогда выражение (4.26) имеет вид:

$$t_{\text{э}j.p} = \frac{\sum_{m=1}^{Z_H} \xi_m t g \gamma_{mj.H} n_{\text{нт}mj.H} \eta_{\text{ом}j.H}}{\sum_{m=1}^{Z_H} \xi_m t g \gamma_{mj.H} n_{\text{нт}mj.H} \eta_{\text{ом}j.H}} K_{tj.H} t_{\text{ц.н}}. \quad (4.27)$$

Продолжительность цикла экскаватора в расчетный момент времени при изменении объемного КПД насосов определяется по формуле:

$$\begin{aligned} t_{\text{ц.р}} &= \sum_{j=1}^4 t_{\text{э}j.p} = \\ &= t_{\text{ц.н}} \cdot \sum_{j=1}^4 \frac{K_{tj.H} \sum_{m=1}^{Z_H} \xi_m t g \gamma_{mj.H} n_{\text{нт}mj.H} \eta_{\text{ом}j.H}}{\sum_{m=1}^{Z_H} \xi_m t g \gamma_{mj.H} n_{\text{нт}mj.H} \eta_{\text{ом}j.H}} = t_{\text{ц.н}} \cdot K_{\text{р.р}}. \end{aligned} \quad (4.28)$$

где  $K_{\text{р.р}}$  – коэффициент отношения расчетной продолжительности рабочего цикла экскаватора (значения в момент времени расчета) к начальной при изменении объемного КПД основных насосов, который определяется как:

$$\begin{aligned} K_{\text{р.р}} &= \sum_{j=1}^4 \frac{K_{tj.H} \sum_{m=1}^{Z_H} \xi_m t g \gamma_{mj.H} n_{\text{нт}mj.H} \eta_{\text{ом}j.H}}{\sum_{m=1}^{Z_H} \xi_m t g \gamma_{mj.H} n_{\text{нт}mj.H} \eta_{\text{ом}j.H}} = \\ &= \sum_{j=1}^4 \frac{K_{tj.H} \sum_{m=1}^{Z_H} Q_{\text{нт}mj.H} \eta_{\text{ом}j.H}}{\sum_{m=1}^{Z_H} Q_{\text{нт}mj.H} \eta_{\text{ом}j.H}}, \end{aligned} \quad (4.29)$$

где  $Q_{\text{нт}mj.H}$  – теоретическая подача насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора в начальный момент времени, ( $\text{м}^3/\text{с}$ );  $\eta_{\text{ом}j.H}$  – объемный КПД насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора в начальный момент

времени;  $\eta_{отj.p}$  – объемный КПД насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора в момент времени расчета.

Для оценки влияния технического состояния главных насосов на длительность одной передвижки ( $t_{п}$ ) разобьем длительность одной передвижки экскаватора в начальный момент времени  $t_{п.н}$  на  $N_{п}$  режимов нагрузки и аппроксимируем давление в каждом режиме нагрузки насоса  $m$  с постоянным значением  $p_{нпmk}$  (давление на  $k$ -ом режиме нагрузки насоса  $m$  длительности одной передвижки экскаватора) за интервал времени  $t_{пk}$  – интервал на  $k$ -ом режиме нагрузки длительности одной передвижки экскаватора. Давление при режимах нагрузки насоса  $m$  при передвижке экскаватора показано на Рисунке 4.2.

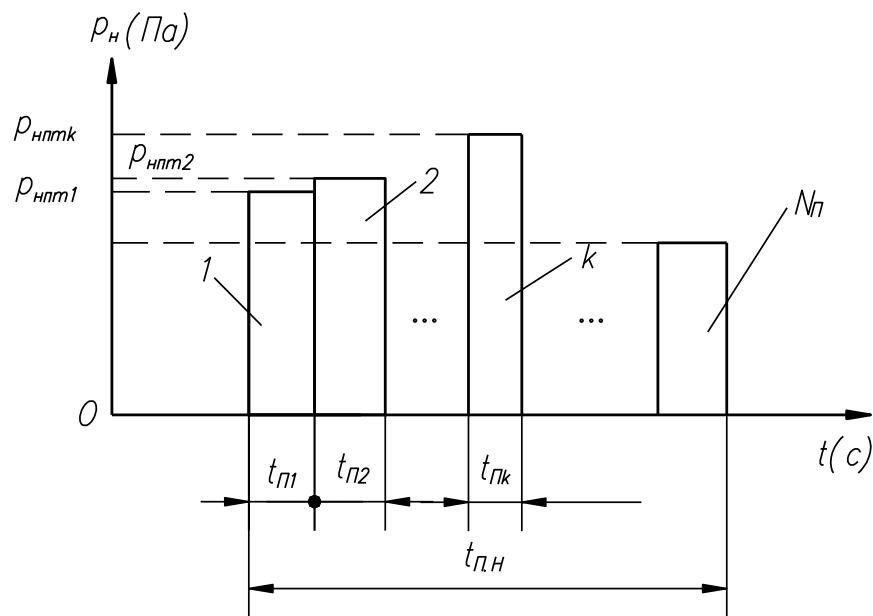


Рисунок 4.2– Режимы давления насоса  $m$  при передвижке экскаватора

Рассматривая режим нагрузки насоса в течение передвижки как этап рабочего цикла экскаватора, и используя уравнение баланса расхода, можно определить длительность одной передвижки экскаватора в расчетный момент времени при прогнозировании:

$$t_{п.p} = t_{п.н} \cdot \sum_{k=1}^{N_{п}} \frac{K_{пk.н} \sum_{m=1}^{Z_{н}} Q_{нтпmk.н} \eta_{опmk.н}}{\sum_{m=1}^{Z_{н}} Q_{нтпmk.н} \eta_{опmk.p}} = t_{п.н} \cdot K_{п.p}, \quad (4.30)$$

где  $K_{п.р}$  – коэффициент отношения расчетной длительности передвижки экскаватора при изменении объемного КПД основных насосов к начальной, который определяется как:

$$K_{п.р} = \sum_{k=1}^{N_{п}} \frac{K_{пк.н} \sum_{m=1}^{Z_{к.н}} Q_{нтпмк.н} \eta_{оптк.н}}{\sum_{m=1}^{Z_{к.н}} Q_{нтпмк.н} \eta_{оптк.р}}, \quad (4.31)$$

здесь  $\eta_{оптк.н}$  – объемный КПД насоса  $m$  на  $k$ -ом режиме нагрузки при передвижке экскаватора в начальный момент времени;  $\eta_{оптк.р}$  – объемный КПД насоса  $m$  на  $k$ -ом режиме нагрузки при передвижке экскаватора в расчетный момент времени;  $Q_{нтпмк.н}$  – теоретическая подача насоса  $m$  на  $k$ -ом режиме нагрузки одной передвижки экскаватора в начальный момент времени, (м<sup>3</sup>/с);  $K_{пк.н} = t_{пк}/t_{п.н}$ ;  $t_{пк}$  – интервал на  $k$ -ом режиме нагрузки при передвижке экскаватора в начальный момент времени, (с).

Исходя из вышесказанного, можно прогнозировать техническую производительность экскаватора в расчетный момент времени:

$$W_{тех.р} = \frac{3600EK_{н}}{K_{р}t_{ц.р}} \cdot \frac{n_{тп}t_{ц.р}}{n_{тп}t_{ц.р} + t_{п.р}} = \frac{3600EK_{н}}{K_{р}t_{ц.н}} \cdot \frac{1}{K_{р.р} + K_{п.р}a_{пр.н}}. \quad (4.32)$$

Из (4.23), (4.32) следуют выражения взаимосвязи между производительностью экскаватора в начальный и расчетный момент времени:

$$W_{тех.р} = \frac{1 + a_{пр.н}}{K_{р.р} + K_{п.р}a_{пр.н}} \cdot W_{тех.н}. \quad (4.33)$$

Выражения (4.29), (4.31), (4.33), показывают, что можно прогнозировать изменение технической производительности экскаватора исходя из прогноза изменения технического состояния основных насосов. На Рисунке 4.3 линия  $W = W_{тех}(t)$ , иллюстрирующая изменение технической производительности экскаватора в зависимости от изменения технического состояния всех основных насосов:  $T_{нр}$  – продолжительность функционирования насоса от начального момента времени до момента времени расчета, (час);  $T$  – интервал между заменами насоса, (час).

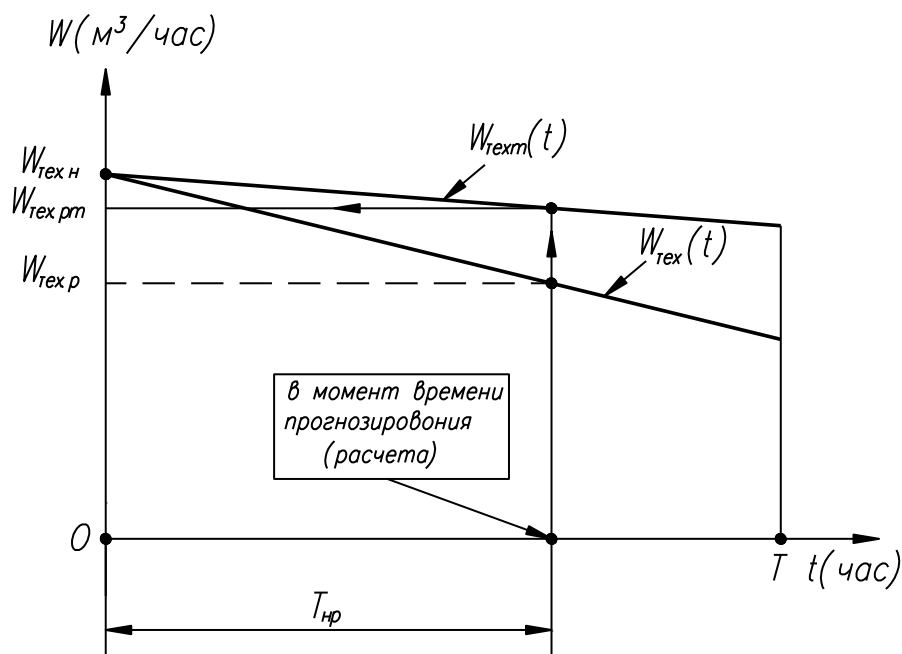


Рисунок 4.3 – Прогнозирование изменения производительности экскаватора

### 4.3 Оценка частичного влияния технического состояния насоса на производительность экскаватора

Для определения наработки между заменами любого насоса с учетом влияния его технического состояния на производительность экскаватора необходимо оценить уровень частичного влияния на производительность снижения его объемного КПД.

При определении частичного влияния изменения объемного КПД насоса  $m$  на производительность экскаватора, считаем, что насос  $m$  меняет объемный КПД, а остальные основные насосы не меняются. Тогда техническая производительность экскаватора в расчетный момент времени при учете только изменения объемного КПД насоса  $m$  определяются по формулам:

$$W_{\text{тех.рм}} = \frac{1 + a_{\text{пр.н}}}{K_{\text{р.рм}} + K_{\text{п.рм}} a_{\text{пр.н}}} \cdot W_{\text{тех.н}}, \quad (4.34)$$

где  $K_{\text{р.рм}}$  – коэффициент отношения продолжительности рабочего цикла экскаватора в расчетный момент времени при изменении объемного КПД основного насоса  $m$  к его начальному значению:

$$\begin{aligned}
K_{p,pm} &= \sum_{j=1}^4 \frac{K_{tj,н} \sum_{m=1}^{Z_H} Q_{нтmj,н} \eta_{омj,н}}{(\sum_{m=1}^{Z_H} Q_{нтmj,н} \eta_{омj,н}) - Q_{нтmj,н} (\eta_{омj,н} - \eta_{омj,р})} = \\
&= \sum_{j=1}^4 \frac{K_{tj,н} \sum_{m=1}^{Z_H} Q_{нтmj,н} \eta_{омj,н}}{(\sum_{m=1}^{Z_H} Q_{нтmj,н} \eta_{омj,н}) - Q_{нтmj,н} v_{nmj} T_{нр}},
\end{aligned} \tag{4.35}$$

здесь  $v_{nmj}$  – скорость изменения объемного КПД насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора, (%/час);  $T_{нр}$  – продолжительность эксплуатации насоса до расчетного времени, (час).

и  $K_{п,pm}$  – коэффициент отношения длительности одной передвижки экскаватора в расчетный момент времени при изменении объемного КПД основного насоса  $m$  к начальному значению:

$$\begin{aligned}
K_{п,pm} &= \sum_{k=1}^{N_{п}} \frac{K_{пk,н} \sum_{m=1}^{Z_H} Q_{нтпmk,н} \eta_{опmk,н}}{(\sum_{m=1}^{Z_H} Q_{нтпmk,н} \eta_{опmk,н}) - Q_{нтпmk,н} (\eta_{опmk,н} - \eta_{опmk,р})} = \\
&= \sum_{k=1}^{N_{п}} \frac{K_{пk,н} \sum_{m=1}^{Z_H} Q_{нтпmk,н} \eta_{опmk,н}}{(\sum_{m=1}^{Z_H} Q_{нтпmk,н} \eta_{опmk,н}) - Q_{нтпmk,н} v_{ппmk} T_{нр}}.
\end{aligned} \tag{4.36}$$

здесь  $v_{ппmk}$  – скорость изменения объемного КПД насоса  $m$  при  $k$ -ой передвижке экскаватора, (%/час).

На Рисунке 4.3 линия  $W = W_{техm}(t)$ , иллюстрирующая парциальное изменение технической производительности экскаватора в зависимости от изменения состояния насоса  $m$ .

Для оценки влияния изменения объемного КПД насоса на производительность экскаватора используется следующий коэффициент влияния [69] – коэффициент соответствия производительности экскаватора объемному КПД основного насоса:

$$R_s = \frac{\frac{W_n - W_k}{W_n}}{\frac{\eta_{о.н} - \eta_{о.к}}{\eta_{о.н}}} = \frac{\eta_{о.н} v_w}{W_n v_n}, \tag{4.37}$$

где  $W_n$  – начальное значение производительности экскаватора, (м<sup>3</sup>/час);  $W_k$  – конечное значение производительности экскаватора, (м<sup>3</sup>/час);  $\eta_{о.н}$  – начальное

значение объемного КПД насоса, (%);  $\eta_{o.k}$  – конечное значение объемного КПД насоса, (%);  $v_n$  – скорость изменения объемного КПД насоса, (%/час);  $v_w$  – скорость изменения производительности экскаватора, ((м<sup>3</sup>/час)/час).

Тогда коэффициент парциального соответствия производительности экскаватора объемному КПД основного насоса  $m$  имеет в виде:

$$R_{sm} = \frac{\frac{W_{\text{тех.н}} - W_{\text{тех.рm}}}{W_{\text{тех.н}}}}{\frac{\eta_{o.nm} - \eta_{o.pm}}{\eta_{o.nm}}} = \frac{\eta_{o.nm}}{v_{nm} T_{\text{нр}}} \cdot \frac{W_{\text{тех.н}} - W_{\text{тех.рm}}}{W_{\text{тех.н}}}, \quad (4.38)$$

где  $\eta_{o.nm}$  – начальное значение среднего объемного КПД насоса  $m$ ;  $\eta_{o.pm}$  – средний объемный КПД насоса  $m$  в расчетный момент времени;  $v_{nm}$  – скорость изменения среднего объемного КПД насоса  $m$ .

Подставив (4.34) в (4.38), получим коэффициент парциального соответствия технической производительности экскаватора объемному КПД основного насоса  $m$ :

$$R_{sm} = \frac{\eta_{o.nm}}{v_{nm} T_{\text{нр}}} \left( 1 - \frac{1 + a_{\text{пр.н}}}{K_{\text{р.рm}} + K_{\text{п.рm}} a_{\text{пр.н}}} \right). \quad (4.39)$$

Скорость парциального изменения технической производительности экскаватора ((м<sup>3</sup>/час)/час), вызванная уменьшением объемного КПД насоса  $m$  определяется по формуле:

$$v_{w\text{тех}m} = \frac{W_{\text{тех.н}} v_{nm} R_{sm}}{\eta_{o.nm}}. \quad (4.40)$$

Кроме того скорость изменения технической производительности экскаватора, вызванная изменением объемного КПД всех основных насосов можно определить по формуле:

$$v_{w\text{техсум}} = \sum_{m=1}^{z_{\text{н}}} v_{w\text{тех}m} = W_{\text{тех.н}} \cdot \sum_{m=1}^{z_{\text{н}}} \frac{v_{nm} R_{sm}}{\eta_{o.nm}}. \quad (4.41)$$

Коэффициент парциального соответствия, определенный по формуле (4.39) и скорость парциального изменения производительности, определенная по формулам (4.40), характеризуют парциальное влияние изменения технического состояния каждого насоса на производительность экскаватора.



Скорость изменения производительности, определенная по формулам (4.41) характеризуют влияние изменения технического состояния всех основных насосов на производительность экскаватора.

#### **4.4 Результаты расчета и моделирования влияния технического состояния насосов на производительность карьерного гидравлического экскаватора**

Наблюдение за работой карьерного гидравлического экскаватора Komatsu PC2000-8 проводилось на разрезе Ха Ту, Куанг Нинь, Вьетнам. Параметры, которые были определены в момент времени наблюдения за работой экскаватора: продолжительность рабочих операций и цикла экскаватора представлены в Таблице 3.4; рабочая жидкость Shell Tellus-SV2-46; температура рабочей жидкости  $t_{ж} = 60^{\circ}\text{C}$ ; класс чистоты жидкостей по ГОСТ 17216-2001: 12 (КЧЖ 12); коэффициент наполнения ковша грунтом  $K_n = 1$ ; продолжительность функционирования насоса от начального момента до момента расчета  $T_{нр}=6500$  (час); коэффициент наполнения ковша грунтом  $K_n=1$ ; коэффициент разрыхления грунта  $K_p=1,25$ ; коэффициент отношения длительности одной передвижки к длительности непрерывной работы экскаватора с одного места установки  $a_{пр.н} = t_{п.н}/t_{р.н}=0,05$ .

Продолжительность рабочих операций и цикла в целом представлена в Таблице 3.4.

Результаты расчета необходимой величины подачи рабочей жидкости представлены в Таблице 4.1 и на Рисунке 4.4.

Средний расход насосов в процессе выполнения рабочей операции зависит от величины выдвижки 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 операции «подъема и поворота» и «подъема и опускания» из-за небольшой нагрузки, давление в

Таблица 4.1.

