

УКРАЇНСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ НАУКИ І
ТЕХНОЛОГІЙ

КОРЕННОЙ ВОЛОДИМИР ВІТАЛІЙОВИЧ

УДК 621.771.06-ПК.07.083.133 (043)

**РОЗРОБКА СПОСОБІВ ДІАГНОСТУВАННЯ
ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЛІНІЙ ПРИВОДУ ВАЛКІВ
ПРОКАТНИХ КЛІТЕЙ**

Спеціальність 05.05.08 - «Машини для металургійного
виробництва»

АВТОРЕФЕРАТ
дисертації на здобуття наукового ступеня
кандидата технічних наук

Дніпро – 2025

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана у відділі технологічного обладнання та систем управління Інституту чорної металургії ім. З.І. Некрасова Національної академії наук України, м. Дніпро.

Науковий керівник:

Вереньов Валентин Володимирович,

доктор технічних наук, старший науковий співробітник
Інституту чорної металургії ім. З.І. Некрасова НАН України,
Заслужений працівник промисловості України.

Офіційні опоненти:

Іщенко Анатолій Олексійович,

доктор технічних наук, професор кафедри підйомно-транспортних машин і деталей машин Приазовського державного технічного університету;

Гануш Василь Іванович,

кандидат технічних наук, доцент кафедри галузевого машинобудування Українського державного університету науки і технологій.

Захист відбудеться 08 жовтня 2025 року о 12:30 на засіданні спеціалізованої Вченої ради Д 08.084.03 Українського державного університету науки і технологій за адресою: 49600, м. Дніпро, проспект Науки, 4.

З дисертацією можна ознайомитись в бібліотеці і на офіційному сайті Українського державного університету науки і технологій за адресою: 49600, м.Дніпро, проспект Науки, 4.

Автореферат розісланий 10 вересня 2025 року.

Вчений секретар

спеціалізованої Вченої ради Д 08.084.03,
доктор технічних наук, професор

Л.В. Камкіна

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність роботи. Прокатні стани відносяться до класу важких машин, обладнання яких десятиліттями працює в умовах дії періодичних ударних навантажень під час захвату металу валками. У цей період в залежності від технічного стану обладнання, обумовленого перш за все зносом та зазорами у з'єднувальних елементах лінії головного приводу валків, максимальний (піковий) динамічний момент у 3...5 разів може перевищувати момент у сталому режимі прокатки. Впровадження енергозберігаючих технологій, прокатка марок сталей з більшим спротивом при деформуванні, збільшення товщини слябів, підвищення швидкості прокатки та інше призводить до збільшення статичних та динамічних навантажень на прокатне обладнання, що у свою чергу впливає на розвиток зносу та зазорів, на кількість поломок та відмов деталей лінії приводу прокатних клітей. Для попередження останніх, існуючих стандартних способів та систем діагностики в сталому режиму роботи недостатньо, оскільки більшість з них не призначена для прокатних станів.

Актуальність роботи полягає у розробці та дослідженні нових способів визначення технічного стану обладнання, з урахуванням специфічних умов технологічного процесу, особливостей конструкції та режимів роботи прокатних станів. Особливе значення це має у зв'язку з прогресивною тенденцією переходу від планово-попереджувальних ремонтів до ремонтів по фактичному стану вузлів обладнання, що призведе до підвищення рівня обслуговування прокатних агрегатів та зменшить витрати на його обслуговування. Фактично мова йде про підвищення рівня управління технічною експлуатацією прокатного обладнання. Поряд з цим, незважаючи на певні технічні досягнення другою актуальною задачею залишається розробка нових способів зменшення ударних навантажень у лінії приводу під час захвату металу прокатними валками.

Таким чином, дослідні вимірювання енергосилових параметрів, розробка комплексної математичної моделі перехідних процесів у лінії приводу з метою їх більш глибокого вивчення, розробка способів визначення кутових та радіальних зазорів у лінії приводу прокатної кліті та способів зменшення динамічних навантажень є актуальною **науковою задачею**.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Основою дисертації є результати науково-дослідних робіт, які виконані в ІЧМ НАН України за безпосередньою участю здобувача у якості виконавця або відповідального виконавця: «Наукове обґрунтування, розробка і дослідження нових методів і способів вібродіагностики обладнання прокатних станів в нестационарних режимах роботи» (№ держ. реєстр. 0102U004733), «Розробка і впровадження систем і методів автоматизованого моніторингу динамічних навантажень та вібродіагностики пошкоджень прокатних станів для подовження ресурсу і підвищення безпеки експлуатації механічного обладнання та стабільності технології прокатки» (№ держ. реєстр. 0107U003702), «Аналіз відомих та пошук нових методів та способів зменшення динамічних процесів в прокатних станах» (№ держ. реєстр.

0110U002550), «Розробка діагностичної моделі і критеріїв визначення технічного стану редукторів прокатних станів» (№ держ. реєстр. 0111U001339), «Розробка алгоритмів і методів діагностики технічного стану обладнання на базі статистичних досліджень даних промислових вимірів динамічних процесів в прокатних станах» (№ держ. реєстр. 0113U001313).

Мета та завдання дослідження. Мета роботи полягає у розробці способів визначення технічного стану та зменшенні динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей при захваті металу валками.

Для досягнення мети роботи були поставлені і вирішені такі задачі:

- виконати аналіз відомих досліджень математичного моделювання перехідних процесів, способів і методів визначення технічного стану ліній приводу та зменшення динамічних навантажень у лініях приводу;

- виконати дослідно-промислові вимірювання моменту сил пружності, силових та вібраційних параметрів обладнання лінії приводу при різному стані зносу та кутових зазорів та розробити метод визначення головних параметрів перехідного процесу - величин першої та другої власної частоти коливань лінії приводу прокатних клітей;

- розробити комплексну математичну модель лінії приводу для визначення особливостей параметрів перехідних процесів з урахуванням конструктивних особливостей лінії приводу і кутових зазорів в універсальних шпинделях, зубчастих зчепленнях з'єднувальних муфт, редукторах, шестеренної кліті та радіальних зазорів у підшипникових опорах зубчастих коліс редуктора і шестеренної кліті;

- розробити метод визначення пружних параметрів трьохмасової розрахункової схеми лінії приводу з урахуванням виміряних власних частот коливань;

- визначити залежність інтервалу часу між першими двома піками коливань моменту сил пружності на моторній ділянці від часу зростання і величини моменту технологічного спротиву;

- визначити нові показники динамічності перехідних процесів у обладнанні лінії приводу прокатних клітей;

- дослідити рух осей зубчастих коліс у радіальному зазорі підшипникових опор редукторів прокатних клітей чистової групи, які відрізняються різним розташуванням шестерні редуктора відносно його колеса, та встановити діагностичні показники зносу підшипникових опор зубчастих коліс редукторів і шестеренних клітей;

- встановити зв'язок максимального моменту сил пружності під час захвату штаби валками з моментом в сталому режимі прокатки;

- обґрунтувати, розробити та дослідити нові способи визначення технічного стану ліній приводу прокатних клітей;

- обґрунтувати, розробити та дослідити нові способи по зменшенню динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей.

Об'єкт дослідження – перехідні процеси та ударні навантаження у лініях приводу прокатних клітей, їх зв'язок з технічним станом обладнання.

Предмет дослідження – кутові та радіальні зазори у лініях приводу прокатних клітей та їх вплив на перехідні процеси кінематичних та силових

параметрів.

Методи дослідження. Моделювання перехідних процесів виконувались на основі метода, який розроблений С.М. Кожевніковим та його науковою школою. Додатково враховувались рівняння динаміки зубчатих зчеплень та осей шестерні, колеса і шестеренних валків у полі радіальних зазорів підшипникових опор, як динаміка матеріальної точки у ортогональній системі координат кільцевої пружності. Застосовувались відомі методи математичного моделювання. Промислові дослідження проводилися безпосередньо на стані 1680 комбінату «Запоріжсталь», з використанням статистичних методів обробки даних масових вимірювань. Для визначення параметрів перехідних процесів використовувалася цифрова обробка сигналів та чисельне вирішення систем нелінійних алгебраїчних та диференціальних рівнянь.

Наукова новизна одержаних результатів.

1. Отримав подальший розвиток теоретичний опис перехідних процесів в обладнанні клітей широкоштабових станів гарячої прокатки, який полягає у тому, що вперше шляхом математичного моделювання та натурних вимірювань встановлено особливості динаміки зубчастих з'єднань та траєкторії руху у полі радіальних зазорів підшипникових опор осей зубчатих коліс редуктора та шестеренної кліті з різним конструктивним розташуванням шестерні відносно колеса. Показано різний напрямок переміщення осей зубчатих коліс редуктора та зусиль між зубцями і у підшипникових опорах редуктору. Запропоновано новий показник динамічності підшипникової опори, який дорівнює відношенню максимального значення зусилля реакції до сталого значення у режимі прокатки.

2. Вперше на базі численних вимірювань та шляхом математичного моделювання встановлено статистичну залежність максимального динамічного моменту у період захвату метала валками від моменту у сталому режимі прокатки у вигляді кореляційного поля точок, яке апроксимовано лінійною залежністю, кут нахилу якої залежить від технічного стану – зносу та зазорів ділянок лінії приводу прокатної кліті.

3. Вперше розроблені, обґрунтовані і досліджені способи діагностування технічного стану обладнання лінії приводу валків з використанням параметрів перехідних процесів:

- за кутом нахилу лінійної апроксимації кореляційного поля максимальних динамічних і статичних моментів сил пружності;
- за швидкістю розповсюдження пружної деформації вздовж лінії приводу, з урахуванням руху ударної хвилі не тільки вздовж з'єднаних валів, а й згинання зубчатих коліс і передаточного відношення редуктору. Швидкість розповсюдження деформаційної хвилі поряд з часом запізнення реакції ділянок лінії приводу залежить від технічного стану – зносу і зазорів в зчленуваннях, що дозволяє підвищити точність діагностування;
- за співвідношенням першого періоду коливаний моменту сил пружності на моторній ділянці, вібрації корпусу редуктора та електромагнітного моменту двигуна;
- за сигналом тиску у гідравлічній системі врівноваження робочих валків та кутової швидкості двигуна;

- за часом запізнення реакції моменту сил пружності або вібрації корпусного обладнання першої кліті в режимі взаємодії двох клітей, коли відбувається захват штаби валками другої кліті;

4. Для уточнення величин пружностей ділянок у трьохмасовій рядній схемі лінії приводу використано момент сил пружності, що виміряний безпосередньо на прокатній кліті, у якому знаходять фактичні частоти власних коливань лінії приводу і з їх допомогою визначають скориговані параметри пружностей. Це дозволяє підвищити точність розрахунку динамічних навантажень і способів діагностування за допомогою математичного моделювання.

5. Запропоновані та досліджені нові способи зменшення динамічних навантажень під час захвату метала валками шляхом:

- зниження впливу зазорів за рахунок короткочасного підйому та опускання верхнього опорного валка;
- зниження впливу зазорів за рахунок згинання передньої частини штаби у жолоб та її розгинання;
- формування трапецієвидної передньої частини штаби для чистової групи клітей;
- встановлення двигуна постійного струму у чистову групу стана 1680 і з'єднання його з шестеренною кліттю валом підвищеної довжини.

Практичне значення отриманих результатів.

Розроблена комплексна математична модель лінії приводу, що дозволяє вести пошук залежності максимальних динамічних навантажень у крутильній системі і осях зубчатих коліс від зносу та кутових і радіальних зазорів з урахуванням різноманіття сортаменту та більш раціональніше визначати місця встановлення діагностичних датчиків.

Розроблені способи оцінювання загального технічного стану обладнання ліній приводу прокатних клітей за швидкістю розповсюдження деформаційної хвилі вздовж лінії приводу при захваті металу прокатними валками; за даними вимірювання тиску у гідравлічній системі врівноваження прокатних валків, параметрів вібрації корпусу редуктора та електромагнітного моменту двигуна при захваті метала прокатними валками, за сигналами датчиків обертання деталей лінії приводу.

Розроблена методика визначення двох перших власних частот коливань лінії приводу прокатної кліті за даними промислових вимірювань моменту сил пружності та на її основі методика уточнення пружних параметрів розрахункової трьохмасової схеми лінії приводу прокатної кліті.

Розроблені способи зменшення динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей за рахунок: короткочасного підйому та опускання верхнього опорного валка (динамічна складова зменшується у 1,5-2,0 рази), згинання передньої частини штаби у жолоб та її розгинання (динамічна складова зменшується у 1,4-1,9 рази), формування трапецієвидної передньої частини штаби (динамічна складова зменшується у 1,55-2,5 рази), встановлення двигуна постійного струму і з'єднання його з шестеренною кліттю валом підвищеної довжини (динамічна складова зменшується у 1,9-2,1 рази).

