

Міністерство освіти та науки України

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні

(назва факультету)

кафедра металургійних технологій, екології та техногенної безпеки

(повна назва кафедри)

## **ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА**

На тему Аналіз впливу зазорів в елементах головної лінії стана гарячої прокатки на його динамічні характеристики

Виконав: магістрант групи 8.1361-з

Федоренко С.В.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

136 Металургія

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

136 Обробка металів тиском

(шифр і назва)

Керівник Белоконь Ю.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Кругляк Д.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2022 року

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні .

Кафедра металургійних технологій, екології та техногенної безпеки .

Рівень вищої освіти магістр .

(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 136 Металургія .

(шифр і назва)

Спеціалізація \_\_\_\_\_ .

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 136 Обробка металів тиском .

(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедру Ю.О. Белоконь

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ року

**Завдання**

до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Федоренко Степана Володимировича

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз впливу зазорів в елементах головної лінії стана гарячої прокатки на його динамічні характеристики керівник магістерської роботи д.т.н., проф. Белоконь Ю.О., затверджені наказом вищого навчального закладу від “25” травня 2022 року № 596-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 16 грудня 2022 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи кривошипного пресу
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд та аналіз науково-технічних рішень щодо підвищення працездатності та надійності елементів головної лінії прокатного стану та обґрунтування обраного напрямку роботи; 2. Розрахункова частина; 3. Дослідно-експериментальна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації .
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): Презентація на 14 слайдах .

## 6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Белоконь Ю.О., д.т.н, професор		
2	Белоконь Ю.О., д.т.н, професор		
3	Белоконь Ю.О., д.т.н, професор		
4	Белоконь Ю.О., д.т.н, професор		

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	01.05.22 – 27.05.22	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.09.22 – 15.09.22	
3	Виконання теоретичної частини проекту	16.09.22 – 16.10.22	
4	Виконання графічної частини проекту	17.10.22 – 17.11.22	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	18.11.22 – 30.11.22	
6	Перевірка проекту консультантами	01.12.22 – 08.12.22	
7	Попередній захист проекту	09.12.2022	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент

\_\_\_\_\_

(підпис)

С.В. Федоренко

(прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи

\_\_\_\_\_

(підпис)

Белоконь Ю.О.

(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Федоренко С.В. Аналіз впливу зазорів в елементах головної лінії стану гарячої прокатки на його динамічні характеристики.

*Ключові слова: ПРОКАТНИЙ СТАН, ШПІНДЕЛЬНЕ З'ЄДНАННЯ, ЗАЗОР, ДИНАМІЧНІ НАВАНТАЖЕННЯ.*

Пояснювальна записка: 92 сторінки, 15 рисунків, 9 таблиць, список використаних джерел з 24 позиції; додатки.

Складена динамічна та математичні моделі головної лінії стану, визначений характер зміни зовнішнього навантаження. Оптимані залежності дозволяють враховувати вплив зазорів в з'єднаннях в передавальних механізмах та визначати коливальні характеристики системи. Проведені експериментальні дослідження для визначення моментів при прокатуванні. Показано, що врахування реальних динамічних навантажень під час прокатки є ефективним напрямом підвищення надійності деталей головної лінії.

## ЗМІСТ

ВСТУП	8
1.1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ГОЛОВНОЇ ЛІНІЇ ПРОКАТНОГО СТАНУ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ	10
1.1 Опис технологічного процесу. Вимоги до агрегату	10
1.2 Аналіз структури обладнання та його технічних характеристик	16
1.3 Пропозиції щодо поліпшення технічних характеристик обладнання, на підґрунті патентного пошуку та відомих технічних рішень	22
1.4 Обґрунтування обраного напрямку	28
2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА	30
2.1 Розрахунок потужності електродвигуна приводу головної лінії кліті стану 1680	30
2.2 Основні кінематичні і силові параметри головної лінії стану 1680	34
2.3 Розрахунок універсального шпинделя на міцність	37
2.4 Розрахунок приводного шестеренного валка на міцність	41
2.5 Розрахунок довговічності підшипників шестеренного валка зі сторони редуктора	46