Средний расход и величина подачи в гидроцилиндры и гидромоторы

Гидрооборудование		Средний расход и величина подачи $10^{-6}$ (м <sup>3</sup> /с)			
		Рабочие операции			
		Копание	Подъем и поворот	Выгрузка	Поворот и опускание
Гидроцилиндр	Стрелы	305	1381	392	853
	Рукояти	445	150	243	119
	Ковша	1088	315	1699	33
Гидромотор поворота платформы		0	10225	3920	13509
Гидроцилиндры и гидромоторы поворота платформы		1839	2071	6255	14515
Основные насосы		1935	12706	6584	15279

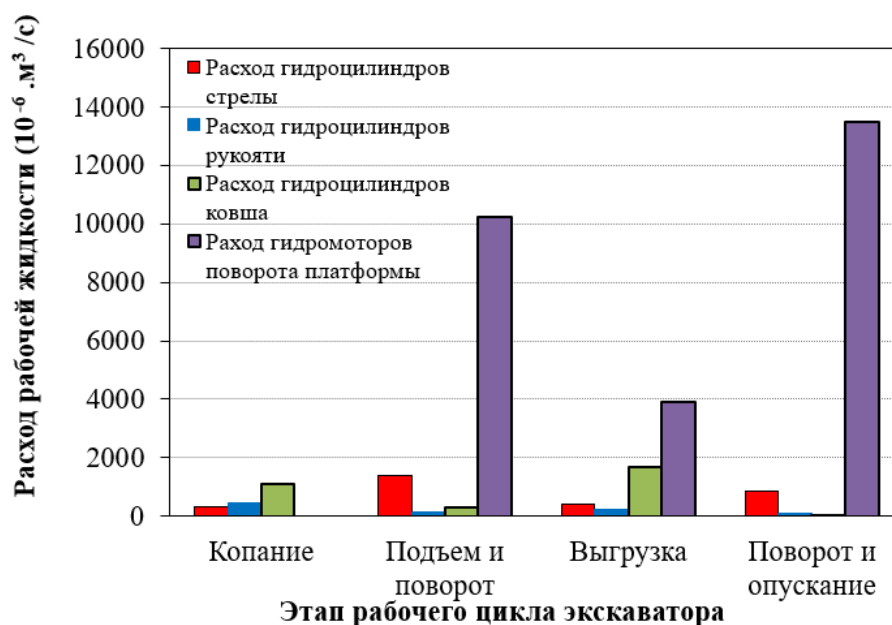


Рисунок 4.4 – Средний расход рабочей жидкости при выполнении рабочих операций

гидросистеме невелико, система управления основными насосами контролирует угол их наклонного диска, чтобы увеличить расход насосов,

таким образом сократив продолжительность работы [85].

Затраты энергии зависят от величины расхода, возникающего в гидросистеме давления и продолжительности выполнения рабочих операций. Наибольшие затраты энергии возникает при выполнении операции копания, при которой значение расхода 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 в следствии 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 и принятие решения или сроках следующие более подробной диагностики или о его замене. 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  $t_\phi$  [85]:

$$K_{упо} = \frac{t_n}{t_\phi}. \quad (4.42)$$

Предлагается при достижении данным показателем значения менее 0,85 увеличивать частоту диагностирования технического состояния насоса, а в начале эксплуатации рассчитывать наработку между заменами исходя из величины ущерба из-за потери производительности, перерасхода энергии и стоимости замены насоса [85].

Результаты расчета и моделирование с помощью программы Matlab представлены в таблицах 4.2–4.6 и рисунках 4.5 и 4.6.

Таблица 4.2

Продолжительность рабочих операций и цикла экскаватора Komatsu PC2000-8 в начальный момент времени

Продолжительность (с)				
Рабочие операции				Цикл
Копание	Подъем и поворот	Выгрузка	Поворот и опускание	
8,7	8,3	3,9	7,9	28,8

Таблица 4.3

Теоретическая подача насосов на этапах работы экскаватора в начальный момент времени,  $10^{-3}$  (м<sup>3</sup>/с)

Насос	Этапы цикла работы экскаватора				Этапы длительность одной передвижки	
	копание	подъем и поворот	выгрузка	поворот и опускание	режим нагрузки 1	режим нагрузки 2
P1-F, P1-G	3,575	7,225	8,489	9,786	5,176	-
P2-F, P2-G	2,981	6,024	7,078	8,159	4,315	-

Таблица 4.4

Скорость изменения КПД насоса на каждом этапе цикла работы и каждом этапы длительность одной передвижки экскаватора  $10^{-3}$ (%/час)

Насос	Этапы цикла работы экскаватора				Этапы длительность одной передвижки	
	копание	подъем и поворот	выгрузка	поворот и опускание	режим нагрузки 1	режим нагрузки 2
P1-F, P1-G	1,2513	0,3431	0,2267	0,1443	0,6790	-
P2-F, P2-G	1,4971	0,4079	0,2682	0,1694	0,8108	-

Таблица 4.5

## Результаты расчета параметров экскаватора Komatsu PC2000-8

Величина	Насос	Значение
Коэффициент парциального соответствия производительности экскаватора объемному КПД основного насоса $m, R_{sm}$	P1-F, P1-G	0,2532
	P2-F, P2-G	0,2108
Начальное значение технической производительности экскаватора, $W_{тех.н}, (м^3/ч)$	-	1143

Таблица 4.6

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 - $\epsilon$ (%)					
	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

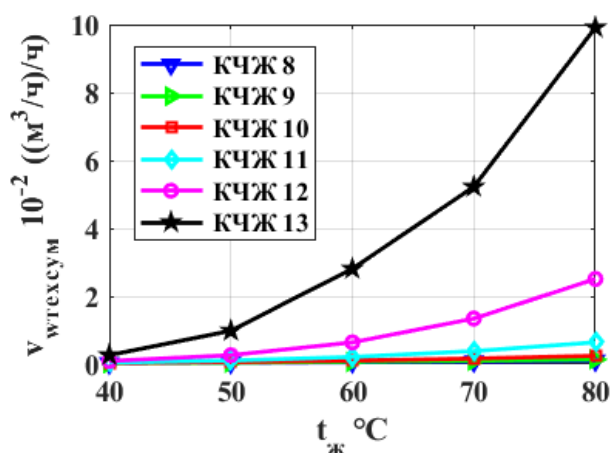


Рисунок 4.5 – Скорость изменения технической производительности экскаватора в зависимости от температуры и класса чистоты рабочей жидкости

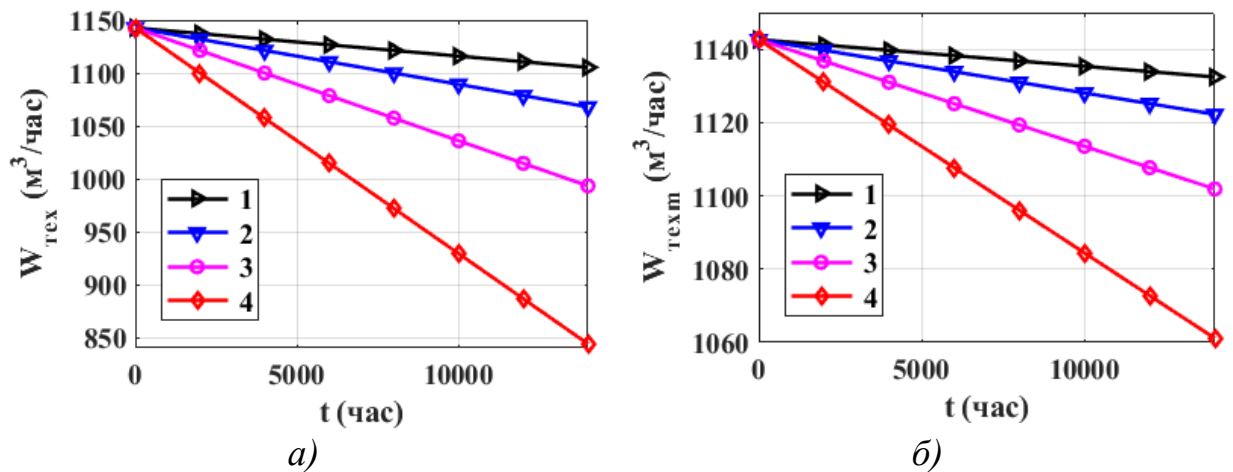


Рисунок 4.6 – Зависимость технической производительности от скорости изменения объемного КПД всех (а) и одного (б) насосов  
 1 –  $v_n=0,25 \cdot 10^{-3}$  (%/час); 2 –  $v_n=0,5 \cdot 10^{-3}$  (%/час); 3 –  $v_n=1 \cdot 10^{-3}$  (%/час); 4 –  $v_n=4 \cdot 10^{-3}$  (%/час)

Из результатов показаны на Рисунке 4.5 и в Таблице 4.6 можно сделать следующие выводы:

- при температуре рабочей жидкости увеличивается с  $40^\circ\text{C}$  до  $80^\circ\text{C}$ , скорость изменения технической производительности экскаватора увеличивается в 4,27 раза при уровне 8 класса чистоты рабочей жидкости (при КЧЖ 8); в 5,22 раза при КЧЖ 9; в 7,49 раза при КЧЖ 10; в 13,47 раза при КЧЖ 11; в 27,1 раза при КЧЖ 12; в 37,4 раза при КЧЖ 13;

- сравнивая скорость изменения среднего объемного КПД насоса при уровне чистоты рабочей жидкости 11 и 10, видим: скорость изменения технической производительности экскаватора увеличивается в 1,45 раза при температуре рабочей жидкости  $t_{\text{ж}} = 40^\circ\text{C}$ ; в 1,71 раза при  $t_{\text{ж}} = 50^\circ\text{C}$ ; в 2,02 раза при  $t_{\text{ж}} = 60^\circ\text{C}$ ; в 2,32 раза при  $t_{\text{ж}} = 70^\circ\text{C}$ ; в 2,6 раза при  $t_{\text{ж}} = 80^\circ\text{C}$ ;

- когда класс чистоты рабочей жидкости изменяется с уровня 10 на 12, скорость изменения технической производительности экскаватора увеличивается в 2,82 раза при  $t_{\text{ж}} = 40^\circ\text{C}$ ; в 4,27 раза при  $t_{\text{ж}} = 50^\circ\text{C}$ ; в 6,1 раза при  $t_{\text{ж}} = 60^\circ\text{C}$ ; в 8,13 раза при  $t_{\text{ж}} = 70^\circ\text{C}$ ; в 10,17 раза при  $t_{\text{ж}} = 80^\circ\text{C}$ ;

- когда класс чистоты рабочей жидкости изменяется с уровня 10 на 13, скорость изменения технической производительности экскаватора

увеличивается в 8,06 раза при  $t_{ж} = 40^{\circ}\text{C}$ ; в 15,82 раза при  $t_{ж} = 50^{\circ}\text{C}$ ; в 26,76 раза при  $t_{ж} = 60^{\circ}\text{C}$ ; в 31,6 раза при  $t_{ж} = 70^{\circ}\text{C}$ ; в 40,18 раза при  $t_{ж} = 80^{\circ}\text{C}$ .

#### **4.5 Выводы по главе 4**

1. Разработана математическая модель производительности экскаватора в зависимости от параметров гидросистемы.

2. Предложен метод наблюдения за работой и прогнозирования изменения производительности экскаватора в зависимости от технического состояния основных насосов.

3. Изменение объемного КПД в процессе эксплуатации в первую очередь зависит от класса чистоты рабочей жидкости, ее температуры и вязкости.

4. Разработан метод определения коэффициента соответствия производительности экскаватора объемному КПД основного насоса.

## **ГЛАВА 5 РАЗРАБОТКА МЕТОДИКИ РАСЧЕТА ОПТИМАЛЬНОЙ НАРАБОТКИ МЕЖДУ ЗАМЕНАМИ НАСОСОВ КАРЬЕРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА**

### **5.1 Установление оптимальной наработки между заменами насосов карьерного гидравлического экскаватора**

#### **5.1.1 Последовательность установления наработки между заменами насосов с изменяющимся объемным КПД**

Для определения оптимального ресурса насоса зависящего от снижения его объемного КПД вычисляем значение  $T$ , при котором целевая функция достигает минимального значения. Решив уравнение производной целевой функции по  $T$ , приравненной к нулю, получаем оптимальное значение наработки до замены. Подставив полученное значение  $T$  в выражение изменения объемного КПД, получаем значения предельного состояния - значение объемного КПД насоса, при котором целесообразна его замена.

Величины оптимального предельного состояния насоса определяется из выражения:

$$\eta_{o.ps} = \eta_{o.n} - v_n T, \quad (5.1)$$

где  $\eta_{o.ps}$  – значение предельного состояния объемного КПД насоса;  $\eta_{o.n}$  – начальная величина объемного КПД насоса экскаватора;  $v_n$  – скорость изменения объемного КПД насоса, (%/час).

#### **5.1.2 Установление наработки между заменами насоса для минимизации потерь объема добытого полезного ископаемого - минимизация потерь производительности**

При интервале между заменами насоса  $T$  больше продолжительности функционирования насоса без влияния изменения объемного КПД на производительность экскаватора  $T_b$  ( $T > T_b$ ) снижение объемного КПД насоса



снижает производительность экскаватора. Поэтому определение оптимальной наработки до замены насос снижает потери производительности.

Функция затрат средств на единицу продолжительности эксплуатации экскаватора представлена формулой (2.28). Взяв производную этой функции, приравниваем её к нулю и решаем полученное уравнение, чтобы получить выражения определения оптимальной наработки до замены насоса:

$$T_s = \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot \frac{C_{zn} - D_{zt.n}B}{C_{upv}} + T_b^2}, \quad (5.2)$$

где  $\eta_{o.n}$  – начальное значение объемного КПД насоса экскаватора, (%);  $v_n$  – скорость изменения среднего объемного КПД насоса, (%/час);  $R_s$  – коэффициент соответствия производительности экскаватора объемному КПД насоса;  $C_{zn}$  – стоимость замены насоса, (донг(руб.));  $D_{zt.n}$  – начальное значение затраты парциального топлива двигателя, (донг(руб.)/час);  $C_{upv}$  – ущерб за единицу потери рабочего времени экскаватора, (донг(руб.)/час);  $T_b$  – продолжительность функционирования насоса без влияния изменения объемного КПД на производительность экскаватора, (час);  $B$  – определяется по выражению (2.24).

Значение предельного состояния объемного КПД насоса можно определить по формуле:

$$\eta_{o.ps_s} = \eta_{o.n} - v_n \cdot \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot \frac{C_{zn} - D_{zt.n}B}{C_{upv}} + T_b^2}. \quad (5.3)$$

Подставляя выражения (2.15) и (2.24) в уравнения (5.2) и (5.3), получаем выражение для определения оптимальной наработки между заменами насоса и значение предельного состояния объемного КПД насоса:

$$T_s = \frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \sqrt{\frac{2}{R_s} \cdot \left\{ \frac{v_n}{\eta_{o.n}} \cdot \frac{C_{zn}}{C_{upv}} - [K_{rm} - \ln(1 + K_{rm})] \cdot \frac{D_{zt.n}}{C_{upv}} \right\} + \frac{K_{rm}^2}{(1 + K_{rm})^2}}. \quad (5.4)$$

$$\eta_{o.ps_s} = \eta_{o.n} - \eta_{o.n} \cdot$$

$$\cdot \sqrt{\frac{2}{R_s} \cdot \left\{ \frac{v_n}{\eta_{o.n}} \cdot \frac{C_{zn}}{C_{upv}} - [K_{rm} - \ln(1 + K_{rm})] \cdot \frac{D_{zt.n}}{C_{upv}} \right\} + \frac{K_{rm}^2}{(1 + K_{rm})^2}}. \quad (5.5)$$

где  $K_{rm}$  – коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос.

Функция затрат на единицу произведенной экскаватором продукции представлена формулой (2.30). Взяв производную этой функции, приравниваем её к нулю и решаем полученное уравнение, чтобы получить выражение для определения оптимальной наработки до замены насоса:

$$T_{sv} = \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot D + (D + T_b)^2} - D, \quad (5.6)$$

где

$$D = \frac{C_{zn} - D_{zt.n}B}{C_{upv} + D_{zc} + D_{zt.n}A'}$$

где  $A$  – определяется из выражения (2.23).

Значение предельного состояния объемного КПД насоса можно определить по формуле:

$$\eta_{o.ps_s} = \eta_{o.n} - v_n \cdot \left[ \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot D + (D + T_b)^2} - D \right]. \quad (5.7)$$

Подставляя выражения (2.15), (2.23) и (2.24) в уравнения (5.6) и (5.7), получаем выражения для определения оптимальной наработки до замены насоса и значение предельного состояния его объемного КПД:

$$T_{sv} = \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot E + \left( E + \frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \frac{K_{rm}}{1 + K_{rm}} \right)^2} - E; \quad (5.8)$$

$$\eta_{o.ps_s} = \eta_{o.n} - v_n \cdot \left[ \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot E + \left( E + \frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \frac{K_{rm}}{1 + K_{rm}} \right)^2} - E \right], \quad (5.9)$$

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  $D_{zc}$  – средние необходимые затраты на эксплуатацию насоса экскаватора в единицу времени, (донг(руб.)/час).

Функция затрат времени функционирования насоса на единицу продолжительности эксплуатации экскаватора представлена формулой (2.31). Взяв производную этой функции, приравняем её к нулю и решаем полученное уравнение, чтобы получить выражения определения оптимальной наработки до замены насоса [14]:

$$T_t = \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot t_{zn} + T_b^2}, \quad (5.10)$$

где  $t_{zn}$  – необходимое время для замены насоса, (час).

Значение предельного состояния объемного КПД насоса можно определить по формуле [14]:

$$\eta_{o.ps_t} = \eta_{o.n} - v_n \cdot \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot t_{zn} + T_b^2}. \quad (5.11)$$

Подставляя выражения (2.15) в уравнения (5.10) и (5.11), получаем выражения для определения оптимальной наработки до замены насоса и значение предельного состояния его объемного КПД:

$$T_t = \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot t_{zn} + \left(\frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \frac{K_{rm}}{1 + K_{rm}}\right)^2}; \quad (5.12)$$

$$\eta_{o.ps_t} = \eta_{o.n} - v_n \cdot \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot t_{zn} + \left(\frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \frac{K_{rm}}{1 + K_{rm}}\right)^2}. \quad (5.13)$$

Функция затрат времени функционирования насоса на единицу продолжительности эксплуатации экскаватора представлена формулой (2.32). Взяв производную этой функции, приравняем её к нулю и решаем

полученное уравнение, чтобы получить выражения определения оптимальной наработки до замены насоса [14]:

$$T_{tv} = \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot \frac{t_{zn}}{D_{ztt} + 1} + \left(T_b + \frac{t_{zn}}{D_{ztt} + 1}\right)^2} - \frac{t_{zn}}{D_{ztt} + 1}, \quad (5.14)$$

где  $D_{ztt}$  – средние необходимые затраты времени на эксплуатацию насоса экскаватора в единицу времени, (час/час).

