

ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»
Факультет автоматизації виробництва та цифрових технологій
Кафедра автоматизації, електро- та робототехнічних систем

«Допущено до захисту»
Гарант ОПП

____ Віктор ХІЛОВ
22 січня ____ 2026р

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на здобуття освітнього ступеня магістра

за підсумками виконання освітньо-професійної програми
«Енергоефективні технології в системах електрозабезпечення гірничих
та металургійних підприємств»
за спеціальністю 141 Електроенергетика, електротехніка та
електромеханіка

**на тему "ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПРИВІДНОЇ
СИСТЕМИ МЕХАНІЗМУ ОБЕРТАННЯ БУРОВОГО ПОСТАВУ"**

Керівник роботи

Віктор ХІЛОВ

Консультант від бази
практики

Андрій СОЛОГУБ

*Кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень та напрацювань.
Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на
відповідне джерело. Електронний та паперовий варіанти роботи є ідентичними*

Здобувач

Віктор ДИФОРТ

--	--	--	--

Голова ЕК

Олексій ВЕРЕЩАК

ЗАПОРІЖЖЯ 2026

ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА»

Факультет	автоматизації виробництва та цифрових технологій
Кафедра	автоматизації, електро- та робототехнічних систем
Ступінь вищої освіти	магістр
Спеціальність	141 Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка
ОПП	Енергоефективні технології в системах електрозабезпечення гірничих та металургійних підприємств

Затверджую

Гарант ОПП

____ Віктор ХІЛОВ
08 грудня 2025р

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Дифорта Віктора Васильовича

- Тема роботи Підвищення енергоефективності привідної системи механізму обертання бурового постау
керівник роботи Хілов Віктор Сергійович, професор, доктор технічних наук,
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)
затверджені наказом Університету від 10.09. 2025 р. №239/10.09.2025
- Термін подання роботи 08.01.2026 р.
- Вихідні дані до роботи Навчальна література, державні стандарти з енергоефективності, методична література з спеціальних дисциплін та дипломування, науково-дослідницькі роботи, літературні джерела, технологічні інструкції, дані ЦГЗК, ПівнГЗК, ПівнГЗК, ІнГЗК результати власних експериментів та досліджень тощо
- Зміст пояснювальної записки (перелік питань) Анотація. Зміст. Вступ. 1. Аналіз привідних систем бурового верстату СБШ-250. Постановка задач дослідження з підвищення енергоефективності приводу обертання. 2. Синтез системи керуванням електроприводом обертання постау. 3. Математичне моделювання системи керуванням електроприводом обертання постау 4. Економічний ефект от провадження енергоефективного приводу обертання постау кар'єрного бурового верстату в умовах ГЗК Криворіжжя.5. Охорона праці та безпека виробництва при проведенні буровибухових робіт у кар'єрах Кривбасу. Висновки. Перелік використаних джерел.
- Перелік графічного (демонстраційного) матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1.Функціональні схеми автоматизації бурінням. 2.Функціональна схема системи векторного керування асинхронним двигуном. 3.Функціональна схема системи векторного керування асинхронним двигуном привода стау. 4.Структурна схема системи векторного керування потужністю привода стау. 5.Simulink/MATLAB модель приводу обертання. 6.Результати моделювання векторного керування потужністю асинхронним двигуном привода стау.
- Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх.

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта
1. Аналіз привідних систем бурового верстату СБШ-250. Постановка задач дослідження з підвищення енергоефективності приводу обертання поставу	Хілов В.С., професор кафедри АБЕРС
2. Синтез системи керуванням електроприводом обертання поставу	Хілов В.С., професор кафедри АБЕРС
3. Математичне моделювання системи керуванням електроприводом обертання поставу	Хілов В.С., професор кафедри АБЕРС
4. Економічний ефект от провадження енергоефективного приводу обертання поставу кар'єрного бурового верстату в умовах ГЗК Криворіжжя	Хілов В.С., професор кафедри АБЕРС
5. Охорона праці та безпека виробництва при проведенні буровибухових робіт у кар'єрах Кривбасу	Хілов В.С., професор кафедри АБЕРС

7. Дата видачі завдання 05.12.2025

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів роботи	Термін виконання етапів роботи
1	Розділ 1. Аналіз привідних систем бурового верстату СБШ-250. Постановка задач дослідження з підвищення енергоефективності приводу обертання	08.12.2025 – 13.12.2025
2	Розділ 2. Синтез системи керуванням електроприводом обертання поставу	15.12.2025 – 27.01.2026
3	Розділ 3. Математичне моделювання системи керуванням електроприводом обертання поставу	29.12.2025 – 03.01.2026
4	Розділ 4. Економічний ефект от провадження енергоефективного приводу обертання поставу кар'єрного бурового верстату в умовах ГЗК Криворіжжя. Розділ 5. Охорона праці та безпека виробництва при проведенні буровибухових робіт у кар'єрах Кривбасу.	05.01.2026 – 10.01.2026
5	Подання завершеної роботи. Перевірка на академічний плагіат	12.01.2026 – 17.01.2026
6	Остаточне оформлення роботи, презентаційного матеріалу, автореферату	19.01.2026 – 23.01.2026
7	Рецензування завершеної роботи. Захист	24.01.2026 – 28.01.2026

Здобувач

(Віктор Дифорт)

Керівник роботи

(Віктор ХІЛОВ)

АНОТАЦІЯ

Дифорт В.В. Підвищення енергоефективності привідної системи механізму обертання бурового постапу. (61 сторінок машинописного тексту, 14 рисунків, 4 таблиць, 32 використаних джерел). – Кваліфікаційна робота на правах рукопису.

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 141 «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка». ОПП «Енергоефективні технології в системах електрозабезпечення гірничих та металургійних підприємств» – ТОВ «ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ «МЕТІНВЕСТ ПОЛІТЕХНІКА», Запоріжжя, 2026.

Об'єктом дослідження є електромеханічна привідна система механізму обертання постапу бурового верстату.

Предметом дослідження є процеси, параметри та технічні рішення, що визначають ефективність та енергоощадність модернізованої електромеханічної привідної системи механізму обертання постапу бурового верстату.

У першому розділі проведено аналіз привідних систем бурового верстату СБШ-250. Розглянуто системи регулювання та підтримання оптимальних режимів буріння в автоматичному режимі. Здійснено вибір способу автоматичного керування приводом обертання бурового постапу. Зроблено постановку задач дослідження з підвищення енергоефективності приводу обертання.

У другому розділі відповідно до способу автоматичним регулюванням приводом обертання здійснено синтез системи керування електроприводом обертання постапу. Складено модель асинхронного двигуна на базі рівнянь узагальненої електричної машини. Використано систему векторного керування швидкістю асинхронного двигуна. Проаналізовано технологічний контур регулювання потужністю руйнування гірської породи.

У третьому розділі здійснено математичне моделювання системи керування електроприводом обертання постапу. Складено модель електромеханічної системи обертання постапу в середовищі MATLAB/Simulink. Здійснено аналіз результатів моделювання.

У четвертому розділі визначено економічний ефект от провадження енергоефективного приводу обертання постапу кар'єрного бурового верстату в умовах ГЗК Криворіжжя.

У п'ятому розділі надані заходи з охорони праці та безпека виробництва при проведенні буровибухових робіт у кар'єрах Кривбасу.

Результати дослідження можуть бути використані при модернізації електроприводів бурових установок, оптимізації енергоспоживання гірничих підприємств та впровадженні енергоефективних технологій у галузі відкритих гірничих робіт.

Апробація результатів роботи. Основні положення та результати досліджень магістерської роботи доповідалися, обговорювалися та одержали позитивні відгуки на міжнародній і 2-х всеукраїнських конференціях, у тому числі

1. Всеукраїнської науково-технічної інтернет-конференції Автоматизація та біомедичні і комп'ютерні технології. Дніпро, 26 березня 2025 р.

2. Всеукраїнської студентська науково-технічна конференція "Start in science". Дніпро, 12 грудня 2025 р.

3. 1st International Scientific and Practical Conference «Innovative Approaches in Modern Science and Technology». March 26-28, 2025. Lisbon, Portugal.

4. Студентська науково-технічна конференція «Студентська наука: обмін ідеями та досвідом». Запоріжжя, 07.05.25.

Публікації. За результатами виконаних у магістерській роботі досліджень опубліковано 6 статей у журналах, збірниках наукових праць і матеріалів науково-технічних конференцій. З цих наукових праць у спеціалізованих виданнях опубліковано 5 роботи.

ЕЛЕКТРОПРИВОД, БУРОВИЙ ВЕРСТАТ, ПОТІК ПОТУЖНОСТІ, ШАРОШКОВЕ ДОЛОТО ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1 АНАЛІЗ ПРИВІДНИХ СИСТЕМ БУРОВОГО ВЕРСТАТУ СБШ-250. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ З ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ ПРИВОДУ ОБЕРТАННЯ.....	12
1.1 Системи регулювання та підтримання оптимальних режимів буріння в автоматичному режимі.....	12
1.2 Вибір способу автоматичного керування приводом обертання бурового поставу.....	15
1.3 Висновки за розділом.....	21
2 СИНТЕЗ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ОБЕРТАННЯ ПОСТАВУ	23
2.1 Модель асинхронного двигуна на базі рівнянь узагальненої електричної машини	23
2.2 Векторне керування швидкістю асинхронного двигуна.....	27
2.3 Контур регулювання потужністю	30
2.4 Висновки за розділом.....	34
3 Математичне моделювання системи керування електроприводом обертання поставу	36
3.1 Модель електромеханічної системи обертання поставу.....	36
3.2 Результати моделювання.....	39
3.3 Висновки по розділу	46
4 ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ОТ ПРОВАДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО ПРИВОДУ ОБЕРТАННЯ ПОСТАВУ КАР'ЄРНОГО БУРОВОГО ВЕРСТАТУ В УМОВАХ ГЗК КРИВОРІЖЖЯ	48
4.1 Вихідні дані для розрахунку.....	48
4.2 Розрахунок споживання електроенергії	48
4.3 Річна економія електроенергії.....	49
4.4 Висновки за розділом.....	50
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ВИРОБНИЦТВА ПРИ ПРОВЕДЕННІ БУРОВИБУХОВИХ РОБІТ У КАР'ЄРАХ КРИВБАСУ.....	51
5.1 Загальні положення та нормативно-правова база	51
5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів.....	51
5.3 Вимоги безпеки при бурінні вибухових свердловин	52

5.4 Заходи безпеки при виконанні вибухових робіт.....	52
5.5 Заходи щодо зменшення дії шкідливих факторів.....	53
5.6 Засоби індивідуального захисту персоналу	53
5.7 Оцінка ризиків та заходи щодо їх мінімізації.....	54
5.8 Електробезпека бурових верстатів	54
5.9 Пожежна безпека	54
5.10 Висновки до розділу.....	55
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	56
ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	58

ВСТУП

Сучасний розвиток гірничодобувної та металургійної промисловості висуває підвищені вимоги до енергоефективності, надійності та автоматизації технологічного обладнання. В умовах постійного зростання вартості енергоресурсів та необхідності підвищення продуктивності виробництва особливої актуальності набуває проблема зниження енергоспоживання електроприводних систем, що є основою більшості технологічних процесів. Одним із найбільш енергоємних механізмів бурового верстату є механізм обертання бурового поставу, який забезпечує виконання процесу буріння та визначає ефективність роботи бурового комплексу в цілому [1, 2].

Традиційні привідні системи бурових механізмів характеризуються високими динамічними навантаженнями, непостійністю робочих режимів та значними втратами енергії, пов'язаними з недосконалістю систем керування, низькою якістю регулювання моменту та швидкості, а також технологічними особливостями буріння. Удосконалення електроприводу механізму бертання є ключовим напрямом підвищення загальної енергоефективності бурових процесів і безпосередньо впливає на собівартість видобутку, продуктивність устаткування та ресурс його роботи [3-5].

Впровадження сучасних енергоощадних технологій – векторного керування, частотного регулювання, адаптивних алгоритмів керування та оптимізації електромеханічних режимів – відкриває можливості суттєвого зменшення витрат електроенергії та підвищення техніко-економічних показників роботи привідної системи. На тлі цифровізації виробництва, модернізації електромеханічних комплексів та переходу до інтелектуальних систем керування актуальність дослідження спрямованого на підвищення енергоефективності приводів стає ще більш значущою [6, 7].

Метою роботи є підвищення енергоефективності привідної системи механізму обертання бурового поставу шляхом розроблення та обґрунтування технічних і алгоритмічних рішень, спрямованих на оптимізацію режимів роботи електроприводу та зменшення енергетичних втрат у динамічних і усталених середовищах експлуатації.

Для досягнення поставленої мети в роботі вирішуються такі завдання:

- аналіз сучасного стану електроприводів бурових механізмів та факторів, що визначають їх енергоефективність;
- побудова математичної моделі електромеханічної системи «перетворювач – двигун – навантаження»;
- моделювання режимів роботи приводу та оцінка енергетичних характеристик базової системи;
- розроблення заходів і алгоритмів підвищення енергоефективності;
- порівняльна оцінка роботи традиційної та удосконаленої системи;

– економічне обґрунтування впровадження удосконаленої привідної системи.

Об'єктом дослідження є процеси електромеханічного перетворення енергії в приводі механізму обертання бурового поставу. Предметом дослідження є методи та засоби підвищення енергоефективності привідної системи за рахунок оптимізації керування та конструктивно-алгоритмічних рішень.

Методи дослідження включають аналіз літературних джерел і технічних характеристик устаткування, математичне моделювання електромеханічних процесів, комп'ютерне моделювання в середовищі MATLAB/Simulink, порівняльний аналіз енергоспоживання та оцінку ефективності запропонованих технічних рішень.

Наукова новизна дослідження полягає в розробленні та обґрунтуванні удосконалених алгоритмів керування електроприводом обертання бурового поставу, що забезпечують підвищення енергоефективності при змінних технологічних навантаженнях. Практичне значення роботи полягає у можливості впровадження запропонованих рішень у реальні промислові системи, що дозволить підвищити продуктивність та знизити енергетичні витрати бурових підприємств.

Актуальність теми. Сучасний етап розвитку гірничодобувної промисловості характеризується підвищеними вимогами до енергоефективності технологічного обладнання, зокрема бурових установок. Механізм обертання бурового поставу є одним з основних енергоємних вузлів, що безпосередньо визначає продуктивність, надійність і економічність бурових робіт. Значні динамічні навантаження, нерівномірність технологічних режимів, широкі діапазони регулювання швидкості та моменту створюють підвищений рівень енергоспоживання і вимагають застосування високоефективних електроприводних систем.

У структурі витрат бурових робіт витрати на електроенергію займають відчутну частку, тому впровадження енергоощадних рішень безпосередньо впливає на собівартість продукції, конкурентоспроможність та екологічні показники виробництва. Традиційні системи електроприводу бурових механізмів часто працюють з низьким коефіцієнтом корисної дії, не забезпечують оптимального керування моментом і швидкістю, а також мають обмежені можливості адаптації до змінних навантажень. Це призводить до перевитрат електроенергії, передчасного зношування обладнання та зниження ефективності технологічного процесу [8].

Сучасні методи частотного та векторного керування, енергоощадні алгоритми, використання високопродуктивних перетворювачів та асинхронних або синхронних двигунів із покращеними характеристиками відкривають можливості значного підвищення енергоефективності привідних систем. Дослідження та оптимізація динамічних характеристик приводу в умовах нестабільного навантаження є важливою науковою

проблемою, вирішення якої дозволяє отримати істотні технічні та економічні переваги [9, 10].

Таким чином, підвищення енергоефективності привідної системи механізму обертання бурового поставу є актуальним науково-практичним завданням, спрямованим на зменшення енергоспоживання, покращення показників надійності та ресурсу роботи приводу, а також підвищення ефективності бурових процесів у цілому. Розв'язання цієї задачі відповідає сучасним тенденціям енергоефективного розвитку промисловості та вимогам до модернізації електромеханічних систем гірничодобувного комплексу.

Метою дослідження є підвищення енергоефективності привідної системи механізму обертання бурового поставу шляхом удосконалення структури керування, оптимізації режимів роботи електроприводу та зниження енергетичних втрат у динамічних та усталених режимах експлуатації.

Досягнення поставленої мети передбачає комплексне дослідження електромеханічної системи, побудову її математичної моделі, аналіз енергетичних показників та розроблення технічних рішень, спрямованих на зменшення енергоспоживання та підвищення ефективності роботи приводу.

Завдання дослідження. Для реалізації поставленої мети в роботі необхідно вирішити такі основні завдання:

- 1) проаналізувати сучасний стан привідних систем механізму обертання бурового поставу, визначити типові режими роботи та основні фактори, що впливають на енергоефективність;

- 2) розробити математичну модель електромеханічної системи, яка враховує параметри електродвигуна, перетворювача частоти та навантаження бурового процесу;

- 3) виконати моделювання динамічних режимів роботи приводу в середовищі MATLAB/Simulink для виявлення характеру енергетичних втрат та визначення вузлів, що потребують оптимізації;

- 4) оцінити існуючі та перспективні методи управління електроприводом, зокрема частотне управління, векторне керування, адаптивне та енергоощадне керування;

- 5) розробити та обґрунтувати технічні заходи щодо підвищення енергоефективності, включно зі зміною алгоритмів керування, оптимізацією параметрів приводу та впровадженням нових режимів роботи;

- 6) провести порівняльне моделювання базової та модернізованої системи, оцінити динаміку, механічні характеристики та енергоспоживання;

- 7) визначити економічну ефективність запропонованих рішень, оцінити рівень енергозбереження та термін окупності модернізації.

