

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 2026 р.

## 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 "ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИЙ ПРИВІД КОМПРЕСОРНОЇ УСТАНОВКИ  
КАР'ЄРНОГО БУРОВОГО ВЕРСТАТУ В УМОВАХ ГЗК КРИВОРІЖЖЯ "**

Керівник роботи  
Консультант від бази  
практики

Віктор ХІЛОВ  
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

Сергій ПАВЛИШИН

--	--	--	--

Голова ЕК

Олексій ВЕРЕЦЯК

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  
08.12.2025 р.

### ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ МАГІСТРА

Павлишина Сергія Володимировича

1. Тема роботи Енергозберігаючий привід компресорної установки кар'єрного бурового верстату в умовах ГЗК Криворіжжя  
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
2. Термін подання роботи 08.01.2026 р.
3. 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
4. Зміст пояснювальної записки (перелік питань) Анотація. Зміст. Вступ. 1. Аналіз предметної області (літературний огляд, недоліки існуючих систем, сучасні тенденції). Постановка задач з підвищення енергоефективності системи приводу компресорної установки кар'єрного бурового верстату в умовах ГЗК Кривбасу (Основні задачі енергоефективності, концепція роботи системи, обґрунтування та вибір технічних рішень). 2. Дослідження пневмо-транспортної системи як об'єкту керування (2.1. Вибір та обґрунтування технічних засобів привідної системи 2.2. Складання моделі привідної системи 2.3. Дослідження режимних параметрів системи на математичній моделі). 3. Синтез та верифікація енергозберігаючої системи приводу компресорної установки кар'єрного бурового верстату 4. Економічне обґрунтування запропонованої системи. Висновки. Перелік використаних джерел. Додатки.
5. Перелік графічного (демонстраційного) матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): Технологічні параметри пневмотранспортної системи. Функціональна схема пневмотранспортної системи. Налаштування фаззи-регулятора. Simulink модель приводу компресорної установки та пневмотранспортної системи кар'єрного бурового верстату. Результати моделювання приводу компресорної установки та пневмотранспортної системи.

6. Консультанти по роботі, із зазначенням розділів роботи, що стосуються їх.

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта
Аналіз привідних систем бурового верстату СБШ-250. Постановка задач дослідження з підвищення енергоефективності компресорної установки	Хілов В.С., професор кафедри АБЕРС
Дослідження пневмо-транспортної системи як об'єкту керування	Хілов В.С., професор кафедри АБЕРС
Синтез та верифікація енергозберігаючої системи приводу компресорної установки кар'єрного бурового верстату	Хілов В.С., професор кафедри АБЕРС
Економічний ефект от провадження регульованого енергозберігаючого приводу компресорної установки кар'єрного бурового верстату в умовах ГЗК Криворіжжя	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 компресорної установки	08.12.2025 – 13.12.2025
2	Розділ 2. Дослідження пневмо-транспортної системи як об'єкту керування	15.12.2025 – 27.01.2026
3	Розділ 3. Синтез та верифікація енергозберігаючої системи приводу компресорної установки кар'єрного бурового верстату	29.12.2025 – 03.01.2026
4	Розділ 4. Економічний ефект от провадження регульованого енергозберігаючого приводу компресорної установки кар'єрного бурового верстату в умовах ГЗК Криворіжжя. Розділ 5. Охорона праці та безпека виробництва в електроприводі бурових установок Висновки, перелік посилань, вступ, зміст, реферат.	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

(Сергій Павлишин)

Керівник роботи

(Віктор ХІЛОВ)

## АНОТАЦІЯ

Павлишин С.В. Енергозберігаючий привід компресорної установки кар'єрного бурового верстату в умовах ГЗК Криворіжжя. (65 сторінок машинописного тексту, 14 рисунків, 7 таблиць, 25 використаних джерел, додатки). – 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 привідна система компресорної установки пневмо-транспортної системи виносу бурового шламу з вибою бурового верстату СБШ-250.

Предметом дослідження є процеси, параметри та технічні рішення, що визначають ефективність та енергоощадність приводу компресорної установки пневмо-транспортної системи бурового верстату.

У першому розділі проведено аналіз привідних систем бурового верстату СБШ-250. Визначено призначення та роль компресорів у бурових установках СБШ-250. Наведена класифікація компресорних приводів та особливості їх роботи. Проаналізовані електромеханічні навантаження та режими роботи приводу бурового компресора. Здійснений аналіз існуючих систем управління та їх енергоефективності. Встановлені сучасні технології частотно-регульованого електроприводу. Показано вплив енергоефективності приводу компресору на якість і продуктивність бурового процесу. Здійснено постановку задач дослідження з підвищення енергоефективності компресорної установки.

У другому розділі пневмо-транспортна система досліджена як об'єкт керування. Складені: математична модель процесу виносу зруйнованої гірничої породи стисненим повітрям у скважині; математична модель роботи компресору бурового верстату СБШ-250; рівняння руху газо-породної суміші.

У третьому розділі надана методика синтезу та проведена верифікація енергозберігаючого приводу компресорної установки кар'єрного бурового верстату. Система керування побудована з використанням принципів фаззи-логіки у технологічному контурі регулювання швидкісного тиску руху газо-породної суміші на гирлі свердловини. На підставі експертних знань визначені вхідні, вихідні функції приналежності та база правил функціонування нечіткого регулятора. Проведено імітаційне моделювання роботи приводу компресорної установки на пневмо-транспортна система виносу розбуреного шламу у середовищі Simulink/MATLAB.

У четвертому розділі оцінений економічний ефект от провадження регульованого енергозберігаючого приводу компресорної установки пневмо-транспортної системи бурового верстату.

П'ятий розділ присвячений заходам з охорони праці та безпека виробництва в електроприводі бурових установок. Встановлені основні небезпечні та шкідливі фактори при роботі автоматизованих електроприводів на бурових установок. Сформульовані основні вимоги електробезпеки при експлуатації електроприводів на гірничих підприємствах.

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.

ЕЛЕКТРИЧНИЙ ПРИВІД, ПНЕВМО-ТРАНСПОРТНА СИСТЕМА, БУРОВИЙ ВЕРСТАТ, ШВИДКІСНИЙ ТИСК ГАЗО-ПОРОДНОЇ СУМІШІ, СИНТЕЗ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ, МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ, ШАРОШКОВЕ БУРІННЯ, ДИНАМІКА ПРИВОДУ, ТЕХНОЛОГІЧНІ РЕГУЛЯТОРИ, ПЕРЕХІДНІ ПРОЦЕСИ.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	8
1 АНАЛІЗ ПРИВІДНИХ СИСТЕМ БУРОВОГО ВЕРСТАТУ СБШ-250. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ З ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ КОМПРЕСОРНОЇ УСТАНОВКИ .....	12
1.1 Призначення та роль компресорів у бурових установках СБШ-250	12
1.2 Класифікація компресорних приводів та особливості їх роботи.....	13
1.2.1 Класифікація компресорних приводів .....	13
1.2.2 Особливості роботи компресорних приводів .....	14
1.3 Електромеханічні навантаження та режими роботи приводу бурового компресора .....	15
1.3.1 Характеристика електромеханічних навантажень .....	15
1.3.2 Основні режими роботи приводу .....	15
1.3.3 Особливості електромеханічного навантаження для СБШ-250	16
1.3.4 Розрахунок моменту приводу СБШ-250 .....	16
1.4 Аналіз існуючих систем управління та їх енергоефективності .....	18
1.4.1 Класифікація систем управління компресорними приводами....	18
1.4.2 Порівняльний аналіз енергоефективності.....	20
1.4.3 Основні енергетичні витрати в системах управління.....	20
1.4.4 Приклад алгоритму управління компресорним приводом.....	21
1.4.5 Модель аналізу енергоспоживання компресорного приводу .....	21
1.5 Сучасні технології частотно-регульованого електроприводу (ЧРЕП) .....	22
1.5.1 Принцип дії ЧРЕП .....	22
1.5.2 Основні переваги сучасних технологій ЧРЕП .....	22
1.5.3 Сучасні технології та функції ЧРЕП.....	23
1.5.4 Особливості застосування ЧРЕП у бурових установках СБШ-250 .....	23
1.6 Вплив енергоефективності приводу компресору на якість і продуктивність бурового процесу.....	24
1.7 Висновки по розділу .....	25
2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМО-ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ ЯК ОБ'ЄКТУ КЕРУВАННЯ.....	26
2.1 Математична модель процесу виносу зруйнованої гірничої породи стисненим повітрям у скважині бурового верстату СБШ-250 .....	26
2.1.1 Фізическая схема процесса .....	26
2.1.2 Геометричні та режимні параметри .....	26
2.1.3 Математична модель руху газопорідної суміші.....	26
2.1.4 Визначення тиску и швидкості повітря на долоті та на гирлі свердловини.....	27
2.1.5 Результати розрахунку розподілу тиску.....	29
2.2 Математична модель компресору бурового верстату СБШ-250.....	30
2.3 Рівняння руху газо-породної суміші.....	33
2.4 Висновки по розділу .....	37

3 СИНТЕЗ ТА ВЕРИФІКАЦІЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОГО ПРИВОДУ КОМПРЕСОРНОЇ УСТАНОВКИ КАР'ЄРНОГО БУРОВОГО ВЕРСТАТУ ....	39
3.1 Використання принципів фаззи-логіки для підвищення енергоефективності компресорної установки .....	39
3.2 Етап фазифікації .....	41
3.3 Етап інференції. База правил.....	43
3.4 Етап дефазифікації .....	47
3.5 Імітаційне моделювання роботи приводів.....	48
3.6 Висновки по розділу .....	52
4 Економічний ефект от провадження регульованого енергозберігаючого приводу компресорної установки кар'єрного бурового верстату в умовах ГЗК Криворіжжя.....	53
4.1 Загальна характеристика об'єкта модернізації .....	53
4.2 Оцінка економічної ефективності проекту .....	54
5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ВИРОБНИЦТВА В ЕЛЕКТРОПРИВОДІ БУРОВИХ УСТАНОВОК.....	56
5.1 Загальні положення охорони праці при експлуатації бурових установок.....	56
5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів в електроприводі бурових установок.....	56
5.3 Вимоги електробезпеки до експлуатації електропривода.....	57
5.4 Висновки розділу.....	58
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	59
Список використаної літератури .....	61

## ВСТУП

Розвиток гірничодобувної промисловості сьогодні нерозривно пов'язаний із зростанням вимог до енергоефективності, надійності та автоматизації технологічних процесів. Одним із найбільш енергоємних вузлів у складі бурових верстатів типу СБШ-250 є компресорна установка, яка забезпечує подавання стисненого повітря для очищення шпурів, роботи пневматичних систем і стабільного функціонування бурового процесу. Компресорний привід працює у важких режимах, що характеризуються значними динамічними навантаженнями, частими пусками, зміною тиску та витрати повітря. Це зумовлює високий рівень споживання електричної енергії та підвищені експлуатаційні витрати.

У традиційних системах електроприводу компресорів бурових верстатів застосовуються нерегульовані або малорегульовані схеми, що не забезпечують оптимального режиму роботи двигуна відповідно до фактичного повітряного навантаження. Робота компресора на постійній швидкості, навіть за часткових навантажень, призводить до зайвих енергетичних втрат, перевантаження мережі та зниження ресурсу механічних елементів. Тому актуальним є застосування частотно-регульованих електроприводів, які дозволяють узгоджувати продуктивність компресора з реальним технологічним навантаженням, мінімізувати втрати електроенергії та підвищити загальну ефективність бурового комплексу.

Енергозберігаючі технології в системах електроприводу гірничого обладнання забезпечують значний економічний ефект, оскільки витрати на електроенергію становлять суттєву частку собівартості бурових робіт. Для підприємств металургійного та гірничого сектору, зокрема тих, що входять до структури Метінвесту, питання енергоефективності є стратегічними - вони напряду впливають на конкурентоспроможність, екологічні показники та надійність експлуатації технологічного устаткування.

Модернізація приводу компресора бурового верстату СБШ-250 на основі впровадження частотно-регульованого електроприводу дозволяє:

- оптимізувати режими роботи електродвигуна;
- зменшити пускові струми та механічні удари;
- знизити шум і вібраційні навантаження;
- стабілізувати тиск у пневмосистемі;
- підвищити ресурс компресора та електродвигуна;
- забезпечити економію електричної енергії до 20–40 % залежно від умов роботи.

Таким чином, тема дослідження є актуальною та важливою для підвищення енергоефективності бурового обладнання, зниження експлуатаційних витрат і покращення техніко-економічних показників підприємства. Робота відповідає сучасним тенденціям розвитку енергоефективних електроприводів та спрямована на вирішення

практичних задач підвищення ефективності систем електрозабезпечення гірничих підприємств.

Актуальність теми. Сучасний розвиток гірничодобувної галузі характеризується зростанням вимог до енергоефективності технологічного обладнання, підвищенням рівня автоматизації та зниженням експлуатаційних витрат. Одним із найбільш енергоємних агрегатів бурових верстатів типу СБШ-250 є компресорна установка, від роботи якої залежить стабільність процесу буріння, ефективність очищення шпурів і продуктивність бурового комплексу. Компресор займає значну частку у загальному енергоспоживанні бурової машини, а нераціональні режими його роботи призводять до збільшення витрат електроенергії, перевантаження елементів електроприводу та зниження ресурсу механічних вузлів.

Більшість компресорів на бурових верстатах працюють на основі нерегульованих електроприводів, які функціонують з постійною частотою обертання незалежно від реальної потреби у стисненому повітрі. Такий принцип роботи спричиняє суттєві втрати енергії у режимах часткових навантажень, надлишкове нагрівання, збільшення рівня шуму та вібрацій, а також підвищення навантаження на електромережу під час пусків. В умовах гірничих підприємств, де робота верстатів має циклічний та нерівномірний характер, ці недоліки стають критичними.

Упровадження частотно-регульованих електроприводів у компресорні установки СБШ-250 є ефективним шляхом зменшення енергоспоживання, підвищення надійності роботи обладнання та покращення якості керування буровим процесом. Системи керування на базі частотних перетворювачів дозволяють забезпечити адаптацію продуктивності компресора до фактичної повітряної потреби, оптимізувати перехідні процеси, знизити пускові струми та продовжити термін служби електродвигунів і механічних елементів.

Для підприємств гірничо-металургійного комплексу, які працюють у структурі Метінвесту, питання енергоефективності обладнання має стратегічне значення. Зменшення енергоспоживання технологічних систем дозволяє скоротити собівартість продукції, поліпшити екологічні показники, підвищити стабільність енергопостачання та відповідати сучасним вимогам ресурсощадних технологій.

Таким чином, дослідження та розроблення енергозберігаючого приводу компресора бурового верстату СБШ-250 є актуальним науково-практичним завданням, що спрямоване на підвищення ефективності електроприводів гірничого обладнання, зниження енергетичних витрат та забезпечення надійності роботи бурових комплексів у складних експлуатаційних умовах.

Метою даної кваліфікаційної роботи є підвищення енергоефективності привідної системи компресора бурового верстату СБШ-250 шляхом розробки та впровадження енергозберігаючих технологій і оптимізації режимів його роботи, що забезпечить зменшення

енергоспоживання, підвищення надійності та продуктивності обладнання на гірничих і металургійних підприємствах.

Завдання дослідження:

1) провести аналіз існуючих конструкцій привідних систем бурових верстатів СБШ-250 та визначити основні фактори, що впливають на енергоефективність їх роботи;

2) дослідити технічний стан і експлуатаційні характеристики компресора бурового верстату СБШ-250;

3) розробити математичну модель електроприводу компресора з урахуванням динамічних і електротехнічних параметрів;

4) виконати моделювання роботи приводу у середовищі MATLAB/Simulink для оцінки енергоспоживання та ефективності управління;

5) запропонувати та обґрунтувати заходи щодо оптимізації режимів роботи приводу та впровадження енергозберігаючих рішень;

6) оцінити очікуваний економічний та енергетичний ефект від впровадження запропонованих заходів на практиці;

7) розробити рекомендації щодо модернізації привідної системи компресора для підвищення енергоефективності та надійності його експлуатації.

Об'єктом дослідження є привідна система компресора бурового верстату СБШ-250, що використовується на гірничих і металургійних підприємствах, зокрема її енергетичні характеристики, режим роботи та ефективність споживання електроенергії.

Предметом дослідження є процес підвищення енергоефективності приводу компресора СБШ-250 шляхом оптимізації режимів роботи, застосування енергозберігаючих технологій, модернізації електроприводу та управління його параметрами з використанням сучасних математичних моделей і систем автоматизації.

У ході виконання дослідження використані наступні методи:

1) аналіз літературних джерел та нормативних документів – для вивчення сучасного стану привідних систем бурових верстатів, методів підвищення енергоефективності та сучасних технологій управління електроприводами;

2) технічне обстеження та експериментальні вимірювання – для оцінки режимів роботи компресора СБШ-250 та визначення фактичного енергоспоживання обладнання;

3) математичне моделювання та імітаційне моделювання – розробка математичної моделі електроприводу компресора та її реалізація у середовищі MATLAB/Simulink для аналізу динамічних характеристик та ефективності управління;

4) аналітичні методи оптимізації – для визначення оптимальних режимів роботи приводу та підбору параметрів енергозберігаючих рішень;

5) економіко-енергетичний аналіз – оцінка очікуваного зниження енергоспоживання, підвищення надійності та економічного ефекту від впровадження запропонованих рішень.

Наукова новизна роботи полягає у розробці та обґрунтуванні енергозберігаючого приводу компресора бурового верстату СБШ-250, що передбачає:

1) створення математичної моделі електроприводу компресора з урахуванням динамічних, електротехнічних та енергетичних характеристик, що дозволяє оцінювати вплив різних режимів роботи на споживання електроенергії;

2) запропонування методів оптимізації режимів роботи приводу та впровадження сучасних енергозберігаючих технологій, що забезпечують підвищення енергоефективності та надійності системи;

3) розробку рекомендацій щодо модернізації існуючого приводу бурового верстату для зменшення втрат електроенергії та підвищення продуктивності компресора.

Таким чином, проведене дослідження вперше інтегрує підходи математичного моделювання, оптимізації та енергозбереження у комплексній системі управління приводом бурового компресора, що має практичну значущість для гірничих і металургійних підприємств.

