

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ГІРНИЧИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

**ХІЛОВ Віктор Сергійович**

**УДК 622.233.6:-83:68.3**

**СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ  
ЕЛЕКТРОМЕХАНІЧНИМИ ПРОЦЕСАМИ  
В КАР'ЄРНИХ БУРОВИХ ВЕРСТАТАХ**

**Спеціальність 05.09.03 – електротехнічні комплекси і системи**

**Автореферат  
дисертації на здобуття наукового ступеня  
доктора технічних наук**

**Дніпропетровськ – 2010**

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі метрології та інформаційно-вимірювальних технологій Національного гірничого університету (м. Дніпропетровськ) Міністерства освіти і науки України.

**Науковий консультант** – доктор технічних наук, професор  
**Бешта Олександр Степанович**,  
проректор з наукової роботи, завідувач кафедри  
електропривода Інституту електроенергетики  
Національного гірничого університету (м. Дніпропетровськ) Міністерства освіти і науки України.

**Офіційні опоненти:**

доктор технічних наук, професор, член-кореспондент  
Національної академії наук України

**Волков Ігор Володимирович**,  
завідувач відділу стабілізованих джерел живлення  
Інституту електродинаміки НАН України (м. Київ);

доктор технічних наук, професор  
**Лозинський Андрій Орестович**,  
заступник проректора з наукової роботи  
Національного університету “Львівська політехніка”  
Міністерства освіти і науки України;

доктор технічних наук, професор  
**Садовой Олександр Валентинович**,  
проректор з наукової роботи, завідувач кафедри  
електромеханіки Дніпродзержинського державного  
технічного університету Міністерства освіти і науки  
України.

Захист відбудеться " 2 " \_грудня\_ 2010 р. о 13 годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 08.080.07 при Національному гірничому університеті Міністерства освіти і науки України (49027, м. Дніпропетровськ, проспект К. Маркса, 19, тел. (0562)-47-24-11).

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Національного гірничого університету за адресою: 49027, м. Дніпропетровськ, проспект К. Маркса, 19.

Автореферат розісланий " 1 " \_\_листопада\_\_ 2010 р.

**Вчений секретар**  
спеціалізованої вченої ради,  
кандидат технічних наук, доцент

**О.О. Азюковський**

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Актуальність роботи.** У загальній технології відкритих гірничих робіт на кар'єрах Криворізького басейну України вартість буропідривних операцій становить близько 16–36% від загальних витрат при руйнуванні міцних скельних порід. У зв'язку із зростанням цін на енергоносії, електроенергію та витратні матеріали проблема застосування енерго- і ресурсозберігаючих технологій при видобутку гірничих порід стає все більш актуальною. Зараз на кар'єрах України працюють бурові верстати (БВ), які повністю вичерпали свій нормативний термін служби. Такий стан техніки потребує не тільки модернізації існуючих БВ, але і впровадження БВ нового покоління із штангами більшої довжини та багатомасовою системою спуско-підйомних операцій і подачі (СПОП) поставу на вибій.

Ефективність буріння вибухових свердловин шарошковим способом безпосередньо визначається рівнем удосконаленості систем електропривода. Упровадження швидкодіючого транзисторного приводу змінного струму в механізмі обертання поставу на існуючих БВ, а також у механізмах обертання і спуско-підйомних операцій і подачі поставу в БВ нового покоління замість тиристорного приводу постійного струму з помірною швидкістю характеризується підвищенням вібраційних навантажень на всі механічні конструкції БВ. Такі навантаження спричиняють виділенню потоку потужності не тільки в зоні вибою, де відбувається руйнування гірської породи, але і в конструктивних елементах безпосередньо на верстаті, що підвищує механічні навантаження, які втомлюють матеріал верстата і призводять до аварійних виходів із ладу вузлів БВ (як за правило бурової щогли). Частотні характеристики приводних систем повинні мати динамічну сумісність із характеристиками багатомасових механізмів з розподіленими і зосередженими параметрами зі змінними приєднаними масами, що забезпечить виділенню потоку механічної потужності в зоні вибою та енерго- і ресурсозбереження при бурінні вибухових свердловин. Тому розв'язання **науково-прикладної проблеми** встановлення закономірностей впливу електромеханічних і гідромеханічних параметрів БВ на режими роботи електроприводів обертання, подачі, СПОП поставу, а також подальший розвиток на цій основі теорії роботи швидкодійних автоматизованих електроприводів кар'єрних бурових верстатів зараз набувають актуальності.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Дослідження за темою дисертації виконані відповідно до: Законів України "Про пріоритетні напрямки розвитку науки і техніки", "Пріоритетні напрями інноваційної діяльності України"; Постанови Кабінету Міністрів України "Про заходи щодо розвитку гірничо-металургійного комплексу"; Державної комплексної програми розвитку гірничо-металургійного комплексу України, затвердженою Постановою Кабінету Міністрів України; "Регіональної програми перспективного розвитку гірничорудних підприємств Дніпропет-

ровської області”, що входить у “Програму соціально-економічного розвитку Дніпропетровської області”. Серед пріоритетних напрямів розвитку особливого значення набуває потреба у відновленні парку БВ, а також необхідність у розробці і застосуванні ресурсо- і енергозберігаючих технологій при проведенні буропідричних робіт на кар'єрах, оскільки гірничопромисловий комплекс є одним із базових секторів економіки України.

Робота виконана відповідно до основних напрямів наукових розробок Національного гірничого університету (НГУ) під керівництвом і за участю автора в науково-дослідних держбюджетних роботах Міністерства освіти і науки України:

- “Дослідження основних динамічних параметрів бурового поставу верстата СБШС-250Н” (№ ДР 0104U004272) у 2004 р.;
- “Визначення раціональних режимів роботи та розробка енергозберігаючих електроприводів для кар'єрних бурових верстатів” (№ ДР 0105U000521) у 2005-2006 рр.;
- “Дослідження режимів та розробка енергоефективного електрообладнання підприємств гірничо-металургійного комплексу” (№ ДР 0108U000557), 2008-2009 рр.

**Мета і завдання досліджень.** Мета – енерго- і ресурсозбереження в процесі буріння вибухових свердловин шляхом зосередження потоку механічної потужності в зоні вибою та забезпечення мінімальних динамічних навантажень у буровому верстаті за наявності пружних зв'язків і змінних власних частот коливань у багатомасовій трансмісії із зосередженими і розподіленими параметрами.

Досягнення поставленої мети передбачає розв'язання наступних завдань:

- розробити спосіб керування процесом буріння з формуванням механічної характеристики зі змінною жорсткістю на шарошковому долоті залежно від міцності породи, що буриться, шляхом впливу на електроприводи обертання, подачі і СПОП поставу на вибій;
- оцінити вплив змушених і власних коливань поставу на динаміку роботи БВ з тиристорним приводом постійного струму (БВ СБШ-250МН-32) та впроваджених за участю автора тиристорного і транзисторного приводів змінного струму (БВ СБШ-250МН-32 і СБШС-250Н);
- надати подальший розвиток науковим засадам створення системи керування електроприводом обертання з урахуванням технологічних особливостей і розробленого способу керування процесом буріння;
- дослідити електрогідромеханічну (ЕГМ) трансмісію як об'єкт автоматичного керування електропривода спуско-підйомних операцій і подачі та установити закономірності у зміні характеристичних частотах коливань;
- надати подальший розвиток науковим основам побудови електроприводу спуско-підйомних операцій і подачі поставу з урахуванням особливостей об'єкта керування і розробленого способу управління процесом буріння;

- надати подальший розвиток методу активної послідовної корекції з використанням нечіткого керування для систем регулювання електроприводів складних електромеханічних (ЕМ) та ЕГМ процесів в установках.

**Об'єктом дослідження** є частотна сумісність електромеханічних та електрогідромеханічних процесів в електроприводі обертання бурового поставу з розподіленими параметрами та в електроприводі спуско-підйомних операцій і подачі поставу із зосередженими параметрами з урахуванням зміни приєднаних розподілених та зосереджених мас до трансмісії.

**Предмет дослідження** – пружні властивості трансмісій, частотні характеристики систем керування та їх взаємний вплив на якість роботи в електроприводах обертання, спуско-підйомних операцій і подачі поставу шарошкового бурового верстату.

**Методи досліджень.** В основу досліджень покладено апробовані методи: частотного аналізу періодичних полігармонійних сигналів (при експериментальному дослідженні амплітудно-частотних характеристик вібрацій поставу); диференціального аналізу (при дослідженні бурового поставу з розподіленими параметрами); операційного числення (для аналізу систем керування); теорії матриць і матричних перетворень (для аналізу ЕГМ трансмісії як об'єкта керування електропривода спуско-підйомних операцій і подачі); декомпозиційний (для дослідження властивостей ЕГМ трансмісії); теорії автоматичного керування багатоконтурними системами з активною послідовною корекцією динамічних ланок (для синтезу систем керування); частотного аналізу динамічних ланок (для дослідження впливу на динамічні процеси додаткових динамічних ланок); теорії нечітких множин (для синтезу нечітких регуляторів); теорії кластерного аналізу матриці спостереження (для знаходження функцій приналежності додаткового нечіткого регулятора); теорії штучних нейронних мереж (для настроювання контурного нечіткого регулятора); теорії математичного моделювання (для дослідження динаміки роботи електроприводів), теорії планування експерименту (для формування матриці експерименту при дослідженні якості роботи системи керування).

## **Основні наукові положення, результати та їх новизна.**

### **Наукові положення:**

1. Ефективне демпфування пружних коливань приводами обертання, спуско-підйомних операцій і подачі поставу за умов розширення контурних смуг пропускання систем автоматичного керування та зменшення власних частот пружних коливань поставу і гідромеханічної трансмісії забезпечується, на відміну від існуючих електроприводів бурових верстатів, шляхом налагодження контурних регуляторів з урахування нулів і полюсів додаткових динамічних ланок у контурних об'єктах керування, які підпорядковуються встановленій закономірності – характеристичні частоти, що обумовлені нулями

і полюсами зменшуються від зовнішнього до внутрішнього контурів, причому вони у суміжних контурах повторюються.

2. Використання разом із класичними розподіленими за контурами регуляторами додаткових, розподілених за контурами або зосереджених у внутрішніх контурах регулювання адаптивних регуляторів із нечіткими алгоритмами роботи, на відміну від класичних систем керування, підвищує швидкодію, зосереджує потік механічної потужності у зоні руйнування гірської породи і забезпечує якість керування, що відповідає системам із жорсткою трансмісією.

3. Налагодження нечітких регуляторів необхідно здійснювати на основі навчальних множин для вхідних і вихідного сигналів нейронної мережі, яка емулює роботу нечіткого регулятора, причому навчальні множини знаходяться на основі дробово-раціональних функцій, що обумовлені пружними властивостями трансмісії.

### **Наукові результати.**

1. На базі математичної моделі електрогідромеханічних приводу спуско-підйомних операцій і подачі поставу бурових верстатів нового покоління СБШС-250Н виконані дослідження, які дозволили виявити динамічні ланки, що сполучають крутий момент приводної системи, частоту обертання вала електродвигуна, тиск у гідросистемі, частоту обертання вала гідродвигуна і лінійну швидкість поставу.

2. Доведено, що у контурах керування електроприводом необхідно враховувати зведені коливання гідро- і канатно-поліспастової систем, які при максимальній довжині поставу попадають у смугу пропускання системи керування. Знайдено контурні передавальні функції об'єкта керування і додаткові динамічні ланки приводу спуско-підйомних операцій і подачі поставу, що обумовлені пружними властивостями трансмісії.

3. Вперше встановлено, що нулі і полюси у додаткових динамічних ланках об'єкта керування приводу СПОП поставу повторюються у суміжних контурах керування. Повторювані нулі і полюси при зміні приєднаних мас у буровому поставі зміщуються відносно частоти зрізу контуру керування. Цієї закономірності підпорядковуються нулі і полюси у додаткових динамічних ланках приводу обертання поставу.

4. На основі досліджень залежності характеристичних частот коливань від пружних властивостей трансмісії у контурах керування доведено, що вони знижуються при переміщенні коливань від зовнішнього до внутрішніх контурів керування.

5. Доведено залежність збудження бічних коливань у високо- і низькочастотних областях у кожному контурі керування від пружних коливань трансмісії. Високочастотні коливання попадають у смугу згасання контуру керування, а низькочастотні коливання при повністю зібраному поставі в БВ СБШС-250Н – у смугу пропускання системи керування.

6. Розроблено метод синтезу нечітких регуляторів, розподілених за контурами або зосереджених у внутрішніх контурах, які подавляють пружні коливання, що обумовлені попаданням власних частот трансмісії у смугу пропускання контурів керування, який відрізняється тим, що для знаходження навчальної множини на вході і виході нечіткого регулятора використовуються передавальні функції у вигляді дробово-раціональних функцій (ДРФ), що обумовлені властивостями об'єкта керування.

На підставі узагальнення встановлених закономірностей одержали подальший розвиток **наукові засади створення систем керування електроприводами обертання, СПОП поставу для верстатів нового покоління, які полягають у:**

- розробці способу керування процесом буріння з контролюванням потоку потужності в зоні вибою, при якому залежно від міцності породи, що буриться, формується механічна характеристика на шарошковому долоті з постійною або змінною жорсткістю шляхом одночасного впливу на приводні системи подачі і обертання поставу;

- визначенні принципів побудови систем керування електроприводами обертання, СПОП поставу з контролюванням технологічних параметрів у процесах руйнування гірської породи і переміщення бурового снаряда;

- розробці системи керування електроприводом обертання, яка контролює потік механічної потужності у зоні вибою і корегує разом зі змушеними і власні коливання поставу, що забезпечує зосередження потоку механічної потужності безпосередньо у зоні вибою;

- розробці системи керування електроприводом спуско-підйомних операцій і подачі поставу, яка контролює технологічні параметри тиску в гідросистемі, лінійної швидкості переміщення поставу в режимах подачі долота на вибій і СПОП поставу з корекцією якості керування шляхом застосування нечітких регуляторів в приводній системі зі складною трансмісією при наявності власних низькочастотних коливань у канатно-поліспастовій і гідравлічній передачах, що потрапляють у смугу пропускання системи керування;

- використанні методу активної послідовної корекції з корегуванням основних класичних законів керування додатковими нечіткими, які подавляють у контурах керування зведені низькочастотні коливання трансмісії;

- адаптації систем керування електроприводами обертання, спуско-підйомних операцій і подачі поставу до режимів роботи і параметрів бурових верстатів, що дозволяє застосовувати запропонований енерго- і ресурсозберігаючий спосіб керування для буріння підричних свердловин.