3 ДОСЛІДНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА	48
3.1 Вибір розрахункової схеми крутильно-коливальної системи	48
3.2 Визначення моментів інерції та коливальних характеристик системи	54
3.3 Складання математичної моделі системи з врахуванням зазорів в з'єднаннях передач	60
3.4 Експериментальні дослідження	64
3.4.1 Прилади та апаратура для експериментальних досліджень	64
3.4.2 Визначення основних геометричних та енергодинамічних параметрів при прокатці	66
3.4.3 Обробка експериментальних даних	69
4. ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА	78
4.1 Оцінювання стану прокатного цеху з гігієнічної точки зору	78
4.2 Аналіз потенційних шкідливих факторів виробничого середовища	79
4.3 Технічні рішення по виробничій санітарії	81
4.3.1 Мікроклімат	81
4.3.2 Освітлення виробничих приміщень	82
4.3.3 Виробничий шум, виробнича вібрація	83
4.4 Засоби пожежної безпеки	84
4.5 Заходи по техніці безпеки	85

4.6 Рішення з покращення екологічних показників цеху та розрахунок природної вентиляції	86
ВИСНОВКИ	89
ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	90

## ВСТУП

**Актуальність теми.** В ЦГПТЛ ВАТ "Запоріжсталь" модернізація обладнання і удосконалення технології прокатки, застосування прямої прокатки заготовки, минаючи нагрівальні колодязі, освоєння нових сортamentів прокатки та інтенсифікації роботи стана супроводжувалося збільшенням статичного і динамічного навантаження в головних лініях приводів клітей, що призвело до зростання кількості простою з вини механічного обладнання.

Підвищення працездатності та надійності вузлів прокатного стану можливе лише за умови своєчасного діагностування технічного стану обладнання та дослідження характерних видів відмов.

Основні причини великих динамічних навантажень – це зазори в з'єднаннях, швидкість прокату, зниження температури передньої ділянки смуги, биття коливань моменту сил пружності. Кутові і радіальні зазори в лінії приводу прокатного стану є неминучим наслідком його функціонування при передачі торсіонної навантаження від двигуна до робочих органів. Зазори, або люфти, витримані в допустимих межах при експлуатації відіграють позитивну роль, дозволяючи робити монтаж великогабаритних вузлів, нівелюючи можливі перекоси і зміщення, забезпечуючи доступ мастила по всім контактують поверхонь і усуваючи заклинювання деталей, наприклад, при тепловому розширенні елементів підшипників. Але при підвищеному зносі зазори починають відігравати негативну роль, особливо при циклічному або



реверсивному прикладенню навантаження до робочого органу машини в лініях приводу прокатних станів.

Тому дана робота, спрямована на розробку динамічної та математичних моделей системи з можливістю визначення кількісного впливу зазорів на динамічні процеси в приводі, є актуальною.

**Метою роботи** є проведення динамічного аналізу системи з метою виявлення шляхів підвищення міцності та надійності обладнання.

**Задачі роботи.** Для досягнення поставленої мети сформульовані наступні цілі:

- на підґрунті літературного пошуку встановити залежність між коефіцієнтом демпфірування і часом перехідного процесу і встановити залежності між коефіцієнтом динамічності і значенням розкритого зазору в пружною зв'язку перед вантаженням;

- обрати розрахункову схему;

- визначити характер зміни зовнішніх навантажень;

- скласти рівняння руху системи за допомогою одного зі спеціальних методів (Лагранжа, кінетостатики та ін.);

- розв'язати рівняння руху;

- провести синтез та аналіз отриманих рішень.

- провести експериментальне дослідження.

**Об'єкт дослідження** – механізми головної лінії стану.

**Предмет дослідження** – динамічні процеси, що відбуваються в головній лінії.

**Методи дослідження** аналіз аналогічного обладнання, аналітичний аналіз різних технологічних та конструкційних факторів, що впливають на показники надійності та довговічності деталей головної лінії стану.