Практичне значення дослідження полягає у тому, що запропоновані методи підвищення енергоефективності приводу компресора бурового верстату СБШ-250 можуть бути безпосередньо застосовані на гірничих і металургійних підприємствах для:

1) зменшення споживання електроенергії та експлуатаційних витрат на роботу компресора;

2) підвищення надійності та довговічності привідної системи за рахунок оптимізації режимів роботи та модернізації обладнання;

3) впровадження сучасних енергозберігаючих технологій, що сприяє підвищенню загальної ефективності виробничих процесів;

4) формування практичних рекомендацій щодо експлуатації та модернізації компресорних приводів бурових верстатів СБШ-250.

Реалізація результатів дослідження дозволяє підвищити економічну та енергетичну ефективність роботи гірничодобувного та металургійного обладнання, що має безпосереднє значення для підприємств галузі.

При розробці системи автоматичного керування пневмотранспортної системи бурового верстату необхідно визначитись з динамічними та статичними характеристиками об'єкту керування до якого входять: асинхронний двигун з автономним інвертором напруги та двоканальною векторною системою керування по потокозчепленню та швидкістю обертання.

# 1 АНАЛІЗ ПРИВІДНИХ СИСТЕМ БУРОВОГО ВЕРСТАТУ СБШ-250. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ З ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ КОМПРЕСОРНОЇ УСТАНОВКИ

## 1.1 Призначення та роль компресорів у бурових установках СБШ-250

Компресорна установка є одним із найважливіших функціональних елементів бурових верстатів типу СБШ-250, що забезпечує реалізацію основних технологічних процесів при бурінні вибухових та технологічних свердловин у кар'єрах гірничодобувних підприємств. Її робота безпосередньо пов'язана з формуванням необхідних умов руйнування гірської породи, транспортування продуктів буріння та підтримання стабільних режимів роботи бурового інструменту [1, 2].

Основним призначенням компресора є створення та подача стисненого повітря до вибою свердловини через бурильну колону. Повітряний потік, що надходить до зони буріння, забезпечує інтенсивне очищення вибою від бурового шламу, уламків гірської породи та пилу. Це дозволяє уникнути повторного подрібнення матеріалу, зменшити опір обертанню долота та забезпечити рівномірний контакт робочих елементів інструменту з породою. У результаті підвищується механічна швидкість буріння та знижується енергоємність процесу [3].

Важливою функцією компресорної установки є забезпечення ефективного транспортування газо-породної суміші по затрубному простору на поверхню. Для цього компресор повинен створювати достатній тиск і витрату повітря, що гарантують формування стійкого висхідного потоку навіть при значних глибинах свердловин та складних гірничо-геологічних умовах. Недостатні параметри стисненого повітря призводять до накопичення шламу у свердловині, погіршення умов роботи долота та зростання аварійності бурового процесу.

Окрім видалення продуктів руйнування породи, стиснене повітря виконує функцію охолодження бурового інструменту, бурильних штанг і окремих елементів вибійного обладнання. Зменшення температурного навантаження дозволяє знизити інтенсивність зношування шарошок, підшипникових вузлів та ущільнень, що позитивно впливає на довговічність доліт і зменшує витрати на їх обслуговування та заміну.

Компресорна установка також відіграє важливу роль у забезпеченні роботи допоміжних пневматичних систем бурового верстата СБШ-250. Стиснене повітря використовується для живлення пневмоприводів окремих механізмів, систем очищення обладнання, продувки та видалення пилу, а також для функціонування контрольних-вимірних і захисних пристроїв. Таким чином, компресор виступає універсальним джерелом пневматичної енергії, що забезпечує узгоджену роботу різних підсистем бурового комплексу [4].

Суттєвий вплив компресор має і на енергоефективність бурової установки в цілому. Компресорні установки належать до найбільш енергоємних споживачів електричної або механічної енергії у складі бурового верстата. Тому правильний вибір типу компресора, його режимів роботи, а також ефективність привідної системи безпосередньо визначають загальні енергетичні показники СБШ-250. Недосконалі режими регулювання подачі повітря призводять до перевитрат енергії та зниження економічної ефективності бурових робіт.

Отже, компресорна установка у бурових верстатах СБШ-250 виконує комплекс технологічних, енергетичних та допоміжних функцій, без яких неможливе забезпечення стабільного та продуктивного буріння. Від надійності, продуктивності та енергоефективності компресора значною мірою залежать техніко-економічні показники роботи бурової установки, що обумовлює актуальність досліджень, спрямованих на вдосконалення компресорних систем та їх приводів у складі бурових верстатів даного типу.

## **1.2 Класифікація компресорних приводів та особливості їх роботи**

Компресорний привід є визначальним елементом компресорної установки, який забезпечує перетворення підведеної енергії у механічну роботу стискання повітря та значною мірою впливає на надійність, енергоефективність і експлуатаційні характеристики бурових установок. У бурових верстатах типу СБШ-250 застосовуються різні типи компресорних приводів, вибір яких обумовлюється умовами експлуатації, необхідними параметрами стисненого повітря та вимогами до регулювання режимів роботи [5].

### **1.2.1 Класифікація компресорних приводів**

Залежно від джерела енергії та конструктивного виконання компресорні приводи, що використовуються у бурових установках, доцільно класифікувати за такими основними ознаками:

1) за видом джерела енергії:

– електричні приводи, в яких компресор приводиться в дію асинхронним або синхронним електродвигуном змінного струму. Такі приводи є найбільш поширеними на стаціонарних та пересувних бурових верстатах, підключених до електричних мереж кар'єру;

– дизельні приводи, що використовують двигуни внутрішнього згоряння. Вони застосовуються переважно у автономних бурових установках або в умовах відсутності надійного електропостачання;

– комбіновані приводи, у яких можливе використання як електричної, так і дизельної енергії залежно від режиму роботи та умов експлуатації.

2) за способом передачі механічної енергії до компресора:

- приводи з прямим з'єднанням, де вал компресора безпосередньо з'єднаний з валом двигуна. Вони відрізняються високим ККД та простотою конструкції;

- ремінні приводи, що забезпечують гнучкість компонування та часткове демпфування динамічних навантажень, однак мають підвищені втрати енергії;

- редукторні приводи, які дозволяють узгоджувати частоту обертання двигуна з оптимальними режимами роботи компресора, особливо при значних відмінностях у швидкісних характеристиках.

3) за способом регулювання продуктивності:

- нерегульовані приводи, що працюють з практично сталою частотою обертання та продуктивністю;

- приводи з дросельним регулюванням, у яких зміна подачі повітря здійснюється шляхом обмеження потоку на вході або виході компресора;

- частотно-керовані електроприводи, що забезпечують плавну зміну частоти обертання компресора за рахунок використання перетворювачів частоти;

- приводи з регулюванням за навантаженням, які автоматично змінюють режим роботи залежно від тиску в пневмосистемі.

### **1.2.2 Особливості роботи компресорних приводів**

Особливістю роботи компресорних приводів у складі бурових установок СБШ-250 є їх функціонування в умовах змінних навантажень, обумовлених коливаннями глибини свердловини, властивостей гірської породи та режимів буріння. У таких умовах привід повинен забезпечувати стабільну подачу стисненого повітря при мінімальних енергетичних витратах.

Електричні приводи характеризуються високою надійністю, відносно простим технічним обслуговуванням та можливістю впровадження сучасних систем автоматизованого керування. Особливо ефективними є частотно-регульовані електроприводи, які дозволяють адаптувати продуктивність компресора до реальної потреби бурового процесу, зменшуючи пускові струми та механічні навантаження.

Дизельні приводи забезпечують високу автономність бурових установок, однак мають підвищену паливну витрату, складнішу систему обслуговування та гірші екологічні показники. Їх застосування є доцільним у віддалених районах або на етапах гірничих робіт, де електропостачання є нестабільним.

Важливою особливістю роботи компресорних приводів є необхідність узгодження їх динамічних характеристик з характеристиками компресора та пневматичної системи в цілому. Невідповідність режимів призводить до перевантажень, підвищеного зносу елементів приводу та зниження загальної надійності установки [6].

Отже, вибір типу компресорного приводу та способу його регулювання для бурових установок СБШ-250 повинен базуватися на комплексному урахуванні технологічних вимог буріння, енергетичних показників, умов експлуатації та вимог до автоматизації. Саме це створює передумови для підвищення ефективності та конкурентоспроможності бурових установок у сучасних гірничих умовах.

### **1.3 Електромеханічні навантаження та режими роботи приводу бурового компресора**

Привід бурового компресора СБШ-250 є ключовим елементом бурової установки, що забезпечує подачу стисненого повітря у штанговий стовп і свердловину. Ефективність та надійність роботи компресора значною мірою визначається електромеханічними навантаженнями на привід та особливостями його експлуатаційних режимів.

#### **1.3.1 Характеристика електромеханічних навантажень**

Електромеханічне навантаження приводу компресора формується під впливом наступних факторів:

- 1) опір стисненню повітря – тиск у повітряній магістралі та свердловині створює зворотний момент на валу компресора;
- 2) механічні втрати в приводі – тертя в підшипниках, зубчастих передачах, ремінних або клинових передачах;
- 3) інерційні ефекти – маса ротора та крильчатки компресора створює додаткові пульсації моменту при пуску та зупинці;
- 4) динамічні коливання навантаження – пов'язані з нерівномірністю подачі штанг, змінами глибини буріння та коливаннями тиску в системі.

Математично електромеханічне навантаження можна представити як суму постійної та змінної складової моменту [7]:

$$M_{\text{приводу}}(t) = M_{\text{стат}} + M_{\text{дин}}(t)$$

де  $M_{\text{стат}}$  – статичний момент, що відповідає робочому тиску і витраті повітря;

$M_{\text{дин}}(t)$  – змінна складова моменту, що залежить від динамічних процесів у системі.

#### **1.3.2 Основні режими роботи приводу**

Привід бурового компресора працює в кількох режимах, які визначаються умовами буріння та потребами у стисненому повітрі [8]:

- 1) пусковий режим:
  - характеризується високими пусковими моментами через інерційність ротора і необхідність подолати опір стиснення повітря;

– використовуються пускові методи: прямий пуск, пуск через автотрансформатор або частотний перетворювач.

2) навантажений режим (робочий):

- постійна подача повітря зі стабільним тиском у свердловину;
- момент приводу близький до номінального:  $M_{\text{ном}} \approx \text{const}$ ;
- енергоспоживання максимально ефективно при оптимальному співвідношенні тиску і витрати повітря.

3) часткове навантаження:

- виникає при зменшенні витрати повітря або падінні тиску;
- привід працює при зниженому моменті, що може призводити до неефективної роботи двигуна та перегріву.

4) режим холостого ходу:

- компресор обертається без подачі повітря (закриті клапани на виході);
- створює низьке навантаження на електродвигун, проте підвищує інерційні коливання і знос механізмів.

5) аварійний режим:

- виникає при перевантаженні, блокуванні виходу повітря або падінні напруги;
- вимагає спрацьовування систем захисту: електричних (від струму), механічних (запобіжні муфти) та температурних.

### **1.3.3 Особливості електромеханічного навантаження для СБШ-250**

Для бурового станка СБШ-250 особливості електромеханічного навантаження визначаються:

- високим робочим тиском повітря: 0,6–0,8 МПа при витраті 0,3–0,5 м<sup>3</sup>/с;
- великою довжиною штанг: 8–24 м, що збільшує інерційні складові моменту;
- змінністю режимів: часті цикли буріння та холостого ходу;
- наявністю пульсацій тиску у свердловині, що викликає короткочасні перевантаження приводу.

Для забезпечення надійної роботи приводу застосовуються:

- системи плавного пуску;
- регулятори витрати повітря;
- запобіжні муфти та датчики перевантаження;
- автоматичне регулювання частоти обертання електродвигуна.

### **1.3.4 Розрахунок моменту приводу СБШ-250**

Вихідні дані для гвинтового компресора СБШ-250 [9] наведено у таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Параметри гвинтового компресора

Параметр	Значення
Потужність двигуна $P$	160 кВт
Частота обертання $n$	1450 об/хв
Робочий тиск $p$	0,7 МПа
Витрата повітря $Q$	0,53 м <sup>3</sup> /с
ККД компресора $\eta$	0,85

Момент на валу електродвигуна визначається через потужність та кутову швидкість ротора:

$$M = \frac{P}{\omega}, \omega = \frac{2\pi n}{60}.$$

Обчислюємо кутову швидкість:

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 1450}{60} \approx 151.8 \text{ рад/с.}$$

Потужність в Вт:  $P = 160 \cdot 10^3 = 160\,000$  Вт.

Номінальний момент:

$$M_{\text{ном}} = \frac{160\,000}{151.8} \approx 1054 \text{ Нм.}$$

Для динамічних режимів момент коливається навколо номінального:

$$M(t) = M_{\text{ном}}(1 + k \cdot \sin(\omega_{\text{циклу}} t)),$$

де  $k = 0.2$  – коефіцієнт пульсацій (20%);

$$\omega_{\text{циклу}} = 2\pi/T_{\text{циклу}};$$

$T_{\text{циклу}} = 10$  с – період циклу пульсацій навантаження.

Таким чином, момент змінюється від  $\sim 840$  Н·м до  $\sim 1260$  Н·м.

На рисунку 1.1 зображено три фази графіку моменту навантаження  $M(t)$  для гвинтового компресора СБШ-250, а саме плавне зростання моменту до  $\approx 300$  Н·м при пуску (0–1 с), лінійне збільшення моменту від 250 до 1000 Н·м при наборі тиску (1–10 с) та усталений момент  $\approx 1000$  Н·м в робочому режимі (>10 с).

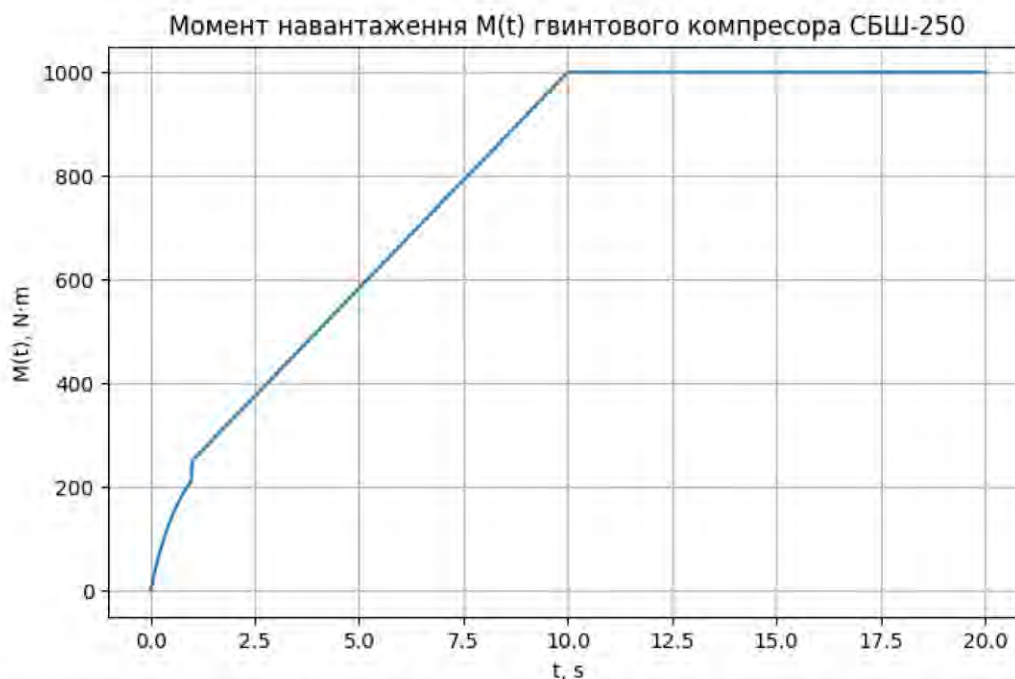


Рисунок 1.1 - Три фази графіку моменту навантаження  $M(t)$  для гвинтового компресора СБШ-250

Інтерпретація графіка:

- 1) під час пуску момент росте від 0 до номінального ( $\sim 1000$  Н·м) за перші 7,5 секунд;
- 2) в робочому циклі момент не змінюється.

#### 1.4 Аналіз існуючих систем управління та їх енергоефективності

Ефективне управління компресорними приводами у бурових установках СБШ-250 є ключовим чинником забезпечення стабільної роботи пневматичної системи, оптимального споживання енергії та зниження експлуатаційних витрат. Сучасні системи управління спрямовані на узгодження роботи компресора з потребою в стислому повітрі, адаптацію до змінних технологічних умов буріння та мінімізацію втрат енергії при підтриманні заданих параметрів тиску та продуктивності [10].

##### 1.4.1 Класифікація систем управління компресорними приводами

Системи управління компресорними приводами можна класифікувати за ступенем автоматизації та функціональними можливостями

Релейно-контактні системи (базові).

Це найпростіші системи, що базуються на механічних та електричних реле, датчиках тиску та контакторах.

Переваги:

- проста реалізація;
- низька вартість обладнання;

– легке технічне обслуговування.

Недоліки:

- відсутність плавного регулювання;
- швидко зношуються механічні компоненти;
- неефективне використання енергії через часті вкл./викл. двигуна;
- неможливість адаптивної роботи під змінні навантаження.

Енергоефективність: низька - через грубе управління і часті перевантаження приводів.

Програмовані логічні контролери (PLC).

Сучасні системи автоматичного управління на основі PLC забезпечують цифрове регулювання параметрів і гнучке налаштування логіки роботи.

Переваги:

- гнучкі алгоритми керування;
- можливість віддаленого моніторингу;
- інтеграція з SCADA/Telemetry;
- стеження за станом обладнання.

Недоліки:

- вища вартість;
- вимагають кваліфікованого обслуговування.

Енергоефективність: середня/висока — за рахунок оптимізації режимів роботи відповідно до вимог, але базується переважно на вкл./викл. та простих логічних алгоритмах.

Частотно-керовані приводи (ЧКП, VFD).

Це один з найефективніших методів управління електроприводами компресорів, де швидкість обертання двигуна змінюється плавно залежно від потреби в повітрі.

Переваги:

- плавне регулювання параметрів компресора;
- зниження пускових струмів до 60–80%;
- економія електроенергії до 30–50% порівняно з прямим пуском;
- зменшення механічних навантажень на привод;
- можливість побудови адаптивних енергозберігаючих стратегій.