Значение предельного состояния объемного КПД насоса определится по формуле [14]:

$$\eta_{o.ps_tv} = \eta_{o.n} - v_n \cdot \left[ \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot \frac{t_{zn}}{D_{ztt} + 1} + \left(T_b + \frac{t_{zn}}{D_{ztt} + 1}\right)^2} - \frac{t_{zn}}{D_{ztt} + 1} \right]. \quad (5.15)$$

Подставляя выражения (2.15) в уравнения (5.14) и (5.15), получаем выражения для определения оптимальной наработки до замены насоса и значение предельного состояния его объемного КПД:

$$T_{tv} = \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot \frac{t_{zn}}{D_{ztt} + 1} + \left(\frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \frac{K_{rm}}{1 + K_{rm}} + \frac{t_{zn}}{D_{ztt} + 1}\right)^2} - \frac{t_{zn}}{D_{ztt} + 1}; \quad (5.16)$$

$$\eta_{o.ps_tv} = \eta_{o.n} - v_n \cdot \left[ \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}}{R_s v_n} \cdot \frac{t_{zn}}{D_{ztt} + 1} + \left(\frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \frac{K_{rm}}{1 + K_{rm}} + \frac{t_{zn}}{D_{ztt} + 1}\right)^2} - \frac{t_{zn}}{D_{ztt} + 1} \right]. \quad (5.17)$$

### 5.1.3 Установление наработки между заменами насоса для минимизации расхода топлива

Как показано выше, если резерв мощности двигателя, передаваемой на насос велик, то потеря производительности насоса из-за изменения параметра насоса будет иметь компенсирующую величину мощности, чтобы не влиять на производительность экскаватора. Тогда изменение объемного КПД насоса

влияет только на перерасход топлива двигателя (при  $T \leq T_b$ ). Своевременная замена насоса уменьшит перерасход топлива.

Функция затрат средств на единицу продолжительности эксплуатации экскаватора представлена формулой (2.38), производная целевой функции имеет вид:

$$\Phi'_{sb} = \frac{D_{zt.n}\eta_{o.n}}{T(\eta_{o.n} - v_n T)} + \frac{D_{zt.n}\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \frac{\ln\left(1 - \frac{v_n T}{\eta_{o.n}}\right)}{T^2} - \frac{C_{zn}}{T^2}. \quad (5.18)$$

Невозможно получить выражение значения оптимального интервала замены насоса решением уравнения с нулевой производной  $\Phi'_{sb} = 0$ . Получим оптимальное значение интервала замены насоса можно только методом численного эксперимента. То есть в каждом конкретном условии эксплуатации насоса определение интервала между заменами насоса, при котором затраты средств достигает минимального значения.

Однако выражение для оптимального интервала замены насоса можно аппроксимировать разложением Тейлора логарифмического члена в целевых функциях затрат средств (2.38) и (2.39):

$$\ln\left(1 - \frac{v_n T}{\eta_{o.n}}\right) \approx -\frac{v_n}{\eta_{o.n}} \cdot T - \frac{v_n^2}{\eta_{o.n}^2} \cdot \frac{T^2}{2} - \frac{v_n^3}{\eta_{o.n}^3} \cdot \frac{T^3}{3}. \quad (5.19)$$

Тогда функции затрат средств функционирования насоса на единицу продолжительности и затрат средств функционирования насоса на единицу произведенной продукции экскаватора между заменами насоса можно аппроксимировать по следующим формулам:

$$\Phi_{sb} \approx D_{zc} + D_{zt.n} \cdot \left[ \frac{v_n}{\eta_{o.n}} \cdot \frac{T}{2} + \frac{v_n^2}{\eta_{o.n}^2} \cdot \frac{T^2}{3} \right] + \frac{C_{zn}}{T} \quad (5.20)$$

и

$$\Phi_{svb} \approx \frac{D_{zc}}{W_n} + \frac{D_{zt.n}}{W_n} \cdot \left[ \frac{v_n}{\eta_{o.n}} \cdot \frac{T}{2} + \frac{v_n^2}{\eta_{o.n}^2} \cdot \frac{T^2}{3} \right] + \frac{C_{zn}}{TW_n}. \quad (5.21)$$

Взяв производную от целевой функции (5.20), приравниваем её к нулю, решаем полученное уравнение и проверяем его сходимости, чтобы получить выражения определения оптимальной наработки до замены насоса [80]:

$$T_{sb} \approx \frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \left[ \frac{1}{2} \cos \left( \frac{\arccos(F)}{3} \right) - \frac{1}{4} \right], \quad (5.22)$$

где

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

где  $\eta_{o.n}$  – начальное значение объемного КПД насоса экскаватора, (%);  $v_n$  – скорость изменения среднего объемного КПД насоса, (%/час);  $D_{zt.n}$  – начальное значение затраты парциального топлива двигателя, (донг(руб.)/час);  $C_{zn}$  – стоимость замены насоса, (донг(руб.)).

Значение предельного состояния объемного КПД насоса определится по формуле:

$$\eta_{o.ps\_sb} \approx \eta_{o.n} - \eta_{o.n} \cdot \left[ \frac{1}{2} \cos \left( \frac{\arccos(F)}{3} \right) - \frac{1}{4} \right]. \quad (5.23)$$

Значение оптимальной наработки до замены и предельного состояния насоса для минимизации затрат средств на единицу произведенной продукции экскаватора аналогичны выражениям (5.22) и (5.23).

В случае принятия квадратичной аппроксимации логарифмического члена в целевых функциях затрат средств, т. е. в формуле (5.19), если:

$$\ln \left( 1 - \frac{v_n T}{\eta_{o.n}} \right) \approx - \frac{v_n}{\eta_{o.n}} \cdot T - \frac{v_n^2}{\eta_{o.n}^2} \cdot \frac{T^2}{2}, \quad (5.24)$$

то получаем оптимальную наработку замены насоса и его предельное состояние как [80]:

$$T_{sb2} \approx \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}C_{zn}}{v_n D_{zt.n}}}; \quad (5.25)$$

$$\eta_{o.ps\_sb2} \approx \eta_{o.n} - \eta_{o.n} \cdot \sqrt{\frac{2\eta_{o.n}C_{zn}}{v_n D_{zt.n}}} \quad (5.26)$$

Использование формул (5.22), (5.23) для расчета оптимальной наработки замены и предельного состояния насоса позволит добиться более высокой точности, чем использование формул (5.25) и (5.26).

### 5.1.4 Обоснование выбора целесообразного варианта замены насоса до или после момента времени $T_b$

Как было установлено выше, оптимальный интервал между заменами основного насоса  $T$  определяется на основе определения целевой функции удельных затрат. Однако установление целевой функции удельных затрат основан на сравнении интервала между заменами насоса  $T$  и значения продолжительности функционирования насоса без влияния изменения объемного КПД на производительность экскаватора  $T_b$  ( $T > T_b$  или  $T \leq T_b$ ). Но первоначально значение  $T$  не было определено, поэтому необходимо выбирать целесообразный вариант, при котором замена насоса будет до или после момента времени  $T_b$ , прежде чем выбирать целевую функцию для определения наработки замены насоса. Следовательно, необходимо обоснование выбора целесообразного варианта замены насос для расчета оптимальной наработки замены и предельного состояния насоса.

Выбор целесообразного варианта замены насоса до или после момента времени  $T_b$  основан на сравнении общих затрат средств функционирования насоса до момента времени  $T_b$  из-за уменьшения его объемного КПД со стоимостью замены насоса.

Площадь сечения  $A'B'H'$  ( $S_{A'B'H'}$ ) (на рисунках 2.3 и 2.7) представляет собой дополнительный общий парциальный объем топлива двигателя до момента времени  $T_b$  из-за уменьшения объемного КПД насоса ( $\lambda$ ), который определяется по формуле:

$$\begin{aligned} \Delta E_{dT_b} = S_{A'B'H'} &= \int_0^{T_b} (G_{dn}(t) - G_{dn.n}) dt = \\ &= G_{dn.n} \cdot \left[ -T_b - \frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \ln \left( 1 - \frac{v_n T_b}{\eta_{o.n}} \right) \right] = \\ &= G_{dn.n} \cdot \frac{\eta_{o.n}}{v_n} \cdot \left[ \ln(1 + K_{rm}) - \frac{K_{rm}}{1 + K_{rm}} \right]. \end{aligned} \quad (5.27)$$

Общие затраты средств функционирования насоса из-за уменьшения объемного КПД насоса до момента времени  $T_b$  (донг(руб.)) можно определить по выражению:

$$C_{zcT_b} = D_{zc}T_b + \Delta E_{dT_b}D_t, \quad (5.28)$$

где  $D_t$  – цена топлива, (донг(руб.)/л).

**Первый вариант:** Общие затраты средств функционирования насоса до момента времени  $T_b$  меньше стоимости замены насоса:  $C_{zcT_b} < C_{zn}$ .

В этом случае необходимо заменить насос после момента времени  $T_b$ , чтобы полностью устанавливаться его ресурс, т. е.  $T > T_b$ . Тогда установление оптимальной наработки замены и предельного состояния насоса при изменении объемного КПД, влияющем на производительность экскаватора будет выполнено, как описано в разделе 5.1.2.

**Второй вариант:** Общие затраты средств функционирования насоса до момента времени  $T_b$  больше или равно стоимости замены насоса:  $C_{zcT_b} \geq C_{zn}$ .

В этом случае затраты средств функционирования насоса до момента времени  $T_b$  из-за уменьшения его объемного КПД превысили стоимость его замены, поэтому необходимо заменить насос раньше момента времени  $T_b$ , чтобы снизить затрат средств его функционирования, т.е.  $T \leq T_b$ . Тогда установление оптимальной наработки замены и предельного состояния насоса при изменении объемного КПД без влияния на производительность экскаватора будет выполнено, как описано в разделе 5.1.3.

После использования математической модели для расчета оптимальной наработки замены насоса необходимо проверить правильности выбора осуществимого варианта замены насоса до или после момента времени  $T_b$ , который был определен изначально.



## 5.2 Определение необходимых параметров для расчета наработки между заменами насоса

### 5.2.1 Определение скорости изменения объемного КПД насоса

*а) Определение скорости изменения объемного КПД насоса методом наблюдения за рабочими операциями*

При эксплуатации гидравлического экскаватора нагрузка, действующая на элементы гидросистемы различна в течении рабочего цикла экскаватора, поэтому также изменяются давление и расход в насосе. С изменением давления меняется объем утечек и соответственно величина объемный КПД насоса. Рабочий цикл экскаватора делится на 4 этапа: копание; одновременные подъем и поворот; выгрузка; одновременные поворот и опускание, требующие различной величины подачи насосов и создающие различное давление в гидросистеме.

При движении экскаватора давление, возникающее в насосе, будет меняться в зависимости от уклона местности и препятствия. Разобьем длительность одной передвигки экскаватора  $t_{п}$  на  $N_{п}$  режимов нагрузки и аппроксимировать давление в каждом режиме нагрузки насоса постоянным значением за интервал времени  $t_{пk}$ .

Определение объемного КПД насоса и скорости его изменения производятся на каждом этапе рабочего цикла экскаватора и в каждом режиме нагрузки при его передвигке.

Объемный КПД насоса и скорость его изменение для расчета наработки между заменами рассчитываются по среднему значению за рабочий цикл экскаватора.

Средний объемный КПД насоса в цикле работы экскаватора определяется по выражению (3.17).

Скорость изменения объемного КПД насоса на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора можно определить по формуле:

$$v_{nj} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\eta_{oj,i} - \eta_{oj,i+1}}{T_{zi,i+1}}}{n - 1}, \quad (5.29)$$

где:

$\eta_{oj,i}$  – значение объемного КПД насоса на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора при  $i$ -ом замере, (%);

$T_{zi,i+1}$  – количество часов работы между замерами, (час);

$i$  – порядковый номер замера;

$n$  – количество замеров.

Скорость изменения среднего объемного КПД насоса экскаватора:

$$v_n = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\eta_{osr,i} - \eta_{osr,i+1}}{T_{zi,i+1}}}{n - 1}, \quad (5.30)$$

где  $\eta_{osr,i}$  – значение среднего объемного КПД насоса в цикле работы экскаватора при  $i$ -ом замере этапов рабочего цикла экскаватора, (%).

Скорость изменения объемного КПД насоса в  $k$ -ом режиме нагрузки при передвижке экскаватора имеет в виде:

$$v_{npk} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\eta_{onk,i} - \eta_{onk,i+1}}{T_{zi,i+1}}}{n - 1}, \quad (5.31)$$

где  $\eta_{onk,i}$  – значение объемного КПД насоса в  $k$ -ом режиме нагрузки при передвижке экскаватора при  $i$ -ом замере, (%);  $k=1, 2, \dots, N_{\text{п}}$ .

*б) Определение скорости изменения объемного КПД насоса с использованием прогноза процесса изнашивания*

Этот метод основан на математических моделях решаемых с помощью компьютерного программного обеспечения для моделирования изменения объемного КПД и расчета скорости изменения объемного КПД, как представлено в П.3.1 и П.3.2.

## 5.2.2 Метод определения коэффициента резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос

В главе 2 предложено понятие коэффициента резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос. Оно оценивает насколько, увеличивается парциальная мощность двигателя, передаваемая на насос по сравнению с начальным значением, для компенсации потерь мощности в насосе из-за утечек, вызывающих снижение объемного КПД насоса. Определение значения этого коэффициента позволяет определить продолжительность функционирования насоса без влияния уменьшения его объемного КПД на производительность экскаватора и повышенного расхода топлива, и создать предпосылку для расчета оптимальных наработок между заменами.

Ниже представлен метод определения коэффициента резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос.

Исходя из (2.13) среднее значение коэффициента резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на основной насос  $m$  в цикле работы экскаватора определяется по формуле:

$$K_{rmm} = \frac{v_{nm} T_{bm}}{\eta_{o.nm} - v_{nm} T_{bm}}, \quad (5.32)$$

где  $T_{bm}$  – продолжительность функционирования насоса  $m$  без влияния изменения объемного КПД на производительность экскаватора, (час);  $\eta_{o.nm}$  – начальная величина среднего объемного КПД насоса  $m$  в цикле работы экскаватора;  $v_{nm}$  – скорость изменения среднего объемного КПД насоса  $m$  в цикле работы экскаватора, (%/час).

Техническая производительность экскаватора будет снижаться из-за уменьшения объемного КПД насоса по мере увеличения продолжительности рабочего цикла. Как говорилось выше, копание – это процесс, при котором возникает наибольшее давление и теряется больше всего мощности из-за утечек. Поэтому продолжительность операции копания будет увеличиваться раньше чем в других операциях. Следовательно, продолжительность

эксплуатации насоса  $m$  без влияния изменения объемного КПД на производительность экскаватора, определяемая в процессе копания как:

$$T_{bm} = T_{bm1} = \frac{\eta_{o.nm1} K_{rmm1}}{v_{nm1} (1 + K_{rmm1})}, \quad (5.33)$$

где  $T_{bm1}$  – продолжительность функционирования насоса  $m$  без влияния изменения объемного КПД на производительность экскаватора в процессе копания (продолжительность функционирования насоса  $m$ , в течение которой продолжительность этапа копания цикла работы экскаватора не увеличивается), (час);  $\eta_{o.nm1}$  – начальное значение объемного КПД насоса  $m$  на этапе копания цикла работы экскаватора;  $v_{nm1}$  – скорость изменения объемного КПД насоса  $m$  на этапе копания цикла работы экскаватора, (%/час);  $K_{rmm1}$  – коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемого на основной насос  $m$  при операции копания.

Выражения для расчета величины коэффициента резерва парциальной мощности двигателя, передаваемого на насос при операции копания представлены ниже.

Начальное значение мощности двигателя, передаваемой на все насосы экскаватора (кВт) при копании можно определить из выражения:

$$N_{dn.nsum1} = \sum_{m=1}^{z_n} N_{dn.nm1} + \sum_{l=1}^{z_{vn}} N_{dvn.nl1}, \quad (5.34)$$

где  $N_{dn.nm1}$  – начальное значение парциальной мощности двигателя, передаваемой на основной насос  $m$  при копании, (кВт);  $N_{dvn.nl1}$  – начальное значение парциальной мощности двигателя, передаваемой на вспомогательный насос  $l$  при копании, (кВт);  $z_n$  – количество основных насосов экскаватора;  $z_{vn}$  – количество вспомогательных насосов экскаватора.

Начальное значение парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос при копании (кВт) определяется по формуле:

$$N_{dn.n1} = \frac{Q_{нт1} p_{н1}}{1000 \eta_m \eta_r}, \quad (5.35)$$

где  $Q_{нт1}$  – теоретическая подача насоса при копании в начальный момент времени (при навом насосе), ( $\text{м}^3/\text{с}$ );  $p_{нт1}$  – давление насоса при копании, (Па);  $\eta_m$  – механический КПД насоса;  $\eta_r$  – КПД передачи мощности двигателя насосу.

При эксплуатации экскаватора выбор режима работы двигателя решает его машинист в зависимости от прочности породы и других условий эксплуатации.

Расчетная средняя максимальная мощность двигателя, передаваемая на все насосы при уменьшении объемного КПД насоса (кВт) при копании, определяется средним значением максимальной мощности и влиянием других рабочих факторов:

$$N_{dmax1.ra} = K_{uts}K_vK_{rum}K_{mn} \sum_{i=1}^{N_{rezh}} N_{dmaxi} \bar{t}_{rei}, \quad (5.36)$$

где  $K_{uts}$  – коэффициент, учитывающий снижение мощности, двигателя в связи с ухудшением его технического состояния;  $K_v$  – коэффициент восстановления мощности двигателя после обслуживания и ремонта;  $K_{rum}$  – коэффициент уровня мощности реализуемой машинистом экскаватора;  $K_{mn}$  – коэффициент отношения мощности двигателя, передаваемой на все насосы к общей мощности, передаваемой на все оборудование экскаватора;  $N_{dmaxi}$  – максимальная теоретическая мощность по технической документации экскаватора на  $i$ -ом режиме эксплуатации двигателя, (кВт);  $N_{rezh}$  – количество режимов эксплуатации двигателя экскаватора;  $\bar{t}_{rei}$  – коэффициент отношения времени эксплуатации двигателя в  $i$ -ом режиме к общему времени его эксплуатации.