**Обґрунтованість і достовірність наукових положень, висновків і рекомендацій** підтверджується застосуванням апробованих аналітичних методів дослідження, коректності припущень при побудові математичних моделей і задовільній збіжності теоретичних і експериментальних даних з похибкою, що не перевищує 4,8%.

**Практична значимість отриманих результатів** полягає в:

- розробці способу керування процесом буріння свердловин (патент 61548, Україна, МКИ E21B45/00), за допомогою якого формуються жорсткі механічні характеристики електропривода обертання при бурінні в породах міцністю  $f \leq 10 - 13$  за шкалою проф. М.М.Протодьяконова і м'які механічні характеристики – при бурінні у породах з більшою міцністю;
- розробці "Науково-технічної пропозиції на впровадження проекту з модернізації електромеханічного устаткування бурових верстатів СБШ-250МН-32 в умовах гірничо-збагачувальних комбінатів України";
- розробці "Методичних рекомендацій на створення електропривода для обертання поставу шарошkových бурових верстатів";
- розробці "Методичних рекомендацій на створення електропривода для спуско-підйомних операцій поставу шарошkových бурових верстатів".

Науково-технічна пропозиція і методичні рекомендації погоджено з КриворіжНДПрудмашем, який є провідним у галузі проектування бурових верстатів для відкритих гірничих робіт України.

**Особистий внесок здобувача** полягає у: формулюванні проблеми, положень, результатів, мети і задач досліджень; формуванні подальшого розвитку теорії ЕМ та ЕГМ приводів бурових верстатів; розробці методики експериментальних досліджень; проведенні експериментальних і теоретичних досліджень властивостей об'єкта керування; розробці науково-технічної пропозиції і методичних рекомендацій на створення електроприводів обертання і спуско-підйомних операцій і подачі бурової штанги; розробці способу керування процесом буріння підричних свердловин.

**Апробація результатів дисертації.** Основні положення і результати досліджень дисертаційної роботи доповідалися на 35-х міжнародних і 2-х республіканських конференціях (2003-2010 рр.), у тому числі на:

1. Міжнародних науково-технічних конференціях "Електромеханічні системи, методи моделювання й оптимізації", м. Кременчук, Україна, 21–23 травня 2003 р., 17–20 травня 2005 р.;
2. Міжнародних науково-технічних конференціях "Форум гірників", м. Дніпропетровськ, Україна, 16–18 жовтня 2003 р., 15–17 жовтня 2004 р., 12–14 жовтня 2005 р., 11–13 жовтня 2006 р., 12–14 жовтня 2007 р., 13–15 жовтня 2008р. 30 вересня–3 жовтня 2009 р., 19–23 жовтня 2010 р.;
3. Міжнародній науково-технічній конференції "Горняк 2004", м. Москва, РФ, 27–29 січня 2004 р.;
4. Міжнародних науково-технічних конференціях "Стійкий розвиток гірничо-металургійної промисловості", м.Кривий Ріг, Україна, 18–22 травня 2004 р., 17–20 травня 2005 р., 16–20 травня 2006 р., 14–17 травня 2007 р., 12–15 травня 2008 р.;
5. III Міжнародній науково-технічній конференції "Комп'ютерні технології в науці, освіті і промисловості", м. Дніпропетровськ, Україна, 26–28 травня 2004 р.;
6. Міжнародній науково-технічній конференції "Енергетика: економіка, технології, екологія", м. Київ, Україна, 13–14 січня 2005 р.;
7. XI, XII, XIII, XIV, XV, XIV, XVI, XVII



Міжнародних науково-технічних конференціях "Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія і практика", м. Алушта, АР Крим, Україна, 14–16 вересня 2003 р., 12–17 вересня 2005 р., 14–16 вересня 2009 р., 20–25 вересня 2010 р., м. Одеса, Україна, 11–16 вересня 2006 р., смт Миколаївка, АР Крим, Україна, 17–20 вересня 2007 р., 15–20 вересня 2008 р., 21–25 вересня 2009 р.; **8.** Науково-практичної конференції "Проблеми електромеханічних систем у гірничо-металургійному комплексі", м. Дніпропетровськ, Україна, 14–16 квітня 2004 р.; **9.** I, II, III, IV Міжнародних науково-технічних конференціях "Информационные технологии в науке, образовании и производстве" (ИТНОП), м. Орел, РФ, 11–14 травня 2004 р., 25–26 травня 2006 р., 24–25 квітня 2008 р., 22–23 квітня 2010 р.; **10.** IV науково-технічній конференції "Проблеми механіки гірничо-металургійного комплексу", м. Дніпропетровськ, Україна 25–28 травня 2004 р.; **11.** XIII Міжнародній науково-технічній конференції "Электроприводы переменного тока", м. Єкатеринбург, РФ, 11–13 березня 2005р.; **12.** XIII Міжнародному симпозиумі "Theoretical Electrical Engineering (ISTET'05)", м. Львів, Україна, 4–7 липня 2005 р.; **13.** IV Міжнародній науково-практичній і методичній конференції "Інформаційні технології в сфері дистанційної освіти, міжнародного співробітництва й інтеграції утворення, науки і виробництва", м. Дніпропетровськ, Україна, 20–22 вересня 2006 р.; **14.** IX, X Міжнародних конференціях "Проблеми сучасної електротехніки – 2006" (ПСЕ–2006), м. Київ, Україна, 3–5 червня 2008 р.

**Публікації.** За результатами виконаних у дисертаційній роботі досліджень опубліковано 62 (у тому числі 32 без співавторства) статей у журналах, збірниках наукових праць і матеріалів науково-технічних конференцій та отримано 2 патенти України на винахід. З цих наукових праць у спеціалізованих виданнях опубліковано 48 робіт, 30 – без співавторства.

**Структура дисертації.** Дисертаційна робота складається зі вступу, шести розділів, висновків, викладених на 398 сторінках друкованого тексту, що містить 106 рисунків і 57 таблиць, список використаних джерел, 9 додатків.

## ЗМІСТ РОБОТИ

**У вступі** обґрунтовується актуальність проблеми, зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами, сформульовані науково-прикладна проблема, мета і задачі дослідження, викладено наукову новизну, практичну значимість отриманих результатів, наведено дані про рівень апробації та кількість публікацій за темою виконаних досліджень.

Буріння підричних свердловин – один із самих енергоємних і матеріаломістких процесів у існуючій технології видобутку залізородної сировини на відкритих гірничих роботах України. Підвищення ефективності руйнування гірської породи шарошковым долотом напряму пов'язано з рівнем досконалості приводних систем БВ. Розвитку теорії функціонування сучасних електромеханічних систем присвячені роботи Андрієнко П.Д., Барського В.А.,

Водичева В.А., Волкова І.В., Волкова О.В., Грабко В.В., Клепікова В.Б., Лозинського А.О., Лозинського О.Ю., Поповича М.Г., Праховника А.В., Родькіна Д.І., Садового О.В., Сивокобиленко В.Ф., Синчука О.Н., Сінолицького А.П., Толочко О.І., Епштейна Г.І., Чермалиха В.М., Чорного О.П. та багатьох інших.

**У першому розділі** досліджені стан і тенденції розвитку приводних систем для верстатів шарошкового буріння підривних свердловин.

На кар'єрах України в основному знаходяться в експлуатації БВ середнього типу СБШ-250МН-32, що вироблені заводом “Рудгормаш” (м.Вороніж, РФ), з тиристорними приводами постійного струму в механізмах обертання поставу і нерегульованими асинхронними приводами в механізмах спуско-підйомних операцій і подачі поставу, пересування БВ і компресора пневмотранспортної системи. Машинобудівними заводами України створені: буровий верстат типу УСБШ-250А (розробник КЗГМ, м. Кривий Ріг; знаходиться в експлуатації на Полтавському ГЗК з 2004 р.; оснащений приводними системами, які є аналогічними до систем бурового верстата типу СБШ-250МН-32), верстати нового покоління СБШ-250/270-32 (розробник НКМЗ, м. Краматорськ; експлуатувався на Інгулецькому ГЗК з 1999р.; оснащений тиристорним приводом постійного струму в механізмі обертання, гідравлічними приводами пересування і спуско-підйомних операцій і подачі поставу) і СБШС-250Н (розробник НКМЗ; експлуатується на Центральному ГЗК з 2003 р.; оснащений транзисторними приводами змінного струму в механізмах обертання, СПОП поставу і пересування, що впроваджені відповідно до рекомендацій автора).

Разом з розробкою бурового верстата нового покоління виконується модернізація існуючих. За рекомендаціями автора, при модернізації БВ типу СБШ-250МН-32 упроваджені приводні системи змінного струму в механізмах обертання поставу, які задіяні на Центральному ГЗК: тиристорний привод змінного струму з джерелом струму (експлуатується з 1998 р.); транзисторні приводи змінного струму з джерелом напруги (експлуатується з 2005 р.).

Використання транзисторних приводних систем змінного струму замість тиристорних приводів постійного струму суттєво змінило динаміку роботи бурових верстатів у процесі буріння підривних свердловин. Для встановлення кількісних характеристик роботи ЕМ системи БВ проведені експериментальні дослідження безпосередньо в гірничо-геологічних умовах Центрального ГЗК. Досліджувалася динаміка роботи натискної траверси головки бурового снаряда механізму обертання поставу БВ з чотирма приводними системами: для верстатів СБШ-250МН-32 – тиристорні приводи постійного, змінного струмів і транзисторний привод змінного струму, а для верстата СБШС-250Н – транзисторний привод змінного струму.

Осцилограми перехідних процесів у транзисторному приводі обертання поставу бурового верстата типу СБШС-250Н наведені на рис.1,а (буріння вилугуваних окислених мартит-гематитових роговиків: коефіцієнт міцності за шкалою проф. М.М.Протодьяконова – від 13 до 15; категорія буріння за шка-

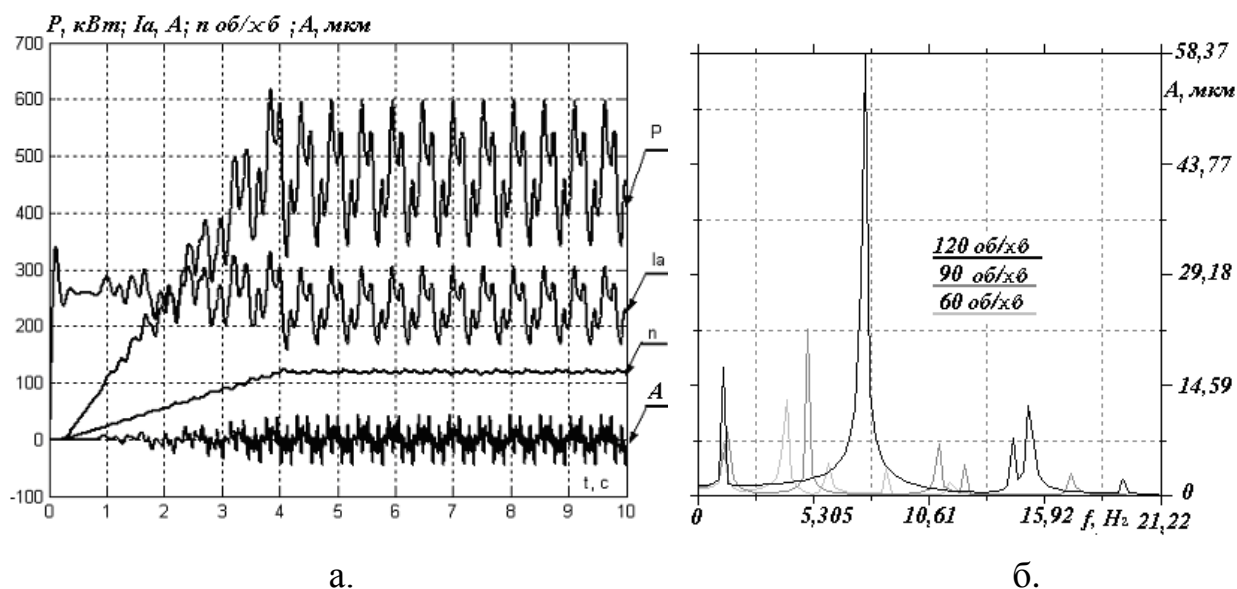


Рис.1. Осцилограми перехідних процесів при пуску і початку буріння верстатом СБШС-250Н з приводом асинхронний двигун – перетворювач частоти з інвертором напруги (а) (де  $P$  – активна потужність;  $I_a$  – струм статора;  $n=120\text{об/хв}$  – частота обертання бурового поставу;  $A$ – вібросув натискної траверси головки снаряда); спектри амплітудо-частотних характеристик вібрацій (б) натискної траверси головки бурового снаряда верстата СБШС-250Н (осьовий тиск на постав 250 кН, буріння трьома штангами)

лою Центрального ГЗК – IV; гірничі породи дуже тріщинуваті, відстань між тріщинами від 0,2 до 0,3м).