Недоліки:

- висока вартість ЧКП;
- необхідність складнішого обслуговування;
- потребує налаштування та захисту від гармонік.

Енергоефективність: висока - забезпечує оптимальну роботу компресора відповідно до фактичного навантаження.

Інтелектуальні та адаптивні системи управління.

Це сучасні рішення, що використовують методи штучного інтелекту, адаптивні алгоритми та прогнози навантаження для ефективного розподілу ресурсів.

Особливості:

- самонавчання на основі історії роботи;

– прогнозне управління режимами з урахуванням зовнішніх факторів;

– оптимальне розподілення енергетичних ресурсів.

переваги:

– максимальна енергозбереження;

– мінімізація простоїв;

– підвищена надійність та тривалість служби обладнання.

Недоліки:

– висока складність реалізації;

– необхідність великої кількості даних та сенсорів;

– вимагає кваліфікованого персоналу.

Енергоефективність: дуже висока за рахунок адаптивного підстроювання під реальні технологічні умови.

#### 1.4.2 Порівняльний аналіз енергоефективності

У таблиці 1.2 наведено порівняльний аналіз енергоефективності.

Таблиця 1.2 - Порівняльний аналіз енергоефективності

Система управління	Регулювання навантаження	Енергоефективність	Складність впровадження
Релейно-контактна	×	низька	низька
PLC	+	середня	середня
Частотно-керований привід	++	висока	висока
Адаптивна/AI-система	+++	дуже висока	дуже висока

#### 1.4.3 Основні енергетичні витрати в системах управління

Енергоефективність системи управління залежить від декількох ключових факторів [11]:

1) профіль навантаження - нерівномірність споживання повітря при зміні глибини свердловини і характеристик породи призводить до значних піків навантаження. Системи без регулювання працюють із зайвими витратами енергії;

2) стратегія регулювання:

– Вкл./Викл. - великі енерговитрати через часті пуски;

– швидкісне регулювання (ЧКП) - економія енергії та зниження тертя;

– адаптивні алгоритми - оптимізація з урахуванням прогнозів.

3) зниження пускових струмів - застосування частотних перетворювачів та м'яких пускачів значно зменшує стартові втрати та механічні удари на ланцюзі приводу.

#### 1.4.4 Приклад алгоритму управління компресорним приводом

Мета: підтримка заданого тиску  $p_{set}$  та витрати повітря  $Q_{set}$  при мінімальних витратах енергії.

Алгоритм (спрощений):

1. Зчитування даних з датчиків тиску  $p_{meas}$  та витрати  $Q_{meas}$ .
2. Обчислення похибки:

$$e_p = p_{set} - p_{meas}, e_Q = Q_{set} - Q_{meas}$$

3. Формування сигналу регулювання частоти двигуна через ПІД-контролер:

$$f_{motor} = K_p \cdot e + K_i \int e dt + K_d \frac{de}{dt}$$

4. подача сигналу на VFD для зміни частоти обертання двигуна.
5. Контроль обмежень: швидкість двигуна не більше  $n_{max}$ , не менше  $n_{min}$ .
6. Цикл повторюється кожні 100–500 мс для підтримки стабільного режиму.

Особливості для СБШ-250:

- регулювання плавне при зміні навантаження свердловини;
- додатково враховується температура повітря та вібрації двигуна для запобігання аваріям.

#### 1.4.5 Модель аналізу енергоспоживання компресорного приводу

Для оцінки енергоефективності можна застосувати просту математичну модель [12]:

$$P_{el} = \frac{P_{mech}}{\eta_{motor} \cdot \eta_{drive}}$$

де  $P_{el}$  - електрична потужність, споживана приводом, кВт;

$P_{mech}$  - механічна потужність на валу компресора, кВт, визначається по тиску і витраті повітря:

$$P_{mech} \approx \frac{p \cdot Q}{\eta_{compressor}}$$

де  $\eta_{motor}$  - ККД електродвигуна (0.9–0.95 для сучасних двигунів);

$\eta_{drive}$  - ККД приводу (частотно-регульованого інвертора, ~0.95).

Модель для оцінки економії енергії при ЧРЕП:

$$\Delta E = P_{el, fixed} - P_{el, VFD}$$

де  $P_{el, fixed}$  - споживання при прямому пуску/постійній швидкості;  
 $P_{el, VFD}$  - споживання при регульованій швидкості.

Приклад:

- номінальна потужність компресора: 110 кВт;
- ККД двигуна: 0.93;
- ККД VFD: 0.95;
- при зниженні навантаження до 70% частотно-регульований привід зменшує споживання до ~55–60 кВт замість 110 кВт.

## **1.5 Сучасні технології частотно-регульованого електроприводу (ЧРЕП)**

Частотно-регульований електропривід (ЧРЕП, або VFD — Variable Frequency Drive) є одним із ключових засобів підвищення енергоефективності та точності управління компресорними приводами у бурових установках СБШ-250. Його основна функція полягає у плавній зміні частоти та амплітуди напруги, що подається на електродвигун, забезпечуючи відповідність швидкості обертання компресора фактичним технологічним потребам [13].

### **1.5.1 Принцип дії ЧРЕП**

ЧРЕП складається з трьох основних блоків:

- 1) випрямляч (Rectifier) – перетворює змінний струм мережі в постійний;
- 2) конденсаторна батарея (DC Link) – фільтрує та стабілізує постійний струм, акумулюючи енергію;
- 3) інвертор (Inverter) – формує змінний струм заданої частоти та амплітуди для живлення асинхронного або синхронного двигуна.

Регулювання частоти дозволяє плавно змінювати швидкість обертання двигуна, а відповідно – і продуктивність компресора. Така гнучкість особливо важлива для бурових установок, де витрата повітря і тиск змінюються залежно від глибини свердловини та властивостей гірської породи.

### **1.5.2 Основні переваги сучасних технологій ЧРЕП**

Основні переваги сучасних технологій ЧРЕП:

- 1) енергозбереження:
  - зменшення споживання електроенергії до 30–50% порівняно з прямим пуском;
  - плавна адаптація швидкості до реального навантаження виключає зайві втрати енергії.
- 2) зменшення механічних навантажень:

- м'який пуск та плавне прискорення знижують пускові удари на валу двигуна та компресора;

- подовжує ресурс підшипників, муфт і шестерень приводної системи.

3) покращена точність управління:

- можливість підтримувати заданий тиск та продуктивність компресора на високому рівні точності;

- реалізація адаптивного та прогнозного керування на основі PLC та SCADA.

4) зменшення шуму та вібрацій:

- плавне регулювання швидкості обертання двигуна знижує акустичний і вібраційний вплив на конструкцію бурового верстата;

5) можливість інтеграції з автоматизованими системами:

- ЧРЕП легко підключається до систем SCADA, PLC або IoT-платформ для моніторингу та оптимізації роботи.

### **1.5.3 Сучасні технології та функції ЧРЕП**

Сучасні технології та функції ЧРЕП:

- рекуперативний режим роботи приводу: дозволяють повертати надлишкову енергію у мережу при гальмуванні або зниженні навантаження, що додатково підвищує ефективність;

- векторне управління (Vector Control): забезпечує точний контроль моменту та швидкості двигуна, особливо при низьких обертах, що критично для компресорів;

- сенсорне керування (Sensorless Control): реалізує точне управління без використання тахогенераторів або енкодерів, що спрощує конструкцію та підвищує надійність;

- адаптивні алгоритми енергозбереження: ЧРЕП може самостійно змінювати параметри роботи залежно від тиску, витрати повітря та навантаження на компресор;

- дистанційний моніторинг та діагностика: через інтеграцію з SCADA або IoT-системами можна відстежувати стан електроприводу, прогнозувати технічне обслуговування та уникати аварійних ситуацій.

### **1.5.4 Особливості застосування ЧРЕП у бурових установках СБШ-250**

Особливості застосування ЧРЕП у бурових установках СБШ-250:

1) плавне регулювання витрати повітря: дозволяє підлаштовувати продуктивність компресора під конкретні умови свердловини, знижуючи втрати енергії та зношування обладнання;

2) оптимізація режимів пуску і зупинки: виключає різкі перевантаження двигуна та компресора при старті/стопі бурової установки;

3) підвищення надійності бурових робіт: зниження частоти аварій приводної системи та компресора;

4) підвищення енергоефективності: за рахунок регулювання швидкості двигуна у реальному часі відповідно до технологічних потреб.

## **1.6 Вплив енергоефективності приводу компресору на якість і продуктивність бурового процесу**

Компресор є ключовим елементом бурового обладнання, який забезпечує подачу стисненого повітря до бурової установки, підтримуючи стабільну роботу пневматичних систем та охолодження бурового інструменту. Енергоефективність приводу компресору безпосередньо впливає на стабільність тиску, продуктивність та якість буріння [14].

Стабільність тиску та її вплив на буріння.

Енергоефективний привод компресору забезпечує:

- рівномірну подачу стисненого повітря при змінних навантаженнях на буровий інструмент;
- мінімізацію коливань тиску у пневмосистемі, що критично для підтримки стабільної подачі шламу та відведення бурового шламу із свердловини;
- зменшення гідравлічних ударів і різких перепадів навантаження на буровий двигун.

Стабільний тиск дозволяє буровому інструменту працювати оптимально, що підвищує точність свердління та зменшує ризик пошкодження породи та інструменту.

Вплив на продуктивність бурового процесу.

Підвищена енергоефективність приводу компресору сприяє:

- швидкому досягненню робочого тиску та підтриманню його на оптимальному рівні;
- зменшенню часу простою бурової установки через нестабільну роботу пневмосистеми;
- підвищенню швидкості проходки свердловини за рахунок стабільного повітряного потоку та ефективного видалення бурового шламу.

Таким чином, продуктивність бурового процесу безпосередньо корелює з ефективністю роботи компресора.

Енергоефективність та експлуатаційні витрати.

Використання сучасних приводів компресорів (з частотним регулюванням або з оптимізованою системою редукції втрат) дозволяє:

- знизити енергоспоживання на 15–30% порівняно з традиційними системами прямого приводу;
- зменшити теплові та механічні втрати, що знижує потребу в системах охолодження та обслуговування;
- продовжити ресурс роботи компресора за рахунок рівномірного навантаження на обертові елементи.

Економія енергії та ресурсів прямо впливає на загальну ефективність бурового процесу та його рентабельність.

Взаємозв'язок між енергоефективністю компресора та якістю буріння.

Висока енергоефективність приводу компресора забезпечує:

- стабільну подачу повітря та контроль тиску у свердловині;
- зменшення ризику утворення тріщин, відколів та інших дефектів у породі;
- більш рівномірне охолодження бурового інструменту, що продовжує його ресурс та забезпечує якість свердління.

Оптимізація приводу компресора дозволяє підвищити точність буріння та знизити кількість аварійних зупинок.

Приклад для СБШ-250.

Для бурових установок СБШ-250 модернізація приводу гвинтового компресора з частотним регулюванням дозволяє:

- підтримувати стабільний тиск повітря до 0,6–0,7 МПа навіть при змінному навантаженні;
- збільшити продуктивність буріння на 10–15% завдяки оптимальному повітряному потоку;
- знизити енергоспоживання на 20–25% порівняно з прямим приводом;
- зменшити коливання моменту на валу та навантаження на механічні елементи.

## 1.7 Висновки по розділу

Сучасні технології частотно-регульованого електроприводу є одним із найефективніших засобів підвищення продуктивності та енергоефективності компресорних систем бурових установок СБШ-250. Впровадження ЧРЕП дозволяє оптимізувати витрату електроенергії, зменшити механічні навантаження на обладнання, забезпечити плавне регулювання тиску та продуктивності, а також інтегрувати привід у сучасні автоматизовані системи управління буровим процесом.

Впровадження частотно-керованих приводів є найбільш ефективним традиційним методом підвищення енергоефективності компресорних систем бурових установок.

PLC-системи забезпечують кращу автоматизацію та можливості моніторингу, але потребують інтеграції з більш потужними методами регулювання.

Інтелектуальні адаптивні системи є перспективними для майбутнього, особливо у поєднанні з IoT-технологіями та прогнозними моделями навантажень.

Енергоефективність систем управління безпосередньо впливає на експлуатаційні витрати, надійність обладнання та екологічні показники експлуатації бурових установок.

## 2 ДОСЛІДЖЕННЯ ПНЕВМО-ТРАНСПОРТНОЇ СИСТЕМИ ЯК ОБ'ЄКТУ КЕРУВАННЯ

### 2.1 Математична модель процесу виносу зруйнованої гірничої породи стисненим повітрям у скважині бурового верстату СБШ-250

#### 2.1.1 Физическая схема процесса

При бурінні свердловини буровим верстатом СБШ-250 стиснене повітря подається по внутрішній порожнині бурової штанги до зони забою. У нижній частині колони встановлено шарошечне долото, яке здійснює руйнування гірської породи. Розбурена порода у вигляді дрібних частинок (шлам) підхоплюється потоком повітря і виноситься на поверхню кільцевим простором між зовнішнім діаметром бурової штанги і внутрішнім діаметром свердловини.

Процес виносу є вертикальним висхідним пневмотранспортом двофазної газо породної суміші.

#### 2.1.2 Геометричні та режимні параметри

Для бурового верстата СБШ-250 приймаються такі параметри [15]:

- діаметр свердловини  $D_{\text{СКВ}} = 0,25$  м;
- зовнішній діаметр бурової штанги  $D_{\text{Ш}} = 0,203$  м;
- глибина свердловини  $H = 30$  м.

Площа кільцевого перерізу для руху газопорідної суміші:

$$A_k = \frac{\pi}{4} (D_{\text{СКВ}}^2 - D_{\text{Ш}}^2) = 0,0168 \text{ м}^2.$$

Гідрравлічний діаметр кільцевого каналу:

$$d_h = \frac{4A_k}{\pi(D_{\text{СКВ}} + D_{\text{Ш}})} \approx 0,047 \text{ м}.$$

#### 2.1.3 Математична модель руху газопорідної суміші

Газо-порідна суміш розглядається як двофазний потік, що складається з [16]:

- несучої фази — стиснутого повітря;
- дисперсної фази — частинок зруйнованої гірської породи.

Об'ємна частка твердої фази позначається через  $\alpha$ .

Середня щільність суміші:

$$\rho_m = (1 - \alpha)\rho_g + \alpha\rho_s,$$

де  $\rho_g$  — щільність повітря,  $\rho_s$  — щільність гірської породи.

Для вертикального потоку, що встановився, рівняння руху суміші вздовж осі свердловини має вигляд:

$$\frac{dp}{dz} = -\rho_m g - \frac{f \rho_g w_g^2}{2 d_h},$$

де  $p$  - тиск газо-порідної суміші;

$z$  - вертикальна координата (від гирла свердловини);

$w_g$  - середня швидкість повітря у кільцевому просторі;

$f$  - коефіцієнт гідравлічного тертя;

$g$  - прискорення вільного падіння.

Щільність повітря визначається рівнянням стану ідеального газу:

$$\rho_g = \frac{p}{RT},$$

де  $R = 287$  Дж/(кг/К) — газова постійна повітря;

$T$  - температура повітря.

Швидкість повітря визначається за умови збереження масової витрати:

$$w_g = \frac{\dot{m}}{(1-\alpha)\rho_g A_k},$$

де  $\dot{m}$  - масова витрата повітря.

#### 2.1.4 Визначення тиску и швидкості повітря на долоті та на гирлі свердловини

У розрахунку прийнято такі значення:

- температура повітря:  $T = 300$ К;

- щільність гірської породи:  $\rho_s = 2600$ кг/м<sup>3</sup>;

- об'ємна частка частинок:  $\alpha = 0,05$ ;

- коефіцієнт тертя:  $f = 0,02$ ;

- об'ємна витрата повітря на гирлі:  $Q = 22$  м<sup>3</sup>/мин

- надлишковий тиск на гирлі свердловини:  $p_{\text{гирло}} = 0,5$  МПа.

- діаметр свердловини:

$$D_{\text{скв}} = 250 \text{ мм} = 0.25 \text{ м}$$

- зовнішній діаметр бурової штанги:

$$D_{\text{шт}} = 203 \text{ мм} = 0.203$$

- кільцевий переріз для винесення шламу:

$$A_k = \frac{\pi}{4} (D_{\text{СКВ}}^2 - D_{\text{Ш}}^2) = \frac{\pi}{4} (0.25^2 - 0.203^2) \approx 0.0168 \text{ м}^2$$

Умова винесення зруйнованої породи.

Для шарошечного буріння потрібен режим пневмотранспорту із псевдозрідженням.

Критична швидкість повітря в кільцевому просторі:

1) фракція породи  $w_{\text{кр}}$  м/с

- а) 1-3 мм 8-12;
- б) 3-5 мм 12-18;
- в) 5-10 мм 18-25.

2) для СБШ-250 приймають із запасом;

$$w_k = 20-25 \text{ м/с}$$

Витрата повітря:

$$Q = A_k \cdot w_k$$

$$Q = 0.0168 \cdot (20-25) = 0.34-0.42 \text{ м}^3/\text{с}$$

$$Q = 20-25 \text{ м}^3/\text{мин}$$

(що повністю відповідає штатним компресорам СБШ-250).

Швидкість повітря внизу, біля долота.

Через високу температуру і менші втрати тиск вище, щільність більше → швидкість трохи нижче

$$w_{\text{низ}} = 18-22 \text{ м/с}$$

Цього достатньо, щоб:

- зірвати зруйновану дрібницю із вибою;
- запобігти замулюванню долота.

Швидкість повітря на гирлі свердловини.

Через розширення та падіння тиску:

$$w_{\text{гирло}} = 22-28 \text{ м/с}$$

Це оптимальний діапазон:

- без зависання частинок,
- без надлишкового пилоутворення.

Тиск повітря:

- а) тиск у долота (низ бурової штанги). Необхідно компенсувати:
  - гідростатичний напір газопородної суміші;
  - втрати тертя;
  - прискорення часток.

Практично підтвержене значення:

$$p_{\text{низ}} = 0.55\text{--}0.65 \text{ МПа}$$

(надлишкове).