Предлагаемые значения коэффициентов для определения расчетной средней максимальной мощности двигателя представлены на Таблице 5.1.

Таблица 5.1

Значение коэффициентов для определения расчетной средней максимальной мощности двигателя

Величина	Условия эксплуатации	Диапазон значений	Среднее значение
$K_{uts}$	высокое снижение мощности	0,55 ÷ 0,85	0,7
	среднее снижение мощности	0,85 ÷ 0,95	<b>0,9<sup>(*)</sup></b>
	низкое снижение мощности	0,95 ÷ 0,99	0,97
$K_v$	периодическое обслуживание	1 ÷ 1,1	<b>1,05<sup>(*)</sup></b>
	средний ремонт	1,1 ÷ 1,2	1,15
	капитальный ремонт	1,2 ÷ 1,8	1,5
$K_{rum}$	низкий уровень	0,5 ÷ 0,7	0,6
	средний уровень	0,7 ÷ 0,9	<b>0,8<sup>(*)</sup></b>
	высокий уровень	0,9 ÷ 1,0	0,95
$K_{mn}$	много элементов оборудования	0,85 ÷ 0,95	0,9
	мало элементов оборудования	0,95 ÷ 1,0	<b>0,98<sup>(*)</sup></b>

При расчете для каждой из групп используется среднее значение. При эксплуатации двигателя экскаватора в режимах номинальной нагрузки, и условиях эксплуатации согласно рекомендациям производителя и своевременном периодическом техническом обслуживании рекомендуется использовать «среднее снижение мощности», «периодическое обслуживание», «средний уровень», «мало элементов оборудования» (Таблица 5.1).

Резерв мощности двигателя, передаваемой на все насосы при копании (кВт) определяется из выражения:

$$\Delta N_{rmsum1} = N_{dmax1.ra} - N_{dn.nsum1}. \quad (5.37)$$

Резерв парциальной мощности двигателя, передаваемой на основной  $m$  ( $\Delta N_{rmm1}$ ) и вспомогательный  $l$  ( $\Delta N_{rmvnl1}$ ) насосы при копании можно определить по формулам:

$$\begin{aligned} \Delta N_{rmm1} &= \Delta N_{rmsum1} \cdot K_{rmm}; \\ \Delta N_{rmvnl1} &= \Delta N_{rmsum1} \cdot K_{rmvl} \end{aligned} \quad (5.38)$$

где  $K_{rnm}, K_{rvnl}$  – коэффициенты распределения резерва мощности двигателя на основной  $m$  и вспомогательный  $l$  насосы.

Можно принять, что распределение резерва мощности двигателя на насосы соответствует коэффициенту распределения начального значения мощности двигателя:

$$K_{rnm} = \frac{N_{dn.nm1}}{N_{dn.nsum1}}; K_{rvnl} = \frac{N_{dvn.nl1}}{N_{dn.nsum1}}. \quad (5.39)$$

Коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на основной насос  $m$  при копании определяется им выражения:

$$K_{rmm1} = \frac{\Delta N_{rmm1}}{N_{dn.nm1}} = \frac{\Delta N_{rmsum1} \cdot K_{rnm}}{N_{dn.nm1}} = \frac{N_{dmax1.ra} - N_{dn.nsum1}}{N_{dn.nsum1}}. \quad (5.40)$$

Коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на вспомогательный насос  $l$  определяется из выражения:

$$K_{rmvnl1} = \frac{\Delta N_{rmvnl1}}{N_{dvn.nl1}} = \frac{N_{dmax1.ra} - N_{dn.nsum1}}{N_{dn.nsum1}}. \quad (5.41)$$

На основе разработанной методики получены выводы:

- коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос зависит от следующих факторов: нагрузки (давление насоса в каждом этапе рабочего цикла экскаватора); технического состояния двигателя внутреннего сгорания; технического состояния других элементов гидросистема экскаватора (кроме насоса); режима эксплуатации экскаватора;

- при одинаковых условиях работы на карьере можно увеличить коэффициент резерва парциальной мощности, передаваемой на насос путем выбора режима эксплуатации двигателя в режиме повышенной нагрузки или повышения коэффициента уровня мощности реализуемой машинистом экскаватора (большой  $K_{rum}$ ) в сочетании с периодическим обслуживанием и ремонтом двигателя.

### 5.2.3 Определение ущерба из-за потери производительности экскаватора

Уменьшение объемного КПД насоса к увеличению продолжительности выполнения рабочих и вспомогательных операций гидравлического экскаватора.

Гидравлическим экскаваторам с насосами, имеющими при работе пониженный объемный КПД, потребуется дополнительное время на выполнение работы из-за потери рабочего времени по сравнению с новым насосом. Следовательно, он требует дополнительного топлива, рабочей силы, износа машин.

Ущерб за единицу потери рабочего времени экскаватора (донг(руб.)/час) можно определить по формуле:

$$C_{урв} = C_{чп} + C_{чэк} + C_{чт}, \quad (5.42)$$

где  $C_{чп}$  – стоимость часа работы, исходя из затрат на приобретение или стоимость аренды, (донг(руб.)/час);  $C_{чэк}$  – затраты на зарплату, (донг(руб.)/час);  $C_{чт}$  – стоимость часа на топливо, (донг(руб.)/час).

Стоимость часа работы, исходя из затрат на приобретение определяется как:

$$C_{чп} = \frac{Ц_{экс}}{R_{экс}}, \quad (5.43)$$

где  $Ц_{экс}$  – затраты на приобретение экскаватора, (донг(руб.));  $R_{экс}$  – ресурс в часах экскаватора за его срок службы, (час).

Стоимость часа на топливо имеет в виде:

$$C_{чт} = \frac{N_{экс} g_e D_t}{\gamma_e}, \quad (5.44)$$

где  $N_{экс}$  – средняя рабочая мощность экскаватора, (кВт).

Затраты на зарплату – это стоимость оплаты машиниста экскаватора за час и управленческие расходы.



#### 5.2.4 Определение начального значения расхода парциального топлива двигателя

В главе 2 предложена формула начального значения парциального расхода топлива двигателя (2.29). Это начальное значение парциального объема топлива двигателя, израсходованный за час для передачи мощности на насос. В которой начальное значение парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос (кВт) определяется следующим образом:

$$N_{\text{дн.н}} = \frac{\sum_{j=1}^4 Q_{\text{нтj.н}} p_{\text{нj}} t_{j.н}}{10^3 t_{\text{ц.н}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}}, \quad (5.45)$$

здесь  $Q_{\text{нтj.н}}$  – теоретическая подача насоса на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора в начальный момент времени, ( $\text{м}^3/\text{с}$ );  $p_{\text{нj}}$  – давление насоса на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора, (Па);  $t_{j.н}$  – начальное значение продолжительности на  $j$ -ом этапе рабочего цикла работы экскаватора, (с);  $t_{\text{ц.н}}$  – начальное значение продолжительности цикла работы экскаватора, (с);  $\eta_{\text{м}}$  – механический КПД насоса;  $\eta_{\text{г}}$  – КПД передачи мощности от вала двигателя к валу насоса.

#### 5.3 Пример расчета оптимальной наработки до замены и предельного стояния насосов экскаватора Komatsu PC2000-8 при эксплуатации в условиях Вьетнаме

В таблицах 5.2, 5.3 представлены результаты наработки до замены и предельного состояния основного насоса НРV375 (насоса номер 1) гидравлического экскаватора Komatsu PC2000-8 в различных условиях эксплуатации во Вьетнаме по предложенной методике: удельный расход топлива в рассматриваемых условиях эксплуатации  $g_e=207$  (г/кВт.ч); удельный вес топлива  $\gamma_e=832,5$  (г/л); средние необходимые затраты на эксплуатацию насоса экскаватора в единицу времени  $D_{\text{zc}}=2$  (тыс.донг/час); ущерб за единицу потери времени экскаватора  $C_{\text{упv}}=3500$  (тыс.донг/час); цена топлива  $D_t=21$  (тыс.донг/л); стоимость замены насоса  $C_{\text{zn}}=250.000$  (тыс.донг);

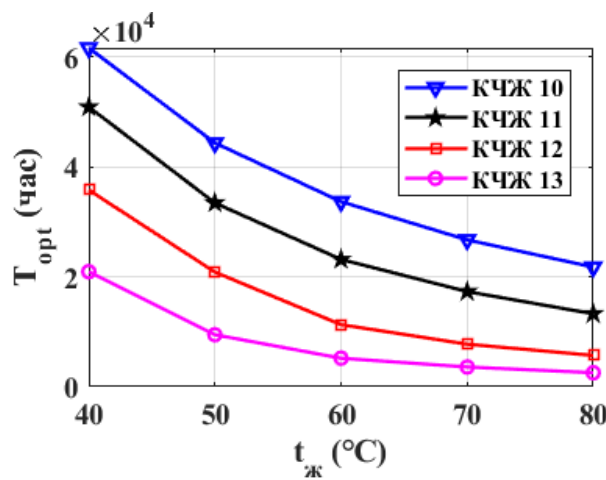
коэффициент соответствия производительности экскаватора объемному КПД основного насоса  $R_s = 0,2532$ ; рабочая жидкость Shell Tellus S2 V46; температура рабочей жидкости  $t_{ж} = 40, 50, 60, 70, 80$  °C; класс чистоты жидкостей: 10, 11, 12, 13 (КЧЖ 10, КЧЖ 11, КЧЖ 12, КЧЖ 13).

На Рисунке 5.1 представлены зависимости оптимальной наработки до замены и оптимального предельного состояния насоса HPV375 (номер 1) от класса чистоты жидкостей (КЧЖ) и температуры рабочей жидкости.

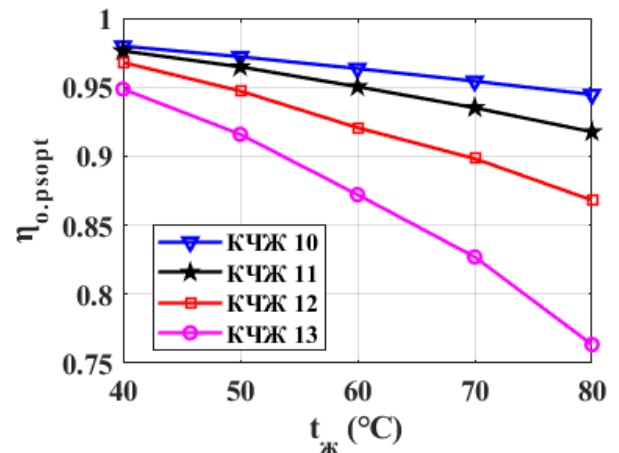
Таблица 5.2

Значение расчета оптимального наработки до замены насоса HPV375

Температура рабочей жидкости $t_{ж}$ (°C)	Оптимальная наработка до замены насоса $T_{opt}$ (час)			
	Класс чистоты жидкостей			
	10	11	12	13
	Концентрация частиц - $\varepsilon$ (%)			
	0,0005	0,001	0,002	0,004
40	61698	50191	35828	20950
50	44392	33471	20876	9472
60	33707	23186	11305	5194
70	26744	17329	7751	3596
80	21790	13282	5705	2553



а)



б)

Рисунок 5.1 – Значение оптимальной наработки до замены насоса (а) и оптимального предельного состояния насоса (б) в зависимости от класса чистоты жидкостей и температуры рабочей жидкости

Таблица 5.3

## Значения оптимального предельного состояния насоса НРV375

Температура рабочей жидкости $t_{ж}$ (°C)	Значение оптимального предельного состояния $\eta_{o,psopt}$			
	Класс чистоты жидкостей			
	10	11	12	13
	Концентрация частиц - $\varepsilon$ (%)			
	0,0005	0,001	0,002	0,004
40	0,9798	0,9763	0,9679	0,9486
50	0,9721	0,9647	0,9472	0,9158
60	0,9635	0,9503	0,9206	0,8721
70	0,9543	0,9351	0,8982	0,8270
80	0,9446	0,9176	0,8681	0,7635

Из результатов показанных на Рисунке 5.1 и в Таблицах 5.2 и 5.3 можно сделать следующие выводы:

– когда чистота РЖ изменяется с 10 до 13 класса, оптимальная наработка до замены насоса уменьшаются от 2,9 до 8,5 раз, а оптимальное предельное состояние уменьшается в диапазоне от 3,2 до 19,2 %;

– при увеличении температуры рабочей жидкости с 40°С до 80°С оптимальная наработка до замены насоса уменьшаются от 2,8 до 8,2 раз, а оптимальное предельное состояние уменьшается от 3,6% до 19,5%;

– Значение предельного состояния, определяемое по предложенной методике, изменяется в зависимости от условий эксплуатации, таких как стоимость замены насоса, частота вращения вала насоса, нагрузка, скорость изменение объемного КПД, стоимость топлива и другие.

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

## 5.4 Оценка эффективности использования предложенной методики

Действующий стандарт предельного состояния гидравлических насосов приведены в ГОСТ Р 70769–2023 [72], которое является неизменным жестким значением. Однако действующий стандарт не определяет предельное состояние насоса регулирования расхода с питанием системы управления от основного потока, который является основным насосом экскаватора. Поэтому можно сказать, что предельное состояние насоса экскаватора не показано в действующим стандарте.

Для оценки эффективности предложенной методики сравним удельные затраты на функционирование насоса при его замене в соответствии с предложенной методикой и в соответствии с фактическим условием.

Эффективности функционирования насоса карьерного гидравлического экскаватора по предлагаемой методике оценивается по формуле:

$$e = \frac{\Phi_{fu} - \Phi_{pm}}{\Phi_{fu}} \cdot 100\%, \quad (5.46)$$

где  $\Phi_{pm}$  – удельных затрат средств функционирования насоса по предлагаемой методике;  $\Phi_{fu}$  – удельных затрат средств функционирования насоса по фактическому условию.

Таблица 5.4

Эффективности функционирования насоса карьерного гидравлического экскаватора предлагаемой методики по сравнению с заменой насоса при объемном КПД 90%

Температура рабочей жидкости $t_{ж}$ (°C)	$e$ (%)			
	Класс чистоты жидкостей			
	10	11	12	13
	Концентрация частиц - $\varepsilon$ (%)			
	0,0005	0,001	0,002	0,004
40	62,4	56,6	43,7	20,2
50	51,3	40,2	19,4	2,3
60	39,7	23,2	4,4	5,4
70	28,7	10,3	0,1	18,2
80	18,8	2,2	6,5	36,2

Таблица 5.5

Эффективность функционирования насоса карьерного гидравлического экскаватора предлагаемой методики по сравнению с заменой насоса при объемном КПД 85%

Температура рабочей жидкости $t_{ж}$ (°C)	$e$ (%)			
	Класс чистоты жидкостей			
	10	11	12	13
	Концентрация частиц - $\varepsilon$ (%)			
	0,0005	0,001	0,002	0,004
40	75	71	61,6	41,6
50	67	59	41	21,5
60	58,9	44,9	26,7	1,7
70	50,1	31,6	10,9	1,5
80	41,2	19	1,2	13

В таблицах 5.4 и 5.5 и на Рисунке 5.2 представлены значения эффективности функционирования насоса HPV375 экскаватора Komatsu PC2000-8 в различных условиях эксплуатации во Вьетнаме.

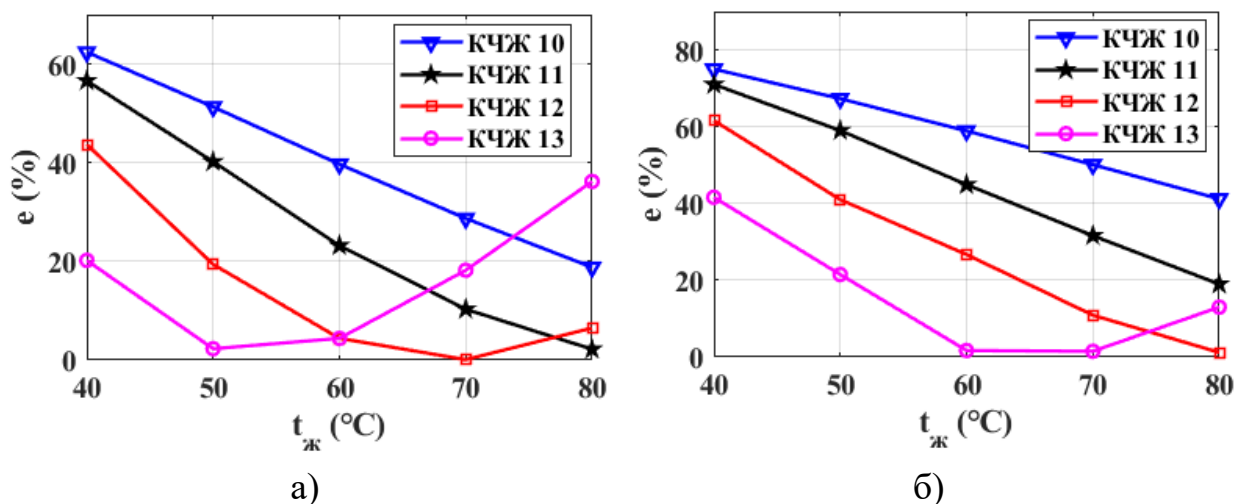


Рисунок 5.2 – Эффективности функционирования насоса предлагаемой методики по сравнению с заменой насоса при объемном КПД 90% (а) и 85% (б) в зависимости от класса чистоты и температуры рабочей жидкости

Расчеты показали, что проведение замены насоса по предлагаемой методике для данных условий во Вьетнаме позволяет сократить удельные

затраты средств функционирования насоса до 75% по сравнению с заменой насоса при объемном КПД 85%.

### **5.5 Выводы по главе 5**

1. Предложена методика расчёта оптимальной наработки между заменами насоса для минимальных затрат при эксплуатации.

2. Разработка методика расчета коэффициента резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос.

3. Предложен метод выбора целесообразного варианта замены насоса до или после момента времени  $T_b$  на основе сравнения затрат средств функционирования насоса из-за уменьшения объемного КПД насоса до момента времени  $T_b$  со стоимостью замены насоса.

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

## 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), и при подготовке специалистов в области технического обслуживания карьерных гидравлических экскаваторов в учебном процессе Куангниньского индустриального университета, в ООО «МОГОРМАШ».



## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Передовые технологии открытых горных работ. «Куангнинский индустриальный университет», Куангнинь, 2018. – 99с.
2. Буй С. Н., Хо Ш. З. Отрасль открытых горных работ во Вьетнаме - подготовки и исследования науки по интеграции четвертого промышленного революция // Журнал горного технического науки и геотехнология, Ханой. 2020. Выпуск 5. С 1 -15.
3. Стратегия развития угольной промышленности вьетнама до 2030 года и видение до 2045 года. «Министерство промышленности и торговли правительственного Вьетнама». Ханой, 2022. - 92с.
4. До Нгок Туок, Хо Си Джао и др. Технология добычи на глубоких карьерах во Вьетнаме // Журнал горного технического науки и геотехнология, Ханой. 2020. Выпуск 5. с 47 -57.
5. Доан Ч. Л. Оптимизация комбинации между экскаваторами и самосвалами для добычи угольных карьеров в Куангнинском районе: Дис. канд. техн. наук / Ч. Л. Доан. –Ханой, 2018. – 217 с.
6. Ле Т. Т. Х. Исследование и построение схем погрузки гидравлическим экскаватором для повышения эффективности выборочной добычи на некоторых угольных разрезах в Куангнине: Дис. канд. техн. наук / Т. Т. Х. Ле – Ханой, 2012. –155 с.
7. Занг К.К. Обоснование и выбор параметров охладителя гидросистемы карьерного гидравлического экскаватора при эксплуатации в условиях Республики Вьетнам: Дис. канд. техн. наук. М.: МИСиС, 2021. 174 с.
8. Хорошавин С. А. Повышение эффективности карьерных одноковшовых экскаваторов за счет совершенствования рабочего оборудования: Дис. канд. техн. наук / С. А. Хорошавин – Екатеринбург, 2015. – 155 с.
9. Кантович Л. И., Литвин О. И., Хорешок А. А., Тюленева Е. А. Опыт и перспективы применения гидравлических экскаваторов при отработке угленасыщенных зон на разрезах Кузбасса // Горный информационно-

аналитический бюллетень. – 2019. – № 4. – С. 152–160. DOI: 10.25018/0236-1493-2019-04-0-152-160.

10. Бураков А.М., Панишев С.В., Алькова Е.Л., Хосоев Д.В. Опыт применения гидравлических экскаваторов в сложных горно-геологических и климатических условиях. Горная промышленность. 2022;(2):90–96. <https://doi.org/10.30686/1609-9192-2022-2-90-96>

11. Статистика и оценка способности погрузчиков (экскаватора), буровых машин и транспортного оборудования карьерных горнодобывающих предприятий Вьетнамской угольно-минеральной промышленной корпорации в периоде 2017-2019 г. - «Винакомин». - Ханой, 2020. – 417 с

12. <https://doanhnghiep.quangninh.gov.vn/Trang/ChiTietTinTuc.aspx?nid=4194>

13. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин// М.: Машиностроение. 1979. 319 с.

14. Рахутин М. Г. Методология обоснования предельных состояний и резерва элементов гидропривода горных машин: Дис. док. техн.наук / М. Г. Рахутин – Москва, 2010. – 296 с.

15. Абрамов Е.И. Элементы гидропривода / Е.И. Абрамов, К.А. Колесниченко, В.Г. Маслов. - Киев. Техника, 1977. - 320 с.

16. Алексеева Т. В. Техническая диагностика гидравлических приводов / [Т. В. Алексеева и др.]. Под ред. Т. М. Башты. - М. : Машиностроение, 1989. - 418. с.

17. Андреев А.Ф. Гидро- пневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Объемные гидро- и пневмомашины и передачи / [А.Ф. Андреев и др.]; -Минск : Высшая школа, 1987. - 310 с.

18. Багданович Л.Б. Объемные гидроприводы / Л.Б. Багданович. - Киев, «Техника», 1971. -171 с.

19. Финкельштейн З. Л. Применение и очистка рабочих жидкостей для горных машин. – М.: Недра, 1986. – с232.

20. Бенедицкий Э.Я. Эксплуатация и технологическое обслуживание гидравлического оборудования тракторов / Э.Я. Бенедицкий, Г.Е. Топилин. - М.: Россельхозиздат, 1980. -112 с

21. Герш Г.И. Устройство и эксплуатация гидравлического оборудования тракторов / Г.И. Герш, И.С. Белоусов. - М. : Россельхозиздат, 1971. - 112 с.

22. Финкелыптейн З.Л., Коваленко В.П. Смазочные и гидравлические масла для угольной промышленности / З.Л. Финкелыптейн, В.П. Коваленко. - М. : Недра, 1991.-299 с.

23. Deeken D. I. M. 'Using modern CAE tools to simulate hydrostatic displacement units', *Olhydraulik Und Pneumatik*, 2005, 10, pp. 1-12.

24. Huang J., Zhang Q., Zhou W., Wang T. Study on wear characteristics of friction pair in high pressure and high-speed axial piston pump. *CSAA/IET International Conference on Aircraft Utility Systems (AUS 2022)*, Nanchang, China, 2022, pp. 944-950, doi: 10,1049/icp.2022.1740,

25. Budarova O.P., Boldyrev S.V. The Wear of a Piston–Sleeve Friction Pair in Axial-Piston Pumps under the Conditions of Water-Contaminated Lubricating Oil. *J. Frict. Wear* 41, 31–35 (2020).

26. Budarova, O.P. and Boldyrev, S.V., Development of a mathematical model of the hydroerosive wear of the piston couple in hydraulic machines: Part 1, *J. Frict. Wear*, 2014, vol. 35, no. 5, pp. 434–438.

27. Масалов Р. В. Повышение долговечности аксиально-поршневых насосов строительных и дорожных машин на основе моделирования процессов в плунжерных парах: Дис. канд. техн. наук / Масалов Р. В. – Орел, 2005.– 142с.

28. Воронов С.А., Гаврилова В.С. Повышение надёжности высокодинамичных аксиально-поршневых гидромашин // *Вестник Брянского государственного технического университета*. 2016. № 4(52). С. 170-178. DOI: [10,12737/23210](https://doi.org/10.12737/23210)

29. Семенов В.Е., Рябуха И.И., Кузнецов И.С. Анализ технического состояния изношенных плунжеров гидравлического насоса. агротехника и энергообеспечение. – 2022. – № 1 (34). С49-54.

30. Xia, S.; Xia, Y.; Xiang, J. Piston Wear Detection and Feature Selection Based on Vibration Signals Using the Improved Sparse Support Vector Machine for Axial Piston Pumps. *Materials* 2022, 15, 8504. <https://doi.org/10.3390/ma15238504>.

31. Fei Lu, Junhui Zhang, Guangming Sun, Bing Xu, Min Pan, Xiaochen Huang, Haogong Xu. Research on wear prediction of piston/cylinder pair in axial piston pumps. *Wear*. Volumes 456–457. 2020, 203338. ISSN 0043-1648. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2020.203338>.

32. Кузнецов И.С., Логачев В.Н., Титов Н.В., Чернышов Н.С. Исследования износов деталей плунжерной пары аксиально-поршневого гидронасоса. *Инновации в АПК: проблемы и перспективы 2022г. №2(34)*. С40-45.

33. Журавель Д.П. Прогнозирование ресурса плунжерных пар топливных насосов. *Галузеве машинобудування, автоматизация, 2012, вип. 25, ч.І. с 46-49.*

34. Ямпольский Г,Л,, Крагельский И,В. Исследование абразивного износа элементов пар трения качения. –М,: Наука, 1973,-С.61.

36. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1979,-С.512.

36. Крагельский И.В. Основы расчета на трение и износ. –М.: Машиностроение, 1977,-С,526.

37. Крагельский И.В., Добычин М.Н., Комбатов В.С. Основы расчетов на трение и износ,-М,: Машиностроение, 1977,-С, 520,

38. Боголюбов Е.Н, Долговечность землеройных и дорожных машин.-М.: Машиностроение, 1969.-С.222.

39. Руднев К. В. Повышение ресурса гидроагрегатов строительных и дорожных машин электрообработкой рабочих жидкостей: Дис. канд. техн. наук / Руднев К. В.– Орел, 2001.– 130с.

40. Икрамов У.А. Расчетные методы оценки абразивного износа. - М: Машиностроение, 1987.-С.282.

41. Слесарев Б. В. Обоснование параметров и разработка средств повышения эффективности эксплуатации карьерных гидравлических экскаваторов: Автореф. дис. канд. техн. наук. М.:, 2005. 28 с.

42. Слесарев Б. В. Повышение надежности гидропривода и совершенствование управления эксплуатацией мощных экскаваторов с использованием измерительно - информационных комплексов// Гидравлика и Пневматика. 2005. №18, с. 24-27

43. Орлов Ю.М. Авиационные объёмные гидромашины с золотниковым распределением. Пермь: ПГТУ, 1993.

44. Маньшев Д.А., Кондратенко В.В., Никитин И.М., Сузиков В.В. Методика прогнозирования износа в сопряжении «плунжер-подпятник» топливного насоса авиационного двигателя с использованием результатов оценки противоизносных свойств авиационного керосина. В сборнике: Технологии энергообеспечения. Аппараты и машины жизнеобеспечения. Сборник статей II Всероссийской научно-технической конференции. Анапа, 2020, С. 70-78.

45. Кондратенко В.В., Никитин И.М., Сузиков В.В. Методика расчета изнашивания сопряжения "плунжер-подпятник" авиационного топливного насоса с учетом противоизносных свойств топлив. Труды 25 ГосНИИ МО РФ. 2020, № 59. С. 381-391.

46. Wu, H., Zhao, L., Ni, S. *et al.* Study on friction performance and mechanism of slipper pair under different paired materials in high-pressure axial piston pump. *Friction* **8**, 957–969 (2020). <https://doi.org/10.1007/s40544-019-0314-2>

47. J. Jiang, Z. Wang and G. Li, "The Impact of Slipper Microstructure on Slipper-Swashplate Lubrication Interface in Axial Piston Pump," in *IEEE Access*, vol. 8, pp. 222865-222875, 2020, doi: 10.1109/ACCESS.2020.3044081.

48. Chao, Q., Zhang, J., Xu, B. et al. Integrated slipper retainer mechanism to eliminate slipper wear in high-speed axial piston pumps. *Front. Mech. Eng.* 17, 1 (2022). <https://doi.org/10.1007/s11465-021-0657-z>
49. Tadeusz Zloto, Konrad Kowalski. Load of the slipper-swash plate kinematic pair of an axial piston pump. *MATEC Web of Conferences* 157, 08013 (2018). <https://doi.org/10.1051/mateconf/201815708013>
50. Hooke C J, Li K Y. The lubrication of slippers in axial piston pumps and motors—the effect of tilting couples. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part C, Journal of Mechanical Engineering Science*, 1989, 203(5): 343–350
51. Hashemi S, Kroker A, Bobach L, Bartel D. Multibody dynamics of pivot slipper pad thrust bearing in axial piston machines incorporating thermal elastohydrodynamics and mixed lubrication model. *Tribology International*, 2016, 96: 57–76
52. Hashemi S, Friedrich H, Bobach L, Bartel D. Validation of a thermal elastohydrodynamic multibody dynamics model of the slipper pad by friction force measurement in the axial piston pump. *Tribology International*, 2017, 115: 319–337
53. Manring N D, Mehta V S, Nelson B E, Graf K J, Kuehn J L. Scaling the speed limitations for axial-piston swash-plate type hydrostatic machines. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, 2014, 136(3): 031004
54. Shi C, Wang S, Wang X, Zhang Y. Variable load failure mechanism for high-speed load sensing electro-hydrostatic actuator pump of aircraft. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2018,31(5): 949–964
55. Xu B, Zhang J, Yang H. Investigation on structural optimization of anti-overturning slipper of axial piston pump. *Science China. Technological Sciences*, 2012, 55(11): 3010–3018
56. Jiang J, Wang Z. Optimization and influence of micro-chamfering on oil film lubrication characteristics of slipper/swashplate interface within axial piston pump. *Energies*, 2021, 14(7): 1961

57. 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.– P. 38–49. (Công nghiệp mỏ. – 2022. – Số 6. – Trang 38–49)

58. 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.– P.74 – 93. (Тạp chí Khoa học kỹ thuật Mỏ - Địa chất. – 2023. – Số 64, kỳ 5. – Trang 74–93)

59. Haoqin Ma, Wei Liu, Dongwei Wu, Haomin Shan, Shiqi Xia, Yimin Xia. Modeling and analysis of the leakage performance of the spherical valve plate pair in axial piston pumps, Engineering Science and Technology, an International Journal, Volume 45, 2023, 101498, ISSN 2215-0986, <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2023.101498>.

60. Jiang'ao ZHAO, Yongling FU, Jiming MA, Jian FU, Qun CHAO, Yan WANG. Review of cylinder block/valve plate interface in axial piston pumps: Theoretical models, experimental investigations, and optimal design, Chinese Journal of Aeronautics, Volume 34, Issue 1, 2021, Pages 111-134, ISSN 1000-9361, <https://doi.org/10.1016/j.cja.2020.09.030>.

61. Пьянзов С.В., Столяров А. В., Ионов П. А., Земсков А. М. Влияние температуры рабочей жидкости на объемный коэффициент полезного действия аксиально-поршневого гидронасоса// Пермский аграрный вестник №4 (24). 2018. С 9-16.

62. Столяров А. В., Червяков С. В., Рогонова О. В. Исследование износов деталей регулируемых аксиально-поршневых насос-моторов. Вестник РГАТУ, 2021, т.13, №4, с.159-166

63. Столяров Алексей Владимирович. Повышение межремонтного ресурса аксиально-поршневого гидронасоса с наклонным блоком

восстановлением и упрочнением изношенных поверхностей деталей.  
Автореф. дис. канд. техн. наук. 2009. 19 с.

64. Болотин В.В. Прогнозирование ресурса машин и конструкций / В.В. Болотин. - М. : Машиностроение, 1988. - 312 с.

65. Селиванов А.И. Основы старения машин / А.И. Селиванов. - М. : Машиностроение, 1971.-408 с.

66. Боголюбов Б.Н. Долговечность землеройных и дорожных машин / Б.Н. Боголюбов. - М. : Машиностроение, 1964. - 224 с.

67. Кугель Р.В. Старение машин и их элементов / Р.В. Кугель. - М. : Знание, 1984.-97 с.

68. Харазов А.М. Техническая диагностика гидроприводом машин / А.М. Харазов. - М : Машиностроение, 1979. - 112 с.

69. Рахутин М.Г. Методология обоснования предельных состояний элементов гидропривода горных машин. Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). 2011. № 1. С. 508-519.

70. Поминов К. П. Обоснование взаимосвязи параметров гидропривода и производительности проходческих комбайнов избирательного действия: Дис. канд. техн. наук / Поминов К. П. – Москва, 2010.– 118с.

71. Ghomghaleh A, Khaloukakaie R, Ataei M, Varabadi A, Nouri Qarahasanlou A, Rahmani O, et al. (2020) Prediction of remaining useful life (RUL) of Komatsu excavator under reliability analysis in the Weibull-frailty model. PLoS ONE 15(7):e0236128. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0236128>

72. ГОСТ Р 70769–2023. Гидроприводы объемные. Насосы объемные и гидромоторы. Общие технические требования. - М: ФГБУ «Институт стандартизации», 2023. - 16 с.

73. Xingjian Wang, Siru Lin, Shaoping Wang, Zhaomin He, Chao Zhang. Remaining useful life prediction based on the Wiener process for an aviation axial piston pump, Chinese Journal of Aeronautics, Volume 29, Issue 3, 2016, Pages 779-788, ISSN 1000-9361. <https://doi.org/10.1016/j.cja.2015.12.020>.



74. Li, Z.; Jiang, W.; Zhang, S.; Xue, D.; Zhang, S. Research on Prediction Method of Hydraulic Pump Remaining Useful Life Based on KPCA and JITL. *Appl. Sci.* 2021, *11*, 9389. <https://doi.org/10.3390/app11209389>
75. Wu, F.; Tang, J.; Jiang, Z.; Sun, Y.; Chen, Z.; Guo, B. The Remaining Useful Life Prediction Method of a Hydraulic Pump under Unknown Degradation Model with Limited Data. *Sensors* 2023, *23*, 5931. <https://doi.org/10.3390/s23135931>
76. Sharma, A.K., Punj, P., Kumar, N. et al. Lifetime Prediction of a Hydraulic Pump Using ARIMA Model. *Arab J Sci Eng* (2023). <https://doi.org/10.1007/s13369-023-07976-6>
77. Масалов Р. В. Повышение долговечности аксиально-поршневых насосов строительных и дорожных машин на основе моделирования процессов в плунжерных парах: Дис. канд. техн. наук / Масалов Р. В. – Орел, 2005.– 142с.
78. Xu, G., et al.: Modeling and simulation of aero-hydraulic pump wear failure. In: 2017 Prognostics and System Health Management Conference (PHM-Harbin). IEEE (2017).
79. Чебунин А.Ф. Гидропривод транспортных и технологических машин: учеб. пособие /А.Ф. Чебунин. – 2-е изд., испр. – Чита: ЗабГУ, 2012. - 135 с.
80. Рахутин М.Г., Чан Ван Хиеп, Ле Ван Лой. Обоснование оптимальных наработок основных насосов карьерного гидравлического экскаватора // Горная промышленность. – 2024. – № 2. С. 64–68.
81. Нормирование расхода топлива для строительных машин. МДС 12-38.2007/ЦНИИОМТП. - М.: ОАО «ЦПП», 2008. - 12 с.
82. Салихов Р.Ф., Потеряев И.К., Шаронов В.П. Методика расчета часового расхода топлива [Электронный ресурс]: методические указания к курсовому проектированию – сост.: (Серия внутривузовских методических указаний СибАДИ). – Электрон. дан. – Омск : СибАДИ, 2018.
83. Башта Т.М., Некрасов Б.Б., Байбаков О.В. Гидравлика, Гидромашины и гидроприводы. Учебник.