Гармонійний аналіз (рис.1,б) коливань натискної траверси головки бурового снаряда підтвердив відоме положення, що зростання частоти обертання долота призводить до підвищення частоти та амплітуди змушених вібрацій. Разом з відомою закономірністю виявилася нова: у спектрах амплітудно-частотних характеристик вібрацій верстата нового покоління СБШС-250Н з'являється гармоніка на частоті  $f=1,02$  Гц, яка не залежить від частоти обертання поставу. Інші гармонійні складові підпорядковуються тій самій закономірності, яка виявилася на існуючому БВ типу СБШ-250МН-32. Поява гармоніки коливань, що не залежить від частоти обертання і яка розташована в смузі пропускання системи керування, свідчить про необхідність урахування дії на динаміку роботи процесу буріння не тільки змушених коливань, що притаманно для БВ типу СБШ-250МН-32, але і власних частот коливань поставу верстата СБШС-250Н. Використання на верстаті СБШ-250МН-32 транзисторного частотно-регульованого приводу призвело до підсилення високочастотних складових у частоті обертання вала (поставу) і струму двигуна, табл.1 (де АІС, АІН – автономні інвертори струму і напруги).

Разом із загальнопромисловим електроприводом, що зараз упроваджено на БВ, відомі об'єктно-орієнтовні приводи з автоматичним керуванням режимів буріння підричних свердловин для шарошкових верстатів, що побудовані на

Кількісні характеристики розмаху пульсацій у залежності від типів електроприводів обертання поставу і бурових верстатів

Типи приводів обертання поставу і бурових верстатів	Розмах пульсацій в період буріння, %	
	частоти обертання двигуна (поставу)	струму двигуна
Тиристорний привод постійного струму, верстат СБШ-250МН-32	0,51	28,4
Тиристорний привод змінного струму АІС-АД, верстат СБШ-250МН-32	2,56	25,3
Транзисторний привод змінного струму АІН-АД, верстат СБШ-250МН-32	3,51	25,6
Транзисторний привод змінного струму АІН-АД, верстат СБШС-250Н	3,02	27,1

підставі таких способів керування: стабілізації моменту обертання, мінімальних витрат на буріння метра свердловини, максимальної швидкості буріння. Однак такі приводні системи широкого впровадження в Криворізькому басейні не знайшли, оскільки закладені в них ідеї при експериментальній перевірці в умовах ГЗК не отримали підтвердження. Тому при розробці способу керування електроприводами подачі й обертання поставу в процесі шарошкового буріння виходимо з висунутого у Івано-Франківському національному технічному університеті нафти і газу та частково експериментально апробованого на Полтавському ГЗК (де гірничо-геологічні умови аналогічні з умовами кар'єрів Криворізького басейну) способу керування з контролюванням потужності двигуна обертання поставу, що сприяє збільшенню стійкості долота і зниженню собівартості буропідливних робіт.

З метою збільшення стійкості шарошкового долота шляхом підтримки потоку потужності у зоні вибою автором розроблено спосіб керування процесом буріння з контролюванням електроприводів механізмів обертання і СПОП поставу, при якому формуються жорсткі механічні характеристики на шарошковому долоті при проходці в породах з міцністю  $f \leq 10 - 13$  за шкалою проф. М.М.Протодьяконова і м'які механічні характеристики – в більш міцних породах. При бурінні перемежованих за фізико-механічними властивостями гірських порід спосіб керування забезпечує автоматичний вибір механічних характеристик залежно від міцності породи. Спосіб керування захищений патентом України. НГУ уклав ліцензійний договір на його промислове

використання. За результатами конкурсу 2006 року цей спосіб керування визнаний кращим винаходом України у Дніпропетровській області.

Реалізація розробленого способу керування процесом буріння приводить до необхідності контролювання та обмеження на припустимих рівнях у електроприводах: обертання поставу – потоку механічної потужності на шарошковому долоті у зоні вибою; спуско-підйомних операцій і подачі поставу – тиску в гідросистемі і лінійної швидкості пересування бурового снаряда, що потребує подальшого розвитку наукових засад для створення об'єктно-орієнтованих приводних систем для БВ нового покоління.

Зараз проблема взаємного впливу динамічних характеристик швидкодійних транзисторних електроприводів змінного струму і частотних характеристик трансмісії бурових верстатів недостатньо вивчена і є актуальною. Це пов'язано з впровадженням як бурових верстатів з новими конструктивними рішеннями, так і електроприводів нового покоління, що істотно змінило власні частоти коливань систем ЕГМ спуско-підйомних операцій і подачі та ЕМ обертання поставу.

**Другий розділ** присвячений аналізу динамічних властивостей бурового поставу в процесі буріння як об'єкта автоматичного керування.

У системі керування електроприводом обертання, як засвідчили експериментальні дослідження (розд.1), необхідно враховувати частотні властивості об'єкта керування. З цією метою у роботі визначені частотні характеристики бурових поставів, які застосовуються на кар'єрах України в шарошкових верстатах.

Штанги поставів бурових верстатів мають довжину від 8 м (верстати типів УСБШ-250А, СБШ-250МН-32) до 11 м (верстат СБШС-250Н). З розрахункової точки зору вони є порожніми стрижнями круглого поперечного перерізу, один кінець яких шарнірно опирається на долото, а інший має ковзне защемлення у натискній траверсі. Стрижень знаходиться під тиском від зусилля подачі. При визначенні частот власних коливань, штанга досліджена як лінійна система з рівномірно розподіленою масою, в якій поздовжні, крутильні і поперечні коливання не залежать один від одного. Масою шарошкового долота при аналітичному дослідженні зневажили.

У результаті теоретичних досліджень одержана математична модель для визначення власних частот поздовжніх, крутильних і поперечних коливань як для поставу з однією штангою, так і при його нарощуванні, табл.2 (де  $u$  – поздовжнє зміщення поточного перерізу стрижня;  $t$  – час;  $\varphi$  - кут повороту перерізу штанги;  $x$  – поточна відстань;  $y$  – поперечне переміщення перерізу штанги). На підставі моделі розроблено методіку розрахунку власних коливань, яка дозволила прорахувати частоти коливань поставу при змінній кількості штанг.

Із зіставлення власних частот поздовжніх, крутильних і поперечних коливань, отриманих розрахунковим шляхом, з власними частотами, які виді-

## Розрахункові рівняння власних частот коливань бурового постапу

Поздовжні коливання	Крутильні коливання	Поперечні коливання	Примітки
$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = C_1^2 \frac{\partial^2 u}{\partial x^2}$	$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = C_2^2 \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2}$	$E \cdot J \cdot \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + R \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} + m \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0,$ $y = X_y(x) \cdot T(t).$	Рівняння коливань
$C_1 = \sqrt{E/\rho};$ $E$ – модуль пружності; $\rho$ – щільність	$C_2^2 = G/\rho;$ $G$ – модуль зсуву	$m$ – інтенсивність розподіленої маси штанги, $E \cdot J$ – жорсткість штанги при вигині; $J$ – осьовий момент інерції; $R$ – зусилля подачі	Позначене
$X_u = C_u \sin \frac{p_u}{C_1} x + D_u \cos \frac{p_u}{C_1} x$	$X_\varphi = C_\varphi \sin \frac{p_\varphi}{C_2} x + D_\varphi \cos \frac{p_\varphi}{C_2} x$	$\ddot{T} = -p^2; \frac{E \cdot J}{m} \cdot (X_y^{IV} + \alpha^2 X_y^{II}) = p^2;$ $X_y = C_1 \cdot sh(S_1 \cdot x) + C_2 \cdot ch(S_1 \cdot x) + C_3 \cdot \sin(S_2 \cdot x) + C_4 \cdot \cos(S_2 \cdot x)$	Розв'язок рівняння
$C_u$ и $D_u$ – довільні постійні	$C_\varphi$ и $D_\varphi$ – довільні постійні	$S_1 = \sqrt{\sqrt{0,25 \cdot a^4 + k^4} - 0,5 \cdot a^2};$ $S_2 = \sqrt{0,5 \cdot a^2 + \sqrt{0,25 \cdot a^4 + k^4}};$ $C'_1, C'_2, C'_3, C'_4$ – постійні інтегрування; $a, k$ – постійні коефіцієнти	Позначене
$p_u$ – власна частота повздовжніх коливань; $l$ – довжина штанги	$p_\varphi$ – власні частота крутильних коливань	$p$ – власна частота поперечних коливань	
$X'_u = 0$	$X'_\varphi = 0$	$X_y = 0, X'_y = 0$	$x=0$
$X'_u = 0$	$X'_\varphi = 0$	$X_y = 0, X'_y = 0$	$x=l$
$\cos\left(\frac{p_u}{C_1} \cdot l\right) = 0$	$\sin\left(\frac{p_\varphi}{C_2} \cdot l\right) = 0$	$X_y = C_1 \cdot sh(S_1 \cdot x) + C_2 \cdot ch(S_1 \cdot x) + C_3 \cdot \sin(S_2 \cdot x) + C_4 \cdot \cos(S_2 \cdot x),$	Рівняння для визначення власних частот

лені при експериментальних дослідженнях (розд.1) виходить, що при бурінні однією і двома штангами незалежно від типу бурових верстатів власні частоти

поздовжніх і крутильних коливань поставу не потрапляють у смуги пропускання як приводів постійного, так і змінного струмів. При бурінні трьома штангами у верстаті СБШ-250МН-32 експериментально зафіксовані низькочастотні власні поперечні коливання поставу зі значенням 2,36 Гц, їх розрахункове значення за розробленою методикою – 2,48 Гц. При бурінні трьома штангами верстатом СБШС-250Н експериментально зафіксовані власні низькочастотні поперечні коливання штанги з циклічною частотою в 1,02 Гц. Розрахункове значення цієї частоти – 1,05 Гц.

Низькочастотні складові поперечних коливань поставу безпосередньо не впливають на динамічні процеси в приводній системі. Однак вони призводять до неприпустимих динамічних навантажень не тільки на поставу, але і на буровому верстаті у цілому, що істотно знижує напруження на відмовлення конструктивних вузлів і суттєво обмежує продуктивність буропідривних робіт, тому приводна система має обмежувати поперечні коливання поставу на припустимому рівні.

Безпосередньо на динаміку приводної системи змінного струму негативно впливають крутильні коливання поставу за умови, що його власні частоти потрапляють у смугу пропускання контурів струму і частоти обертання. Ці умови виконуються в упровадженій на верстаті СБШС-250Н приводній системі змінного струму з транзисторним автономним інвертором напруги із широтно-імпульсною модуляцією (АІН–ШІМ) зі смугою пропускання контуру швидкості 200 рад/с, при бурінні чотирма штангами.

Експлуатація приводної системи постійного струму з тиристорним перетворювачем напруги і смугою пропускання контуру швидкості не більш 50рад/с у верстатах типів СБШС-250Н і СБШ-250МН-32 не приводить до попадання в смугу пропускання власних частот крутильних коливань бурової штанги.

**У третьому розділі** на основі розробленого способу керування процесом буріння і отриманих динамічних характеристик бурового поставу проведені дослідження, що спрямовані на подальший розвиток наукової концепції створення приводної системи для обертання поставу.

Для одержання бажаних гіперболічних залежностей між частотою обертання поставу і міцністю породи, яка руйнується долотом відповідно до розробленого способу буріння, треба не тільки підтримувати на постійному рівні частоту обертання двигуна (долота) при проходці м'яких порід, але і потік потужності на шарошковому долоті при руйнуванні міцних порід в зоні вибою. У цьому випадку система керування має автоматично без втручання оператора вибирати частоту обертання шарошкового долота при змінному та апріорі не відомому значенні міцності породи, яка буриться.

При бурінні одною і двома штангами (розд.2) найнижча частота крутильних коливань поставу верстатів типів СБШС-250Н, УСБШ-250А і СБШ-250МН-32 більше частоти зрізу контурів керування струмом статора і

частоти обертання. Тому за таких умов при розробці системи електропривода обертання поставу з контролем електромагнітної потужності можна не враховувати вплив власних крутильних коливань поставу на динаміку керування, оскільки вони знаходяться у смузі згасання поза смугою пропускання системи керування.