Запропоновано для оцінювання динаміки два нових показники: від'ємний коефіцієнт динамічності ділянки лінії приводу (Кдв), що дорівнює відношенню моменту сил пружності при максимальному зворотному закручуванні до сталого моменту сил пружності та коефіцієнт динамічності підшипникової опори (Кдпо), що дорівнює відношенню максимального значення сили реакції опори до її сталої величини.

Розроблені нові способи діагностування технічного стану та зменшення динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей рекомендовані до реалізації на ПАТ «Запоріжсталь» та захищені патентами України. Вони дозволяють збільшити ресурс прокатного обладнання та зменшити кількість його раптових відмов.

Результати роботи використані при дослідно-промисловій перевірці спрощеної діагностичної системи на широкоштабовому стані 1680 гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь» та науково-технічних експертизах станів холодної прокатки Артемівського заводу по обробці кольорових металів (АЗОЦМ, м. Бахмут) і реверсивного стану холодної прокатки ТОВ «Модуль-Україна» (м. Кам'янець-Подільський).

Особистий внесок здобувача. Наукові результати, які приведені у дисертації і винесені на захист, отримані здобувачем самостійно. У роботах, які опубліковані разом зі співавторами, особистий внесок здобувача полягав у наступному: проведення та обробка даних промислових досліджень [10, 23, 28], дослідження динамічних параметрів лінії приводів [12, 16, 22, 24, 25, 27], дослідження властивостей кутових та радіальних зазорів на математичних моделях лінії приводу прокатної кліті [4, 5, 9, 14, 15, 26], аналіз існуючих і розробка нових способів визначення технічного стану прокатного обладнання [1, 2, 3, 6, 7, 13, 17, 18, 19, 20, 21] та зменшення динамічних навантажень [8, 11, 31], розробка нових способів діагностування елементів лінії приводу прокатної кліті [29, 30].

Апробація результатів дисертації. Основні наукові положення роботи доповідалися на міжнародній конференції «Сучасні методи і засоби неруйнівного контролю та технічної діагностики» (м.Ялта, 2004 та 2005); міжнародній науково-технічній конференції, присвяченій 100-річчю зі дня народження С.З. Юдовича «Машини та пластична деформація металів» (м.Запоріжжя, 2007); міжнародній науково-технічній конференції «Надійність та безпека технологічного обладнання» RSTE-2015 (м.Дніпропетровськ, 2015); 5-й міжнародній конференції з нелінійної динаміки ND-KhPI2016 (м.Харків, 2016); всеукраїнській науково-технічній конференції «Механіка машин – основна складова прикладної механіки» (м.Дніпро, 2017); міжнародній науково-технічній конференції «Університетська наука» ДВНЗ «ПВНЗ» (м.Маріуполь, 2019).

Результати роботи були використані при дослідно-промисловій перевірці діагностичної системи на широкоштабовому стані 1680 гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь», при науково-технічних експертизах станів холодної прокатки Артемівського заводу по обробці кольорових металів (АЗОЦМ, м.Бахмут) та реверсивного стану холодної прокатки ТОВ «Модуль-Україна» (м.Кам'янець-Подільський).

Публікації. Основні положення дисертації опубліковані у 31 друкованому виданні: 19 статей у фахових наукових виданнях, з яких 3 статті індексуються в міжнародній наукометричній базі Scopus; 9 статей у наукових фахових виданнях 7 статей у наукових періодичних виданнях; 9 тез доповідей на наукових конференціях; отримано 3 патента України.

Структура дисертації. Дисертація складається з титульного аркуша, анотації, змісту, вступу, п'ятьох розділів, висновків, списку використаних джерел із 141 найменувань та 5 додатків. Загальний об'єм роботи складає 232 сторінки, зокрема 204 сторінки основного тексту, 28 сторінок додатків, 91 рисунок, 26 таблиць.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі наведена 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 у вирішення проблемних задач, результати роботи і їх апробація, публікації, структура і обсяг дисертації.

У першому розділі виконано аналітичний огляд відомих теоретичних та практичних досліджень динамічних процесів в обладнанні прокатних станів. Теоретичні дослідження динамічних процесів в прокатних станах закладені у роботах С.М. Кожевнікова та розвинені у роботах Ф.К. Іванченко, Р.Ш. Адамїї, С.Л. Коцаря, практичні дослідження наведені у роботах В.І. Большакова, І.І. Леєпи, А.В. Празднікова, В.Д. Плахтіна, В.В. Вереньова, П.В. Крота та інших. Наведено результати моделювання і вимірювань динамічних моментів на діючих станах, перш за все під час захвату металу валками, в цілому розроблена загальна методика досліджень, крім динамічних властивостей встановлені основні збуджуючі фактори – швидкість заповнення осередка деформації металом, технологічне навантаження, знос та зазори в зчленуваннях, температура металу та ін. Відмічені подібні результати наукових робіт західних закордонних дослідників.

Встановлено низку особливостей коливань і величин моменту сил пружності в лініях приводу, їх залежність від зазорів у шпіндельному з'єднанні, специфіка збільшення моменту прокатки на валках та коливання швидкості валків під час заповнення осередку деформації металом. Найбільша увага приділяється дослідженню коефіцієнта динамічності у лінії приводу і його залежності від власних частот коливань, збуджуючих факторів, наведено його значення по клітям кількох широкоштабових станів. Коефіцієнт динамічності вважається найбільш розповсюдженим параметром, за допомогою якого оцінюють відносний рівень динамічності лінії приводу. Запропоновані конструктивні (зміна діаметру та довжини валопроводу) та технологічні (прокатка слябів із фігурною кромкою) шляхи зменшення ударних навантажень.

Виконано аналіз відмов технологічного обладнання кількох безперервних широкоштабових станів гарячої прокатки та низки наукових публікацій по руйнуванню основних елементів лінії приводу. Здебільшого

пошкодження у станах гарячої прокатки припадає на руйнування зубчатих зчеплень редукторів та муфт, прокатних валків у місцях з'єднання з універсальними шпінделями, а також на підшипникових вузлів і підшипників кочення.

Виконано аналітичний огляд способів вібраційного діагностування прокатного обладнання. Здебільшого пропонується здійснювати вимірювання у сталому режимі роботи, коли кутові та радіальні зазори не проявляються, оскільки перебувають у замкнутому стані. У свою чергу відомі способи діагностування, які запропоновані В.В. Вереньовим, та ґрунтуються на перехідних режимах роботи обладнання, коли кутові та радіальні зазори замикаються та розмикаються по декілька разів.

Встановлено, що способи зменшення динамічних навантажень поділяються на три групи. Конструктивні – базуються на заміщенні деталей та вузлів, на інші, які мають іншу пружність або момент інерції. Технологічні – базуються на зміні технологічного режиму прокатки. Експлуатаційні – на зменшенні відкритої частини кутового або радіального зазорів у момент захвату метала прокатними валками.

За останні два десятиліття співробітниками Інституту чорної металургії (ІЧМ) та ВАТ «Запоріжсталь» за участю здобувача одержані нові наукові результати відносно впливу зазорів на динаміку, її залежність від часу запізнення реакції ділянок лінії приводу на ударне навантаження в кліті, від швидкості розповсюдження ударної хвилі вздовж лінії привод та інших. Це дозволило запропонувати та розробити низку способів визначення технічного стану прокатного обладнання. Встановлені залежності ґрунтуються на численних даних натурних вимірювань моменту сил пружності та вібрації обладнання у перехідних режимах роботи при різному стані зносу та зазорів.

На підставі проведеного аналізу встановлена актуальність та необхідність подальшого дослідження перехідних процесів з метою діагностики прокатного обладнання та зменшення ударних навантажень у лініях приводу прокатних клітей.

У другому розділі наведені результати промислових вимірювань вібродинамічних параметрів обладнання лінії приводу прокатної кліті під час захвату метала робочими валками та прокатки. Вимірювалися та контролювалися наступні параметри: момент сил пружності на ділянці двигун-редуктор; віброшвидкість на підшипникових опорах редукторів, електромагнітний момент та швидкість обертання двигунів прокатних клітей, номер плавки, марка сталі, товщина та ширина штаб.

Традиційно раніше визначали значення коефіцієнта динамічності (K_d) як відношення максимального динамічного моменту (M_d) до моменту у сталому режимі прокатки (M_c): $K_d = M_d / M_c$, та досліджували його залежність перш за все від зносу та зазорів. Але величина K_d - відносний показник, де приховані абсолютні значення M_d та M_c , які необхідні для розрахунку конструктивних параметрів обладнання, режимів прокатки та інше. Вважалося, що в загальному, чим більше K_d , тим гірше технічний стан обладнання і більші динамічні навантаження.

Застосували новий підхід та сучасний погляд на вперше виконані масові

вимірювання моменту сил пружності, вважаючи, що перш за все необхідне знання абсолютних значень M_d і M_c та їх залежність від технічного стану та технології прокатки. Наприклад, для розрахунку ресурсу обладнання, оптимізації обтиснень і навантажень та іншого.

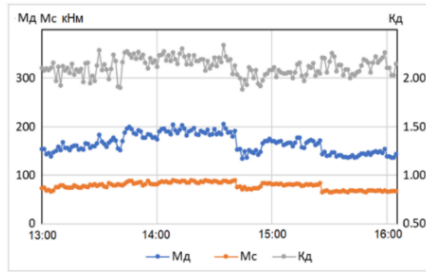


Рисунок 1 – Значення M_c , M_d та K_d при прокатці штаб у хронологічній послідовності.

Таким чином, розробили спосіб наочного зображення результатів вимірювання, коли у графічному вигляді у поточному часі для кожної штаби приводяться сумісно значення трьох параметрів: M_d , M_c та K_d . Це дозволило постфактум аналізувати потік навантаження з вказівкою сортаменту, що прокатувався, з прив'язкою його до часу (рис. 1).

Виконали аналіз складових частин перехідного процесу за моментом сил пружності на моторній ділянці лінії приводу для трьохмасової розрахункової схеми (рис. 2а). Головними параметрами перехідного процесу є величина першої, другої власної частоти коливань, час та характер зростання моменту сил технологічного спротиву, стала величина статичного моменту прокатки, логарифмічні декременти амплітуд коливань та інші. Мала тривалість перехідного процесу не дозволяє перетворенню Фур'є виявити другу власну частоту лінії приводу, тому розробили новий метод, який ґрунтується на апроксимації кривої перехідного процесу сумою згасаючих гармонійних функцій та експонентною функцією зростання моменту сил технологічного спротиву (1).

$$M_{упр}(t) = (P_1 \cdot \cos(P_5 \cdot t) + P_3 \cdot \sin(P_5 \cdot t)) \cdot \exp(-P_7 \cdot t) + (P_2 \cdot \cos(P_6 \cdot t) + P_4 \cdot \sin(P_6 \cdot t)) \cdot \exp(-P_8 \cdot t) + P_9 \cdot (1 - \exp(-P_{10} \cdot t)) \quad (1)$$

де: $P_1 \dots P_{10}$ – чисельні коефіцієнти гармонійних та експоненціальних функцій.

Після обчислення апроксимовану залежність нанесли на перехідний процес - отримали майже ідентичні коливання ($R^2 = 0.95$) (рис. 2б).

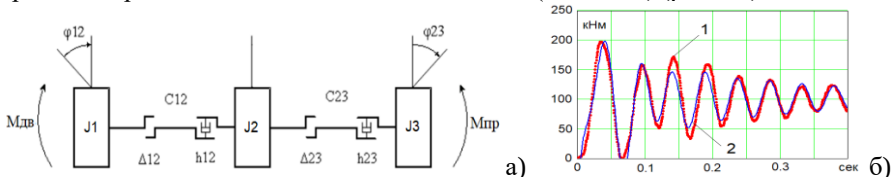


Рисунок 2 – Розрахункова схема лінії приводу (а), осцилограма моменту сил пружності 1 та її чисельна апроксимація 2 (б).

