

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
«ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ»

ТКАЧЕНКО АНДРІЙ ОЛЕКСАНДРОВИЧ



УДК 62.83.52

**ЗНИЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ
В АСИНХРОННИХ ЕЛЕКТРОПРИВОДАХ СКРЕБКОВИХ КОНВЕЄРІВ
У РОБОЧИХ ТА АВАРІЙНИХ РЕЖИМАХ**

Спеціальність 05.09.03 – електротехнічні комплекси та системи

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Харків – 2013

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі автоматизованих електромеханічних систем Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут» Міністерства освіти і науки України, м. Харків.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, доцент
Осичев Олександр Васильович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
професор кафедри автоматизованих
електромеханічних систем

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Чорний Олексій Петрович,
Кременчуцький національний університет
імені Михайла Остроградського,
директор Інституту електромеханіки,
енергозбереження і систем управління

кандидат технічних наук
Лімонов Леонід Григорович,
Приватне акціонерне товариство
«Важпроматоматика»,
головний спеціаліст відділу
автоматизованого електропривода
та автоматизованих систем керування

Захист відбудеться «14» 11 2013 р. о 14³⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.050.04 в Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» за адресою: 61002, м. Харків, вул. Фрунзе, 21.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут».

Автореферат розісланий «09» 10 2013 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



Гурин А.Г.

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Одним із центральних елементів комплексу підземного вуглеводобування є забійний скребковий конвеєр. Ці конвеєри виробляються серійно як на Україні, так і в усьому світі з різними системами електроприводів та конфігураціями механічної частини. В процесі експлуатації конвеєрів в них виникає ряд проблем, які можна усунути за рахунок впровадження сучасного регульованого електроприводу. Виконати це можливо за умови ретельного дослідження динамічних властивостей усієї електромеханічної системи з урахуванням взаємопов'язаності електричної та механічної підсистем.

Існуючі системи, розроблені та удосконалені завдяки роботам відомих вчених та спеціалістів (Співаковського А.О., Іванченко Ф.К., на ПАТ «Харківський машинобудівний завод «Світло шахтаря» – Леусенко А.В., на кафедрі АЕМС НТУ «ХП» – Геродеса Г.А. та інших), найчастіше містять нерегульований асинхронний привод (двигун) та гідромуфту, яка обмежує динамічні навантаження при пуску, запобігаючи механічним пошкодженням елементів приводу, а також розриву чи недопустимим по величині напруженням в ланцюзі при стопорінні конвеєра. Однак гідромуфта не дозволяє здійснити пуск конвеєра з заданою інтенсивністю та не забезпечує довготривалої його роботи на зниженій швидкості. Часті пуски, а також стопоріння ланцюга призводять до нагрівання гідромуфти, спрацювання її пристроїв захисту та вихлюпування робочої рідини, наслідком чого являються простої та зниження продуктивності.

Системи з двошвидкісними асинхронними двигунами без гідромуфти забезпечують технологічний режим роботи на зниженій швидкості, але не мають достатніх демпфіруючих властивостей (що дуже шкідливо для скребкових конвеєрів, як механізмів з типово фрикційним навантаженням, якому присвячено багато робіт, виконаних під керівництвом проф. Клепікова В.Б.) та не є достатньо керованими за швидкодією. Крім того, в них зберігаються кидки моменту при переключенні обмоток статора, збільшуються габарити та вартість комутаційного обладнання у вибухозахищеному виконанні. У випадку стопоріння ланцюга в ньому виникають значні динамічні зусилля, для обмеження яких необхідне використання додаткових запобіжних муфт. Ці та інші недоліки вимушують завод «Світло шахтаря» у співробітництві з Міжнародним Консорціумом «Енергозберігання» (під керівництвом проф. Барського В.О.) шукати рішення щодо розробки нових сучасних конфігурацій конвеєрів з вагомою науковою складовою пошуку. Аналогічні завдання вирішують протягом останніх років в університеті Ньюкасла (Австралія) під керівництвом директора університету, члена комітету вугільної промисловості IEEE IAS Broadfoot A.R.

Таким чином, з урахуванням практики попередніх та сучасних досліджень, що проводяться у наукових та виробничих установах, актуальним є завдання детального дослідження динамічних властивостей електропривода скребкового конвеєра для виявлення джерел найбільш інтенсивних динамічних навантажень, а також розробка способів та пристроїв, що забезпечують автоматичне їх зниження у робочих та аварійних режимах.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дисертаційна робота виконана на кафедрі автоматизованих електромеханічних систем НТУ «ХП» в рамках науково-технічних госпдоговірних робіт з «ІТЦ Сіменс Україна» (м. Донецьк): «Розробка методики проектування систем автоматизації електроприводів на базі Simatic S7», «Розробка методики

проектування промислових електроприводів з урахуванням від'ємного в'язкого тертя», «Розробка методики проектування комунікації в автоматизованих системах» (№ ДР 0109U008542), в яких здобувач був виконавцем окремих розділів.

Мета і задачі дослідження. Метою дисертаційної роботи є виявлення джерел найбільш інтенсивних динамічних навантажень в електромеханічній системі скребкового конвеєра та удосконалення систем керування ним на базі частотно-регульованого асинхронного електропривода.

Для досягнення цієї мети в роботі поставлені наступні задачі:

- провести аналіз існуючих конструкцій і систем електроприводів скребкових конвеєрів, а також методів дослідження динаміки електромеханічних систем цих конвеєрів;
- розробити узагальнену математичну та комп'ютерну моделі (систему диференціальних рівнянь та адекватно моделюючу програму) електромеханічної системи скребкового конвеєра з урахуванням основних факторів і явищ, характерних для приводів цих гірничих машин;
- на основі комп'ютерного експерименту провести аналіз впливу факторів, введених в математичну модель конвеєра, на характер виникаючих динамічних навантажень у робочих та аварійних режимах, на підставі чого сформулювати основні вимоги до альтернативного електроприводу, який дозволить забезпечити зниження динамічних навантажень в ланцюзі;
- за рахунок вибору існуючих систем електроприводів запропонувати рішення по зниженню динамічних навантажень в робочому органі скребкового конвеєра при його заклинюванні, провести порівняльний аналіз їх ефективності;
- розробити способи завчасного визначення моменту заклинювання ланцюга, оцінити ефективність їх застосування в різних кінематичних схемах конвеєра з урахуванням характеру діючих динамічних навантажень;
- розробити і дослідити замкнені системи керування на базі частотно-регульованого асинхронного електропривода, що забезпечують автоматичне зниження динамічних навантажень в ланцюзі у робочих та аварійних режимах, виробити рекомендації щодо їх структури і налагодження;
- проаналізувати ефективність використання спектру запропонованих рішень та алгоритмів управління на комп'ютерній моделі скребкового конвеєра СР72.

Об'єкт дослідження – динамічні процеси в електромеханічній системі скребкового конвеєра у робочих та аварійних режимах.

Предмет дослідження – системи керування частотно-регульованого асинхронного електропривода скребкового конвеєра, які забезпечують автоматичне зниження динамічних навантажень в ланцюзі у робочих та аварійних режимах.

Методи дослідження. Розробка математичної моделі електромеханічної системи скребкового конвеєра з різними системами електроприводу здійснювалася на підставі загальновідомих методів теорії електроприводу з формуванням результату у вигляді структурних схем. Розрахунок динамічних процесів в розробленій комп'ютерній моделі виконувався за допомогою сучасних явних та неявних чисельних методів розв'язання систем диференціальних рівнянь (як з постійним кроком – Runge-Kutta, так і з автоматичним вибором кроку – Dormand-Prince, stiff/TR-BDF2 та інших). Методи теорії автоматичного керування (введення компенсуючої динамічної нелінійності в канал зворотного зв'язку) застосовувалися для роз-

робки систем автоматичного зниження динамічних навантажень в ланцюзі скребкового конвеєра у робочих та аварійних режимах. Методи комп'ютерного моделювання (віртуальні моделі з бібліотек Simulink та SimPowerSystems пакету MATLAB) використовувалися при розробці комп'ютерної моделі скребкового конвеєра.

Наукова новизна отриманих результатів:

- показано, що за рахунок встановлення додаткової компенсуючої ланки у зворотній зв'язок за швидкістю асинхронного промислового електропривода з векторним керуванням можна знизити динамічні навантаження, обумовлені впливом приводної зірки в кінематичному ланцюзі;

- встановлена залежність зниження амплітуд динамічних навантажень в ланцюзі скребкового конвеєра від часу затримки пристроїв визначення моменту заклинювання і величини гальмівного моменту асинхронного двигуна при різних способах екстреного гальмування;

- виявлено виникнення ударного розмикання-замикання ланцюга в кінці робочої гілки двоприводного скребкового конвеєра за умови недостатності електромагнітного моменту, що розвивається хвостовим асинхронним двигуном;

- встановлено, що при попаданні скребка в риштак конвеєра з нерегульованим асинхронним приводом без гідромуфти пікові напруження в 1,5-2 рази перевищують напруження, зумовлені падінням масивного пласта породи, що має призвести до пориву ланцюга при заклинюванні практично по всій довжині конвеєра;

- за результатами розрахунку динамічних процесів в досліджуваній електромеханічній системі визначена просторова (за довжиною конвеєра) форма стаціонарних фрикційних автоколивань, які значно підвищують динамічні навантаження в ланцюзі;

- за результатами розрахунку динамічних процесів прямого пуску конвеєра CP72 від асинхронного двигуна без гідромуфти виявлено появу поволі згасаючих стоячих хвиль на частоті третього резонансу механічної системи, які підвищують динамічні навантаження в ланцюзі конвеєра.