**Апробація результатів роботи.** Основні положення роботи доповідалися на Міжнародній науково-технічній конференції «Інформаційні технології в металургії та машинобудуванні» (Дніпро, НМАУ 2020 р.), та на II Всеукраїнській науково-практичній конференції за участю молодих науковців (Запоріжжя, ЗГУ, 2022) .Опубліковано тези доповіді.

**Структура роботи.** Магістерська робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури та додатків. Загальний обсяг роботи зі 92 сторінок, у тому числі 15 рисунків, 9 таблиць, список використаних джерел з 24 позиції й додатків.

# 1 ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТА НАДІЙНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ ГОЛОВНОЇ ЛІНІЇ ПРОКАТНОГО СТАНУ ТА ОБГРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ

## 1.1 Опис технологічного процесу

Обтискний цех і цех гарячої прокатки тонкого листа розташовані між собою в безпосередній близькості і пов'язані між собою конвеєром для транспортування гарячих слябів. Це сприяє застосуванню способу прямої прокатки слябів, тобто відсутня необхідність в їх підігріві і гарячого посаду.

Безперервний тонколистовий стан (БТЛС) складається з десяти клітей, які розташовані одна за іншою і прокатуваний метал рухається на стані суцільним потоком по одній лінії один за одним.

На безперервному тонколистовому стані БТЛС-1680 листи прокатують винятково зі слябів, розміри яких коливаються в широких межах – від 9200x1560 до 1800x160.

Сляби транспортуються з обтискного цеху з температурою 1150 ° С, потрапляють на пічний рольганг стану і далі транспортуються до робочих клітей чорнової групи.

Чорнова лінія стану складається з чорнового окалиноломача «дуо», кліті з вертикальним валками та чотирьох чорнових клітей кварто. Перед чистовою групою клітей установлені летючі ножиці барабанного Чистова група клітей містить у собі окалиноломач і шість безперервних клітей кварто (рисунок 1.1). Швидкість прокатки в останній кліті стана досягає 10 м/с.