У третьому розділі на основі розрахункової схеми (рис. 2а) виконали математичне моделювання перехідних процесів у лініях приводів прокатних клітей стану 1680. Порівняння власних частот коливань з частотами, що отримані при промислових дослідженнях, становило невелику розбіжність. Вважаючи на те, що розрахунок та урахування усіх пружностей більш складний, а формули приблизні, на відміну від обчислень інерційних моментів, запропонували нову методику визначення величини пружності з'єднувальних ділянок у розрахунковій схемі лінії приводу. Для їх визначення використали відому залежність першої та другої власної частоти коливань від моментів інерції та пружності ділянок для трьохмасової розрахункової схеми (2).

$$\beta_1 := \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \left[C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} - \sqrt{\left(C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} \right)^2 - 4 \left(C_{12} C_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3} \right)} \right]} \quad (2)$$

$$\beta_2 := \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \left[C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} + \sqrt{\left(C_{12} \frac{J_1 + J_2}{J_1 J_2} + C_{23} \frac{J_2 + J_3}{J_2 J_3} \right)^2 - 4 \left(C_{12} C_{23} \frac{J_1 + J_2 + J_3}{J_1 J_2 J_3} \right)} \right]}$$

Обчисливши чисельним методом систему рівнянь за допомогою сучасного програмного математичного апарату, визначили величини пружностей C_{12} і C_{23} .

Використавши у якості основи математичної моделі скориговані пружні параметри досягли доволі точного співпадіння між формою перехідного процесу та реальними осцилограмами (рис. 3). Розбіжність між величинами параметрів, одержаних шляхом розрахунку за допомогою математичної моделі і в промислових умовах, не перевищувала 5%.

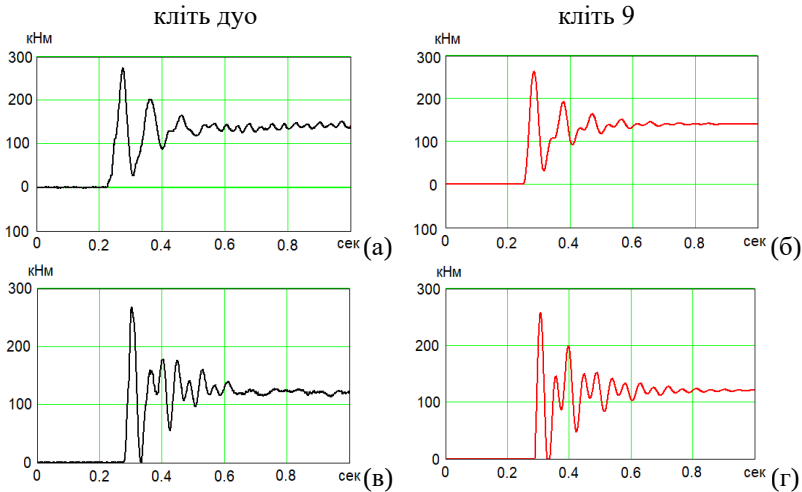


Рисунок 3 – Виміряний момент сил пружності (а, в) та його математичне моделювання (б, г) при захваті штаби у кліті дуо та кліті 9.

З метою встановлення взаємозв'язків перехідних процесів з технічним станом прокатних клітей 5 і 6 стану 1680, розроблені дві математичні моделі ліній приводу. Вони поєднують у собі крутильні елементи (рис. 4) та зубчасті зчеплення силового редуктора і шестеренної кліті (рис. 5).

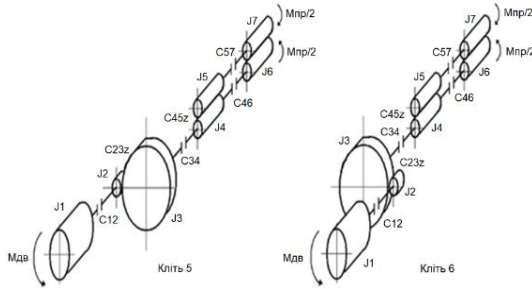


Рисунок 4 – Розрахункові крутильні схеми математичної моделі лінії приводу прокатних клітей 5 та 6, які відрізняються різним розташуванням шестерні редуктора відносно його колеса (Q – моменти інерції, C – пружність зв'язків, $M_{дв}$ – момент двигуна, $M_{пр}$ – момент прокатки).

Головна відмінність цих клітей – різне розташування шестерні відносно колеса редуктора і це має певне значення.

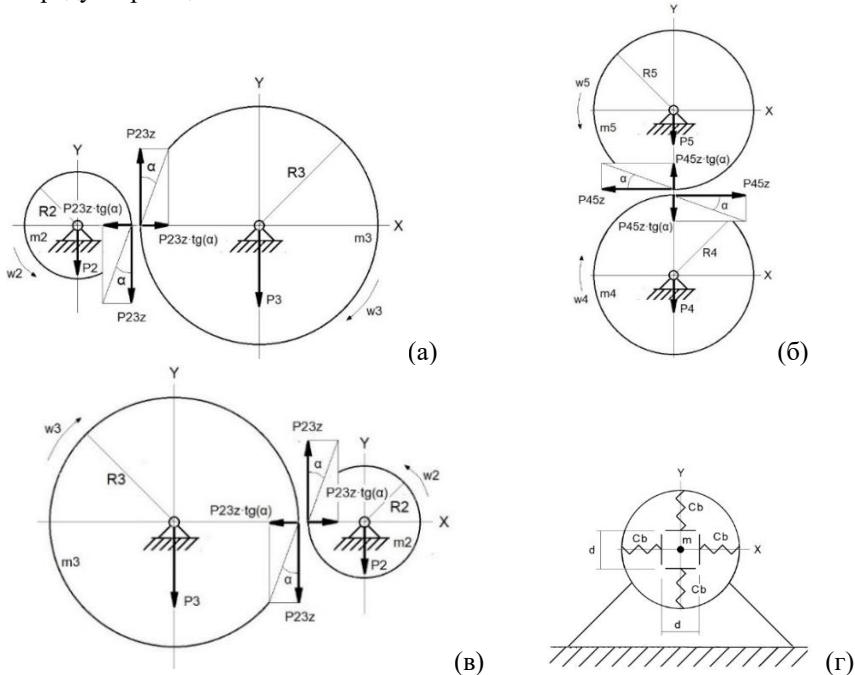


Рисунок 5 – Розрахункові схеми редукторів клітей 5 (а) та 6 (в), шестеренної клії (б) та підшипникової опори (г).

Обертові коливання елементів лінії приводу описано відповідними диференційними рівняннями (3):

$$\frac{d^2 \phi_1}{dt^2} \cdot J_1 = M_{дв} \left(\frac{d\phi_1}{dt} \right) - M_{12}(\phi_1, \phi_2) - H_{12}(\omega_1, \omega_2)$$

$$\frac{d^2 \phi_2}{dt^2} \cdot J_2 = M_{12}(\phi_1, \phi_2) + H_{12}(\omega_1, \omega_2) - P_{23z}(\phi_2, \phi_3) \cdot R_2 - H_{23}(\omega_2, \omega_3)$$

$$\begin{aligned} \frac{d^2\phi_2}{dt^2} \cdot J_3 &= -P23z(\phi_2, \phi_3) \cdot R3 - H23(\omega_2, \omega_3) - M34(\phi_3, \phi_4) - H34(\omega_3, \omega_4) \\ \frac{d^2\phi_4}{dt^2} \cdot J_4 &= M34(\phi_3, \phi_4) + H34(\omega_3, \omega_4) - P45z(\omega_4, \phi_5) \cdot R4 - H45(\omega_4, \omega_5) - \\ &\quad - M46(\phi_4, \phi_6) - H46(\omega_4, \omega_6) \\ \frac{d^2\phi_5}{dt^2} \cdot J_5 &= -P45z(\phi_4, \phi_5) \cdot R5 - H45(\omega_4, \omega_5) - M57(\phi_5, \phi_7) - H57(\omega_5, \omega_7) \\ \frac{d^2\phi_6}{dt^2} \cdot J_6 &= M46(\phi_4, \phi_6) + H46(\omega_4, \omega_6) - 0,5 \cdot Mnp(t) \\ \frac{d^2\phi_7}{dt^2} \cdot J_7 &= M57(\phi_5, \phi_7) + H57(\omega_5, \omega_7) - 0,5 \cdot Mnp(t) \end{aligned} \quad (3)$$

де: $\phi_1... \phi_7$ – кути повороту обертальних мас лінії приводу; $J_1...J_7$ – власні моменти інерції обертальних мас лінії приводу; $R_2...R_5$ – радіуси зубчатих коліс редуктора та шестеренної кліті; $M_{12}, M_{34}, M_{46}, M_{57}$ – моменти сил пружності; P_{23z}, P_{45z} – радіальна складова зусилля зубчатого зчеплення; $H_{12}, H_{34}, H_{46}, H_{57}$ – моменти дисипативних сил; M_{dv} – функція моменту двигуна; $M_{пр}$ – момент сил технологічного спротиву; t – час інтегрування.

Моменти дисипативних сил дорівнюють (4):

$$\begin{aligned} H12(\omega_1, \omega_2) &= K \partial u c \cdot (\omega_1 - \omega_2) & H46(\omega_4, \omega_6) &= K \partial u c \cdot (\omega_4 - \omega_6) \\ H34(\omega_3, \omega_4) &= K \partial u c \cdot (\omega_3 - \omega_4) & H57(\omega_5, \omega_7) &= K \partial u c \cdot (\omega_5 - \omega_7) \end{aligned} \quad (4)$$

де: $K_{\text{дис}}$ – коефіцієнт дисипації.

Момент сил технологічного опору має лінійно зростаючу залежність (5):

$$M_{\text{пр}}(t) = \begin{matrix} M_{\text{пр}}/T_{\text{нар}} \cdot t & \Rightarrow & t < T_{\text{нар}} \\ M_{\text{пр}} & \Rightarrow & t > T_{\text{нар}} \end{matrix} \quad (5)$$

де: $M_{пр}$ – момент сил технологічного спротиву у сталому режимі прокатки, $T_{нар}$ – час наростання моменту сил технологічного спротиву від нуля до номінального значення.

Кутові зазори у лінії приводу враховуються у моментах сил пружності згідно залежності (6):

$$Mij(\phi_i, \phi_j) = \begin{cases} Cij \cdot ((\phi_i - \phi_j) - kij \cdot \Delta ij) & \Rightarrow ((\phi_i - \phi_j) - kij \cdot \Delta ij) > 0 \\ Cij \cdot ((\phi_i - \phi_j) + (1 - kij) \cdot \Delta ij) & \Rightarrow (\phi_i - \phi_j) < -(1 - kij) \cdot \Delta ij \\ 0 & \Rightarrow otherwise \end{cases} \quad (6)$$

де: (i = 1, 3, 4, 5; j = 2, 4, 6, 7), Cij – пружність з'єднувальних ділянок, Δij – повна величина зазору (люфт), kij – величина відкритої частини кутового зазору (k = 0 – повністю закритий, k = 1 – повністю відкритий).

Переміщення осей зубчатих коліс редуктора та шестеренної кліті, описується системою диференційних рівнянь (7):

$$\begin{aligned} \frac{d^2 y_2}{dt^2} \cdot m_2 &= PY_2(t) - P_{23}z(t) - P_2, & \frac{d^2 x_2}{dt^2} \cdot m_2 &= PX_2(t) - |P_{23}z(t)| \cdot tg(\alpha); \\ \frac{d^2 y_3}{dt^2} \cdot m_3 &= PY_3(t) + P_{23}z(t) - P_3, & \frac{d^2 x_3}{dt^2} \cdot m_3 &= PX_3(t) + |P_{23}z(t)| \cdot tg(\alpha); \\ \frac{d^2 y_4}{dt^2} \cdot m_4 &= PY_4(t) - |P_{45}z(t)| \cdot tg(\alpha) - P_4, & \frac{d^2 x_4}{dt^2} \cdot m_4 &= PX_4(t) - P_{45}z(t); \\ \frac{d^2 y_5}{dt^2} \cdot m_5 &= PY_5(t) + |P_{45}z(t)| \cdot tg(\alpha) - P_5, & \frac{d^2 x_5}{dt^2} \cdot m_5 &= PX_5(t) + P_{45}z(t). \end{aligned} \quad (7)$$

де: m_2, m_3, m_4, m_5 – маси зубчатих коліс; P_2, P_3, P_4, P_5 – сили тяжіння зубчатих коліс; α – кут зчеплення зубчастої передачі; $PX_2...PX_5, PY_2...PY_5$ –

проекції зусилля в підшипникових опорах на осі x та y ; $x_2...x_5$, $y_2...y_5$ – переміщення осей зубчатих коліс по осі x та y .