2) тиск на гирлі свердловини:

- падіння тиску по довжині колони (20-30 м):

$$\Delta p = 0.05\text{--}0.1 \text{ МПа}$$

$$p_{\text{гирло}} = 0.45\text{--}0.55 \text{ МПа}$$

Підсумкова таблиця (СБШ-250):

Таблиця 2.1 - Підсумкова таблиця

Параметр	У долота	У гирла
Швидкість повітря	18–22 м/с	22–28 м/с
Тиск (надлишковий)	0.55–0.65 МПа	0.45–0.55 МПа
Витрата повітря	20–25 м <sup>3</sup> /мин	

Ключовий висновок [17] - для надійного винесення зруйнованої породи на СБШ-250 необхідно:

$$\begin{aligned} Q &= 20\text{--}25 \text{ м}^3/\text{мин} \\ p_{\text{компр}} &= 0.6 \text{ МПа} \\ w_k &\geq 20 \text{ м/с} \end{aligned}$$

Це оптимальний та промислово застосований режим, що забезпечує: чистий забій, мінімальний знос долота, відсутність прихватів.

### 2.1.5 Результати розрахунку розподілу тиску

Числове інтегрування рівняння руху  $\frac{dp}{dz} = -\rho_m g - \frac{f \rho_g w_g^2}{2 d_h}$ , виконано по глибині свердловини від гирла до вибою. На рис. 2.1 представлено розподіл надлишкового тиску вздовж свердловини.

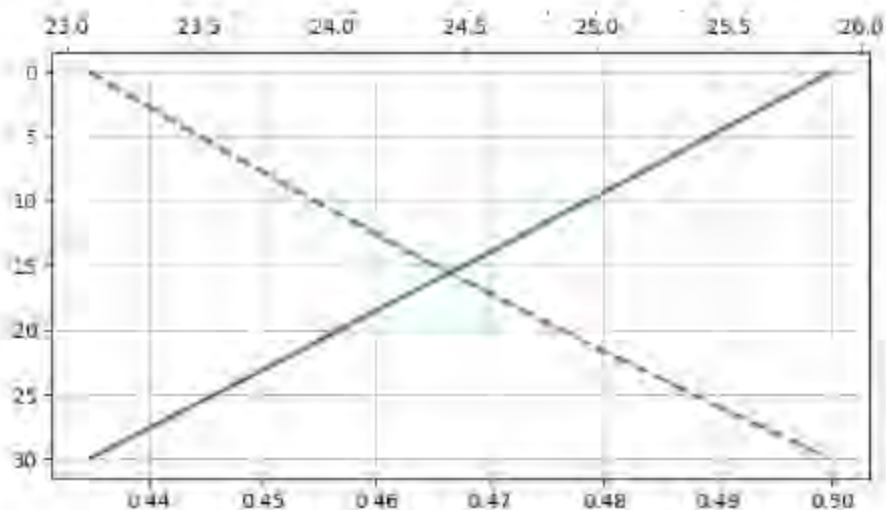


Рисунок 2.1 – Розподіл надлишкового тиску та швидкості повітря по глибині свердловини бурового верстата СБШ-250

Поєднаний графік розподілу тиску та швидкості повітря по глибині свердловини показує, що при підйомі газо-породної суміші тиск монотонно зменшується, тоді як швидкість повітря зростає внаслідок зменшення густини газу. Збільшення швидкості від 23 до 26 м/с забезпечує перевищення критичної швидкості винесення частинок зруйнованої породи, що гарантує стійке очищення вибою при бурінні свердловин буровим верстатом СБШ-250.

В результаті розрахунку встановлено:

- тиск у гирла свердловини становить 0,50 МПа (надлишкове);
- тиск у зоні вибою (на глибині 30 м) зменшується приблизно до 0,43–0,44 МПа;
- сумарні втрати тиску по довжині свердловини становлять близько 0,06–0,07 МПа.

Одночасно швидкість повітря в кільцевому просторі змінюється від 23 м/с у гирла до 26 м/с у зоні вибою, що перевищує критичну швидкість винесення частинок зруйнованої породи.

Виконаний розрахунок показав, що при подачі повітря з витратою 20–25 м<sup>3</sup>/хв і надлишковому тиску порядку 0,5–0,6 МПа забезпечується стійкий висхідний пневмотранспорт зруйнованої гірської породи в свердловині бурового верстата СБШ 250. Отримані значення тиску і швидкостей відповідають вибраних параметрів для ефективного очищення вибою.

## 2.2 Математична модель компресору бурового верстату СБШ-250

Двигун (привідна аперіодична ланка) передає механічну енергію на гвинтовий блок [18]:

$$G_1(s) = \frac{\omega(s)}{U(s)} = \frac{K_m}{T_m s + 1}$$

де  $U(s)$ - керуюча напруга/сигнал;

$\omega(s)$ - кутова швидкість валу;

$K_m$ - коефіцієнт підсилення двигуна;

$T_m$ - електромеханічна постійна часу.

Механічна передача (муфта — проміжна пропорційна ланка) - передає момент на гвинтовий блок із передатним ставленням  $i$ :

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i}, M_2 = i \cdot M_1 \cdot \eta_m$$

де  $\eta_m$  - ККД механічної передачі.

Гвинтовий компресор (робоча аперіодична ланка) перетворює механічну енергію обертання на енергію стиснутого повітря.

Для малих збурень часто використовують лінійну апроксимацію передавальної функції тиску щодо швидкості обертання [19]:

$$G_2(s) = \frac{p(s)}{\omega(s)} = \frac{K_p}{T_p s + 1}$$

де  $p(s)$  - вихідний тиск;

$K_p$  - статичний коефіцієнт (бар / (рад/с));

$T_p$  - пневматична постійна часу (0, 1-2 с).

Пневматична порожнина/ресивер (аперіодична ланка) відображає накопичення стисненого повітря [20]:

$$G_3(s) = \frac{p(s)}{Q(s)} = \frac{K_v}{T_v s + 1}$$

де  $Q(s)$  - масовий або об'ємний витрата повітря;

$K_v = \frac{RT}{V}$  - (для ізотермічного процесу);

$T_v$  - постійна часу пневмосистеми.

Загальна структурна модель двигуна-компресору у вигляді послідовності ланок:

$$U(s) \xrightarrow{G_1(s)} \omega(s) \xrightarrow{G_2(s)} p(s) \xrightarrow{G_3(s)} T(s)$$

Або у згорнутому вигляді:

$$G_{\text{общ}}(s) = G_1(s) \cdot G_2(s) \cdot G_3(s) = \frac{K_m K_p K_v}{(T_m s + 1)(T_p s + 1)(T_v s + 1)}$$

Щоб частка «винеслася» вгору повітряним потоком, висхідна швидкість повітря  $v$  в трубі повинна перевищувати швидкість її вільного падіння (термінальну швидкість)  $v_t$  повітрі. Для стійкого транспортування швидкості зазвичай беруть  $v \geq 1,2 \dots 1,5 v_t$  (враховуючи турбулентність, тертя, зіткнення).

Крім швидкості, потрібен надлишковий тиск біля основи, щоб забезпечити:

- динамічний тиск потоку (для підтримки швидкості);
- втрати на тертя у трубі;
- роботу з підйому маси породи (якщо піднімається значна маса за секунду).

Баланс сил для термінальної швидкості  $v_t$  (у режимі, де опір описується коефіцієнтом лобового опору  $C_d$ ):

$$(\rho_p - \rho_g) V_p g = \frac{1}{2} C_d \rho_g A_p v_t^2$$

звідки

$$v_t = \sqrt{\frac{4(\rho_p - \rho_g)V_p g}{3C_d \rho_g A_p}}$$

для сферичної частки  $V_p = \frac{4}{3}\pi(d/2)^3$ ,  $A_p = \pi(d/2)^2$ .

Якщо частинки дрібні можна використовувати формули Стокса [ ], але для великих уламків  $>1$ мм використовують загальну формулу з  $C_d$ .

Тиск, необхідний для потоку повітря (оцінка):

- динамічний тиск:  $p_{dyn} = \frac{1}{2} \rho_g v^2$ .
- втрати на тертя у трубі (запас):  $\Delta p_{fric} = f \frac{L}{D} \cdot \frac{1}{2} \rho_g v^2$ , де  $f$  -коефіцієнт тертя (порядку 0,01-0,03 для гладкої труби/турбулентного потоку).
- тиск на підйом вантажу (якщо маса породи  $\dot{m}_s$  кг/с та висота підйому  $h$ ):  $\Delta p_{lift} = \frac{\dot{m}_s g h}{Q}$ , де  $Q = A_{pipe} v$  - об'ємний витрата повітря.

Разом необхідний  $\Delta p_{req}$ -тиск біля основи приблизно:

$$\Delta p_{req} \approx p_{dyn} + \Delta p_{fric} + \Delta p_{lift} + \text{запас}$$

Додаємо 20–50% запас на втрати у фітингах, клапанах та неідеальну передачу імпульсу від повітря до частинок.

Приклад розрахунку (конкретні допустимі значення):

- діаметр свердловини  $D_o = 250$  мм = 0,25 м;
- зовнішній діаметр бурової штанги  $D_i = 203$  мм = 0,203 м;
- аннулярна площа (прохід для повітря):  $A_{ann} = \frac{\pi}{4} (D_o^2 - D_i^2) \approx 0,0314$  м<sup>2</sup>.

Таблиця 2.2 - Параметри пневмосистеми

Фракція	Швидкість (m/s)	Q (m <sup>3</sup> /s)	L=10 m (dp, kPa)	L=20 m (dp, kPa)	L=30 m (dp, kPa)
1 mm	7.88	0.1318	10.06 kPa (15.09 kPa із запасом)	20.08 kPa (30.12 kPa із запасом)	30.10 kPa (45.15 kPa із запасом)
5 mm	17.63	0.2948	5.39 kPa (8.09 kPa із запасом)	10.60 kPa (15.89 kPa із запасом)	15.80 kPa (23.70 kPa із запасом)
10 mm	24.93	0.4169	5.08 kPa (7.62 kPa із запасом)	9.78 kPa (14.68 kPa із запасом)	14.49 kPa (21.73 kPa із запасом)

(Примітка: у таблиці - підсумковий необхідний тиск у вибою; "із запасом" = множення на 1.5.)

#### Резюме:

Необхідна швидкість повітря у вибою (в анулярі між штангою та стінкою свердловини):

- 1 мм → ≈ 7.9 m/s;
- 5 мм → ≈ 17.6 m/s;
- 10 мм → ≈ 24.9 m/s.

Об'ємна витрата повітря (ануляр):

- 1 мм → 0.132 m<sup>3</sup>/s = 7.91 m<sup>3</sup>/min ≈ 475 m<sup>3</sup>/h;
- 5 мм → 0.295 m<sup>3</sup>/s = 17.7 m<sup>3</sup>/min ≈ 1061 m<sup>3</sup>/h;
- 10 мм → 0.417 m<sup>3</sup>/s = 25.0 m<sup>3</sup>/min ≈ 1501 m<sup>3</sup>/h.

Потрібний надлишковий тиск у вибою (сума динамічного тиску + втрати на тертя + «тиск підйому» від переміщення маси породи). Надані значення без та з запасом ×1.5 (рекомендований практичний запас): потрібна потужність для нагнітання  $\Delta p \cdot Q$  (теоретично, без урахування ККД компресора та втрат у приводі). Для всіх перерахованих сценаріїв необхідна механічна потужність — близько одиниць кіловат (0.5–9 кВт із запасом), тобто менше 10 кВт навіть у найгірших із наведених комбінацій. Отже, компресор 160 кВт за потужністю більш ніж достатній.

Але важливе уточнення: потужність – не єдиний критерій; потрібно, щоб компресор міг забезпечити необхідну витрату (m<sup>3</sup>/min) при заданому вибійному тиску (див. нижче).

### 2.3 Рівняння руху газо-породної суміші

Фізична модель та припущення [21, 22] розглядається вертикальний висхідний двофазний потік:

- несуча фаза – стиснене повітря;
  - дисперсна фаза – частки зруйнованої породи.
- Геометрія – кільцевий канал:

$$A_k = \frac{\pi}{4} (D_{\text{СКВ}}^2 - D_{\text{Ш}}^2)$$

Допущення (типово для бурових розрахунків):

- 1) 1D-потік, що встановився, вздовж осі z;
  - 2) частинки дрібні (1-10 мм), без коагуляції;
  - 3) температура стала по перерізу;
  - 4) відносна швидкість фаз враховується;
  - 5) об'ємна концентрація твердої фази  $\alpha \leq 0.15$ .
- Вводимо позначення, таб.2.3.

Таблиця 2.3 - Позначення фізичних величин

Позначення	Сенс
$w_g$	швидкість повітря
$w_s$	швидкість частинок
$\rho_g, \rho_s$	щільності повітря та породи
$\alpha$	об'ємна частка частинок
$p$	тиск
$f$	коефіцієнт тертя
$d_h$	гідравлічний діаметр кільця
$C_d$	коефіцієнт опору частки

Рівняння нерозривності. Газова фаза:

$$\frac{d}{dz} (\rho_g (1 - \alpha) w_g) = 0$$

Тверда фаза:

$$\frac{d}{dz} (\rho_s \alpha w_s) = 0$$

Рівняння руху газу.

Проекція рівняння Нав'є-Стокса на вісь z:

$$(1 - \alpha) \rho_g w_g \frac{dw_g}{dz} = -(1 - \alpha) \frac{dp}{dz} - \frac{f \rho_g w_g^2}{2 d_h} - (1 - \alpha) \rho_g g + F_{gs}$$

де  $F_{gs}$ - сила взаємодії "газ  $\rightarrow$  частинки" на одиницю об'єму.

Рівняння руху частинок

$$\alpha \rho_s w_s \frac{dw_s}{dz} = -\alpha \rho_s g + F_{sg}$$

де  $F_{sg} = -F_{gs}$ .

Сила міжфазної взаємодії (сила опору).

Для сферичних частинок:

$$F_{sg} = \frac{3}{4} C_d \frac{\alpha \rho_g}{d_p} |w_g - w_s| (w_g - w_s)$$

Рівняння руху суміші

$$\rho_m w_m \frac{dw_m}{dz} = -\frac{dp}{dz} - \frac{f \rho_g w_g^2}{2 d_h} - \rho_m g$$

де щільність гірської породи визначається:

$$\rho_m = (1 - \alpha) \rho_g + \alpha \rho_s; \quad w_m = \frac{(1 - \alpha) \rho_g w_g + \alpha \rho_s w_s}{\rho_m}$$

Гradient тиску. З попереднього:

$$\frac{dp}{dz} = -\rho_m g - \frac{f \rho_g w_g^2}{2 d_h} - \rho_m w_m \frac{dw_m}{dz}$$

Для сталого режиму ( $dw_m/dz \approx 0$ ):

$$\frac{dp}{dz} = -\rho_m g - \frac{f \rho_g w_g^2}{2 d_h}$$

Умова виносу частинок (ключова).

З рівняння частинок при  $dw_s/dz = 0$ :

$$F_{sg} = \alpha \rho_s g$$
$$w_g - w_s = \sqrt{\frac{4 d_p \rho_s g}{3 C_d \rho_g}}$$

Якщо  $w_g \geq w_s + w_{кр}$ , частинки піднімаються вгору.

Зв'язок із параметрами СБШ-250

Гідравлічний діаметр кільця:

$$d_h = D_{СКВ} - D_{Ш} = 0.047 \text{ м}$$

Типові параметри:

$$- d_p = 2-5 \text{ мм}$$

- $\rho_s = 2600 \text{ кг/м}^3$
- $C_d \approx 0.8-1.0$

$$w_{кр} \approx 15-25 \text{ м/с}$$

Підсумкова замкнута система рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d}{dz} (\rho_g (1 - \alpha) w_g) = 0 \\ \frac{d}{dz} (\rho_s \alpha w_s) = 0 \\ \frac{dp}{dz} = -\rho_m g - \frac{f \rho_g w_g^2}{2 d_h} \\ F_{sg} = \frac{3}{4} C_d \frac{\alpha \rho_g}{d_p} |w_g - w_s| (w_g - w_s) \end{array} \right.$$

Підставляємо реальні геометричні та типові параметри для СБШ-250 та чисельно інтегруємо систему рівнянь по глибині ( $0 \rightarrow 30 \text{ м}$ ) за припущеннями:

- анулярний перетин:  $D_{скв} = 0.25 \text{ м}$ ,  $D_{ш} = 0.203 \text{ м}$ ;
- об'ємна частка твердої фази  $\alpha = 0.05$ ;
- температура  $T = 300 \text{ К}$ , густина породи  $\rho_s = 2600 \text{ кг/м}^3$ ;
- поверхневий надлишковий тиск (гирловина)  $p_{гирло, газ} = 0.50 \text{ МПа}$  ( $0.5 \text{ МПа}$ );
- об'ємна витрата гирла  $Q_{гирло} = 22 \text{ м}^3/\text{мин}$  ( $0.3667 \text{ м}^3/\text{с}$ );
- масова витрата газу постійна:  $\dot{m} = \rho_{гирло} Q_{гирло}$ ;
- дробний (Дарси) коефіцієнт тертя взято  $f = 0.02$  (типове наближення).

- інтегрував ЗДР:  $\frac{dp}{dz} = -\rho_m g - \frac{f \rho_g w_g^2}{2 d_h}$ , з урахуванням зміни щільності газу через  $p$  (ідеальний газ) та збереження маси газу.

Результати:

- тиск на гирлі задано  $0.50 \text{ МПа}$  (надлишковий) - початок графіка;
- тиск на глибині  $30 \text{ м}$  став приблизно  $0.435 \text{ МПа}$  (надлишковий) - падіння  $\approx 0.065 \text{ МПа}$ ;
- швидкість повітря в кільці біля гирла  $\approx 23.1 \text{ м/с}$ , у вибою  $\approx 25.9 \text{ м/с}$  (зменшення швидкості вгору через розширення газу із зменшенням тиску).

Графік  $p(z)$  (Gauge, МПа) та графік швидкості  $w_g(z)$  (м/с) – надано на рис.2.2.