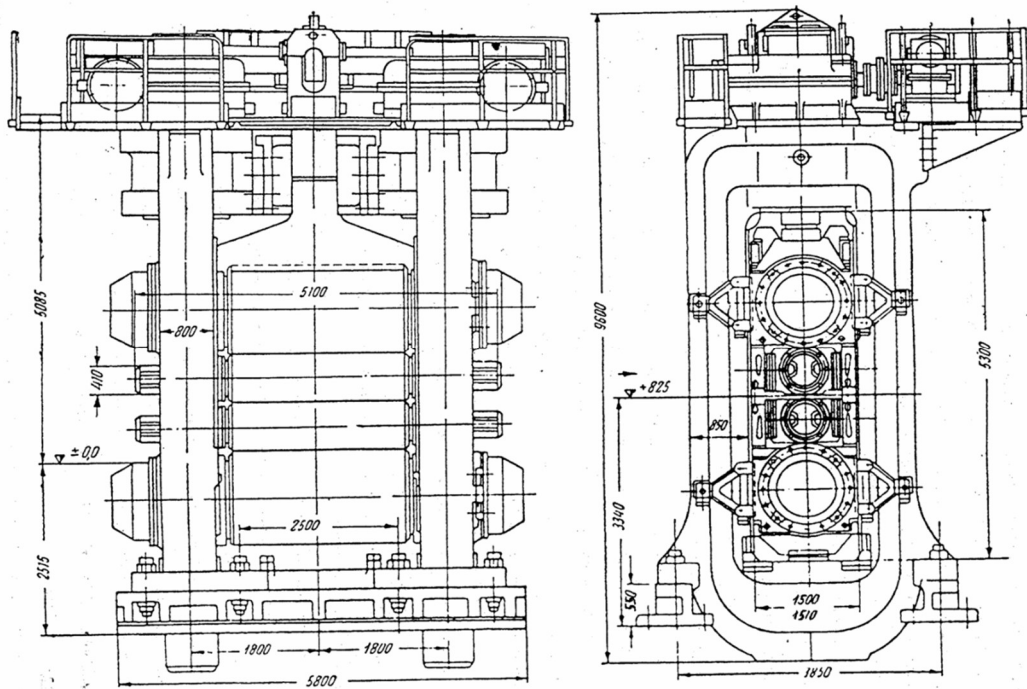


Рисунок 1.1 - Кліть кварто БТЛС-1680

Сляби, що видають із печей, покриті шаром окалини, тому першою операцією при прокаті є видалення окалини, щоб вона не була загорнена в метал. Перша кліть стану являє собою окалиноломач «дуо» з валками діаметром 950-1100 мм. Обтиснення в цій кліті становить 5-20%, щоб окалина могла бути роздроблена, після чого вона видаляється водою під тиском від 10 до 12 МПа. Перед входом у чистову групу клітей кінці прокату обрізуються летючими ножицями. Далі штаба проходить шість чистових клітей кварто, у яких прокатка супроводжується утворенням невеликих петель, що перебувають під натягом, що забезпечує петлетримач.

Валки чорнових клітей приводяться від двигунів змінного струму, для чистових клітей - від двигунів постійного струму з регульованою швидкістю. Загальна потужність двигунів стану складає з 10 клітей близько 60 000 кВт.

Товщина й ширина штаби, що виходить й останньої чистової кліті, регулюється автоматично рентгенівським мікрометрами.

Після виходу з останньої кліті штаба направляється до моталок. Вони розташовані послідовно одна за іншою нижче рівня рольганга.

## 1.2 Аналіз структури обладнання та його технічних характеристик

Безперервний стан гарячої прокатки тонкого листа складається із двох груп - чорнової та чистової. Чорнова група складається з двохвалкового окалиноломача та чотирьох клітей «кварто» до складу чистової лінії входить чистовий окалиноломач і шість чотирьохвалкових.

Технічна характеристика прокатних клітей стана 1680 наведена в таблиці 1.1.

Головна лінія прокатного стану складається з чотирьохвалкової кліті «кварто». В робочій чотирьохвалковій кліті валки розташовані один над другим: два робочих валка меншого діаметру (середні) і два опорних більшого діаметру (крайні верхні і нижні). Призначення опорних валків – сприймати тиск при прокатці та зменшувати про гнучкість робочих валків.

Головна лінія прокатного стану 1680 складається з робочої кліті і лінії приводу, яка включає двигун, редуктор, шестеренну кліть, муфти шпинделі, проміжні вали ( рисунок 1.2).