Встановлено, що безпосередньо застосування зовнішнього контуру електромагнітної потужності приводить до паралельного вмикання контурів керування частоти обертання і струму через наявність в об'єкті керування перехресних зв'язків. Для такої системи керування розроблено методику розрахунку динамічної корекції контуру регулювання потужності, в якій враховується збурення за каналом струму статора двигуна на контур регулювання потужністю. З введенням постійно ввімкненого зовнішнього контуру контролю потужності ефективно підтримується на заданому рівні по-

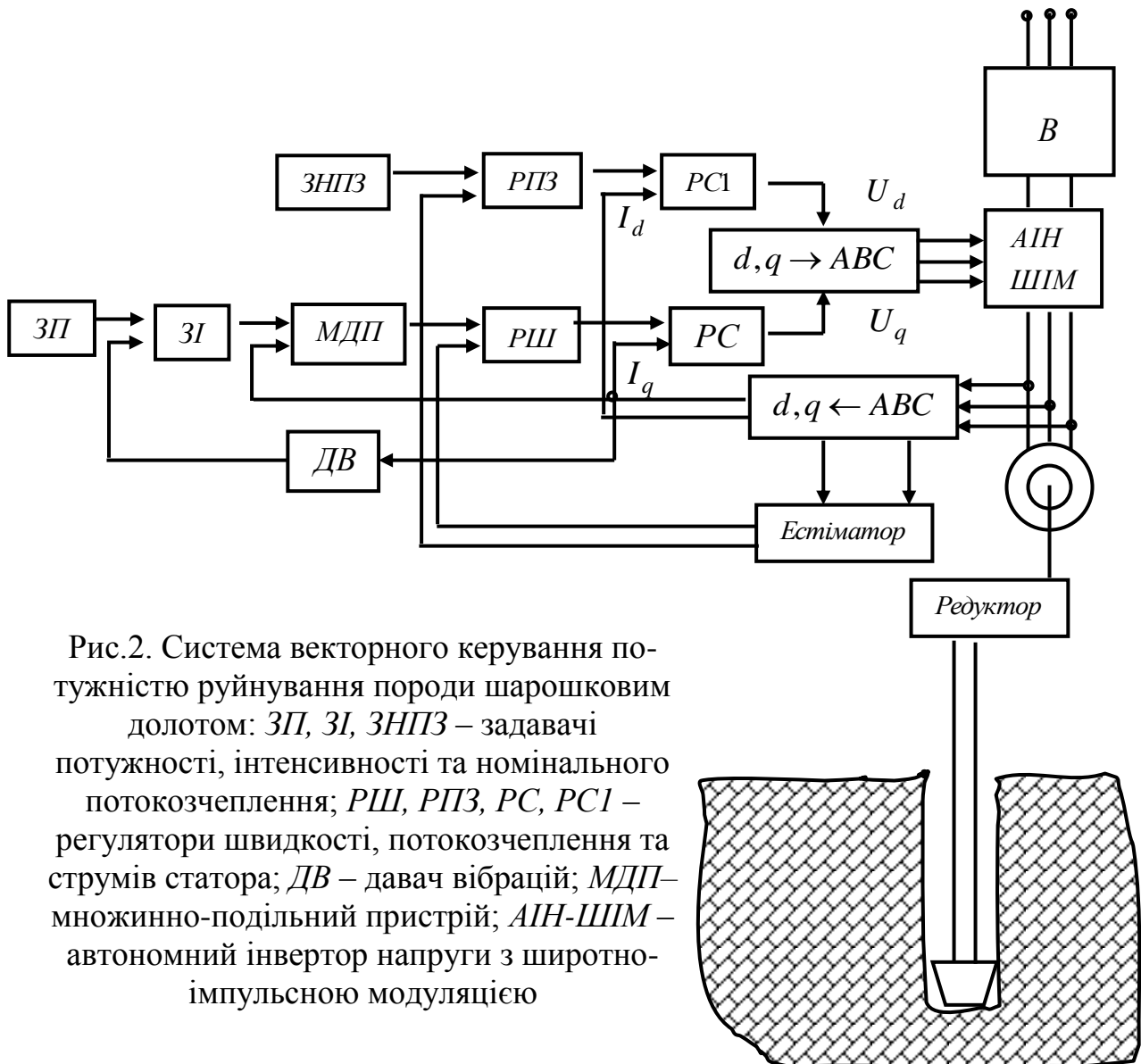


Рис.2. Система векторного керування потужністю руйнування породи шарошковим долотом: *ЗП, ЗІ, ЗНПЗ* – задавачі потужності, інтенсивності та номінального потокозчеплення; *РШ, РПЗ, РС, РСІ* – регулятори швидкості, потокозчеплення та струмів статора; *ДВ* – давач вібрацій; *МДП* – множинно-подільний пристрій; *АІН-ШИМ* – автономний інвертор напруги з широтно-імпульсною модуляцією



тужність приводної системи при проходці в міцних породах, але не реалізуються жорсткі механічні характеристики при бурінні м'яких та зруйнованих гірських порід.

Для усунення цього недоліку запропонована і досліджена система керування потужністю з використанням нелінійної корекції у зворотному зв'язку. Для цієї мети сигнал задання на вході регулятора частоти обертання ділиться на сигнал, який пропорційний моменту опору на шарошковому долоті (рис.2).

Досліджено вплив нелінійної корекції потужності на стійкість системи керування. Виділено характеристичне рівняння зовнішнього контуру керування, що є поліномом третього степеня. Тому якість керування оцінюється за діаграмою Вишеградського (рис.3). На діаграмі використані коефіцієнти Вишеградського  $A, B$ , які кількісно визначаються за рівняннями:

$$A = \left( a_{III}^2 \cdot b_{III} \cdot T_C^2 + a_{III} \cdot b_{III} \cdot T_C \cdot \frac{P_3}{M} \cdot \frac{T_M}{K_{III}} \right) / \sqrt[3]{(a_{III}^2 \cdot b_{III} \cdot T_C^3)^2};$$

$$B = \left( a_{III} \cdot b_{III} \cdot T_C + \frac{P_3}{M} \cdot \frac{T_M}{K_{III}} \right) / \sqrt[3]{a_{III}^2 \cdot b_{III} \cdot T_C^3}$$

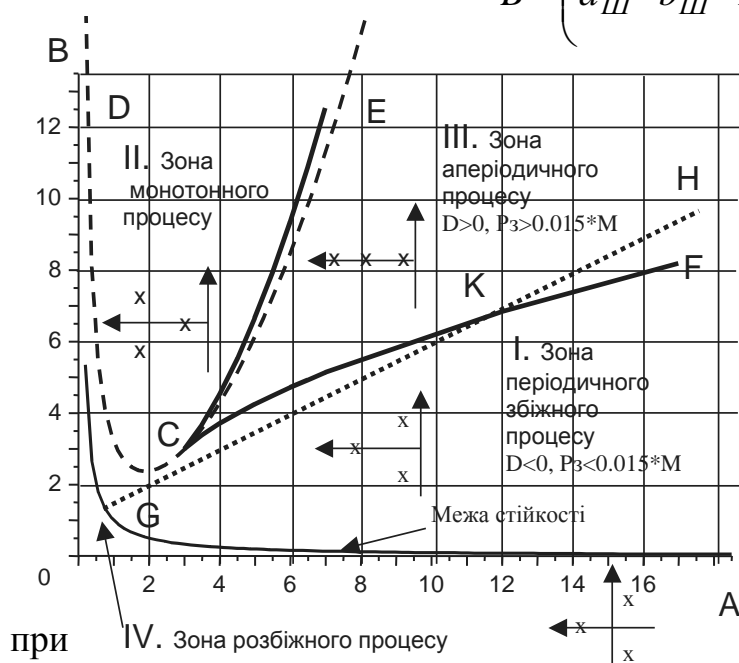


Рис.3. Зони якості перехідних процесів системи керування з нелінійним регулятором потужності

де  $a_{III}, b_{III}$  – коефіцієнти настроювання;  $T_C$  – постійна часу контуру струму;  $P_3$  – сигнал задання;  $M$  – крутний момент двигуна;  $T_M$  – механічна постійна;  $K_{III}$  – коефіцієнт передачі давача швидкості.

На рис.3 лінія  $GH$  – це геометричне місце точок належних вершинам парабол поточних значення задання на потужність руйнування породи і моменту опору на долоті. Вона характеризує якість перехідного процесу. При мінімальних

значеннях коефіцієнтів Вишеградського  $A_{\min} = \sqrt[3]{a_{III}^2 \cdot b_{III}}$ ,  $B_{\min} = \sqrt[3]{a_{III} \cdot b_{III}^2}$  і коефіцієнтах настроювання контуру швидкості  $a_{III} = b_{III} = 1$  лінія  $GH$  починається на межі стійкості, а при  $a_{III} = b_{III} = 2$  лежить в області стійкого перехідного процесу. Лінія якості перехідного процесу  $GH$  знаходиться в  $I$  і  $III$  зонах, не потрапляючи в зону  $IV$ . Це свідчить про те, що необхідна і достатня

умова збереження стійкості системи керування не порушена і при введенні нелінійної корекції (рис.2).

Крутильні коливання бурильної колони за наявності в поставі більше трьох штанг (розд.2) є низькочастотними і попадають у смугу пропускання системи керування приводу обертання змінного струму верстата СБШС-250Н, тобто вони впливають на роботу системи керування при бурінні цілком зібраним поставом, що погіршує показники якості керування всієї електромеханічної установки і збільшує вібраційні навантаження на БВ у цілому.

Для дослідження взята тільки частота найнижчих коливань бурового поставу, що потрапила в смугу пропускання, а інші частоти, що знаходяться у смузі згасання, не враховуються. Розрахунковою схемою крутильних коливань є система із зосередженими масами ротора асинхронного двигуна і зведеної до частоти обертання ротора маса бурового поставу. Ці дві маси з'єднуються пружним елементом, жорсткість якого визначається найнижчою частотою крутильних коливань поставу. При вибраній розрахунковій схемі з'являються додаткові динамічні ланки в контурах керування (табл.3, де  $T_I, T_{EM}, T_y$  – сталі

Таблиця 3

Додаткові динамічні ланки в контурах керування приводу обертання

Контур	Додаткова динамічна ланка контуру	Характеристичні частоти полінома	
		Чисельника (нулі ДРФ)	Знаменника (поліуси ДРФ)
Струму	$\frac{(T_I \cdot p + 1) \cdot p \cdot T_{EM} \cdot \gamma \cdot (p^2 \cdot T_y^2 + p \cdot 2 \cdot \xi_y \cdot T_y + 1)}{(T_I \cdot p + 1) \cdot p \cdot T_{EM} \cdot \gamma \cdot (p^2 \cdot T_y^2 + p \cdot 2 \cdot \xi_y \cdot T_y + 1) + p^2 \cdot \gamma \cdot T_y^2 + p \cdot 2 \cdot \xi_y \cdot T_y + 1}$	$\omega_{KT1} = \frac{1}{\sqrt{T_I \cdot T_{EM}}}$ $\frac{1}{\sqrt{\gamma}}$ $\omega_{KT3} = \frac{1}{T_y}$	$\omega_{KT2,4} = \text{Im} \sqrt{\frac{1}{T_I \cdot T_{EM}}} \cdot \sqrt{\frac{T_I \cdot T_{EM} + T_y^2}{2}}$ $\frac{1}{T_y} \cdot \sqrt{\left( \pm \sqrt{1 - \frac{4 \cdot T_I \cdot T_{EM} \cdot T_y^2}{\gamma \cdot (T_I \cdot T_{EM} + T_y^2)^2} - 1} \right)}$
Частоти обертання вала двигуна	$\frac{p^2 \cdot \gamma \cdot T_y^2 + p \cdot 2 \cdot \xi_y \cdot T_y + 1}{p^2 \cdot T_y^2 + p \cdot 2 \cdot \xi_y \cdot T_y + 1}$	$\omega_{CB1} = \frac{1}{\sqrt{\gamma \cdot T_y}}$	$\omega_{CB2} = \frac{1}{T_y}$
Лінійної швидкості поставу	$\frac{p \cdot 2 \cdot \xi_y \cdot T_y + 1}{p^2 \cdot \gamma \cdot T_y^2 + p \cdot 2 \cdot \xi_y \cdot T_y + 1}$	—	$\omega_{C2} = \frac{1}{\sqrt{\gamma \cdot T_y}}$

часу: електромагнітна, електромеханічна, крутильних коливань поставу;  $\Gamma, \gamma$  – коефіцієнти співвідношення інерційних мас;  $\xi_y$  – коефіцієнт демпфування пружних коливань поставу).

Проаналізовано динамічні характеристики контурів керування при впливі пружних властивостей поставу на процеси регулювання в приводній системі. Встановлено, що при застосуванні класичних ПД-регуляторів можливе тільки локальне оптимальне настроювання системи регулювання.

При зміні кількості приєднаних штанг у поставі від однієї до чотирьох класичні настроювання ПД-регуляторів не забезпечують оптимальних динамічних показників у всьому діапазоні. Це можливо тільки при застосуванні адаптивних регуляторів, які повинні змінювати не тільки свої параметри, але й структуру керування в широких межах, а також забезпечувати можливість знаходження похідних від сигналу неузгодженості четвертого порядку за наявності шумів у сигналі керування. Тому класична система керування може ефективно функціонувати тільки за умови зниження її швидкодії до рівня, коли власні характеристичні частоти зсунути в зону згасання контурів керування. В області класичних систем керування можлива тільки побудова систем керування з малою швидкодією, що суперечить вимогам до якості роботи електромеханічної системи обертання поставу.

Проведені дослідження дозволяють сформулювати концепцію побудови автоматизованих приводів обертання поставу кар'єрних бурових верстатів відповідно до якої з метою енерго- і ресурсозбереження залежно від міцності породи підтримується системою керування механічна характеристика на долоті із постійною або змінною жорсткістю та обмеженням поздовжніх коливань бурового поставу. В концепції використовуються принципи регулювання, за якими поздовжні коливання обмежуються шляхом впливу на сигнал задання задавача інтенсивності частоти обертання з одночасним контролюванням та обмеженням технологічних параметрів, що призводить до зосередження потоку механічної потужності в зоні вибою.

**У четвертому розділі** досліджуються властивості ЕГМ трансмісії як об'єкта керування приводною системою СПОП поставу.

Розроблений ЗАТ НКМЗ БВ типу СБШС-250Н суттєво відрізняється від верстатів СБШ-250МН-32 ЕГМ системою з механізмом СПОП поставу. У кінематичний зв'язок між приводним двигуном і буровим снарядом у БВ типу СБШС-250Н при поступальному переміщенні поставу входять гідронасос, гідродвигун (ГД) з редуктором і канатно-поліспастовою системою (КПС).

Математична модель об'єкта керування отримана на основі декомпозиційного підходу при припущеннях, що двигун і механізм мають зосереджені параметри; маса мастила, яка циркулює у гідросистемі (ГС) не враховується через її незначну величину в порівнянні з іншими масами; зміною в'язкості мастила від температури нехтуємо, тобто вважаємо процеси

ізотермічними; витоки мастила із ГС прямо пропорційні тиску в трубопроводах; змінення об'єму мастила в трубопроводі прямо пропорційні об'єму трубопроводу подачі і зворотно пропорційні модулю об'ємної пружності матеріалу трубопроводу.

Структурна схема об'єкта керування електроприводом СПОП наведена на рис.4, де  $x_1$  – частота обертання  $\omega_1$  приводного двигуна;  $x_2$  – момент  $M_2$ , що розвивається ГС;  $x_3$  – частота обертання  $\omega_2$  ГД;  $x_4$  – момент  $M_y$ , що відповідає зусиллю, яке передається канатом;  $x_5$  – лінійна швидкість бурового снаряда, що зведена до обертальної швидкості  $\omega_3$ ;  $J_1, J_2, J_3$  – моменти інерції роторів електродвигуна, ГД, бурового постава;  $K_2$  – коефіцієнт передачі гідросистеми;  $T_2$  – стала часу ГС;  $\delta$  – коефіцієнт витоку в ГС;  $c, b$  – коефіцієнти жорсткості і дисипативних сил КПС;  $M, M_c$  – моменти крутний і опору.