Зусилля у опорах зубчатих коліс з урахуванням радіального зазору (8):

$$P_{Yi}(t) = \begin{matrix} Cbi \cdot (\frac{y_i \cdot di}{2 \cdot \rho_i} - y_i) \\ 0 \end{matrix} \Rightarrow \begin{matrix} \rho_i > \frac{di}{2} \\ otherwise \end{matrix} \quad P_{Xi}(t) = \begin{matrix} Cbi \cdot (\frac{x_i \cdot di}{2 \cdot \rho_i} - x_i) \\ 0 \end{matrix} \Rightarrow \begin{matrix} \rho_i > \frac{di}{2} \\ otherwise \end{matrix} \quad (8)$$

де: $i = 2, 3, 4, 5$; $\rho_i = \sqrt{x_i^2 + y_i^2}$; Cbi – жорсткість підшипникових опор

зубчатих коліс; di – радіальний зазор у підшипникових опорах зубчатих коліс. Сили дисипації у підшипникових опорах дорівнювали добутку коефіцієнта дисипації та лінійній швидкості осі зубчатих коліс.

На початку обчислень центри зубчатих коліс зміщені під впливом сили тяжіння та радіального зазору.

Головною частиною математичної моделі, яка об'єднує крутильний рух обертальних мас та просторовий рух елементів редуктора і шестеренної кліті є залежність відносного переміщення контактних поверхонь зубчатих коліс редуктора ($\Delta 23$) та шестеренної кліті ($\Delta 45$) від переміщення в опорі та обертання навколо власної осі (9).

$$\begin{aligned} \Delta 23(t) &= [(y_3 - x_3 \cdot \tan(\alpha) + \varphi_3 \cdot R_3) - (y_2 + x_2 \cdot \tan(\alpha) - \varphi_2 \cdot R_2)] \\ \Delta 45(t) &= [(x_5 + y_5 \cdot \tan(\alpha) + \varphi_5 \cdot R_5) - (x_4 - y_4 \cdot \tan(\alpha) - \varphi_4 \cdot R_4)] \end{aligned} \quad (9)$$

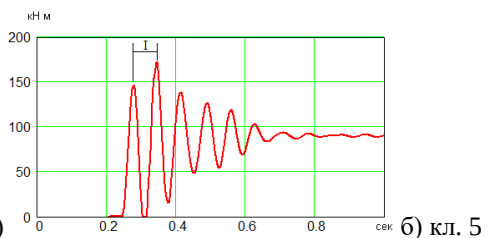
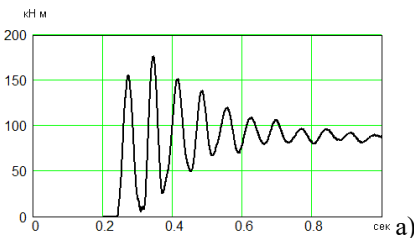
Зусилля зчеплення зубчатих коліс редуктора і шестеренної кліті з урахуванням зазору у зубчатому зчепленні (10):

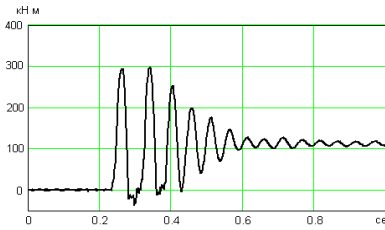
$$\begin{aligned} P_{23}(t) &= \begin{matrix} C_{23z} \cdot (\Delta 23(t) - k_{23} \cdot \Delta 23) \\ 0 \end{matrix} \Rightarrow \begin{matrix} (\Delta 23(t) - k_{23} \cdot \Delta 23) > 0 \\ \Delta 23(t) < -(1 - k_{23}) \cdot \Delta 23 \\ otherwise \end{matrix} \\ P_{45}(t) &= \begin{matrix} C_{45z} \cdot (\Delta 45(t) - k_{45} \cdot \Delta 45) \\ 0 \end{matrix} \Rightarrow \begin{matrix} (\Delta 45(t) - k_{45} \cdot \Delta 45) > 0 \\ \Delta 45(t) < -(1 - k_{45}) \cdot \Delta 45 \\ otherwise \end{matrix} \end{aligned} \quad (10)$$

де: C_{23z} , C_{45z} – контактна жорсткість зубчатого зчеплення, $\Delta 23$, $\Delta 45$ – повна величина зазору в зубчатому зчепленні, k_{23} , k_{45} – величина відкритої частини зазору в зубчатому зчепленні ($k = 0$ – повністю закритий, $k = 1$ – повністю відкритий).

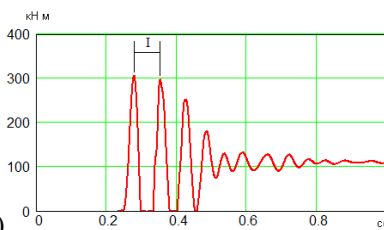
Зусилля дисипативних сил дорівнювали добутку коефіцієнта дисипації та відносної швидкості контактних поверхонь зубчатих коліс.

Порівняння розрахунків за допомогою математичної моделі з даними промислових вимірювань показали співпадіння за частотою і амплітудою динамічного моменту та видом перехідного процесу (рис. 6).





в)



г) кл. 6

Рисунок 6 – Промислові вимірювання (а, в) та розрахунок на математичній моделі (б, г) моменту сил пружності у кліті 5 та 6 стану 1680.

Отримали осцилограми перехідних процесів у з'єднувальних валах: моторна муфта, корінна муфта, нижній та верхній шпиндель; у зубчастих з'єднаннях редуктора та шестеренній кліті; траєкторії переміщення осей зубчастих коліс редуктора і шестеренної кліті; зусилля в підшипникових опорах редуктора і шестеренної кліті.

Порівняльний аналіз перехідних процесів у лінії приводу клітей 5 та 6, показав що у лінії кліті 6 більша динаміка, більша кількість та амплітуди зворотних ударів, при однакових навантаженнях та величинах кутових та радіальних зазорів (рис. 7). Це все пов'язано з іншим розташуванням шестерні редуктора, яка у кліті 6 розташована з правого боку відносно колеса редуктора (рис. 4в).

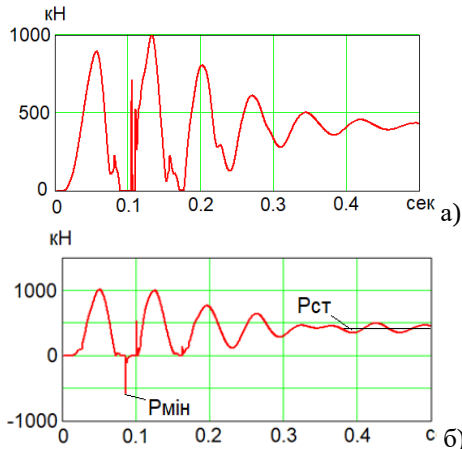


Рисунок 7 – Пружні зусилля у зубчастих зчепленнях редукторів кліті 5 (а) та кліті 6 (б), які отримані на математичній моделі.

Запропонований новий показник динамічності перехідного процесу – від'ємний коефіцієнт динамічності (11).

$$К_{дв} = |P_{\min} / P_{\text{ст}}| \quad (11)$$

де, $P_{\min}$ – мінімальне значення пружного зусилля в зубчастому зчепленні; $P_{\text{ст}}$ – стає значення пружного зусилля в зубчастому зчепленні (рис. 7б).

Отримали осцилограми руху осей зубчастих коліс у радіальному зазорі підшипникових опор редукторів клітей 5 та 6 при захваті метала (рис. 8).

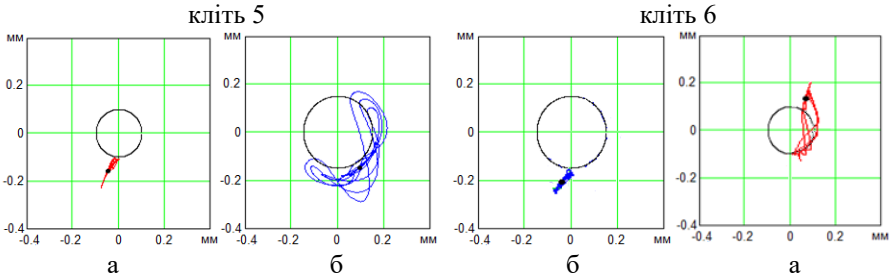


Рисунок 8 – Траєкторії руху осей зубчастих коліс у полі радіального зазору підшипникових опор редуктора (а - шестерня, б - колесо) лінії приводу кліті 5 та кліті 6, які отримані на математичній моделі (точка на графіку вказує стає положення осі зубчастого колеса).

Запропонований новий показник оцінки динамічності підшипникової опори зубчатого колеса – коефіцієнт динамічності підшипникової опори (12).

$$K_{\text{дпо}} = R_{\text{д}} / R_{\text{ст}} \quad (12)$$

де, $R_{\text{д}}$ – максимальне динамічне значення зусилля в опорі; $R_{\text{ст}}$ – стає значення зусилля в опорі (рис. 9).

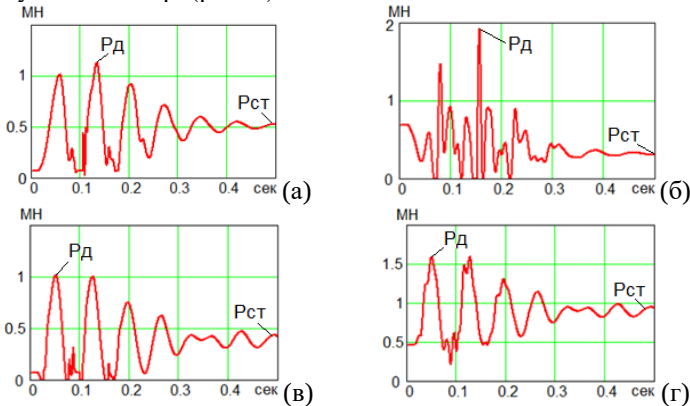


Рисунок 9 – Пружні зусилля у підшипникових опорах редуктора лінії приводу кліті 5 (шестерня (а), колесо (б)) та кліті 6 (шестерня (в), колесо (г)), які отримані на математичній моделі.

Визначили залежність коефіцієнта динамічності (звичайного та від'ємного) на моторній ділянці і коефіцієнта динамічності підшипникової опори шестерні та колеса редуктора від часу зростання (0,02...0,06 с) та величини моменту технологічного спротиву, який приведений на вал двигуна (50...175 кНм), при захваті штаби у клітях 5 та 6 (рис. 10, рис. 11).

Звичайний коефіцієнт динамічності на моторній ділянці у кліті 6 на 50...70 % більший, ніж у кліті 5, кут нахилу поверхні також більший; максимальне значення спостерігається при мінімальному значенні моменту технологічного спротиву та мінімальному значенню часу його наростання. Від'ємний коефіцієнт динамічності на моторній ділянці у кліті 6 на 80...120 % більший, ніж у кліті 5, кут нахилу поверхні також більший.

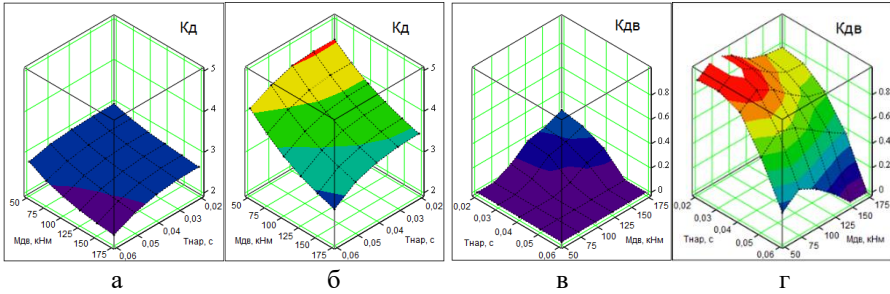


Рисунок 10 - Залежність звичайного (а, б) та від'ємного (в, г) коефіцієнта динамічності на моторній ділянці від часу зростання та величини моменту технологічного спротиву у кліті 5 (а, в) та 6 (б, г).

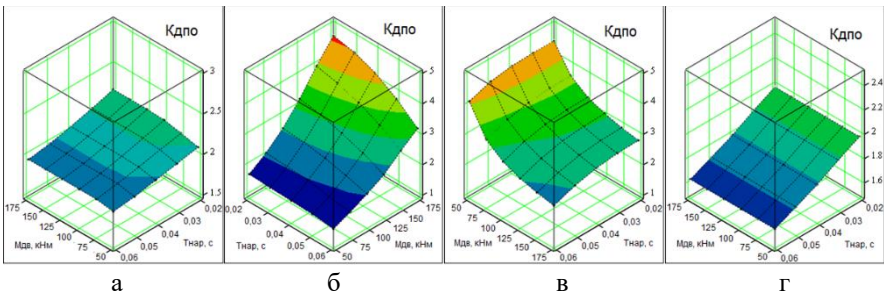


Рисунок 11 – Залежність коефіцієнта динамічності підшипникових опор шестерні (а, б) та колеса (в, г) від часу зростання та моменту технологічного спротиву у кліті 5 (а, в) та 6 (б, г).