Публікації. За результатами виконаних у дисертаційній роботі досліджень опубліковано 6 статей у журналах, збірниках наукових праць і матеріалів науково-технічних конференцій:

1. Khilov, V. S., Dyfort, V. V., & Pavlyshyn, O. Y. (2025). Construction principles of roller-bit drilling rigs drive systems for Kryvyi Rih quarries. *Scientific Journal of Metinvest Polytechnic. Series: Technical sciences*. DOI: 10.32782/3041-2080/2025-4-18

2. Дифорт В.В., Павлишина О.Ю., Хілов В.С. Дослідження на комп'ютерній моделі динамічних властивостей приводних систем бурового верстату. Збірник тез Всеукраїнської науково-технічної інтернет-конференції Автоматизація та біомедичні і комп'ютерні технології./ ДВНЗ ПДТУ. - Дніпро: ПДТУ, 2025, С.97-99. URL: <https://drive.google.com/file/d/1nWwiammOhuSOX15urHF1STM3JkqcSvXu/view?usp=sharing>

3. Khilov V., Dyfort V., Pavlyshyna A., Pavlishin S. Improving the Energy Efficiency of Drive Systems of Drilling Gigs for Kryvbas Quarries. *Innovative Approaches in Modern Science and Nechnology: Collection of Scientific Papers "International Scientific Unity"* with Proceedings of the 1st International Scientific and Practical Conference/ March 26-28, 2025. Lisbon, Portugal. Pp.315-319. DOI: <https://doi10.70286/ISU-26.03.2025>

4. Khilov, V. S., Dyfort V.V., Pavlyshyna O.Y. Dynamic parameters determination of the hydro-mechanical system electric drive control object. . *Науковий Журнал Метінвест Політехніки. Серія: Технічні науки*. 2025. № 3. с. 102-108 DOI: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2025-3-13>

5. Khilov V.S., Dyfort V.V., Pavlbshin S.V., Pavlbshina O.Y. Drilling rig drive parameters indetefication. / *Науковий журнал Метінвест Політехніки. Серія: Технічні науки, №3, 2025, p.133-119* DOI: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2025-3-13>

6. Дифорт В.В., Павлишин С.В., Павлишина О.Ю. Стан та шляхи вдосконалення приводних систем бурових верстатів для кар'єрів Кривбасу. URL: *Start in Science/ Науково-технічна конференція. Одеса, Олді+, 2025* С.152-155. <https://metinvest.university/page/26563>.

1.1 Системи регулювання та підтримання оптимальних режимів буріння в автоматичному режимі

У цій системі параметри буріння – зокрема швидкість обертання поставу та осьове навантаження на вибій – автоматично коригувалися відповідно до твердості гірських порід. Оцінювання міцності породи здійснювалося за величиною крутного моменту на електродвигуні обертання.

Привід побудовано за схемою генератор–двигун (Г–Д) із використанням електромашинного підсилювача. У контурі керування обертанням поставу застосовувалися електромашинний підсилювач ЕМП1, генератор Г та двигун Д постійного струму. Канал подачі включав канатно-поліспастиний механізм СП, гідравлічний дросель ДГ, гідросистему ГС, серводвигун СД та електромашинний підсилювач ЕМП2.

12

відповідно зменшується частота обертання двигуна Д. У подальших версіях системи було додано негативний зворотний зв'язок за напругою якоря, що підвищило стабільність регулювання.

Керування осьовим навантаженням здійснюється через астатичний контур стабілізації струму двигуна обертання. Якщо фактичний струм відхиляється від заданого значення, на виході електромашиного підсилювача ЕМП2 формується підсилений сигнал невідповідності між завданням на подачу поставу та інформацією з датчика струму. Серводвигун СД, реагуючи на цей сигнал, переміщує гідравлічний дросель ДГ, змінюючи тиск мастила та величину подачі доти, доки значення струму двигуна Д не буде вирівняно із заданим.

Згідно з концепцією, закладеною розробниками, контур регулювання осьового зусилля мав би збільшувати навантаження на постав у разі зростання твердості гірських порід. Проте експлуатаційна практика та подальший теоретичний аналіз показали, що під час буріння порід зі змінною міцністю система втрачає стійкість роботи. Це відбувається через невідповідні поєднання осьового тиску та частоти обертання поставу, що призводить до появи автоколивань і навіть періодичних зупинок двигуна обертання. У дослідженні [27] встановлено, що система має структурну нестійкість, спричинену наявністю двох послідовно з'єднаних інтегруючих ланок у контурі керування.

Математичне моделювання, наведене в роботі [28], підтвердило, що головна проблема системи полягає у стабілізації струму двигуна шляхом зміни осьового навантаження. За буріння твердих порід, коли момент опору на долоті підвищується, система формує надто мале осьове зусилля, що негативно впливає на процес руйнування породи. Принципові схеми та конструктивні особливості цієї системи докладно описані у працях [29, 30].

Подальший розвиток концепції автоматизації процесу буріння було реалізовано у системі, з використанням магнітних підсилювачей. Теоретичні напрацювання та результати експериментальних досліджень цієї системи подані в роботах [31, 32]. Канал автоматичного регулювання осьового навантаження (рисунк 1.2) включає гідродрозель ДГ, механізм ручного керування подачею, гідросистему ГС та систему подачі СП. Особливістю такого підходу є те, що величина осьового зусилля на вибій змінюється за рахунок природного варіювання гідравлічного опору в зливальній лінії, що непрямым чином враховує буримість гірських порід.

Канал регулювання частоти обертання, має суттєві відмінності порівняно з системою, запропонованою інститутом ГУА. У його структурі використовується функціональний перетворювач ФП, на вхід якого подається сигнал від датчика осьового навантаження (або датчика тиску). На виході формується коригувальний сигнал, що впливає на задавальний канал. У загальному випадку ФП реалізує нелінійну характеристику перетворення: зі збільшенням тиску на постав вихідний сигнал зменшується, забезпечуючи необхідну зміну частоти обертання.

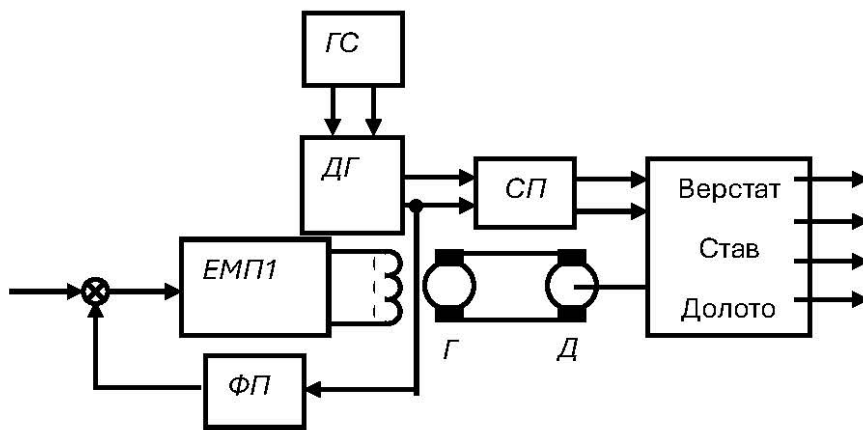


Рисунок 1.2 - Функціональна схема системи управління процесом буріння

Система «Режим-2НМ» була розроблена Північно-Кавказькою філією Всесоюзного науково-дослідного інституту кольорметавтоматики (ВНДКІ) спільно з Науково-дослідним інститутом відкритих гірничих робіт (НДІВГР). До каналу керування осьовим зусиллям (Рисунок 1.3) входять регулятор тиску РТ, підсилювач та датчик тиску СТ, які формують замкнений контур регулювання тиску в циліндрах подачі. На вхід регулятора подаються два задавальні сигнали: сигнал ручного встановлення та сигнал, зворотно пропорційний лінійній швидкості переміщення поставу. Вихідний сигнал НП формується шляхом нелінійного перетворення даних з датчика швидкості подачі, що дозволяє забезпечити зміну осьового зусилля за гіперболічною залежністю.

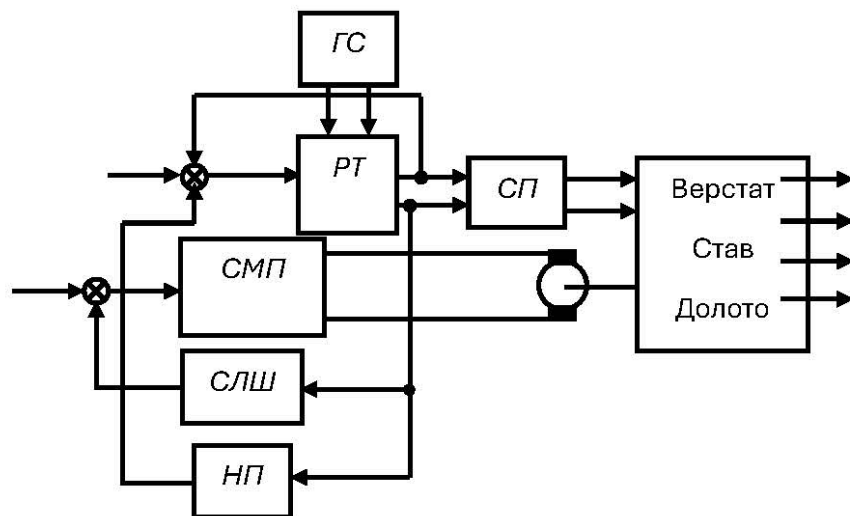


Рисунок 1.3 - Функціональна схема системи автоматичного регулювання бурового процесу «Режим-2НМ»

Канал керування частотою обертання поставу включає двигун постійного струму та силовий магнітний підсилювач СМП. Задавальний сигнал подається на СМП оператором буріння, а додатковим є позитивний

зворотний зв'язок від датчика лінійної швидкості пересування поставу СЛШ. Завдяки цьому частота обертання долота автоматично змінюється пропорційно швидкості подачі.

У роботі [30] як показник для регулювання процесу буріння пропонується використовувати поточну величину вартості проходки одного метра свердловини. Режимні параметри — частоту обертання долота та осьовий тиск на постав — рекомендується підбирати таким чином, щоб при заданих гірничо-геологічних умовах мінімізувати загальні витрати на метр буріння. На основі цього критерію було розроблено кілька типів екстремальних регуляторів режимів буріння [26]. Величина загальних витрат на метр проходки визначалася експериментально для конкретних гірничо-геологічних умов.

Стійкість шарошкових доліт аналізувалася як функція режимних параметрів і оцінювалася через усереднене значення, яке для практичного застосування є недостатньо точним. У разі значних коливань стійкості долота мінімум загальних витрат на метр проходки не відповідає конкретним значенням тиску та частоти обертання долота, а визначається певним діапазоном можливих варіацій режимних параметрів.

Описані системи екстремального керування процесом буріння на території Криворізького басейну не знайшли промислового застосування, оскільки закладені в них принципи при експериментальній перевірці на кар'єрах гірничо-збагачувальних комбінатів Криворіжжя не підтвердилися. Аналіз існуючих систем регулювання свідчить, що, незважаючи на значну кількість розробок у сфері автоматизованих систем керування режимами буріння кар'єрних шарошкових верстатів як в Україні, так і за кордоном, на сьогодні ще не створено надійної та ефективної системи.

1.2 Вибір способу автоматичного керування приводом обертання бурового поставу

Бурові верстати СБШС-250Н та СБШ-250/270-32, створені ВАТ «НКМЗ», оснащені двома регульованими системами обертання поставу та системою подачі СПО, у яких застосовані сучасні цифрові приводи постійного та змінного струму. Ці електромеханічні системи є повністю керованими та значно розширюють можливості автоматизації бурового процесу, дозволяючи враховувати технологічні особливості роботи шарошкового верстата. Подібного рівня автоматизації не можна було досягти при використанні нерегульованих приводів подачі поставу, характерних для верстатів СБШ-250МН-32.

Керування приводом обертання слід здійснювати з урахуванням твердості гірських порід. Тому технологічні параметри буріння повинні коригуватися відповідно до таких закономірностей [26]:

$$n = n_0 + b/f; G = G_0 + a \cdot f; V_M = V_0 + \frac{c}{f},$$

де G, n, V_M, G_0, n_0, V_0 – поточне і початкове осьове зусилля, частота обертання і механічна швидкість буріння;

a, b, c – постійні коефіцієнти, що залежать від порід, що буряться, типу долота та ін.;

f – міцність породи, яка буриться, за шкалою Протодьяконова.

Графічне відображення наведених рівнянь представлено у вигляді залежностей (рисунок 1.4), які визначають принцип регулювання процесу буріння порід із змінною міцністю: зі збільшенням твердості породи частота обертання шарошкового долота зменшується, а осьове навантаження на постав зростає. Виконання цього алгоритму здійснюється оператором у ручному режимі керування. Оскільки міцність породи не піддається безпосередньому вимірюванню, буровий майстер оцінює її за величиною моменту опору на долоті. В результаті буріння проводиться за усередненими даними, оскільки оператор не має можливості оперативно реагувати на миттєві зміни міцності породи.

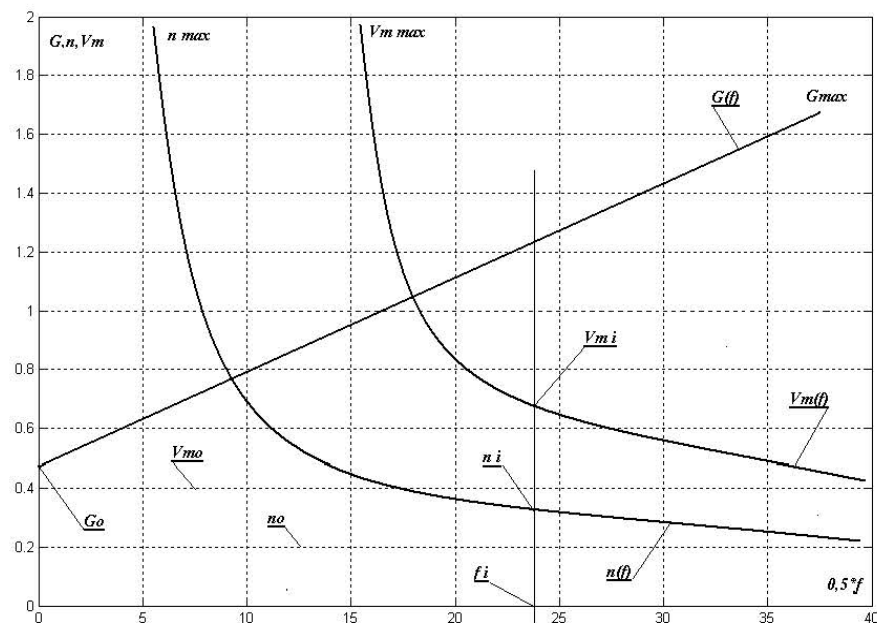


Рисунок 1.4 - Залежності режимних параметрів від міцності гірської породи , яка буриться

Оснoву запропонованого методу керування приводними системами подачі та обертання становить завдання підвищення стійкості долота шляхом удосконалення режиму буріння. Це досягається за рахунок формування «жорстких» механічних характеристик приводу обертання при бурінні м'яких або руйнованих порід та «м'яких» характеристик при роботі з міцними, незруйнованими породами. У разі буріння порід із чергуванням фізико-механічних властивостей автоматичне перемикання режимів роботи приводної системи залежно від міцності породи дозволяє підвищити стійкість долота.

Реалізація цього підходу здійснюється шляхом розподілу режимів роботи приводних систем бурового верстата відповідно до характеристик міцності буреної породи, що забезпечує оптимальне навантаження на долото та ефективне використання його ресурсу.

Крім того, у запропонованому методі керування процесом буріння враховується необхідність обмеження вібраційних коливань бурового постапу, які можуть викликати автоколивання в електромеханічній системі. У випадку збігу власних і вимушених частот виникають аварійні резонансні явища на верстаті. При зростанні потужності, що витрачається на руйнування породи, і одночасному збереженні постійного моменту опору частота обертання постапу та амплітуда його вібрацій збільшуються. Тому в рамках запропонованого способу керування амплітуда вібрацій обмежується шляхом регулювання заданої потужності руйнування: із збільшенням коливань потужність, спрямована на руйнування породи, автоматично зменшується.

Буріння твердих, тріщинуватих і незруйнованих гірських порід супроводжується значними піковими моментами опору на долоті. Іноді величина цього моменту перевищує максимально допустимий крутний момент приводу обертання, що може призвести до «захоплення» долота на вибої. Оскільки момент опору залежить від осьового тиску, при перевищенні встановленого значення його необхідно зменшувати до допустимого рівня шляхом регулювання тиску на долото: зменшення тиску знижує величину моменту опору.

Якщо поточна потужність, потрібна для руйнування породи, менша за задану, буріння ведеться у менш енергоємних породах — зруйнованих або м'яких. У такому випадку доцільно працювати у режимі підтримки постійної частоти обертання долота з регулюванням осьового тиску. При цьому необхідно обмежувати лінійну швидкість подачі, щоб уникнути динамічних ударів шарошок при переході на породи з більш високою міцністю.

