

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНА МЕТАЛУРГІЙНА АКАДЕМІЯ УКРАЇНИ**

ВЛАСОВ Андрій Олександрович

УДК 621.365.22

**ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕХАНІЧНОЇ СИСТЕМИ ЕЛЕКТРОДОТРИМАЧІВ
ДУГОВОЇ СТАЛЕПЛАВИЛЬНОЇ ПЕЧІ ДЛЯ ЗМЕНШЕННЯ ВІБРАЦІЙ
ЕЛЕКТРОДІВ**

Спеціальність 05.05.08 "Машини для металургійного виробництва"

АВТОРЕФЕРАТ

дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дніпро, 2019

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі «Металургійного обладнання» Запорізької державної інженерної академії Міністерства освіти і науки України, м. Запоріжжя.

Науковий керівник: кандидат технічних наук, професор

ЖУК Анатолій Якович,

Запорізька державна інженерна академія, професор по кафедрі
“Механічне обладнання металургійних заводів”, м. Запоріжжя

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, старший науковий співробітник

ВЕРЕНЬОВ Валентин Володимирович,

старший науковий співробітник відділу технологічного
обладнання та систем управління Інституту чорної металургії
ім. З.І. Некрасова Національної академії наук України,
м. Дніпро

кандидат технічних наук

АНОФРІЄВ Павло Григорович,

доцент кафедри прикладної механіки та матеріалознавства
Дніпропетровського національного університету залізничного
транспорту ім. академіка В. Лазаряна, м. Дніпро

Захист відбудеться “_____” _____ 2019 р. о _____ на засіданні спеціалізованої
вченої ради Д 08.084.03 при Національній металургійній академії України за
адресою: 49600, м. Дніпро, пр. Гагаріна, 4.

Факс +38(0562)47-44-61. E-mail: lydmila_kamkina@ukr.net

З дисертацією можна ознайомитися у бібліотеці Національної металургійної
академії України за адресою: 49600, м. Дніпро, пр. Гагаріна, 4.

Автореферат розісланий “_____” _____ 2019 р.

Вчений секретар

спеціалізованої вченої ради Д 08.084.03, д.т.н., проф.

Л.В. Камкіна

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. У світовій практиці на багатьох металургійних і машинобудівних підприємствах в останні роки зберігається тенденція і зростає частка виробництва сталі в дугових сталеплавильних печах (ДСП) змінного струму. Дещо стримує розвиток електросталеплавильного виробництва висока собівартість сталі, де частка витрат на графітовані електроди досягає 15...20 % від усіх витрат на виробництво, при цьому біля 8% витрат електродів приходить на поломки, які пов'язані зі згинальними, ударними та вібраційними навантаженнями.

У триангульованих системах електродотримачів надпотужних (більш 0,7 МВА на 1 т сталі) трифазних ДСП застосовують графітовані електроди, що зібрані із секцій з ніпельними з'єднаннями. Значні динамічні навантаження на струмоведучі елементи вторинної мережі надпотужних ДСП та електроди обумовлені підвищеною щільністю струму (до 30...35 А/см²), а також ударними струмами у режимах коротких замикань (КЗ).

Динамічні навантаження електродів ДСП виникають при вертикальному переміщенні стійки електродотримача, упиранні в шихту та при дії електродинамічних сил на рукав електродотримача та електрод, які генеруються магнітними потоками, що створюються кожною електричною фазою.

Електродинамічна взаємодія струмоподводів і електродів трифазних ДСП, збуджує згинальні та крутильні коливання в системі "електрод - електродотримач - стійка", які приводять до просторового переміщення електродів. Це впливає на струм дуги, знижує середню активну потужність печі, порушує роботу системи автоматичного регулювання (САР) ДСП. Найбільшу небезпеку для міцності електроду та ніпельних з'єднань його секцій представляє вібраційне навантаження, яке має знакозмінний характер. Воно знижує характеристики міцності матеріалу, приводить до розслаблення затягування ніпельних з'єднань секцій електродів, утворення тріщин та руйнування електродів.

У зв'язку з високою питомою вартістю електродів в загальному кошторисі витрат на виробництво сталі в ДСП, важливою задачею сучасної електрометалургії при освоєнні технологій матеріало- та енергозбереження є розробка технічних рішень, що спрямовані на зменшення витрат графітованих електродів.

Тому слід вважати **актуальними** дослідження, що спрямовані на подальше вдосконалення механічних систем електродотримачів ДСП для зменшення вібрацій електродів шляхом використання нових конструктивних рішень та раціональним вибором динамічних параметрів механічної системи електродотримачів, застосування пристроїв для демпфірування коливань металоконструкції, що несе електрод.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Тема дисертаційної роботи пов'язана з напрямком наукової діяльності кафедри "Металургійного обладнання" Запорізької державної інженерної академії - «Розробка і впровадження високонадійного та ефективного металургійного обладнання».

Дисертація виконана в рамках науково-дослідної роботи "Розробка комплексних матеріалозберігаючих конструктивних та технічних заходів по

зниженню витрат графітованих електродів на дугових сталеплавильних печах» (державна реєстрація № 0103U005867) при участі здобувача як виконавця.

Мета та завдання дослідження. Метою роботи є обґрунтування раціональних геометричних розмірів і динамічних характеристик механічної системи балансиру електродотримача (БЕ) ДСП на основі дослідження впливу нестационарного електродинамічного збурення на просторові механічні коливання у системі, що дозволяє вирішити задачі зниження динамічних навантажень на електроди за рахунок зменшення їх вібрацій у горизонтальній площині.

Відповідно до зазначеної мети в роботі поставлені наступні задачі:

1) встановити граничні значення параметрів вібрації електродотримача та електрода при дії нестационарного електродинамічного збурення з урахуванням умов міцності графітованого електроду та його ніпельних з'єднань;

2) розробити конструктивну схему та встановити раціональні геометричні параметри механічної системи БЕ з шарнірним кріпленням рукава до рухомої стійки та пружно-дисипативними опорними вузлами;

3) розробити комплекс розрахункових схем і математичного опису для дослідження амплітудно-частотних характеристик і динамічних властивостей механічної системи БЕ у перехідних режимах з урахуванням електродинамічного збурення та можливих видів КЗ у триангульованій системі короткої мережі ДСП, зміни інерційних і пружних параметрів коливальної системи;

4) обґрунтувати вибір раціональних динамічних параметрів механічної системи БЕ, що спрямований на зменшення вібрації електродотримача у горизонтальній площині при нестационарному електродинамічному збуренні та динамічних навантажень на електрод.

Об'єкт дослідження: процес електродинамічного збурення механічних коливань системи електродотримачів дугової сталеплавильної печі.

Предмет дослідження: структурні, конструктивні та динамічні параметри механічної системи БЕ ДСП та їх вплив на вібрації електродів у горизонтальній площині при нестационарному електродинамічному збуренні.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження виконані з використанням фундаментальних закономірностей і аналітичних методів теоретичної механіки, динаміки механічних систем із пружними ланками, теорії коливань, теорії електричних апаратів. Імітаційне дослідження коливань електродотримачів виконувалося на основі розроблених математичних моделей за допомогою чисельних методів рішення диференціальних рівнянь з використанням ЕОМ. Експериментальні дослідження системи електродотримачів дугової сталеплавильної печі виконувалися на діючому устаткуванні з реєстрацією силових (методом тензометрії), кінематичних і вібраційних параметрів роботи механізмів і електричних параметрів ДСП за допомогою сертифікованої виміральної та реєструючої апаратури.

Наукова новизна отриманих результатів.

1. Отримав подальший розвиток теоретичний опис динамічних параметрів механічної системи електродотримача з рухомою стійкою. Вперше запропоновано призначати граничні обмеження параметрів вібрації рукава електродотримача з

умов міцності графітованого електроду та його ніпельних з'єднань з урахуванням зміни механічних характеристик їх матеріалів при дії температури.

2. Вперше, для розробленої конструкції балансірного електродотримача з шарнірним кріпленням рукава до рухомої стійки на основі математичної моделі динамічної системи, теоретично обґрунтована можливість зменшення складових амплітуди коливань електродотримача у горизонтальній площині в 1,43...1,71 рази при заданому співвідношенні жорсткості елементів гасителя коливань рухливого шарніру рукава та крутильної жорсткості рухомої стійки, що відповідає робочій довжині електроду.

3. Вперше, за умови заданого граничного значення амплітуди коливань електроду у горизонтальній площині, отримані аналітичні залежності для визначення раціонального значення координат розташування шарнірів рукава балансірного електродотримача та жорсткості пружного елемента гасителя коливань з урахуванням варіації максимального електродинамічного навантаження у можливих режимах коротких замикань, конструктивних параметрів рукава електродотримача та діапазону зміни крутильної жорсткості рухомої стійки.

Практичне значення отриманих результатів. Запропоновано нове технічне рішення конструкції електродотримача ДСП з шарнірним кріпленням рукава до стійки та пружно-демпферними пристроями, що визнане винаходом, метою якого є зменшення амплітуд коливань електродів в горизонтальній та вертикальній площині.

Розроблено інженерну методику вибору місця встановлення пружно-демпферних елементів механічної системи БЕ та раціонального визначення їх жорсткості і характеристики дисипації, з урахуванням динамічних параметрів електродотримача і заданого діапазону нестационарного електродинамічного впливу при зміні геометричних параметрів електродів, за умови коливань електроду в горизонтальній площині з мінімальними амплітудами.

Вперше на основі комплексу теоретичних і експериментальних досліджень розроблені математичні моделі динамічної системи БЕ та алгоритми для імітаційного моделювання її коливань у горизонтальній площині при варіації нестационарного електродинамічного збурення, що дозволяє визначити закони і режими коливань електрода з урахуванням динамічних параметрів системи у функції робочої довжини електрода та положення рухомої стійки МПЕ.

Результати дисертаційної роботи у вигляді рекомендацій та технічних рішень були надані ТОВ «УкрНДІЕлектротерм» (акт узгодження доцільності впровадження науково-технічних розробок з модернізації системи електродотримачів трифазних дугових сталеплавильних печей від 05.10.2017 р.). Результати досліджень механічної системи електродотримачів трифазних ДСП впроваджені у навчальний процес у Запорізькій державній інженерній академії (акт впровадження у навчальний процес від 12.09.2018 р.).