Максимальне значення для кліті 5 спостерігається при максимальному значенні моменту технологічного спротиву та мінімальному значенню часу його наростання, а для кліті 6 - при мінімальному значенні моменту технологічного спротиву та мінімальному значенню часу його наростання. Також встановлено, що для кліті 6 величина цього коефіцієнта майже не залежить від величини моменту спротиву (рис. 10г).

Аналіз залежностей коефіцієнта динамічності підшипникових опор редукторів клітей 5 і 6 від часу зростання та величини моменту технологічного спротиву встановив, що значна зміна величини відбувається у тих опорах, у яких під впливом зусиль щеплення осі зубчатих коліс підіймаються вгору – це колесо редуктора у кліті 5 та шестерня редуктора у кліті 6 (рис. 11б, 11в). Де осі притискаються донизу (шестерня редуктора кліті 5 та колесо редуктора кліті 6), спостерігаємо майже пласку залежність на рівні 1.7...2.1 (рис. 11а, 11г).

Визначили залежність інтервалу часу між першими двома піками коливань моменту сил пружності на моторній ділянці (рис. 6б, 6г) від часу зростання (0,02..0,06 с) і величини моменту технологічного спротиву. Момент приведений на вал двигуна (50..175 кНм) для різної величини кутового зазору на моторній ділянці (рис. 12) та зубчатому зчепленні редуктора (рис. 13) при захваті штаби у клітках 5 та 6.

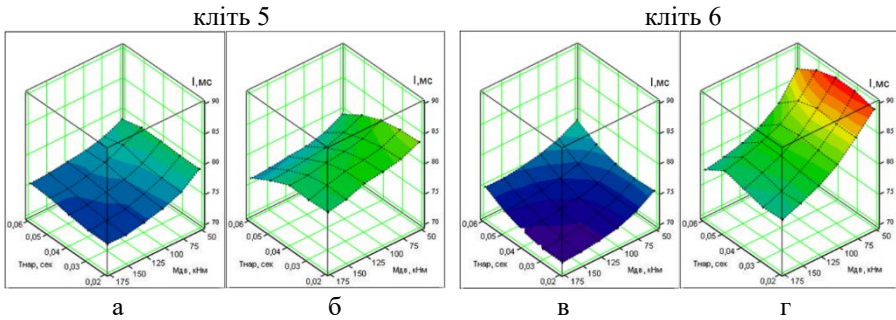


Рисунок 12 – Залежність інтервалу часу між першими двома піками перехідного процесу від часу зростання та моменту технологічного спротиву при різних значеннях кутового зазору на моторній ділянці кліті 5 та 6 (а, в - $\Delta 12 = 0.002$ рад; б, г - $\Delta 12 = 0.01$ рад).

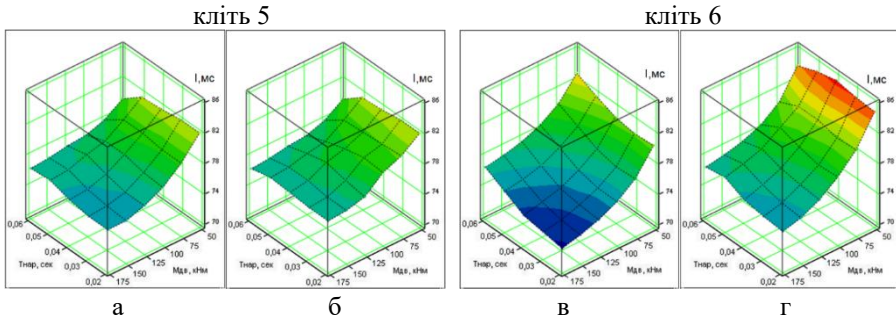


Рисунок 13 – Залежність інтервалу часу між першими двома піками перехідного процесу від часу зростання та моменту технологічного спротиву при різних значеннях зазору у зубчатому зчепленні редуктора кліті 5 та 6 (а, в - $\Delta 23 = 0.2$ мм; б, г - $\Delta 23 = 1$ мм).

У кліті 5 проміжок часу між піками складає 76...83 мс для усього діапазону кутового зазору у моторній муфті. Відмінність поверхні з максимальним зазором від такої з мінімальним зазором незначна, складає 2..5 мс (рис. 12а, 12б). У кліті 6 проміжок часу між піками складає 72...89 мс для усього діапазону кутового зазору у моторній муфті. Відмінність поверхні з максимальним зазором від такої з мінімальним зазором більша, складає 15..18 мс (рис. 12в, 12г). Також спостерігається локальні максимуми при великому значенні зазору, коли $T_{нар}$ дорівнює 0.04...0.05 с.

У кліті 5 проміжок часу між піками складає 76...82 мс для усього діапазону кутового зазору у зубчатому зчепленні редуктора. Відмінність поверхні з максимальним зазором від такої з мінімальним зазором відсутня (рис. 13а, 13б). У кліті 6 проміжок часу між піками складає 72...85 мс для усього діапазону кутового зазору у зубчатому зчепленні редуктора. Відмінність поверхні з максимальним зазором від такої з мінімальним зазором мінімальна, відрізняється тільки, коли $M_{дв}$ дорівнює 50..75 кНм (рис. 13в, 13г).

Таким чином, проміжок часу між піками – як діагностичний чинник,

більше проявляє себе в залежності від кутового зазору у моторній муфті. Його залежність від кутового зазору у зубчатому зчепленні редуктора мінімальна і не дозволяє проводити діагностику на його основі.

Визначили залежність розмаху переміщення (R) у вертикальній та горизонтальній площині осей зубчатих коліс від величини радіальних зазорів (d) у підшипникових опорах редукторів та шестеренних клітей (рис. 14). Умовні позначення: d_2 , d_3 – шестерня і колесо редуктору, d_4 , d_5 – нижній і верхній валки шестеренної кліті. Загалом при збільшенні радіального зазору переміщення також пропорційно збільшуються.

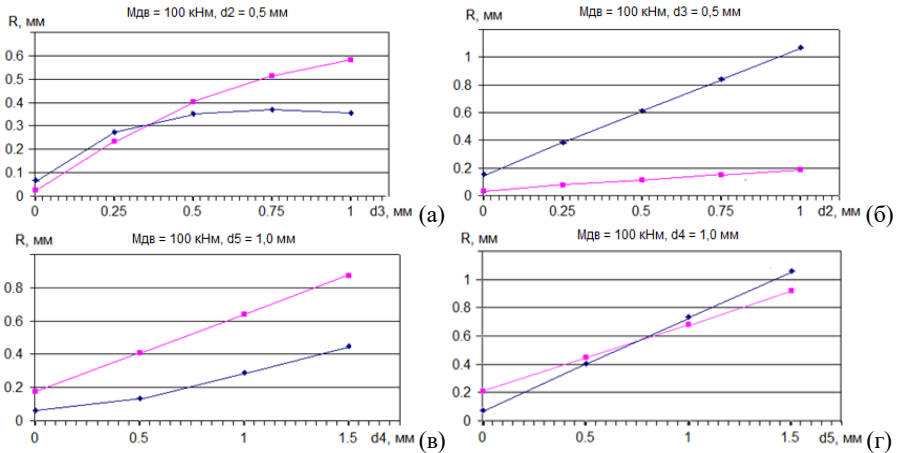


Рисунок 14 – Розмах переміщення (R) осі колеса редуктору кліті 5 (а), осі шестерні редуктору кліті 6 (б), осі нижнього шестеренного валка кліті 5 (в), осі верхнього шестеренного валка кліті 6 (г) у вертикальній (♦) та горизонтальній (■) площині в залежності від радіального зазору (d) у підшипниковій опорі.

Встановлено, що діагностичним показником зносу підшипникових опор шестерні та колеса редуктора кліті 5 є пересування осей у горизонтальній площині. Для підшипникової опори колеса кліті 6 також у горизонтальній площині, але для шестерні – у вертикальній площині. Для підшипникової опори нижнього зубчатого колеса шестеренної кліті - пересування осі у горизонтальній площині, для опори верхнього зубчатого колеса – пересування у вертикальній площині. Переміщення можливо замірювати одним або двома ортогонально розташованими індуктивними датчиками.

У четвертому розділі наведено декілька самостійно розроблених способів встановлення загального технічного стану обладнання лінії приводу прокатної кліті.

Перший спосіб заснований на даних промислових вимірювань моменту сил пружності (див. розділ 2), коли визначається максимальний динамічний та сталий моменти при прокатці однієї штаби. В подальшому їх значення формують поле точок, яке апроксимується лінійною залежністю, виду $M_d = K_{пр} \cdot M_s$, що характеризується коефіцієнтом пропорційності ($K_{пр}$), кутом нахилу (γ), коефіцієнтом кореляції (R^2) та іншими.

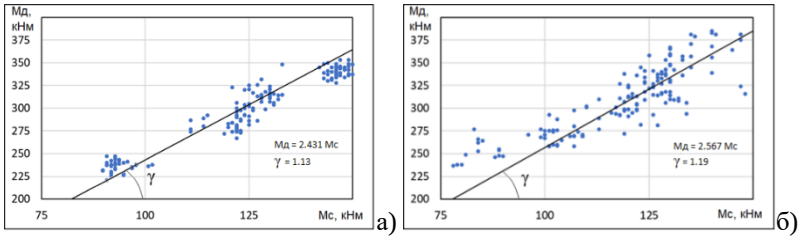


Рисунок 15 – Розподіл значень динамічного моменту M_d від статичного моменту M_s при прокатці слябів у кліті 7: а - 07.11.2006, б - 15.05.2009.

Визначили, що кут нахилу апроксимуючої прямої (γ) (який у чисельному значенні дорівнює арктангенсу коефіцієнту пропорційності) дійсних значень M_d та M_s можливо розглядати як діагностичну ознаку. Чим гірше технічний стан лінії приводу, тим кут нахилу більший (рис. 15).

Другий спосіб ґрунтується на швидкості розповсюдження деформаційної хвилі, яка утворюється під час захвату штаби прокатними валками. Є початкова величина часу, за який хвиля досягає конкретної ділянки лінії приводу і який залежить виключно від габаритних розмірів деталей. Якщо існує відкритий кутовий зазор, цей час буде більшим за рахунок додаткового часу, необхідного для його замикання.

Визначили час проходження деформаційної пружної хвилі T вздовж лінії приводу з відкритими кутовими зазорами (13).

$$T = \sum_i \frac{L_i}{C_{\text{КРУТ}}} + \sum_j \frac{R_j}{C_{\text{ЗГ}}} + \sum_k \left(\Delta_k \cdot \frac{60}{N_{\text{ДВ}}} \cdot \frac{I_k}{2 \cdot \pi} \right) \quad (13)$$

де, L – довжина валу, що скручується, R – радіус зубчатого колеса, $C_{\text{КРУТ}}$ – швидкість розповсюдження крутильних коливань вздовж стрижня (для сталі – $3.4 \cdot 10^3$ м/с), $C_{\text{ЗГ}}$ – швидкість розповсюдження згинальних коливань (для сталі – $6 \cdot 10^3$ м/с), $N_{\text{ДВ}}$ – частота обертання двигуна (об/хв), I – передаточне число на ділянці кутового зазору, i, j, k – кількість елементів.

У третьому способі запропоновано вимірювати час запізнення між сигналами датчика тиску у гідравлічній системі врівноваження верхнього робочого валка та датчика частоти обертання ротора головного електродвигуна. Розроблена принципова електрична схема перетворення частоти оборотних імпульсів в напругу. Виконали дослідні промислові вимірювання сигналів тиску та перетворювача частоти обертання у кліті 8 (рис. 16).

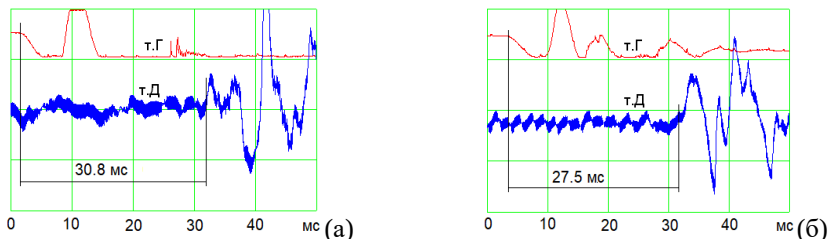


Рисунок 16 – Сигнал датчика тиску (т.Г) та перетворювача частоти обертання двигуна (т.Д): а) дата - 06.11.2009, зазор шпинделя 3.5 мм, б) дата - 18.11.2009, зазор шпинделя 0.5 мм.