Практичне значення отриманих результатів для електротехнічних комплексів вугільної промисловості полягає в розробці систем керування на базі частотно-регульованого асинхронного електропривода скребкового конвеєра, що забезпечують автоматичне зниження динамічних навантажень в ланцюзі у робочих та аварійних режимах.

Наукові положення, результати і висновки дисертаційної роботи дозволяють модернізувати існуючі системи електроприводів скребкових конвеєрів, так, щоб захистити ланцюг від пориву при заклинюванні. Вироблені рекомендації по заміні існуючих електроприводів скребкових конвеєрів з гідромуфтою на частотно-регульовані, обґрунтована їх структура і методика налаштування. Використання розробленої деталізованої комп'ютерної моделі електромеханічної системи конвеєра дозволяє в багато разів скоротити строки проектування конкурентоспроможного обладнання.

Розроблено пристрій для захисту ланцюга скребкового конвеєра від перевантаження при заклинюванні (патент України № 74793).

Основні результати проведених досліджень (в тому разі розроблена комп'ютерна модель електромеханічної системи конвеєра) передані для впровадження Міжнародному Консорціуму «Енергозберігання» (м. Харків). Впровадження розроблених способів та систем до-

зволить внести вклад у підвищення продуктивності, довговічності та надійності шахтного обладнання.

Результати роботи використовуються в навчальному процесі кафедри автоматизованих електромеханічних систем НТУ «ХПІ» при проведенні занять зі спеціалістами та магістрами за дисциплінами «Мікропроцесорний електропривод» та «Сучасні проблеми моделювання електромеханічних систем».

Особистий внесок здобувача. Основні наукові положення і результати, наведені в дисертації, отримані здобувачем самостійно. Серед них: вирішення науково-прикладної задачі зниження динамічних навантажень в асинхронних електроприводах скребкових конвеєрів у робочих та аварійних режимах; розробка деталізованих математичних і комп'ютерних моделей декількох варіантів типової побудови досліджуваної електромеханічної системи; проведення комп'ютерного експерименту, його аналіз, зіставлення величин динамічних навантажень та надання рекомендацій щодо їх зниження; розробка рішень, що дозволяють знизити динамічні навантаження при побудові системи на базі сучасних асинхронних електроприводів з векторним керуванням, у тому числі із додатковою компенсуючою нелінійністю у зворотному зв'язку за швидкістю.

Апробація результатів дисертації. Основні результати дисертаційної роботи доповідалися та обговорювалися на Міжнародних науково-технічних конференціях: «Проблеми автоматизованого електроприводу. Теорія і практика» (сmt. Миколаївка, 2008 р., м. Алушта, 2010 р.); «Електромеханічні системи, методи моделювання та оптимізації» (м. Кременчук, 2008-2009 рр.); на Міжнародній науково-практичній конференції «Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я» (м. Харків, 2008-2013 рр.) та на засіданнях семінарів наукової ради НАН України «Динаміка нелінійних автоматизованих електромеханічних систем» (м. Харків, 2008-2013 рр.).

Публікації. Основні положення та результати дисертаційної роботи опубліковані в 11 наукових працях у фахових наукових виданнях України, з них 1 патент України на корисну модель.

Структура й обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків та додатків. Повний обсяг дисертації складає 210 сторінок, з них: 77 рисунків та 5 таблиць по тексту; 21 рисунок на 20 сторінках; список використаних джерел із 126 найменувань на 14 сторінках; 3 додатки на 7 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність дисертаційної роботи, її зв'язок з науковими програмами, планами, темами, сформульовані мета і задачі дослідження, визначено об'єкт, предмет і методи дослідження, викладена наукова новизна, наведено дані про апробацію та практичне значення отриманих результатів.

У першому розділі проведено аналітичний огляд існуючих систем електроприводів забійних скребкових конвеєрів, систематизовано їх переваги та недоліки щодо забезпечення необхідних режимів роботи конвеєрів. Зв'язок між двигуном і механізмом у них здійснюється за допомогою рідинного, електромагнітного або фрикційного зв'язку, що в підсумку знижує надійність функціонування обладнання та може призвести до його відмови.

Відзначено, що найбільш часто в скребкових конвеєрах застосовують асинхронний двигун з гідромуфтою. Відсутність жорсткого зв'язку між двигуном і виконавчим механізмом, а також мала інерційність веденої частини гідромуфти дозволяє вберегти привод від аварійно небезпечних динамічних навантажень, що виникають при різкій зупинці робочого органу конвеєра при заклинюванні. Однак гідромуфта, як відомо, має цілу низку суттєвих недоліків. Тому виробники скребкових конвеєрів зацікавлені в заміні системи асинхронний двигун-гідромуфта альтернативним обладнанням, наприклад сучасним частотно-регульованим асинхронним електроприводом з векторним керуванням.

Оскільки проведення експерименту в умовах шахти викликає занадто великі труднощі, то для вивчення можливості такої заміни доцільно використати результати математичного та комп'ютерного моделювання за умови достатньо повного математичного опису об'єкта з урахуванням основних факторів і явищ, характерних для приводів цих гірничих машин.

Другий розділ присвячений розробці узагальненої математичної та комп'ютерної моделі електромеханічної системи скребкового конвеєра з урахуванням основних характерних факторів і явищ. Робочий орган конвеєра в моделі представлений багатомасовою системою з зосередженими параметрами та складається з $n=200$ (прийнято рівним кількості скребоків) елементарних ланок, з'єднаних між собою, відповідно до розрахункової схеми, приведеної на рис. 1.

Кожна ланка робочого органу характеризується еквівалентною масою m_i (скребка, ланцюга та вантажу), пружністю k і коефіцієнтом β внутрішнього в'язкого тертя ланцюга. На кожну масу діють сили зовнішнього тертя ковзання вугілля по сталі $F_{\text{тп}i}$ з коефіцієнтом Ψ , який може зменшуватися із зростанням швидкості транспортування V_i (що призводить до виникнення фрикційних автоколиваний), при похилій трасі – проекції сили тяжіння $F_{\text{ск}i}$, а також пружно-в'язкі зусилля F_{y_i} , $F_{\text{вт}i}$ з боку сусідніх ланок, що діють тільки на розтяг (тобто моделюється ланцюг, а не стрижень). Тягове зусилля привода $F_{\text{пр}}$ діє на масу m_0 , яка є сумою мас нульової елементарної ланки й приведеної інерційності привода, і далі передається на наступні ланки, призводячи до поступального руху усього ланцюга.

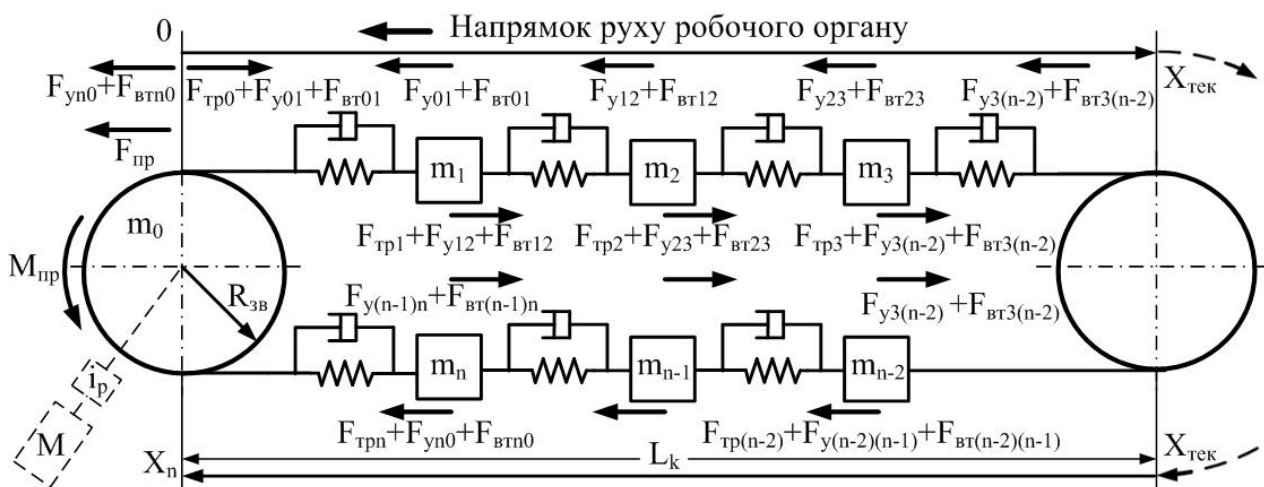


Рис. 1. Розрахункова схема робочого органу конвеєра

Рух робочого органу для внутрішніх мас моделі, наприклад, для мас m_1, m_2 описується системою диференціальних рівнянь:

$$\begin{cases} m_1 \frac{dV_1}{dt} = F_{y12} - F_{y01} + F_{вр12} - F_{вр01} + F_{тр1}; & \frac{dX_1}{dt} = V_1; \\ m_2 \frac{dV_2}{dt} = F_{y23} - F_{y12} + F_{вр23} - F_{вр12} + F_{тр2}; & \frac{dX_2}{dt} = V_2. \end{cases} \quad (1)$$