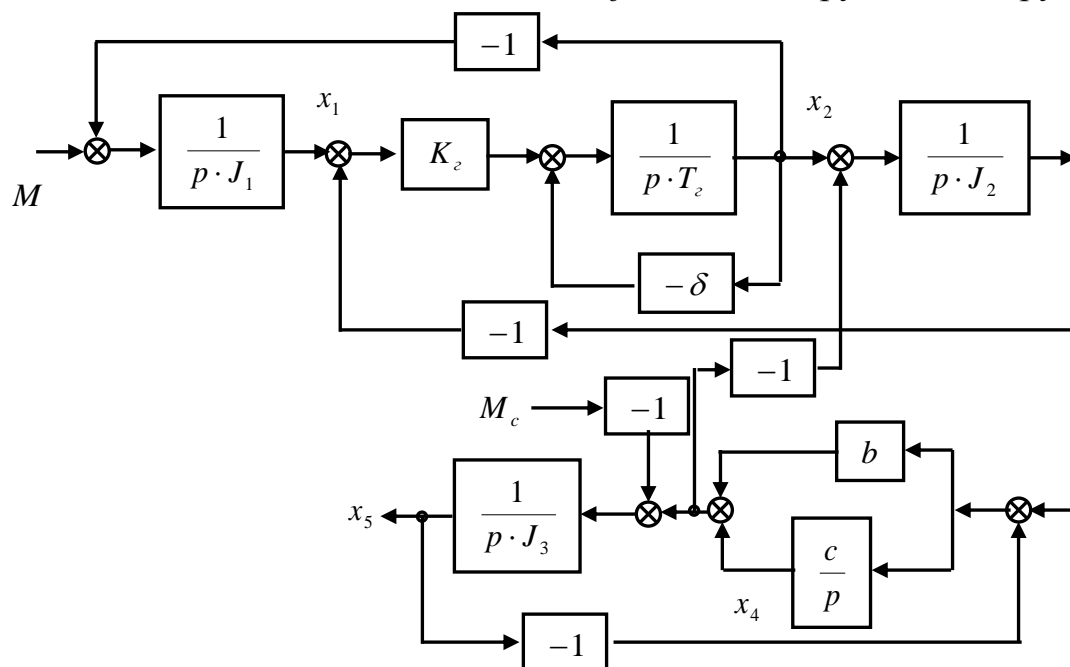


Рис.4. Структурна схема об'єкта керування привода спуско-підйомних операцій і подачі поставу

З аналізу одержаної математичної моделі об'єкта керування електроприводом спуско-підйомних операцій і подачі виходить, що для реалізації розробленого способу керування процесом буріння необхідно контролювати, окрім традиційних координат – струму і частоти обертання двигуна, ще і технологічні координати – тиск у гідросистемі, частоту обертання вала гідродвигуна і лінійну швидкість переміщення поставу, що потребує відповідного вмикання контурів керування.

Наявність пружних зв'язків у трансмісії призводить до появи додаткових ДРФ, нулі і полюси яких переміщуються від низько- до високочастотної області і перетинають частоту зрізу контуру при зменшенні кількості штанг у поставі від чотирьох до нуля.

У п'ятому розділі проведені дослідження, що спрямовані на подальший розвиток наукових засад побудови системи керування електроприводом спуско-підйомних операцій і подачі поставу.

Відповідно до розробленого способу керування процесом буріння запропоновано і досліджено систему керування ЕГМ приводом з розподіленою корекцією за контурами динамічних параметрів. Система, крім ЕМ параметрів приводного двигуна, контролює визначені у розд.4 технологічні параметри, що дозволяє ефективно оптимізувати динамічні навантаження у всій трансмісії, автоматизувати процеси спуско-підйомних операцій і подачі долота на вибій, реалізувати запропонований спосіб керування процесом буріння.

На початку пересування поставу з кількістю приєднаних штанг більш ніж три в контур струму попадає, крім традиційної аперіодичної ланки, також ДРФ шостого порядку. При настроюванні контуру на технічний оптимум класична передавальна функція регулятора струму мусить мати зворотну передавальну функцію контурного об'єкта керування, що є досить складним регулятором у реалізації, оскільки потрібно знаходити похідні високого порядку (до шостого включно) від сигналу неузгодженості. Крім того, регулятор повинен володіти властивостями адаптації або робастості через зміну жорсткості КПС і ваги поставу. В міру вибору каната, а також зменшення кількості штанг у поставі характеристичні частоти коливань зміщаються вбік більших значень на комплексній площині, перетинаючи частоту зрізу контуру.

Традиційний ПІ-регулятор струму при класичному настроюванні не подавляє жоден із полюсів об'єкта керування контуру, а наявність елемента форсування в об'єкті керування через істотний вплив оборотної електрорушійної сили призводить до втрати астатизму контуру струму.

В об'єкт керування контуру частоти обертання, крім замкненого контуру регулювання струму статора асинхронного двигуна, механічної ланки електропривода, потрапляє додаткова передавальна ланка, що враховує пружні властивості трансмісії. Для електропривода спуско-підйомних операцій і подачі верстата середнього типу СБШС-250Н характеристичні частоти коливань додаткової динамічної ланки при переміщенні трьох і менше штанг лежать в області, яка вище за частоту зрізу контуру частоти обертання, тому на динамічні процеси контуру вони не впливають. При переміщенні чотирьох штанг, що заводом-виробником гарантується як штатний режим роботи БВ, характеристичні частоти коливань попадають у смугу пропускання і істотно змінюють динаміку роботи замкненого контуру частоти обертання – при чотирьох і більше штангах необхідно коригувати не тільки вплив динамічних процесів у контурі струму шляхом уведення першого додаткового регулятора, але і частоти обертання шляхом уведення другого додаткового регулятора.

Знайдені характеристичні частоти поліномів чисельника і знаменника додаткових динамічних ланок (табл.4, позначення наведені в табл.3) дозволили виявити закономірність, при якій у суміжних контурах характеристичні частоти

чисельників і знаменників (нулі і полюси) періодично повторюються. Тільки одна характеристична частота в контурі струму визначається параметрами власне асинхронного двигуна і не залежить від зміни параметрів трансмісії. Характеристичні частоти контурів струму, частоти обертання вала електродвигуна і тиску є бічними відносно частоти  $1/T_y$  і генеруються пружними коливаннями КПС з урахуванням впливу ГС, нелінійно змінюються залежно від кількості нагвинчених на буровий снаряд штанг і довжини канатів.

Установлено закономірності між параметрами об'єкта керування, при яких динамічні ланки, обумовлені наявністю піддатливості в трансмісії, не будуть негативно позначатися на динамічних навантаженнях у трансмісії. Так для електропривода СПОП верстата середнього типу характеристичні частоти коливань додаткової динамічної ланки, при переміщенні трьох і менше штанг, лежать поза області смуги пропускання контуру частоти обертання, а тому на динамічні процеси контуру вони не впливають.

На підставі проведених досліджень одержали розвиток наукові засади побудови автоматизованих електроприводів подачі і спусково-підйомних операцій поставу кар'єрних БВ нового покоління, відповідно до яких з метою підтримки оптимальних технологічних параметрів контролюються та обмежуються на припустимому рівні технологічні параметри – лінійна швидкість переміщення бурового снаряда, частота обертання гідродвигуна.

Для реалізації наукової концепції побудови системи керування електроприводами обертання (розд.3) і спуско-підйомних операцій і подачі поставу (розд.5) з розподіленою за контурами корекцією приходимо до необхідності розв'язку задачі: отримати нормовані перехідні процеси у контурах керування за наявності в об'єкті керування не тільки передавальних функцій другого порядку, а і дробово-раціональних функцій включно до шостого порядку з нулями і полюсами, які можуть переміщатися через частоту зрізу контуру. Розв'язок знайдений в області систем керування з нечіткими законами, які дозволяють підтримувати якісні перехідні процеси при зміні кількісних характеристик об'єкта керування у широких межах.

**У шостому розділі** розвинуто метод активної послідовної корекції з використанням нечіткого керування в системах регулювання складних ЕМ та ЕГМ установок, до яких відносяться приводні системи обертання, спуско-підйомних операцій і подачі бурового поставу.

Узагальнена структурна схема об'єкта керування складної ЕМ та ЕГМ установки зображена на рис.5, де  $W_{окн}(p)$  – передавальна функція компенсованої частини об'єкта керування;  $\sum a_{mn} \cdot p^m / \sum b_{mn} \cdot p^m$  – додаткова передавальна функція, яка обумовлена пружними властивостями трансмісії і представлена у вигляді дробово-раціональних функцій.

Для компенсації дій додаткових ДРФ необхідно до кожного основного класичного регулятора підключити послідовно додатковий регулятор з уза-

Рівняння для розрахунку характеристичних частот ДРФ приводу СПОП і подачі

Контур	Характеристичні частоти чисельника (нулі ДРФ)	Характеристичні частоти знаменника (полюси ДРФ)
Струму	$\omega_{51} = \frac{1}{\sqrt{T_I \cdot T_{EM1}}};$ $\omega_{11,31} = \frac{1}{T_y} \cdot \sqrt{\frac{1 + T_y^2 \cdot \gamma_{12} / T_z / T_{M2}}{2} \cdot \left( \pm \sqrt{1 - \frac{4 \cdot T_z \cdot T_{M2} \cdot T_y^2}{\gamma_{23} \cdot (T_z \cdot T_{M2} + T_y^2)^2}} - 1 \right)}$	$\omega_{21} = \frac{1}{T_y} \cdot \sqrt{1 + T_y^2 \cdot \gamma_{12} / T_z / T_{M2} + T_y^2 / T_I / T_{EM1}};$ $\omega'_{41,61} = \frac{1}{T_y} \cdot \frac{1}{\sqrt{T_I \cdot T_{EM1}}} \cdot \frac{1}{\sqrt{T_{M2} \cdot T_z \cdot \gamma_{23}}}$ $\cdot \left( \frac{1 - (1/T_y^2 + \gamma_{12}/T_z/T_{M2} + 1/T_I/T_{EM1}) \cdot (T_I \cdot T_{EM1} \cdot \Gamma + T_{M2} \cdot T_z \cdot \gamma_{23} + \gamma_{23} \cdot T_y^2)}{2 \cdot (1/T_y^2 + \gamma_{12}/T_{M2}/T_z + 1/T_I/T_{EM1})^2} \right)$ $\cdot \left( \pm 1 - \frac{\sqrt{4 \cdot T_I \cdot T_{EM1} \cdot T_{M2} \cdot T_z \cdot \gamma_{23} \cdot \left( 1 + T_y^2 \cdot \gamma_{12} / T_{M2} \cdot T_z + T_y^2 / T_I / T_{EM1} \right)^3}}{\left( T_y^2 - (1 + T_y^2 \cdot \gamma_{12} / T_{M2} \cdot T_z + T_y^2 / T_I / T_{EM1}) \cdot (T_I \cdot T_{EM1} \cdot \Gamma + T_z \cdot T_{M2} \cdot \gamma_{23} + T_y^2 \cdot \gamma_{23}) \right)^2} + 1 \right)$
Частоти обертання електродвигуна	$\omega_{12,32} = \frac{1}{T_y} \cdot \sqrt{\frac{1 + T_y^2 / T_z / T_{M2}}{2} \cdot \left( \pm \sqrt{1 - \frac{4 \cdot T_z \cdot T_{M2} \cdot T_y^2}{\gamma_{23} \cdot (T_z \cdot T_{M2} + T_y^2)^2}} - 1 \right)}$	$\omega_{22,42} = \frac{1}{T_y} \cdot \sqrt{\frac{1 + T_y^2 \cdot \gamma_{12} / T_{M2} / T_z}{2} \cdot \left( \pm \sqrt{1 - \frac{4 \cdot \Gamma \cdot T_y^2 \cdot T_z \cdot T_{M2}}{(T_z \cdot T_{M2} + T_y^2 \cdot \gamma_{12})^2 \cdot \gamma_{23}}} - 1 \right)}$
Тиску	$\omega_{13} = \frac{1}{T_y}$	$\omega_{23,43} = \frac{1}{T_y} \cdot \sqrt{\frac{1 + T_y^2 / T_z / T_{M2}}{2} \cdot \left( \pm \sqrt{1 - \frac{4 \cdot T_z \cdot T_{M2} \cdot T_y^2}{\gamma_{23} \cdot (T_z \cdot T_{M2} + T_y^2)^2}} - 1 \right)}$
Швидкості ГД	$\omega_{14} = 1/T_y / \sqrt{\gamma_{23}}$	$\omega_{24} = 1/T_y$
Швидкості поставу	—	$\omega_{25} = 1/T_y / \sqrt{\gamma_{23}}$

гальненою передавальною функцією, яка має вигляд  $W'_n(p) = \sum b_{mn} \cdot p^m / \sum a_{mn} \cdot p^m$  або паралельно з передавальною функцією  $W_n(p) = 1 / (p \cdot T_{OT} \cdot W_{okn}(p)) \cdot \sum (b_{mn} - a_{mn}) \cdot p^m / (\sum a_{nm} \cdot p^m)$ , що є розподіленими за контурами регуляторами.