Достовірність наукових результатів та висновків підтверджується коректністю постановки задач на підставі всебічного аналізу та узгодженості вихідних даних, застосуванням апробованих теоретичних методів з урахуванням загальноприйнятих чи обґрунтованих припущень. Обґрунтованість математичних моделей динамічних систем електродотримачів підтверджується збіжністю

результатів імітаційного моделювання коливань електродотримача з експериментальними даними отриманими на діючій МСЕ ДСП-50Н2 та фізичній моделі БЕ.

Особистий внесок здобувача. У дисертації не використані ідеї співавторів публікацій. Усі принципові теоретичні й експериментальні результати, що отримані в дисертації, базуються на дослідженнях, проведених автором самостійно. Особистий внесок здобувача в публікаціях зі співавторами полягає в наступному: розробка динамічної і математичної моделі БЕ [1, 2]; дослідження шляхів зниження витрати графітованих електродів у ДСП [3]; розробка нової конструкції електродотримача з балансируною системою кріплення рукава і системою демпфірування просторових коливань електрода [4, 5]; дослідження причин руйнування графітованих електродів і механічних коливань електродотримачів [6]; розробка методу розрахунку координати розміщення шарніра рукава БЕ і жорсткості пружних елементів гасителя коливань з урахуванням електродинамічних впливів збурення механічних коливань у триангульованому струмоподводі ДСП [7], дослідження впливу моменту сил тертя в шарнірних опорах рукава БЕ на коливання електрода [8].

Апробація результатів дисертації. Результати дисертаційної роботи доповідалися на: Міжнародній науково-технічній конференції «Вибрація машин: измерение, снижение, защита», (м. Донецьк, 2003 р.); X науково-технічній конференції студентів, магістрів, аспірантів і викладачів ЗДІА (м. Запоріжжя, 2005 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Надійність металургійного обладнання RME-2015» (м. Дніпропетровськ, 2015 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні ІТТМ 2017» (м. Дніпро, 2017 р.); Всеукраїнській науково-технічній конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» (м. Дніпро, 2017 р.); XIII та XIV Міжнародній конференції «Стратегія якості в промисловості і освіті» (Варна, 2017-2018 р.); Міжнародній конференції «Інноваційні технології в науці та освіті. Європейський досвід» (м. Відень, 2017 р.); Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні ІТТМ 2018» (м. Дніпро, 2018 р.); Міжнародній науково-практичній конференції «Підвищення ефективності піднімально-транспортних, будівельних, дорожніх машин і комплексів» (м. Дніпро, 2018 р.); об'єднаному науковому семінарі механіко-машинобудівного факультету Національної металургійної академії України та Інституту чорної металургії ім. З.І. Некрасова НАН України (м. Дніпро, 2018 р.).

Публікації. Основний зміст дисертації викладено у 18 наукових працях, в тому числі: 8 статей у наукових фахових виданнях, затверджених ДАК МОН України, 2 з яких опубліковані у виданнях, що індексуються у науково-метричній базі Index Scopus, 1 патент України, 9 матеріалів праць і тез науково-технічних конференцій.

Структура дисертації. Дисертація складається з вступу, п'яти розділів з висновками по кожному розділу, загальних висновків, переліку використаних літературних джерел (128 найменувань, з урахуванням публікацій автора) та 3 додатків. Загальний обсяг роботи складається з 185 сторінок і містить: 64 рисунка та 9 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі дана загальна характеристика роботи, обґрунтована актуальність теми дисертації, сформульовані мета і задачі дослідження, визначені об'єкт, предмет і методи досліджень, представлені наукова новизна і практичне значення отриманих результатів, особистий внесок здобувача в розробку і рішення проблемних задач, результати роботи і їхня апробація, публікації, структура і обсяг дисертації.

У першому розділі на основі літературного огляду проаналізований комплекс проблем пов'язаних з коливаннями механічної системи електродотримача (МСЕ), що збурюються за рахунок електродинамічної взаємодії струмоведучих контурів трифазної ДСП, розглянуті методи і технічні рішення зі зменшення вібрацій електродів та визначені задачі досліджень.

Дія електродинамічних сил на систему «електродотримач - електрод» приводить до просторових коливань графітованого електрода. В існуючих конструкціях МСЕ із жорстким кріпленням рукава електродотримача до рухомої стійки механізму переміщення електроду (МПЕ) при спільних змушених коливаннях електродотримача та згинальних коливаннях електрода може бути збільшення амплітуд напружень згину до значень граничних для міцності матеріалу електрода або елементів ніпельного з'єднання його секцій.

Проведений аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень динамічних систем електродотримачів надпотужних ДСП і зіставлення амплітудно-частотних характеристик МСЕ показав, що найбільший вплив на напружений стан електрода і його ніпельних з'єднань здійснюють низькочастотні коливання електродотримача в горизонтальній площині, які пов'язані з деформаціями крутіння рухомої стійки МПЕ.

Дослідженню електромеханічних коливань, розрахунку та удосконаленню конструкцій МСЕ і МПЕ ДСП присвячені роботи вітчизняних і зарубіжних вчених: О.І. Сапко, А.Я. Жука, М.В. Ковалюк, В.К. Тарасова, М.І. Гасика, В.С. Куцина, Л.П. Єлмановой, А.В. Грезіной, Р.А. Бикєєва, А.І. Панкратова, В.С. Чередниченко, Н.Б. Теслі, А.В. Лютой, О.Ю. Лозинського, Я.Ю. Марущака, Я.С. Паранчука, А.П. Кушніра, О.В. Кутакова, J. Ehle, K. Timm, V. Remus, H. Knapp, R.E. Gerhan, Y. Krotov, N. Lugo та ін. Сучасні чисельні методи моделювання на основі методу скінчених елементів широко застосовуються при аналізі динаміки конструкції систем електродотримачів і міцності електрода в роботах E. Brusa, E. Franceschinis, S. Morsut, дослідженнях Danieli, SMS Siemag та ін. Ведуча роль у проектуванні та виготовленні трифазних ДСП на Україні належить Ново-Краматорському машинобудівному заводу та ТОВ «УкрНДІЕлектротерм».

На підставі проведеного аналізу літературних джерел, вивчення досвіду експлуатації різних типів електродотримачів ДСП, практичних відомостей про їх електродинамічне навантаження та характеристик механічних коливань електродів було встановлено, що актуальним напрямком вдосконалення МСЕ є розробка та дослідження нової конструкції БЕ з шарнірним кріпленням рукава до рухомої стійки, пружними елементами та з пристроями демпфірування коливань.

У другому розділі в якості вихідного об'єкта для визначення параметрів електродинамічного навантаження МСЕ прийнята триангульована система

електродотримачів трифазної ДСП-50Н2. На основі відомих положень теорії електродинамічної взаємодії провідників в трифазній триангульованій мережі отримані аналітичні залежності для визначення коефіцієнтів струмоведучих контурів взаємодіючих фаз електродотримачів ДСП-50Н2 (рис.1, а) з урахуванням непаралельності їх розташування, та положення точки прикладення рівнодіючої електродинамічної сили до рукава електродотримача. Виконана схематизація електродинамічного навантаження на електродотримач крайньої фази та електрод у режимах короткого замикання (КЗ) між фазами при максимальному струмі КЗ (73 кА), що зареєстрований при експериментальних дослідженнях ДСП-50Н2.

Зібраний із секцій з ніпельними з'єднаннями графітований електрод при плавці піддається комплексному механічному, електродинамічному, термічному навантаженню, що впливає на складний напружений стан та міцність матеріалу електрода та його конструктивних елементів. Найбільшу небезпеку для електрода викликають напруження, які перевищують граничні значення за умовою міцності його матеріалу при сумісній дії розтягання та згинання, при дії розподіленого електродинамічного навантаження і інерційного навантаження при вібраційному збуренні у точці кріплення. За умови міцності при згині графітованого електрода діаметром 500 мм та робочою довжиною 2,7...5 м з граничним напруженням згину 6,4 МПа при спільній дії максимального розподіленого електродинамічного навантаження для різних режимів КЗ та сил інерції (рис.1, б) розрахований діапазон граничних віброприскорень (рис.1, в) голівки електродотримача у функції робочої довжини електрода.

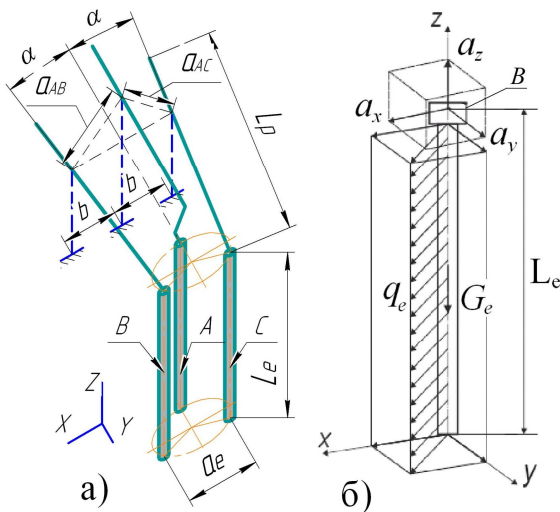
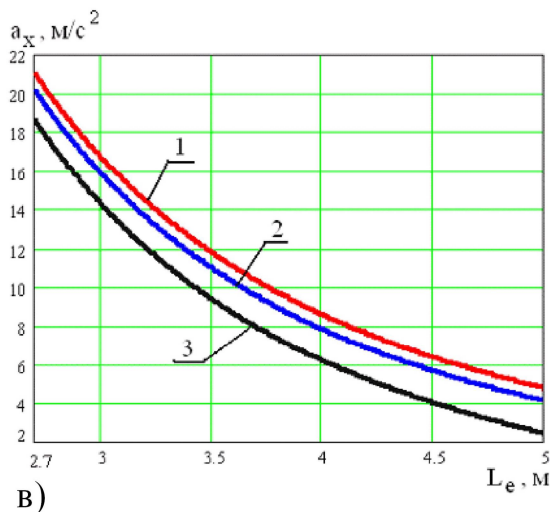


Рис. 3 Схема триангульованого струмоподводу ДСП-50Н2 (а), розрахункова схема (б) навантаження електрода та максимальні граничні віброприскорення (в) голівки крайнього електродотримача у горизонтальній площині в функції робочої довжини електрода для режимів КЗ між фазами: 1 - АВ; 2 - ВС; 3 - АВС

Розрахунковий граничний статичний прогин кінця консольного графітованого електрода діаметром 500 мм відповідно діапазону робочої довжини 2,7...5 м за умови міцності ніпельних з'єднань при спільній дії згинання і розтягування складає 2...8 мм. З урахування того, що для матеріалу графітованого електрода відношення межі міцності при згині до модуля пружності з підвищенням температури зростає, то при температурі електрода 600...1800°C, граничний статичний прогин також має зростати на 10...18%.