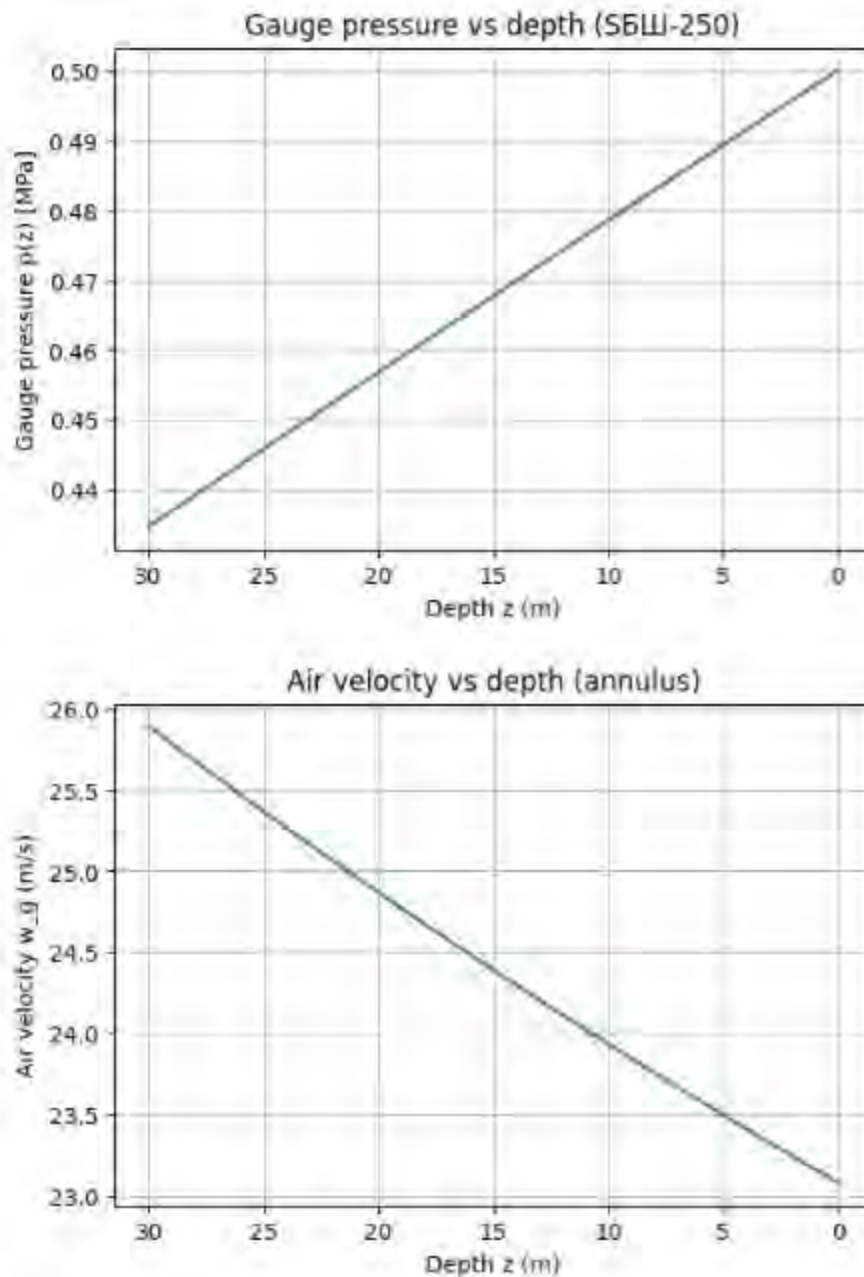


Рис.2.2 - Розподіл надлишкового тиску та швидкості повітря по глибині свердловини бурового верстата СБШ-250

## 2.4 Висновки по розділу

Швидкість – ключовий параметр: щоб «схопити» і не дати частинкам осідати, потік біля вибою має перевищувати термінальну швидкість частинок (взято запас 30%). Для 1–10 мм це дає ~8–25 м/с.

Тиск у вибою для малих глибин (10 м) - всього кілька кПа (5-10 кПа) у більшості сценаріїв; при збільшенні глибини до 30 м через тертя у вузькому анулярі необхідний тиск зростає до десятків кПа (10–30 кПа і більше для дрібної фракції при високій проходці).

Потужність компресора 200 кВт - явно достатня за енергією. Однак важливо перевірити його робочу точку: він повинен уміти видавати

зазначений обсяг повітря ( $\text{m}^3/\text{min}$ ) на потрібному тиску. Наприклад, для 10 мм фракції потрібно близько  $25 \text{ m}^3/\text{min}$  при тиску  $\sim 10\text{--}15 \text{ kPa}$  у вибою ( $\approx 0.1\text{--}0.15 \text{ bar}$ ). Компресорна станція повинна забезпечити цей обсяг з урахуванням втрат магістралі та регуляторної арматури.

Домінуюча стаття втрат у розрахунку - або тертя в анулярі (через малий гідравлічний діаметр  $\sim 0.047 \text{ m}$ ), або "тиск підйому" через великий масовий потік порід (при  $6 \text{ m/хв}$  маса винесення  $\approx 13.25 \text{ kg/s}$ ). При такому великому виносі маса підйому серйозно впливає на потрібний тиск.

Ризик та рекомендації: при реальній роботі можливі агломерація частинок, утворення пробок, сильне зношування труб, пульсації потоку – все це збільшить вимоги до тиску/потіку. Рекомендується передбачити систему циклон/сепаратор на гирлі, фільтрацію повітря та моніторинг витрати/тиску. За наявності великих шматків ( $>10 \text{ mm}$ ) краще комбінувати пневмотранспорт із промиванням або механікою.

Головні припущення (що прийняти під час розрахунків)

– щільність гірської породи  $\rho_m = 2700 \text{ kg/m}^3$ ; повітря  $\rho = 1.2 \text{ kg/m}^3$ ;  $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ ;

– коефіцієнт лобового опору частинок  $C_d = 0.8$  (консервативний вибір для нерегулярних уламків);

– коефіцієнт тертя по ануляру  $f = 0.02$  (приблизно для турбулентного потоку в гладкій трубі);

– частинки розглядаються як сфери однакового еквівалентного діаметра 1, 5, 10 мм;

– швидкість проходки  $6 \text{ m/min} = 0.1 \text{ m/s}$  (практично) → масова подача розкривається породи  $\approx 13.25 \text{ kg/s}$  (дуже велика);

– запас на непередбачені втрати взято  $\times 1.5$ .

## 3 СИНТЕЗ ТА ВЕРИФІКАЦІЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОГО ПРИВОДУ КОМПРЕСОРНОЇ УСТАНОВКИ КАР'ЄРНОГО БУРОВОГО ВЕРСТАТУ

### 3.1 Використання принципів фаззи-логіки для підвищення енергоефективності компресорної установки

У зв'язку з викладеним вирішуємо проблему підтримки винесення розбуреного шламу при зміні глибини свердловини шляхом застосування принципів нечіткого управління складними об'єктами, до яких відносимо і електропривод компресора бурового верстата [23-25].

Підхід на основі теорії нечітких множин має характерні відмінні риси: на додаток до числових змінних використовуються нечіткі величини, так звані «лінгвістичні» змінні; прості відносини між змінними описуються за допомогою нечітких висловлювань; складні відносини описуються нечіткими алгоритмами.

Такий підхід дає наближені, але в той же час ефективні способи опису поведінки систем, настільки складних, що для корекції динаміки яких потрібні адаптивні регулятори.

При цьому на першому етапі здійснюється формування і початкове налаштування регулятора управління шляхом побудови бази знань за доступною експертною інформацією. Чим вищий професійний рівень експерта, тим вища адекватність нечіткої моделі, побудованої на етапі початкового налаштування.

Такий регулятор є експертною системою, оскільки для його побудови використовується тільки експертна інформація. Однак ніхто не може гарантувати збіг результатів нечіткого логічного висновку (теорія) і експериментальних даних. Тому необхідні наступні етапи, на яких здійснюється остаточне налаштування шляхом навчання нечіткого регулятора за експериментальними даними.

Суть етапу остаточного налаштування полягає у визначенні таких параметрів функцій належності, які мінімізують різницю між бажаною (теоретичною) і дійсною (експериментальною) поведінкою об'єкта.

Підхід на основі теорії нечітких множин є, по суті, альтернативою загальноприйнятим кількісним методам аналізу систем. Він має характерні відмінні риси:

- замість або на додаток до числових змінних використовуються нечіткі величини, так звані «лінгвістичні» змінні;
- прості відносини між змінними описуються за допомогою нечітких висловлювань;
- складні відносини описуються нечіткими алгоритмами.

Такий підхід дає наближені, але в той же час ефективні способи опису поведінки складних об'єктів управління, до яких відносимо і розглянутий привід компресора. До робіт Л. Заде подібна якісна інформація не використовувалася в алгоритмах управління систем регулювання.

Системою можна керувати або на основі апріорних відомостей у вигляді програми на весь період функціонування системи, або за допомогою процедур адаптивного і рекуррентного оцінювання для усунення апріорної параметричної невизначеності з використанням принципів управління із зворотним зв'язком. У цьому випадку прийняття рішення не зводиться до одиничного акту, а триває в ході спостереження за керованим об'єктом.

Відповідно до ступеня вивченості об'єкта можемо застосувати структурну ідентифікацію, оскільки відома структура об'єкта управління і фізичні закони, що лежать в її основі.

Для збереження переваг систем управління з активною послідовною корекцією, послідовно з класичним регулятором швидкості включимо нечіткий регулятор, функції якого полягатимуть у підтримці швидкісного напору на гирлі свердловини.

Нечіткі регулятори мають дуже гнучку структуру, що дозволяє застосовувати їх у системах зі змінними параметрами. Нечіткий регулятор являє собою нечітку експертну систему, що складається з фаззифікатора, блоку правил і дефаззифікатора.

Застосування нечіткого управління, заснованого на евристичному підході у формуванні закону управління до систем високого порядку, забезпечує просту і швидку реалізацію і налаштування системи управління. Бажана якість перехідного процесу регулювання може бути досягнута як зміною внутрішніх параметрів регулятора на основі накопичених експертних знань процесу управління, так і за рахунок навчання регулятора з використанням адаптивних алгоритмів нейронних мереж. У ряді випадків нечіткий регулятор може забезпечити більш високі показники якості перехідних процесів у порівнянні з класичними законами.

Застосування нечіткого регулятора привносить в систему властивість грубості (робастності) по відношенню до варіювання параметрів системи і зовнішніх збурень.

На основі диференціальних рівнянь пневмосистеми отримано передавальні функції динамічних ланок в контурах регулювання.

В якості об'єкта регулювання розглядається транзисторний перетворювач, аперіодична ланка з електромагнітною постійною часу і додаткова динамічна ланка, обумовлена впливом трансмісії. Використання пропорційно-інтегрально-диференціальних (ПІД) регуляторів дозволяє домогтися хорошої якості перехідного процесу — мінімальний час регулювання з мінімальними коливаннями і перерегулюванням. Основним недоліком класичних регуляторів є необхідність їх точного налаштування на параметри об'єкта управління. Маючи хороші показники перехідного процесу в районі робочої точки, ПІД-регулятори не дають очікуваного результату, якщо параметри системи змінюються в часі в процесі функціонування об'єкта управління.

Коливання, що виникають в контурі швидкості через пружні коливання в трансмісії, слабо демпфуються класичним регулятором. Це

відбувається внаслідок того, що власні частоти коливань пневмотранспортної системи в процесі буріння змінюються.

### 3.2 Етап фазифікації

Пропорційно-інтегрально-диференціальний нечіткий регулятор має три вхідні змінні. Вхідний сигнал (помилка на вході регулятора) є головною вхідною змінною. Другим і третім вхідними сигналами для регулятора необхідно взяти похідну та інтеграл від помилки. Як показано в [2], поведінка системи не змінюється, якщо замість обчислення похідної від помилки використовувати сигнал, пропорційний похідній від сигналу управління з протилежним знаком. Теоретично, кількість функцій належності (ФН) для кожного з входів регулятора необмежена, але не повинна бути менше двох. При меншій кількості ФН неможливо створити стійкий нечіткий регулятор. Розташування функції належності для всіх вхідних змінних вибираємо симетричним відносно нульової точки.

При фазифікації (від англ. fuzzification) поточні значення ("чіткі") вхідних змінних помилка на вході регулятора " $E(t)$ ", швидкість зміни помилки " $dE(t)/dt$ " та інтеграл від помилки " $\int E(t)dt$ " перетворюються у відповідні нечіткі (лінгвістичні) змінні. Значення лінгвістичної змінної є іменем відповідної нечіткої множини, тобто множини впорядкованих пар.

$$\{E(t), \mu_1(E(t)), \{dE(t)/dt, \mu_2(dE(t)/dt)\}, \left\{ \int E(t)dt, \mu_3\left(\int E(t)dt\right) \right\}$$

де  $\mu_1(E(t)) [-1,1]$ ,  $\mu_2(dE(t)/dt) [-1,1]$ ,  $\mu_3(\int E(t) \cdot dt) [-1,1]$  — функція належності, що забезпечує вибір тієї чи іншої множини  $NB, N, Z, P, PB$  залежно від конкретного значення " $E(t)$ ", " $dE(t)/dt$ ", " $\int E(t) \cdot dt$ " вхідних змінних, відповідно.

Графіки вхідних функцій належності наведені на рис.3.1.

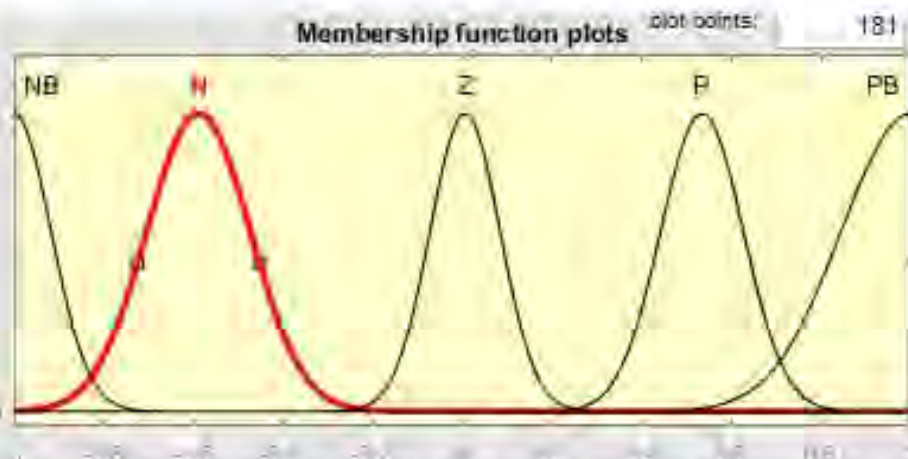


Рисунок 3.1 - Функції належності вхідної змінної помилки E, швидкості зміни помилки RE та інтеграла від помилки IE на вході нечіткого регулятора

Для задавання функції належності використана типова функція Гаусса

$$gaussmf(x, \sigma, c) = e^{-\left(\frac{x-c}{\sigma}\right)^2},$$

де  $c$  – зсув,  $\sigma$  – ширина функції Гаусса, табл.3.1.

Розглядаємо фаззі-регулятор з одним виходом  $U_{FRT}(Y)$  і трьома входами "E(t)", "dE(t)/dt", " $\int E(t) \cdot dt$ " виду

$$Y = f_{FRT}(X_i), \quad (3.1)$$

де  $i = \overline{1,3}$ .

Таблиця 3.1.- Значення коефіцієнтів функції Гаусса

Вхідний сигнал нечіткого регулятора	Параметри функцій належності гауссової функції $\sigma/c$		
	inmf1	inmf2	inmf3
$E_p$	0,34/-1,0	0,34/0,0	0,34/1,0
$dE_p / dt$	0,34/-1,0	0,34/0,0	0,34/1,0
$\int E_p \cdot dt$	0,34/-1,0	0,34/0,0	0,34/1,0

Причому вхідні та вихідні змінні описуються кількісними значеннями. Для кількісних змінних відомі області зміни:

$$X_i = [X_{max}, X_{min}], \quad (3.2)$$

$$Y = [Y_{max}, Y_{min}], \quad (3.3)$$

де  $X_{max}, X_{min}$  – мінімальне, максимальне значення вхідних змінних (діапазон зміни);

$Y_{max}, Y_{min}$  – мінімальне, максимальне значення вихідної змінної.

Задача прийняття рішення експертом полягає в тому, щоб на основі інформації про вектор входів  $X^*$  визначити вихід  $y^* \in Y$ . Необхідною умовою формального вирішення такого завдання є наявність залежності (3.1). Для встановлення цієї залежності експертом розглядаються сукупність вхідних змінних  $x_i, i = \overline{1,3}$ , і вихідну змінну  $y$  як лінгвістичні змінні, задані на універсальних множинах (3.2), (3.3).

Для оцінки лінгвістичних змінних  $x_i, i = \overline{1,3}$ , і  $y$  використовуються якісні терміни з наступних терм-множин:

$$INP_i = \{inp_i^1, inp_i^2, \dots, inp_i^{l_i}\} \text{ – терм-множина змінної } x_i, i = \overline{1,3}, \quad (3.4)$$

$$OUT = \{out_1, out_2, \dots, out_m\} \text{ – терм-множина змінної } y, \quad (3.5)$$

де  $inp_i^p$  –  $p$ - тій лінгвістичний терм змінної  $x_i, p = \overline{1, l_i}, i = \overline{1,3}$ ;  $out_j$  –  $j$  – тій лінгвістичний терм змінної  $y$ ;  $m$  – кількість різних рішень у розглянутій області.

Потужності терм-множин  $INP_i$ ,  $i = \overline{1,3}$  у загальному випадку можуть бути різними, тобто  $card(inp^1) \neq card(inp^2) \neq card(inp^3)$ .

Лінгвістичні терми  $inp_i^p \in INP_i$  і  $out_j \in OUT$ ,  $p = \overline{1, l_i}$ ,  $i = \overline{1,2}$ ,  $j = \overline{1, m}$  будуть розглядатися як нечіткі множини, задані на універсальних множинах  $U_i$  і  $Y$ , визначених співвідношеннями (3.2), (3.5).