При переході долота на більш міцні або незруйновані породи збільшується потужність, необхідна для руйнування гірського масиву. У такому режимі для підвищення стійкості долота доцільно застосовувати буріння при сталому осьовому тиску з регулюванням частоти обертання. Для оптимізації умов роботи долота слід підтримувати постійний потік потужності у зоні вибою, тобто зі зростанням моменту опору частота обертання долота відповідно зменшується.

На рисунок 1.5 показана статична механічна характеристика, що формується на долоті при цьому способі керування приводними системами подачі та обертання постапу (де ω – частота обертання долота, M_c – момент опору).

Реалізація способу керування відбувається таким чином: під час буріння по зруйнованих або м'яких, малоенергоємних породах, потужність, необхідна для руйнування, невелика. У цьому випадку доцільно обмежити частоту обертання долота на максимальному

заданому рівні та контролювати осьове навантаження таким чином, щоб лінійна швидкість переміщення долота не перевищувала встановлену межу (ділянка 1–3 на механічній характеристиці). При збільшенні осьового тиску зростає як потужність, необхідна для руйнування породи, так і статичний момент на долоті.

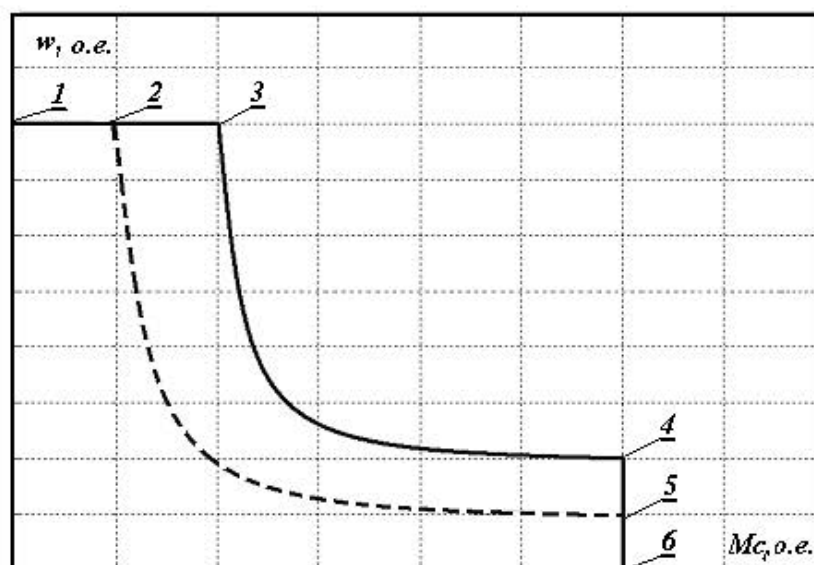


Рисунок 1.5 - Статична механічна характеристика привідної системи

При переході долота на незруйновані міцні породи збільшується потужність, що споживається приводом обертання, тобто буріння ведеться по енергоємних породах. Продуктивність бурового верстата в цьому випадку обмежується його енергетичними можливостями. Верстат працює на ділянці механічної характеристики 3–4 (рисунок 1.5), де керування енергетичними ресурсами здійснюється із забезпеченням постійного потоку потужності, необхідної для руйнування породи. У такому режимі зі зростанням міцності буреної породи статичний момент опору на долоті збільшується, а частота його обертання зменшується. Лінійна швидкість переміщення долота є непостійною та визначається фізико-механічними властивостями породи. На ділянці механічної характеристики 3–4 підтримується сталий осьовий тиск на долото.

Перехід на ділянку механічної характеристики 4–6 відбувається у випадках «захоплення» долота тріщинуватими породами або при бурінні міцних порід із високими осьовими тисками. У цьому режимі статичний момент на долоті може перевищувати допустимий крутильний момент привідної системи. Для стабілізації моменту необхідно зменшити осьове навантаження на долото, що призводить до зниження та утримання статичного моменту на допустимому постійному рівні.

На ділянці механічної характеристики 4–6 підтримуються сталими як статичний момент, так і потік потужності, витраченої на руйнування породи. Зниження вібраційних коливань досягається шляхом регулювання

заданої потужності руйнування. Статичні характеристики режиму з пониженою потужністю руйнування показані на Рисунок 1.5 пунктирною лінією (ділянка 1–2–5–6).

Ключовим аспектом при розробці системи керування приводом обертання є визначення оптимального способу його регулювання. Існують різні методи керування, які забезпечують підтримку на постійному рівні одного з параметрів: частоти обертання поставу, моменту опору на долоті, лінійної швидкості переміщення поставу, осьового тиску або потужності, що споживається приводом обертання. Виходячи з енергетичного критерію стійкості долота, обирається найбільш ефективний метод керування приводом обертання верстата шарошкового буріння.

Робота бурового верстата полягає у перетворенні електромагнітної енергії, що надходить від системи електропостачання, у механічну енергію, яка частково витрачається на непродуктивні втрати та частково перетворюється на корисну роботу для руйнування гірської породи і транспортування бурового дріб'язку до горловини свердловини. Енергетичні потоки організовуються по окремих каналах: осьове зусилля відповідає за потужність лінійного переміщення поставу; частота обертання долота – за потужність руйнування породи; тиск та витрата стисненого повітря – за потужність видалення бурового дріб'язку.

У кожному каналі використовується індивідуальний перетворювач енергії: регульований електрогідромеханічний привід подачі бурового снаряда, регульований електромеханічний привід обертання шарошкового долота та нерегульований електромеханічний привід компресора для виведення бурового дріб'язку з поверхні вибою.

Енергетичні потоки спрямовані безпосередньо на поверхню вибою: осьове зусилля зумовлює створення напруженого стану в масиві, енергія обертання долота витрачається на проникнення штирів у поверхневий шар вибою, руйнування та подрібнення породи, після чого буровий дріб'язок видаляється потоком повітря до горловини свердловини.

Процес буріння реалізується за двома взаємовиключними напрямками: максимальне число пробурених свердловин за мінімальний час та мінімальне спрацювання бурового інструмента (штанг і доліт) під час роботи.

Найбільше зношування зазнає шарошкове долото, зокрема його робоче озброєння та опори. Долото під час роботи піддається значним статичним і динамічним навантаженням, а також інтенсивному зношуванню через стоннення матеріалу та абразивне тертя. Потік енергії обертання витрачається не лише на руйнування породи, а й на деформацію і руйнування самого долота.

Штирі шарошки піддаються циклічним ударним навантаженням, що призводить до накопичення пошкоджень через стоннення матеріалу. Проникнення штиря в гірську масу відбувається під час удару, при якому кінетична енергія обертання поставу перетворюється на потенційну енергію руйнування породи, створюючи напружений стан у вибої та

руйнуючи його поверхневий шар. Зі збільшенням міцності породи підвищується потенційна енергія руйнування при збереженні постійної інтенсивності процесу. Одночасно зростає спрацювання долота через підвищене стомлення матеріалу шарошки.

Рівень зношування долота від втоми матеріалу залежить від подоланого моменту опору при поточній частоті обертання поставу та від потужності, що виділяється в зоні контакту шарошки з породою, яка змінюється за міцністю за невідомим законом. Нерівномірне виділення потужності у зоні вибою призводить до нерівномірного розподілу навантажень по поверхні шарошки, що спричиняє зони з різним рівнем напруженості. Як результат, зношування озброєння та опор долота відбувається нерівномірно, що негативно впливає на його загальну стійкість.

Для оцінки стійкості долота пропонуються такі критерії: проходка на одне долото, моторесурс долота та умовне спрацювання долота [30].

Критерій стійкості шарошкового долота, який об'єктивно відображає поточний режим його роботи (спрацювання), повинен враховувати як міцність буреної породи, так і тривалість контакту долота з масивом, характеристики якого змінюються залежно від міцності та абразивності. Оцінку міцності та абразивності породи можна проводити на основі величини моменту опору на шарошці: зі зростанням міцності та абразивності момент опору збільшується, що одночасно підвищує спрацювання робочого озброєння та опор долота. Ступінь спрацьованості долота можна оцінити через кут його повороту при поточному моменті опору, тобто

$$dW = M_c(\alpha) \cdot d\alpha,$$

де dW – диференціальна величина спрацювання долота;

$M_c(\alpha)$ – поточне значення моменту опору на шарошці;

$d\alpha$ – приріст кута повороту.

Повне зношування робочого озброєння та опор долота, відповідно до запропонованого критерію стійкості, визначається як

$$W = \int_0^{\alpha_K} M_c(\alpha) \cdot d\alpha,$$

де α_K – сумарний кут повороту долота, що відповідає його повному (допустимому) зношуванню робочого озброєння та опор.

Зі зростанням міцності породи (моменту опору) допустимий кут повороту долота зменшується, тоді як робота шарошки у менш міцних породах призводить до збільшення цього кута. Залежність допустимого кута повороту від моменту опору при обмеженому ресурсі працездатності долота має гіперболічний характер.

Далі здійснюється перехід від допустимого кута повороту долота до часу його експлуатаційної працездатності T_K

$$W = \int_0^{T_K} M_c(\alpha) \cdot \frac{d\alpha}{dt} \cdot dt = \int_0^{T_K} M_c(t) \cdot \omega \cdot dt,$$

де t, dt – момент поточного часу та його приріст;

ω – частота обертання долота;

T_K – час, що відповідає допустимому (граничному) зношуванню долота.

Слід врахувати, що добуток моменту опору на частоту обертання визначає потужність, що витрачається долотом на руйнування породи $P(t)$, а інтегрування поточної потужності за часом дає енергію E . У такому разі отримуємо

$$W = \int_0^{T_K} M_c(t) \cdot \omega \cdot dt = \int_0^{T_K} P(t) \cdot dt = E,$$

Припустиме зношування долота визначається кількістю енергії, яку шарошка витрачає на руйнування породи у зоні вибою. Зі збільшенням витраченої енергії підвищується і ступінь спрацювання долота.

Таким чином, виходячи з енергетичного критерію стійкості долота, найбільш стійким буде долото при рівномірному енергетичному навантаженні, тобто при лінійному наростанні енергії руйнування породи або при підтриманні постійної потужності в зоні контакту долото–вибій. Запропонований критерій працездатності долота узагальнює раніше запропоновані показники (проходка на долото, моторесурс, умовне спрацювання), оскільки автоматично враховує міцність та абразивність пробуреної породи. Для забезпечення рівномірного зношування у часі необхідно, щоб потік енергії, що формує канал «частота обертання поставу – потужність руйнування породи», лінійно зростає з часом. Інакше кажучи, швидкість витрати енергії повинна залишатися постійною. Це означає, що для підтримки рівномірного накопичення руйнувань від втоми матеріалу потрібно регулювати швидкість подачі енергії в зону вибою, змінюючи частоту обертання поставу зворотно-пропорційно моменту опору на долоті. Така регуляція дозволяє підтримувати постійну потужність, що надходить у канал «частота обертання – потужність руйнування».

1.3 Висновки за розділом

При розробці способу керування приводом обертання поставу в процесі шарошкового буріння використано підхід, запропонований Інститутом електродинаміки НАН України та частково апробований експериментально на Полтавському ГЗК. Цей метод передбачає контроль потужності двигуна обертання поставу, що забезпечує підвищення стійкості долота та зниження собівартості буро-підливних робіт. При

реалізації способу керування необхідно враховувати обмеження на параметри вібрації поставу та всього бурового верстату.

Для забезпечення рівномірного зношування у часі необхідно, щоб потік енергії, що формує канал «частота обертання поставу – потужність руйнування породи», лінійно зростає з часом. Інакше кажучи, швидкість витрати енергії повинна залишатися постійною. Це означає, що для підтримки рівномірного накопичення руйнувань від втоми матеріалу потрібно регулювати швидкість подачі енергії в зону вибою, змінюючи частоту обертання поставу зворотно-пропорційно моменту опору на долоті. Така регуляція дозволяє підтримувати постійну потужність, що надходить у канал «частота обертання – потужність руйнування».

Виходячи з енергетичного критерію стійкості долота, найбільш стійким буде долото при рівномірному енергетичному навантаженні, тобто при лінійному наростанні енергії руйнування породи або при підтриманні постійної потужності в зоні контакту долото–вибій. Запропонований критерій працездатності долота узагальнює раніше запропоновані показники (проходка на долото, моторесурс, умовне спрацювання), оскільки автоматично враховує міцність та абразивність пробуреної породи.

2 СИНТЕЗ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ОБЕРТАННЯ ПОСТАВУ

Сучасний розвиток регульованих електроприводів тісно пов'язаний із принципово новими досягненнями в силовій та інформаційній електроніці. Впровадження повністю керованих напівпровідникових силових приладів дозволило перетворювати електричну енергію у форму, найбільш зручну для управління електромашинами, що відкрило широкі можливості для створення сучасних регульованих приводів. Застосування мікропроцесорної техніки суттєво змінило елементну базу та розширило функціональні можливості систем керування електроприводами.

Ще однією особливістю є поява об'єктно-орієнтованих приводів, що призводить до ускладнення та розширення функцій, пов'язаних із керуванням технологічним процесом, а отже – до збільшення складності систем управління.

На сьогодні більшість регульованих приводів обертання шарошкових верстатів оснащено приводами постійного струму. Обмежене застосування приводів змінного струму пояснюється відсутністю до останнього часу надійних частотних перетворювачів, здатних працювати в умовах складної експлуатації гірничих підприємств.

Визначення алгоритму роботи системи керування, що забезпечує оптимальні показники технологічного процесу руйнування гірського масиву, є одним із ключових завдань автоматизації обертального буріння. Система керування повинна автоматично підбирати обертальний момент на долоті та відповідну частоту його обертання. Встановлення цих параметрів залежно від фізико-механічних властивостей породи забезпечує реалізацію способу керування процесом буріння, визначеного у розд. 1.2, що сприяє підвищенню стійкості шарошкового долота при підтримці максимальної швидкості буріння та мінімальної вартості проходки свердловини.

2.1 Модель асинхронного двигуна на базі рівнянь узагальненої електричної машини

Асинхронний двигун живиться із боку статора. Його ротор зробимо короткозамкненим. Тоді рівняння електричної рівноваги обмоток запишуться так [18]:

$$\left. \begin{aligned} u_{s\alpha} &= i_{s\alpha} R_s + \frac{d\psi_{s\alpha}}{dt}; \\ u_{s\beta} &= i_{s\beta} R_s + \frac{d\psi_{s\beta}}{dt}; \\ 0 &= i_{rd} R_r + \frac{d\psi_{rd}}{dt}; \\ 0 &= i_{rq} R_r + \frac{d\psi_{rq}}{dt}. \end{aligned} \right\}$$

де $u_{s\alpha}$ – напруга статора фази α ;
 $u_{s\beta}$ – напруга статора фази β ;
 $i_{s\alpha}$ – струм статора фази α ;
 $i_{s\beta}$ – струм статора фази β ;
 R_s – активний опір статора;
 $\psi_{s\alpha}$ – потокозчеплення статора фази α ;
 $\psi_{s\beta}$ – потокозчеплення статора фази β ;
 R_s – активний опір статора;
 L_s – індуктивність статора;
 L_m – взаємна індуктивність;
 R_r – активний опір ротора.