Рівні амплітуд вібропереміщень та віброприскорень голівки електродотримача



при коливаннях у горизонтальній площині з урахуванням власних частот коливальної системи можуть бути одним з критеріїв оцінки вібраційної активності МСЕ. Пропонується при рішенні задачі синтезу МСЕ по критерію вібростійкості встановити граничні обмеження характеристик вібрації електродотримача з урахуванням багатофакторного нестационарного зовнішнього збурення, динамічних параметрів системи, а також за виконання умов міцності графітованого електроду.

Характерною властивістю МСЕ є функціональний зв'язок її динамічних параметрів з робочою довжиною електроду. Інерційні параметри коливальної системи електродотримача змінюються відповідно з масою електроду. На діапазон власних частот коливань МСЕ впливає крутильна та згинальна жорсткість рухомої стійки електродотримача, що залежить від геометричних параметрів її перерізу, довжини консолі та пружної характеристики опорної системи.

Крутильна жорсткість рухомої стійки електродотримача (рис. 2) з урахуванням приведеної жорсткості опорних вузлів:

$$c_1 = c_a / (1 + c_a / c_2), \text{ тут } c_a = GJ_{st} / (L_{st0} + z + L_e - L_{e.min}), \quad (1)$$

тут приведена крутильна жорсткість вузлів верхніх та нижніх опорних роликів та ділянки стійки між ними $c_2 = c_{ra} + c_{rb} c_b / (c_{rb} + c_b)$; крутильна жорсткість ділянки стійки між верхніми і нижніми опорними роликками $c_b = GJ_{st} / L_{rol}$, де G – модуль пружності другого роду; J_{st} – полярний момент інерції перерізу стійки; L_{st0} – мінімальна довжина вертикальної ділянки стійки; $L_{e.min}$ – мінімальна довжина робочої частини електроду; L_{rol} – довжина ділянки стійки між верхніми і нижніми опорними роликками; c_{ra} і c_{rb} – приведені жорсткості вузлів верхніх та нижніх опорних роликів; z – апліката положення стійки електродотримача при її вертикальному переміщенні.

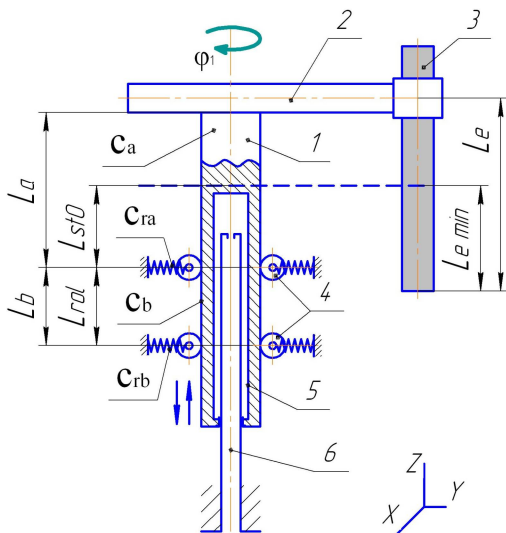


Рис. 2 - МСЕ з гідравлічним приводом МПЕ: 1- стійка, 2 - рукав електродотримача, 3- електрод, 4- опорні роликки, 5 - гідроциліндр, 6 - плунжер

Пружна характеристика рухомої стійки електродотримача залежить від наявності зазорів, твердих упорів у вузлах опорних роликів та може мати відносно вісі Z симетричну лінійну (рис.3, а) або кусочно-лінійну пружну характеристику (рис.3, б) у залежності від пружної характеристики вузла верхніх опорних роликів. На підставі дослідження впливу на пружні деформації електродотримача крутильної (рис.3, в) та згинальної жорсткості

вертикальної ділянки рухомої стійки встановлено, що максимальна частка від загального горизонтального переміщення (по вісі x) голівки електродотримача ДСП-50Н2 при крутінні стійки складає 0,93...0,73% при квазістатичній дії максимальних електродинамічних сил у діапазоні зміни робочої довжини електроду для режимів КЗ між фазами АВС.

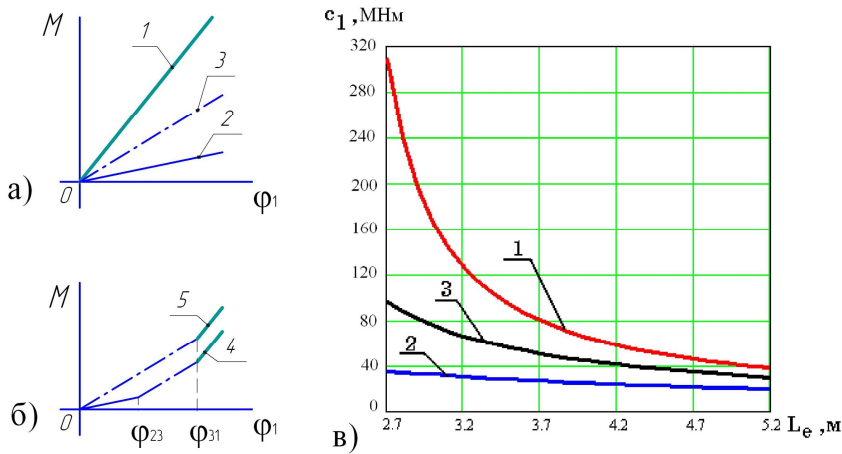


Рис. 3 - Лінійна (а) і кусочно-лінійна (б) пружна характеристика стійки при умовному защемленні: 1, 2 - відповідно у верхніх та нижніх опорних роликах; 3 - з урахуванням лінійної жорсткості вузла верхніх опорних роликів; 4 - із зазором (φ_{23}) та 5 - с твердим упором (φ_{31}) у вузлі опорних роликів; крутильна жорсткість (в) стійки електродотримача ДСП-50Н2 у функції робочої довжини електрода

При частотному аналізі згинальних систем електродотримача ДСП-50Н2 були встановлені деякі особливості, що можуть бути причиною підвищеної віброактивності при електродинамічному збудженні. Встановлена близькість власної частоти лінійного зсуву у площині XZ з власною частотою згинальних коливань електрода практично у всьому діапазоні робочої довжини електрода при цьому самі частоти лінійних коливань у площинах XZ та YZ для максимальної довжини електрода теж зближуються, що може бути причиною биття коливань та причиною внутрішнього резонансу.

У третьому розділі представлені результати порівняльного дослідження впливу конструктивної схеми, геометричних і динамічних параметрів МСЕ з жорстким кріпленням рукава до стійки і системи БЕ на амплітуди коливань електрода в горизонтальній площині в перехідних режимах при дії нестационарних електродинамічних сил та в режимі вільних коливань. За вихідну конструктивну схему була взята МСЕ крайньої фази ДСП-50Н2.

На підставі декомпозиції складної просторової динамічної системи електродотримача для дослідження коливань електрода в горизонтальній площині була відокремлена крутильна коливальна підсистема «стійка-електродотримач», де прийняті в першому наближенні рукав електродотримача з електродом твердими тілами, жорстко з'єднаних між собою, а рухливу стійку електродотримача пружною ланкою, з урахуванням її крутильної жорсткості, а також дисипативні характеристики системи опорних роликів.

Для порівняльного дослідження прийняті дві розрахункові динамічні моделі електродотримача: вихідна з жорстким кріпленням рукава до стійки (рис.4, а) та БЕ із шарнірним кріпленням рукава до стійки і пружно-демпферними вузлами (рис.4, б, в), де відповідно позначені: m_{st} , I_{stz} , c_1 - маса, момент інерції, відносно вертикальної вісі і крутильна жорсткість стійки; m_p , I_{pz} - маса і момент інерції рукава, відносно вертикальної вісі; L_e , d_e , m_e , I_{ez} - довжина, діаметр, маса і момент інерції електрода відносно вертикальної вісі; c_{gk} , λ_{gk} - жорсткість пружних елементів і коефіцієнт поглинання гасителя коливань; L_1 , L_2 - координати розташування шарнірних опор рукава і гасителя коливань відносно вісі стійки; L_{p1} , L_{p2} - геометричні розміри ділянок рукава.

Для дослідження малих коливань електрода в горизонтальній площині складена приведена двомасова динамічна система БЕ (рис.5, а). Стійка 1 умовно

шарнірно закріплена (т.О₁). Крутильна жорсткість стійки c_1 електродотримача приведена до шарніра (т.В) на підставі рівності потенційних енергій:

$$c_{st} = c_1 / L_2^2. \tag{2}$$

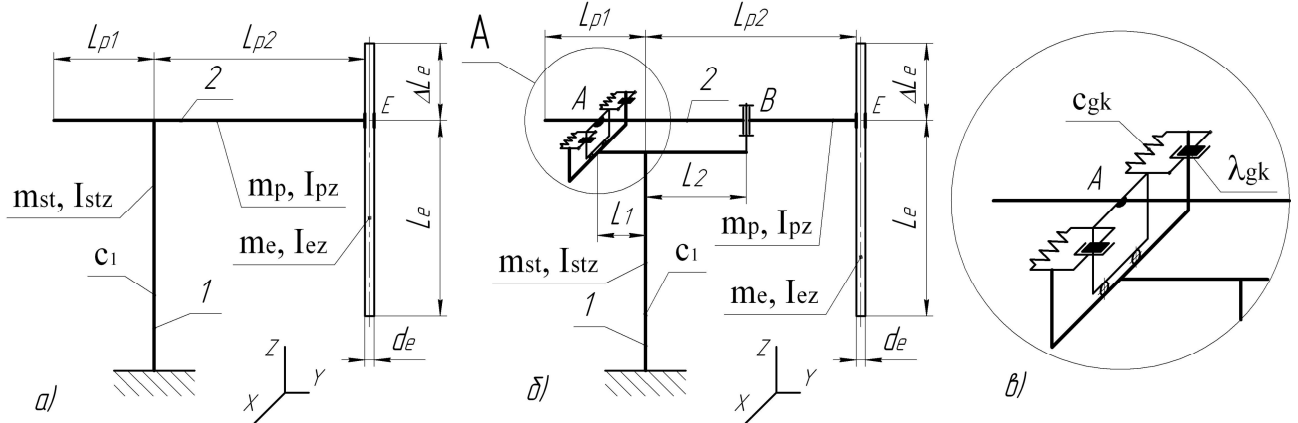


Рис. 4 - Розрахункова динамічна модель електродотримача: а) із жорстким кріпленням рукава до стійки; б) із шарнірним кріпленням рукава до стійки і пружно-демпферними вузлами (в) (1 - стійка; 2 - рукав з електродом)

Рукав електродотримача 2 шарнірно закріплений на стійці (т.В) і спирається (т.А) на пружні елементи гасителя коливань. Пружні елементи гасителя коливань у вихідному стані не деформовані. Паралельно пружним елементам встановлені демпфери, що створюють в'язкий опір. Опір від сил тертя в шарнірі (т.В) не враховувався. За узагальнені координати прийняті кутові переміщення: φ_1 - стійки; φ_2 - рукава електродотримача (рис.5, б).