Рух крайніх ланок робочого органу для мас m_0 та m_n описується системою рівнянь (2) для випадку провису ланцюга біля приводної зірки на боці збігаючої вітки, та системою (3) – у випадку відсутності провису завдяки попередньому натягові ланцюга із зусиллям $F_{пн} = k_{ц} \cdot \Delta X_{ц}$, де $k_{ц}$ – коефіцієнт жорсткості ланцюга, $\Delta X_{ц}$ – деформація ланцюга.

$$\begin{cases} m_0 \frac{dV_0}{dt} = F_{y01} + F_{вр01} + F_{тр0} - F_{пр}; & \frac{dX_0}{dt} = V_0; \\ m_n \frac{dV_n}{dt} = -F_{y(n-1)n} - F_{вр(n-1)n} + F_{трn}; & \frac{dX_n}{dt} = V_n; \end{cases} \quad (2)$$

$$\begin{cases} m_0 \frac{dV_0}{dt} = F_{y01} + F_{вр01} + F_{тр0} - F_{пр} - F_{yn0} - F_{врn0}; & \frac{dX_0}{dt} = V_0; \\ m_n \frac{dV_n}{dt} = -F_{y(n-1)n} - F_{вр(n-1)n} + F_{yn0} + F_{врn0} + F_{трn}; & \frac{dX_n}{dt} = V_n. \end{cases} \quad (3)$$

Розроблена математична модель електромеханічної системи скребкового конвеєра враховує наступні основні фактори: конфігурацію системи електропостачання приводів конвеєра, довжину та параметри віток кабелів живлення; кількість та параметри приводних асинхронних двигунів у двофазному (d-q) представленні, характер їх навантаження у робочих та аварійних режимах; гідромуфту, редуктор та приводну зірку; ступінь завантаження конвеєра, його довжину та кут нахилу; процеси заклинювання робочого органу з урахуванням закону збереження імпульсу сили та кількості руху $F_i dt = m_i dV_i$, а також особливостей руху зі змінною масою; частотно-регульований електропривод.

Кінематична схема *приводної зірки*, яка використовувалася при розробці її математичної моделі, наведена на рис. 2. Коли зірка радіуса $R_{зв}$ з кількістю зубів z обертається з постійною швидкістю $\omega_{зв}$, кожен її зуб здійснює кутове переміщення $\varphi = \omega_{зв} \cdot t$, відповідно до

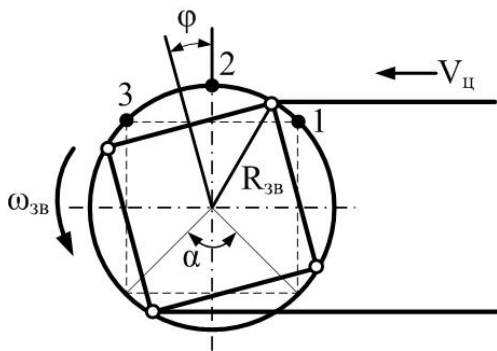


Рис. 2. Схема приводної зірки

рис. 3. Тоді швидкість лінійного руху ланцюга дорівнює

$$V_{ц} = \omega_{зв} \cdot R_{зв} \cdot \cos \varphi. \quad (4)$$

Оскільки миттєвий радіус набігання ланцюга на приводну зірку змінюється від $R_{зв}$ до $R_{зв} \cdot \cos(\alpha/2)$, то її обертання викликає пульсації в швидкості ланцюга, представленої на

рис. 4. Із збільшенням кількості зубів амплітуда коливань зменшується та збільшується їх частота $f_{зв} = z \cdot \omega_{зв} / 2\pi$.

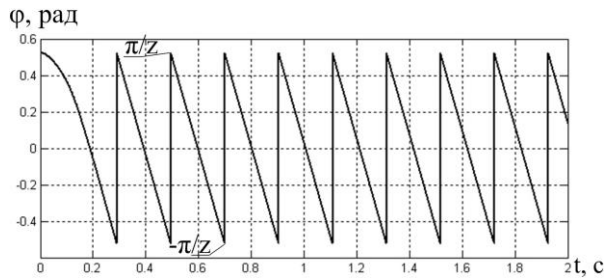


Рис. 3. Лінійне переміщення
зуба при $z=6$

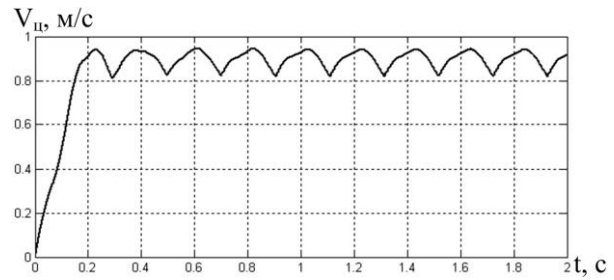


Рис. 4. Лінійна швидкість
ланцюга при $z=6$

Математична модель системи з *гідромуфтою* розроблена з використанням розрахункової схеми, представленої на рис. 5. У загальному випадку роботу гідромуфти характеризують такі величини: ω_1, ω_2 – кутові швидкості

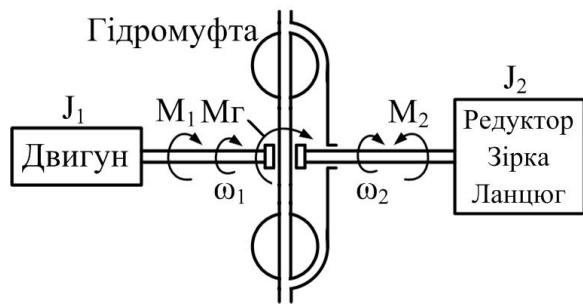


Рис. 5. Розрахункова схема
електропривода з гідромуфтою

вхідної і вихідної ланок; M_1, M_2 – моменти на вхідній та вихідній ланках; M_{Γ} – момент, що передається гідромуфтою; S – ковзання гідромуфти.

Для моделювання процесу заклинювання робочого органу конвеєра, коли швидкість двигуна залишається практично незмінною, момент M_{Γ} прийнятий пропорційним квадрату швидкості обертання ω_1 вхідної ланки і визначений за відомою з відповідних джерел формулою:

$$M_{\Gamma} = \lambda \cdot \rho \cdot \omega_1^2 \cdot D_a^5, \quad (5)$$

де λ – безрозмірний коефіцієнт моменту, який залежить від ковзання гідромуфти; ρ – щільність робочої рідини; D_a – активний діаметр гідромуфти.

Рух електропривода з гідромуфтою в усталеному режимі проходить згідно з рис. 5, а у динаміці описується двома диференціальними рівняннями, складеними для ведучої і веденої частин:

$$M_1 - M_{\Gamma} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt}; \quad M_{\Gamma} - M_2 = J_2 \frac{d\omega_2}{dt}, \quad (6)$$

де J_1, J_2 – моменти інерції ведучої та веденої частин механізму.

При розробці комп'ютерної моделі в додатку Simulink пакету MATLAB в якості об'єкта був використаний скребковий конвеєр CP72, що випускається Харківським машинобудівним заводом «Світло шахтаря». Довжина конвеєра $L_k=100$ м, продуктивність $\Pi=600$ т/год, кількість ланцюгів - 2, калібр ланцюга - 18×64 , маса погонного метра 2-х ланцюгів зі скребками - 18 кг/м, погонна маса вантажу, що транспортується для повністю завантаженого конвеєра - 100 кг/м, крок скребків - 1 м, кут нахилу конвеєра $\alpha=0^\circ$, приводний асинхронний двигун потужністю $P_n=55$ кВт, один або два залежно від кінематичної схеми конвеєра, швидкість транспортування вантажу $v_{ном}=0,95$ м/с.

Для перевірки адекватності розробленої математичної моделі робочого органу проведено серію контрольних розрахунків, за результатами яких встановлено ступінь її відповідності реальному об'єкту. Тестовий пуск моделі незавантаженого конвеєра від «безінерційного двигуна» у випадку малого попереднього натягу $F_{\text{пн}}$ показав, що хвиля деформацій поширюється від місця прикладення зусилля вздовж ділянок ланцюга, відбивається від вільного його кінця й повертається назад, пройшовши відстань $4L_k$ за час $T_k=0,12$ с згідно з рис. 6, а. Швидкість поширення хвилі в ланцюзі дорівнює $v_k=4L_k/T_k\approx 3300$ м/с, а частота його власних коливань $f_k=v_k/4L_k\approx 8,3$ Гц, які загасають за 4-5 проходів хвилі вздовж 200 мас робочого органу. У конвеєрі з попереднім натягом ланцюга $F_{\text{пн}}=44$ кН хвиля деформацій поширюється по робочій та холостій гілках одночасно назустріч одна одній, а тому частота його власних коливань подвоюється до $f_k\approx 16,6$ Гц згідно з рис. 6, б.