Виміри здійснили при різному технічному стані бронзових вкладишів універсальних шпинделів. З рисунку видно, що під час захвату штаби тиск у гідравлічній системі достатньо швидко зменшується, а через деякий час відбувається зменшення частоти обертання двигуна лінії приводу, на що електрична схема реагує появою низькочастотної складової у своєму сигналі.

Четвертий спосіб використовує кореляцію моменту сил пружності (М) лінії приводу та електромагнітного моменту двигуна (Мдв) (рис. 17).

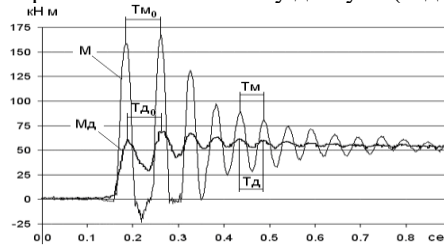


Рисунок 17 – Електромагнітний момент двигуна (Мд) кліті 6, що обчислюється у системі керування та момент сил пружності (М) на проміжному валу моторної ділянки лінії приводу.

Запровадили показник відносного зменшення періоду коливань перехідного процесу електромагнітного моменту двигуна, як діагностичну ознаку (14):

$$\Delta T_d = T_{d0} / T_d \quad (14)$$

При збільшенні кутового зазору на моторній ділянці лінії приводу, також збільшується час T_{d0} . Статистичний аналіз встановив, що в процесі експлуатації показник T_{d0} може досягати 1,5-1,8 величини показника T_{dv} . Водночас після капітального ремонту цей показник найменший, та складає 1,05-1,1 величини T_{dv} .

У п'ятому способі використовується особливість одночасної прокатки штаби у двох клітях, коли порівнюють час запізнення реакції ділянок, одержаних при захваті штаби і при взаємодії клітей - чим більша ця різниця тим більше кутові зазори. Він дозволяє швидше визначити технічний стан ділянок лінії приводу першої кліті та його зміну в процесі експлуатації прокатного стану при істотному зменшенні кількості вимірювань.

У шостому способі за допомогою сигналів датчиків обертання деталей лінії приводу визначаються відносні фази знаходження сусідніх елементів при обертанні в робочому та протилежному напрямку. Вони дозволять визначити повну величину кутового зазору у кожному з'єднанні лінії приводу прокатної кліті.

У п'ятому розділі наведено декілька розроблених способів зменшення впливу існуючих кутових та радіальних зазорів на величину максимальних динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей під час захвату штаби прокатними валками. В перших двох способах створюються умови появи додаткового моменту спротиву на робочих валках прокатної кліті перед захватом штаби. Цей додатковий момент попередньо навантажує валкову систему, внаслідок чого кутовий зазор в універсальних шпинделях, який періодично розкривається під-час холостого ходу, перед захватом штаби

вибирається та не впливає на динамічні навантаження.

У першому способі використовується момент інерції верхнього опорного валка, який безпосередньо перед захватом штаби відокремлюється від робочого валка, при цьому його кутова швидкість зменшується. Через деякий час робочий та опорний валки знову притискаються один до одного, створюючи у крутильній системі додатковий момент. Розробили математичну модель валкової системи під-час від'єднання опорного валка і послідууючого притискання до робочого валка (рис. 18).

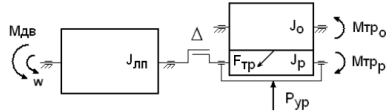


Рисунок 18 – Розрахункова схема лінії приводу та валкової системи кліті.

Вхідними даними для розрахунку є: w – кутова швидкість лінії приводу на холостому ході, $M_{дв}$ – момент двигуна, який потребується для руху лінії приводу, J_o , J_p , $J_{лп}$ – моменти інерції опорного, робочого валків та лінії приводу, яка залишилася, $M_{тр_о}$, $M_{тр_р}$ – моменти сил тертя в підшипниках опорного та робочого валків, m_o , R_o , m_p , R_p – маса та радіус опорного та робочого валків, $P_{ур}$ – зусилля врівноваження робочого валка, $F_{тр}$ – зусилля тертя між бочками робочого та опорного валків.

Рух валкової системи та лінії приводу описаний такою системою диференціальних рівнянь (15).

$$J_o \cdot \frac{d^2 \phi_o}{dt^2} = F_{тр} \cdot R_o - M_{тр_о}, \quad (15)$$

$$(J_p + J_{лп}) \cdot \frac{d^2 \phi_p}{dt^2} = -F_{тр} \cdot R_p - M_{тр_р} + M_{дв}.$$

Визначили значення кутової швидкості опорного валка після втрати контакту з робочим валком (рис. 19а); час, за який опорний валок поверне свою кутову швидкість після притискання (рис. 19б); час закриття кутового зазору в залежності від кутової швидкості опорного валка та кутового зазору (рис. 19в).

Встановили, що час закриття зазору в шпинделі, який дорівнює 0,02 рад, складає 0,09...0,14 с. Кутова швидкість опорного валка зменшується з прискоренням 0,475 рад/с². Цей спосіб доцільно застосувати у порівняно повільних чорнових клітях з синхронним двигуном, наприклад у клітях 1 та 2 стану 1680.

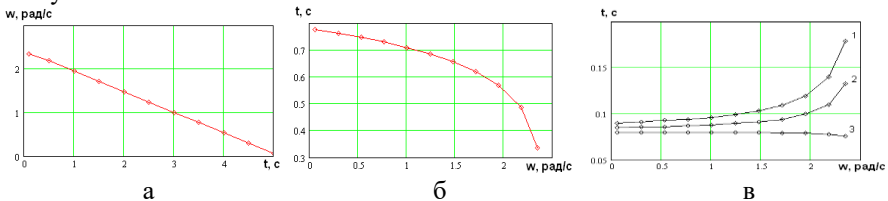


Рисунок 19 – Кутова швидкість опорного валка після втрати контакту з робочим валком (а), час її відновлення в залежності від зменшення (б), час закриття кутового зазору в залежності від кутової швидкості опорного валка та кутового зазору (в) (1 – 0,05 рад, 2 – 0,02 рад, 3 – 0,01 рад).

Другий спосіб використовує додатковий момент спротиву при розгинанні передньої частини штаби. Універсальні прокатні кліті оснащені як горизонтальними так і вертикальними прокатними валками. У звичайному режимі прокатки вертикальна кліть налаштована на ширину штаби, яка прокатується. Якщо зменшити прокатний отвір на 30...50 мм, передня частина штаби втратить стійкість, та вигнеться догори. У такому вигляді при захваті у горизонтальній кліті буде потрібен додатковий момент, необхідний для розгинання передньої частини штаби перед захватом (рис. 20).

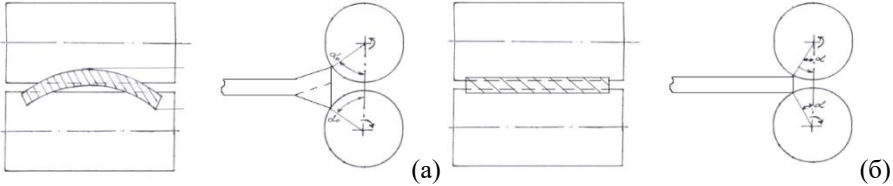


Рисунок 20 – Схема взаємодії валків і вигнутої штаби: а – початковий момент контакту штаби з валками; б – закінчення вирівнювання і початковий момент звичайного захвату штаби.

Визначили стискаюче зусилля, при якому штаба втрачає стійкість у поперечному напрямку (рис. 21а) та зусилля, яке необхідне для вирівнювання вигнутого краю штаби (рис. 21б).

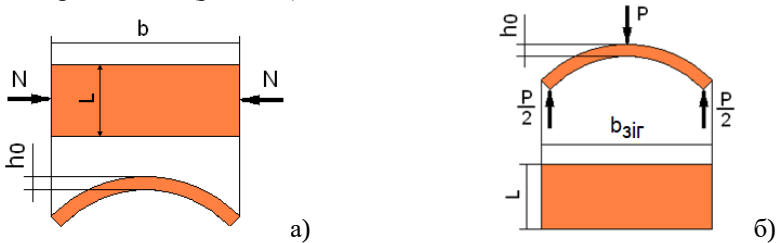


Рисунок 21 – Схема сил при втраті поперечної стійкості штаби (а) та при її вирівнюванні (б). N , P – зусилля згинання та розгинання, L , h_0 – довжина та товщина штаби, b , $b_{зг}$ – повна та зігнута ширина штаби.

Визначили момент на валках у початковій точці вирівнювання (M_0) та у кінцевій точці вирівнювання (M) для різної товщини та ширини штаб (рис. 22).

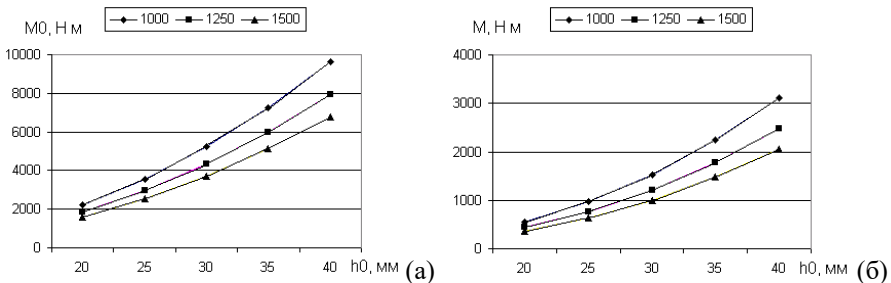


Рисунок 22 – Момент опору на робочих валках при вирівнюванні штаби: а – на початку вирівнювання, б – наприкінці вирівнювання.

Момент опору при вирівнюванні вузьких штаб більше, ніж такий при вирівнюванні широких. Для вирівнювання товстіших штаб потрібен більший момент. У початковій стадії вирівнювання необхідний момент у 3-4 рази більший, ніж у завершальній стадії. Спосіб простий у реалізації, не потребує встановлення додаткового обладнання. За попередньою оцінкою на комп'ютерній моделі використання способу зменшить динамічні навантаження в кліті при захваті на 35-50%. Спосіб доцільно використовувати в чорновій універсальній кліті, перед якою товщина штаб складає 25...40 мм.

У третьому способі динамічні навантаження зменшуються за рахунок більш повільного заповнення осередку деформації. Для цього пропонується задавати у чистову групу клітей штабу, яка має трапецевидну передню частину. Трапецевидна передня частина штаби утворюється на ножицях слябінгу, коли передня частина слябу ріжеться прямо, а задня частина – під кутом 2-5 градусів (рис. 23 а-I). На проміжному змотувальному пристрої штаба згортається у рулон таким чином, що задня частина стає передньою (рис. 23 а-II), і на барабанних ножицях, здійснюється частковий різ косої кромки штаби (рис. 23 а-III).

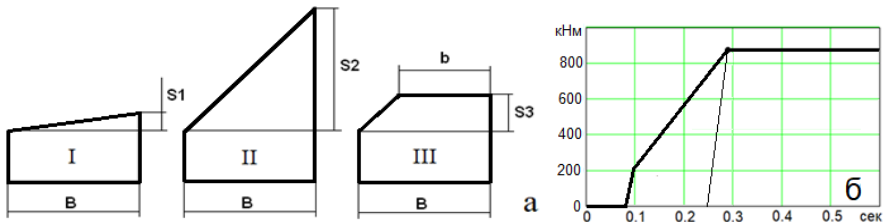


Рисунок 23 – Зміна форми заднього кінця штаби: I – початкова форма після ножиць слябінгу, II – форма після прокатки у кліті 4, III – форма після ПЗП та неповної обрізки одностороннього виступу (а), момент технологічного спротиву на прокатних валках (б).

За допомогою математичної моделі встановили, що при розмірах трапеції в половину ширини штаби ($2b=B$), коефіцієнти динамічності на моторних ділянках зменшуються на: 20...22% (кл. 5), 29...38% (кл. 6), 30...35% (кл. 7), 21...35% (кл. 8), 16...32% (кл. 9), 17...27% (кл. 10).

У четвертому способі здійснено аналіз трьох конструктивних схем головних ліній приводів чистових клітей стану 1680. Перша схема – існуюча (рис. 24а); друга – встановлення двигуна постійного струму з невеликою кутовою швидкістю і з'єднання його з шестеренною кліттю довгим валом (рис. 24б); третя – встановлення двигуна постійного струму з невеликою кутовою швидкістю і з'єднання його з шестеренною кліттю коротким валом (рис. 24в).