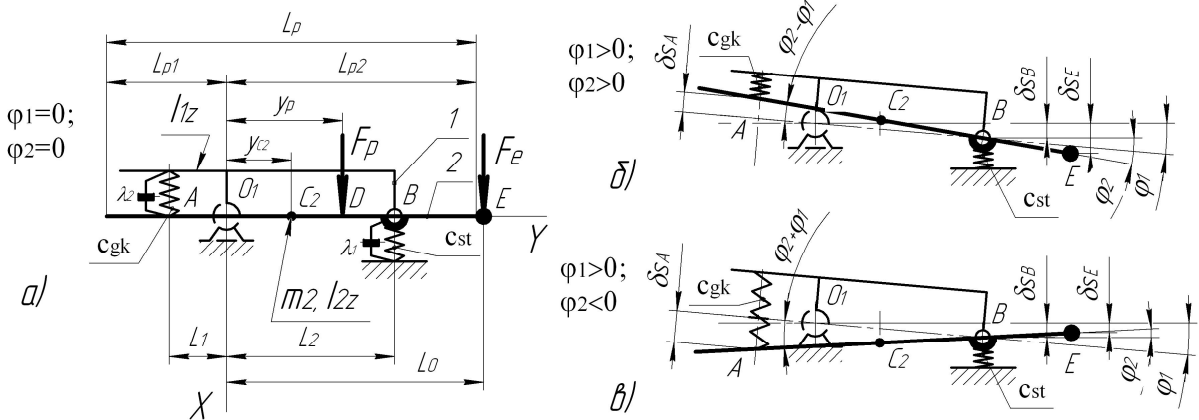


Рис. 5 - Приведена двомасова динамічна модель БЕ: а) вихідне положення; б) перша форма коливань; в) друга форма коливань

Електродинамічні навантаження в системі електродотримачів є функціями часу і залежать від конфігурації контуру короткої мережі ДСП, струмів взаємодіючих фаз і приймають максимальні значення при ударних струмах КЗ. Максимальні рівнодіючі сили від розподіленого електродинамічного навантаження, що прикладені до рукава електродотримача та електроду відповідно складають:

$$F_{p\max} = 10^{-7} \cdot k_p \cdot I^2; F_{e\max} = 10^{-7} \cdot k_{KZ} \cdot k_{pr.e} \cdot \frac{L_e}{a_e} \cdot I^2, \tag{3}$$

де k_p – геометричний коефіцієнт контуру струмів взаємодіючих фаз; k_{KZ} – коефіцієнт, що залежить від виду КЗ; $k_{pr.e}$ – коефіцієнт приведення сили до вертикальної площини, яка нормальна до вісі рукава; a_e – відстань між електродами; L_e – робоча довжина електрода; I – ударний струм КЗ.

Для попереднього визначення жорсткості пружного елемента гасителя коливань балансірного електродотримача складена відповідно до принципу можливих переміщень, система рівнянь для незалежних кутових координат стійки φ_1 і рукава φ_2 (рис.5):

$$\delta\varphi_1 = \frac{F_p \cdot y_p + F_e \cdot L_0}{c_{st} \cdot L_2^2}; \quad \delta\varphi_2 = \frac{F_p \cdot (L_2 - y_p) - F_e \cdot (L_0 - L_2)}{c_{gk} \cdot (L_1 + L_2)^2}, \quad (4)$$

де y_p – координата точки прикладення сили F_p ; $L_0 = L_{p2} + 0,5d_e$.

Можливе переміщення точки кріплення електрода:

$$\delta s_E = \delta\varphi_1 \cdot L_0 - \delta\varphi_2 \cdot (L_0 - L_2). \quad (5)$$

Розрахунковий коефіцієнт жорсткості гасителя коливання при нульовому статичному відхиленні ($\delta s_e = 0$) електрода складає:

$$c_{gk} = c_{st} / k_c, \text{ тут } k_c = \frac{L_0 \cdot (L_1 + L_2)^2}{L_2^2 \cdot (L_0 - L_2) \cdot \left(L_2 \cdot \frac{\xi + 1}{\xi \cdot L_0 + y_p} - 1 \right)}, \quad \xi = \frac{F_e}{F_p} = \frac{k_{KZ} \cdot k_{pr.e} \cdot L_e}{k_p \cdot a_e}. \quad (6)$$

Для виконання умови $\delta s_e = 0$ необхідно, щоб момент від сили F_p відносно шарніру був більше моменту від сили F_e , тоді відстань між вертикальними вісями стійки і шарніру рукава повинна відповідати нерівності:

$$(y_p + \xi \cdot L_0) / (1 + \xi) < L_2 \leq L_{p2} - L_B, \quad (7)$$

де L_B – розмір обумовлений габаритами шарнірного вузла.

При підстановці електродинамічних сил у (7) необхідно вибрати варіант взаємодії між фазами, при якому $F_e > F_p$ при максимальній довжині електрода (табл.1).

Отримані аналітичні залежності для визначення раціонального значення координат розташування шарнірів рукава електродотримача та жорсткості пружного елемента гасителя коливань, які представлені у наступному алгоритмі:

1) визначається відхилення точки кріплення електрода у функції довжини L_2 у крайніх положеннях стійки для значень сили F_e і крутильної жорсткості стійки при відповідних довжинах електрода:

$$\delta s_{E\min} = F_p \cdot \left[\frac{y_p + \xi(L_{e.\min}) \cdot L_0}{c_1(L_{e.\min})} \cdot L_0 - \frac{L_2 - y_p - \xi(L_{e.\min}) \cdot (L_0 - L_2)}{c_{gk} \cdot (L_1 + L_2)^2} \cdot (L_0 - L_2) \right]; \quad (8)$$

$$\delta s_{E_{\max}} = F_p \cdot \left[\frac{y_p + \xi(L_{e.\max}) \cdot L_0}{c_1(L_{e.\max})} \cdot L_0 - \frac{L_2 - y_p - \xi(L_{e.\max}) \cdot (L_0 - L_2)}{c_{gk} \cdot (L_1 + L_2)^2} \cdot (L_0 - L_2) \right], \quad (9)$$

тут жорсткість гасителя коливань при середній довжині електроду

$$c_{gk} = \frac{[L_2 - y_p - \xi(L_{e.cp}) \cdot (L_0 - L_2)] \cdot (L_0 - L_2)}{[y_p + \xi(L_{e.cp}) \cdot L_0] \cdot L_0 \cdot (L_1 + L_2)^2} \cdot c_1(L_{e.cp}), \text{ де } L_{e.cp} = 0,5 \cdot (L_{e.\min} + L_{e.\max});$$

2) визначається різниця відхилень точки E в функції довжини L_2 :

$$\Delta s_E = \delta s_{E_{\max}} - \delta s_{E_{\min}} \quad (10)$$

3) визначається значення L_2 , при якому значення Δs_E (10) не перебільшує допустиме значення $[\Delta s_E]$ функції в інтервалі (7);

4) визначається жорсткість гасителя коливань c_{gk} по (6) у відповідності зі значенням L_2 при середньому значенні робочої довжини електроду.

Розмір L_1 (рис.5, а) може призначатися по граничному відносному відхиленню $[s_A]$ точки А (для пристрою, що демпфірує коливання) та граничних амплітуд кутових коливань $[\varphi_2]$ рукава:

$$L_1 = \frac{[s_A]}{[\varphi_2]} - L_2 \quad (11)$$

Для системи електродотримачів ДСП-50Н2: $a_e = 1,299$ м; кут між середнім і крайнім електродотримачами $\alpha = 7^\circ 22'$, діаметр, довжина робочої частини та хвостовика електроду відповідно $d_e = 0,5$ м, $L_e = 2,7...5,0$ м; $\Delta L_e = 2,2$ м. Для крайнього електродотримача ДСП-50Н2 прийняті геометричні розміри рукава і стійки: $L_1 = 0,6$ м; $L_{p1} = 1,65$ м; $L_{p2} = 4,045$ м; $L_{st0} = 0,35$ м; та розрахункові параметри перерізу стійки $J_p = 1,351 \cdot 10^{-3} \text{ м}^4$. Для робочої довжини електроду (2,7...5,0 м) крутильна жорсткість стійки електродотримача при заземленні у верхніх опорних роликах відповідно складає 308,73...40,78·МНм.

Координата положення шарніру рукава і жорсткість пружного елемента гасителя коливань для електродотримача крайньої фази визначались для режиму двофазного КЗ (ВС, табл.1).