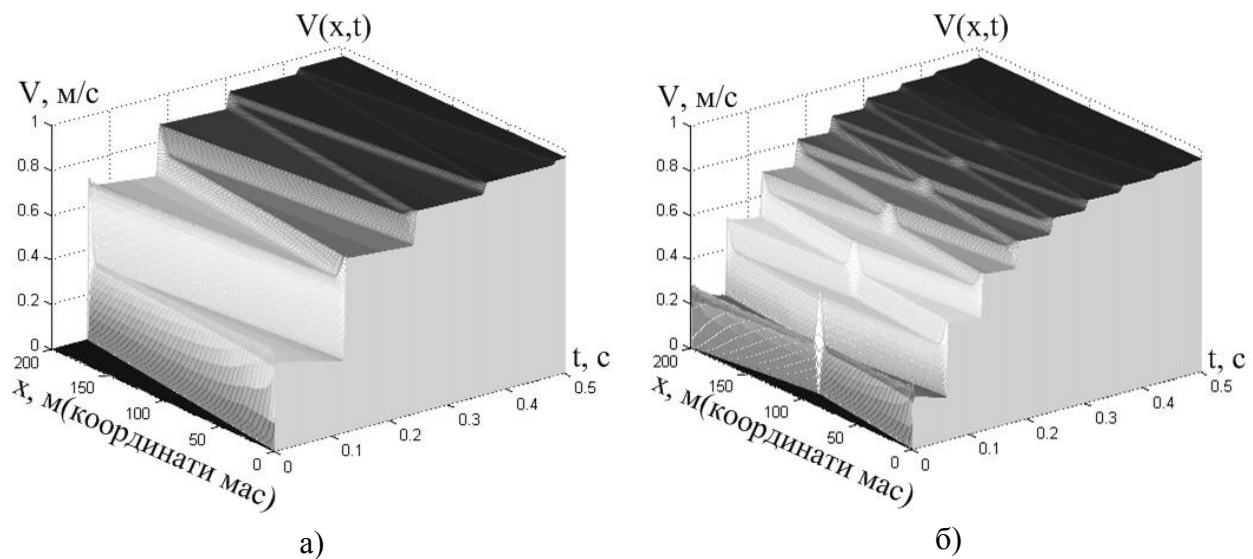


Рис. 6. Тривимірні графіки швидкості руху ланок ланцюга незавантаженого конвеєра: а – в моделі з провисом ланцюга; б – в моделі без провису

Отримані в ході моделювання результати співпадають з теоретично розрахованими швидкостями хвиль та частотами за відомими формулами для еквівалентного пружного стрижня з розподіленою масою:

$$v_c = \sqrt{\frac{E_c}{\rho}}; f_c = \frac{n}{2 \cdot L_c} \sqrt{\frac{E_c}{\rho}}, \quad (7)$$

де v_c - швидкість поширення поздовжньої хвилі деформації в стрижні; f_c - частота власних коливань; L_c - довжина стрижня; E_c - модуль поздовжньої пружності; ρ - щільність матеріалу стрижня; n - порядковий номер гармоніки.

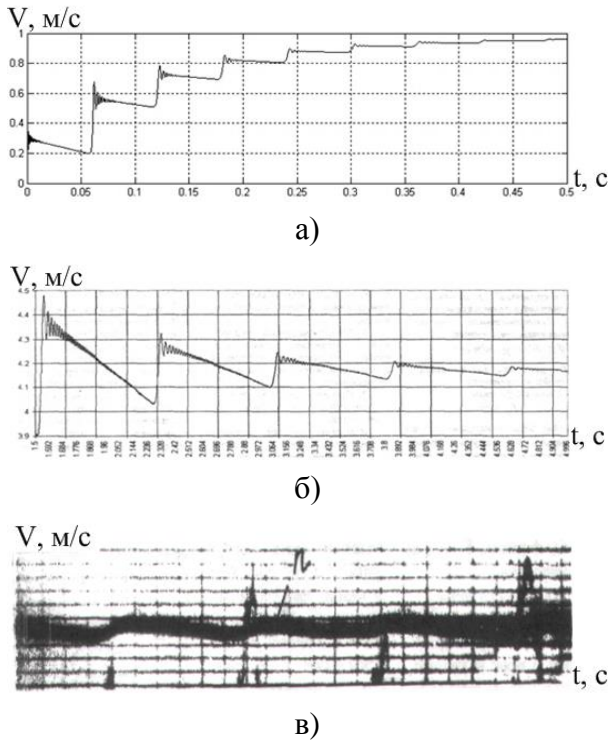


Рис. 7. Швидкості ланцюгів конвеєрів: а – розрахункова для СР72; б – розрахункова для СП63; в – експериментальна для СП63

керування, які дозволяють забезпечити необхідні режими роботи конвеєра при прийнятних динамічних навантаженнях.

Тривимірні просторово-часові діаграми динамічних процесів швидкостей $V(x,t)$ та зусиль $F(x,t)$ в ланцюзі, розраховані в моделі незавантаженого скребкового конвеєра СР72 без гідромуфти при пуску від асинхронного двигуна свідчать про появу поволі згасаючих стоячих хвиль (рис. 8, а) на частоті третього резонансу механічної системи, збуджених відомими коливаннями електромагнітного моменту асинхронного двигуна у ході його пуску. Максимальні навантаження 72 кН (рис. 8, б) з урахуванням $F_{пн}=44$ кН діють біля приводної станції і зменшуються в міру віддалення від неї. Після завершення пуску привідна зірка ($z=6$) зумовлює нерівномірність швидкості транспортування, а також збільшення амплітуди динамічних зусиль в ланцюзі до 62 кН з урахуванням $F_{пн}$ та до 88 кН у випадку резонансу $4L_k/v_k=2\pi/z \cdot \omega_{зв}$, що майже на 13% та 40% більше (на 8 кН й 34 кН) у порівнянні з аналогічними навантаженнями з урахування зірки при достатньо великій кількості зубів $z=60$.

Порівняння результатів моделювання з результатами розрахунку за (7) для досліджуваного конвеєра СР72 (рис. 7, а) та близького за параметрами конвеєра СП63 (рис. 7, б), виконаного А.Н. Бандуріним, а також результатами осцилографування швидкості ланцюга конвеєра СП63 (рис. 7, в), оприлюдненого Е.К. Ещїним показало достатньо високу схожість динамічних процесів швидкостей, що підтверджує адекватність розроблених математичної та комп'ютерної моделей фізичним процесам, які відбуваються в робочому органі реальних скребкових конвеєрів.

У третьому розділі досліджено вплив факторів, введених в математичну модель скребкового конвеєра, на характер виникаючих динамічних навантажень у робочих та аварійних режимах, на підставі чого сформульовані основні вимоги до альтернативного електроприводу без гідромуфти і з системами

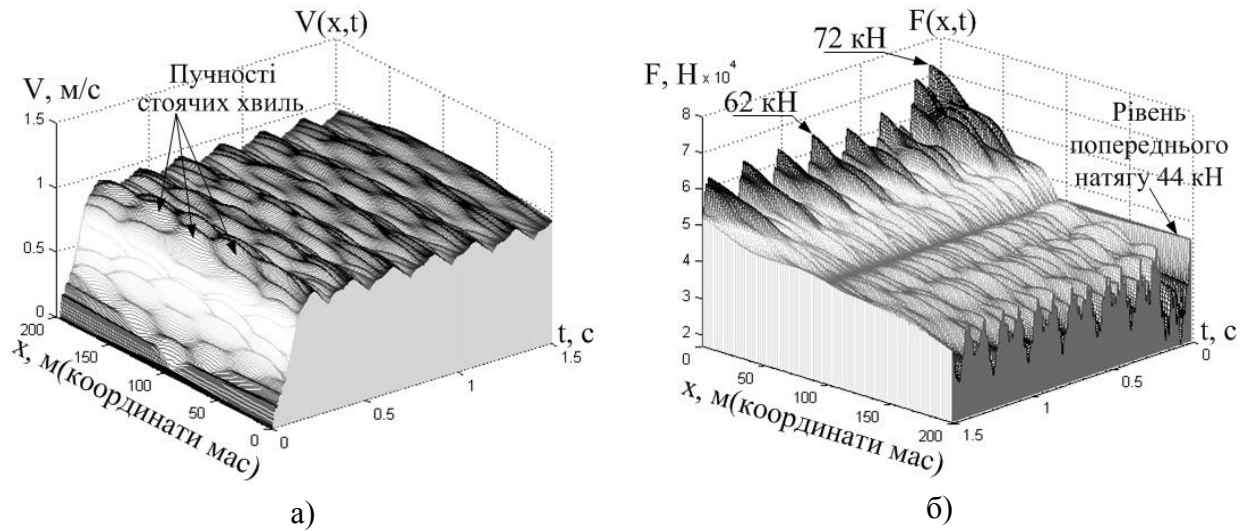


Рис. 8. Динамічні процеси в ланцюзі незавантаженого конвеєра CP72:

а – швидкості елементів ланцюга; б – зусилля в ланцюзі

У ході моделювання отримані тривимірні просторово-часові динамічні процеси $V(x,t)$ та $F(x,t)$ при заклинюванні робочого органу скребкового конвеєра CP72 з одно- і двоприводною кінематичними схемами, викликаного різними причинами, а саме: обваленням пласта породи масою 5 т на рухомий ланцюг та попаданням скребка в поріг риштака. Порівняльна оцінка динамічних зусиль у цих випадках показала, що при попаданні скребка в риштак пікові натяги в 1,5-2 рази перевищують натяги від обвалення породи і призводять до пориву ланцюга при заклинюванні практично по всій довжині конвеєра, що дозволяє вважати такий аварійний режим найбільш небезпечним.

Встановлено, що гідромуфта в цілому не рятує ланцюг від пориву при заклинювання від попадання скребка в риштак, однак забезпечує зниження пікових динамічних навантажень в середньому на 26%, тим самим розширює на 40 метрів ділянку конвеєра, на якій заклинювання аварійнобезпечне.