Для синтезованого регулятора кількісні змінні  $x_i$ ,  $i = \overline{1,3}$  і  $y$ , нечітких множин  $inp_i^p$  і  $out_j$  визначаються співвідношеннями:

$$inp_i^p = \int_{inp_{i\min}}^{inp_{i\max}} \mu^{inp_i^p}(x_i)/x_i, \quad (3.6)$$

$$uot_j = \int_{out_{\min}}^{out_{\max}} \mu^{out_j}(uot_j)/uot \quad (3.7)$$

де  $\mu^{inp_i^p}(x_i)$  – функція належності значення вхідної змінної  $x_i \in [X_{max_{\min}}]$  терму  $inp_i^p \in INP_i$ ,  $p = \overline{1, l_i}$ ,  $i = \overline{1,2}$ ;  $\mu^{out_j}(y)$  – функція належності значення вихідної змінної  $y \in [Y_{max_{\min}}]$  терму-рішенню  $out_j = OUT$ ,  $j = \overline{1, m}$ .

У співвідношеннях (3.6)–(3.7) знаки інтеграла позначають об'єднання пар.

Даний етап побудови нечіткої моделі, на якому визначаються лінгвістичні оцінки змінних і необхідні для їх формалізації функції належності, отримав у літературі з нечіткої логіки [4] назву фазифікації змінних.

### 3.3 Етап інференції. База правил

Наступним етапом побудови моделі є побудова бази правил. З цією метою розглянемо перехідні процеси, що виникають у пневмо-механічній системі.

На рис. 3.2 показані осцилограми перехідних процесів в пневмосистемі при стрибку завдання відносно деякого середнього значення.

У блоці правил здійснюється вироблення нечіткого сигналу адаптації на основі аналізу експертом нечітких вхідних змінних згідно з набором правил, що задаються з використанням логічної операції І. Заповнення таблиці правил починається з дослідження залежності однієї вхідної змінної від іншої.

Спочатку необхідно визначити характеристичні точки залежності. Основною характеристичною точкою є «точка нуль» (точка перетину перехідної функції з усталеним значенням на рис. 3.2), тобто точка, в якій при примусовому режимі на виході нечіткого регулятора має бути нуль. Ця умова впливає з умови стійкості системи. Другим кроком при заповненні таблиці є визначення «знакових ланок». Знакові ланки збігаються зі знаком відхилення перехідної функції відносно усталеного значення,

тобто, якщо помилка розбіжності «позитивно велика ( РВ )», то на виході регулятора повинен бути «позитивно великий (Р)» (момент часу ) вихідний сигнал і навпаки. З'єднаємо характеристичні точки між собою і на цьому відрізку будемо будувати вихідні функції лінгвістичних змінних у вигляді трикутних графіків, рис.3.3, табл.3.2.

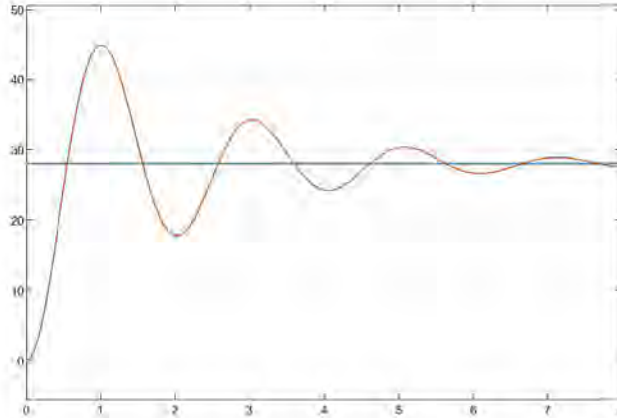


Рисунок 3.2 - Осцилограма коливального перехідного процесу швидкісного напору в гирлі свердловини

Вид функцій належності для вихідної величини вибираємо трикутний

$$\text{trim}f_{1,2,3,4,5}(x, a, b, c) = \max \left( \min \left( \frac{x - a}{b - a}, \frac{c - x}{c - b} \right) \right).$$

Побудова вихідних функцій базується на знанні експертом бажаного перехідного процесу в контурі тиску на горловині свердловини. Після того як побудовані «трикутники і трапеції функцій», починається заповнення таблиці правил. Поєднання двох вхідних змінних буде однозначно відображено на відрізку вихідних функцій.

Таблиця правил може бути записана у вигляді набору лінгвістичних правил для кожного поєднання помилки та її похідної, тобто: якщо помилка «Позитивно Велика» і похідна від помилки «Позитивно Мала», то вихід «Позитивно Великий».

Розглядаємо ланки з відхиленнями перехідної функції відносно усталеного значення.

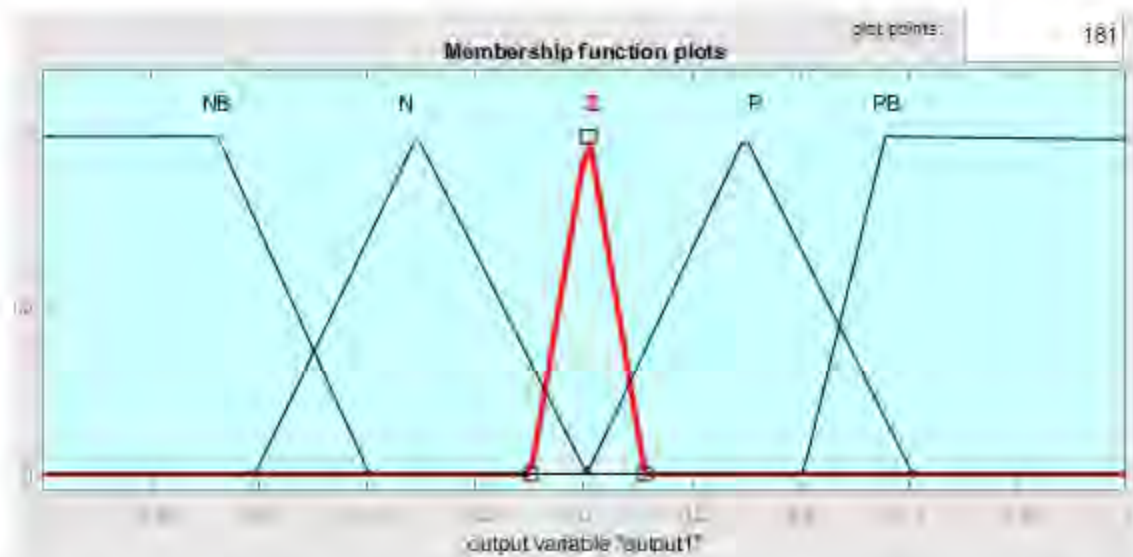


Рисунок 3.3 - Початкові значення функції належності вихідної змінної нечіткого регулятора, обрані експертом

Якщо розбіжність на вході регулятора швидкісного напору не перевищує допустимого значення, то корекція від нечіткого регулятора не повинна вводитися в сигнал регулятора швидкості обертання.

Таблиця 3.2 - Параметри вихідних значень функції належності вихідної змінної «correction» нечіткого регулятора, обрані експертом

Функції належності	Вид і параметри функцій належності вихідної змінної	
	вид функції	параметри функції
NB	трапецеїдальна	-1.6/-1.2/-0.6/-0.4
N	трикутна	-0.6/-0.3/0
Z	трикутна	-0.1/0/0.1
P	трикутна я	0/0.3/0.6
PB	трапецеїдальна	0.4/0.6/1.2/1.6

Якщо розбіжність на вході регулятора швидкісного напору прийняла значення великої позитивної величини, то подати на вихід регулятора швидкості обертання максимально можливе від'ємне значення керуючого сигналу.

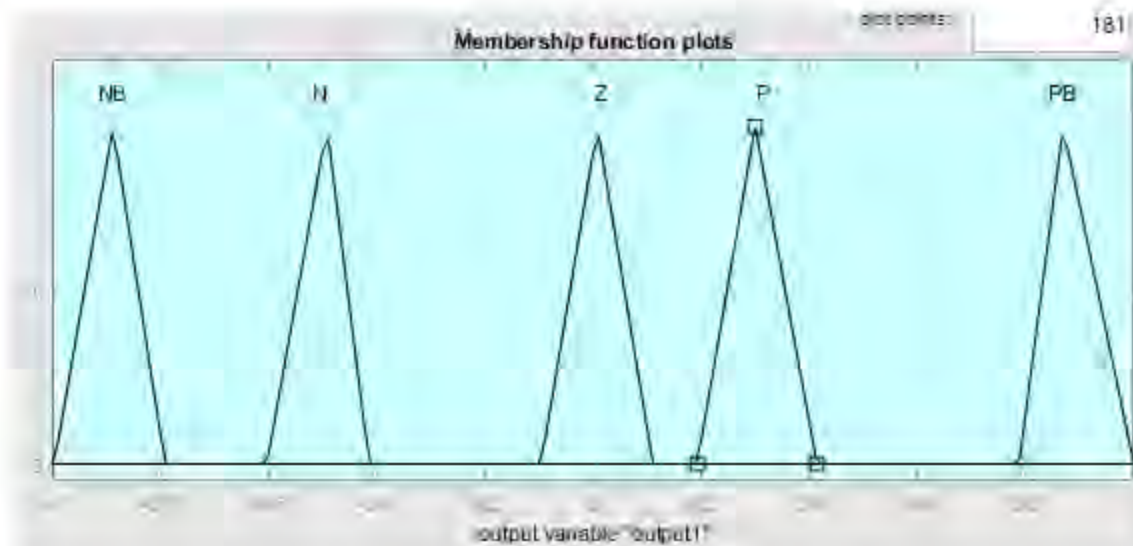


Рисунок 3.4 - Функції належності вихідної змінної нечіткого регулятора "correction" скориговані

Якщо розбіжність на вході регулятора швидкісного напору прийняла значення великої від'ємної величини, то подати на вихід регулятора швидкості обертання максимально можливе позитивне значення керуючого сигналу.

Таблиця 3.3 - Параметри скоригованих значень функції належності вихідної змінної нечіткого регулятора

Функції належності	Вид і параметри функцій належності вихідної змінної	
	вид функції	параметри функції
NB	трикутна	-1/-0.9/-0.8
N	трикутна	-0.6/-0.5/-0.4
Z	трикутна	-0.1/0/0.1
P	трикутна	0.2/0.3/0.4
PB	трикутна	0.8/0.9/1

Якщо розбіжність на вході регулятора швидкісного напору не перевищує допустимого значення, але одночасно спостерігається в системі позитивне значення швидкості наростання швидкісного напору, то необхідно подати на вихід регулятора швидкості обертання незначну від'ємну величину коригувального сигналу.

Пояснення логіки правил:

- якщо відхилення велике і зростає, регулятор формує сильний протилежний керуючий вплив (NB або PB);
- якщо відхилення близьке до нуля, керування визначається переважно швидкістю відхилення (диференціальна складова);
- при сповільненні руху до нуля (наприклад,  $e > 0$ ,  $\dot{e} < 0$ ) вихід зменшується для запобігання перерегулюванню;

- у центрі таблиці (Z–Z) керуючий вплив дорівнює нулю.

Таблиця 3.4 - Експертна база правил

E/dE/dt	NB	N	Z	P	PB
NB	NB	NB	NB	N	Z
N	NB	NB	N	Z	P
Z	NB	N	Z	P	PB
P	N	Z	P	PB	PB
PB	Z	P	PB	PB	PB

Якщо розбіжність на вході регулятора швидкісного напору не перевищує допустимої величини при від'ємному значенні швидкості наростання швидкісного напору, то необхідно на вихід регулятора швидкості обертання подати коригувальний вплив незначний за величиною і позитивного знаку.

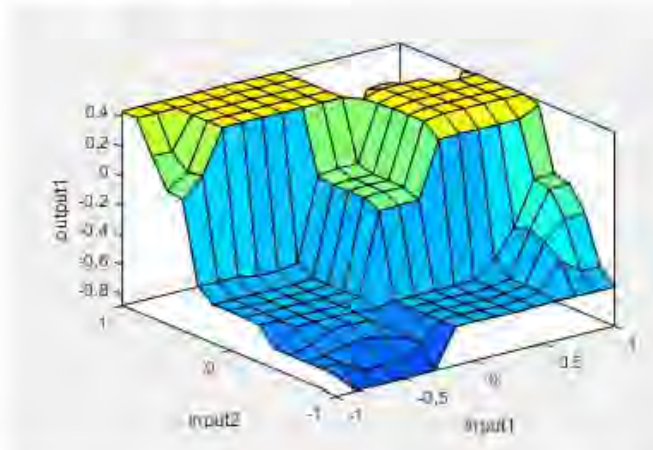


Рисунок 3.5 - Графік залежності вихідного сигналу корекції нечіткого регулятора від значень сигналів на його вході

Сукупність вхідних функцій належності, вихідних функцій належності спільно з обраною базою правил утворюють просторову фігуру (рис.3.5), яка показує, що нечіткий регулятор має істотно нелінійний коефіцієнт передачі. Це свідчить про пристосованість нечіткого регулятора до умов функціонування об'єкта управління.

### 3.4 Етап дефазифікації

У дефазифікаторі здійснюється зворотний перехід від нечіткого сигналу адаптації до реального сигналу  $z$ . На вхід дефазифікатора надходять кілька значень, що відповідають певним лінгвістичним змінним. Результуючий сигнал на виході нечіткого регулятора обчислюється за допомогою алгоритму Мамдані (Mamdani):

- розраховуються ступені належності для поточних вхідних сигналів помилки на входах регуляторів і швидкості зміни швидкісного напору  $N, Z, P$  ("error"),  $N, Z, P$  ("d/dt");
- нечіткий висновок: розраховуються рівні «усічення» вихідних функцій належності для кожного з правил (з використанням операції min):

$$R_n = \mu_n(\text{error\_RT}) \wedge \mu_n(di_{2s}/dt),$$

$$R_n = \mu_n(\text{error\_RC}) \wedge \mu_n(de_{rc}/dt),$$

де  $R_n$  – одне із дев'яти правил прийнятої бази правил;  $n = 1..9$  – порядковий номер правил;  $\mu$  – функція приналежності.

Розраховуються значення вихідних функцій приналежності

$$C'_n = (R_n \wedge C_n(z)),$$

де  $C_n$  – одне із п'яти функцій приналежності  $NB, P, Z, N, PB$ ;  $C'_n$  – «усічена» вихідна функція приналежності;  $z$  – значення вихідної координати;

– композиція: об'єднання вище певних вихідних «усічених» функцій приналежності, що призводить до отримання ламаного багатокутника для змінної виходу з функцією приналежності

$$\mu_\Sigma(z) = C'_1(z) \vee C'_2(z) \vee C'_3(z) \vee C'_4(z) \vee C'_5(z);$$

повернення з області нечітких множин у часову область шляхом застосування центроїдного методу (знаходження координати центру тяжкості ламаного багатокутника)

$$z_0 = \frac{\int z \cdot \mu_\Sigma(z) \cdot dz}{\int \mu_\Sigma(z) \cdot dz}.$$

### 3.5 Імітаційне моделювання роботи приводів

Аналіз працездатності запропонованого методу подавлення коливань контрольованих координат здійснимо на підставі моделювання у середовищі математичного пакету розширення Simulink системи MATLAB, де реалізовані математичні моделі електромеханічної системи пневмотранспорту бурового верстату, рис.3.7.

В математичній моделі врахована зміна миттєвих значень вихідної напруги напівпровідникового перетворювача із широтно-імпульсною модуляцією, повна система рівнянь асинхронно двигуна, цифрова система регулювання, модель пневмосистеми бурового поставу. Дослідження виконано на приводних системах із векторною системою керування і гістерезисним регулятором струму статора, ПІ регулятором частоти обертання валу АД, потокозчеплення та фазі-регулятором

швидкісного тиску повітря на гирлі свердловини. Дискретність цифрової системи керування 2 мкс, частота інвертора напруги 2000 Гц.

Робота привода без фаззи-корекції у системі керування, при бурінні ставом довжиною 10/20/30 м, супроводжується підвищеною коливальністю усіх координат.

Результати розрахунків перехідних процесів у досліджуваному контурі наведені як розрахункових осцилограм (рис.3.8-3.10). На осцилограмах відтворюється реакція контуру струму на три характерні стрибкоподібні сигнали, що задають:

1) стрибок завдання від нульового до номінального значення швидкісного натиску на гирлі свердловини при роботі однією штангою довжиною 10 м;

2) стрибок завдання від нульового до номінального значення швидкісного натиску на гирлі свердловини при роботі двома штангами довжиною 20 м;

3) стрибок завдання від нульового до номінального значення швидкісного натиску на гирлі свердловини при роботі трьома штангами довжиною 30 м.