Ці рівняння можна переписати у формі Коші, коли вони будуть придатні для чисельного інтегрування в якомусь математичному пакеті:

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\psi_{s\alpha}}{dt} &= u_{s\alpha} - i_{s\alpha}R_s; \\ \frac{d\psi_{s\beta}}{dt} &= u_{s\beta} - i_{s\beta}R_s; \\ \frac{d\psi_{rd}}{dt} &= -i_{rd}R_r; \\ \frac{d\psi_{rq}}{dt} &= -i_{rq}R_r. \end{aligned} \right\}$$

Подаємо напруги на статорні обмотки і за вирахуванням падіння напруги на статорних і роторних обмотках інтегруванням отримуємо потокозчеплення, які містять величини в статорних α, β і роторних d, q осях, тому для отримання струмів з використанням простого рівняння, такого як

$$\left. \begin{aligned} \psi_{s\alpha} &= L_s i_{s\alpha} + L_m i_{r\alpha}; \\ \psi_{s\beta} &= L_s i_{s\beta} + L_m i_{r\beta}; \\ \psi_{r\alpha} &= L_m i_{s\alpha} + L_r i_{r\alpha}; \\ \psi_{r\beta} &= L_m i_{s\beta} + L_r i_{r\beta}; \end{aligned} \right\}$$

необхідно з допомогою координатних перетворень із d, q в α, β отримати потокозчеплення ротора. Потім можна перетворити останню систему рівнянь для розрахунку струмів двигуна. Для цього представимо його в матричному вигляді:

$$\begin{bmatrix} \psi_{s\alpha} \\ \psi_{s\beta} \\ \psi_{r\alpha} \\ \psi_{r\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_s & 0 & L_m & 0 \\ 0 & L_s & 0 & L_m \\ L_m & 0 & L_r & 0 \\ 0 & L_m & 0 & L_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_{s\alpha} \\ i_{s\beta} \\ i_{r\alpha} \\ i_{r\beta} \end{bmatrix}$$

Зворотну матрицю можна обчислити в будь-якому математичному пакеті або вручну. Розрахунки будуть простими, оскільки вихідна матриця сильно проріджена нулями. Її можна знайти простими перетвореннями над лінійними рівняннями окремо по осі α та окремо по осі β . У результаті отримаємо:

$$\begin{bmatrix} i_{s\alpha} \\ i_{s\beta} \\ i_{r\alpha} \\ i_{r\beta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{L_r}{L_m^2 - L_S L_r} & -\frac{0}{L_m^2 - L_S L_r} & \frac{L_m}{L_m^2 - L_S L_r} & \frac{0}{L_m^2 - L_S L_r} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{L_m}{L_m^2 - L_S L_r} \\ \frac{L_m}{L_m^2 - L_S L_r} & \frac{0}{L_m^2 - L_S L_r} & -\frac{L_r}{L_m^2 - L_S L_r} & 0 \\ 0 & \frac{L_m}{L_m^2 - L_S L_r} & 0 & -\frac{L_r}{L_m^2 - L_S L_r} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \psi_{s\alpha} \\ \psi_{s\beta} \\ \psi_{r\alpha} \\ \psi_{r\beta} \end{bmatrix}$$

Отримані за допомогою зворотної матриці струми записані в нерухомих осях α, β , і щоб роторні струми можна було використовувати в рівняннях

$$\left. \begin{aligned} \frac{d\psi_{s\alpha}}{dt} &= u_{s\alpha} - i_{s\alpha} R_s; \\ \frac{d\psi_{s\beta}}{dt} &= u_{s\beta} - i_{s\beta} R_s; \\ \frac{d\psi_{rd}}{dt} &= -i_{rd} R_r; \\ \frac{d\psi_{rq}}{dt} &= -i_{rq} R_r, \end{aligned} \right\}$$

необхідно виконати їх координатні перетворення із α, β , в d, q . Для розрахунку падінь напруги на опорах обмоток, які використовуються в останній системі рівняннях, вектор струмів слід помножити на діагональну матрицю опорів:

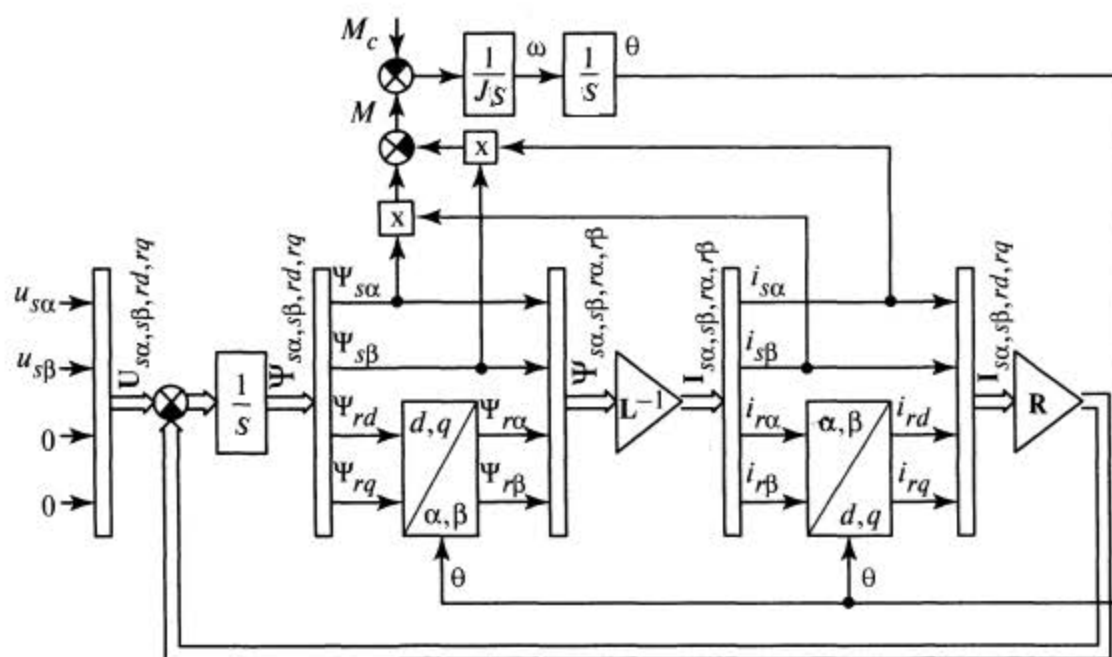
$$\mathbf{R} = \begin{bmatrix} R_s & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_s & 0 & 0 \\ 0 & 0 & R_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & R_r \end{bmatrix}$$

За формулою $M_{2EM} = \psi_{s\alpha} i_{s\beta} - \psi_{s\beta} i_{s\alpha}$, яка використовує наявні потікозчеплення статора та струми статора, можна розрахувати момент. Динамічний момент, що визначає темп зміни кутової частоти, розраховується як різницю між моментом, що розвивається двигуном, і моментом опору. Кутове положення ротора одержуємо шляхом інтегрування кутової частоти. Його значення використовується у

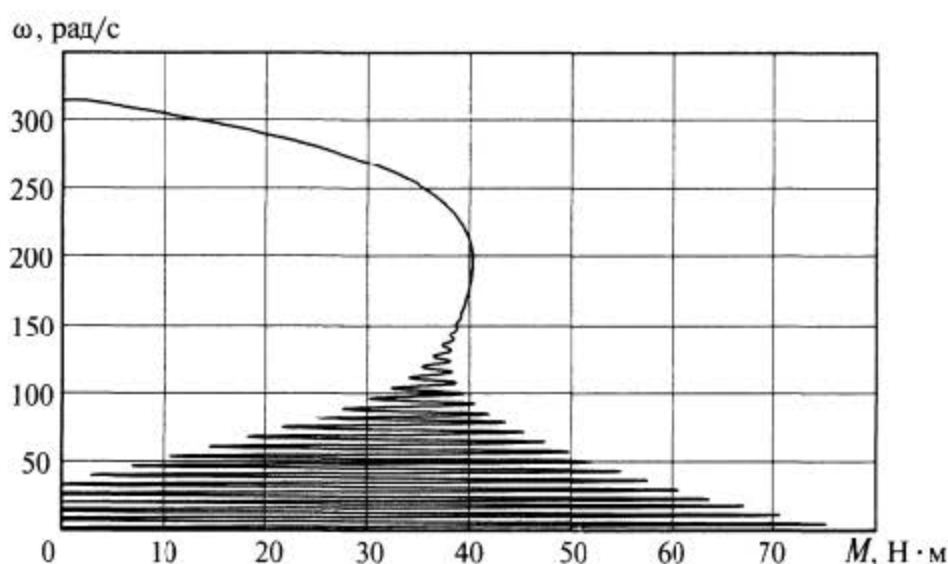
координатних перетвореннях. Результуюча схема представлена на рисунок 2.1.а.

Якщо на входи моделі подати синусоїдальну і косинусоїдальну напруги частотою 50 Гц і амплітудою 312 В ($220\sqrt{2}$ В), то двигун поводитиметься як при живленні від мережі.

Динамічна механічна характеристика запуску такого двигуна представлена на рисунок 2.1.б.



а.



б.

Рисунок 2.1 – Модель асинхронного двигуна: а) функціональна модель асинхронного двигуна; б) динамічна механічна характеристика запуску асинхронного двигуна

2.2 Векторне керування швидкістю асинхронного двигуна

Існують системи скалярного та векторного керування асинхронним двигуном. Основний недолік скалярного управління полягає в малій швидкодії як при регулюванні швидкості, так і при регулюванні моменту. Це пояснюється тим, що для переходу в певний режим потрібно завершити процеси розподілу моментоутворюючого струму і потокоутворювального струму, що у системах скалярного управління відбувається саме собою через деякий час. Саме цей час перехідних процесів і визначає незадовільну динаміку, яка притаманна електроприводу зі скалярним керуванням. Однак, якщо не пускати не контрольовані перехідні процеси в двигуні, можна уникнути перерозподілу струмів і пов'язаних з цим перехідних процесів і контролювати стан електричної машини в кожний момент часу, збільшивши швидкодію системи регулювання [22].

У системі векторного управління (СВУ), побудованої на базі відомої системи «Трансвектор», розробленої фірмою Siemens, система управління обчислює положення потокозчеплення ротора двигуна та контролює у статорі дві складові струму: одну для підтримки потокозчеплення ротора, а іншу для створення моменту. У цьому режимі АД стає схожим на машину постійного струму, для якого можна, застосовуючи методи послідовної корекції та підлеглого регулювання, створити контур моменту та контур швидкості. Існують датчикові та бездатчикові СВУ.

Так як потрібно регулювання двох ортогональних струмів, один з яких є потокоутворюючим, а інший моментоутворюючим, то система управління була названа векторною.

У розвитку теорії векторного управління більшу роль зіграла розробка фірмою Siemens системи «Трансвектор». Ця система побудована на прямому вимірі вектору потоку в повітряному зазорі датчиками Холла. З допомогою математичних перетворень, використовуючи вимірний потік і струми статора, обчислюється потокозчеплення ротора та його кутове положення. Контроль струму статора ведеться за двома складовими, одна з яких задає потокозчеплення, а інша - момент.

Під системами векторного управління прийнято мати на увазі системи, що працюють при сталості потокозчеплення ротора, хоча система управління може бути побудована і для сталості потокозчеплення статора або загального потоку машини.

Нехай вісь x спрямована за потокозчепленням ротора, тоді для асинхронного двигуна можна записати такі рівняння рівноваги [14]:

$$\left. \begin{aligned} u_{sx} &= i_{sx}R_s + \frac{d\psi_{sx}}{dt} - \omega_k\psi_{sy}; \\ u_{sy} &= i_{sy}R_s + \frac{d\psi_{sy}}{dt} + \omega_k\psi_{sx}; \\ 0 &= i_{rx}R_r + \frac{d\psi_{rx}}{dt} - (\omega_k - \omega)\psi_{ry}; \\ 0 &= i_{ry}R_r + \frac{d\psi_{ry}}{dt} + (\omega_k - \omega)\psi_{rx} \end{aligned} \right\}$$

і потокозчеплень

$$\left. \begin{aligned} \psi_{sx} &= L_S i_{sx} + L_m i_{rx}; \\ \psi_{sy} &= L_S i_{sy} + L_m i_{ry}; \\ \psi_{rx} &= L_m i_{sx} + L_r i_{rx}; \\ \psi_{ry} &= L_m i_{sy} + L_r i_{ry}; \end{aligned} \right\}$$

де ω_k – кутова швидкість координатних осей;

u_{sx} – напруга статора по осі x ;

u_{sy} – напруга статора по осі y ;

i_{sx} – струм статора по осі x ;

i_{sy} – струм статора по осі y ;

R_s – активний опір статора;

ψ_{sx} – потокозчеплення статора фази α ;

ψ_{sy} – потокозчеплення статора фази β ;

R_s – активний опір статора;

L_S – індуктивність статора;

L_m – взаємна індуктивність;

R_r – активний опір ротора.

Якщо прийняти, що система управління буде підтримувати потокозчеплення ротора постійним, а орієнтація осей x , y завжди відповідатиме положенню в потокозчеплення ротора, то $\frac{d\psi_{rx}}{dt} = 0$, $\frac{d\psi_{ry}}{dt} = 0$, $\psi_{ry} = 0$ і рівняння для роторного кола можна спростити:

$$\left. \begin{aligned} 0 &= i_{rx}R_r; \\ 0 &= i_{ry}R_r + (\omega_k - \omega)\psi_{rx} \end{aligned} \right\}$$

З першого рівняння маємо $i_{rx} = 0$, тоді

$$\left. \begin{aligned} \psi_{rx} &= L_m i_{sx}; \\ L_m i_{sy} &= -L_r i_{ry} \end{aligned} \right\}$$

Щоб отримати рівняння механічної характеристики АД при сталості потокозчеплення ротора необхідно виразити струм ротора по осі y – i_{ry}

другого виразу передостанньої системи і підставити його в рівняння моменту:

$$M = -\psi_{rx}i_{ry} + \psi_{ry}i_{rx} = -\psi_{rx} \left(-\frac{\psi_{rx}(\omega_k - \omega)}{R_r} \right) = \frac{\psi_{rx}^2}{R_r} (\omega_k - \omega).$$

Отримане рівняння механічної характеристики є прямою лінією. Сам собою результат цікавий тим, що рівняння не містить інерційностей і немає критичного моменту, тобто при управлінні АД із постійним потокозчепленням можна реалізовувати моменти більше критичного.

Тепер повернемося до рівняння моменту та перепишемо його через статорні струми, скориставшись передостанньою системою:

$$M = -\psi_{rx}i_{ry} = -\psi_{rx} \left(-\frac{L_m}{L_r} i_{sy} \right) = \frac{L_m}{L_r} \psi_{rx} i_{sy} = \frac{L_m}{L_r} L_m i_{sx} i_{sy} = \frac{L_m^2}{L_r} i_{sx} i_{sy}$$

Отриманий результат показує, що для регулювання потоку ротора треба регулювати струм статора по осі x, а для регулювання моменту - струм статора по осі y. Функціональна схема системи векторного управління АД показано на рисунок 2.2.

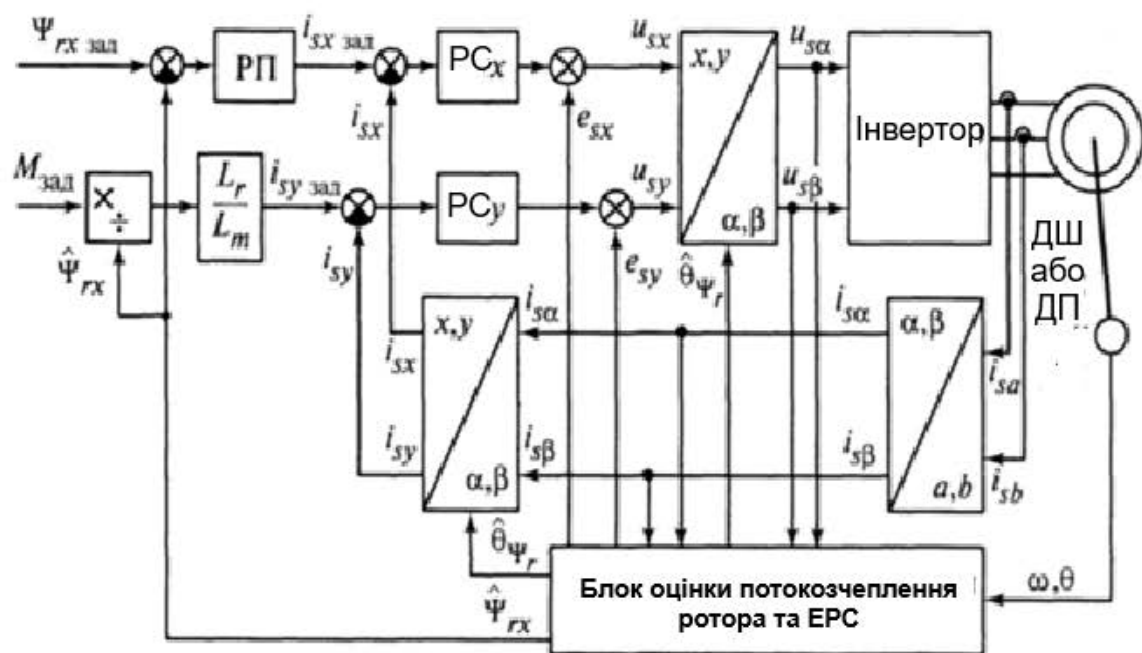


Рисунок 2.2 - Функціональна схема системи векторного управління АД

2.3 Контур регулювання потужністю

Синтезуємо триконтурну систему, у якій керування потужністю приводу обертання бурового поставу здійснюється за структурою «частотний перетворювач – асинхронний двигун». У такій системі внутрішніми контурами регулювання виступають контур стабілізації струму двигуна та контур частоти обертання [26].

У приводах обертання поставу бурових верстатів типу СБШС-250Н та СБШ-250МН-32 під час роботи з однією або двома штангами у смугу пропускання контурів регулювання струму та швидкості не потрапляють додаткові динамічні ланки, зумовлені крутильними коливаннями трансмісії. Тому при такому припущенні буровий став можна розглядати як абсолютно жорстке тіло.

Замість контуру регулювання частоти обертання можна використовувати контур регулювання електрорушійної сили (ЕРС) двигуна обертання. При цьому регулятор струму в однократно інтегруючій системі має пропорційно-інтегральну характеристику, а регулятор частоти обертання (або ЕРС) виконує функції пропорційного регулятора.