Таблиця 1

Електродинамічні навантаження на крайній електродотримач ДСП-50Н2 та координата положення шарніру рукава БЕ

Вид КЗ (між фазами)	k_p	y_p , м	k_{KZ}	$k_{pr.e}$	F_p , кН	F_e , кН	L_2 , м >
Двофазне (АВ, АС)	7,269	1,028	2	0,607	3,87	1,35...2,49	2,307
Двофазне (ВС)	4,003	1,514	2	0,992	2,13	2,20...4,07	3,339
Трифазне (АВС)	11,273	1,201	$\sqrt{3}$	0,923	6,01	2,05...3,79	2,293

Згідно алгоритму (8-10) побудовані графіки (рис.6. а). Для розрахунку з урахуванням граничного допустимого значення $[\Delta s_E]$ функції (рис.6, б) та конструктивних параметрів рукава електродотримача (8) прийняте значення $L_2 = 3,8$ м. При заданій зміні крутильної жорсткості стійки розрахункова жорсткість пружного елемента гасителя коливань повинна складати 85,44 кН/м.

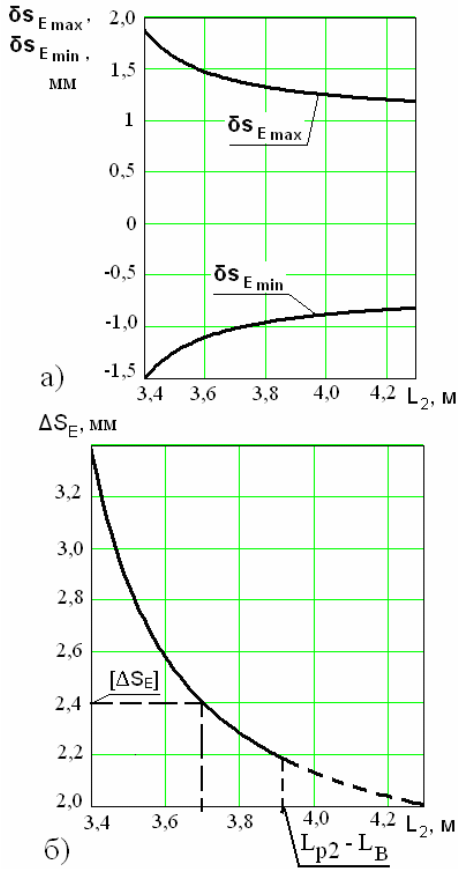


Рис. 6 - Графіки зміни відхилення голівки електродотримача (а) при граничних значеннях довжини електроду і різниця відхилень точки Е (б) у функції координати L_2 положення шарніру рукава БЕ

Відхилення електроду у функції довжини електроду (при квазістатичному навантаженні електродинамічними силами в режимі двофазного КЗ) для конструкції електродотримача із шарнірним і жорстким кріпленням рукава до стійки представлено графічними залежностями (рис.7). У розглянутій розрахунковій схемі за умови мінімального відхилення електроду в горизонтальній площині від початкового положення можливо використовувати в конструкції БЕ гаситель коливань з пружними елементами, що мають коефіцієнт жорсткості, який має змінюватися у функції робочої довжини електроду (рис.8).

Механічна система БЕ представлена як коливальна система типу подвійного фізичного маятника, який розташований у горизонтальній площині з пружними зв'язками між ланками та демпферами коливань.

На підставі рівнянь Лагранжа другого роду складені диференціальні рівняння малих вимушених коливань у дисипативній системі з двома ступенями вільності:

$$\left. \begin{aligned} a_{11} \cdot \ddot{\varphi}_1 + a_{12} \cdot \ddot{\varphi}_2 + b_{11} \dot{\varphi}_1 + b_{12} \dot{\varphi}_2 + c_{11} \cdot \varphi_1 + c_{12} \cdot \varphi_2 &= Q_1 \\ a_{21} \cdot \ddot{\varphi}_1 + a_{22} \cdot \ddot{\varphi}_2 + b_{21} \dot{\varphi}_1 + b_{22} \dot{\varphi}_2 + c_{21} \cdot \varphi_1 + c_{22} \cdot \varphi_2 &= Q_2 \end{aligned} \right\}, \quad (12)$$

де a_{js} , b_{js} , c_{js} – відповідно інерційні, дисипативні та квазіпружні коефіцієнти;

Q_s – узагальнена сила; $j = \overline{1,2}$; $s = \overline{1,2}$

Інерційні, квазіпружні і дисипативні коефіцієнти в рівняннях (12) мають вигляд:

$$a_{11} = I_{1z} + m_2 L_2^2; \quad a_{12} = a_{21} = m_2 L_2 b; \quad a_{22} = I_{2c_2} + m_2 b^2. \quad (14)$$

$$c_{11} = c_{st} L_2^2 + c_{gk} (L_1 + L_2)^2; \quad c_{12} = c_{21} = -c_{gk} (L_1 + L_2)^2; \quad c_{22} = -c_{12}. \quad (15)$$

$$b_{11} = \lambda_1 L_2^2 + \lambda_2 (L_1 + L_2)^2; \quad b_{12} = b_{21} = -\lambda_2 (L_1 + L_2)^2; \quad b_{22} = -b_{12}, \quad (16)$$

де $m_2 = m_p + m_e$; λ_1 і λ_2 - коефіцієнти непружного опору.

Узагальнені сили Q_1 і Q_2 , що відповідають сумарному електродинамічному впливу на рукав і електрод від рівнодіючих сил F_p і F_e :

$$Q_1 = (F_p + F_e)L_2; Q_2 = -F_p(L_2 - y_p) + F_e(L_0 - L_2) \quad (17)$$

При врахуванням сумарного моменту сил тертя в шарнірних опорах рукава узагальнена сила Q_2 у системі рівнянь (12) має вигляд:

$$Q_2 = -F_p(L_2 - y_p) + F_e(L_0 - L_2) + M_{Br} \cdot \text{sgn}(\dot{\phi}_1 - \dot{\phi}_2), \quad (18)$$

де M_{Br} - сумарний момент сил тертя в шарнірних опорах рукава відносно вісі шарніру В.

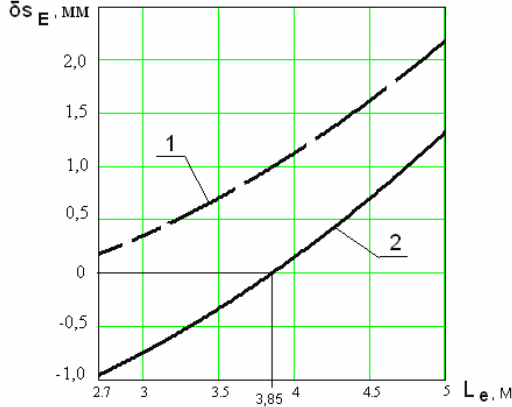


Рис. 7 - Відхилення електроду від початкового положення у функції робочої довжини електроду (квазістатичне навантаження електродинамічними силами) для конструкції: 1 - із жорстким кріпленням рукава електродотримача до стійки; 2 - БЕ

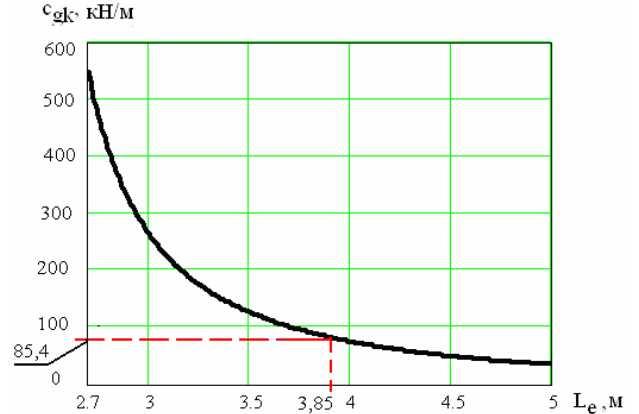


Рис. 8 - Розрахункова жорсткість пружного елемента гасителя коливань БЕ у функції робочої довжини електроду за умови мінімального відхилення електроду від початкового положення

Сумарний момент сил тертя у шарнірних опорах рукава електродотримача має бути врахований при виборі нелінійної пружної характеристики гасителя коливань, а саме зусилля попереднього стиску F_{gk0} пружного елемента за умови:

$$F_{gk0} > M_{Br} / (L_1 + L_2). \quad (19)$$

Для конструкції електродотримача з жорстким кріпленням рукава до стійки диференціальне рівняння вимушених коливань дисипативної системи з одним ступенем вільності має вигляд: $\ddot{\phi} + 2n\dot{\phi} + k^2\phi = Q/I_{np}$, (20)

тут $Q = F_e L_0 + F_p y_p$; $k = \sqrt{c_1 / I_{np}}$; $n = 0,5 \lambda_1 / I_{np}$, де приведений до вісі стійки електродотримача момент інерції системи $I_{np} = I_{1z} + I_{2z}$.

Для коливальної системи БЕ крайньої фази прийняті інерційні параметри: $I_{1z} = 984 \text{ кгм}^2$; $m_p = 5450 \text{ кг}$; $I_p = 14730 \text{ кгм}^2$; $I_{2z} = 56469 \text{ кгм}^2$, та коефіцієнти непружного опору $\lambda_1 = 23 \cdot 10^3 \text{ кг/с}$, $\lambda_2 = 18 \cdot 10^3 \text{ кг/с}$. При моделюванні вимушених коливань електродотримача зовнішньої фази в горизонтальній площині враховувався гармонійний характер зміни в часі складових електродинамічного навантаження з подвійною частотою змінного струму в трифазній мережі.

На основі системи рівнянь (12) і рівняння (20) при нульових початкових умовах виконане моделювання коливань електроду (рис.9) при раптовому прикладанні електродинамічного навантаження та після його скидання в системі з

жорстким кріпленням рукава до стійки електродотримача та в системі БЕ. Імітаційне моделювання коливань електродотримачів виконувалось чисельними методами у програмному середовищі MathCAD із застосуванням алгоритмів, розроблених автором при варіації закону зміни жорсткості і коефіцієнта опору гасителя коливань у системі БЕ.