84. Коваль П.В. Гидравлика и гидропривод горных машин// М.: Машиностроение. 1979. 319 с.
85. Рахутин М. Г., Чан Ван Хиеп. Анализ изменения подачи насосов карьерного гидравлического экскаватора в процессе работы // Горный информационно-аналитический бюллетень. — 2023. — № 7 (специальный выпуск 7). —С. 3-14. DOI: 10,25018/0236\_1493\_2023\_7\_7\_3
86. Вавилов А.В., Яцкевич В.В., Максименко А.Н. Особенности диагностирования механических и гидромеханических трансмиссий транспортных и строительно-дорожных машин // Наука и техника. 2012. №3.
87. Shop Manual Komatsu PC2000-8
88. Башта Т.М. Объемные насосы и гидравлические двигатели гидросистем//Москва Машиностроение. 1974. 609с.
89. Башта Т.М., Некрасов Б.Б., Байбаков О.В. Гидравлика, Гидромашины и гидроприводы// Учебник для вузов. 1982.
90. Рахутин М.Г., Занг Куок Кхань, Кривенко А.Е., Чан Ван Хиеп. Оценка влияния температуры рабочей жидкости на потери мощности карьерного гидравлического экскаватора // Записки Горного института. 2023. Т. 261. С. 374-383. EDN OKWKUF
91. Л. А. Кондаков, А. И. Голубев, В. Б. Овандер, В. В. Гордеев, Б. А. Фурманов, Б.В. Кармугин. Уплотнения и уплотнительная техника: Справочник. «Машиностроение» - Москва, 1986. – 464 с.
92. Naocen Hong, Chunxiao Zhao, Bin Zhang et al. Flow Ripple Reduction of Axial-Piston Pump by Structure Optimizing of Outlet Triangular Damping Groove // Processes. 2020, Vol. 8. Iss. 12. № 1664. DOI: [10,3390/pr8121664](https://doi.org/10.3390/pr8121664)
93. Лаптева Е. А., Фарахов Т. М. Математические модели и расчет тепломассообменных характеристик 2013. 184 с.
94. Abduazizov N.A., Muzaffarov A., Toshov J.B. et al. A complex of methods for analyzing the working fluid of a hydrostatic power plant for hydraulic mining machines // International Journal of Advanced Science and Tehnology. 2020, Vol. 29. SI5. P. 852-855.

95. Абдуазизов Н.А., Джураев Р.У., Жураев А.Ш. Исследование влияния температуры и вязкости рабочей жидкости гидравлических систем на надежность работы горного оборудования // Горный вестник Узбекистана. 2018. № 3 (74). С. 58-60, DOI: [10,13140/RG.2.2.11942.96329](https://doi.org/10.13140/RG.2.2.11942.96329)

96. Ruichuan Li, Jilu Liu, Xinkai Ding, Qi Liu. Study on the Influence of Flow Distribution Structure of Piston Pump on the Output of Pulsation Pump // Processes. 2022. Vol. 10, Iss. 6. № 1077. DOI: [10,3390/pr10061077](https://doi.org/10.3390/pr10061077)

97. Bing Xu, Min Hu, Jun-hui Zhang, Qi Su. Characteristics of volumetric losses and efficiency of axial piston pump with respect to displacement conditions. Journal of Zhejiang University - Science A, ISSN 1862-1775, 2016 – p. 186 – 201

98. Catalog Shell Tellus S2V46

99. Yuan Chen, Junhui Zhang, Bing Xu, Qun Chao, Gan Liu Multi-objective optimization of micron-scale surface textures for the cylinder/valve plate interface in axial piston pumps//Tribology International 2019, Volume 138 Pages 316-329 DOI: [https://doi.org/10,1016/j.triboint.2019.06.002](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.06.002)

100. Бурумкулов Ф.Х., Ионов П.А., Столяров А.В., Сенин А.П. Новая технология ремонта аксиально-поршневых гидромашин//Тракторы и сельхозмашины 2012, №9, с 50-53

101. Bergada J.M., Kumar S., Davies D.Ll., Watton J. A complete analysis of axial piston pump leakage and output flow ripples // Applied Mathematical Modelling 2012 №36, Issue 4, Pages 1731-1751 [https://doi.org/10,1016/j.apm.2011.09.016](https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.09.016)

102. Кузнецов И.С., Логачев В.Н., Титов Н.В., Чернышов Н.С. Исследования износов деталей плунжерной пары аксиально-поршневого гидронасоса. Инновации в АПК: проблемы и перспективы 2022г. №2(34)

103. Определение номинальных значений размеров и допускаемых отклонений ответственных деталей агрегатов зарубежной техники / П. А. Ионов[и др.] // Инженерные технологии и системы. 2022. Т. 32, № 4. С. 520–538. doi: [https://doi.org/10,15507/2658-4123.032.202204.520-538](https://doi.org/10.15507/2658-4123.032.202204.520-538)

104. Ржевский В.В. Технология и комплексная механизация открытых горных работ: Учебник для вузов. – М.: Издательство «Недра», 1980. – 631 с

105. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров: Учебник для вузов. – М.: Издательство «Майнинг Медиа Групп», 2014. – 594с.

106. Литвин О.И., Хорешок А.А., Дубинкин Д.М., Марков С.О., Стенин Д.В., Тюленев М.А. Анализ методик расчета производительности карьерных гидравлических экскаваторов // Горная промышленность. 2022;(5):112–120. <https://doi.org/10.30686/1609-9192-2022-5-112-120>

107. Sobolevskiy R.; Korobiiichuk V.; Levytskyi, V.; Pidvysotskyi, V.; Kamskykh, O.; Kovalevych, L. Optimization of the Process of Efficiency Management of the Primary Kaolin Exca-vation on the Curved Face of the Conditioned Area. RGN Zb. 2020, 35, 123–138.

## **ПРИЛОЖЕНИЕ А**

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования «Национальный исследовательский технологический  
университет «МИСИС»

**ЧАН ВАН ХИЕП**

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА НАРАБОТКИ МЕЖДУ ЗАМЕНАМИ  
НАСОСОВ КАРЬЕРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА**

Москва 2024 г.

## 1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Методика предназначена для расчета дифференцированных наработки до замены и предельного состояния насосов карьерного гидравлического экскаватора.

1.2. Методика распространяется на насосы карьерного гидравлического экскаватора, у которых:

- техническое состояние изменяется постепенно;
- ухудшение технического состояния вызывает уменьшение производительности экскаватора.

- ухудшение технического состояния вызывает увеличение расхода топлива двигателя.

1.3. Методика устанавливает порядок расчета дифференцированных наработок до замены насосов карьерного гидравлического экскаватора и состав необходимых для этого исходных данных.

1.4. Критерии оптимизации выбраны из условия обеспечения минимума удельных затрат, связанных с эксплуатацией насосов гидропривода, или достижения максимальной производительности экскаватора и минимального расхода топлива с учетом степени влияния изменения объемного КПД насоса на производительность и расход топлива, скорость изменения параметра и ряда других, в т.ч. экономических факторов.

1.5. Методика может быть использована:

- при эксплуатации насосов карьерного гидравлического экскаватора для расчета интервалов между заменами;

- при выборе новой техники;

- при уточнении раздела «Техническое обслуживание гидропривода» в руководствах по эксплуатации для конкретных условий.

## 2. СОСТАВ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ.

$v_n$  – скорость изменения среднего объемного КПД насоса, (%/час);

$\eta_{0.n}$  – начальное значение объемного КПД насоса экскаватора;

$R_{sm}$  – коэффициент соответствия производительности экскаватора объемному КПД основного насоса;

$T_b$  – продолжительность функционирования насоса без влияния изменения объемного КПД на производительность экскаватора, (час);

$C_{zn}$  – стоимость замены насоса, (руб.);

$D_{zc}$  – средние необходимые затраты на эксплуатацию насоса экскаватора в единицу времени, (руб./час);

$D_t$  – цена топлива, (руб./л);

$G_{dn.n}$  – начальное значение парциального расхода топлива двигателя (начальное значение парциального объема топлива двигателя, израсходованного за час для передачи мощности на насос), (л/час);

$D_{zt.n}$  – начальное значение затрат парциального топлива двигателя (руб./час);

$N_{dn.n}$  – начальное значение парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос, (кВт);

$K_{rm1}$  – коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос при копании;

$N_{dmax1.ra}$  – расчетная средняя максимальная мощность двигателя, передаваемая на все насосы при уменьшении объемного КПД насоса (кВт) на этапе копания рабочего цикла экскаватора, (кВт);

$N_{dn.nsum1}$  – начальное значение мощности двигателя, передаваемой на все насосы экскаватора на этапе копания, (кВт).

$C_{upv}$  – ущерб за единицу потери рабочего времени экскаватора, (руб./час).

### 3. ПОРЯДОК РАСЧЕТА

#### 3.1. Определение скорости изменения объемного КПД насоса

При эксплуатации гидравлического экскаватора нагрузка, действующая на элементы гидросистемы различна в течении рабочего цикла экскаватора, поэтому изменяются давление и расход в насосе. С изменением давления меняется объем утечек и соответственно величина объемный КПД насоса. Рабочий цикл экскаватора делится на 4 этапа: копание; одновременные подъем и поворот; выгрузка; одновременные поворот и опускание, требующие различной величины подачи насосов и создающие различное давление в гидросистеме.

При движении экскаватора давление, возникающее в насосе, будет меняться в зависимости от уклона местности и препятствий. Разобьем длительность одной передвигки экскаватора  $t_{\Pi}$  на  $N_{\Pi}$  режимов нагрузки и аппроксимируем давление в каждом режиме нагрузки насоса постоянным значением за интервал времени  $t_{\Pi k}$ .

Определение объемного КПД насоса и скорости его изменения производятся на каждом этапе рабочего цикла экскаватора и в каждом режиме нагрузки при его передвигке.

Объемный КПД насоса и скорость его изменение для расчета наработки между заменами рассчитываются по среднему значению за рабочий цикл экскаватора.

##### 3.1.1. Средний объемный КПД насоса в цикле работы экскаватора

$$\eta_{osr} = \frac{\sum_{j=1}^4 \eta_{oj} t_j}{\sum_{j=1}^4 t_j}, \quad (1)$$

где  $\eta_{oj}$  – объемный КПД насоса на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора;  $t_j$  – продолжительность на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора, индексы  $j'=1, 2, 3, 4$  соответствуют этапам рабочего цикла экскаватора, 1 – копание, 2 – подъем и поворот, 3 – выгрузка, 4 – поворот и опускание.



3.1.2. Скорость изменения объемного КПД насоса на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора

$$v_{nj} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\eta_{oj,i} - \eta_{oj,i+1}}{T_{zi,i+1}}}{n - 1}, \quad (2)$$

где:

$\eta_{oj,i}$  – значение объемный КПД насоса на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора при  $i$ -ом замере, (%).

$T_{zi,i+1}$  – количество часов работы между замерами, (час);

$i$  – порядковый номер замера;

$n$  – количество замеров.

3.1.3. Скорость изменения среднего объемного КПД насоса экскаватора (%/час)

$$v_n = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\eta_{osr,i} - \eta_{osr,i+1}}{T_{zi,i+1}}}{n - 1}, \quad (3)$$

где  $\eta_{osr,i}$  – значение среднего объемного КПД насоса в цикле работы экскаватора при  $i$ -ом замере этапов рабочего цикла экскаватора, (%).

3.1.4. Скорость изменения объемного КПД насоса на  $k$ -ом режиме нагрузки длительности одной передвижки экскаватора (%/час)

$$v_{nпk} = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\eta_{опк,i} - \eta_{опк,i+1}}{T_{zi,i+1}}}{n - 1}, \quad (4)$$

где  $\eta_{опк,i}$  – значение объемный КПД насоса на  $k$ -ом режиме нагрузки длительности одной передвижки экскаватора при  $i$ -ом замере, (%);  $k=1, 2, \dots, N_{п}$ .

Также определение скорости изменения объемного КПД насоса можно осуществить прогнозированием процессе изнашивания.

### 3.2. Определение соответствия производительности экскаватора объемному КПД основного насоса $m$

Для определения соответствия производительности экскаватора  
объемному КПД основного насоса  $m$  используем следующее выражение:

$$R_{sm} = \frac{\eta_{o.nm}}{v_{nm} T_{np}} \left( 1 - \frac{1 + a_{пр.н}}{K_{р.рm} + K_{п.рm} a_{пр.н}} \right), \quad (5)$$

где  $\eta_{o.nm}$  – начальное значение среднего объемного КПД насоса  $m$ ;  $v_{nm}$  – скорость изменения среднего объемного КПД насоса  $m$ , (%/час);  $T_{np}$  – продолжительность эксплуатации насоса, (час);  $a_{пр.н}$  – коэффициент отношения длительности одной передвижки в начальный момент времени, к длительности непрерывной работы экскаватора с одного места установки  $a_{пр.н} = t_{п.н}/t_{р.н}$ ;  $t_{р.н}$  – длительность непрерывной работы экскаватора с одного места установки в начальный момент времени, (с);  $t_{п.н}$  – длительность одной передвижки в начальный момент времени, (с).

#### 3.2.1. Продолжительность эксплуатации насоса (час)

$$T_{np} = \sum_{i=1}^n T_{zi,i+1}. \quad (6)$$

3.2.2. Коэффициент отношения продолжительности рабочего цикла  
экскаватора в момент времени расчета при только изменении объемного КПД  
основного насоса  $m$  к начальной продолжительности рабочего цикла

$$K_{р.рm} = \sum_{j=1}^4 \frac{K_{tj.н} \sum_{m=1}^{Z_H} Q_{нтmj.н} \eta_{омj.н}}{(\sum_{m=1}^{Z_H} Q_{нтmj.н} \eta_{омj.н}) - Q_{нтmj.н} v_{nmj} T_{np}}, \quad (7)$$

где  $Q_{нтmj.н}$  – теоретическая подача насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла  
экскаватора в начальный момент времени, ( $m^3/c$ );  $\eta_{омj.н}$  – объемного КПД  
насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора в начальный момент  
времени;  $v_{nmj}$  – скорость изменения объемного КПД насоса  $m$  на  $j$ -ом этапе  
рабочего цикла экскаватора, (%/час);  $K_{tj.н} = t_{эj.н}/t_{ц.н}$  – коэффициент  
отношения продолжительности  $j$ -го этапа рабочего цикла экскаватора  $t_{эj.н}$  к

продолжительности рабочего цикла экскаватора  $t_{ц.н}$  в начальный момент времени;  $Z_H$  – количество основных насосов экскаватора.

3.2.3. Коэффициент отношения длительности одной передвижки экскаватора в момент времени расчета при только изменении объемного КПД основного насоса  $m$  к начальной длительности одной передвижки

$$K_{п.рm} = \sum_{k=1}^{N_{п}} \frac{K_{пk.н} \sum_{m=1}^{Z_H} Q_{нтпmk.н} \eta_{опmk.н}}{(\sum_{m=1}^{Z_H} Q_{нтпmk.н} \eta_{опmk.н}) - Q_{нтпmk.н} v_{ппmk} T_{нр}}, \quad (8)$$

здесь  $N_{п}$  количество режимов нагрузки насоса  $m$  одной передвижки экскаватора в начальный момент времени;  $\eta_{опmk.н}$  – объемный КПД насоса  $m$  на  $k$ -ом режиме нагрузки одной передвижки экскаватора в начальный момент времени;  $Q_{нтпmk.н}$  – теоретическая подача насоса  $m$  на  $k$ -ом режиме нагрузки одной передвижки экскаватора в начальный момент времени, ( $m^3/c$ );  $K_{пk} = t_{пk}/t_{п.н}$ ;  $t_{пk}$  – интервал на  $k$ -ом режиме нагрузки дной передвижки экскаватора, (с);  $v_{ппmk}$  – скорость изменения объемного КПД насоса  $m$  на  $k$ -ом режиме нагрузки одной передвижки экскаватора, (%/час).

### 3.3. Определение продолжительности эксплуатации насоса без влияния изменения объемного КПД на производительность экскаватора

$$T_b = \frac{\eta_{о.н1} K_{рm1}}{v_{н1} (1 + K_{рm1})}, \quad (9)$$

где  $\eta_{о.н1}$  – начальное значение объемного КПД насоса на этапе копания цикла работы экскаватора;  $v_{н1}$  – скорость изменения объемного КПД насоса  $m$  на этапе копания цикла работы экскаватора, (%/час);

3.3.1. Коэффициент резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на основной насос  $m$  при копании

$$K_{рm1} = \frac{N_{dmax1.ra} - N_{dn.nsum1}}{N_{dn.nsum1}}. \quad (10)$$

Если  $K_{рm1} \leq 0$ , то  $T_b = 0$ .

3.3.2. Начальное значение мощности двигателя, передаваемой на все насосы экскаватора (кВт) на этапе копания

$$N_{dn.nsum1} = \sum_{m=1}^{z_n} N_{dn.nm1} + \sum_{l=1}^{z_{vn}} N_{dvn.nl1}, \quad (11)$$

где  $N_{dn.nm1}$  – начальное значение парциальной мощности двигателя, передаваемой на основной насос  $m$  при копании, (кВт);  $N_{dvn.nl1}$  – начальное значение парциальной мощности двигателя, передаваемой на вспомогательный насос  $l$  на этапе копания цикла работы экскаватора, (кВт);  $z_n$  – количество основных насосов экскаватора;  $z_{vn}$  – количество вспомогательных насосов экскаватора.

3.3.3. Начальное значение парциальной мощности двигателя, передаваемой при копании (кВт)

$$N_{dn.n1} = \frac{Q_{нт1} p_{н1}}{1000 \eta_m \eta_r}, \quad (12)$$

где  $Q_{нт1}$  – теоретическая подача насоса при копании в начальный момент времени, ( $m^3/c$ );  $p_{нт1}$  – давление насоса при копании, (Па);  $\eta_m$  – механический КПД насоса;  $\eta_r$  – КПД передачи мощности от вала двигателя к валу насоса.

3.3.4. Расчетная средняя максимальная мощность двигателя, передаваемая на все насосы при уменьшении объемного КПД насосов (кВт) при копании

$$N_{dmax1.ra} = K_{uts} K_v K_{rum} K_{mn} \sum_{i=1}^{N_{rezh}} N_{dmaxi} \bar{t}_{rei}, \quad (13)$$

где  $K_{uts}$  – коэффициент, учитывающий снижение мощности, двигателя в связи с ухудшением его технического состояния;  $K_v$  – коэффициент восстановления мощности двигателя после обслуживания и ремонта;  $K_{rum}$  – коэффициент уровня мощности реализуемой машинистом экскаватора;  $K_{mn}$  – коэффициент отношения мощности двигателя, передаваемой на все насосы к общей мощности, передаваемой на все оборудование экскаватора;  $N_{dmaxi}$  – максимальная теоретическая мощность по технической документации

экскаватора на  $i$ -ом режиме эксплуатации двигателя, (кВт);  $N_{\text{rezh}}$  – количество режимов эксплуатации двигателя экскаватора;  $\bar{t}_{\text{rei}}$  – коэффициент отношения времени эксплуатации двигателя в  $i$ -ом режиме к общему времени его эксплуатации.

Предлагаемые значения коэффициентов для определения расчетной средней максимальной мощности двигателя представлены на Таблице 1.