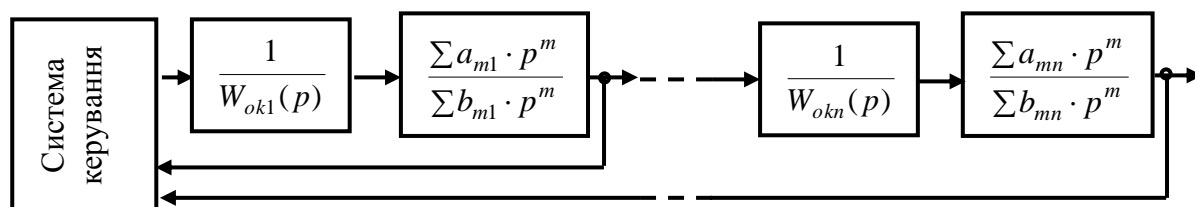


Рис.5. Узагальнена структурна схема об'єкта керування

За такої компенсації одержуємо додатково розподілені за контурами регулятори з поліномами чисельника і знаменника, що дорівнюють шостій степені – у контурі струму приводу спуско-підйомних операцій і подачі поставу, та четвертій степені – у контурах частоти обертання двигуна приводу СПОП і струму приводу обертання поставу, що створює перешкоди при реалізації їх в класичному вигляді.

Якщо звести вихідні сигнали всіх додаткових регуляторів до виходу внутрішнього регулятора, то замість декількох увімкнених паралельно кожному контурному регулятору приходимо до одного зосередженого, що охоплює паралельно класичні регулятори. У цьому випадку одержуємо один, що зосереджено у внутрішньому контурі регулятор, а його алгоритм роботи стає більш складним, ніж алгоритми роботи кожного із розподілених регуляторів.

Задачу компенсації пружних коливань у контурах регулювання розв'язуємо шляхом застосування принципів нечіткого керування складними об'єктами. Замість класичних коригувальних регуляторів у кожний контур вводимо нечіткі контурні регулятори (рис.6) або приводимо дію всіх додаткових регуляторів до виходу внутрішнього класичного регулятора (рис.7).

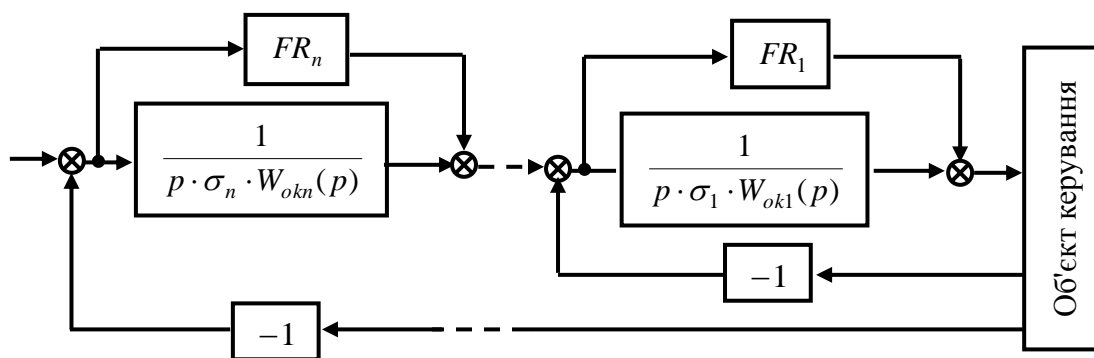


Рис.6. Система керування з додатковими паралельними нечіткими коригувальними регуляторами, що розподілені за контурами



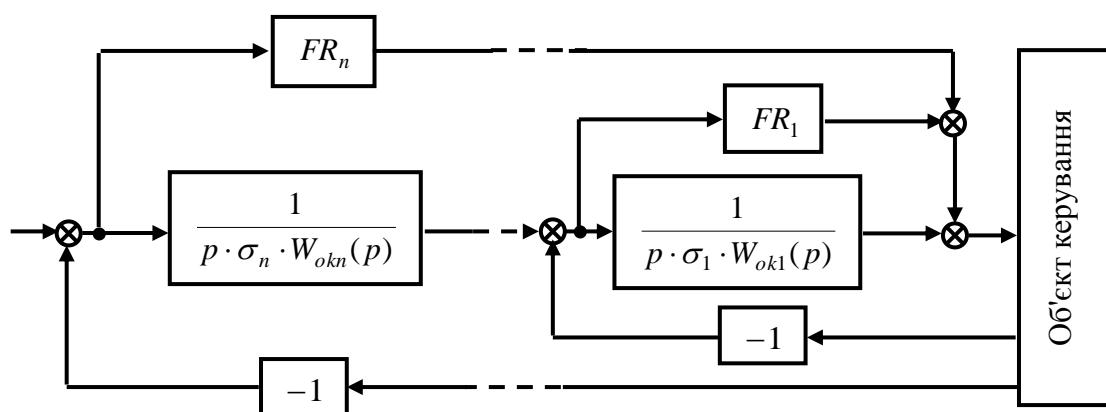


Рис.7. Система керування з додатковими паралельними нечіткими коригувальними регуляторами, що зосереджені у внутрішньому контурі

У додатковому нечіткому коригувальному регуляторі відсутні апріорні припущення щодо кількості і взаємного розташування функцій приналежності, тому синтез нечіткого регулятора здійснюємо у два етапи. На першому етапі знаходимо кількість функцій приналежності на основі кластерного аналізу вектора вхідного сигналу нечіткого регулятора, а на другому – налаштуємо на штучній нейронній мережі динаміку його роботи.

Для кількісного зіставлення якості перехідних процесів (рис.8) уведені інтегральні оцінки  $I_{Ш}, I_C$ , що враховують швидкість згасання і величину відхилення координати в сукупності. Прораховувалися відхилення не тільки від заданого рівня  $x$ , але і від відхилення струму двигуна і від відхилення частоти обертання до другої і третьої похідної відповідно.

Ці оцінки  $I_{Ш}, I_C$  характеризують наближення перехідних процесів до екстремалей, обумовлених розв'язанням диференціальних рівнянь характеристичних поліномів оптимізованих контурів частоти обертання і струму двигуна. Як виходить з аналізу значень інтегральних оцінок  $I_{Ш}, I_C$  показників перехідного процесу (рис.8), найбільше відхилення від оптимально налагодженої системи керування спостерігається при застосуванні ПІ-нечіткого регулятора, а найменше – ПД-нечіткого регулятора. Проміжні показники якості керування має ПІД-регулятор. Тому в алгоритмах роботи нечіткого регулятора струму і швидкості достатньо обмежитися двома складовими – пропорційною і диференціальною.

Використання класичних систем з розподіленою за контурами корекцією дозволяє ефективно обмежувати поточні і граничні значення координат, які контролюються, а використання нечітких законів – ефективно компенсувати дії пружних властивостей трансмісії у контурах регулювання. Таким чином отримуємо адаптацію систем керування електроприводів обертання, спуско-підйомних операцій і подачі до режимів роботи БВ і параметрів об'єкта керування, що дозволяє застосовувати запропонований енерго- і ресурсозберігаючий спосіб керування в процесі проходки підривних свердловини.

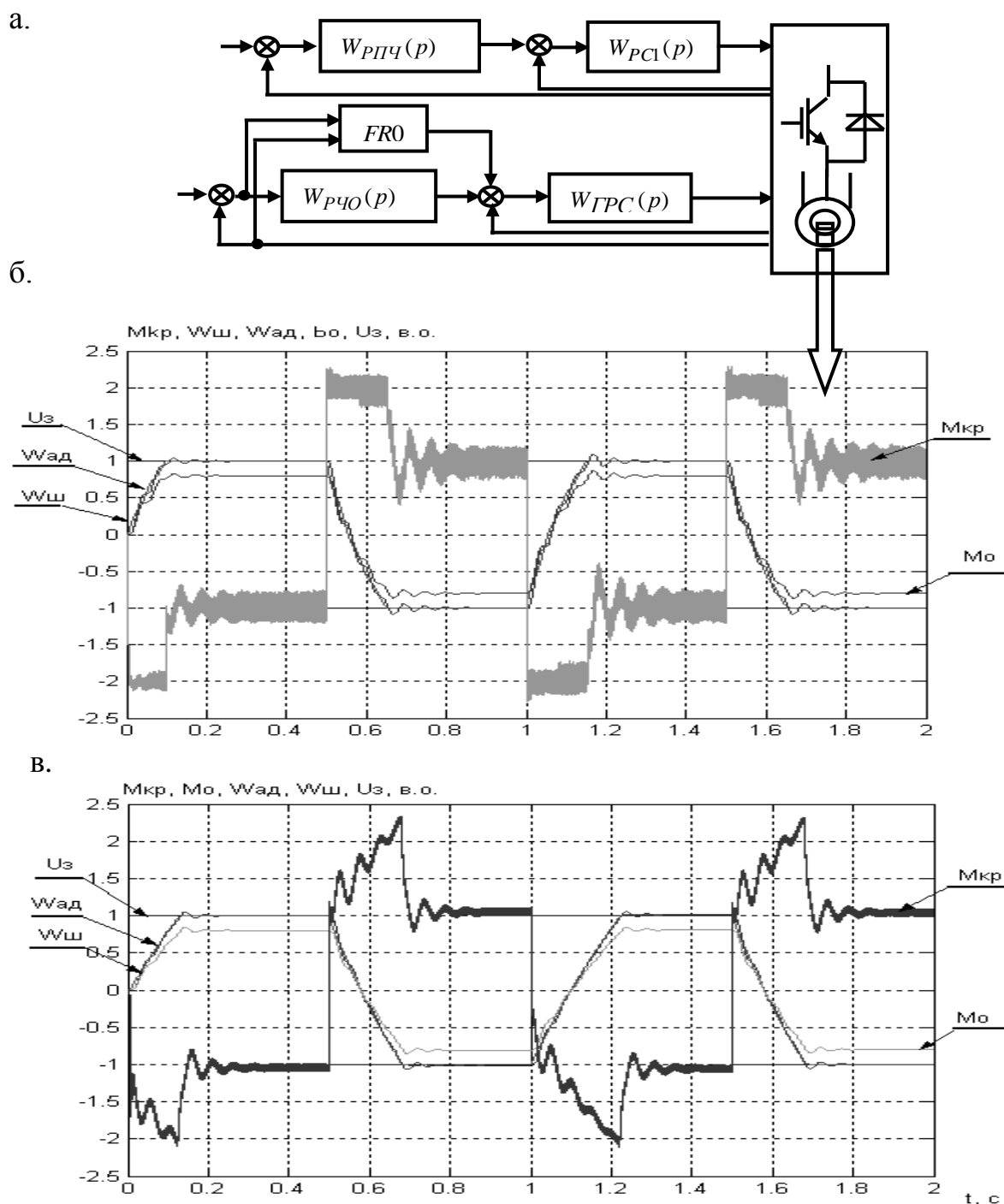


Рис.8. Векторна система керування приводом обертання з гістерезисним регулятором струму, ПІ-регуляторами частоти обертання  $W_{PC0}(p)$ , потокозчеплення  $W_{PIЧ}(p)$ , струму  $W_{PC1}(p)$ , ПД-фаззи-коригуванням  $FR0$ (а); перехідні процеси в системі (а) без фаззи-коригування (б) і фаззи-коригуванням (в), де  $M_{кр}$  – крутний момент приводу, що розгорнутий за фазою на кут у  $\pi$  рад,  $M_o$  – реактивний момент опору на шарошковому долоті,  $W_{ад}$  – частота обертання вала АД,  $W_{ш}$  – частота обертання шарошкового долота,  $U_z$  – сигнал завдання на зовнішній контур частоти обертання (усі змінні зведені відповідно до їх номінальних значень і виражені у відносних одиницях)

Такий підхід до подавлення дії додаткових ДРФ високого порядку в контурах регулювання дозволяє реалізувати запропоновану концепцію побудови об'єктно-орієнтовних автоматизованих електроприводів обертання, СПОП поставу кар'єрних БВ нового покоління, у відповідності до якої з метою покращення якості регулювання власні крутильні коливання поставу та пружні коливання у гідро- і канатно-поліспастовій системах подавляються шляхом введення у закони управління контурних класичних регуляторів додаткових нечітких законів управління.

### **ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕЗУЛЬТАТИ**

У дисертації, яка є завершеною науковою роботою, виконано теоретичне узагальнення і нове розв'язання науково-прикладної проблеми щодо встановлення закономірностей впливу електромеханічних і електрогідромеханічних параметрів бурових верстатів на режими роботи електроприводів обертання, спуско-підйомних операцій і подачі поставу. Це дозволило одержати подальший розвиток теорії швидкодійних автоматизованих електроприводів кар'єрних бурових верстатів, які мають динамічну сумісність частотних характеристик приводних систем із характеристиками багатомасових механізмів з розподіленими і зосередженими параметрами зі змінними приєднаними масами, що забезпечують зосередження потоку механічної потужності в зоні вибою та енерго- і ресурсозбереження при бурінні підривних свердловин.

У результаті досліджень отримані наступні наукові результати:

1. Аналіз динамічних властивостей автоматизованих приводних систем і частотних характеристик трансмісій механізмів обертання, спуско-підйомних операцій і подачі поставу кар'єрних бурових верстатів дозволив висунути ідею побудови системи автоматичного керування, яка зосереджує потік механічної потужності в зоні вибою шляхом подавлення вимушених поперечних та власних обертових коливань поставу, що мінімізує динамічні навантаження на вузли бурових верстатів і забезпечує енерго- і ресурсозбереження при проходці підривних свердловин.

2. Проведений аналіз способів автоматичного керування процесом обертового буріння підривних свердловин на сучасному рівні досягнень технологій виявив, що раціонально здійснювати буріння на основі енергетичного критерію, згідно з яким найбільшу стійкість має долото при рівномірному енергетичному навантаженні, тобто при підтримці лінійного зростання механічної енергії руйнування породи або при утриманні на постійному рівні механічної потужності, що виділяється у зоні контакту долота – вибій. При цьому залежно від міцності гірської породи необхідно формувати механічну характеристику на долоті зі змінною або постійною жорсткістю.