Для забезпечення «м'яких» механічних характеристик приводу обертання під час буріння твердих порід замикається зовнішній контур керування за потужністю, яку споживає привід. Для визначеності розглянемо систему керування, що включає три контури: два внутрішні — регулювання струму статора та електрорушійної сили двигуна — і один зовнішній — регулювання потужності приводу обертання. Система регулювання будується відповідно до принципів активної послідовної корекції динамічних властивостей об'єкта керування (рисунки 2.3, 2.4), де наведено передатні функції об'єкта управління:

$W_{ТП}(s) = K_{ТП} / (T_{\mu}s + 1)$ — напівпровідникового перетворювача (T_{μ} — мала "некомпенсована" постійна часу перетворювача, $K_{ТП}$ — передавальний коефіцієнт напівпровідникового перетворювача);

$W_{ЕЛ}(s) = 3p_n k_r \psi_r / (2(T_I s + 1))$ — електромагнітна ланка двигуна (T_I — електромагнітна стала часу);

$W_1(s) = 3p_n k_r \psi_r / 2$ — ланка зв'язку струму з обертовим моментом;

$W_2(s) = p_n k_r \psi_r / L'_s$ — ланка зв'язку швидкості обертання валу двигуна з обертовою ЕРС;

$W_{\Phi}(s) = K_H / (T_I s + 1)$ — ланка фільтру;

$W_C(s) = K_{ДС}$ — ланка датчика струму;

$W_{ДЕ}(s) = K_{ДС}$ — ланка датчика ЕРС;

$W_{ДП}(s) = K_{ДС}$ — ланка датчика потужності;

$K_{ДС}, K_H, K_{ДЕ}, K_{ДП}$ — коефіцієнти передачі датчиків струму, напруги, ЕРС і потужності.

$W_{ДМ}(p) = K_{ДМ}$ — датчик потужності;

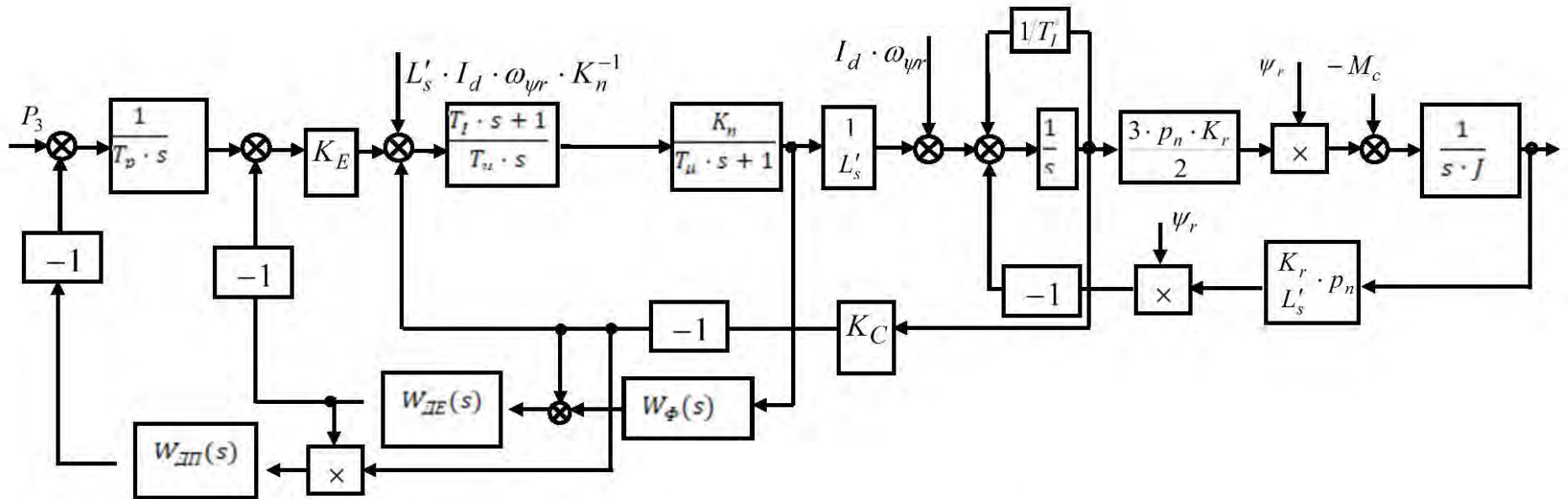


Рисунок 2.4 - Структурна схема триконтурної системи регулювання потоку потужності на шарошковому долоті (канал поперечної складової струму)

На рисунку 2.3 використані позначення:

$d, q \leftrightarrow ABC$ – координатний перетворювач; B – випрямляч;

A/H -ШИМ – автономний інвертор напруги із широтно-імпульсним перетворювачем;

ЗНПЗ – задатчик потокозчеплення;

РПЗ – регулятор потокозчеплення;

РПТ, РС – регулятори поперечної та поздовжньої складових струму;

ДП, ДЕ – датчики потужності та ЕРС;

ЗП – задатчик потужності РП, РС, РЕ – регулятори потужності, струму та ЕРС; Φ – фільтр.

Ψ_r, Ψ_H – поточне та номінальне значення потокозчеплення двигуна;

$W_{P1}(p) = W_{PC}(s), W_{PE}(s), W_{PP}(s)$ – регулятори струму, ЕРС, потужності.

На рисунок 2.3 позначено:

$d, q \leftrightarrow ABC$ – координатний перетворювач; B – випрямляч;

A/H -ШИМ – автономний інвертор напруги із широтно-імпульсною модуляцією;

ЗНПЗ – задавач потокозчеплення; РПЗ – регулятор потокозчеплення;

РС, РПТ – регулятори поперечної і поздовжньої складової струму; ДП, ДЕ – сенсори потужності та ЕРС;

ЗП – задавач потужності; РП, РЕ – регулятори потужності, ЕРС;

Φ – фільтр.

За передавальними функціями об'єкта керування (напівпровідникового перетворювача, електромагнітної ланки двигуна і механічної ланки приводу) розраховуються передавальні функції регуляторів [8].

Передавальні функції об'єкта керування, регуляторів, розподілених за контурами керування, зведені у табл.2.1, де позначено: $W_{K1}(s), W_{H1}(s)$ – передавальні функції частин об'єкту керування контуру струму, які компенсуються і не компенсуються; T_C – стала часу струмового фільтра; $T_{01} = a_T \cdot (T_\mu + T_T)$ – стала часу контуру регулювання струму; a_C – коефіцієнт налаштування контуру струму; $\sigma_C = T_\mu + T_C$ – сумарна “мала” сталої часу контуру струму; $W_{K2}(p), W_{H2}(s)$ – передавальні функції частин об'єкта керування контуру ЕРС, які компенсуються і не компенсуються; a_E – коефіцієнт налаштування контуру ЕРС; $T_{EM} = (R_s + k_r^2 \cdot R_r) \cdot J / (\psi_H^2 \cdot k_m \cdot k_r \cdot p_n)$ – електромеханічна стала часу; $T_{02} = a_E \cdot (a_T \cdot \sigma_T + T_I + T_{EM}) = a_E \cdot \sigma_E$ – стала часу контуру регулювання електрорушійною силою; σ_E – сумарна стала часу контуру керування електрорушійною силою, що не компенсується.

Передавальні функції об'єкта керування контуру потужності зведені у табл.2.1 (для триконтурної системи $N = 3$). У таблиці позначено: $W_{K3}(s), W_{H3}(s)$ – передавальні функції частин об'єкта керування контуру потужності, які компенсуються і не компенсуються; T_{03} – стала часу контуру

регулювання потужністю; a_{Π} – коефіцієнт налаштування контуру потужності.

Таблиця 2.1 - Параметри об'єктів керування і регуляторів системи контролю електромагнітної потужності приводу обертання поставу

Контур (номер контуру)	Передавальна функція об'єкту керування $W_{ON}(p)$		Передавальна функція регулятора $W_{PN}(p) = \frac{1}{p T_{ON} \cdot W_{KN}(p)}$	Передавальна функція замкнутого оптимізованого контуру $W_{3N}(p)$
	Частини, що компенсуються, $W_{KN}(p)$	Частини, що не компенсуються, $W_{HN}(p)$		
Струму ($N = 1$), 2, 3-контурні САК	$\frac{K_{ТП} \cdot K_{ДС}}{(R_s + k_r^2 \cdot R_r) \cdot T_I \cdot p + 1}$	$\frac{1}{T_{\mu} \cdot p + 1} \cdot \frac{1}{T_C \cdot p + 1}$	$\frac{(T_I p + 1) \cdot (R_s + k_r^2 \cdot R_r) / K_{ТП}}{p \cdot a_C \cdot (T_{\mu} + T_C) \cdot K_{ДС}}$	$\frac{1 / K_{ДС}}{a_C \cdot \sigma_C \cdot p + 1}$
Електрорушійної сили ($N = 2$), 3-контурна САК	$\frac{(R_s + k_r^2 \cdot R_r) \cdot K_{ДЕ}}{p \cdot T_{ЕМ} \cdot K_{ДС}}$	$\frac{1}{a_C \cdot \sigma_C \cdot p + 1} \cdot \frac{1}{T_I \cdot p + 1} \cdot \frac{1}{T_E \cdot p + 1}$	$\frac{K_{ДС} \cdot T_{ЕМ} / ((R_s + k_r^2 \cdot R_r) \cdot K_{ДЕ})}{a_E \cdot (a_C \cdot \sigma_C + T_I + T_E)}$	$\frac{(1 + T_I \cdot p) / K_{ДЕ}}{a_E \cdot \sigma_E \cdot p + 1}$
Електромагнітної потужності ($N = 3$), 3-контурна САК	$\frac{K_{ДП} \cdot I}{K_{ДЕ}}$	$\frac{1}{a_E \cdot \sigma_E \cdot p + 1} \cdot \frac{1}{T_H \cdot p + 1}$	$\frac{K_{ДЕ} / (K_{ДП} \cdot \lambda_I \cdot I_H)}{p \cdot a_{\Pi} \cdot (a_E \cdot \sigma_{\Pi} + T_H)}$	$\frac{1 / K_{ДП}}{a_{\Pi} \cdot \sigma_{\Pi} \cdot p + 1}$
Електромагнітної потужності ($N = 4$), 2-контурна САК	$\frac{k_m \cdot k_r \cdot p_n \cdot \psi_H^2 \cdot (R_s + k_r^2 \cdot R_r) \cdot K_H}{p \cdot L_s' \cdot T_{ЕМ} \cdot K_{ДС} / (\lambda_I \cdot I_H)}$		$\frac{T_{ЕМ} \cdot K_C / ((R_s + k_r^2 \cdot R_r) \cdot \lambda_I \cdot I_H \cdot K_{ДП})}{a_{\Pi} \cdot (a_C \cdot \sigma_C + T_H) \cdot k_m \cdot k_r \cdot p_n \cdot \psi_H^2}$	$\frac{1 / K_{ДП}}{a_M \cdot \sigma_M' \cdot p + 1}$

Система керування приводом обертання бурового поставу, що досліджується, має три контури керування з регуляторами потужності (інтегральний), електрорушійної сили (пропорційний) і струму двигуна (пропорційно-інтегральний). Для збільшення швидкодії системи керування можна відмовитися від контуру регулювання електрорушійною силою. Тоді триконтурна система перетвориться у двоконтурну з регуляторами потужності і струму.

Динамічна характеристика регулятора струму у двоконтурній системі така сама, як і у триконтурній. Регулятор потужності у двоконтурній системі розраховується відповідно до методики, що наведена у табл. 2.1 ($N = 4$).

У таблиці позначено: $W_{K4}(s)$, $W_{H4}(s)$ – передавальні функції частин об'єкта керування контуру потужності у двоконтурній системі регулювання, які компенсуються і не компенсуються; – стала часу контуру регулювання потужністю.

Параметри налаштування регуляторів системи керування розраховуються за початковими технічними даними електроустаткування приводу обертання поставу, що наведені у табл. 2.2. На буровому шарошковому верстаті СБШС-250Н встановлено транзисторний електропривод АТ-04 з короткозамкненим асинхронним двигуном АМРУ280М4БУ2.

Таблиця 2.2 - Технічні дані електроустаткування механізму обертання поставу бурового верстата СБШС-250Н

<i>Транзисторний електропривод АТ-04</i>		
Номінальне значення струму	<i>A</i>	200
Вихідна напруга	<i>B</i>	380
<i>Двигун АМРУ280М4БУ2</i>		
Номінальна потужність	<i>кВт</i>	90
Номінальна частота обертання	<i>об / мин</i>	1480
Номінальний струм	<i>A</i>	182
Опір статорного кола, резистивний/реактивний	<i>Ом</i>	0,098/0,379
Зведений опір роторного кола, резистивний/реактивний	<i>Ом</i>	0,057/0,489
Зведений опір кола намагнічування	<i>Ом</i>	20,368
Зведене значення індуктивності розсіювання	<i>Гн</i>	0,00273
Номінальне значення потокозчеплення	<i>Вб</i>	1,502
Кількість пар полюсів	–	2
Коефіцієнт зведення	–	0,977
Номінальне ковзання	%	1,3
Перевантажувальна здатність за моментом	–	6,06
Момент інерції ротора	<i>кг · м²</i>	1,2

2.4 Висновки за розділом

У розділі виконано комплексний синтез системи керування електроприводом обертання бурового поставу з урахуванням динамічних, енергетичних та експлуатаційних особливостей бурових верстатів типу

СБШ. На основі аналізу механічних та електромеханічних характеристик визначено доцільність застосування багатоконтурної структури керування, що забезпечує підвищену стабільність та адаптивність у змінних умовах буріння.

Проведений синтез триконтурної системи керування, яка включає внутрішні контури регулювання струму статора та електрорушійної сили, а також зовнішній контур регулювання потужності приводу, дав змогу сформувати керуючу структуру з високою швидкістю та точністю. Така побудова дозволила компенсувати вплив крутильних коливань, збурень, пов'язаних зі зміною твердості порід, та нерівномірністю навантаження на буровий постав.

Показано, що використання частотно-регульованого приводу у поєднанні з активною послідовною корекцією динамічних параметрів об'єкта забезпечує формування «м'якої» механічної характеристики, що суттєво підвищує ресурсоощадність роботи механізму обертання. Запропонований підхід забезпечує узгодження моменту двигуна з реальними умовами руйнування породи, мінімізує перевантаження, зменшує енерговитрати й покращує загальну ефективність бурового процесу.

Таким чином, проведений синтез системи керування електроприводом обертання поставу підтвердив ефективність вибраної триконтурної структури й створив науково обґрунтовану основу для подальшої розробки, моделювання та експериментальної перевірки алгоритмів керування у наступних розділах магістерської роботи.

3 МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СИСТЕМИ КЕРУВАННЯМ ЕЛЕКТРОПРИВОДОМ ОБЕРТАННЯ ПОСТАВУ

3.1 Модель електромеханічної системи обертання поставу

Працездатність електропривода змінного струму з векторною системою керування та контуру потужності визначено на підставі моделювання в середовищі математичного пакета Simulink системи MATLAB, де реалізовані математичні моделі електромеханічної системи обертання поставу. У математичній моделі врахована зміна миттєвих значень вихідної напруги напівпровідникового перетворювача із широтно-імпульсною модуляцією, а також використана повна система рівнянь асинхронного двигуна, цифрова система керування з контуром потужності. Дослідження виконані на приводах змінного струму з векторною системою керування з ПІ-регуляторами струмів, частоти обертання валу асинхронного двигуна і І-регулятором потужності. Дискретність цифрової системи дорівнює 2 мкс, частота комутації інвертора напруги – 2000Гц.

Імітаційна модель з фаззи-корекцією, що розподілена за контурами регулювання, наведена на рисунку 3.1 і містить:

- блок, що задає параметри лінії електропостачання (6 kV, 50Hz, 10 MVA);
- блок, що задає параметри силового знижувального трансформатора (6kV/380V, 150 kVA);
- мостовий нерегульований напівпровідниковий випрямляч (Rectifier);
- Г-подібний низькочастотний фільтр на виході випрямляча (L1, C);
- трифазний автономний інвертор на IGBT-транзисторах (PWM IGBT Inverter);
- модель асинхронного електродвигуна (Induction Motor 90 kWt/380 V);
- блоки, що перетворюють нерухому трифазну систему координат abc в обертову двофазну dq і обертову двофазну dq в нерухому трифазну abc (ABC-DQ, DQ-ABC);
- блок обчислення миттєвих значень трифазного струму статора “is_abc” і частоти обертання валу асинхронного двигуна “wm” (Demux);
- модель пружних крутильних коливань бурового поставу, що враховує коефіцієнт жорсткості поставу на крутіння (Gain2), коефіцієнт дисипативних сил (Gain1), зведений момент інерції поставу (Gain3);
- модель зміни реактивного моменту опору на породоруйнівному інструменті, який залежить від частоти обертання шарошки (Load_torque2, Gain8, Product1);
- блоки, що перетворюють нерухому трифазну систему координат abc в обертову двофазну dq і обертову двофазну dq в нерухому трифазну abc (ABC-DQ, DQ-ABC);

- блоки ПІ-регуляторів: частоти обертання вала асинхронного двигуна (Speed Controller1); поздовжньої і поперечної складових струму статора двигуна (Discrete PI Controller1); потокозчеплення асинхронного двигуна (Discrete PI Controller2);
- блоки ПД нечітких регуляторів, що розподілені за контурами регулювання струму (Fuzzy Logic Controller2) і частоти обертання поставу (Fuzzy Logic Controller1);
- блоки знаходження перших похідних від поперечної складової струму статора (Derivative1) і частоти обертання ротора двигуна (Derivative2);
- блоки, що масштабують сигнали на вході і виході нечіткого регулятора струму (Gain4, Gain5, Gain7) та частоти обертання поставу (Gain6, Gain17, Gain18);
- блоки обмеження максимально припустимих рівнів сигналів на входах нечітких регуляторів частоти обертання (Saturation2, Saturation3) і струму (Saturation1, Saturation4);
- блок імпульсного генератора сигналів (Signal Generator2);
- блок визначення вихідної частоти інвертора (Teta Calculation);
- блок обчислення потоку (Flux Calculation);
- блок обчислення поперечної і поздовжньої складових струму статора асинхронного двигуна (i_{ds}^* Calculation);
- блок задання потокозчеплення асинхронного двигуна (Φ_{ir}^*);
- блок генерування керуючих імпульсів трифазного автономного інвертора напруги (Signal(s) Pulses).