Таблица 1

Значение коэффициентов для определения расчетной средней максимальной мощности двигателя

Величина	Условия эксплуатации	Диапазон значений	Среднее значение
$K_{\text{uts}}$	высокое снижение мощности	0,55 ÷ 0,85	0,7
	среднее снижение мощности	0,85 ÷ 0,95	<b>0,9<sup>(*)</sup></b>
	низкое снижение мощности	0,95 ÷ 0,99	0,97
$K_{\text{v}}$	периодическое обслуживание	1 ÷ 1,1	<b>1,05<sup>(*)</sup></b>
	средний ремонт	1,1 ÷ 1,2	1,15
	капитальный ремонт	1,2 ÷ 1,8	1,5
$K_{\text{rum}}$	низкий уровень	0,5 ÷ 0,7	0,6
	средний уровень	0,7 ÷ 0,9	<b>0,8<sup>(*)</sup></b>
	высокий уровень	0,9 ÷ 1,0	0,95
$K_{\text{mn}}$	много элементов оборудования	0,85 ÷ 0,95	0,9
	мало элементов оборудования	0,95 ÷ 1,0	<b>0,98<sup>(*)</sup></b>

(внимание:  $K_{\text{uts}}K_{\text{v}} \leq 1$ )

При расчете для каждой из групп используется среднее значение. При эксплуатации двигателя экскаватора в режимах номинальной нагрузки и условиях эксплуатации согласно рекомендациям производителя, и при своевременном периодическом техническом обслуживании, рекомендуется использовать «среднее снижение мощности», «периодическое обслуживание», «средний уровень», «мало элементов оборудования» (Таблица 1).

### 3.4. Определение коэффициента резерва парциальной мощности двигателя, передаваемого на насос

$$K_{rm} = \frac{v_n T_b}{\eta_{o.n} - v_n T_b}. \quad (14)$$

### 3.5. Определение начального значения затраты парциального топлива двигателя (руб./час)

$$D_{zt.n} = \frac{N_{dn.n} g_e D_t}{\gamma_e}, \quad (15)$$

где  $g_e$  – средний удельный расход топлива в рассматриваемых условиях эксплуатации, (г/кВт·ч);  $\gamma_e$  – удельный вес топлива, (г/л), для дизельного топлива  $\gamma_e = 832,5$  (г/л); начальное значение парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос (кВт):

$$N_{dn.n} = \frac{\sum_{j=1}^4 Q_{нтj} p_{нj} t_{j.н}}{10^3 t_{ц.н} \eta_m \eta_r}, \quad (16)$$

здесь  $t_{j.н}$  – начальное значение продолжительности на  $j$ -ом этапе рабочего цикла работы экскаватора, (с);  $t_{ц.н}$  – начальное значение продолжительности цикла работы экскаватора, (с);  $Q_{нтj}$  – теоретическая подача насоса на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора в начальный момент времени, (м<sup>3</sup>/с);  $p_{нj}$  – давление насоса на  $j$ -ом этапе рабочего цикла экскаватора, (Па).

### 3.6. Определение ущерба из-за потери производительности экскаватора

Уменьшение объемного КПД насоса к увеличению продолжительности выполнения рабочих и вспомогательных операций гидравлического экскаватора.

Гидравлическим экскаваторам с насосами, имеющими при работе пониженный объемный КПД, потребуется дополнительное время на выполнение работы из-за потери рабочего времени по сравнению с новым насосом. Следовательно, он требует дополнительного топлива, рабочей силы, износа машин.

Определение ущерба за единицу потери рабочего времени экскаватора (руб./час):

$$C_{\text{урв}} = C_{\text{чп}} + C_{\text{чЭК}} + C_{\text{чт}}, \quad (17)$$

где  $C_{\text{чп}}$  – стоимость часа работы, исходя из затрат на приобретение или стоимость аренды;  $C_{\text{чЭК}}$  – затраты за час на зарплату машиниста и помощника машиниста экскаватора;  $C_{\text{чт}}$  – стоимость топлива израсходованного за часа.

3.6.1. Стоимость часа работы, исходя из затрат на приобретение

$$C_{\text{чп}} = \frac{Ц_{\text{ЭКС}}}{R_{\text{ЭКС}}}, \quad (18)$$

где  $Ц_{\text{ЭКС}}$  – затраты на приобретение экскаватора;  $R_{\text{ЭКС}}$  – ресурс в часах экскаватора за весь срок службы.

3.6.2. Определение затрат на топливо:

$$C_{\text{чт}} = \frac{N_{\text{ЭКС}} g_e D_t}{\gamma_e}, \quad (19)$$

где  $N_{\text{ЭКС}}$  – средняя рабочая мощность экскаватора.

3.6.3. Затраты за час на эксплуатацию рабочей силы экскаватора

Затраты за час на зарплату машиниста и помощника машиниста экскаватора, пропорциональные накладные расходы.

**3.7. Определение общих затрат (руб.) из-за уменьшения объемного КПД насоса до момента времени  $T_b$**

$$C_{\text{зсТb}} = D_{\text{зс}} T_b + D_{\text{зт.н}} \cdot \frac{\eta_{\text{о.н}}}{v_n} \cdot \left[ \ln(1 + K_{\text{rm}}) - \frac{K_{\text{rm}}}{1 + K_{\text{rm}}} \right]. \quad (20)$$

**3.8. Определение оптимальной наработки до замены насоса (час)**

– При  $C_{\text{зсТb}} < C_{\text{zn}}$  используем формулу (21) и проверяем после расчета выполнение условия  $T_{\text{opt}} > T_b$ :

$$T_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{2\eta_{\text{o.n.}}}{R_s v_n} \cdot E + \left(E + \frac{\eta_{\text{o.n.}}}{v_n} \cdot \frac{K_{\text{rm}}}{1 + K_{\text{rm}}}\right)^2} - E, \quad (21)$$

где

$$E = \frac{C_{\text{zn}} - D_{\text{zt.n}} \cdot \frac{\eta_{\text{o.n.}}}{v_n} \cdot [K_{\text{rm}} - \ln(1 + K_{\text{rm}})]}{C_{\text{upv}} + D_{\text{zc}} + D_{\text{zt.n}} K_{\text{rm}}}. \quad (22)$$

– При  $C_{\text{zcTb}} \geq C_{\text{zn}}$  используем формулу (23) и проверяем после расчета выполнение условия  $T_{\text{opt}} \leq T_b$  :

$$T_{\text{opt}} = \frac{\eta_{\text{o.n.}}}{v_n} \cdot \left[ \frac{1}{2} \cos\left(\frac{\arccos(F)}{3}\right) - \frac{1}{4} \right] \quad (23)$$

или

$$T_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{2\eta_{\text{o.n.}} C_{\text{zn}}}{v_n D_{\text{zt.n}}}}, \quad (24)$$

где

$$F = \frac{48 C_{\text{zn}} v_n}{D_{\text{zt.n}} \eta_{\text{o.n.}}} - 1. \quad (25)$$

Использование формулы (23) для расчета оптимальной наработки замены насоса позволит добиться более высокой точности, чем использование формулы (24).

### **3.9. Величина оптимального предельного состояния насоса карьерного гидравлического экскаватора**

$$\eta_{\text{o.ps}} = \eta_{\text{o.n.}} - v_n T_{\text{opt}}. \quad (26)$$



## ПРИМЕР РАСЧЕТА НАРАБОТКИ МЕЖДУ ЗАМЕНАМИ НАСОСОВ КАРЬЕРНОГО ГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭКСКАВАТОРА

В качестве примера рассмотрено использование гидравлического экскаватора Komatsu PC2000-8 для добычи угля.

Схема трансмиссии экскаватора Komatsu PC2000-8 представлена на Рисунке 1.

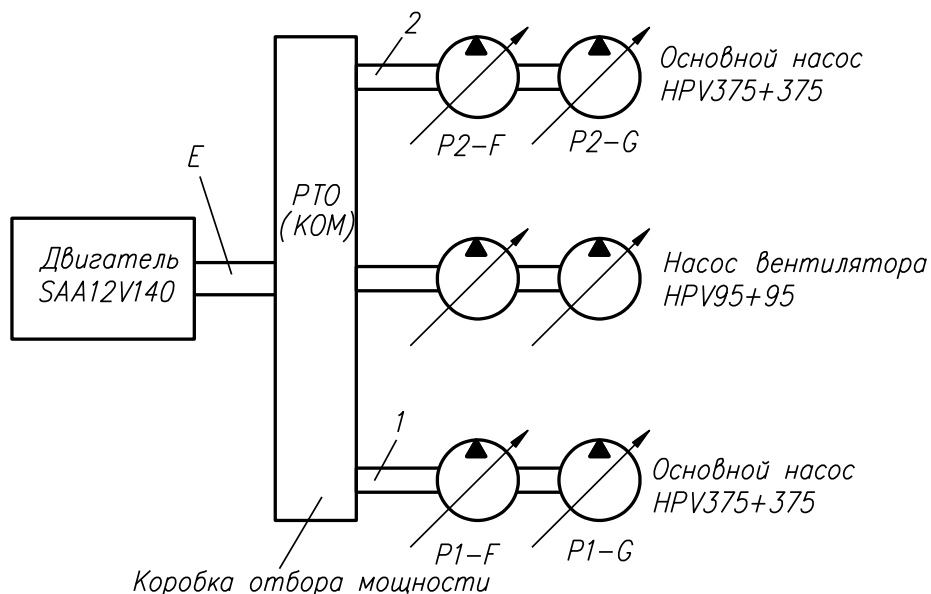


Рисунок 1 – Схема трансмиссии экскаватора Komatsu PC2000-8

У экскаватора Komatsu PC2000-8 есть два основных двойных аксиально-поршневых насоса HPV375+375 и один двойной аксиально-поршневой насос вентилятора HPV95+95 (Рисунок 1). В каждом двойном аксиально-поршневом насосе содержится два одинарных аксиально-поршневых насоса, которые работают независимо друг от друга. Поэтому у экскаватора Komatsu PC2000-8 используются четыре основных аксиально-поршневого насоса HPV375: под номером 1 (передний насос P1-F и задний насос P1-G) и номером 2 (передний насос P2-F и задний насос P2-G) и два аксиально-поршневого насоса вентилятора HPV95: передний насос PF-F и задний насос PF-G.

## Исходные данные

- Начальное значение объемного КПД насоса: насос номер 1: 98,9%; насос номер 2: 98,79%;
- Значение объемного КПД насоса при  $i$ -ом замере насосов представлены в таблицах П.1 и П.2 (первое измерение – это начальное значение);
- Количество часов работы между замерами  $T_{zi,i+1} = 1400, 1520, 1850$  час;
- Коэффициент отношения длительности одной передвижки к длительности непрерывной работы экскаватора с одного места установки в начальный момент времени  $a_{пр.н} = 0,05$ ;
- Теоретическая подача насоса на этапах работы экскаватора в начальный момент времени представлены в Таблице П.3;

Таблица П.1

Значение объемного КПД насоса НРV375 (номер 1: P1-F и P1-G) при  $i$ -ом замере на каждом этапе работы экскаватора

Этапы работы экскаватора	Величина объемного КПД насоса при $i$ -ом замере			
	1	2	3	4
Копание	98,26	97,03	95,18	92,33
Подъем и поворот	99,09	98,75	98,25	97,46
Выгрузка	99,21	98,99	98,65	98,14
Поворот и опускание	99,29	99,15	98,94	98,61
Передвижка	98,78	98,11	97,11	95,56
Цикл работы экскаватора	98,9	98,35	97,51	96,23

Таблица П.2

Значение объемного КПД насоса НРV375 (номер 2: P2-F и P2-G)  
при *i*-ом замере на каждом этапе работы экскаватора

Этапы работы экскаватора	Величина объемного КПД насоса при <i>i</i> -ом замере			
	1	2	3	4
Копание	98,03	96,46	94,06	90,69
Подъем и поворот	99,03	98,6	97,95	97,03
Выгрузка	99,16	98,88	98,45	97,85
Поворот и опускание	99,26	99,08	98,81	98,43
Передвижка	98,65	97,80	96,5	94,68
Цикл работы экскаватора	98,79	98,14	97,14	95,61

Таблица П.3

Теоретическая подача насосов на этапах работы экскаватора  
в начальный момент времени,  $10^{-3}$  (м<sup>3</sup>/с)

Насос	Этапы цикла работы экскаватора				Этапы длительность одной передвижки	
	копание	подъем и поворот	выгрузка	поворот и опускание	режим нагрузки 1	режим нагрузки 2
P1-F, P1-G	3,575	7,225	8,489	9,786	5,176	-
P2-F, P2-G	2,981	6,024	7,078	8,159	4,315	-
Насос вентилятора	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	

- Среднее давление насосов на каждом этапе работы экскаватора представлены в Таблице П.4;
- Продолжительность рабочих операций и цикла экскаватора в начальный момент времени представлены в Таблице П.5;

Таблица П.4

Среднее давление насосов на каждом этапе работы экскаватора (МПа)

Насос	Этапы цикла работы экскаватора				Этапы длительность одной передвижки	
	копание	подъем и поворот	выгрузка	поворот и опускание	режим нагрузки 1	режим нагрузки 2
P1-F, P1-G	24	15	12	9	20	-
P2-F, P2-G	24	15	12	9	20	-
Насос вентилятора	15					

Таблица П.5

Продолжительность рабочих операций и цикла экскаватора Komatsu PC2000-8 в начальный момент времени (новые насосы)

Продолжительность (с)				
Рабочие операции				Цикл
Копание	Подъем и поворот	Выгрузка	Поворот и опускание	
8,7	8,3	3,9	7,9	28,8

Таблица П.6

Параметры двигателя в режимах эксплуатации двигателя экскаватора Komatsu PC2000-8

Режим эксплуатации двигателя		$N_{dmaxi}$ , (кВт)	$\bar{t}_{rei}$
E	E1	610	0,35
	E0	691	0,35
P	HLOF	699	0,15
	HLON	728	0,15

- $N_{dmax}$  – максимальная теоретическая мощность по технической документации экскаватора на каждом режиме эксплуатации двигателя ;
- $\bar{t}_{rei}$  – коэффициент отношения времени эксплуатации двигателя в  $i$ -ом режиме к общему времени его эксплуатации;
- $C_{экс}$  – стоимость экскаватора – 200 000 000 руб.;

- $R_{\text{экс}}$  – ресурс в часах за весь срок службы – 36 000 моточасов;
- $C_{\text{чэк}}$  – затраты за час на заработную плату – 1500 руб./час;
- $N_{\text{экс}}$  – мощность экскаватора – 450 кВт;
- $g_e$  – средний удельный расход топлива в рассматриваемых условиях эксплуатации – 207 г/кВт·ч;
- $\gamma_e$  – удельный вес топлива – 832,5 г/л;
- $D_t$  – цена топлива – 45 руб./л;
- Средние необходимые затраты на эксплуатацию насоса экскаватора в единицу времени,  $D_{zc} = 10$  руб./час;
- Стоимость замены насоса:
  - 1) *Первый случай*:  $C_{zn} = 1\ 200\ 000$  руб.;
  - 2) *Второй случай*:  $C_{zn} = 600\ 000$  руб.

## Расчет

### 1. Расчет скорости изменения объемного КПД насоса

– Скорость изменения среднего объемного КПД насоса номер 1 (насос P1-F и P1-G):

$$v_n = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\eta_{osr,i} - \eta_{osr,i+1}}{T_{zi,i+1}}}{n - 1} =$$

$$= \frac{\frac{98,9 - 98,35}{1400} + \frac{98,35 - 97,51}{1850} + \frac{97,51 - 96,23}{1520}}{3} = 0,563 \cdot 10^{-3}\%/час$$

– Скорость изменения среднего объемного КПД насоса номер 2 (насос P2-F и P2-G):

$$v_n = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\eta_{osr,i} - \eta_{osr,i+1}}{T_{zi,i+1}}}{n - 1} =$$

$$= \frac{\frac{98,79 - 98,14}{1400} + \frac{98,14 - 97,14}{1850} + \frac{97,14 - 95,61}{1520}}{3} = 0,6704 \cdot 10^{-3}\%/час$$

Результаты расчета скорости изменения КПД насосов на каждом этапе работы экскаватора представлены в Таблице П.7.