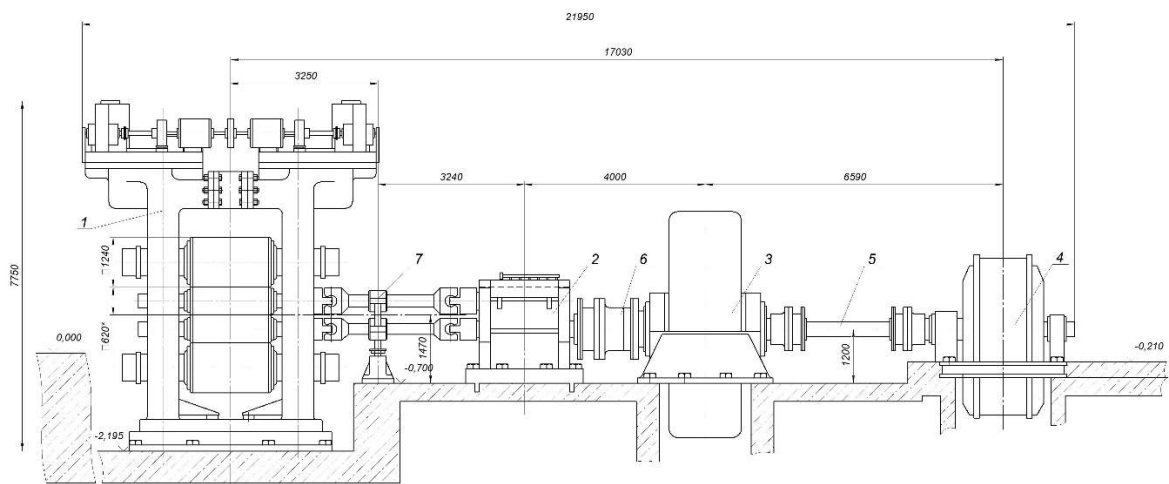


Рисунок 1.2 Схема головної лінії кліті стану 1680

Таблиця 1.1 - Технічна характеристика клітей чистової групи стану 1680

№ кліті	Передавальне число редуктора, $U_p$	Потужність приводного двигуна, кВт	Тип двигуна	Швидкість обертів двигуна, об/хв.	Швидкість обертів валка, об/хв.	Швидкість прокатки, м/с	Відстань до попередньої кліті, м	Нагисний пристрій			Станина	
								Кількість двигунів, шт.	Потужність двигуна, кВт	Швидкість обертів, об/хв.	Тип	Матеріал
5	7,23	7000	AMZ - 1600 FF 12	270-500 об/хв.	від 37,4 до 69	1,16-2,20	58,77-6,19	2	46	625	Закр.	Ст.лит.
6	4,67	--	--	--	від 57,8 до 107	від 1,89 до 3,42	5,84	2	46	625	Закр.	Ст.лит.
7	2,75	--	--	--	від 98,2 до 182	від 3,30 до 5,78	5,84	2	46	625	Закр.	Ст.лит.
8	2	--	--	--	від 135 до 250	від 4,16 до 7,93	5,84	2	46	625	Закр.	Ст.лит.
9	1,56	--	--	--	від 173 до 320	від 5,35 до 10,14	5,84	2	46	625	Закр.	Ст.лит.
10	1,41	--	--	--	від 191 до 354	від 5,9 до 11,25	5,84	2	46	625	Закр.	Ст.лит.

Редуктор використовується для зміни числа обертів при передачі руху від двигуна до валків. Зубчасті колеса – шевронні з нахилом 30 градусів.

Головна муфта з'єднує вихідний вал силового редуктора з валом шестеренної кліти. По конструкції – це проміжна муфта, яка має вал і дві зубчастих напівмуфти.

Шестеренна кліть призначена для розподілення крутного моменту двигуна між валками. Це одноступінчатий редуктор, передаточне відношення якого дорівнює одиниці, а роль зубчастих колес виконують шестеренні валки.

Технічна характеристика:

Момент прокатки, кНм	– 1400
Середня швидкість обертів валків, об/хв.	– 50
Міжосьова відстань, мм	– 620
Довжина бочки валків, мм	– 1520
Число зубців	– 20
Модуль зачеплення, мм	– 28
Кут нахилу зубців	– 25°24'52"

Шпинделі призначені для передавання крутного моменту від шестеренної кліти прокатним валкам при відхиленні від співвісності. При значному переміщенні в вертикальній площині використовують універсальні шпинделі, які можуть передавати крутний момент робочим валкам при перекосі до 10-12 градусів.

Схема шпиндельного пристрою представлена на рис. 1.3.