Імітаційна модель привідної системи з фаззи-корекцією, що зосереджена у внутрішньому колі регулювання, наведена на рисунку Д.2. Модель містить аналогічні блоки, що наведені на рисунку Д.1, але вихід корегуючого нечіткого регулятора швидкості перенесено на вхід перетворювача координат DQ-ABC.

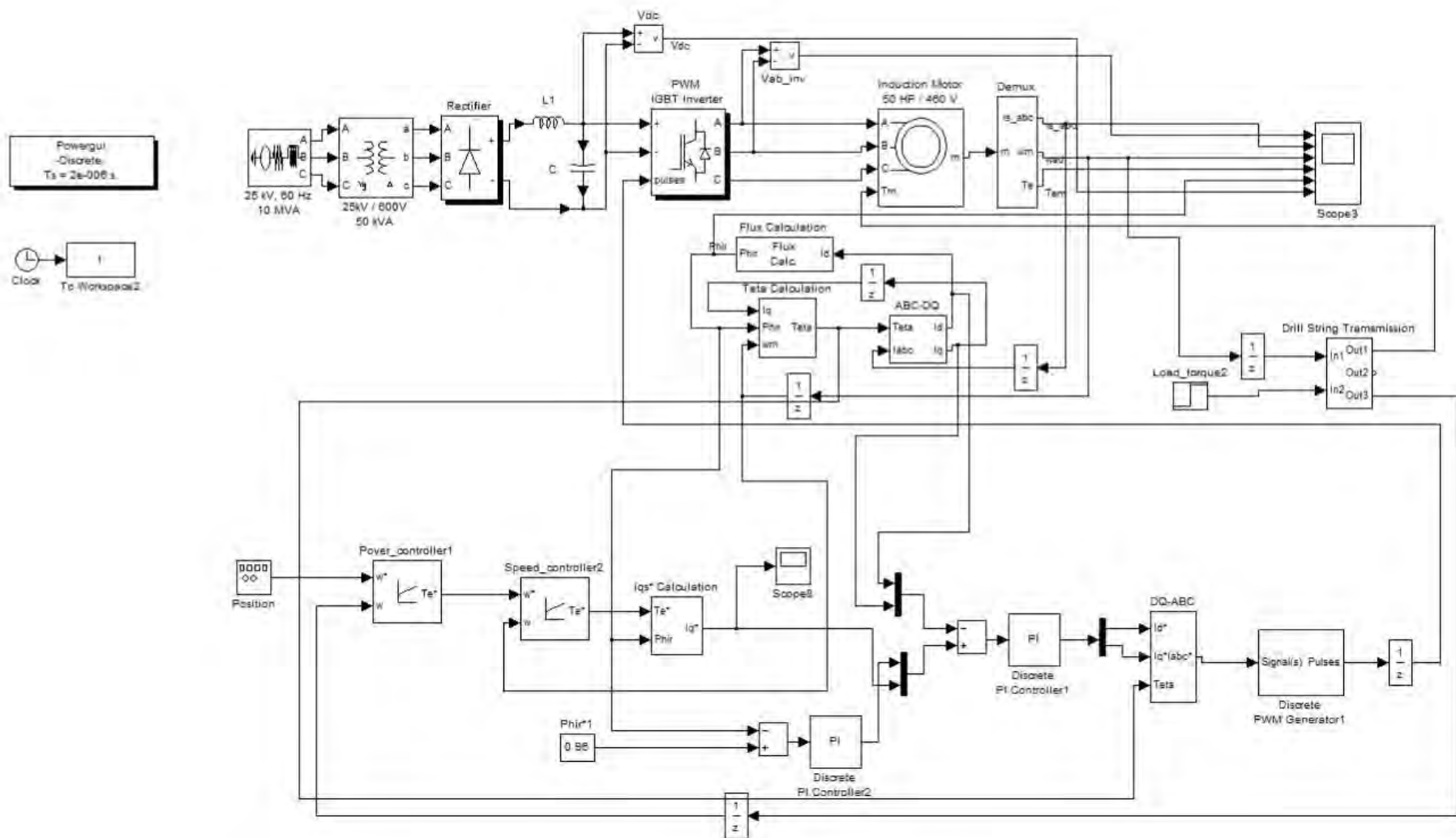


Рисунок 3.1 - Модель векторного привода обертання поставу з контуром регулювання потужності

3.2 Результати моделювання

Відповідно до даних табл.2.2 і методики розрахунку, наведеної у табл.2.1 визначені параметри об'єкту керування та системи управління приводом обертання поставу.

Результати математичного моделювання подано у вигляді осцилограм (рисунок 3.1).

Динамічні параметри електромеханічної системи розраховувалися для режиму стрибкоподібного задання потужності приводу за умови, що момент опору дорівнював половині номінального моменту двигуна. Після розгону привідної системи момент опору на валу двигуна різко зменшувався, а згодом, через певний проміжок часу ($t = 5$ с), знову збільшувався.

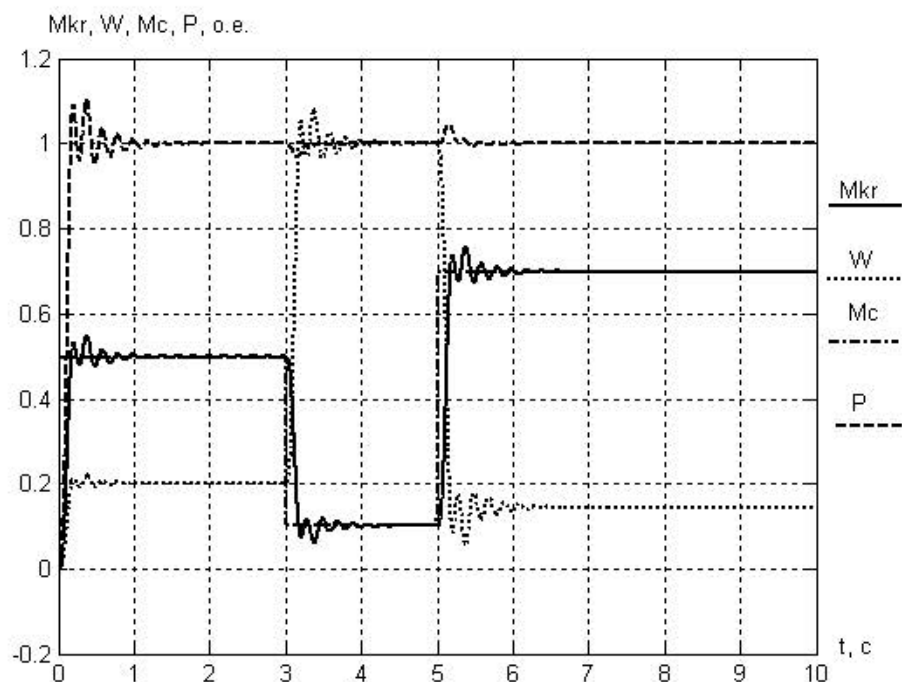


Рисунок 3.1 - Осцилограми зміни статичного моменту M_c , крутного моменту $M_{кр}$, частоти обертання ω , потужності приводної системи P

Розгін проводиться під відсічення за рахунок насичення регулятора електрорушійної сили електродвигуна. Після розгону привід переходить у режим підтримки заданої потужності. У момент часу $t = 3$ с навантаження на валу двигуна стрибкоподібно зменшується. Привідна система відпрацьовує це збурення шляхом підтримки постійної потужності, що розвивається за рахунок зменшення крутного моменту і збільшення швидкості обертання бурового поставу. Стрибок статичного моменту, $t = 5$ с, призводить до зменшення частоти обертання бурового поставу при одночасному збільшенні крутного моменту і підтримці заданої потужності.

До недоліків системи управління слід віднести надмірну коливність крутного моменту при виході регулятора потужності з насичення і під час

стрибкоподібної зміни моменту опору на шарошечному долоті, що потребує динамічної корекції показників якості перехідного процесу.

Створення об'єктно-орієнтованого електроприводу потребує аналізу та врахування технологічних факторів, які зазвичай не беруться до уваги під час розроблення універсального загальнопромислового обладнання.

Такий підхід застосовано в підрозділі 1.2, де доведено, що для отримання бажаних гіперболічних залежностей між частотою обертання поставу та міцністю породи необхідно використовувати не лише принцип стабілізації частоти обертання двигуна. Під час буріння міцних порід доцільно переходити до принципу стабілізації потужності, що витрачається на руйнування гірської породи. У цьому разі система керування повинна автоматично визначати оптимальну частоту обертання шарошкового долота за умов змінної та наперед невідомої міцності порід.

Автоматичне знаходження цих параметрів без участі оператора, у ситуаціях, коли буріння відбувається в неоднорідних за міцністю породах, забезпечує зниження вартості бурових робіт завдяки значній енергоємності процесу проходки вибухової свердловини [3].

Раніше була синтезована система керування потужністю приводу обертання (підрозділ 2.2) з підпорядкованими координатами частоти обертання (електрорушійної сили) та струму. Якщо контури регулювання частоти обертання (електрорушійної сили) та струму є добре вивченими і достатньо відпрацьованими в теорії та практиці електроприводів, то застосування контуру регулювання електромагнітної потужності потребувало розроблення окремої методики розрахунку та дослідження його динамічної поведінки. За результатами математичного моделювання було встановлено, що у такій системі керування спостерігається підвищена коливальність електромагнітного моменту приводу.

Сформулюємо та розв'яжемо задачу: необхідно знайти таку структуру системи керування приводом обертання поставу, яка забезпечуватиме максимальну швидкодію та задовільні динамічні показники контуру регулювання потужності в усьому діапазоні зміни навантаження двигуна.

Функціональну схему системи керування подано на рисунку 2.3. Нехтуючи впливом зворотної ЕРС двигуна (вважаємо, що виконується співвідношення між сталими часу $4 \cdot T_I > T_{EM}$, тобто корені характеристичного рівняння привідного двигуна є дійсними та різними) і припускаючи, що контури регулювання струму та електрорушійної сили налаштовані за принципом модульного оптимуму, отримано передатні функції регуляторів $W_{PC}(s)$, $W_{PE}(s)$ та замкнених оптимізованих контурів струму і електрорушійної сили $W_{3E}(s)$ (табл. 2.1).

Проведена оптимізація контурів керування дає можливість перетворити систему до структури, зображеної на Рисунок 3.2.

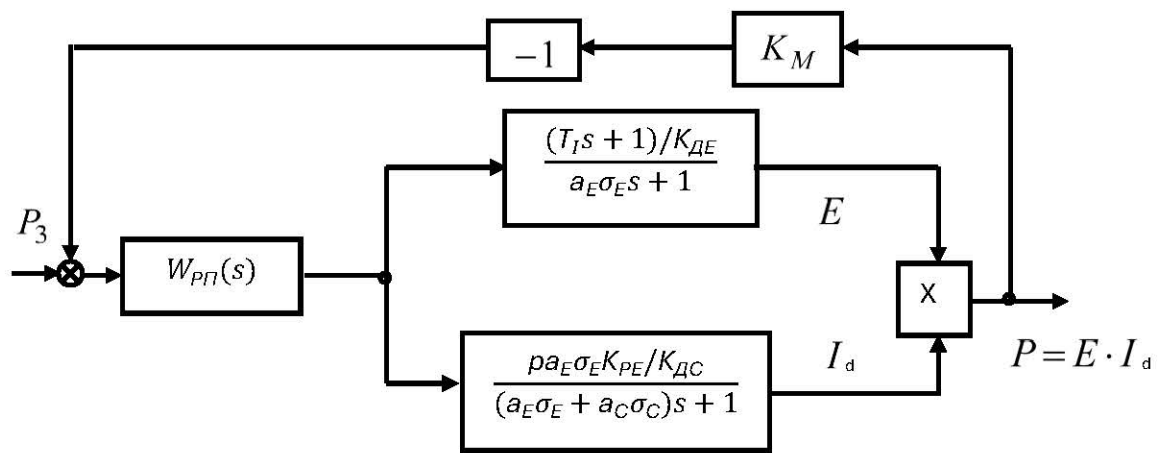


Рисунок 3.2 - Перетворена структурна схема контуру регулювання потужності

З рисунку 3.2 очевидним є збурювальний вплив струму двигуна на контур регулювання потужності. Це збурення описується передатною функцією реального диференціюючого елемента першого порядку, який не компенсується регулятором потужності. Унаслідок цього під час перехідних режимів у системі виникають коливання як у струмі двигуна, так і в сигналах електрорушійної сили та потужності. Такі коливання можна зменшити шляхом зниження швидкодії всієї системи.

Більш ефективним підходом є застосування динамічної корекції контуру регулювання потужності, у межах якої збурювальний вплив струму двигуна компенсується додатковим впливом на контур потужності. З цією метою на вихід регулятора потужності вводиться множильно-дільний блок: на вхід множника подається вихідна напруга регулятора потужності, а на вхід дільника – динамічно скоригований сигнал, що визначається оберненою передатною функцією реального диференціюючого елемента

$$W_{KV}(s) = \frac{(a_E \cdot \sigma_E + a_C \cdot \sigma_C + T_I) \cdot s + 1}{s \cdot a_E \cdot \sigma_E \cdot K_{PE} \cdot K_{DE} / K_{DC}}$$

що є ланкою ізодрому або пропорційно-інтегральним регулятором корекції динамічних властивостей контуру потужності двигуна.

При такому підключенні додаткового коригуючого пристрою повністю пригнічується збурювальна дія струму двигуна як при впливі з боку каналу управління, так і з боку каналу збурення.

Функціональна схема приводу обертання з динамічною корекцією впливу контуру струму на контур регулювання потужності наведено на рисунку 3.3. Сигнал, пропорційний струму, через ланку ізодрому КУ подається на вхід розподілу розмножувального пристрою МДП, а сигнал завдання на ЕРС з виходу регулятора потужності - на вхід множення.

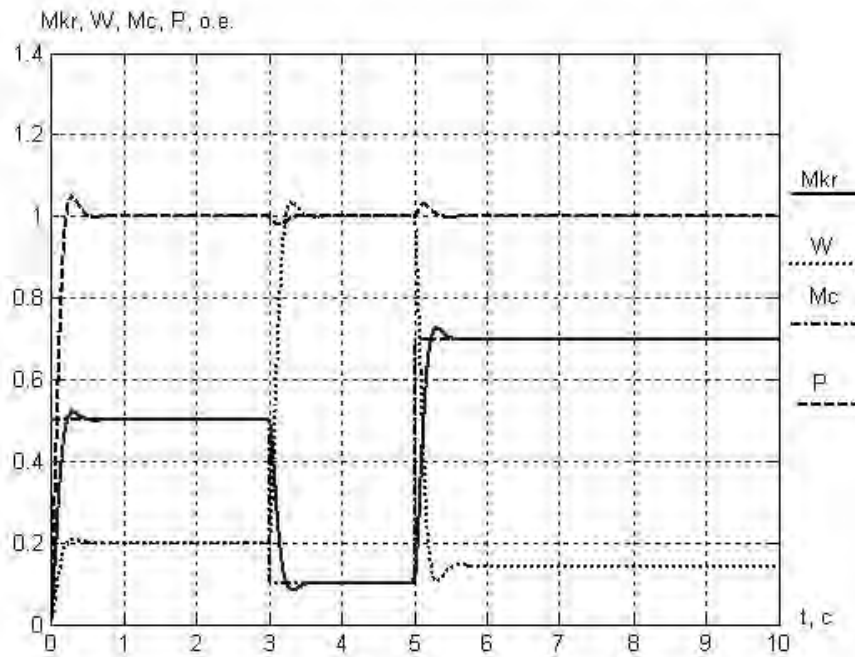


Рисунок 3.4 - Осцилограми зміни статичного моменту M_c , крутного моменту M_{KP} , частоти обертання ω , потужності приводної системи P при динамічній корекції

Контури регулювання налаштовуються за умовами технічного оптимуму відповідно до нормованих поліномів характеристичного рівняння:

– для поперечної складової статорного струму

$$s^2 + 1,4 \cdot a_c \cdot s + a_c^2;$$

– для контуру ЕРС

$$s^3 + 1,75 \cdot a_E \cdot s^2 + 2,15 \cdot a_E^2 \cdot s + a_E^3;$$

– для контуру потужності руйнування породи

$$s^4 + 2,1 \cdot a_{\Pi} \cdot s^3 + 3,4 \cdot a_{\Pi}^2 \cdot s^2 + 2,7 \cdot a_{\Pi}^3 \cdot p + a_{\Pi}^4.$$

Синтез регуляторів виконаний відповідно до методики розрахунку систем управління з активною послідовною корекцією динамічних параметрів. При цьому передатна функція регулятора поперечної складової

$$W_{PC}(p) = \frac{1}{sT_{01}W_{ok1}(s)} = \frac{1 + L'_s/(R_s + k_r^2 \cdot R_r) \cdot s}{s \cdot a_T \cdot (T_{\mu} + T_T) \cdot K_{\Pi\Pi} \cdot K_T/(R_s + k_r^2 \cdot R_r)}$$

де $W_{ok1}(s)$ - передатна функція компенсованої частини контуру поперечної складової струму;

$T_{01} = a_C \cdot (T_\mu + T_C) = a_C \cdot \sigma_C$ – постійна часу контуру поперечної складової струму.