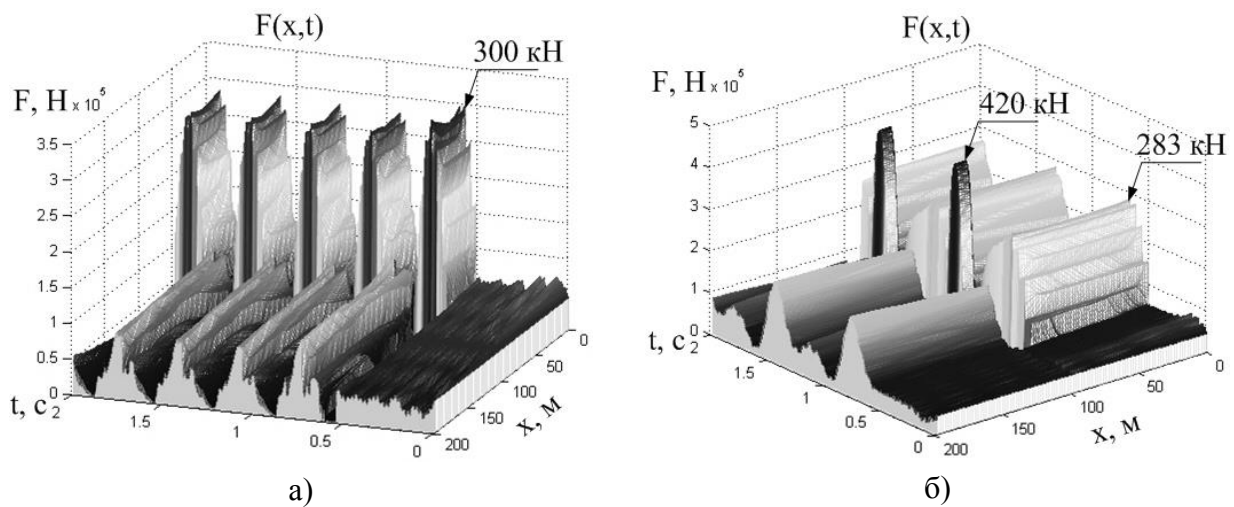
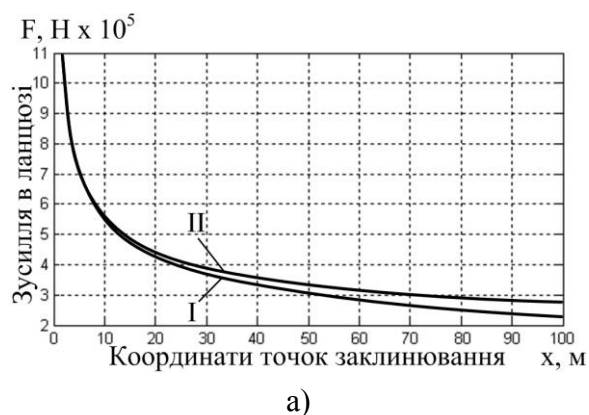


Рис. 9. Тривимірні графіки динамічних зусиль в ланцюзі конвеєра

при заклинюванні: а – одноприводний; б – двоприводний

При моделюванні заклинювання виявлено режим незгасаючих автоколивань (рис. 9, а), що виникає в незавантаженому конвеєрі з амплітудами, що перевищують руйнівне зусилля ланцюга калібру 18×64, яке дорівнює 252 кН. Цей режим обумовлений наявністю нестійкої гілки механічної характеристики асинхронного двигуна, що короткочасно працює на заклинений ланцюг. У двоприводному конвеєрі виявлено виникнення ударного замикання ослабленого ланцюга в кінці робочої гілки (рис. 9, б) за умови недостатності електромагнітного моменту, що розвивається хвостовим асинхронним двигуном з амплітудою коливань, які в 2-3 рази перевищують руйнівне зусилля ланцюга.



а)



б)

Рис. 10. Графіки максимальної величини динамічних зусиль в ланцюзі конвеєра при заклинюванні: а – біля головного привода; б – біля хвостового привода

додані до протестованої моделі конвеєра та перевірені подальшим моделюванням.

Для забезпечення працездатності розроблених в дисертаційній роботі рішень по обмеженню динамічних навантажень в ланцюзі конвеєра при заклинюванні запропоновано виконувати визначення моменту заклинювання декількома способами, перший з яких базується на використанні акустичних сенсорів SITRANS AS 100 фірми Siemens. Запропонована система з 4-х таких датчиків (рис. 11), розміщених по довжині конвеєра на відстані $L_d=25$ м один від одного, дозволяє визначити момент заклинювання ланцюга із затримкою не більше як $t_3=L_d/v_k \approx 10$ мс. Це важливо для вчасного початку гальмування приводу, яке б забезпечило зниження динамічних зусиль в ланцюзі.

За результатами численних розрахунків побудовані узагальнюючі залежності величини пікових натягів ланцюга біля головного та хвостового приводів в залежності від місця заклинювання ланцюга по довжині конвеєра (рис. 10). Встановлено, що найбільші динамічні навантаження виникають в ланцюзі на ділянці від місця заклинювання до головного привода та поступово зменшуються по мірі віддалення від нього: до рівня 226 кН для одноприводного (рис. 10, а, крива I) та до 280 кН для двоприводного (рис. 10, а, крива II) конвеєра. Амплітуда коливань біля хвостового привода також залежить від місця заклинювання (рис. 10, б, крива II), однак суттєво зменшується при зменшенні довжини (опору) проводів живлення хвостового двигуна (рис. 10, б, крива I).

У четвертому розділі проаналізовані та розроблені способи та системи, що забезпечують автоматичне зниження динамічних навантажень в електроприводах скребкового конвеєра у робочих та аварійних режимах. Ці системи

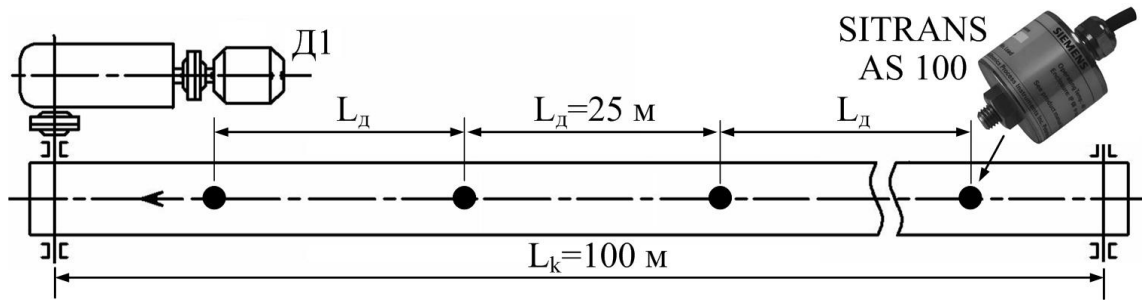


Рис. 11. Схема розміщення датчиків SITRANS AS 100 по довжині конвеєра

Сигнал визначення моменту заклинювання ланцюга за допомогою оцінки швидкості наростання струму статора асинхронного двигуна та за максимальним значенням струму виникає тільки після навантаження усіх кінематичних ланок конвеєра від точки заклинювання до привода і має затримку 30 мс та 50 мс відповідно. За цей час динамічні зусилля в ланцюзі досягають небезпечних значень та можуть призвести до його руйнування.

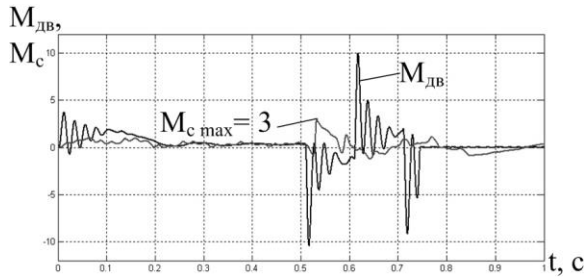


Рис. 12. Моменти при періодичному реверсуванні двигуна, $t_3=10$ мс

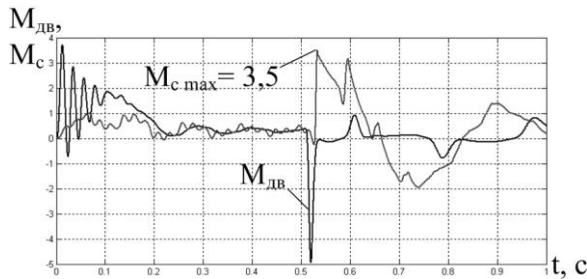


Рис. 13. Моменти при динамічному гальмуванні двигуна, $t_3=10$ мс

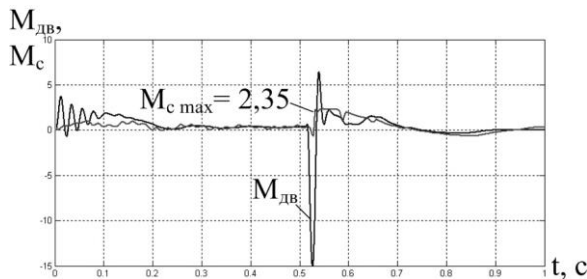


Рис. 14. Моменти при конденсаторному гальмуванні двигуна, $t_3=10$ мс

значення моменту заклинювання в 10 мс.

Таким чином, на підставі проведених досліджень були сформульовані основні чисельні вимоги щодо швидкодії до альтернативного електроприводу скребкового конвеєра без

Зниження динамічних навантажень в заклиненому ланцюзі досягалося шляхом екстреного гальмування асинхронного двигуна з урахуванням затримки систем $t_3=10, 30$ та 50 мс. Відключення ж асинхронного двигуна від мережі показало найгірші результати (зусилля знизилися лише на 20%, 17%, 13%), тому такий спосіб гальмування двигуна в конвеєрі застосовувати не можна.