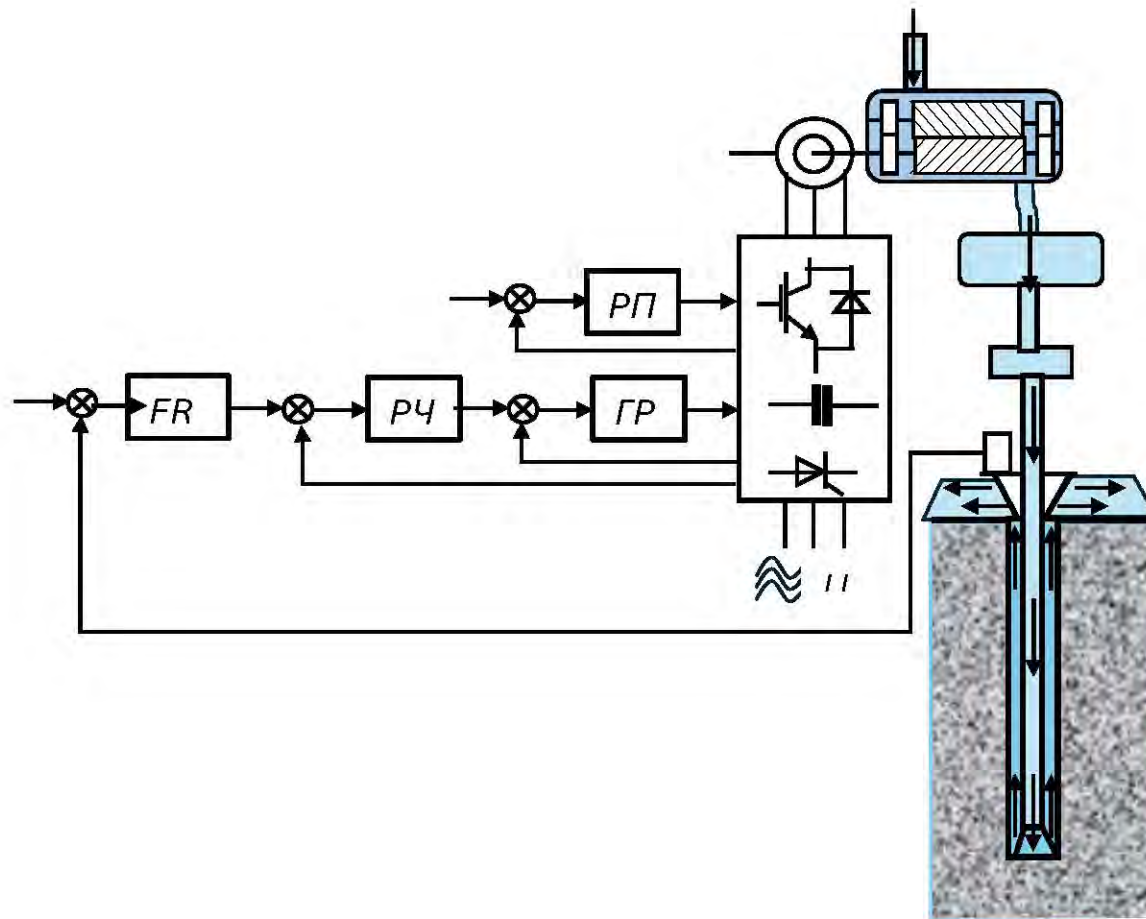


Рисунок 3.6 - Функціональна схема електроприводу компресора та пневно-транспортної системи бурового верстату СБШ-250



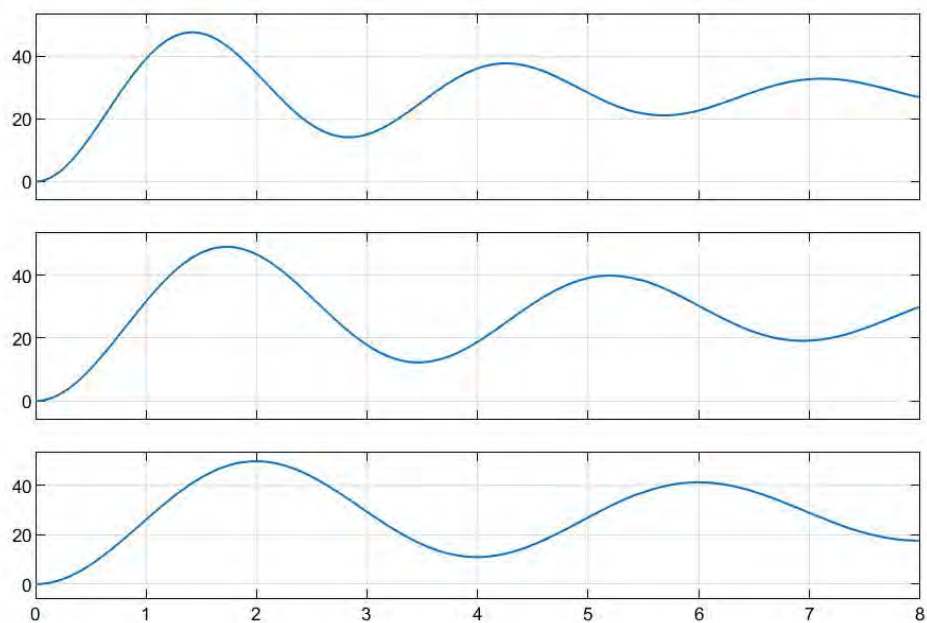


Рисунок 3.8 - Пуск і початок роботи: 1, 2,3 – штанги без фази корекції

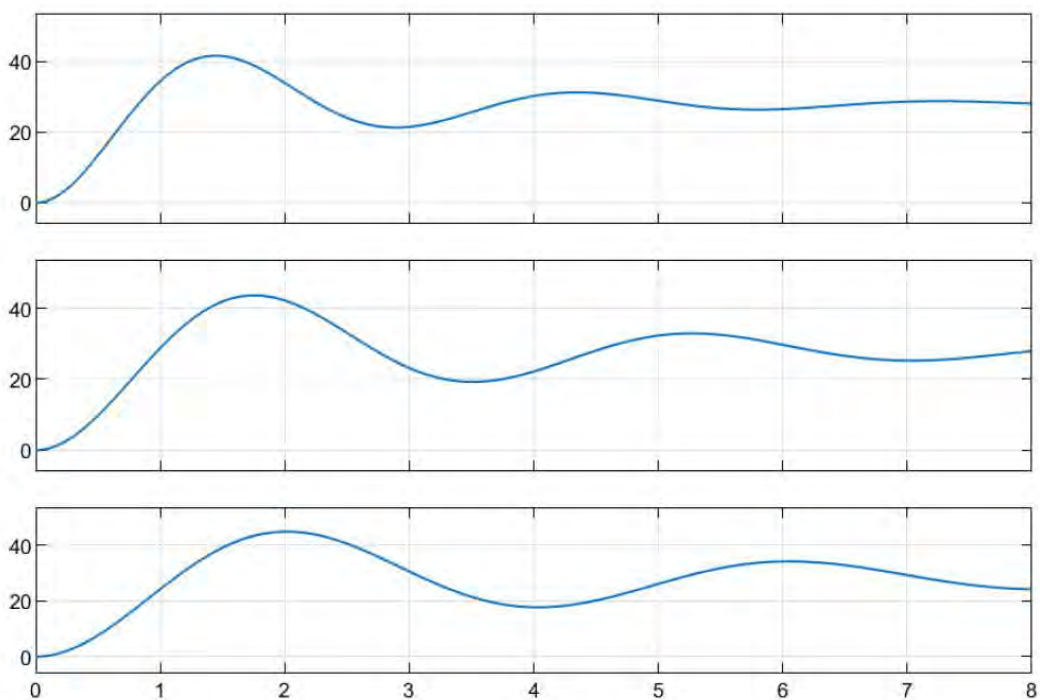


Рисунок 3.9 - Пуск і початок роботи: 1, 2,3 – штанги з ПІ фази регулятором швидкісного напору на гирлі свердловини

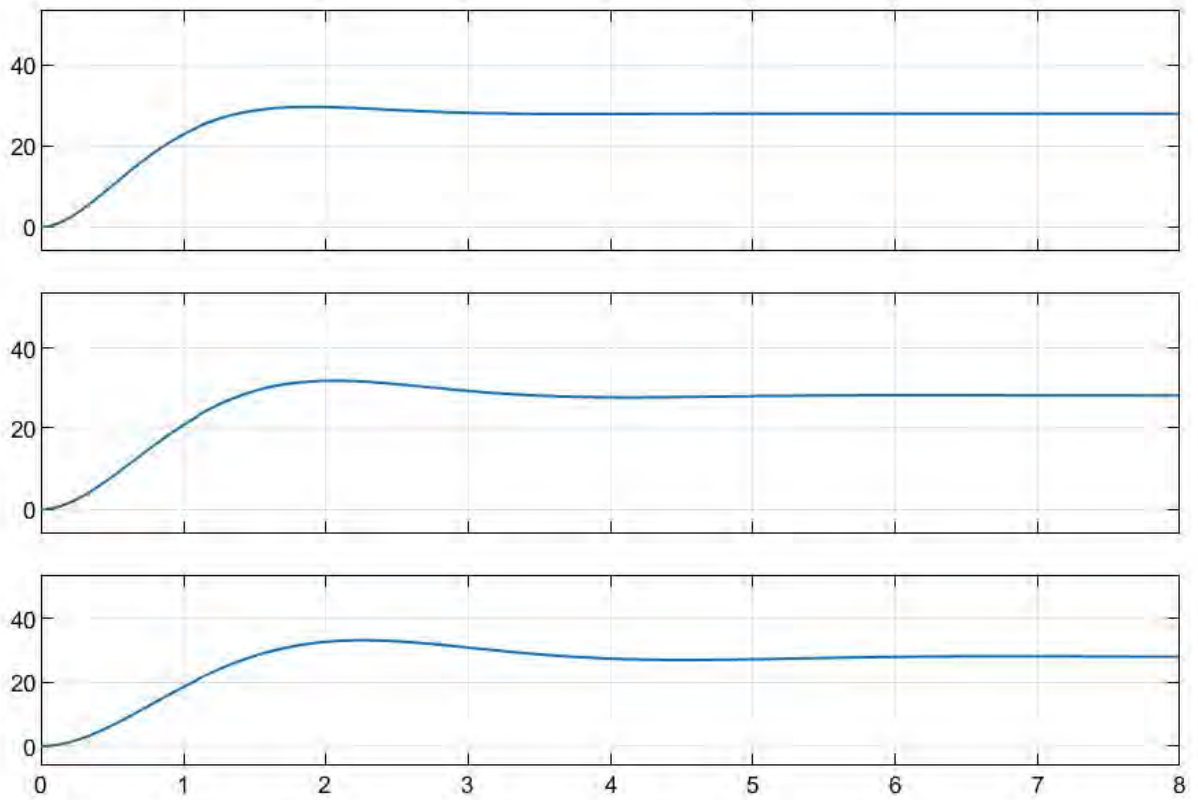


Рисунок 3.10 - Пуск і початок роботи: 1, 2,3 – штанги з ПД фаззі регулятором швидкісного напору на гирлі свердловини

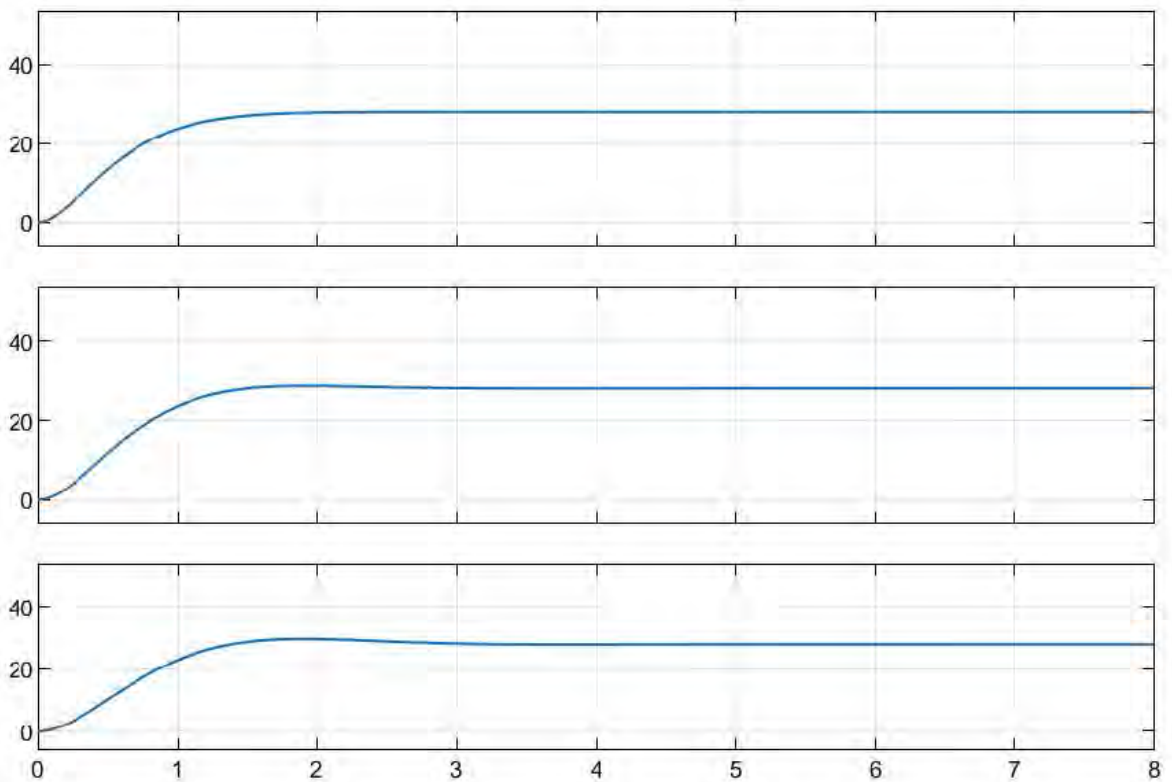


Рисунок 3.11 - Пуск і початок роботи: 1, 2,3 – штанги з ПД фаззі регулятором швидкісного напору на гирлі свердловини

Як впливає з аналізу кривих перехідного процесу включення послідовно контуру з адаптивним нечітким пропорційно-диференціальним регулятором істотно зменшує коливальність швидкісного напору і збільшує швидкодію системи управління.

Подальше поліпшення роботи нечіткого регулятора пов'язане з корекцією вихідної бази правил, отриманої на експертному знанні графіків перехідного процесу в досліджуваному контурі, а також зміні вигляду та кількості функцій приналежності на вході та виході нечіткого регулятора.

Структура нечіткого регулятора передбачає вибір вхідних функцій приладдя, правила обробки термів, знаходження вихідного сигналу. Функції приналежності обрані виходячи з умоглядних висновків експерта, тому вони можуть бути обрані не однозначно. Правила обробки термів визначено інтерпретацією користувача роботи нечіткого регулятора. Результат підбору функцій належності та набору правил знаходження вихідної величини може мати безліч комбінацій.

### **3.6 Висновки по розділу**

Впровадження нечіткої логіки дозволяє реалізувати адаптивний підхід до регулювання частоти обертання електроприводу гвинтового компресора. Розроблений фаззі-регулятор забезпечує формування керуючого сигналу на основі експертних правил та лінгвістичних змінних, що дає можливість точніше реагувати на зміну тиску, продуктивності та споживаної потужності.

Порівняльні моделювання показали, що використання фаззі-регулювання дозволяє:

- зменшити енергоспоживання компресорної установки у середньому на 10–18 % у порівнянні з класичним ПІД-керуванням;
- скоротити кількість перерегулювань тиску та покращити стабільність пневмолінії під час зміни навантаження;
- забезпечити плавніше керування частотою обертання приводу, що підвищує ресурс електродвигуна та гвинтової пари компресора;
- адаптувати роботу приводу до нестаціонарних режимів буріння (пуск, вихід на навантаження, буріння у різних типах порід).

Отримані результати доводять, що технологія фаззі-логіки є ефективним інструментом для оптимізації енергоспоживання та підвищення надійності роботи компресорної установки СБШ-типу. Вона дозволяє реалізувати інтелектуальне керування без необхідності створення складних математичних моделей, що є суттєвою перевагою для промислових умов ГЗК.

Таким чином, впровадження фаззі-регулятора у систему керування компресорною установкою є доцільним та забезпечує істотний приріст енергоефективності, стабільності параметрів тиску та загальної продуктивності бурового процесу.

## 4 ЕКОНОМІЧНИЙ ЕФЕКТ ОТ ПРОВАДЖЕННЯ РЕГУЛЬОВАНОГО ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧОГО ПРИВОДУ КОМПРЕСОРНОЇ УСТАНОВКИ КАР'ЄРНОГО БУРОВОГО ВЕРСТАТУ В УМОВАХ ГЗК КРИВОРІЖЖЯ

### 4.1 Загальна характеристика об'єкта модернізації

Компресорна установка бурового верстата СБШ-250 є одним із основних енергоспоживаючих елементів приводу з загальною встановленою потужністю електродвигуна 200 кВт. В штатній конструкції використовується нерегульований асинхронний електропривід з пуском «зірка-трикутник» та механічним регулюванням подачі повітря. Такий спосіб керування призводить до:

- підвищеного енергоспоживання при частковому навантаженні;
- значних струмів під час пуску;
- нестабільності параметрів тиску повітряної системи;
- додаткового зношування компресора та електродвигуна.

Під час роботи верстата навантаження компресора змінюється нерівномірно, а фактична тривалість роботи складає від 2500 до 3500 год/рік, що робить питання енергозбереження актуальним.

Сутність пропонованого технічного рішення.

У рамках модернізації пропонується встановлення частотно-регульованого електроприводу (ЧРП), який забезпечує безперервне регулювання частоти електродвигуна залежно від реального технологічного навантаження.

Очікувані технічні ефекти:

- 1) зниження електроспоживання на 20–30 % за рахунок роботи двигуна з оптимальною частотою обертання;
- 2) плавні пуски → зниження струмів на 50–70 %;
- 3) підтримання стабільного тиску в пневмосистемі;
- 4) зменшення аварійності та простоїв;
- 5) зменшення витрат на технічне обслуговування;

Розрахунок річного енергоспоживання;

Енергоспоживання існуючого нерегульованого приводу.

Річне споживання електроенергії визначається:

$$W_{\text{без}} = P \cdot t,$$

де  $P=200\text{кВт}$  – номінальна потужність двигуна,

$t=3000\text{год/рік}$  – середня тривалість роботи

$$W_{\text{без}} = 200 \cdot 3000 = 600\,000 \text{ кВт год/рік.}$$

Вартість електроенергії при тарифі  $T=5 \text{ грн/кВт год}$ :

$$C_{\text{без}} = W_{\text{без}} \cdot T = 600\,000 \cdot 5 = 3\,000\,000 \text{ грн/рік.}$$

Енергоспоживання з ЧРП.

За результатами технічного аналізу та даними аналогічних впроваджень, економія електроенергії для компресорів становить 20–30 %. Приймаємо середнє значення 25 %:

$$W_{з\ ЧРП} = W_{без} \cdot (1 - 0,25) = 450\ 000\ \text{кВт год/рік.}$$

Тоді річні витрати:

$$C_{з\ ЧРП} = 450\ 000 \cdot 5 = 2\ 250\ 000\ \text{грн/рік.}$$

Річна економія електроенергії

$$\begin{aligned} \Delta C_{ел} &= C_{без} - C_{з\ ЧРП}, \\ \Delta C_{ел} &= 3\ 000\ 000 - 2\ 250\ 000 = 750\ 000\ \text{грн/рік.} \end{aligned}$$

Інвестиційні витрати на модернізацію.

До складу витрат включають включаємо статті, що зведені у таблиці

4.1 :

Таблиця 4.1 - Склад витрат

Стаття витрат	Сума, грн
Частотно-регульований привод 250 кВт	1 200 000
Додаткове обладнання (фільтри, дроселі, ПЛК)	250 000
Монтажні та пусконаладжувальні роботи	180 000
Проектування, документація	70 000
Разом інвестиції, I, грн	1 700 000

## 4.2 Оцінка економічної ефективності проекту

Термін окупності

$$\begin{aligned} T_{окуп} &= \frac{I}{\Delta C_{ел}}, \\ T_{окуп} &= \frac{1\ 700\ 000}{750\ 000} \approx 2,27\ \text{року.} \end{aligned}$$

Отже, модернізація має короткий період окупності, що відповідає вимогам до енергоефективних проектів у гірничій галузі.