Передатна функція регулятора ЕРС

$$W_{PE}(s) = \frac{1}{s \cdot T_{02} \cdot W_{ok2}(p)} = \frac{2 \cdot K_T \cdot J}{3 \cdot a_E \cdot a_C \cdot \sigma_C \cdot p_n \cdot k_r \cdot \psi_r \cdot K_E}$$

де $T_{02} = a_E \cdot a_C \cdot \sigma_C$ – постійна часу контуру ЕРС.

Передавальні функції замкнених оптимізованих контурів поперечної складової струму статора та ЕРС наступні:

$$W_{3C}(s) = \frac{1/K_C}{a_C \cdot \sigma_C \cdot s + 1}; \quad W_{3E}(s) = \frac{1/K_E}{a_E \cdot \sigma_E \cdot s + 1},$$

де $\sigma_\Pi, \sigma_E, \sigma_C$ - сумарні малі постійні часу контурів потужності, ЕРС і поперечної складової струму статора.

Величина моменту на валу двигуна змінюється від значення холостого ходу M_{xx} до допустимого значення крутного моменту $\lambda \cdot M_H$ (λ - перевантажувальна здатність асинхронного двигуна; M_H - номінальний крутний момент на валу двигуна).

Передатна функція регулятора потужності

$$W_{P\Pi}(s) = \frac{1}{s \cdot T_{03} \cdot W_{ok3}(s)} = \frac{1}{s \cdot T_{03} \cdot \lambda \cdot M_H \cdot K_\Pi} = \frac{K_E}{s \cdot a_\Pi \cdot \sigma_\Pi \cdot \lambda \cdot M_H \cdot K_\Pi}$$

де $T_{03} = a_\Pi \cdot a_E \cdot a_C \cdot \sigma_C$ – постійна часу контуру ЕРС.

При такому розрахунку контуру потужності його регулятор налаштований на модульний оптимум при значенні моменту опору, рівному величині $\lambda \cdot M_H$, при всіх інших значеннях моменту опору на шарошечному долоті швидкодія контуру зменшується при одночасному збільшенні його стійкості і величини демпфування.

Для підвищення швидкодії всієї системи управління можна відмовитися від контуру контролю ЕРС. У цьому випадку система управління буде двоконтурною з контролюванням поперечної складової струму статора і потужності руйнування породи. Регулятор струму розраховується за наведеними раніше співвідношеннями, а регулятор потужності є передатною функцією виду

$$W'_{P\Pi}(s) = \frac{2 \cdot J \cdot K_C}{3 \cdot a_\Pi \cdot a_C \cdot \sigma_C \cdot p_n \cdot k_r \cdot \psi_r \cdot \lambda \cdot M_H \cdot K_\Pi}$$

На відміну від триконтурної системи управління, де регулятор потужності має інтегральну динамічну характеристику, у двоконтурній системі управління він представлений пропорційною ланкою (контур налаштований на модульний оптимум). Крім того, передатна функція коригувального пристрою, що враховує вплив контуру струму на контур потужності, має інтегральну функцію передавання

$$W_{\text{кы}}'(s) = \frac{R_s + k_r^2 \cdot R_r}{s \cdot T_{\text{ЕМ}} \cdot k_m \cdot k_r \cdot \psi_H^2}$$

У двоконтурній системі управління поточне значення ЕРС (частоти обертання шарошечного долота) не контролюється, що призводить до ускладнення обмеження максимального значення.

У триконтурній системі управління передавальна функція вихідної потужності:

- по керуючому входу

$$P_y(s) = \frac{1/K_{\Pi}}{s \cdot a_{\Pi} \cdot \sigma_{\Pi} \cdot \frac{\lambda \cdot M_H}{M_c} \cdot (a_c \cdot \sigma_c \cdot s + 1) + 1} \approx \frac{1/K_{\Pi}}{s \cdot a_{\Pi} \cdot \sigma_{\Pi} \cdot \frac{\lambda \cdot M_H}{M_c} + 1}$$

- по збурюючому входу

$$\begin{aligned} P_3(s) &= \frac{s \cdot a_{\Pi} \cdot \sigma_{\Pi} \cdot \frac{\lambda \cdot M_H}{J} \cdot (a_c \cdot \sigma_c \cdot s + 1)}{s^3 \cdot a_{\Pi} \cdot \sigma_{\Pi} \cdot \frac{\lambda \cdot M_H}{M_c} \cdot a_c \cdot \sigma_c + s^2 \cdot a_{\Pi} \cdot \sigma_{\Pi} \cdot \frac{\lambda \cdot M_H}{M_c} +} \\ &\quad + s \cdot a_{\Pi} \cdot \sigma_{\Pi} \cdot \frac{\lambda \cdot M_H}{M_c} + 1 \\ &\approx \frac{s \cdot a_{\Pi} \cdot \sigma_{\Pi} \cdot \frac{\lambda \cdot M_H}{J}}{s^2 \cdot a_{\Pi} \cdot \sigma_{\Pi} \cdot \frac{\lambda \cdot M_H}{M_c} + s \cdot a_{\Pi} \cdot \sigma_{\Pi} \cdot \frac{\lambda \cdot M_H}{M_c} + 1} \end{aligned}$$

Звідси випливає, що при збуренні у системі управління за каналом навантаження коливність перехідних процесів буде вищою, ніж при збуренні за каналом управління. Характеристичне рівняння перехідного процесу для передавальної функції за каналом збурення

$$s^2 \cdot a_{\Pi} \cdot \sigma_{\Pi} \cdot \frac{\lambda \cdot M_H}{M_c} + s \cdot a_{\Pi} \cdot \sigma_{\Pi} \cdot \frac{\lambda \cdot M_H}{M_c} + 1 = 0.$$

Така побудова системи управління призводить, як це впливає з передавальних функцій з управління та збурення, до залежності

коефіцієнтів характеристичного рівняння від значення моменту опору на шарошечному долоті. Постійні часу перехідного процесу, а, отже, і його тривалість будуть істотно залежати від значення моменту на шарошечному долоті, зі зменшенням якого збільшується демпфуюча здатність системи управління. Для усунення цього явища можна застосувати корекцію постійної часу регулятора потужності шляхом поділу вихідного сигналу регулятора на поточне відновлене спостерігачем значення моменту опору.

Створення об'єктно-орієнтованого електропривода вимагає аналізу та обліку технологічних факторів, які не приймаються до уваги при розробці загальнопромислового устаткування універсального призначення.

Такий підхід прийнятий у цьому розділі, де показано, що для одержання бажаних гіперболічних залежностей між частотою обертання поставу і міцністю породи, що буриться варто використовувати не тільки режим роботи з підтримкою частоти обертання двигуна, але і при бурінні міцних порід переходити до режиму роботи з підтримкою потужності руйнування гірничої породи. У цьому випадку система керування повинна автоматично робити вибір частоти обертання і крутного моменту на долоті при змінному та апіорі невідомому значенні моменту опору на шарошці, яка руйнує гірничу породу зі змінною міцністю. Автоматичне знаходження частоти обертання і крутного моменту без участі оператора буріння в умовах перемежованих за міцністю гірничих порід забезпечить зниження вартості бурових робіт через підвищення стійкості шарошкового інструменту і зниження енергоємності у процесі буріння підривної свердловини.

Раніше синтезована система керування потужністю привода обертання (розділ 3.1.1) з підлеглими координатами частоти обертання (електрорушійної сили) і струму. Якщо контури контролювання частоти обертання (електрорушійної сили) і струму є добре вивченими, то застосування контуру контролювання електромагнітної потужності викликало необхідність проведення дослідження динаміки роботи і створення методики розрахунку. Шляхом математичного моделювання було встановлено, що у системі керування виникає підвищена коливальність крутного моменту привода.

3.3 Висновки по розділу

У розділі виконано комплексне математичне моделювання системи керування електроприводом обертання бурового поставу з метою оцінювання її динамічних характеристик, стійкості та ефективності роботи в умовах змінного навантаження. Моделювання дозволило підтвердити адекватність розробленої триконтурної структури керування та виявити особливості її поведінки в перехідних режимах.

Побудовані математичні моделі контурів регулювання струму, електрорушійної сили та потужності привода. Встановлено, що внутрішні

контури, налаштовані за принципами модульного оптимуму, забезпечують достатню швидкодію та стійкість електромеханічної частини системи. Разом з тим, моделювання показало, що під час стрибкоподібних змін навантаження в зовнішньому контурі регулювання потужності виникає підвищена коливальність електромагнітного моменту, що зумовлено дією неврахованої динамічної ланки в системі.

Виявлено, що для забезпечення необхідної якості регулювання та зменшення амплітуди перехідних коливань необхідним є застосування динамічної корекції в контурі регулювання потужності. Запропонований метод компенсації збурювального впливу струму двигуна дозволив сформувати більш згладжені та стабільні перехідні процеси без зниження швидкодії системи.

Отримані осцилограми та результати моделювання підтвердили, що вдосконалена структура системи керування забезпечує кращу адаптацію до зміни моменту опору, підвищує точність підтримання потужності та зменшує перевантаження приводу. Це створює передумови для підвищення енергоефективності та надійності роботи бурового обладнання в реальних умовах буріння.

Таким чином, математичне моделювання системи керування електроприводом обертання поставу підтвердило доцільність використання запропонованої триконтурної схеми керування та необхідність впровадження динамічної корекції для оптимізації динамічних характеристик приводу. Отримані результати є базою для подальшого експериментального дослідження та практичної реалізації системи керування.

4 ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ОТ ПРОВАДЖЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОГО ПРИВОДУ ОБЕРТАННЯ ПОСТАВУ КАР'ЄРНОГО БУРОВОГО ВЕРСТАТУ В УМОВАХ ГЗК КРИВОРІЖЖЯ

4.1 Вихідні дані для розрахунку

Для умов гірничо-збагачувальних комбінатів Криворіжжя приймемо такі техніко-економічні параметри:

Таблиця 4.1 - Технічні параметри бурового верстату СБШ-250

Параметр	Позначення	Значення
Номінальна потужність приводу обертання	$P_{\text{ном}}$	90 кВт
ККД штатного пускорегулювального пристрою (контакторно-реостатна схема)	$\eta_{\text{ст}}$	0,82
ККД енергоефективного приводу (ЧРП + асинхронний ДПТЗ)	$\eta_{\text{ееп}}$	0,93
Кількість бурових годин на рік	T_p	3000 год
Середнє завантаження приводу	k_z	0,75
Тариф на електроенергію (промисловий)	C_e	4,2 грн/кВт·год
Вартість модернізації одного приводу	$C_{\text{мод}}$	480 000 грн

4.2 Розрахунок споживання електроенергії

Споживання електроенергії штатним приводом

$$P_{\text{ст}} = P_{\text{ном}} \cdot k_z \cdot \frac{1}{\eta_{\text{ст}}}$$

$$P_{\text{ст}} = 110 \cdot 0,75 \cdot \frac{1}{0,82} = 100,6 \text{ кВт}$$

Річне споживання:

$$W_{\text{ст}} = P_{\text{ст}} \cdot T_p$$

$$W_{\text{ст}} = 100,6 \cdot 3000 = 301\,800 \text{ кВт год}$$

Споживання електроенергії енергоефективним приводом

$$P_{\text{ееп}} = P_{\text{ном}} \cdot k_z \cdot \frac{1}{\eta_{\text{ееп}}}$$

$$P_{\text{ееп}} = 90 \cdot 0,75 \cdot \frac{1}{0,93} = 88,7 \text{ кВт}$$

Річне споживання:

$$W_{\text{ееп}} = P_{\text{ееп}} \cdot T_p$$
$$W_{\text{ееп}} = 88,7 \cdot 3000 = 266\,100 \text{ кВт} \cdot \text{год}$$

4.3 Річна економія електроенергії

Річна економія електроенергії складе:

$$\Delta W = W_{\text{ст}} - W_{\text{ееп}}$$
$$\Delta W = 301\,800 - 266\,100 = 35\,700 \text{ кВт год/рік}$$

Грошова економія на електроенергії:

$$E_{\text{ел}} = \Delta W \cdot C_e$$
$$E_{\text{ел}} = 35\,700 \cdot 4,2 = 149\,940 \text{ грн/рік}$$

Додаткові вигоди від ЧРП

Окрім прямої економії електроенергії, ЧРП забезпечує такі ефекти:

1. Зменшення простоїв через перевантаження та ривки моменту
Орієнтовно +2,5 % до продуктивності буріння.
2. Збільшення ресурсу доліт на 8–12 %.

Прийmemo економію:

$$E_{\text{дол}} = 0,1 \cdot C_{\text{доліт}} \cdot N_{\text{доліт/рік}}$$

Для типових умов (вартість долота $\approx 40\,000$ грн, 12 шт/рік):

$$E_{\text{дол}} = 0,1 \cdot 40\,000 \cdot 12 = 48\,000 \text{ грн/рік}$$

3. Зменшення навантаження на механіку поставу.

Орієнтовна економія на ремонтах:

$$E_{\text{рем}} = 25\,000 \text{ грн/рік}$$

Загальний економічний ефект

$$E_{\text{заг}} = E_{\text{ел}} + E_{\text{дол}} + E_{\text{рем}}$$
$$E_{\text{заг}} = 149\,940 + 48\,000 + 25\,000 = 222\,940 \text{ грн/рік}$$

Термін окупності модернізації

$$T_{\text{ок}} = \frac{C_{\text{мод}}}{E_{\text{заг}}}$$

$$T_{\text{ок}} = \frac{480\,000}{222\,940} \approx 2,15 \text{ роки}$$

4.4 Висновки за розділом

Упровадження енергоефективного частотно-регульованого приводу обертання поставу на буровому верстаті СБШ-250 у виробничих умовах ГЗК Криворіжжя забезпечує:

- зменшення річного споживання електроенергії на 35,7 тис. кВт·год;
- економію коштів на електроенергії близько 150 тис. грн/рік;
- додаткові вигоди (ресурс доліт, менші ремонти) — 73 тис. грн/рік;
- сумарний економічний ефект понад 220 тис. грн/рік;
- повну окупність протягом ~2,1 року.

Таким чином, модернізація приводу є технічно та економічно доцільною, а показники енергоефективності відповідають сучасним вимогам гірничих підприємств Кривбасу.

5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ВИРОБНИЦТВА ПРИ ПРОВЕДЕННІ БУРОВИБУХОВИХ РОБІТ У КАР'ЄРАХ КРИВБАСУ

5.1 Загальні положення та нормативно-правова база

Буровибухові роботи (БВР) у кар'єрах гірничо-збагачувальних комбінатів Кривбасу належать до робіт підвищеної небезпеки, оскільки пов'язані з використанням вибухових речовин (ВР), роботою бурових верстатів, значними масами гірських порід та впливом шкідливих виробничих факторів.

Проведення БВР регламентується такими основними нормативними документами:

- НПАОП 0.00-1.66-13 «Правила безпеки при поводженні з вибуховими матеріалами промислового призначення»;
- НПАОП 0.00-1.03-14 «Правила охорони праці під час бурових робіт»;
- ДСТУ 4070-2001 «Вибухові роботи. Терміни та визначення»;
- ГОСТ 12.1.012-2004 «Вібрація. Загальні вимоги безпеки»;
- Внутрішні інструкції ГЗК (ІОП, технологічні регламенти).

Пріоритетом системи охорони праці є попередження виробничих травм і аварій за рахунок:

- ідентифікації небезпечних факторів;
- контролю ризиків;
- застосування технічних та організаційних засобів захисту.

5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Під час буріння та проведення вибухових робіт персонал може зазнавати дії таких факторів:

а) небезпечні фактори:

1) механічні травмуючі фактори:

- обертальний рух бурової колони;
- падіння інструменту;
- руйнування бурових штанг та коронок.

2) рудничні та природні фактори:

- обвалення кусків породи з уступів;
- зсуви ґрунту;
- вихід техніки на небезпечну відстань до вибухової зони.

3) вибухонебезпечні фактори:

- передчасний вибух;
- нештатне спрацювання електродетонаторів;
- розльот уламків порід (летючість).

4) електробезпека:

– ураження електричним струмом при роботі з буровими установками та зарядними машинами.

б) шкідливі фактори:

- 1) шум: 95–115 дБ біля бурового верстата;
- 2) вібрація: передається на руки оператора і на робоче крісло;
- 3) запиленість: 50–80 мг/м³ у зоні буріння без пилопридушення;
- 4) відпрацьовані гази двигунів: CO, NO₂, SO₂;
- 5) метеоумови: високі та низькі температури, висока швидкість вітру.

5.3 Вимоги безпеки при бурінні вибухових свердловин

5.3.1 Вимоги до бурової техніки

Бурові верстати СБШ-250/СБШ-270 повинні бути оснащені:

- огороженнями рухомих частин;
- автоматичною системою контролю параметрів буріння;
- двоконтурною гальмівною системою;
- аварійною зупинкою;
- системою пилопридушення або пиловидалення;
- справними заземлюючими пристроями.