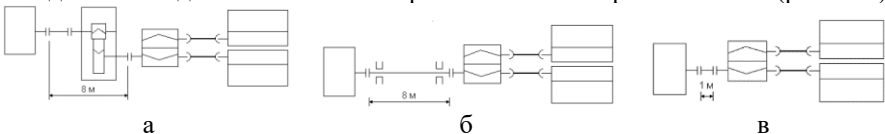


Рисунок 24 – Схема лінії приводу прокатних клітей чистової групи: а) існуюча схема з редуктором, б) заміна редуктора довгим проміжним валом, в) встановлення електродвигуна безпосередньо на місце редуктора.

За допомогою математичної моделі встановлено, що на моторній ділянці коефіцієнти динамічності для схем 1 та 3 знаходяться приблизно на одному рівні, на відміну від схеми 2, у якій динаміка зменшилася по клітям на 53...83%.

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі вирішена актуальна науково-технічна задача визначення технічного стану лінії приводу прокатних клітей та зменшення в них динамічних навантажень під час захвату штаби прокатними валками.

Основні наукові та практичні результати полягають у наступному:

1. Виконано аналіз відомих досліджень математичного моделювання перехідних процесів, способів і методів визначення технічного стану та зменшення динамічних навантажень у лініях приводу, на основі якого показана необхідність подальшого дослідження перехідних процесів з метою діагностики прокатного обладнання та зменшення ударних навантажень у лініях приводу прокатних клітей.

2. Виконано дослідно-промислові вимірювання моменту сил пружності, силових та вібраційних параметрів обладнання лінії приводу прокатних клітей при різному стані зносу та кутових зазорів. Їх результати стали основою для розробки нових способів визначення технічного стану обладнання лінії приводу прокатних клітей. Запропоновано метод визначення першої і другої власних частот коливань лінії приводу шляхом апроксимації кривої моменту сил пружності сумою згасаючих гармонійних та експонентних функцій.

3. Розроблено комплексну математичну модель лінії приводу для визначення особливостей параметрів перехідних процесів з урахуванням конструктивних особливостей лінії приводу і кутових зазорів в універсальних шпинделях, зубчастих зчепленнях з'єднувальних муфт, редукторах, шестеренної кліті та радіальних зазорів у підшипникових опорах зубчастих коліс редуктора і шестеренної кліті. Це дозволило вперше дослідити просторове переміщення зубчастих коліс редуктора і шестеренної кліті з обертальними коливаннями крутильних мас в залежності від конструктивних особливостей та кутових зазорів в зчленуваннях і радіальних зазорів в підшипникових опорах. Порівняння результатів математичного моделювання з даними промислових вимірювань показали співпадіння за частотою і амплітудою динамічного моменту та видом перехідного процесу.

4. Розроблено метод визначення пружних параметрів трьохмасової розрахункової схеми лінії приводу з урахуванням вимірюваних власних частот коливань. Адекватність математичних моделей при використанні розробленого методу визначення пружних параметрів підтверджується співставленням результатів розрахунків з даними вимірювань на промисловому об'єкті - розбіжність не перевищує 5 – 7% для усіх клітей широкоштабового стану.

5. Визначено залежність інтервалу часу між першими двома піками коливань моменту сил пружності на моторній ділянці від часу зростання і величини моменту технологічного спротиву, яка може бути використана у

якості діагностичного параметра, що пов'язаний із величиною кутового зазору у моторній муфті і зубчастому зчепленні редуктора. Встановлено, що цей показник більш підходить для визначення кутового зазору у моторній муфті, ніж у зубчастому зчепленні редуктора.

6. Визначено новий показник динамічності перехідного процесу – від'ємний коефіцієнт динамічності ділянки лінії приводу (Кдв), що дорівнює модулю відношення моменту сил пружності при максимальному зворотному закручуванні до сталого моменту сил пружності на цій ділянці.

7. Визначено новий показник оцінки динамічності підшипникової опори зубчатого колеса – коефіцієнт динамічності підшипникової опори (Кдпо), що дорівнює відношенню максимального значення сили реакції опори під час захвату штаби до її сталої величини.

8. Вперше досліджено рух осей зубчатих коліс у радіальному зазорі підшипникових опор редукторів прокатних клітей чистової групи, які відрізняються різним розташуванням шестерні редуктора відносно його колеса, при захваті метала прокатними валками та визначена залежність розмаху переміщення (R) у вертикальній та горизонтальній площині осей зубчатих коліс від величини радіальних зазорів (d) у підшипникових опорах редукторів та шестеренних клітей. Встановлено, що діагностичним показником зносу підшипникових опор шестерні та колеса одноступеневого горизонтального редуктора, у якого вектор швидкості зубчатого зчеплення направлений вниз, є пересування осей у горизонтальній площині. Для підшипникової опори колеса одноступеневого горизонтального редуктора, у якого вектор швидкості зубчатого зчеплення направлений вгору, також у горизонтальній площині, а для підшипникової опори шестерні – у вертикальній площині. Встановлено, що діагностичним показником зносу підшипникової опори нижнього зубчатого колеса шестеренної кліті є пересування осі у горизонтальній площині, для підшипникової опори верхнього зубчатого колеса – пересування у вертикальній площині.

9. Вперше встановлено зв'язок максимального моменту сил пружності під час захвату штаби валками з моментом в сталому режимі прокатки у вигляді кореляційного поля, яке залежить від технічного стану обладнання і параметрів прокатки та апроксимується лінійною залежністю у вигляді $M_d = K_{пр} \cdot M_c$, де $K_{пр}$ - коефіцієнт пропорційності. Запропоновано у якості діагностичного показника використовувати кут нахилу $\gamma = \arctg(K_{пр})$ апроксимуючої прямої: чим гірше технічний стан лінії приводу, тим кут нахилу менше.

10. Обґрунтовано, розроблено та досліджено нові способи визначення технічного стану лінії приводу прокатних клітей, що використовують:

- значення кута нахилу та коефіцієнту пропорційності апроксимуючої прямої кореляційного поля максимального динамічного та статичного моментів сил пружності;

- швидкість розповсюдження крутильної пружної хвилі вздовж лінії приводу від станини кліті до двигуна під час захвату штаби прокатними валками;

- час запізнення сигналу датчика тиску у гідравлічній системі

врівноваження верхнього робочого валка і датчика кутової швидкості двигуна;
 - відношення періодів коливань сигналу електромагнітного моменту двигуна;

- порівняння часу запізнення реакції моменту сил пружності або вібрації корпусного обладнання першої кліті при захваті в цій кліті та в режимі взаємодії двох клітей, коли відбувається захват штаби валками другої кліті;

- сигнали датчиків обертання деталей лінії приводу, які дозволяють визначити відносні фази знаходження сусідніх елементів при обертанні в робочому та протилежному напрямку.

11. Обґрунтовано, розроблено та досліджено нові способи по зменшенню динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей шляхом:

- закриття кутових зазорів при короткочасному підйомі та опусканні опорного валка перед захватом штаби, при якому динамічна складова зменшується у 1,5-2,0 рази;

- закриття кутових зазорів при згинанні передньої частини штаби у жолоб та її розгинанні перед захватом штаби, при якому динамічна складова зменшується у 1,4-1,9 рази;

- збільшення часу заповнення осередку деформації при формуванні прямокутної трапеції на передній частині штаби, при якому динамічна складова зменшується у 1,55-2,5 рази;

- заміни синхронних двигунів на двигуни постійного струму та заміни редукторів на вали збільшеної довжини у лініях приводу чистової групи прокатних клітей стану 1680, при якому динамічна складова зменшується у 1,9-2,1 рази.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ ДИСЕРТАЦІЇ ВІДОБРАЖЕНО У НАСТУПНИХ ПУБЛІКАЦІЯХ

Статті, що включені до міжнародних науково-метричних баз:

1. Verenev V.V., Podobedov N.I., **Korennoy V.V.** New methods of monitoring and diagnostics of the technical state of rolling mills. *Metallurgical and Mining Industry*. 2015. No. 7(11). P. 143–147. Цитується у базі Scopus.

https://www.metaljournal.com.ua/assets/Journal/english_dition/MMI_2015_11/020_Verenev_V_V.pdf

2. Krot P., **Korennoi V.**, Zimroz R. Vibration-Based Diagnostics of Radial Clearances and Bolts Loosening in the Bearing Supports of the Heavy-Duty Gearboxes. *Sensors*. 2020. 20 (24). P. 7284. Цитується у базі Scopus.
<https://doi.org/10.3390/s20247284>

3. Krot P., **Korennoi V.**, Zimroz R., Szrek J. Angular Backlashes Monitoring in Heavy Industrial Machines. *Advances in Technical Diagnostics II. ICTD 2022. Applied Condition Monitoring*. 2023. Vol. 21. P. 212–228. Springer, Cham. Цитується у базі Scopus.

http://dx.doi.org/10.1007/978-3-031-31719-4_22

Статті у наукових фахових виданнях:

4. Диагностика прокатных станов на основе динамических моделей /

П. В. Крот, **В. В. Коренной**, К. В. Соловьев (ИЧМ), А. А. Ермоленко, С. В. Мацко («Запорожсталь»). *Сб. науч. тр. Нац. гор. Университета*. Днепропетровск, 2004. Т.5, №19. С. 63–71.

5. Применение нестационарных режимов работы прокатных станов для диагностики зазоров / В. И. Большаков, П. В. Крот, В. В. Веренев, А. П. Даличук, **В. В. Коренной**. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии»*. Киев : Наукова думка, 2004. Вып. 9. С. 208–219.

6. **Коренной В. В.**, Даличук А. П., Веренев В. В. Опыт определения технического состояния редуктора прокатной клетки. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии»*. Днепропетровск, 2006. Вып. 13. С. 293–298.

7. **Коренной В. В.** Обзор исследований динамики переходных процессов в линиях приводов металлургических машин. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии»*. Днепропетровск, 2007. Вып.15. С. 250–265.

8. **Коренной В. В.** Силловые и вибродинамические процессы в редукторах чистовых клетей 5 и 6 НТЛС 1680. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии»*. Днепропетровск, 2008. Вып. 18. С. 276–282.

9. **Коренной В. В.** Сравнительный анализ динамики различных схем главных линий листопрокатного стана. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии»*. Днепропетровск, 2010. Вып. 21. С. 314–321.

10. Веренев В. В., Подобедов Н. И., **Коренной В. В.**, Даличук А. П. Повышение информативности измеряемых параметров на прокатном стане. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии»*. Днепропетровск, 2010. Вып. 22. С. 305–314.

11. **Коренной В. В.**, Веренев В. В., Юнаков А. М. Инженерное решение уменьшения динамических нагрузок в главных линиях черновых клетей кварто. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии»*. Днепропетровск, 2012. Вып. 26. С. 181–186.

12. Веренев В. В., Подобедов Н. И., **Коренной В. В.** Расчетно-эмпирический метод определения динамических нагрузок в прокатных клетях. *Сб. науч. трудов ИЧМ НАНУ «Фундаментальные и прикладные проблемы черной металлургии»*. Днепропетровск, 2014. Вып. 28. С. 206–210.

Статті у наукових періодичних виданнях:

13. Переходные процессы в главных приводах чистовых клетей стана 1680 / А. П. Даличук, **В. В. Коренной**, С. В. Мацко, П. П. Цымбал, А. А. Антонюк. *Удосконалення процесів і обладнання обробки тиском в металургії і машинобудуванні*. Краматорськ : ДДМА, 2008. № 1(19). С. 304–307.

14. Система диагностирования технического состояния оборудования прокатных клетей / В. В. Веренев, А. П. Даличук, **В. В. Коренной**, С. В. Мацко, Д. В. Телюк, П. П. Цымбал, А. А. Ермоленко, В. А. Яценко. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2008. № 5. С. 36–38.

15. Эффективность уменьшения ударных нагрузок в черновых клетях стана 1680 при прокатке слябов с фигурной кромкой / В. В. Веренев, А. П. Даличук, **В. В. Коренной**, С. В. Мацко, В. Т. Тилик, Д. В. Телюк, В. А. Яценко. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2009. № 5. С. 101–104.

16. Веренев В. В., Мацко С. В., **Коренной В. В.**, Даличук А. П. Особенности динамических процессов в клети дуо стана 1680. *Сталь*. 2013. № 10. С. 31–33.

17. **Коренной В. В.** Моделирование динамических процессов в редукторах прокатных клетей. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2015. № 7. С. 127–132.