3. Встановлено, що найбільш істотне значення на розвиток теорії автоматизованих приводів обертання поставу мають такі виявлені закономірності буріння підривних свердловин:

- у режимах буріння повністю зібраним поставом довжиною 33 м у верстатах СБШС-250Н генеруються поперечні власні низькочастотні коливання з циклічною частотою 1,05 Гц (для верстата СБШ-250МН-32 – 2,48 Гц при довжині поставу 24 м), які безпосередньо не впливають на динаміку роботи приводної системи, але призводять до появи додаткових навантажень на вузли бурових верстатів, подавлення яких можливо тільки шляхом зменшення частоти обертання поставу, що веде до зниження продуктивності гірничих робіт;

- при бурінні поставом з трьома і більше штангами кутові частоти власних крутильних коливань у верстатах СБШС-250Н становлять менше 186 1/с і попадають у смугу пропускання транзисторної приводної системи змінного струму з частотою зрізу зовнішнього контуру керування 200 1/с, що суттєво погіршує показники якості керування електромеханічної системи. Такі коливання доцільно компенсувати засобами керування приводної системи;

- низькочастотні крутильні коливання поставу сприяють появі додаткових дробово-раціональних функцій високого порядку як у контурі частоти обертання, так і в контурі струму електропривода обертання, що при використанні класичних ПД-регуляторів призводить до необхідності зниження швидкодії всієї системи керування;

- нулі і полюси додаткових передавальних функцій у контурах керування, що обумовлені пружними коливаннями у буровому поставі, в суміжних контурах керування повторюються і при зміні приєднаних мас у поставі зміщаються відносно частоти зрізу контуру.

4. На основі встановлених закономірностей при бурінні підривних свердловин одержали подальший розвиток наукові засади побудови автоматизованих електроприводів обертання поставу, згідно з якими запропоновано і досліджено об'єктно-орієнтовні приводні системи обертання поставу бурових верстатів з регулятором потоку потужності в зоні руйнування гірської породи з нелінійною корекцією у каналі зворотного зв'язку. Ці системи реалізують спосіб керування процесом буріння на основі енергетичного критерію, що передбачає формування жорстких механічних характеристик електропривода при бурінні порід з коефіцієнтом міцності до 10–13 балів за шкалою М.М.Протодьяконова і перехід на м'які механічні характеристики при бурінні в більш міцних породах, що забезпечить ресурсозбереження шарошкового долота.

5. Встановлено, що на розвиток теорії автоматизованих електроприводів спуско-підйомних операцій і подачі поставу на вибій найбільш істотне значення мають такі виявлені закономірності:

- для реалізації енерго- і ресурсозберігаючого способу буріння необхідно контролювати, крім частоти обертання вала і струму двигуна, також тиск у гідросистемі, частоту обертання вала гідродвигуна і лінійну швидкість поставу;

- від пружних властивостей гідро- і канатно-поліспастової систем у контурних об'єктах керування виникають коливання, які кількісно визначаються додатковими дробово-раціональними функціями шостого порядку в контурі струму та четвертого – у контурі частоти обертання;

- у додаткових динамічних ланках суміжних контурів з'являються повторювані нулі і полюси, які збуджуються пружними коливаннями у гідро- і канатно-поліспастовій системах. Повторювані нулі і полюси при зміні приєднаних мас у буровому поставі зміщаються відносно частоти зрізу контуру керування.

6. На основі проведеного аналізу закономірностей в системах обертання, спуско-підйомних операцій і подачі поставу на вибій, одержала подальший розвиток наукова концепція побудови автоматизованих електроприводів для бурових верстатів, відповідно до якої з метою енерго- і ресурсозбереження залежно від міцності породи, що буриться, формується на долоті механічна характеристика з постійною або змінною жорсткістю і обмеженням поперечних і крутильних коливань бурового поставу, а також коливань у гідро- і канатно-поліспастовій системах. Ця концепція відрізняється тим, що змушені поперечні коливання поставу обмежуються шляхом впливу на сигнал задання задавача інтенсивності частоти обертання двигуна механізму обертання, а власні крутильні коливання і пружні коливання в гідро- і канатно-поліспастовій системах – уведенням у закони керування класичних контурних регуляторів додаткових нечітких законів керування з одночасним контролюванням і обмеженням на припустимому рівні технологічних параметрів: у приводі обертання – потоку механічної потужності в зоні вибою; у приводі спуско-підйомних операцій і подачі поставу на вибій – лінійної швидкості переміщення бурового снаряда, частоти обертання гідродвигуна і тиску в гідросистемі.

7. У межах розвиненої наукової концепції побудови автоматизованих електроприводів:

- досліджено поведінку характеристичних частот замкнених контурів керування та встановлено, що вони перетинають частоту зрізу і попадають у смугу пропускання із смуги згасання частотно-керованих асинхронних двигунів у верстатах нового покоління СБШС-250Н як у приводі обертання – у контурах струму і частоти обертання, так і в приводі спуско-підйомних операцій і подачі поставу – у контурі струму при максимальній кількості приєднаних штанг у буровому снаряді. Установлено, що в найбільш швидкодіючий внутрішній контур струму попадають найменші низькочастотні коливання, що обумовлені бічними частотами, які генеруються коливаннями поставу, гідро- і канатно-поліспастової системами;

- для ефективного подавлення пружних коливань у контурах керування як у приводі обертання, так і в приводі спуско-підйомних операцій і подачі долота

на вибій поставу встановлена необхідність використання додаткових нечітких регуляторів, розподілених за контурами або зосереджених у внутрішніх контурах. Доведено, що нечіткі регулятори, які зосереджені або розподілені за контурами, повинні застосуватися до контурів, у смуги пропускання яких попали додаткові дробово-раціональні функції, що обумовлені пружними властивостями трансмісії, характеристичні частоти яких менші за частоту зрізу контуру при максимальній кількості приєднаних штанг у поставі;

- розроблено метод розрахунку навчальної множини для нейрон-нечітких регуляторів, який відрізняється тим, що для знаходження навчальної множини використовуються передавальні функції у вигляді дробово-раціональні функції високого порядку, які обумовлені властивостями об'єкта керування.

8. Впровадження енерго- і ресурсозберігаючих технологій у процесах обертання, спуско-підйомних операцій і подачі поставу на вибій при бурінні підричних свердловин шляхом оснащення шарошkových бурових верстатів автоматизованими електроприводами змінного струму дозволяє збільшити продуктивність буропідричних робіт на кар'єрах України та отримати значний економічний ефект.

9. Економічний ефект від упровадження одного верстата нового покоління СБШС-250Н тільки за капітальними витратами згідно даних НГУ та ЗАТ НКМЗ становить 131 тис. грн за рік, з урахуванням нормативного коефіцієнта ефективності та експлуатаційних витрат за даними ВАТ ЦГЗК для Глеюватського кар'єру – більш ніж 94 тис. грн за рік. За даними ТОВ "ОРКІС" економічний ефект від модернізації приводу обертання на одному верстаті шарошкового буріння для Першотравненського кар'єру становить 72,2 тис. грн, а на Анновському кар'єрі – 80,8 тис. грн за рік. Відповідно до програми розвитку гірничорудних підприємств Дніпропетровської області потреба в бурових верстатах нового покоління складає не менше 90 одиниць для ГЗК Криворіжжя.

### **Основні положення дисертації опубліковані в наступних роботах:**

1. Хилов В.С. Математическая модель гидропривода подачи станка шарошечного бурения. / В.С. Хилов. // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-технічн. зб. – 2003. – Вип.70. – С. 100–105.

2. Хилов В.С. Синтез позиционной системы управления гидравлическим приводом подачи станка шарошечного бурения. / В.С. Хилов. // Сб. науч. трудов НГУ. – 2003 – №17, т.2. – С. 122–127.

3. Півняк Г.Г. Принципи побудови системи керування електроприводом обертання ставу верстата шарошечного буріння. / Г.Г. Півняк, О.С. Бешта, В.С. Хілов. // Вісник НТУ "ХПІ". – 2003. – №10, т.1. – С. 141–143.

4. Хилов В.С. Синтез системы управления мощностью привода вращения станка шарошечного бурения. / В.С. Хилов, А.С. Бешта. // Вісник КДПУ. – 2003. – Вип.2(19), т.2. – С. 52–55.

5. Хілов В.С. Удосконалювання приводних систем бурових верстатів для кар'єрів Кривбасу / В.С. Хілов. // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.–технічн. зб. – 2003. – Вип.71. – С. 121-127.
6. Хілов В.С. Динамическая коррекция регулятора мощности привода вращателя станка шарошечного бурения. / В.С. Хілов. // Наук. вісник НГУ. – 2003. – №11. – С. 81–83.
7. Хілов В.С. Состояние и пути совершенствования приводных систем буровых станков для карьеров Украины. / В.С. Хілов. // Наук. вісник НГУ. – 2004. – №3. – С. 74–79.
8. Хілов В.С. Оценка собственных частот буровой штанги при нестационарных режимах. / В.С. Хілов В.С., В.В. Плахотник. // Сб. науч. трудов. НГУ. – 2004. – №19, Т.4. – С. 145–150.
9. Бешта А.С. Принципы построения системы управления электроприводом спуско-подъемных операций. / А.С. Бешта, В.С. Хілов. // Вісник КДПУ. – 2004. – Вип.6(209). – С. 24–29.
10. Півняк Г.Г. Адаптивний нечіткий регулятор потужності для керування процесом буріння. / Г.Г. Півняк, О.С. Бешта, В.С. Хілов. // Техн. електродинаміка. – 2004. – №6. – С. 47–52.
11. Хілов В.С. Математическая модель объекта управления привода подачи бурового станка. / В.С. Хілов. // Сб. науч. трудов НГУ. – 2004 – №19, т.2. – С. 33–39.
12. Хілов В.С. Идентификация момента сопротивления, частоты вращения и мощности на шарошечном долоте при вращательном бурении. / В.С. Хілов. // Вісник КДПУ. – 2004. – Вип.5(28). – С. 16–20.
13. Хілов В.С. Використання принципів модального керування з естиматором для регулювання приводом обертання бурового верстата. / В.С. Хілов. // Наук. вісник НГУ. – 2004. – №1. – С. 84–88.
14. Бешта А.С. Определение момента сопротивления приводной системы на основе идентификации параметров. / А.С. Бешта, В.С. Хілов. // Вісник НТУ "ХП". – 2004. – №43. – С. 48–53.
15. Хілов В.С. Система идентификации момента сопротивления приводной системы. / В.С. Хілов. // Вісник НТУ КП: серія "Гірництво". – 2004. – №11. – С. 65–71.
16. Хілов В.С. Система векторного управления мощностью разрушения породы шарошечным долотом. / В.С. Хілов. // Вестник КТУ: серія "Разработка рудных месторождений." – 2004. – №85. – С. 117–120.
17. Хілов В.С. Способ управления приводом вращения станка шарошечного бурения. / В.С. Хілов. // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.–технічн. зб. – 2004. – Вип.72. – С. 116–119.
18. Пивняк Г.Г. Управление приводом вращения става шарошечного бурения на основе асимптотического идентификатора состояния. / Г.Г. Пивняк, А.С. Бешта, В.С. Хілов. // Электротехника. – 2004. – №6. – С. 23–26.

19. Хиллов В.С. Опыт применения частотно-управляемых приводов в буровых станках карьеров Украины. / В.С. Хиллов, А.С. Бешта, В.Т. Заика. // Горн. информ.–аналит. бюллетень. – 2004. – №10. – С. 285-289.

20. Хиллов В.С. Астатическая система идентификации момента сопротивления на рабочем органе приводной системы переменного тока. / В.С. Хиллов. // Вестник КТУ: серия “Разработка рудных месторождений.” – 2005. – № 88. – С. 113–117.

21. Бешта О.С. Приводна система для контролювання потужності на шарошковому долоті. / О.С. Бешта, В.С. Хілов. //Вістник КДПУ.– 2005. – Вип.4(33). – С. 85–88.

22. Приводна система спуско-підйомних операцій бурового верстата. / Г.Г.Півняк, О.С.Бешта, В.С.Хілов, В.С.Федорейко. // Вісник НТУ “ХПІ”. – 2005. – № 45. – С. 223–225.

23. Хиллов В.С. Влияние упругих свойств трансмиссии и обратной электродвижущей силы на динамику контура тока. / В.С. Хиллов. // Сб. науч. тр. НГУ. – 2005. – № 22.– С. 155–163.

24. Хиллов В.С. Собственные частоты колебаний разомкнутого контура тока привода спуско-подъемных операций бурового станка. / В.С. Хиллов. // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.–технічн. зб. – 2005.– Вип.74 – С. 147–150.

25. Хиллов В.С. Объект управления контура частоты вращения привода спуско-подъемных операций бурового става шарошечного станка. / В.С. Хиллов. // Наук. праці ДонНТУ: серія: “Гірничо-електромеханічна”. – 2005. – Вип. 101. – С. 131–147.

26. Хиллов В.С. Определение собственных частот колебаний разомкнутого контура давления привода спуско-подъемных операций бурового станка. / В.С. Хиллов, Л.И. Заславская. // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.–технічн. зб. – 2005.– Вип. 75. – С. 179–183.

27. Pivnyak G. AC drive system for actuator’s power control. / G. Pivnyak, A. Beshta, V. Khilov. // Proceeding of the XIII International Symposium on Theoretical Electrical Engineering ISTET’05. – Lviv. – 2005.– P. 368–370.

28. Пивняк Г.Г. Идентификация момента сопротивления приводной системы. / Г.Г. Пивняк, А.С. Бешта, В.С. Хиллов. // Тр. Междунар. XIII науч.-техн. конф. “Электроприводы переменного тока”.– Екатеринбург. – 2005.– С. 345–348.

29. Півняк Г.Г. Адаптивний нечіткий регулятор струму приво­ду спуско-підйомних операцій бурового верстата. / Г.Г. Півняк, О.С. Бешта, В.С. Хілов. // Техн. електродинаміка: тем. вип. “Проблеми сучасної електротехніки”. – 2006. – Ч.2. – С. 101-106.