В роботі розглянута, запропонована та досліджена низка простих та більш складних способів. Так, динамічні навантаження при заклинюванні обмежуються в порівнянні з гідромуфтою нарівні і навіть краще (на 46%, 26%, 24%) при періодичному реверсуванні асинхронного двигуна з наступним відключенням від мережі (рис. 12), що є скоріше теоретично цікавим результатом, а також при його динамічному гальмуванні постійним струмом (рис. 13) зі зниженням зусиль на 37%, 25%, 20%. Найбільшу ж ефективність (58%, 12%, 9%) серед простих способів забезпечує конденсаторне гальмування асинхронного двигуна (рис. 14), однак він ефективний лише при мінімальному часі затримки системи ви-

гідромуфти, який би забезпечив необхідні режими роботи при допустимих динамічних навантаженнях. Цим вимогам задовольняє сучасний частотно-регульований асинхронний електропривод з системою векторного керування, який в роботі розглянутий як стандартна двоконтурна система підпорядкованого регулювання (СПР) швидкості в припущенні про наявність повноцінно функціонуючого контуру регулювання потоку, згідно рис. 15.

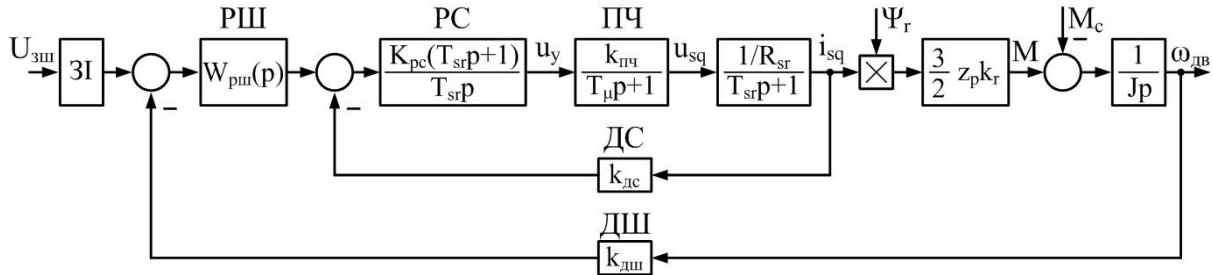


Рис. 15. Структурна схема спрощеної системи векторного керування: ЗІ – задатчик інтенсивності; РШ – регулятор швидкості; РС – регулятор струму; ПЧ – перетворювач частоти; ДС, ДШ – датчики струму та швидкості

Регулятор швидкості в моделі електропривода обраний пропорційний. Максимальний момент двигуна обмежений на рівні $\lambda=1,42M_{\text{ном.дв}}$ та дорівнює відношенню величини пускового моменту асинхронного двигуна $M_{\text{пуск.дв}}$ до його номінального моменту $M_{\text{ном.дв}}$. Швидкість системи обмежується звичайними настройками регуляторів, при яких смуга пропускання контура струму складає 38 Гц, а контура швидкості 14 Гц.

В результаті проведених розрахунків встановлено, що частотно-регульований асинхронний електропривод у разі заклинювання ланцюга не переходить в режим автоколивань; виключає ударне замикання ослабленого ланцюга в двоприводному конвеєрі при заклинюванні (навіть з урахуванням різниці довжин кабелів живлення); забезпечує плавний пуск конвеєра з заданою інтенсивністю при суттєво нижчих динамічних навантаженнях у порівнянні з прямим пуском; усуває слабо згасаючі коливання на третій гармоніці механічного резонансу.

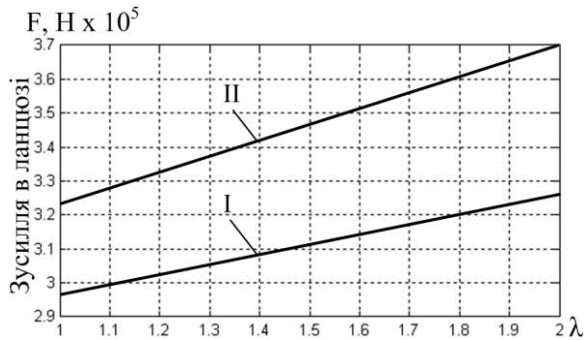


Рис. 16. Залежність максимальної величини динамічних навантажень в ланцюзі від λ при заклинюванні: I – одноприводний; II – двоприводний

Побудовані узагальнюючі залежності величини пікових натягів ланцюга біля головного привода від уставки $\lambda=1 \dots 2M_{\text{ном.дв}}$ при заклинюванні ланцюга посередині робочої гілки (рис. 16), які дозволяють коректно виконати налаштування системи керування електропривода конвеєра.

Однак заміна нерегульованого електропривода конвеєра СР72 з гідромуфтою на регульований електропривод по системі СПР без гідромуфти не виключає можливості пориву ланцюга при заклинюванні робочої гілки. Тому для зниження динамічних навантажень в ланцюзі розроблений і захищений патентом України [11] спосіб (пристрій) захисту ланцюга

скребкового конвеєра від перевантаження з датчиком заклинювання, за сигналом якого виконується екстремне гальмування приводу.

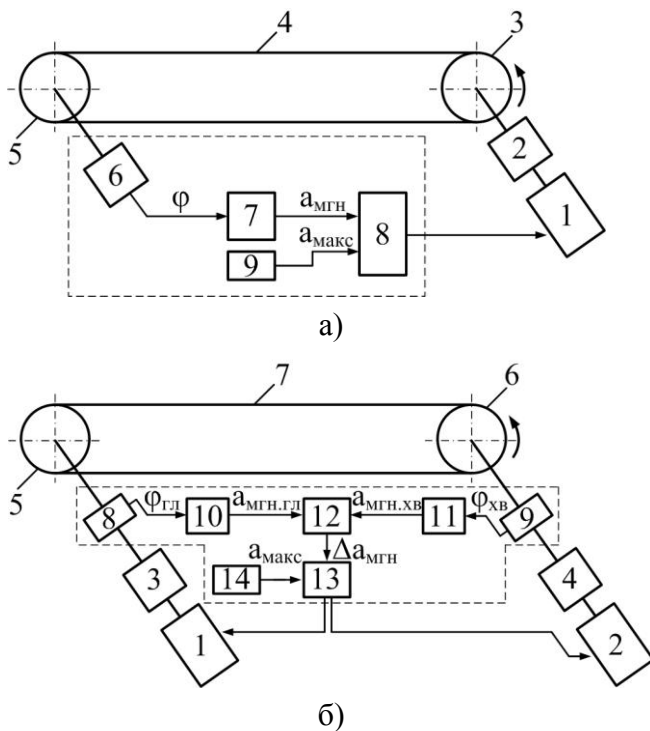


Рис. 17. Структурні схеми пристроїв захисту ланцюга для конвеєра: а – з хвостовою приводною станцією;
б – двоприводного

Суть способу (схема на рис. 17, а) полягає в тому, що скребковий конвеєр, що складається з регульованого асинхронного приводу 1, редуктора 2, приводної зірки 3, через яку тягове зусилля передається на скребковий ланцюг 4 і зірки 5 натяжної станції (головної зірки) оснащується імпульсним датчиком кута її повороту 6, сигнал з якого подається на блок двократного диференціювання 7 (або на блок підрахунку кількості імпульсів) і далі через граничний елемент 8 з уставкою 9 прискорення a_{\max} забезпечується можливість завчасного гальмування. У двоприводному конвеєрі (рис. 17, б) сигнал аварійного гальмування приводів конвеєра видається при перевищенні отриманої на виході блоку 12 різниці миттєвих прискорень $\Delta a_{\text{МГН}}$ головної 5 та хвостової 6 приводних зірок заданої в блоці 14 уставки a_{\max} .

Працездатність та ефективність розроблених систем для обмеження динамічних навантажень в ланцюзі конвеєра з хвостовою (або головною) приводною станцією та двоприводного конвеєра підтверджено на розроблених комп'ютерних моделях з урахуванням роздільної здатності стандартних енкодерів до 10000 імпульсів на оберт. У разі застосування пристрою [11] кінетична енергія ротора двигуна гаситься в ході його екстремного гальмування під впливом системи керування за 500 мс, рушійний момент у напрямку руху не створюється, ланцюг послаблюється. У результаті хвиля деформацій від заклинювання спричиняє меншу ударну дію по механічній частині приводної станції, знижуючи перший пік зусиль на 24-33% в залежності від кінематичної схеми конвеєра (рис. 18), що є нарівні і навіть краще у порівнянні з гідромфтою.

Отримані результати мають високу збіжність з тією часовою нормою заклинювання (500 мс), яка встановлена при випробуваннях приводів скребкових конвеєрів потужністю 50-250 кВт на стенді заводу «Світло шахтаря» та яка перевіряється гальмуванням двигуна з його повної швидкості за допомогою гальмівних колодок та гальмівного шківів, про що свідчать осцилограми випробувань, отримані спільно з фахівцями Міжнародного Консорціуму «Енергозберігання».