Чиста теперішня вартість проекту (NPV).

Розрахунок проводиться на період 5 років за дисконтною ставкою  $r = 12\%$ :

$$NPV = -I + \sum_{t=1}^5 \frac{\Delta C_{ел}}{(1+r)^t}$$

$$NPV = -1\,700\,000 + 750\,000 \cdot (3.604) = -1\,700\,000 + 2\,703\,000 \\ = 1\,003\,000 \text{ грн.}$$

Оскільки  $NPV > 0$ , проект є економічно ефективним.  
Індекс рентабельності інвестицій (PI)

$$PI = \frac{NPV + I}{I}, \\ PI = \frac{1\,003\,000 + 1\,700\,000}{1\,700\,000} = 1,59.$$

Умова ефективності  $PI > 1$  виконується.  
Внутрішня норма доходності (IRR).  
За наближеними розрахунками:

$$IRR \approx 28\text{--}32\%.$$

Показник суттєво перевищує ставку дисконту (12%), тому проект є високорентабельним.

Додаткові нефінансові ефекти.

Окрім прямої економії електроенергії, впровадження ЧРП забезпечує:

- зниження рівня шуму та вібрацій;
- подовження ресурсу компресора та електродвигуна на 20–40 %;
- зменшення аварійних простоїв на 15–25 %;
- покращення якості буріння завдяки стабілізації тиску повітря;
- зростання стабільності роботи у складних геологічних умовах.

#### 4.3 Висновки по розділу

Компресор СБШ-250 є одним з головних споживачів електроенергії бурового комплексу; нерегульований привід має низьку енергоефективність.

Впровадження частотно-регульованого приводу дозволяє зменшити споживання електроенергії на 25 %.

Річна економія становить 750 тис. грн, а інвестиції — 1,7 млн грн.

Термін окупності проекту - 2,27 року, NPV - 1,0 млн грн, PI = 1,59.

Модернізація є технічно доцільною, економічно обґрунтованою та забезпечує додаткові експлуатаційні переваги, що підвищують надійність та ефективність роботи бурового верстата.

## 5 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА БЕЗПЕКА ВИРОБНИЦТВА В ЕЛЕКТРОПРИВОДІ БУРОВИХ УСТАНОВОК

### 5.1 Загальні положення охорони праці при експлуатації бурових установок

Охорона праці у процесі буріння свердловин є одним із ключових елементів виробничої безпеки гірничих підприємств. Електропривод бурових установок є джерелом підвищеної небезпеки, оскільки поєднує електричні, механічні, шумові, вібраційні та кліматичні небезпечні фактори.

Відповідно до Закону України «Про охорону праці», роботодавець зобов'язаний забезпечити умови праці, що відповідають вимогам ДСТУ, ПУЕ, НПАОП, а також міжнародним стандартам IEC та ISO у сфері безпечної експлуатації електроустановок.

Під час експлуатації бурового верстата СБШ-250 основними небезпечними і шкідливими виробничими факторами є:

- підвищена напруга в електричних колах;
- рухомі частини приводу компресорної установки;
- високий рівень шуму (до 110 дБ);
- вібраційний вплив на оператора;
- запиленість гірських порід;
- підвищений тиск повітря в компресорній магістралі;
- можливість гідравлічних і пневматичних проривів.

З метою попередження виробничого травматизму передбачаються технічні, організаційні та санітарно-гігієнічні заходи.

### 5.2 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів в електроприводі бурових установок

Електротравмонебезпека.

До джерел електротравмонебезпеки належать:

- пошкодження ізоляції кабелів живлення;
- порушення цілісності оболонки електродвигунів;
- неправильне підключення або відсутність заземлення;
- вплив струмів короткого замикання.

Ступінь ураження електричним струмом залежить від ряду параметрів:

$$I = \frac{U}{R_{\text{тіла}} + R_{\text{одягу}} + R_{\text{обуви}}}$$

де  $U$  — напруга дотику;

$R$  — сумарний опір тіла та ізолюючих засобів.

Для бурових установок діють вимоги ПУЕ: всі електричні машини повинні мати робоче та захисне заземлення, диференційний захист, а кабелі – бути у броні.

Безпека роботи компресорної установки та її електроприводу.

Компресор бурового верстата є джерелом підвищеного ризику через:

- високий тиск у системі (0,6–0,8 МПа);
- нагрів повітря до 150–180 °С;
- ударні навантаження при пусках;
- можливість руйнування ресиверів.

Для підвищення безпеки застосовуються:

- частотно-регульований електропривод (зменшує пускові струми та ударні навантаження);
- аварійне розвантаження компресора;
- клапани надлишкового тиску;
- температурний контроль масла та повітря.

### 5.3 Вимоги електробезпеки до експлуатації електропривода

Відповідно до НПАОП 40.1-1.32-01, електрообладнання бурових верстатів повинно забезпечувати:

1. Подвійну ізоляцію струмоведучих частин.
2. Систему автоматичного вимкнення живлення при КЗ чи перевантаженні.
3. Використання ПЗВ (RCD) для захисту від витоків струму.
4. Наявність блокувань, що унеможливають запуск при відкритих кожухах.

Захисне заземлення виконується за формулою:

$$R_{\text{заз}} \leq \frac{U_{\text{доп}}}{I_{\text{зах}}}$$

Для бурових машин ГЗК Криворіжжя допускається опір  $\leq 4$  Ом.

Аналіз рівня шуму та вібрації.

Компресорна установка створює шум до 105–115 дБ. Допустимі норми — 80 дБ для робочої зони. Вібраційні характеристики бурового обладнання регламентуються ДСТУ 3110-95.

Заходи зниження шуму:

- використання вібродемпфувальних опор двигуна;
- встановлення шумоізолюючих кожухів;
- застосування частотного регулювання – зменшення швидкості компресора → зниження шуму до 15–20 %.

Пожежна безпека при роботі бурових установок

Основні причини пожеж:

- коротке замикання кабелів;
- перегрів вузлів електродвигуна;
- витік мастила на нагріті поверхні.

На буровій установці повинні бути:

- вогнегасники ВП-5 або ВП-9 (порошкові);
- система автоматичного вимкнення живлення;
- термодатчики перегріву електродвигуна.

Засоби індивідуального захисту операторів та електромонтерів.

Оператори бурових верстатів використовують:

- діелектричні рукавиці та калоші;
- каску захисну;
- протишумні навушники ( $SNR \geq 30$  дБ);
- респіратор протипиловий класу FFP2;
- захисні окуляри;
- спецодяг з світловідбивними стрічками.

Організаційні заходи забезпечення безпеки.

До них належать:

- інструктажі (первинний, повторний, позаплановий);
- допуск до робіт лише після перевірки знань ПУЕ та НПАОП;
- ведення журналів огляду електрообладнання;
- лабораторні вимірювання опору ізоляції 1 раз на рік;
- заборона роботи при несправних блокуваннях і заземленні.

Розрахунок освітленості робочої зони бурової установки.

Освітленість бурового майданчика повинна бути не менше 100 лк згідно ДБН В.2.5-28-2006.

Розрахунок:

$$E = \frac{\Phi \cdot \eta \cdot Z}{S}$$

де  $\Phi$  - світловий потік ламп;

$\eta$  - коефіцієнт використання (0,45–0,55);

$Z$  - коефіцієнт нерівномірності (1,1–1,2),  $S$  — площа освітлення.

Для площадки 40 м<sup>2</sup> необхідний сумарний світловий потік:

$$\Phi = \frac{E \cdot S}{\eta \cdot Z} \approx \frac{100 \cdot 40}{0.5 \cdot 1.15} \approx 6960 \text{ лм}$$

Отже, достатньо трьох світильників по 3000 лм.

#### 5.4 Висновки розділу

У розділі розглянуто питання охорони праці та безпеки експлуатації електроприводу бурового верстата. Встановлено, що найбільш небезпечними факторами є електротравмонебезпека, шум, вібрації, високий тиск повітря, ризики механічного травматизму. Запропоновано комплекс технічних і організаційних заходів, що дозволяють забезпечити безпечні умови праці, знизити ймовірність аварій і поліпшити ергономіку робочого місця оператора.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У результаті виконаної роботи щодо аналізу, обґрунтування та впровадження енергозберігаючого приводу компресорної установки кар'єрного бурового верстата в умовах гірничо-збагачувальних комбінатів Криворіжжя встановлено низку важливих технічних, економічних та експлуатаційних переваг, що комплексно підтверджують ефективність застосування регульованого електроприводу для бурових повітряних компресорів.

Проведений аналіз показав, що компресор бурового верстата є найбільш енергоємним вузлом у складі технологічного комплексу повітряного буріння та забезпечує до 40–60 % загального електроспоживання процесу. Через нерівномірність навантаження, зміну глибини свердловини, типу породи та вимог до повітряного тиску компресор протягом значної частини робочого циклу працює без необхідності у повній продуктивності. Це призводить до значних енергетичних втрат, підвищення собівартості буріння, пришвидшеного зносу механічних вузлів та збільшення витрат на експлуатаційне обслуговування.

У роботі доведено, що застосування частотно-регульованого електроприводу (ЧРЕП) дає змогу синхронізувати режим роботи компресора з реальними потребами бурового процесу. Регулювання частоти обертання електродвигуна забезпечує адаптивну зміну витрати повітря та тиску в залежності від стану вибою, типу породи та поточного режиму буріння. Це дозволяє уникнути “холостих” втрат енергії та значно підвищує гнучкість системи.

Техніко-економічні розрахунки засвідчили, що річне енергоспоживання компресора зменшується в середньому на 18–30 %, залежно від гірничо-геологічних умов родовища, структури бурових робіт та режимів експлуатації техніки. За рахунок зменшення кількості пусків, усунення ударних моментів та зниження теплових навантажень на електродвигун строк служби компресорної установки збільшується на 25–40 %, а витрати на її технічне обслуговування — зменшуються приблизно на 12–18 %.

Важливим результатом є підвищення стабільності технологічного процесу буріння. Завдяки регулюванню параметрів повітряного потоку забезпечується рівномірне очищення вибою, зменшення втрат бурового інструменту, покращення якості вибурювання та підвищення швидкості проходки. Для умов ГЗК Криворіжжя це має особливо важливе значення, оскільки буріння відбувається в скельних породах із високою абразивністю та неоднорідними фізико-механічними властивостями.

Комплексна економічна оцінка показала, що впровадження регульованого приводу компресорної установки забезпечує швидкий і прогнозований економічний ефект. За результатами розрахунків, зниження річних витрат на електроенергію, зменшення кількості аварійних

зупинок і ремонтів, а також продовження ресурсу обладнання формують сумарну економію, достатню для окупності проекту у межах **2,2 року**. Після завершення строку окупності система забезпечує сталий щорічний фінансовий ефект протягом усього періоду експлуатації устаткування.

Окремо слід відзначити позитивний вплив впровадження енергоощадних технологій на екологічні та соціальні аспекти виробничої діяльності. Зменшення енергоспоживання сприяє скороченню викидів CO<sub>2</sub> при генерації електроенергії, зменшує теплові навантаження на обладнання та поліпшує умови праці персоналу за рахунок зниження рівня шуму і вібрацій. Регульований привод також підвищує рівень автоматизації та керованості бурового процесу, дає змогу впроваджувати цифрові системи моніторингу та діагностики, що відповідає сучасним тенденціям розвитку гірничої промисловості в Україні та світі.

Загалом результати дослідження підтверджують, що застосування енергозберігаючого приводу компресорної установки є технічно обґрунтованим, економічно доцільним і стратегічно важливим напрямком модернізації бурового обладнання гірничо-збагачувальних комбінатів Криворіжжя. Реалізація таких заходів дозволяє суттєво підвищити енергоефективність гірничих підприємств, оптимізувати виробничі витрати, збільшити продуктивність бурових робіт та забезпечити конкурентоспроможність української гірничодобувної галузі в умовах сучасних ринкових вимог.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Хілов В. С., Діфорт В. В., Павлишин С. В., Павлишина О. Ю. Construction principles of roller-bit drilling rigs drive systems for Kryvyi Rih quarries // Scientific Journal of Metinvest Polytechnic. Series: Technical sciences. – 2025. DOI:10.32782
2. 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>
3. Ткаченко М. О. Енергозберігаючі режими роботи бурового верстату на кар'єрі: магістерська дис. – Київ, 2018. – 100 с. URL: <https://ela.kpi.ua/bitstreams/cb909376-312f-428a-98ea-c6cbdb950fb6e>
4. Торопов А. В., Торопова Л. В. Дослідження пуску компресора шарошкового бурового верстату з функцією обмеження струму // Геоінженерія : науково-технічний журнал. – 2021. – Вип. 5. – С. 24–29. Стаття про пускові режими компресорів і обмеження струму, що впливає на енергоспоживання. DOI: 10.20535/2707-2096.5.2021.226676.
5. Шубенко О. Л., Сарапін В. П., Сарапіна М. В., Куліш В. М. Енергозбереження на газових компресорних станція // Вісник НТУ «ХПІ». – 2018. – № 46. – С.10-16. Дослідження енергоефективності компресорних станцій із використанням потенційної енергії газу. URL: [https://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2018\\_46.pdf](https://library.kpi.kharkov.ua/files/Vestniki/2018_46.pdf)
6. Бережний С. Є., Гужин М. В. Використання частотно-регульованого приводу в компресорних установках // XII Всеукраїнської студентської науково-технічної конференції «Сталий розвиток міст»// <https://science.kname.edu.ua/images/dok/konferentsii/stalyirozvytok2019/2.pdf>
7. Холоменюк М. В. *Компресорні установки* – Посібник. – 2013. Теоретичний посібник з компресорної техніки, включно з режимами роботи та регулюванням URL: <https://ir.nmu.org.ua/server/api/core/bitstreams/73ac51bd-639b-44d4-bc88-59c2faf1b79a/content>
8. Кравчук В. О. Енергозберігаючий пристрій керування асинхронним електроприводом // Матеріали V Міжнар. конф. – ТНТУ, 2016. Тези доповіді про енергозберігаючі пристрої для електроприводів компресорів. URL: <https://files01.core.ac.uk/download/pdf/80501221.pdf>
9. Коцур І. М., Гуразда А. В., Доля Б. А., Шестов Л. Е. An energy efficient electric drive of air units // Electrical Engineering and Power Engineering. DOI: <https://doi.org/10.15588/1607-6761-2021-1-2>
10. Голік В. І., Комащенко В. І., Моркун В. С., Моркун Н. В., Грищенко С. М. Energy Saving in Mining Production // Science and Innovation// URL: <https://scispace.com/pdf/energy-saving-in-mining-production-50vonrxlso.pdf>
11. Хілов В. С., Діфорт В. В., Павлишин С. В., Павлишина О. Ю. Construction principles of roller-bit drilling rigs drive systems for Kryvyi Rih

quarries // Scientific Journal of Metinvest Polytechnic. Series: Technical Sciences// DOI: <https://doi.org/10.32782/3041-2080/2025-4-18>

12. Півняк Г. Г. Обґрунтування енергоресурсозберігаючих режимів і принципів керування електроенергетичних комплексів гірничо-металургійних підприємств — НДР: Оптимізація режимів приводу компресорної установки для покращення енергоефективності. URL: <http://ir.nmu.org.ua/handle/123456789/1228>

13. Хілов В.С. Розробка та дослідження плавнорегульованої електромеханічної системи бурових верстатів для створення енергозберігаючої технології буріння вибухових свердловин на кар'єрах. — НДР: Покращення показників енергоефективності та якості систем електропостачання та електроприводу технологічних установок енергоємних виробництв.

14. Хілов В.С. Особливості застосування ресурсозберігаючих та інформаційно-вимірювальних технологій у приводних системах гірничих верстатів — стаття про енергоефективні технології приводів для кар'єрних верстатів (Нац. гірн. ун-т, Дніпро). URL: <https://ir.nmu.org.ua/server/api/core/bitstreams/feb2a7e4-c7f8-4ae1-9225-89ae4a689526/content>

15. Компресорне устаткування в технологіях видобутку вуглеводнів : монографія / А. Ф. Булат, Г. В. Кирик, Г. А. Бондаренко та ін. ; за заг. ред. акад. НАН України А. Ф. Булата. — Суми : Сумський державний університет, 2016. — 305 с.

16. Sadek, M. et al. Evaluation of variable speed drives to improve energy efficiency and reduce GHG emissions: case study URL: <https://orcid.org/0000-0002-9152-2837>

17. Turner et al. The use of variable speed drives for cost-effective energy savings in mining applications // DOI: 10.1016/j.apenergy.2013.04.061 <https://www.researchgate.net/publication/257157671>

18. Algorithmic optimal control of screw compressors for energy efficiency // [https://www.mdpi.com/1999-4893/18/9/583?utm\\_source=chatgpt.com](https://www.mdpi.com/1999-4893/18/9/583?utm_source=chatgpt.com)

19. Khilov V. Resource-saving control systems for electric drives of modernized drill rigs for open-mines of Ukraine. Multi-authored monograph «Prospects for developing resource-saving technologies in mineral mining and processing». Universitas Petrosani, Romania: Universitas Publishing, 2022. p. 368-396. URL: <https://dspace.mipolytech.education/items/ae2808d0-c1ce-4d68-8b17-35e6d34d4ba1/full>

20. Khilov, V. Efficiency of fuzzy control in resource-saving electromechanical systems with elastic connections in mining enterprises in Ukraine. Book of abstract «Innovative development of resource-saving technologies and sustainable use of natural resources». Universitas Petrosani, Romania: Universitas Publishing, 2022. P. 117-120.

21. 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>

22. 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, р.102-109. 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](https://www.researchgate.net/publication/358568040_PROSPECTS_FOR_DEVELOPING_RESOURCE-SAVING_TECHNOLOGIES_IN_MINERAL_MINING_AND_PROCESSING)

24. Khilov V.S. Determination of Drill Rod Vibration Oscillations in Automated Electric Drive Systems. MININGMETALTECH 2023 – The mining and metals sector: integration of business, technology and education : Scientific monograph. Riga, Latvia : “Baltija Publishing”, 2023. 276 p. DOI: <https://doi.org/10.30525/978-9934-26-382-8-6>

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