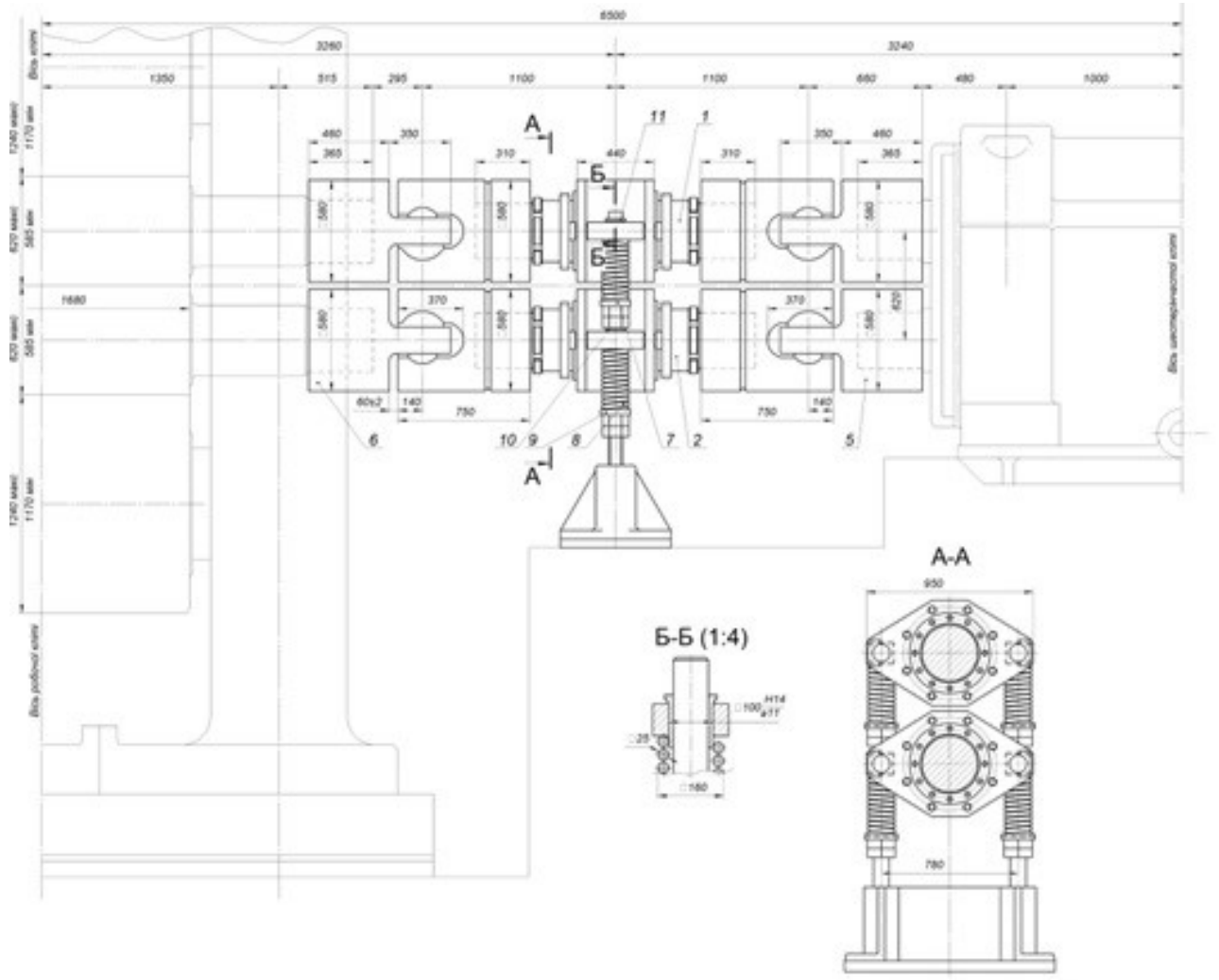


Рисунок 1.3 – Шпиндельный пристрій



Шпиндельні врівноважувачі призначені для врівноваження універсальних шпинделів .

Технічна характеристика

Допустимий обертаючий момент на один шпиндель	– 800
Максимальний робочий обертаючий момент на один шпиндель, кНм	– 560
Режим роботи	– безперервний
Діаметр головок шпинделя, мм	– 580
Діаметр тіла шпинделя, мм	– 320
Довжина шпинделя по осям шарнірів, мм	– 2200
Допустимі межі осьового здвигу валків, мм	– $\pm 20$
Максимальний кут перекоосу в шарнірах	– 3°
Система врівноваження	– пружинна
Максимальний тиск повітря в опорі врівноваження шпинделя, МПа	– 0,02- 0,04

Прокатні валки встановлені в робочій кліті, яка сприймає тиск прокатки. Основною характеристикою робочої кліті є розміри прокатних валків: довжина бочки і її діаметр. Кліть в своєму складі має чотири валки, два з яких робочі, два опорні. Опорні валки мають більший діаметр і не контактують з прокатом.

Основні елементи робочої кліті – валки прокатні, підшипникові вузли, механізми для встановлення валків, станина, натискні гвинти.