30. Khilov V.S. Application of computer-aided drives in new generation boring rigs for open pit’s in Ukraine. / V.S. Khilov. / Науковий вісник НГУ. – 2006. – №5.– С. 72–76.



31. Хилов В.С. Изменение динамики привода вращателя бурового станка при применении приводной системы переменного тока. / В.С. Хилов. // Вестник КТУ: серия "Разработка рудных месторождений." – 2006.– №1(90).– С. 180-184.
32. Бешта О.С. Застосування ресурсо- та енергозберігаючих приводних систем змінного струму в бурових верстатах нового покоління. / О.С. Бешта, В.С. Хілов. // Наука та інновації. – 2006.– Т.2. №3. – С.38–43.
33. Півняк Г.Г. Корекція динамічних властивостей контуру струму приводу спуско-підйомних операцій бурового верстата. / Г.Г. Півняк, О.С. Бешта, В.С. Хілов. // Доповіді Національної академії наук України. – 2006. – №8. – С. 109-114.
34. Хилов В.С. Принципы построения приводных систем буровых станков. / В.С. Хилов. // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.–технічн. зб. – 2006. – Вип. 77– С. 154–158.
35. Хилов В.С. Анализ форсирующего действия регулятора тока привода спуско-подъемных операций бурового станка. / В.С. Хилов. // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.–технічн. зб. – 2006. – Вип. 76. – С. 104–108.
36. Хилов В.С. Влияние динамических свойств бурового станка на контур тока приводной системы. / В.С. Хилов. // Сб. наук. праць НГУ. – 2006. – №26, т.1. – С. 136–143.
37. Півняк Г.Г. Корекція динамічних властивостей приводу обертання бурового верстата. / Г.Г. Півняк, О.С. Бешта, В.С. Хілов. // Електромашинобудування та електрообладнання: тем. вип. "Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія і практика". – 2006. – №66. – С. 380–381.
38. Хилов В.С. Метод последовательной коррекции с использованием нечеткого управления для электроприводов с упругими связями. / В.С. Хилов. // Наук. вісник НГУ.– 2007. – № 3.– С. 71–77.
39. Півняк Г.Г. Развитие метода активной последовательной коррекции с использованием нечеткого управления в системах регулирования электроприводами сложных электромеханических установок. / Г.Г. Півняк, О.С. Бешта, В.С. Хілов. // Доповіді Національної академії наук України. – 2007. – №3.– С. 94–99.
40. Хилов В.С. Использование принципов нечеткого управления для коррекции динамики привода вращателя бурового станка. / В.С. Хилов. // Вестник КТУ: серия "Разработка рудных месторождений." – 2007. – №.17. – С. 123–129.
41. Хилов В.С. Анализ собственных частот колебаний разомкнутого контура частоты вращения гидродвигателя привода спуско-подъемных операций бурового станка. / В.С. Хилов. // Гірн. електромеханіка та автоматика: наук.-техн. зб. – 2007.–Вип.78. – С. 98-101.
42. Півняк Г.Г. Оцінка динамічних властивостей приводу обертання бурового верстата. / Г.Г. Півняк, О.С. Бешта, В.С. Хілов. // Зб. наук. праць

Дніпродзержинського держ. техн. ун-ту: тем. вип. “Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія і практика” – 2007. – С. 265-266.

43. Корекція динаміки регулювання електроприводів з пружними трансмісіями на підставі нечіткого регулювання. / Г.Г. Півняк, О.С. Бешта, В.С. Хілов, О.Я. Сухарев. // Техн. Електродинаміка: тем. вип. “Проблеми сучасної електротехніки.” – 2008. – Ч.7. – С. 48-51.

44. Хілов В.С. Информационно-измерительная система параметров вибраций бурового става. / В.С. Хілов. // Вестник компьютерных и информационных технологий. –2008. – № 12. – С. 21–25.

45. Хілов В.С. Покращення динамічних режимів роботи бурових верстатів засобами автоматизованих електроприводів. / В.С.Хілов. //Екоінформ: тем. вип. "Проблеми автоматизованого електропривода. Теорія і практика"– С.207–208.

46. Півняк Г.Г. Развитие метода последовательной коррекции с использованием нечеткого керування для електропривода обертання бурового верстата / Г.Г. Півняк, О.С. Бешта, В.С. Хілов. // Техн. електродинаміка.– 2009.–№3.– С. 59-64.

47. Хілов В.С. Визначення якісних показників роботи приводних систем бурового верстату./ В.С. Хілов. // Вісник НТУ "ХПІ". – 2010. – С. 344–345.

48. Пат. 61548, Україна, МПК E21B45/00. Спосіб керування процесом буріння / Хілов В.С.; заявник і патентовласник Національний гірничий університет – №2003021777; заявл. 28.02.2003; опубл. 17.11.2003. Бюл. №11.

49. Хілов В.С. Анализ частотных свойств контура тока привода спуско-подъемных операций бурового станка. / В.С. Хілов. // Изв. ОрелГТУ: серия “Информационные системы и технологии.” – 2006. – Т.1(2). – С. 229–234.

50. Хілов В.С. Нечітке керування у приводі обертання бурового верстата вибухових свердловин. / В.С. Хілов. // Матеріали міжнародної конференції “Форум гірників – 2006”. – Д: НГУ. – 2006.– С. 166–174.

51. Pivnyak G. Method of Active successive Correction using Fuzzy Control for Electric Drives of Complex Electromechanical Installations. / G. Pivnyak, A. Beshta, V. Khilov. // Scientific Reports of Mining, Metallurgy and Materials in Ukraine. С 521 Geowissenschaften, Technische Universität Bergakademie Freiberg.– 2008. P. 59–66.

**Особистий внесок здобувача.** У наукових працях, що опубліковані в співавторстві, авторові дисертації належать: принципи побудови системи регулювання [3, 4, 9, 10, 19, 29]; розробка раціональних режимів роботи, застосування ресурсо- і енергозберігаючих алгоритмів керування [18, 21, 22, 27, 32]; ідея роботи, розрахункові схеми, аналіз результатів [8]; встановлення закономірностей у зміні власних частот електромеханічної і електрогідромеханічної систем бурових верстатів [26]; вибір методів ідентифікації [14, 28]; методика знаходження контурних ДРФ і метод розрахунку навчальної множини нечіткого регулятора [19, 33, 37, 39, 42, 43, 46, 51].

## АНОТАЦІЯ

Хілов В.С. Системи керування електромеханічними процесами в кар'єрних бурових верстатах. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.09.03 Електротехнічні комплекси і системи. – Національний гірничий університет, Дніпропетровськ, 2010.

На основі встановлених закономірностей у системах електромеханічній обертання, електрогідродінамічній спуско-підйомних операцій і подачі поставу на вибій одержала подальший розвиток наукова концепція побудови автоматизованих приводів для бурових верстатів, відповідно до якої з метою енерго- і ресурсозбереження залежно від міцності породи, що буриться, формується на долоті механічна характеристика з постійною або змінною жорсткістю та обмеженням поперечних і крутильних коливань поставу, а також коливань у гідро- і канатно-поліспастовій системах. Згідно з розробленою концепцією змушені поперечні коливання поставу обмежуються шляхом впливу на сигнал задання задавача інтенсивності двигуна механізму обертання, а власні крутильні коливання і пружні коливання в гідро- і канатно-поліспастовій системах – уведенням у закони керування контурних класичних регуляторів додаткових нечітких законів керування з одночасним контролюванням і обмеженням на припустимому рівні технологічних параметрів: у приводі обертання – потоку механічної потужності в зоні вибою; у приводі спуско-підйомних операцій і подачі поставу на вибій – лінійної швидкості переміщення бурового снаряда, частоти обертання гідродвигуна і тиску в гідросистемі.

Ключові слова: електромеханічна система, електрогідромеханічна система, постав бурового верстату, власні частоти, класична система керування, коригуючий нечіткий регулятор, зосереджений і розподілений за контурами керування.

## АННОТАЦИЯ

Хилов В.С. Системы управления электромеханическими процессами в карьерных буровых станках. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.09.03 Электротехнические комплексы и системы. – Национальный горный университет, Днепропетровск, 2010.

Диссертация посвящена решению актуальной научно-прикладной проблемы установления закономерностей влияния механических распределенных параметров става, сосредоточенных гидромеханических параметров механизма спуско-подъемных операций и подачи става карьерных буровых станков на режимы работы электроприводов, а также частотной совместимости электромеханических и электрогидромеханических процессов в приводных системах с учетом изменения распределенных и сосредоточенных масс в трансмиссии и дальнейшем развитию теории работы

быстродействующих автоматизированных электроприводов для карьерных буровых станков взрывных скважин.

Проблема решена путем экспериментального исследования динамических режимов работы приводных систем постоянного и переменного токов, создания математических моделей, которые адекватно отражают существенные процессы в периоды бурения и спуско-подъемных операций, что позволило установить характерные особенности объекта управления и развить теорию работы электромеханического привода вращения и электрогидромеханического привода спуско-подъемных операций и подачи става.

Разработан способ управления процессом бурения, при котором формируется механическая характеристика на долоте с переменной жесткостью в зависимости от крепости разбуриваемой породы путем воздействия на электроприводы вращения, спуско-подъемных операций и подачи става на забой.

Оценено влияние вынужденных и собственных частот колебаний става на динамику работы буровых станков с тиристорным приводом постоянного тока (станок СБШ-250МН-32) и внедренных тиристорного и транзисторного приводов переменного тока (станки СБШ-250МН-32 и СБШС-250Н).

Исследованы электромеханическая и электрогидромеханическая трансмиссии как объекты автоматического управления приводами и установлены закономерности изменения характеристических частот колебаний.

В соответствии с разработанной концепцией, вынужденные поперечные колебания става ограничиваются путем воздействия на сигнал задания задатчика интенсивности двигателя механизма вращения; собственные крутильные колебания и упругие колебания в гидро- и канатно-полиспастной системах ограничиваются введением в законы управления контурных классических регуляторов дополнительных нечетких законов управления с одновременным контролем и ограничением на допустимом уровне технологических параметров: в приводе вращения – потока механической мощности в зоне забоя, в приводе спуско-подъемных операций и подачи става на забой – линейной скорости перемещения бурового снаряда, частоты вращения гидродвигателя и давления в гидросистеме.

Эффективное демпфирование упругих колебаний приводами вращения, спуско-подъемных операций и подачи става при условии расширения контурных полос пропускания систем автоматического регулирования и уменьшения собственных частот упругих колебаний става и гидромеханической трансмиссии обеспечивается, в отличие от существующих приводов буровых станков, путем настройки контурных регуляторов с учетом нулей и полюсов дополнительных динамических звеньев в контурных объектах управления, которые подчиняются установленной закономерности – характеристические частоты которых определяются нулями и полюсами

уменьшаются от внешнего к внутреннему контурам, причем они в смежных контурах повторяются.

Усовершенствован метод активной последовательной коррекции с использованием нечетких регуляторов для подавления упругих колебаний, обусловленных попаданием низкочастотных колебаний в полосу пропускания контуров управления, что позволило применить этот метод в системах управления приводов бурового станка. Применение вместе с классическими распределенными по контурам регуляторами дополнительных, распределенных по контурам или сосредоточенных во внутренних контурах регулирования адаптивных регуляторов с нечеткими алгоритмами работы позволяет, в отличие от классических систем управления, повысить быстродействие, сосредоточить поток механической мощности в зоне разрушения горной породы и обеспечить качество регулирования, которое соответствует системам с жесткой трансмиссией.

Установлено, что настройку нечетких регуляторов необходимо производить на основе обучающего множества для входных и выходных сигналов нейронной сети, которая эмулирует работу нечеткого регулятора, причем обучающие множества находятся на основе дробно-рациональных функций, которые обусловлены упругими связями трансмиссии.

Ключевые слова: электромеханическая система, электрогидромеханическая система, буровой станок, собственные частоты, классическая система управления, корректирующий нечеткий регулятор со сосредоточенной и распределенной вычислительной мощностью.

### **ABSTRACT**

Khilov V.S. The control systems of electromechanic processes in the open-mine drilling rigs – The Manuscript.

The Doctoral Thesis for Technics is according to a speciality 05.09.03 Electrotechnical Complexes and Systems. – National Mining University, Dnipropetrovsk, 2010.

On basis of the set regularities in the systems of electromechanical rotation, of electrohydromechanical round-trips and approach of the well tube on a bottomhole there is developed a scientific concept of the automated drives construction in accordance with which is formed the mechanical characteristic with constant or with variable rigidity on a boring bit and limitation of transversal and torsional oscillations of the well tube, as well as of oscillations in a hydro-system and a wire rope polyspast system with the purpose of the increase resource of boring bit depending on the holed rigidity of rock.

In accordance with the developed concept forced transversal oscillations of the well tube are confined by force of influencing on the signal of assignment of an intensity control device of the frequency of the rotation mechanism engine; own torsional oscillations and elastic oscillations in the hydro-system and wire rope

polyspast system are confined by insertion of the additional fuzzy laws of control to the laws of the control of the loop classic regulators with simultaneous controlling and limitation on the permissible level of technological parameters: in the drive of the rotation there is a flux of mechanical power in the bottomhole; in the drive of round-trips and approach of the well tube on the bottomhole there is a linear speed of the approach of the well tube, the frequencies of the hydraulic engine rotation and pressure in the hydro system.

Key words: electromechanical system, electrohydraulic system, boring rig, own frequencies, classical control system, adjusting fuzzy-regulator with concentrated and dispersed computing power.

**Хілов Віктор Сергійович**

**Системи керування  
електромеханічними процесами  
в кар'єрних бурових верстатах**

**(Автореферат)**

Підписано до друку 19.10.2010 р. Формат 60 x 90/16.  
Папір офсет. Ризографія. Ум. друк. арк. 2,0.  
Обл.-вид. арк. 2,0. Тираж 120 прим. Зам. №

Національний гірничий університет  
49027, м. Дніпропетровськ, просп. К. Маркса, 19.