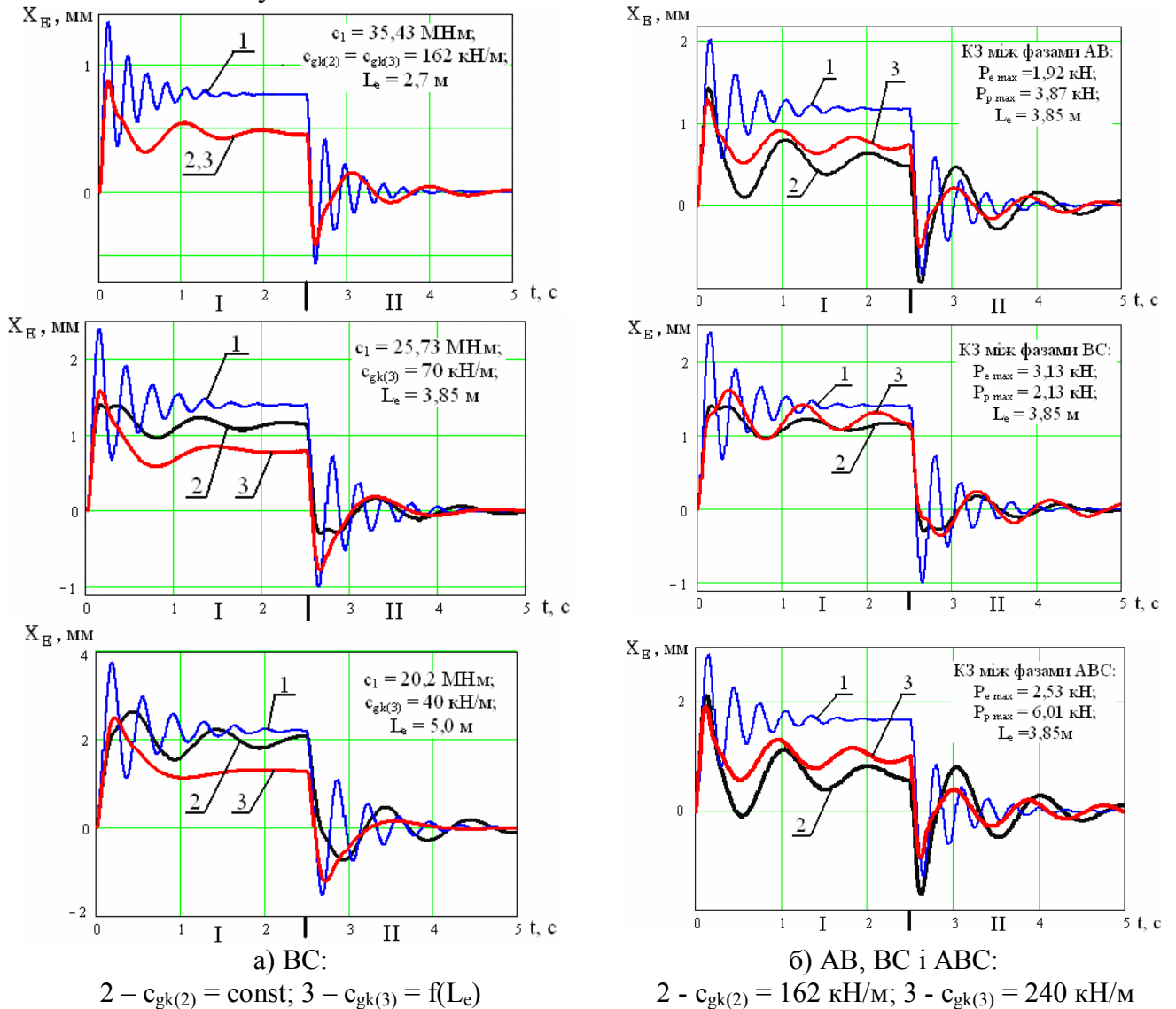


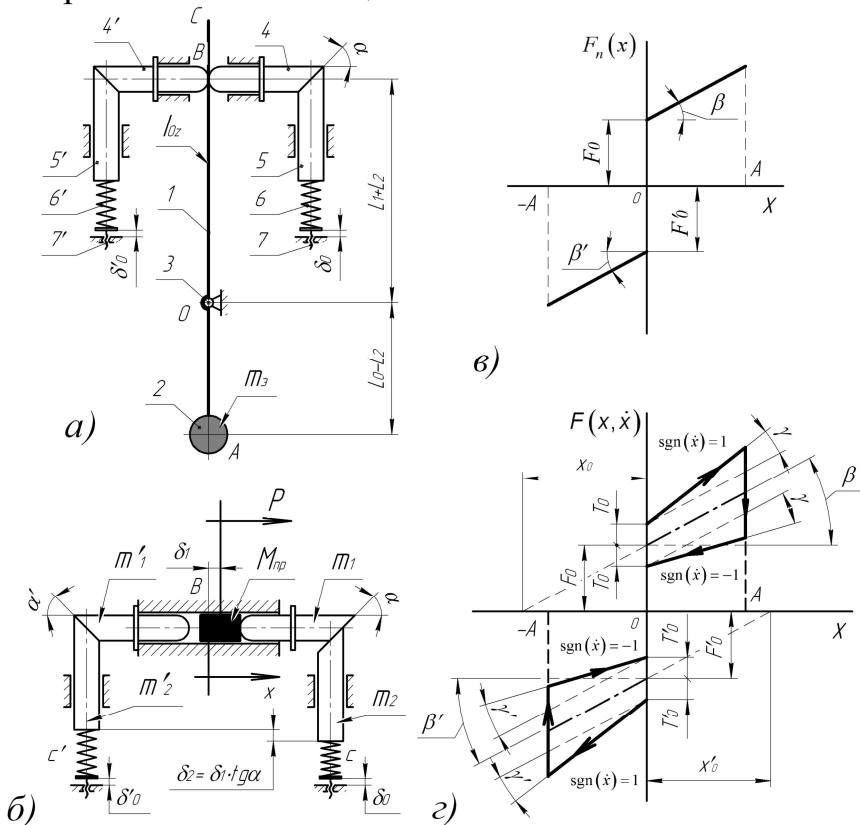
Рис. 9 - Результати моделювання вимушених коливань (ділянка I) голівки електродотримача при раптовому прикладанні електродинамічного навантаження на систему «електродотримач-електрод» в режимах КЗ між фазами (а; б) і згасаючих вільних коливань (ділянка II) після скидання навантаження при варіації значень параметрів жорсткості гасителя коливань БЕ (1 - вихідна конструкція електродотримача; 2, 3 - БЕ)

За результатами імітаційного моделювання вимушених коливань електрода в системі БЕ в умовах раптового прикладання електродинамічного навантаження для можливих режимів КЗ з урахуванням зміни динамічних параметрів системи (рис. 9) і згасаючих вільних коливань після скидання навантаження встановлена можливість зниження відповідно в 1,43...1,71 рази (ділянка I, рис. 9) максимальної амплітуди коливань електрода в порівнянні з амплітудами коливань (1,3...3,6 мм) електродотримача з жорстким кріпленням рукава до стійки.

За результатами моделювання також підтверджена можливість зменшення амплітуд коливань електрода в системі БЕ у можливих режимах автоколивань при модуляції струму низькою частотою власних коливань крутильної та згинальної системи електродотримача.

У четвертому розділі розглянута конструкція механічної системи БЕ та варіанти її демпферних вузлів, складена математична модель динамічної підсистеми рукава БЕ з демпфером сухого позиційного тертя, наведені результати лабораторних досліджень коливань на фізичній моделі БЕ з демпфером сухого позиційного тертя на основі ортогонального клинового механізму з лінійними пружними елементами та їх початковим натягом.

Характерною властивістю розробленої конструкції БЕ є наявність шарнірного вузла рукава, що розташовується між точкою прикладення рівнодіючої розподіленої електродинамічних сил струмопровода рукава і голівкою електродотримача, при цьому створюється крутний момент у горизонтальній площині напрямком якого протилежний повороту стійки електродотримача, що дозволяє повернути рукав з електродом у протилежному напрямку і зменшити відхилення електрода від початкового положення, тобто зменшується амплітуда коливань електрода у горизонтальній площині.



Для гасіння коливань рукава в горизонтальній площині у підсистемі БЕ запропонована конструкція демпфера сухого тертя (рис.10, а) на основі ортогонального клинового механізму з лінійними пружними елементами та їх початковим натягом.

Рис. 10 - Підсистема рукава БЕ з демпфером сухого позиційного тертя: а) кінематична схема (1 – рукав; 2 - електрод; 3 – шарнір рукава; 4, 5 – клини; 6 – пружина; 7 – натискний гвинт); б) приведена динамічна модель; в) пружна характеристика; г) петля гістерезису демпфера сухого тертя

Диференціальні рівняння руху приведеної динамічної моделі (рис.10, б) складені з урахуванням нелінійної сили тертя T , що виникає на взаємодіючих поверхнях клинів ортогонального клинового механізму демпфера сухого тертя:

для режиму прямого ходу ($\text{sgn}(\dot{x}) = 1$)

$$(M_{np} + m_1 + m_2 \cdot i_{12}^{-2} \cdot \eta_{12}^{-1}) \cdot \ddot{x} + F_n(x) \cdot i_{12}^{-1} \cdot \eta_{12}^{-1} = P(t); \quad (21)$$

для режиму зворотного ходу ($\text{sgn}(\dot{x}) = -1$)

$$(M_{np} + m_1 - m_2 \cdot i_{21}^2 \cdot \mu_{21}) \cdot \ddot{x} + F_n(x) \cdot i_{21} \cdot \mu_{21} = P(t), \quad (22)$$

тут приведена до точки В динамічної моделі (рис. 10, б) маса електроду та момент інерції рукава електродотримача

$$M_{np} = \left[m_e \cdot (L_0 - L_2)^2 + I_{\delta z} \right] / (L_1 + L_2)^2, \text{ де } m_1 \text{ і } m_2 - \text{ маса клинів}; \quad (23)$$

кінематичні передатні відношення прямого i_{12} та зворотного i_{21} ходу

$$i_{21} = i_{12}^{-1} = \text{tg}(\alpha); \quad (24)$$

$$\text{к.к.д. прямого ходу } \eta_{12} = \text{tg}(\alpha) / \text{tg}(\alpha + \rho); \quad (25)$$

$$\text{коефіцієнт зворотного ходу (розгальмовування) } \mu_{21} = \text{tg}(\rho - \alpha) / \text{tg}(\alpha), \quad (26)$$

де α - кут скосу клина; ρ - кут тертя на взаємодіючих поверхнях клинів, ($\rho < \alpha < 90^\circ - \rho$).