Таблица П.7

Скорость изменения КПД насоса на каждом этапе цикла работы и каждом этапе длительность одной передвижки экскаватора  $10^{-3}(\%/час)$

Насос	Этапы цикла работы экскаватора				Этап передвижки	
	копание	подъем и поворот	выгрузка	поворот и опускание	режим нагрузки 1	режим нагрузки 2
P1-F, P1-G	1,2513	0,3443	0,2255	0,1435	0,6796	-
P2-F, P2-G	1,4971	0,4213	0,2757	0,1748	0,8357	-

## 2. Расчет коэффициента парциального соответствия производительности экскаватора объемному КПД основного насоса

– Расчет продолжительности эксплуатации насоса:

$$T_{\text{нр}} = \sum_{i=1}^n T_{\text{зи},i+1} = 1400 + 1850 + 1520 = 4770 \text{ час}$$

– Расчет коэффициентов  $K_{\text{р,рм}}$  и  $K_{\text{п,рм}}$  насосов

Используем формулы (7) и (8) для расчета коэффициентов:

Для насосов P1-F и P1-G:  $K_{\text{р,рм}}=1,0073$  и  $K_{\text{п,рм}}=1,009$

Для насосов P2-F и P2-G:  $K_{\text{р,рм}}=1,0075$  и  $K_{\text{п,рм}}=1,0093$

– Расчет коэффициента парциального соответствия производительности экскаватора объемному КПД основного насоса P1-F или P1-G:

$$R_s = \frac{\eta_{\text{о.нм}}}{v_{\text{нм}} T_{\text{нр}}} \left( 1 - \frac{1 + a_{\text{пр.н}}}{K_{\text{р,рм}} + K_{\text{п,рм}} a_{\text{пр.н}}} \right) =$$
$$= \frac{98,9}{0,563 \cdot 10^{-3} \cdot 4770} \cdot \left( 1 - \frac{1 + 0,05}{1,0073 + 1,009 \cdot 0,05} \right) = 0,2695$$

– Расчет коэффициента парциального соответствия производительности экскаватора объемному КПД основного насоса P2-F или P2-G:

$$R_s = \frac{98,79}{0,6704 \cdot 10^{-3} \cdot 4470} \cdot \left( 1 - \frac{1 + 0,05}{1,0075 + 1,0093 \cdot 0,05} \right) = 0,2321$$

## 3. Расчет продолжительности эксплуатации насоса без влияния изменения объемного КПД на производительность экскаватора

– Расчет начального значения парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос при копании:

Для насоса **P1-F** и **P1-G**:

$$N_{\text{дн.нм1}} = \frac{Q_{\text{нт1}} p_{\text{н1}}}{1000 \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} = \frac{3,575 \cdot 10^{-3} \cdot 24 \cdot 10^6}{1000 \cdot 0,96 \cdot 0,96} = 93,1 \text{ (кВт)}$$

Для насоса **P2-F** и **P2-G**:

$$N_{dn.nm1} = \frac{Q_{HT1} p_{H1}}{1000 \eta_m \eta_r} = \frac{2,981 \cdot 10^{-3} \cdot 24 \cdot 10^6}{1000 \cdot 0,96 \cdot 0,96} = 77,6 \text{ кВт}$$

Для насоса **вентилятора**:

$$N_{dvn.nl1} = \frac{Q_{HT1} p_{H1}}{1000 \eta_m \eta_r} = \frac{2,2 \cdot 10^{-3} \cdot 15 \cdot 10^6}{1000 \cdot 0,96 \cdot 0,96} = 35,8 \text{ кВт}$$

– Расчет начального значения мощности двигателя, передаваемой на все насосы экскаватора (кВт) при копании:

$$\begin{aligned} N_{dn.nsum1} &= \sum_{m=1}^{z_n} N_{dn.nm1} + \sum_{l=1}^{z_{vn}} N_{dvn.nl1} = (2 \cdot 93,1 + 2 \cdot 77,6) + 2 \cdot 35,8 = \\ &= 413 \text{ кВт} \end{aligned}$$

– Расчетная средняя максимальная мощность двигателя, передаваемая на все насосы при уменьшении объемного КПД насоса при копании:

$$\begin{aligned} N_{dmax1.ra} &= K_{uts} K_v K_{rum} K_{mn} \sum_{i=1}^{N_{rezh}} N_{dmaxi} \bar{t}_{rei} = \\ &= 0,9 \cdot 1,05 \cdot 0,8 \cdot 0,98 \cdot \\ &\cdot (610 \cdot 0,35 + 691 \cdot 0,35 + 699 \cdot 0,15 + 728 \cdot 0,15) = 496 \text{ кВт} \end{aligned}$$

– Расчет коэффициента резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на основной насос  $m$  при копании:

$$K_{rm1} = \frac{N_{dmax1.ra} - N_{dn.nsum1}}{N_{dn.nsum1}} = \frac{496 - 413}{413} = 0,201$$

– Расчет продолжительности функционирования насоса без влияния изменения объемного КПД на производительность экскаватора:

Для насоса **P1-F** и **P1-G**:

$$T_b = \frac{\eta_{o.n1} K_{rm1}}{v_{n1} (1 + K_{rm1})} = \frac{98,26 \cdot 0,201}{1,2513 \cdot 10^{-3} \cdot (1 + 0,201)} = 13142 \text{ час}$$

Для насоса **P2-F** и **P2-G**:

$$T_b = \frac{\eta_{o.n1} K_{rm1}}{v_{n1} (1 + K_{rm1})} = \frac{98,03 \cdot 0,201}{1,4971 \cdot 10^{-3} \cdot (1 + 0,201)} = 10959 \text{ час}$$



#### 4. Расчет коэффициента резерва парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос

Для насоса **P1-F** и **P1-G**:

$$K_{\text{рм}} = \frac{v_n T_b}{\eta_{\text{o.n}} - v_n T_b} = \frac{0,563 \cdot 10^{-3} \cdot 13142}{98,9 - 0,563 \cdot 10^{-3} \cdot 13142} = 0,081$$

Для насоса **P2-F** и **P2-G**:

$$K_{\text{рм}} = \frac{v_n T_b}{\eta_{\text{o.n}} - v_n T_b} = \frac{0,6704 \cdot 10^{-3} \cdot 10959}{98,79 - 0,6704 \cdot 10^{-3} \cdot 10959} = 0,0803$$

#### 5. Расчет начального значения затрат парциального топлива двигателя:

– Расчет начального значения парциальной мощности двигателя, передаваемой на насос:

Для насоса **P1-F** и **P1-G**:

$$N_{\text{dn.n}} = \frac{\sum_{j=1}^4 Q_{\text{HTj}} p_{\text{Hj}} t_{\text{j.н}}}{10^3 t_{\text{ц.н}} \eta_{\text{м}} \eta_{\text{г}}} =$$
$$= (3,575 \cdot 10^{-3} \cdot 24 \cdot 10^6 \cdot 8,7 + 7,225 \cdot 10^{-3} \cdot 15 \cdot 10^6 \cdot 8,3 + 8,489 \cdot 10^{-3} \cdot 12$$
$$\cdot 10^6 \cdot 3,9 + 9,786 \cdot 10^{-3} \cdot 9 \cdot 10^6 \cdot 7,9) / (10^3 \cdot 28,8 \cdot 0,96 \cdot 0,96)$$
$$= 103,2 \text{ кВт}$$

Для насоса **P2-F** и **P2-G**:

$$N_{\text{dn.n}} =$$
$$= (2,981 \cdot 10^{-3} \cdot 24 \cdot 10^6 \cdot 8,7 + 6,024 \cdot 10^{-3} \cdot 15 \cdot 10^6 \cdot 8,3 + 7,078 \cdot 10^{-3} \cdot 12$$
$$\cdot 10^6 \cdot 3,9 + 8,159 \cdot 10^{-3} \cdot 9 \cdot 10^6 \cdot 7,9) / (10^3 \cdot 28,8 \cdot 0,96 \cdot 0,96)$$
$$= 86 \text{ кВт}$$

– Расчет начального значения затраты парциального топлива двигателя:

Для насоса **P1-F** и **P1-G**:

$$D_{\text{zt.n}} = \frac{N_{\text{dn.n}} g_e D_t}{\gamma_e} = \frac{103,2 \cdot 207 \cdot 45}{832,5} = 1155 \text{ руб./час}$$

Для насоса **P2-F** и **P2-G**:

$$D_{\text{zt.n}} = \frac{N_{\text{dn.n}} g_e D_t}{\gamma_e} = \frac{86 \cdot 207 \cdot 45}{832,5} = 962 \text{ руб./час}$$

## 6. Определение ущерба из-за потери производительности экскаватора

6.1. Стоимость часа работы, исходя из затрат на приобретение

$$C_{\text{чп}} = \frac{C_{\text{экс}}}{R_{\text{экс}}} = \frac{200\,000\,000}{36000} = 5555 \text{ руб./час}$$

6.2. Определение затрат на топливо:

$$C_{\text{чт}} = \frac{N_{\text{экс}} g_e D_t}{\gamma_e} = \frac{450 \cdot 207 \cdot 45}{832,5} = 5035 \text{ руб./час}$$

6.3. Определение ущерба за единицу потери рабочего времени экскаватора:

$$C_{\text{урв}} = C_{\text{чп}} + C_{\text{чэк}} + C_{\text{чт}} = 5555 + 1500 + 5035 = 12090 \text{ руб./час}$$

## 7. Расчет общих затрат на эксплуатацию насоса из-за уменьшения объемного КПД насоса до момента времени $T_b$ :

Для насоса **P1-F** и **P1-G**:

$$\begin{aligned} C_{\text{зсТb}} &= D_{\text{zc}} T_b + D_{\text{zt.n}} \cdot \frac{\eta_{\text{o.n}}}{v_n} \cdot \left[ \ln(1 + K_{\text{rm}}) - \frac{K_{\text{rm}}}{1 + K_{\text{rm}}} \right] = \\ &= 10 \cdot 13142 + 1155 \cdot \frac{98,9}{0,563 \cdot 10^{-3}} \cdot \left[ \ln(1 + 0,081) - \frac{0,081}{1+0,081} \right] = 729\,218 \text{ руб.} \end{aligned}$$

Для насоса **P2-F** и **P2-G**:

$$\begin{aligned} C_{\text{зсТb}} &= D_{\text{zc}} T_b + D_{\text{zt.n}} \cdot \frac{\eta_{\text{o.n}}}{v_n} \cdot \left[ \ln(1 + K_{\text{rm}}) - \frac{K_{\text{rm}}}{1 + K_{\text{rm}}} \right] = \\ &= 10 \cdot 10959 + 962 \cdot \frac{98,79}{0,6704 \cdot 10^{-3}} \cdot \left[ \ln(1 + 0,0803) - \frac{0,0803}{1+0,0803} \right] = 521\,768 \text{ руб.} \end{aligned}$$

## 8. Расчет значения оптимальной наработки до замены насоса:

**8.1. Первый вариант:** при  $C_{\text{zn}} = 1\,200\,000$  руб.

Для насоса **P1-F** и **P1-G**:

$$C_{\text{зсТb}} = 729\,218 \text{ руб.} < C_{\text{zn}} = 1\,200\,000 \text{ руб.}$$

Тогда используем формулу (21) для расчета оптимальной наработки до замены насоса:

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

$$= \frac{1200000 - 1155 \cdot \frac{98,9}{0,563 \cdot 10^{-3}} \cdot [0,081 - \ln(1 + 0,081)]}{12090 + 10 + 1155 \cdot 0,081} = 46,78$$

$$T_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{2\eta_{0,n}}{R_s v_n} \cdot E + \left(E + \frac{\eta_{0,n}}{v_n} \cdot \frac{K_{\text{rm}}}{1 + K_{\text{rm}}}\right)^2} - E =$$

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot 98,9}{0,2659 \cdot 0,563 \cdot 10^{-3}} \cdot 46,78 + \left(46,78 + \frac{98,9}{0,563 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{0,081}{1 + 0,081}\right)^2} - 46,78 = 15280 \text{ час}$$

( $T_{\text{opt}} = 15280 \text{ час} > T_b = 13142 \text{ час}$ : правильно)

Для насоса **P2-F** и **P2-G**:

$$C_{\text{зсТб}} = 521\,768 \text{ руб} < C_{\text{zn}} = 1\,200\,000 \text{ руб.}$$

Используем формулу (21) для расчета оптимальной наработки до замены насоса:

$$E = \frac{C_{\text{zn}} - D_{\text{zt.n}} \cdot \frac{\eta_{0,n}}{v_n} \cdot [K_{\text{rm}} - \ln(1 + K_{\text{rm}})]}{C_{\text{упв}} + D_{\text{zc}} + D_{\text{zt.n}} K_{\text{rm}}}$$

$$= \frac{1200000 - 962 \cdot \frac{98,9}{0,6704 \cdot 10^{-3}} \cdot [0,0803 - \ln(1 + 0,0803)]}{12090 + 10 + 962 \cdot 0,0803} = 62,87$$

$$T_{\text{opt}} = \sqrt{\frac{2\eta_{0,n}}{R_s v_n} \cdot E + \left(E + \frac{\eta_{0,n}}{v_n} \cdot \frac{K_{\text{rm}}}{1 + K_{\text{rm}}}\right)^2} - E =$$

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot 98,79}{0,2321 \cdot 0,6704 \cdot 10^{-3}} \cdot 62,87 + \left(62,87 + \frac{98,79}{0,6704 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{0,0803}{1 + 0,0803}\right)^2} - 62,87 = 12027 \text{ час}$$

( $T_{\text{opt}} = 12027 \text{ час} > T_b = 10959 \text{ час}$ : правильно)

**8.2. Второй вариант:** при  $C_{\text{zn}} = 600\,000 \text{ руб.}$

Для насоса **P1-F** и **P1-G**:

$$C_{\text{зсТб}} = 729\,218 \text{ руб.} > C_{\text{zn}} = 600\,000 \text{ руб.}$$

Используем формулу (23) или (24) для расчета оптимальной наработки до замены насоса:

$$F = \frac{48C_{zn}v_n}{D_{zt.n}\eta_{o.n}} - 1 = \frac{48 \cdot 600000 \cdot 0,563 \cdot 10^{-3}}{1155 \cdot 0,563 \cdot 10^{-3}} - 1 = -0,8581$$

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

$$= \frac{98,79}{0,563 \cdot 10^{-3}} \cdot \left[ \frac{1}{2} \cos\left(\frac{\arccos(-0,8581)}{3}\right) - \frac{1}{4} \right] = 12893 \text{ час}$$

$$(T_{opt} = 12893 \text{ час} \leq T_b = 13142 \text{ час: правильно})$$

Для насоса **P2-F** и **P2-G**:

$$C_{зсТб} = 522\,199 \text{ руб.} < C_{zn} = 600\,000 \text{ руб.}$$

Используем формулу (21) для расчета оптимальной наработки до замены насоса:

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

$$= \frac{600000 - 962 \cdot \frac{98,9}{0,6704 \cdot 10^{-3}} \cdot [0,0803 - \ln(1 + 0,0803)]}{12090 + 10 + 962 \cdot 0,0803} = 13,6$$

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

$$= \sqrt{\frac{2 \cdot 98,79}{0,2321 \cdot 0,6704 \cdot 10^{-3}} \cdot 13,6 + \left( 13,6 + \frac{98,79}{0,6704 \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{0,0803}{1 + 0,0803} \right)^2}$$

$$- 13,6 = 11719 \text{ час}$$

$$(T_{opt} = 11719 \text{ час} > T_b = 10959 \text{ час: правильно})$$

**9. Расчет оптимального предельного состояния насоса карьерного гидравлического экскаватора:**

**9.1. Первый вариант:** при  $C_{zn} = 1\,200\,000$  руб.

Для насоса **P1-F** и **P1-G**:

$$\eta_{o.ps} = \eta_{o.n} - v_n T_{opt} = 98,9 - 0,563 \cdot 10^{-3} \cdot 15280 = 90,3 \%$$

Для насоса **P2-F** и **P2-G**:

$$\eta_{o.ps} = \eta_{o.n} - v_n T_{opt} = 98,79 - 0,6704 \cdot 10^{-3} \cdot 14126 = 89,32 \%$$

**9.2. Второй вариант:** при  $C_{zn} = 600\ 000$  руб.

Для насоса **P1-F** и **P1-G**:

$$\eta_{o.ps} = \eta_{o.n} - v_n T_{opt} = 98,9 - 0,563 \cdot 10^{-3} \cdot 12893 = 91,64 \%$$

Для насоса **P2-F** и **P2-G**:

$$\eta_{o.ps} = \eta_{o.n} - v_n T_{opt} = 98,79 - 0,6704 \cdot 10^{-3} \cdot 11719 = 90,93 \%$$

В рассмотренном примере получены следующие значения наработок между заменами насосов:

**Первый вариант:** при  $C_{zn} = 1\ 200\ 000$  руб.

Для насоса **P1-F** и **P1-G**:  $T_{opt} = 15280$  час

Для насоса **P2-F** и **P2-G**:  $T_{opt} = 12027$  час

**Второй вариант:** при  $C_{zn} = 600\ 000$  руб.

Для насоса **P1-F** и **P1-G**:  $T_{opt} = 12893$  час

Для насоса **P2-F** и **P2-G**:  $T_{opt} = 11719$



**INSTITUTE OF MINING SCIENCE AND TECHNOLOGY**  
№ 3 Phan Dinh Giot Str., Phuong Liet, Thanh Xuan, Hanoi, Vietnam  
Tel: +84.4.38642024 - Fax: +84.4.38641564  
Web: <http://imsat.vn> Email: [imsat@vkhcnm.com.vn](mailto:imsat@vkhcnm.com.vn)

**УТВЕРЖДАЮ**

Зам. директора Ханойского Института  
Горной Науки и Технологии  
Д.т.н. Нгуен Вьет Туан



«18» марта 2024 г. Ханой

**Справка**

о внедрении результатов диссертационной работы **Чан Ван Хиэпа**  
на тему: «Обоснование наработки между заменами  
насосов карьерного гидравлического экскаватора в условиях Вьетнама»,  
выполненной в Университете науки и технологий МИСИС  
(г. Москва, Россия)

Настоящей справкой подтверждаем, что «Методика расчета наработки между заменами насосов карьерного гидравлического экскаватора» являющаяся результатом диссертационной работы Чан Ван Хиэпа принята к использованию в научно-практических работах проводимых в Ханойском Институте Горной Науки и Технологии по заказу горнодобывающих компаний входящих в состав Vinacomín (Vietnam National Coal and Mineral Industries Group) и при подготовке специалистов в области технического обслуживания карьерных гидравлических экскаваторов.



## QUANG NINH UNIVERSITY OF INDUSTRY

Facility 1: Yen Tho, Dong Trieu, QuangNinh  
Facility 2: Minh Thanh, Quang Yen, QuangNinh  
Tel: (+84).0203.387.1292; Fax: 0203.3871/292  
Website: [www.qui.edu.vn](http://www.qui.edu.vn), email: [dhcnqn@qui.edu.vn](mailto:dhcnqn@qui.edu.vn)

Куангнинь, «20» марта 2024г.

### Справка

о внедрении результатов диссертационной работы **Чан Ван Хиэпа**  
на тему: «Обоснование наработки между заменами насосов карьерного гидравлического экскаватора в условиях Вьетнама», выполненной в  
Университете науки и технологий МИСИС  
(г. Москва, Россия)

Настоящей справкой подтверждаем, что результаты диссертационной работы Чан Ван Хиэпа приняты к использованию в учебном процессе при преподавании дисциплин «Надежность и техническое обслуживание», «Гидравлика и гидропривод горных машин», «Эксплуатация и ремонт горного оборудования».

Проректор университета КИУ, к.т.н.....



Д. Т. Фам

Общество с ограниченной ответственностью

## «МОГОРМАШ»

Россия, Москва, 107140 В. Красносельская, 9, оф. 1  
тел.: (499) 264-81-32, (499) 763-22-12; факс (499) 763-22-35  
E-mail: mogormash@mail.ru

---

### Справка

о внедрении результатов диссертационной работы Чан Ван Хиэпа на тему:  
«Обоснование наработки между заменами насосов карьерного гидравлического экскаватора в условиях Вьетнама» представленной на соискание ученой степени кандидата технических наук

Настоящей справкой подтверждаем, что результаты диссертационного исследования, выполненные аспирантом кафедры горного оборудования транспорта и машиностроения Горного института Национального исследовательского технологического университета МИСИС Чан Ван Хиэпом являются практически значимыми и будут использованы при эксплуатации основных насосов карьерных гидравлических экскаваторов. Использование наработок между заменами основных насосов, рассчитанных по предложенной методике позволит сократить расход топлива при эксплуатации карьерных гидравлических экскаваторов.

Генеральный директор  
проф., докт. тех. наук



В.Г. Мерзляков