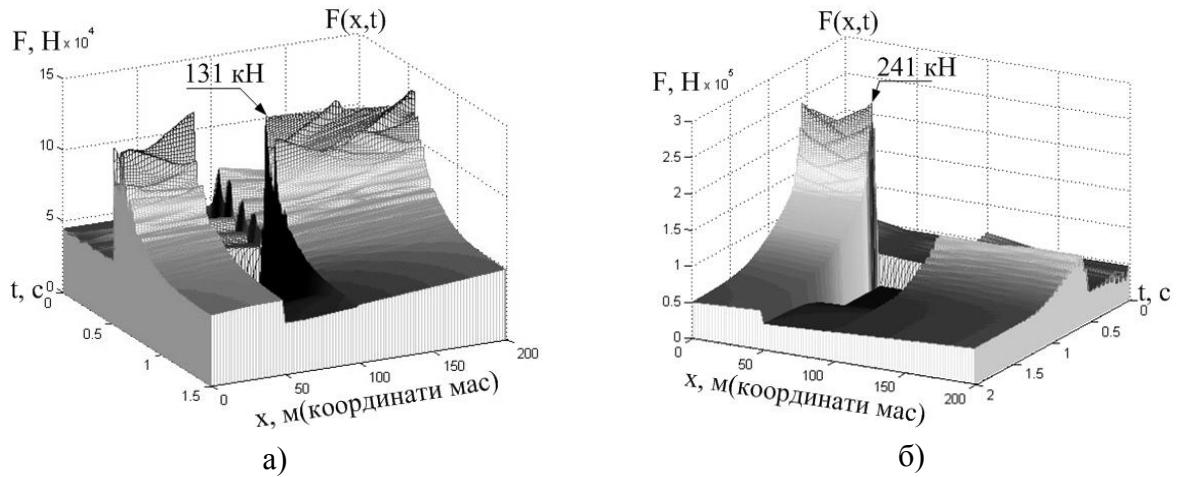


Рис. 18. Графіки динамічних зусиль в ланцюзі з використанням пристрою [11] для конвеєра: а – з хвостовою приводною станцією; б – двоприводного

Для обмеження динамічних навантажень в ланцюзі конвеєра у робочих режимах, викликаних особливостями зубчастої передачі розроблена система автоматичного регулювання з нелінійним зворотнім зв'язком за швидкістю ланцюга, згідно структурної схеми, представленої на рис. 19.

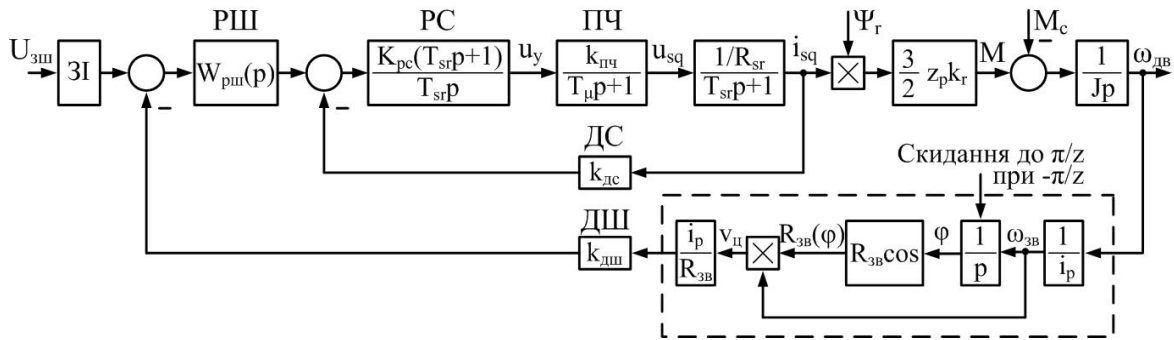


Рис. 19. Структурна схема системи автоматичного зниження динамічних навантажень в ланцюзі у робочих режимах

В результаті застосування розробленої системи в скребковому конвеєрі СР72 періодичні динамічні навантаження в ланцюзі при $z=6$ з вихідною амплітудою 62 кН (рис. 20, а, графік II) знижуються до рівня статичного навантаження 54 кН (рис. 20, б), яке діє у конвеєрі з урахуванням приводної зірки при $z=60$ (рис. 20, а, графік I), та не викликають утомних явищ в металі.

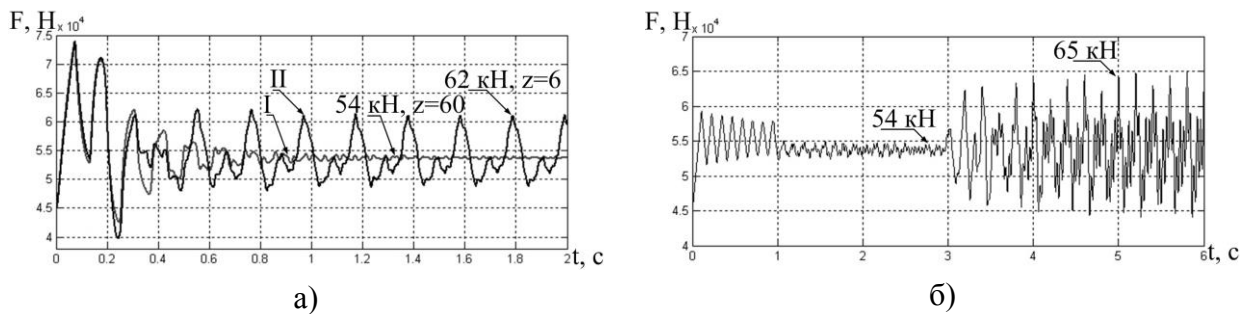


Рис. 20. Динамічні зусилля в ланцюзі конвеєра: а – без засобів зниження; б – з застосуванням розробленої системи

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішено науково-практичну задачу зниження динамічних навантажень в електроприводах скребкових конвеєрів у робочих та аварійних режимах при виключенні гідромумфи з конвеєра.

Основні наукові і практичні результати дисертаційної роботи:

1. Проведено аналіз та узагальнення існуючих конструкцій і систем електроприводів скребкових конвеєрів, систематизовано їх основні функції щодо забезпечення захисту ланцюга від перевантажень. Аналіз наукових робіт і математичних моделей конвеєрів показав перспективи, напрямки та задачі подальших досліджень.

2. Розроблено деталізовану математичну та комп'ютерну модель електромеханічної системи скребкового конвеєра з урахуванням основних факторів і явищ, характерних для приводів гірничих машин, в тому числі гідромумфи, робочого органу у вигляді багатомасової системи, варіантів його завантаження і заклинювання.

3. Досліджено вплив введених в математичну модель скребкового конвеєра факторів на характер виникаючих динамічних навантажень у робочих та аварійних режимах, на підставі чого сформульовані основні вимоги до альтернативного електроприводу без гідромумфи і систем керування, які дозволять забезпечити необхідні режими роботи конвеєра при допустимих динамічних навантаженнях.

4. Отримані узагальнюючі криві залежності максимальної величини динамічних навантажень в ланцюзі від місця (по довжині конвеєра) і виду заклинювання з урахуванням кінематичних схем конвеєра СР72 і конфігурації його електроприводів.

5. Встановлено, що ефективно зниження динамічних навантажень в ланцюзі конвеєра при заклинюванні може бути досягнуто, якщо до моменту приходу хвилі розтягувань до приводної станції виконати екстрене гальмування асинхронного двигуна.

6. Розроблено способи завчасного визначення моменту заклинювання ланцюга, оцінено ефективність їх застосування в різних кінематичних схемах конвеєра при досягнутому зниженні діючих динамічних навантажень на 24-33%.

7. Розроблені та досліджені замкнуті системи керування на базі частотно-регульованого асинхронного електропривода, що забезпечують автоматичне зниження динамічних навантажень в ланцюзі конвеєра у робочих та аварійних режимах, вироблені рекомендації щодо їх структури та налаштування.

8. Результати досліджень передані для впровадження в Міжнародний Консорціум «Енергозберігання» для використання в ході проектних робіт спільно із заводом «Світло шахтаря», а також впроваджені в навчальний процес кафедри автоматизованих електромеханічних систем НТУ «ХП».

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Ткаченко А.А. Разработка семейства компьютерных моделей для исследования динамических процессов в электроприводах скребковых конвейеров / А.В. Осичев, А.А. Ткаченко // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ. – 2008. – Ч.2, вип. 3(50). – С. 154-157.

Здобувач конвертував математичні моделі скребкових конвеєрів з різними кінематичними схемами у комп'ютерні моделі і приймав безпосередню участь в їх налаштуванні, тестуванні та візуалізації результатів розрахунків у вигляді тривимірного представлення динамічних процесів швидкостей.

2. Tkachenko A.A. Computer model design and dynamics analysis of armored conveyor electrical drives / A.V. Osichev, A.A. Tkachenko, O.V. Korolyova // Технічна електродинаміка. – Київ: ІЕДНАУ. – 2008. – Ч.1, Тематичний вип. – С. 113-116.

За результатами комп'ютерного моделювання здобувач виконав аналіз динамічних процесів в електроприводі скребкового конвеєра СР72.

3. Ткаченко А.А. Оценка влияния внутреннего вязкого трения тягового органа скребкового конвейера и сил сопротивления его перемещению на динамику электромеханической системы / А.В. Осичев, А.А. Ткаченко // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2008. – вип. 30. – С. 187-189.

За результатами моделювання здобувач встановив діапазон значень коефіцієнта внутрішнього в'язкого тертя у тяговому ланцюзі конвеєра, що відповідає характеру динамічних процесів, відомих з натурних експериментів, з урахуванням відомої кривої зовнішнього тертя, встановлено ступінь впливу цих параметрів на можливість виникнення фрикційних автоколиваний в електромеханічній системі.

4. Ткаченко А.А. Оценка влияния приводной звездочки на динамические усилия в рабочем органе скребкового конвейера СР72 / А.В. Осичев, А.А. Ткаченко // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДПУ. – 2009. – Ч.1, вип. 4(57). – С. 10-12.