На підставі математичної моделі ортогонального клинового механізму з малим тертям в направляючих сумарна нелінійна силова характеристика $F(x, \dot{x})$ (рис. 10, з) демпфера позиційного сухого тертя з початковим натягом лінійних пружних елементів, приведена до переміщення відповідно вісі x :

для режиму прямого ходу

$$F(x, \dot{x}) = \begin{cases} c[\delta_0 + x \cdot \text{tg}(\alpha)] \cdot \text{tg}(\alpha + \rho), \text{ якщо } x \geq 0, \text{sgn}(\dot{x}) = 1 \\ c'[-\delta'_0 + x \cdot \text{tg}(\alpha)] \cdot \text{tg}(\alpha + \rho), \text{ якщо } x < 0, \text{sgn}(\dot{x}) = -1 \end{cases} \quad (27)$$

для режиму зворотного ходу

$$F(x, \dot{x}) = \begin{cases} c[\delta_0 + x \cdot \text{tg}(\alpha)] \cdot \text{tg}(\alpha - \rho), \text{ якщо } x \geq 0, \text{sgn}(\dot{x}) = -1 \\ c'[-\delta'_0 + x \cdot \text{tg}(\alpha)] \cdot \text{tg}(\alpha - \rho), \text{ якщо } x < 0, \text{sgn}(\dot{x}) = 1 \end{cases} \quad (28)$$

де відповідно c , c' , δ_0 , δ'_0 - жорсткості та початковий натяг лінійних пружних елементів.

Для симетричної пружної та дисипативної характеристики демпфера позиційного сухого тертя коефіцієнт поглинання, який обумовлений гістерезисною петлею (рис. 10, г), не залежить від амплітуди та складає:

$$\psi = 1 - \text{tg}(\alpha - \rho) / \text{tg}(\alpha + \rho). \quad (29)$$

Амплітуда коливань у системі БЕ з сухим позиційним тертям у разі гармонійного збурення з частотою ω :

$$A = \frac{P_0}{c_{np} \sqrt{\left[1 - (\omega/p)^2\right]^2 + (\psi/2\pi)^2}} < [A]; \quad (30)$$

тут $p^2 = c_{np} / M_{np}$, де P_0 - амплітуда приведеної електродинамічної сили.

Амплітуда коливань електрода має бути обмежена за рахунок раціонального вибору геометричних і дисипативних параметрів демпфера і не повинна перевищувати граничну амплітуду $[A]$ за критерієм міцності електрода.

Для дослідження впливу динамічних параметрів і характеристик дисипації на коливальні процеси у розробленій системі БЕ в лабораторних умовах кафедри "Металургійного обладнання" ЗДІА була створена фізична модель БЕ (рис.11) з демпфером позиційного сухого тертя на основі ортогонального клинового механізму з попереднім натягом лінійних пружних елементів.

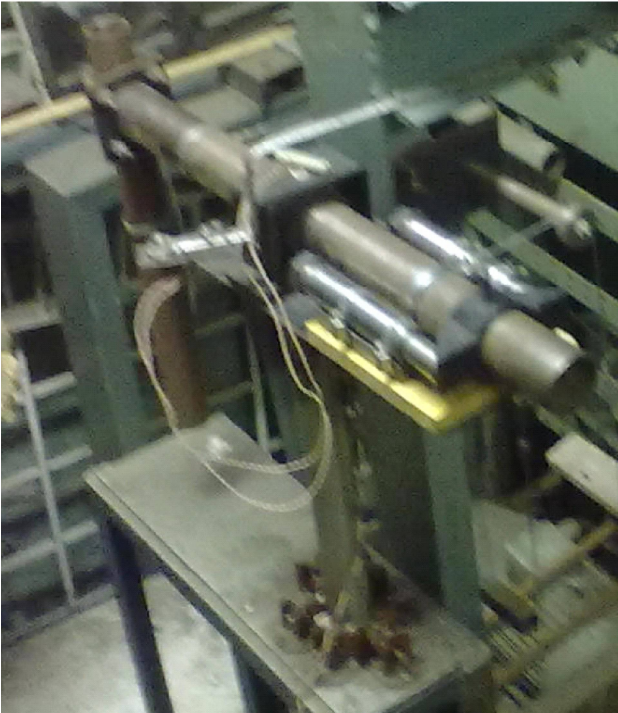


Рис. 11 - Фізична модель БЕ з демпфером позиційного сухого тертя на основі ортогонального клинового механізму

При моделюванні коливань БЕ розглядалися два режими: з максимальним раптово прикладеним навантаженням (імітація КЗ) і після скидання навантаження (розрив дуги). Еквівалентні статичні навантаження, що імітували режими КЗ, прикладались в розрахункових точках фізичної моделі за допомогою системи вантажів. Експериментальні вимірювання виконувалися для трьох комплектів ортогональних сталевих клинів з кутами 15° , 30° і 45° при однакових початкових умовах руху, силового навантаження,

зусиль попереднього притиснення клинової пари і коефіцієнту сухого тертя.

За результатами математичного моделювання та інструментального дослідження коливань на фізичній моделі БЕ з демпфером сухого тертя на основі ортогонального клинового механізму з попереднім натягом пружних елементів встановлено, що темп загасань, амплітуда і частота коливань залежать від кута скосу клинів. Проведені дослідження при варіації впливу на коливальну систему фізичної моделі показали, що раціональним є кут скосу 30° відносно вісі непідпружиненого клина.

У п'ятому розділі представлені результати експериментального дослідження системи електродотримачів ДСП-50Н2 з гідравлічним приводом МПЕ в умовах ПрАТ «Електрометалургійний завод «Дніпроспецсталь» ім. А.М. Кузьміна» з реєстрацією струму вторинної мережі, вертикального переміщення електрода, коливань електродотримача в горизонтальній площині, тиску у системі гідравлічного приводу МПЕ та сигналів САР на гідропідсилювач.

Дослідження проводились з метою ідентифікації розрахункових моделей механічної системи електродотримача та отримання вихідних даних для аналізу коливань електрода у горизонтальній площині при дії нестационарного збурення, встановлення режимів роботи гідравлічного приводу і схеми регулювання МПЕ та їх зв'язку зі зміною струму, визначення максимальних значень та режимів зміни струму при плавленні та їх зв'язку з амплітудами та частотами коливань електрода, встановлення характеристик дисипації у крутильній системі стійки електродотримача.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена актуальна науково-технічна задача зменшення вібрацій електродів за рахунок вдосконалення механічної системи електродотримачів дугової сталеплавильної печі шляхом застосування нової конструкції балансірного електродотримача з шарнірним кріпленням рукава до рухомої стійки та обґрунтування раціональних геометричних і динамічних параметрів системи на підставі встановлених закономірностей коливань електрода в горизонтальній площині в системі балансірного електродотримача при дії нестационарного електродинамічного збурення.

Основні наукові і практичні результати полягають у наступному:

1. На основі аналізу причин виникнення вібрацій електродів трифазних ДСП встановлено, що однією з причин низької вібраційної стійкості існуючих конструкцій систем електродотримачів є жорстке закріплення рукава електродотримача до його рухомої стійки, що при нестационарному електродинамічному збуренні може приводити до збільшення амплітуд коливань електродотримачів до значень граничних для міцності графітованого електрода та ніпельних з'єднань його секцій.

2. Вперше запропоновано при розрахунках динамічних характеристик системи електродотримачів встановити граничні обмеження параметрів вібрації електродотримача з урахуванням умов міцності графітованого електрода та його ніпельних з'єднань при зміні механічних характеристик його матеріалу при дії температури.

3. Вперше, для зменшення амплітуди коливань електрода у горизонтальній площині при дії нестационарного електродинамічного збурення, в режимах коротких замикань і при вільних пружних коливаннях електродотримача після розриву дуги, запропонована шарнірна система кріплення рукава електродотримача на рухомій стійці МПЕ. Розроблена конструкція пристрою для кріплення електродотримача ДСП захищена патентом України на винахід.

4. Вперше, за умови заданого граничного значення амплітуди коливань електрода у горизонтальній площині, на основі математичної моделі динамічної системи БЕ, отримані аналітичні залежності для визначення раціонального значення координат розташування шарнірів рукава електродотримача та жорсткості пружного елемента гасителя коливань з урахуванням варіації максимального електродинамічного навантаження у можливих режимах КЗ, конструктивних параметрів рукава електродотримача та діапазону зміни крутильної жорсткості рухомої стійки.

5. Встановлена теоретично і підтверджена при імітаційному моделюванні можливість зниження максимальних амплітуд коливань електрода в 1,43...1,71 рази і зміни характеру коливань при дії нестационарного електродинамічного збурення за рахунок раціонального вибору динамічних параметрів системи балансірного електродотримача, жорсткості і параметрів дисипації гасителя коливань.

6. Вперше для гасіння коливань в системі БЕ запропонована конструкція демпфера позиційного сухого тертя на основі ортогонального клинового механізму з попереднім натягом лінійних пружних елементів. Встановлено і підтверджено

результатами інструментального дослідження коливань на фізичній моделі БЕ з демпфером позиційного сухого тертя, що темп загасань, амплітуда і частота коливань залежать від кутів скосу клинів та значення попереднього натягу пружних елементів.

7. За результатами теоретичних і експериментальних досліджень розроблені технічні рішення по раціональному проектуванню та рекомендації по вибору конструктивних та динамічних параметрів механічної системи БЕ, що передані ТОВ "УкрНДІЕлектротерм" для проектування і модернізації існуючих систем електродотримачів трифазних печей серії ДСП-50.

СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ:

Статті у виданнях, що включені до міжнародних науково-метричних баз:

1. **Власов А.А.** Исследование динамической системы балансирного электрододержателя дуговой сталеплавильной печи / **А.А. Власов**, С.В. Зданевич // Системні технології. Регіональний міжвузівський збірник наукових праць. - Випуск 4(117). - Дніпро, 2018. - С.10-18. (**Index Copernicus**).
2. **Власов А.О.** Удосконалення механічної системи електродотримача для зменшення вібрації електрода / **А.О. Власов**, С.В. Зданевич // Наука та прогрес транспорту. Вісник Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені академіка В. Лазаряна. - Випуск 4(76). - Дніпро, 2018. - С.68-80. (**Index Copernicus**).