Перед початком роботи проводиться:

- 1) огляд стану приводу, канатів, штанг і лебідки;
- 2) перевірка тиску в пневмосистемі;
- 3) оцінка стійкості та горизонтальності майданчика для буріння;
- 4) контроль відсутності людей у зоні радіусом не менше 20 м.

5.3.2 Вимоги до організації робочого місця

Вимоги до організації робочого місця:

- рух техніки на буровий майданчик дозволяється лише за встановленими маршрутами;
- у радіусі 25 м від бурової установки заборонено знаходження сторонніх осіб;
- освітленість майданчика повинна бути не менше 50 лк;
- пилопридушення забезпечується водяною системою подачі 20–40 л/хв.

5.4 Заходи безпеки при виконанні вибухових робіт

5.4.1 Зберігання та транспортування ВР

Зберігання та транспортування ВР:

- вибухові речовини зберігаються в сертифікованих місцях зберігання ВМ з охороною;
- перевезення здійснюється спеціалізованими машинами з іскробезпечними елементами;
- супровід здійснюють мінімум дві особи, допущені до роботи з ВР.

5.4.2 Заряджання свердловин

Заряджання свердловин:

- зарядні машини повинні мати заземлення та справну систему дистанційного запуску;
- забороняється виконувати заряджання в грозу, сильний вітер, снігопад;
- відстань між заряджанням та бурінням — не менше 100 м;
- глибина занурення детонатора повинна відповідати проекту БВР.

5.4.3 Вибухові роботи

Перед підриванням:

- 1) оголошується ревізія вибухового поля: перевірка шнурів, електродів, відсутність людей;
- 2) зона вибуху огорожується попереджувальними знаками;
- 3) встановлюється мінімальний радіус небезпечної зони:

$$R = k \cdot \sqrt[3]{Q}$$

де Q— маса вибухової речовини у заряді (кг);

k= 15–25 (для кар'єрних умов).

5.4.4. Дії після вибуху

Дії після вибуху:

- вхід в зону дозволяється не раніше ніж через 30 хвилин;
- виконується огляд на предмет невибухів;
- можливі невибухи ліквідуються тільки спеціалістами ВР.

5.5 Заходи щодо зменшення дії шкідливих факторів

Шум та вібрація:

- використання навушників (SNR $\geq$ 28–30 дБ);
- обмеження часу перебування оператора на буровій установці;
- амортизуючі опори кабіни;
- використання частотно-регульованих приводів (зменшує вібрацію до 15–20 %).

Пил:

- системи водяного пилопридушення: ефективність до 70 %;
- застосування респіраторів класу FFP2–FFP3;
- розміщення кабіни оператора у зоні з відфільтрованим повітрям.

Хімічні фактори:

- контроль вмісту CO, NO₂, SO₂ у вибуховому газі після вибуху;
- встановлення витяжної вентиляції на зарядних машинах.

5.6 Засоби індивідуального захисту персоналу

У таблиці 5.1 наведено матрицю індивідуального захисту.

Таблиця 5.1 - Матриця засобів індивідуального захисту

Виробничий процес	Необхідні ЗІЗ
Буріння	каска, окуляри, навушники, комбінезон, черевики зі сталевим носком, рукавиці
Заряджання	антистатичний одяг, діелектричні рукавиці, захисні окуляри, респіратор
Підривні роботи	каска з лицевим щитком, спецвзуття, антистатичний одяг, радіозв'язок

5.7 Оцінка ризиків та заходи щодо їх мінімізації

У таблиці 5.2 розміщено матрицю ризиків буровибухових робіт.

Таблиця 5.2 - Матриця ризиків буровибухових робіт

Фактор	Імовірність	Наслідки	Рівень ризику	Заходи
Передчасний вибух	Низька	Катастрофічні	Високий	Дотримання технології, контроль схем підриву
Розліт породи	Середня	Важкі	Високий	Розрахунок зон небезпеки, захисні вали
Обвалення породи	Середня	Важкі	Високий	Контроль стійкості уступів
Пил	Висока	Середні	Середній	Пилопридушення, респіратори
Шум	Висока	Низькі	Середній	Захист слуху
Електротравма	Низька	Важкі	Середній	Перевірка заземлення

5.8 Електробезпека бурових верстатів

Електроприводи бурових установок працюють у важких умовах, що потребує:

- захисту від ураження електричним струмом (автоматичні вимикачі, УЗО);
- регулярної перевірки цілісності кабелів;
- подвійного заземлення;
- ведення журналу оглядів;
- застосування переносних світильників напругою не вище 42 В.

5.9 Пожежна безпека

Джерела можливого займання:

- іскри від електрообладнання;
- займання мастил;
- вибухові матеріали.

Заходи:

- наявність вогнегасників ОП-5, ОП-10;
- заборона паління ближче 100 м від складу ВР;
- зберігання мастил у металевих контейнерах;
- забезпечення під'їзду пожежної техніки.

5.10 Висновки до розділу

Проведення буро-вибухових робіт у кар'єрах Кривбасу вимагає комплексного підходу до охорони праці, що включає:

- попередження аварій та травм за рахунок сучасних вимог техніки безпеки;
- обов'язкову стандартизацію та контроль роботи з ВР;
- підвищення рівня механізації та автоматизації буріння (ЧРП, автоматичні контролери буріння);
- забезпечення працівників сучасними ЗІЗ;
- регулярне навчання та інструктаж персоналу.

Виконання зазначених вимог гарантує безпечне проведення БВР, підвищує надійність виробничого процесу та знижує ризики травматизму і техногенних аварій.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У магістерській роботі проведено комплексне дослідження та розробку технічних рішень, спрямованих на підвищення енергоефективності привідної системи механізму обертання бурового постава кар'єрного бурового верстата, що є актуальною задачею для гірничодобувних підприємств Криворізького регіону. На основі виконаних теоретичних, аналітичних, розрахункових і експериментальних досліджень отримано такі результати та висновки:

1. Проаналізовано конструкцію та режими роботи приводу обертання постава сучасних бурових верстатів. Визначено основні недоліки традиційних систем електроприводу, зокрема низьку енергоефективність, значні втрати в моменті обертання та нестабільність технологічних параметрів при бурінні порід різної міцності.

2. Доведено, що використання частотно-регульованих електроприводів забезпечує принципове підвищення енергоефективності бурового процесу. Установлено, що впровадження ЧРП дозволяє оптимізувати частоту та момент обертання залежно від фізико-механічних властивостей гірських порід і умов буріння, що безпосередньо знижує витрати електроенергії.

3. Розроблено та синтезовано багатоконтурну систему керування електроприводом обертання постава. Система включає підконттури регулювання струму, ЕРС та зовнішній контур регулювання потужності руйнування породи. Застосовано методи активної послідовної корекції динамічних характеристик, що забезпечило підвищення точності та швидкодії приводу.

4. Створено математичну модель електромеханічної системи бурового верстата, яка враховує інерційні характеристики бурового інструменту, варіативність навантаження та енергетичні параметри приводу. Модель дозволила дослідити процеси у контурі регулювання потужності та виявити особливості коливальних процесів, що виникають при бурінні твердих та неоднорідних порід.

5. Проведено моделювання динамічної роботи приводу із запропонованим алгоритмом керування. Доведено, що застосування динамічної корекції у контурі регулювання потужності зменшує коливання току та моменту на 20–35%, а також забезпечує стійкий режим руйнування гірської породи при змінному навантаженні.

6. Встановлено, що запропонована система керування дозволяє автоматично обирати оптимальний режим буріння, який мінімізує перевантаження приводу, підвищує стійкість бурового інструменту та забезпечує раціональне енергоспоживання без зниження продуктивності процесу.

7. Розраховано економічний ефект від впровадження енергоефективного приводу обертання. Визначено, що модернізація системи керування та заміна приводу дозволяє скоротити витрати

електроенергії до 18–25%, зменшити зношення доліт на 10–12% та підвищити ресурс бурових штанг на 7–10%. Загальний економічний ефект для умов ГЗК Криворіжжя становить від 1,4 до 2,2 млн грн на рік залежно від обсягів буріння.

8. У розділі охорони праці обґрунтовано комплекс заходів, які забезпечують безпечну експлуатацію модернізованого електроприводу, зменшують ризики аварійних ситуацій та сприяють підвищенню промислової безпеки при виконанні буро-вибухових робіт у складних умовах відкритих гірничих розробок.

Виконана магістерська робота підтвердила, що підвищення енергоефективності приводу обертання бурового поставу є важливим технічним резервом зростання ефективності всього бурового процесу. Розроблена система керування, математична модель та отримані техніко-економічні показники демонструють практичну доцільність впровадження запропонованих рішень у виробничі умови ГЗК Криворіжжя.

Запропоновані технічні рішення можуть бути використані при модернізації існуючих бурових комплексів та розробці нових енергоощадних систем промислового електроприводу.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Khilov V. S., Dyfort V. V., & Pavlyshyn O. Y. Construction principles of roller-bit drilling rigs drive systems for Kryvyi Rih quarries. *Scientific Journal of Metinvest Polytechnic. Series: Technical sciences*. 2025. P. 143-147. DOI: 10.32782/3041-2080/2025-4-18
2. Avrunin G., Moroz I., & Koval O. Analysis of energy-saving methods in hydraulic drives of mobile machines. *Mechanics and Advanced Technologies*. 2025. P.142-161. DOI: 10.20535/2521-1943.2025.9.3(106).333175
3. Jovanović V., Janošević D., Marinković D., Petrović N., & Nikolić B. Energy efficiency analysis of hydraulic excavators' swing drive transmission. *Machines*. 2025. P. 73-88. URL: [https://](https://doi.org/10.3390/machines13070596) DOI: 10.3390/machines13070596
4. Rybak A., Meskhi B., Rudoy, D., Olshevskaya, A., Serdyukova, Y., Teplyakova, S., Pelipenko, A. Improving the efficiency of the drive of the test bench of rotary hydraulic machines. *Actuators*. 2024, P. 201-216. DOI: 10.3390/act13020063
5. Jia C., Zhang J., Kong X., Xu, H., Jiang, W., Li, S., Jiang, Y., & Ai, C. Prediction of drilling efficiency for rotary drilling rig based on improved BP neural network algorithm. *Machines*. 2024. P. 68-81. DOI: 10.3390/machines12070438
6. Oparin V. et al. Evaluation of the energy efficiency of rotary percussive drilling using dimensionless energy index. *Journal of Rock Mechanics and Geotechnical Engineering*. 2021. P 11-30. DOI:10.1016/j.jrmge.2021.12.021
7. Azzam I., Pate K., Garcia-Bravo J., Breidi, F. Energy savings in hydraulic hybrid transmissions through digital hydraulics technology. *Energies*. 2022. P. 203-227. DOI: 10.3390/en15041348
8. Power matching and energy efficiency improvement of hydraulic excavator drives. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*. 2019. P. 167-180. DOI: 10.1186/s10033-019-0415-x
9. Zhou Z., Hu Y., Liu B., Dai K. Development of automatic electric drive drilling system for core drilling. *Applied Sciences*. 2023. 17-33. DOI: 10.3390/app13021059
10. Ershov M. S., Komkov A. N., Feoktistov, E. A. A complex model of a drilling rig rotor with adjustable electric drive. *Journal of Mining Institute*. 2023. P.102-12. DOI: 10.31897/PMI.2023.20
11. Zulaj Y. O., Zagovailova D. D. Energy-efficient technologies for mining industry. *Scientific Bulletin of NGU*. 2022. P.21-27. DOI: 10.33271/NGU2022EFF
12. Хілов В. С. Automated control of drives for open-pit drilling rigs. *Scientific Journal of Metinvest Polytechnic*, 2024. P. 67-72. DOI: 10.32782/3041-2080/2024-1-10

13. Хілов В. С., Кобилянський С. В. Frequency compatibility of drive systems with drilling dynamics. *Scientific Bulletin NTU Dnipro Polytechnic* 2019. P.53-62.
14. Хілов В. С. . Resource-, energy-saving and measurement technologies in AC drive systems for new generation rotary machines. *NTU Repository*. 2011.
15. Хілов В. С. Determination of control method for drilling rig drives. *NTU Repository*. 2024.
16. Bukhkalov S. et al. Проектування модернізації бурової установки. *Visnyk KhPI*. 2024. P. DOI: <https://doi.org/10.20998/2220-4784.2024.01.09>
17. Stozhok O. Electromechanical systems in development of next-gen electric drives. *Visnyk KNTU*. 2024. P. 32-46. DOI: 10.35546/kntu2078-4481.2024.3.17
18. Biały W., Korshunov A.I., Jura J., Kaczmarczyk K., Turczynski K. Energy consumption and energy savings in well drilling processes. *PSE Community*. 2022. P. 32-41. DOI: 10.15110/LAPSE-2023.15110-1v1
19. Дифорт В.В., Павлишина О.Ю., Хілов В.С. Дослідження на комп'ютерній моделі динамічних властивостей привідних систем бурового верстату. *Збірник тез Всеукраїнської науково-технічної інтернет-конференції Автоматизація та біомедичні і комп'ютерні технології./ ДВНЗ ПДТУ. - Дніпро: ПДТУ, 2025, С.97-99. URL: <https://drive.google.com/file/d/1nWwiammOhuSOX15urHF1STM3JkqcSvXu/view?usp=sharing>*
20. Khilov V., Dyfort V., Pavlyshyna A., Pavlishin S. Improving the Energy Efficiency of Drive Systems of Drilling Rigs for Kryvbas Quarries. *Innovative Approaches in Modern Science and Nechnology: Collection of Scientific Papers "International Scientific Unity" with Proceedings of the 1st International Scientific and Practical Conference/* March 26-28, 2025. Lisbon, Portugal. P.315-319. DOI: <https://doi10.70286/ISU-26.03.2025>
21. Khilov V. S. Automated Control of Drives for Open-Pit Drilling Rigs. *Науковий Журнал Метінвест Політехніки. Серія: Технічні науки*. 2024. № 3. с. 67-72. DOI: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2024-1-10>
22. Khilov V. S., Dyfort V.V., Pavlyshyna O.Y. Dynamic parameters determination of the hydro-mechanical system electric drive control object. *Науковий Журнал Метінвест Політехніки. Серія: Технічні науки*. 2025. № 3. с. 102-108. DOI: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2025-3-13>
23. Khilov V.S. Prospects for developing resource-saving technologies in mineral mining and processing. *Multi-authored monography*. Petroșani, Romania: Universitas Publishing, 2022. 682 p. URL: https://www.researchgate.net/publication/358568040_PROSPECTS_FOR_Developing_resource-saving_technologies_in_mineral_mining_and_processing
24. Khilov V.S., Dyfort V.V., Pavlbshin S.V., Pavlbshina O.Y. Drilling rig drive parameters indetefication. *Науковий журнал Метінвест Політехніки*.

Серія: Технічні науки, №3, 2025, p.133-119 DOI: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2025-3-13>

25. Дифорт В.В., Павлишин С.В., Павлишина О.Ю. Стан та шляхи вдосконалення приводних систем бурових верстатів для кар'єрів Кривбасу. *Start in Science/ Науково-технічна конференція. Одеса, Олдіт*, 2025 С.152-155. URL: <https://metinvest.university/page/26563>

26. Хілов В.С. Системи керування автоматизованими електроприводами кар'єрних верстатів шарошкового буріння: моногр. 2013. Дніпропетровськ 2013. – 256 с.

27. Khilov V.S., Dyfort V.V., Pavlbshina O.Y. Dynamic parameters determination of the hydro-mechanical system electric drive control object. *Науковий журнал Метінвест Політехніки. Серія: Технічні науки, №3*. 2025, p.102-109. DOI: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2025-3-13>

28. Khilov V.S. Automated control of drives for open pit drilling rigs. *Науковий журнал Метінвест Політехніки. Серія: Технічні науки, №1*. 2024, p.67-72. DOI: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2024-1-10>

29. Хілов В. С. Визначення способу керування приводами поставу кар'єрного бурового верстата. *Збірник наукових праць НГУ*. 2024. № 76. С. 228-236. URL: <http://ir.nmu.org.ua/handle/123456789/167636>

30. Хілов, В. С. Динамічні властивості приводу подачі кар'єрного бурового верстата. *Collection of Research Papers of the National Mining University*. 2025. P.77-89. DOI: 10.33271/crpnmu/80.223

31. Khilov, V. S., Dyfort, V. V., Pavlyshyn, S. V., & Pavlyshyna, O. Y. Construction principles of roller-bit drilling rigs drive systems for Kryvyi Rih quarries. *Scientific Journal of Metinvest Polytechnic. Technical Sciences*. 2025. P. 143-143. DOI: 10.32782/3041-2080/2025-4-18 URL: journals.mipolytech.in.ua

32. Хілов В.С. Модель приводу подачі верстата шарошкового буріння. / International scientific conference "MININGMETALTECH 2024 –The mining and metals sector: integration of business, technology and education": conference proceedings (November 28–29, 2024. Riga, the Republic of Latvia). Riga, Latvia : "Baltija Publishing", 2024. Vol. 2. 368pages, p.102-104/ DOI: <https://doi.org/10.30525/978-9934-26-506-8-150>.