18. Рахманов С. Р., **Коренной В. В.** Динамические особенности функционирования главных приводов станов продольной прокатки с учетом зазоров в сочленениях. *Металлургическая и горнорудная промышленность*. 2015. № 7. С. 142–150.

19. Krot P. V., **Korennoy V. V.** Vibration diagnostics of rolling mills based on nonlinear effects in dynamics. *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Серія : Динаміка і міцність машин*. 2016. № 26. С. 118–123.

Матеріали наукових конференцій:

20. Крот П. В., Даличук А. П., **Коренной В. В.**, Соловьев К. В. Вибродиагностика прокатных станов в диапазоне собственных частот колебаний. *Современные методы и средства неразрушающего контроля и технической диагностики* : материалы 12-й ежегодной международной конференции (20–24 сентября 2004 г., г. Ялта). Ялта, 2004. С. 124–126.

21. Разработка автоматизированных систем мониторинга и вибродиагностики прокатных станов / П. В. Крот, И. Ю. Приходько, К. В. Соловьев, А. П. Даличук, **В. В. Коренной**. *Современные методы и средства неразрушающего контроля и технической диагностики* : материалы 13-й ежегодной международной конференции (03–07 октября 2005 г., г. Ялта). Ялта, 2005. С. 89–93.

22. Вибродинамические процессы в клетях ШПС 1680 / С. В. Мацко, Д. В. Телюк, А. С. Шелудченко, В. В. Веренев, А. П. Даличук, **В. В. Коренной**. Тезисы докладов МНТК / ред. В. В. Чигиринский и др. Запорожье : ЗНТУ, 2007. С. 56–57.

23. Статистический анализ нагрузок в клетях ШПС 1680 / В. В. Веренев, **В. В. Коренной**, А. П. Даличук, С. В. Мацко, О. В. Симененко, В. А. Яценко. *Нові матеріали та технології в металургії і машинобудуванні*. Запоріжжя : ЗНТУ, 2008. № 2. С. 145–148.

24. Опыт исследования динамических процессов в клетях ШПС 1680 / В. В. Веренев, **В. В. Коренной**, О. В. Симененко, С. В. Мацко, Д. В. Телюк, В. А. Яценко. *Обработка металлов давлением*. Краматорск : ДГМА, 2009. № 1(20). С. 316–320.

25. **Коренной В. В.** Моделирование динамических процессов в редукторах прокатных клетей. *Надежность и безопасность технологического оборудования» RSTE-2015* : международная научно-техническая конференция, Днепропетровск, Украина, 26–29 октября 2015 г.

26. Krot P. V., **Korennoy V. V.** Nonlinear effects in rolling mills dynamics / Нелинейные проявления в динамике прокатных станов. 5-th International Conference on Nonlinear Dynamics, ND-KhPI2016, Kharkov, Ukraine, September 27-30, 2016.

27. **Коренной В. В.** Методика идентификации математических моделей переходных процессов в линии привода прокатной клети. *Механіка машин – основна складова прикладної механіки», частина 2* : матеріали Всеукраїнської науково-технічної конференції, Дніпро : НметАУ, 2017. С. 216–219.

28. Веренев В. В., Подобедов Н. И., **Коренной В. В.** Корреляционная связь статического и динамического моментов при захвате полосы валками. *Університетська наука – 2019* : тези доп. міжнар. науково-техн. конф. (м. Маріуполь, 16-17 травня 2019 р.) : в 4 т. / ДВНЗ «ПДТУ». Маріуполь, 2019. Т. 1. С. 73–75.

Патенти на винахід:

29. Пат. 86640 С2 Україна, МПК (2009) G01M 7/00 G01M 13/00. Спосіб визначення технічного стану зубчатого зацеплення редуктора лінії приводу прокатної кліті / В. В. Вереньов, А. П. Далічук, **В. В. Коренной**, С. В. Мацко, О. В. Сімененко, А. О. Єрмоленко, Д. В. Телюк, С. М. Вишневецький, О. І. Войтович, О. Ю. Путнокі. № а 200702387 ; заявл. 05.03.2007 ; опубл. 12.05.2009, Бюл. № 9.

30. Пат. 87575 Україна, МПК B21B 28/00. Спосіб визначення технічного стану ділянок лінії головного приводу першої кліті при безперервній прокатці заготовки у двох суміжних клітях / В. В. Вереньов, А. П. Далічук, **В. В. Коренной**, О. Ю. Путнокі, О. В. Сімененко, С. В. Мацко, В. О. Яценюк, О. С. Шелудченко, Д. В. Телюк, С. М. Вишневецький. № а 200712228 ; заявл. 05.11.2007; опубл. 27.07.2009, Бюл. № 14.

31. Пат. 101198 С2 Україна, МПК B21B 1/26 (2006.01). Спосіб гарячої прокатки заготовки / **В. В. Коренной**, А. П. Далічук, М. І. Подобедов. № а 201100111 ; заявл. 04.01.2011; опубл. 11.03.2013, Бюл. № 5.

АНОТАЦІЯ

Коренной В.В. Розробка способів діагностування технічного стану ліній приводу валків прокатних клітей. Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.08 - «Машини для металургійного виробництва». Інститут чорної металургії ім. З.І. Некрасова Національної академії наук України, Дніпро, 2025.

Дисертаційна робота присвячена розвитку наукових уявлень про особливості динамічних процесів у лінії приводу прокатної кліті при захваті металу прокатними валками, зв'язок цих процесів із конструктивними особливостями та технічним станом прокатного обладнання, а також розробці способів визначення технічного стану та способів зменшення динамічних навантажень у лінії приводу прокатних валків.

Робота є комплексним дослідженням, що ґрунтується на великому масиві даних промислових вимірювань та сучасних методиках математичного

моделювання перехідних процесів. Достовірність розроблених математичних моделей підтверджується даними практичних вимірювань, співпадіння яких з теоретичними розрахунками складає 93...95% для усіх клітей широкоштабового стану.

Вперше встановлено статистичну залежність максимального динамічного моменту сил пружності на моторній ділянці лінії приводу у період захвату метала валками від моменту сил пружності у сталому режимі прокатки у вигляді кореляційного поля точок, яке апроксимовано лінійною залежністю, кут нахилу якої залежить від технічного стану – зносу та зазорів ділянок лінії приводу прокатної кліті.

Вперше шляхом математичного моделювання та натурних вимірювань встановлено особливості динаміки зубчастих з'єднань та траєкторії руху у полі радіальних зазорів підшипникових опор осей зубчатих коліс редуктора та шестеренної кліті з різним конструктивним розташуванням шестерні відносно колеса. Показано різний напрямок переміщення осей зубчатих коліс редуктора та зусиль між зубцями і у підшипникових опорах редуктору. Також запропоновано новий показник динамічності підшипникової опори, який дорівнює відношенню максимального значення зусилля реакції до сталого значення у режимі прокатки.

Для уточнення величин пружностей ділянок у трьохмасовій рядній схемі лінії приводу запропоновано методику, у якій використовується момент сил пружності, що вимірюється безпосередньо у прокатній кліті. Апроксимуючи сигнал моменту сил пружності сумою гармонійних та експоненціальних функцій, знаходять фактичні частоти власних коливань лінії приводу і з їх допомогою визначають скориговані параметри пружностей.

Практичне значення мають розроблені способи оцінювання загального технічного стану обладнання ліній приводу прокатних клітей за швидкістю розповсюдження деформаційної хвилі вздовж лінії приводу при захваті металу прокатними валками; за даними вимірювання тиску у гідравлічній системі врівноваження прокатних валків, параметрів вібрації корпусу редуктора та електромагнітного моменту двигуна при захваті метала прокатними валками, за сигналами датчиків обертання деталей лінії приводу. Запровадження цих способів дасть змогу здійснювати технічне обслуговування по фактичному стану членувань лінії приводу та зменшити кількість раптових відмов елементів прокатного обладнання.

Практичне значення мають розроблені способи зменшення динамічних навантажень у лініях приводу прокатних клітей за рахунок: короткочасного підйому та опускання верхнього опорного валка (динамічна складова зменшується у 1,5-2,0 рази), згинання передньої частини штаби у жолоб та її розгинання (динамічна складова зменшується у 1,4-1,9 рази), формування трапецієвидної передньої частини штаби (динамічна складова зменшується у 1,55-2,5 рази), встановлення двигуна постійного струму і з'єднання його з шестеренною кліттю валом підвищеної довжини (динамічна складова зменшується у 1,9-2,1 рази). Запровадження цих способів дозволить збільшити ресурс елементів лінії приводу та інших деталей прокатного обладнання.

Ключові слова: прокатна кліть, лінія приводу, динамічне навантаження, штаба, пружні коливання, математична модель, кутовий зазор, радіальний зазор, зменшення динаміки, діагностика.

ANNOTATOIN

Korennoi V. Development of methods for diagnosing the technical condition of rolling stands rolls drivelines. Dissertation for the degree of Candidate of Technical Sciences for the specialty 05.05.08 - "Machines for metallurgical production." Z.I. Nekrasov Institute of Ferrous Metallurgy of National Academy of Sciences of Ukraine, Dnipro, 2025.

The work is devoted to the development of scientific knowledge on the specificity of dynamic processes in the drive system of the rolling stand during metal capture by the rolls, the connection of these processes with the design features and technical condition of the rolling mill, as well as the development of methods for determining the technical condition and methods for reducing dynamic loads in the drive system of the rolling rolls.

This work encompasses comprehensive research based on a large industrial database and modern methods of mathematical modeling of transient processes. The reliability of the developed mathematical models is confirmed by data from practical calculations, whose agreement with theoretical calculations is 0.93-0.95 for all stands of the wide-strip rolling mill.

For the first time, a statistical dependence of the maximum dynamic moment of elastic forces on the motor section of the driveline during the period of metal capture by the rolls on the moment of elastic forces in the steady rolling mode has been established in the form of a correlation field of points, which is approximated by a linear dependence, the angle of inclination of which depends on the technical condition - wear and gaps of the sections of the driveline of the rolling stand.

For the first time, through mathematical modeling and full-scale measurements, the features of the dynamics of gear joints and the trajectory of movement in the field of radial clearances of the bearing supports of the gear wheel axes of the reducer and the pinion stand with different constructive arrangement of the gear shaft relative to the wheel have been established. Different directions of movement of the gear wheel axes of the reducer and forces between the teeth and in the bearing supports of the reducer have been shown. A new indicator of the dynamicity of the bearing support has also been proposed, which is equal to the ratio of the maximum value of the reaction force to the constant value in the rolling mode.

To clarify the values of the elasticity of sections in the three-mass in-line scheme of the driveline, a method is proposed that uses the moment of elastic forces measured directly in the rolling stand. By approximating the signal of the moment of elastic forces by the sum of harmonic and exponential functions, the actual frequencies of the natural oscillations of the driveline are found and with their help, the corrected elasticity parameters are determined.

Of practical importance are the developed methods for assessing the general technical condition of the equipment of the drivelines of rolling stands by the speed of deformation wave propagation along the driveline when the metal is captured by

the rolling rolls; by measuring the pressure in the hydraulic system of balancing the rolling rolls, the vibration parameters of the gearbox housing and the electromagnetic torque of the motor when the metal is captured by the rolling rolls, by signals from the rotation sensors of the drive line parts. The implementation of these methods will make it possible to carry out maintenance based on the actual condition of the driveline joints and reduce the number of sudden failures of rolling equipment elements.

Of practical importance are the developed methods for reducing dynamic loads in the drivelines of rolling stands due to: short-term lifting and lowering of the upper backup roll (the dynamic component decreases by 1.5-2.0 times), bending the front part of the slab into a trough and its extension (the dynamic component decreases by 1.4-1.9 times), forming a trapezoidal front part of the slab (the dynamic component decreases by 1.55-2.5 times), installing a DC motor and connecting it to the pinion stand with a shaft of increased length (the dynamic component decreases by 1.9-2.1 times). The introduction of these methods will allow increasing the resource of the elements of the driveline and other parts of the rolling equipment.

Keywords: rolling stand, driveline, dynamic loading, staff, elastic oscillations, mathematical model, angular clearance, radial clearance, reduction of dynamics, diagnostics.

Підписано до друку 03.09.2025. Формат 60х84 1/16. Папір друк.

Друк плоский. Умов. друк. арк. 1,7. Облік.-вид. арк. 2,0.

Наклад 100 прим.

Замовлення №1368.

Друк ТОВ «Візіон»

49050, м. Дніпро, пл. Академіка Стародубова, 1

Свідоцтво про держреєстрацію №04052442 Ю 0021076

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи

серія ДК №8176 від 16.09.2024 р.