Статті в наукових фахових виданнях:

3. **Власов А.А.** Пути снижения расхода электродов в дуговых электросталеплавильных печах / **А.А. Власов**, Н.В. Коваль, А.Я. Жук, П.И. Тищенко, С.М. Тимошенко, В.М. Печенникова // Металургія: Збірник наукових праць ЗДІА. - Запоріжжя: ЗДІА, 2001. – Вип.5. - С.97-100.
4. **Власов А.А.** Балансирный электрододержатель дуговой электропечи / **А.А. Власов**, А.Я. Жук, Н.В. Коваль, П.И. Тищенко // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. Международный сборник научных трудов. - Донецк: ДонНТУ, 2002. – Вып.19. – С. 26-31.
5. **Власов А.А.** Пути усовершенствования электрододержателей дуговых сталеплавильных печей / **А.А. Власов**, А.Я. Жук, Н.В. Коваль, В.Н. Химин // Металургія: Збірник наукових праць ЗДІА. - Запоріжжя: ЗДІА, 2003. – Вип.7. - С. 90-93.
6. Коваль М.В. Про підвищення надійності роботи електродів дугових сталеплавильних печей / М.В. Коваль, В.К. Тарасов, С.С. Пилипенко, Ю.П. Єгоров, **А.О. Власов** // Металургія: Збірник наукових праць ЗДІА. - Запоріжжя: ЗДІА, 2016. - Вип. 35. - С. 58-62.
7. **Власов А.О.** Вибір жорсткості пружних елементів гасителя коливань балансирного електродотримача дугової сталеплавильної печі / **А.О. Власов**, С.В. Зданевич // Теорія і практика металургії, 2017. №1-2, С.77-81.
8. **Власов А.О.** Схематизація навантаження та аналіз коливань балансирного електродотримача дугової сталеплавильної печі / **А.О. Власов**, С.В. Зданевич // Металургійна та гірничорудна промисловість. -2018.- №7.-С.154-158.

Патент України на винахід:

9. Патент на винахід №43610А Україна, МПК Н 05 В 7/10. Пристрій для кріплення електродотримача дугової сталеплавильної печі / **Власов А.О.**, Коваль М.В., Жук А.Я., Лебедева І.В., Беляев С.Ю., Бейник В.В.; заявник і власник Запорізька державна інженерна академія. - № 2001042291; заявл. 06.04.2001; опубл. 17.12.2001, Бюл.№11.

Матеріали наукових конференцій:

10. **Власов А.А.** Гашение вибраций систем электрододержателей дуговых сталеплавильных печей / **А.А. Власов**, Н.В. Коваль // Материалы международной научно-технической конференции «Вибрация машин: измерение, снижение, защита». Донецк: ДонНТУ, 2003. – С.57-61.

11. **Власов А.А.** Модернизация конструкции электрододержателя дуговых сталеплавильных печей с целью снижения вибраций // X Науково-технічна конференція студентів, магістрів, аспірантів і викладачів ЗДІА. Частина 1., Запоріжжя: ЗДІА, 2005. - С.61-62.

12. **Власов А.А.** Математическое моделирование и выбор рациональных параметров балансирующего электрододержателя с демпфером сухого позиционного трения и нелинейным упругим элементом / **А.А. Власов**, С.В. Зданевич // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні ІТММ 2017» (28 – 30 березня 2017 р.), Дніпро, НМетАУ, 2017. - С.56.

13. **Власов А.А.** Определение геометрических и упругих параметров элементов системы балансирующего электрододержателя дуговой сталеплавильной печи / **А.А. Власов**, С.В. Зданевич // Всеукраїнська науково-технічна конференція «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» (11 - 13 квітня 2017 р., НМетАУ). Матеріали. Т.2 - Дніпро, 2017. – С.308-311.

14. **Власов А.О.** Динамічний синтез системи балансирующего электродотримача дугової сталеплавильної печі / **А.О. Власов**, С.В. Зданевич // Міжнародний науковий журнал Acta Universitatis Pontica Euxinus. Спец. випуск /XIII Міжнародна конференція «Стратегія якості в промисловості і освіті» (5 - 8 червня 2017 р., Варна, Болгарія). Матеріали. Т.2 - Дніпро - Варна, 2017. – С.60-65.

15. **Власов А.О.** Динамічна система балансирующего электродотримача з демпфером сухого тертя / **А.О. Власов**, С.В. Зданевич // Міжнародний науковий журнал Acta Universitatis Pontica Euxinus. Спец. випуск / Міжнародна конференція «Інноваційні технології в науці та освіті. Європейський досвід » (21 - 24 листопада 2017 р., Відень, Австрія). Матеріали. Т.2 - Дніпро - Відень, 2017. – С.191-196.

16. **Власов А.О.** Математичне моделювання коливань та динамічний синтез системи балансирующего электродотримача дугової сталеплавильної печі / **А.О. Власов**, С.В. Зданевич // Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні ІТММ 2018» (27 – 29 березня 2018 р.), Дніпро, НМетАУ, 2018. - С.56.

17. **Власов А.О.** Імітаційне моделювання коливань електрода на основі моделі нелінійної механічної системи балансирующего электродотримача дугової сталеплавильної печі / **А.О. Власов**, С.В. Зданевич // Міжнародний науковий журнал Acta Universitatis Pontica Euxinus. Спец. випуск /XIV Міжнародна

конференція «Стратегія якості в промисловості і освіті» (4 - 7 червня 2018 р., Варна, Болгарія). Матеріали. Т.2 - Дніпро - Варна, 2018. – С.40-45.

18. **Власов А.О.** Вплив конструктивних схем та динамічних параметрів на коливання системи електродотримача при нестационарному електродинамічному збудженні / **А.О. Власов**, С.В. Зданевич // Тези доповідей міжнародної науково-практичної конференція «Підвищення ефективності піднімально-транспортних, будівельних, дорожніх машин і комплексів». Дніпро: ДНУЗТ, 2018. - С.41-42.

АНОТАЦІЯ

Власов А.О. Вдосконалення механічної системи електродотримачів дугової сталеплавильної печі для зменшення вібрацій електродів. - Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.08 - «Машини для металургійного виробництва». Національна металургійна академія України, Дніпро, 2019.

Дисертація присвячена питанням зменшення вібрацій графітованих електродів у горизонтальній площині в триангульованій системі електродотримачів трифазної дугової сталеплавильної печі шляхом удосконалення механічної системи електродотримачів за рахунок використання нової схеми балансірного електродотримача з шарнірним кріпленням рукава на несучій конструкції рухомої стійки механізму переміщення електроду та застосування пристроїв для демпфірування коливань.

У дисертаційній роботі отримані нові науково обґрунтовані теоретичні та експериментальні результати, що у сукупності є суттєвими для рішення актуальної задачі визначення й обґрунтування вибору динамічних параметрів механічної системи балансірного електродотримача на підставі певних закономірностей нестационарного електродинамічного збурення та граничних обмежень параметрів вібрації рукава електродотримача з умов міцності графітованого електроду та його ніпельних з'єднань з урахуванням зміни механічних характеристик їх матеріалу при дії температури.

На основі розробленої математичної моделі динамічної системи балансірного електродотримача за умови заданого граничного значення амплітуди коливань електроду у горизонтальній площині, отримані аналітичні залежності для визначення раціонального значення координат розташування шарнірів рукава балансірного електродотримача та жорсткості пружного елемента гасителя коливань з урахуванням варіації максимального електродинамічного навантаження у можливих режимах коротких замикань, конструктивних параметрів рукава електродотримача, діапазону зміни крутильної жорсткості рухомої стійки відповідно робочій довжині електроду та її положення.

Встановлена теоретично і підтверджена при імітаційному моделюванні можливість зниження максимальних амплітуд коливань електроду в 1,43...1,71 рази і зміни характеру коливань при дії нестационарного електродинамічного збурення за рахунок раціонального вибору динамічних параметрів системи балансірного електродотримача, жорсткості і параметрів дисипації гасителя коливань.

Ключові слова: трифазна дугова сталеплавильна піч, електрод, балансірний електродотримач, стійка, гаситель коливань, коливання, амплітуда.

SUMMARY

Vlasov A.O. Improving of mechanical system of the electrode holders of electric arc furnace to reduce electrodes vibrations. - Manuscript.

Dissertation on competition the scientific degree of candidate of technical sciences on specialty 05.05.08 - "Machines for metallurgical production." - National Metallurgical Academy of Ukraine, Dnipro, 2019.

The dissertation is devoted to the problem of reducing the vibrations of graphite electrodes in a horizontal plane in a triangulated system of electrode holders of a three-phase arc furnace by improving the mechanical system of electrode holders using the new circuit of a balancing electrode bearing with hinged mounting of the sleeve on the supporting structure of the movable mast of the mechanism of moving the electrode and by applying devices for damping the oscillations.

The new scientifically grounded theoretical and experimental results are obtained in the dissertation, which in total are essential for the solution of the actual problem of determination and substantiation of the choice of dynamic parameters of the mechanical system of the balancing electrode holders on the basis of certain regularities of the non-stationary electrodynamic perturbation and the limiting constraints of the vibration parameters of the electrode holder sleeve from the strength conditions of the graphite electrode and its nipple compounds in view of changing the mechanical characteristics of their materials by the action of temperature.

Based on the developed mathematical model of the dynamic system of the balancing electrode holder for a given threshold value of the amplitude of oscillations of the electrode in the horizontal plane, analytical dependencies are obtained to determine the rational coordinates of the position of the hinges of the sleeve of the balancing electrode holder and the rigidity of the elastic element of the vibration damper taking into account the variation of the maximum electrodynamic load in possible short-circuit modes, design parameters of electrode arm, range of change of torsional rigidity of the movable mast in accordance with the working length of the electrode and its position.

The possibility of reducing the maximum amplitudes of oscillations of the electrode by 1,43...1,71 times and changes in the nature of oscillations under the action of non-stationary electrodynamic perturbations due to the rational choice of dynamic parameters of the balancing electrode holder system, rigidity and dissipation parameters of the damper has been established theoretically and confirmed during simulation.

Keywords: three-phase electric arc furnace, electrode, balancing electrode holder, mast, oscillator damper, oscillation, amplitude.