Здобувачем розроблено математичну та комп'ютерну модель приводної зірки, оцінено вплив її параметрів на характер динамічних процесів швидкостей і зусиль в ланцюзі.

5. Ткаченко А.А. Оценка динамических свойств электропривода скребкового конвейера СР72 при различных причинах заклинивания его рабочего органа / А.В. Осичев, А.А. Ткаченко // ЕЛЕКТРОІНФОРМ – Львів: ЕКОінформ. – 2009. – Тематичний вип. – С. 148-150.

Здобувач у відповідності з математичним описом розробив комп'ютерні моделі з урахуванням процесу заклинювання робочого органу конвеєра, виконав порівняльну оцінку динамічних зусиль в ланцюзі при різних умовах заклинювання.

6. Ткаченко А.А. Оценка влияния гидромукфты на динамические усилия в скребковом конвейере СР72 при заклинивании рабочего органа / А.В. Осичев, А.А. Ткаченко // Вісник Кременчуцького державного університету імені Михайла Остроградського. – Кременчук: КДУ. – 2010. – Ч. 3, вип. 4(63). – С. 126-129.

Здобувачем розроблено комп'ютерну модель гідромукфти, побудовані узагальнюючі криві залежності максимальної величини динамічних навантажень в ланцюзі від місця і виду заклинювання.

7. Ткаченко А.А. Оценка эффективности способов экстренного торможения скребкового конвейера СР72 при заклинивании рабочего органа / А.А. Ткаченко // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – вип. 28. – С. 402-405.

8. Ткаченко А.А. Анализ динамических процессов в двухприводном скребковом конвейере СР72 в различных технологических режимах / А.А. Ткаченко, А.В. Осичев // Електротехнічні та комп'ютерні системи. – Київ: Техніка. – 2011. – №03(79). – С. 182-184.

Здобувач виконав порівняльний аналіз динамічних процесів напружень у ланцюзі при пуску та аварійному заклинюванні скребкового конвеєра СР72 з одним і двома приводами.

9. Ткаченко А.А. Анализ динамических процессов в регулируемом асинхронном электроприводе скребкового конвейера СР72 / А.А. Ткаченко, А.В. Осичев, А.Б. Богаевский // Електромеханічні і енергозберігаючі системи. – Кременчук: КрНУ. – 2012. – вип. 3(19). – С. 168-171.

Здобувач показав основні переваги динаміки скребкового конвеєра з регульованим асинхронним електроприводом в порівнянні з існуючим нерегульованим.

10. Ткаченко А.А. Снижение токовых и динамических нагрузок в регулируемом асинхронном электроприводе шахтного скребкового конвейера при заклинивании цепи / А.А. Ткаченко, А.В. Осичев // Вісник національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут». – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – вип. 17(990). – С. 157-162.

Здобувачем досліджена система обмеження динамічних навантажень у регульованому асинхронному електроприводі скребкового конвеєра без гідромумфти при заклинюванні ланцюга, вироблені рекомендації з її налаштування.

11. Пат. 74793 Україна, ПМК В65G 43/00. Пристрій захисту ланцюга скребкового конвеєра від перевантаження при заклинюванні / Осичев О.В., Ткаченко А.О.; заявник Осичев Олександр Васильович, Ткаченко Андрій Олександрович; власник Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут». – № u201205202; заявл. 27.04.2012; опубл. 12.11.2012, Бюл. №21.

Здобувач розробив структурну схему пристрою для обмеження динамічних навантажень в ланцюзі скребкового конвеєра при заклинюванні, приймав безпосередню участь у перевірці працездатності пристрою на комп'ютерній моделі та у формуванні заявлених матеріалів.

АНОТАЦІЇ

Ткаченко А.О. Зниження динамічних навантажень в асинхронних електроприводах скребкових конвеєрів у робочих та аварійних режимах. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.09.03 – електротехнічні комплекси та системи. – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», Харків, 2013.

Дисертаційна робота присвячена розробці способів та систем, що забезпечують автоматичне зниження динамічних навантажень в електроприводах скребкових конвеєрів у робочих та аварійних режимах для збільшення довговічності, надійності та безпеки шахтного обладнання.

В роботі встановлена залежність ефективності зниження динамічних навантажень в ланцюзі скребкового конвеєра від часу затримки пристроїв визначення моменту заклинювання і величини гальмівного моменту асинхронного двигуна при різних способах екстреного гальмування; досліджено вплив параметрів запропонованих та розроблених систем керування частотно-регульованого асинхронного електропривода і його швидкодії на ефектив-

ність зниження динамічних навантажень в ланцюзі конвеєра у робочих та аварійних режимах.

Ключові слова: електромеханічна система, система керування, частотно-регульований асинхронний електропривод, скребковий конвеєр, заклинювання, динамічні навантаження, екстрене гальмування.

Ткаченко А.А. Снижение динамических нагрузок в асинхронных электроприводах скребковых конвейеров в рабочих и аварийных режимах. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.09.03 – электротехнические комплексы и системы. – Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, 2013.

Диссертационная работа посвящена разработке способов и систем, которые обеспечивают автоматическое снижение динамических нагрузок в электроприводах скребковых конвейеров в рабочих и аварийных режимах для увеличения долговечности, надежности и безопасности шахтного оборудования.

Проведен анализ и обобщение существующих конструкций и систем электроприводов скребковых конвейеров, систематизированы их основные функции по обеспечению требуемых режимов работы и защиты цепи от перегрузки. Наиболее часто в скребковых конвейерах применяется система асинхронный двигатель-гидромуфта, которая из-за существенных недостатков требует замены альтернативным оборудованием.

Разработана детализированная математическая и компьютерная модель электромеханической системы скребкового конвейера, учитывающая основные факторы и явления, характерные для приводов горных машин, в том числе конфигурацию системы электроснабжения нерегулируемых асинхронных приводов, гидромуфту, приводную звездочку, рабочий орган в виде многомассовой системы, вариантов его загрузки и заклинивания.

В результате компьютерного моделирования получены трехмерные пространственно-временные динамические процессы скоростей $V(x,t)$ и усилий $F(x,t)$ в цепи, по которым выполнен анализ влияния введенных в математическую модель конвейера основных факторов на характер возникающих нагрузок. Построены обобщающие кривые зависимости максимальной величины динамических нагрузок в цепи от места и вида заклинивания с учетом кинематических схем конвейера и конфигурации электропривода.

Разработаны и исследованы различные способы определения момента заклинивания цепи в конвейере без гидромуфты, установлена задержка их срабатывания по времени: 10 мс для системы из 4-х акустических сенсоров SITRANS AS 100; 30 мс и 50 мс при оценке скорости нарастания и максимального значения тока статора асинхронного двигателя. Проведен анализ применения различных способов снижения динамических нагрузок в цепи конвейера посредством экстренного торможения асинхронного двигателя. На основании выполненных исследований сформулированы основные требования к альтернативному электроприводу скребкового конвейера без гидромуфты, который бы обеспечивал снижение динамических нагрузок в цепи, предотвращая ее порыв при заклинивании.

Обоснованы и разработаны структурные схемы устройств защиты цепи скребкового конвейера от перегрузки, обеспечивающие заблаговременное определение момента заклини-

вания и позволяющие начать аварийное торможение асинхронного двигателя до начала его нагружения волной упругих деформаций в тяговом органе. Показана работоспособность устройств в конвейерах с различными кинематическими схемами, выработаны рекомендации по их структуре и настройке.

Исследована и разработана замкнутая система управления на базе частотно-регулируемого асинхронного электропривода с нелинейной обратной связью по скорости транспортирования, обеспечивающая автоматическое снижение динамических нагрузок в цепи конвейера в рабочих режимах. Оценена эффективность системы в зависимости от типа применяемых регуляторов и быстродействия электропривода.

Ключевые слова: электромеханическая система, система управления, частотно-регулируемый асинхронный электропривод, скребковый конвейер, заклинивание, динамические нагрузки, экстренное торможение.

Tkachenko A.A. Decrease in dynamic loadings in asynchronous electric drives of armored face conveyors in operating and emergency operation. – A manuscript.

Dissertation on gaining of scientific degree of candidate of engineering sciences on speciality 05.09.03 – electrotechnical equipment and systems. – National technical university «Kharkov polytechnic institute», Kharkov, 2013.

Dissertation work is devoted to development of ways and systems which provide automatic decrease in dynamic loadings in electric drives of armored face conveyors in operating and emergency operation for increase in durability, reliability and safety of the mine equipment.

In work consistent pattern of efficiency of decrease in dynamic loadings in a chain of the armored face conveyor from time of a delay of devices of definition of the moment of jamming and size of the brake moment of the asynchronous engine is determined at various ways of emergency braking; influence of parameters of the developed control systems of frequency and adjustable asynchronous electric drive and its speed on efficiency of decrease in dynamic loadings in a conveyor chain in operating and emergency operation is investigated.

Key words: electromechanical system, control system, frequency and adjustable asynchronous electric drive, armored face conveyor, jamming, dynamic loadings, emergency braking.



Підписано до друку 24.09.2013 р. Формат видання 145x215.
Формат паперу 60x90/16. Папір офсетний. Друк – ризографія.
Гарнітура Times New Roman. Умовн. друк. арк. 0,9.
Наклад 100 прим. Зам. № 085149

Надруковано у СПДФО Миронов М.В.
Свідоцтво ВО4 № 022953 від 31.03.1994 р.
61002, м. Харків, вул. Червонопрапорна, 3