Робоча кліть складається з двох масивних сталевих литих станин, встановлених на плитовини, що кріпляться до фундаменту анкерними бовтами. В станинах встановлюються подушки з підшипниками і валками, а також пристрої для переміщення верхнього валка по висоті, його осьової фіксації. Підшипники робочої кліті працюють при дуже великих навантаженнях. Підшипники кочення встановлюються в масивних корпусах, які називаються подушками, що розташовують в проїмах станини.

Подушки – це спеціальні сталеві відливки, які призначені для збереження точного положення валків відносно станини кліті. Щоб компенсувати термічне розширення валків, подушки закріплюють тільки з однієї сторони – протилежній приводу.

Станина робочої кліті сприймає всі зусилля, що виникають при прокатці металу і тому виконується масивною – до 60-120 т. Матеріал станини – сталеве лиття з 0,25-0,35% вуглецю. Натискний пристрій призначений для притиснення робочих валків під час проходження листа, що прокочується, між робочими валками, тобто регулювання зазору між робочими валками.

Технічна характеристика силового редуктора

Редуктор – циліндричний одноступінчастий спеціальний з шевронною передачею типу Ц1Ш – 2568

Міжцентрова відстань -	$a_{\omega} = 2568$
Передаточне число -	$u = 7,23$
Число зубців шестерні -	$z_1 = 26$
Число зубців колеса -	$z_2 = 188$
Модуль зубців -	$m = 24$ мм
Ширина колеса -	$B = 1400$ мм

Головна муфта – це муфта зубчаста стандартна типу МЗ-20

Технічна характеристика

Найбільший крутний момент -	1400кНм
Модуль зубців -	$m = 14$ мм
Число зубців -	$z = 74$
Максимальний кут перекошу не більш -	30'

Масило - пластичне, марка ЦИАТИМ – 208 ГОСТ 16422 – 79

В якості двигуна 3 використовують двигун постійного струму:

Тип –	AMZ – 600FF12
Потужність –	P=7000 кВт

Частота обертання –  $n = 270 \dots 500 \text{ об/хв}$

Між електродвигуном та редуктором встановлено проміжний вал, який передає обертаючий момент елементом механічного приводу, його технічні показники:

Обертальний момент –  $M=222,6 \text{ кНм}$

Частота обертів валу –  $n = 270 \dots 500 \text{ об/хв}$

Номінальний діаметр небезпечного перетину –  $d=320 \text{ мм}$

### 1.3 Пропозиції щодо поліпшення технічних характеристик обладнання, на підґрунті патентного пошуку та відомих технічних рішень

Підвищення працездатності та надійності вузлів прокатного стану можливе лише за умови своєчасного діагностування технічного стану обладнання та дослідження характерних видів відмов. Серед характерних відмов деталей та вузлів приводу чистової кліті «кварто» можна виділити:

- викришування зубців шевронних валків шестеренної кліті, це пов'язане з тим, що агрегат працює у важкому режимі або ж певними порушеннями у роботі системи змащування. У випадку поламання зубців шеврона, його повністю замінюють на новий. Так як це відповідальний вузол, тому профіль зубця не відновлюється;
- ослаблення кріплення зубчастих муфт. В наслідок цього відбувається інтенсивне зношення муфт, отворів під кріплення та виникають динамічні навантаження в механізмах приводу чистової кліті. Ліквідують спрацювання підтяжкою, чи заміною послабленого кріплення під час планово ремонтів;
- при виході з ладу підшипників шестеренної кліті, пристроїв
-

- при виході з ладу підшипників шестеренної кліти, пристроїв врівноваження шпинделів та підшипників редуктора, виконується їх заміна на нові;
- зубчасті колеса редуктора підлягають заміні при зносі зубів по товщині, виміряній по дузі ділительного кола, більше 20%;
- інтенсивне зношування бронзових вкладишів універсального шпинделя під дією значного динамічного навантаження та великого коефіцієнта тертя. При незначному зношенні вкладиші, під час ремонту, міняють місцями та продовжують експлуатацію. При зношенні більше гранично допустимих розмірів, вкладиш замінюють на новий.

Кутові і радіальні зазори в лінії приводу прокатного стану є неминучим наслідком його функціонування при передачі торсіонної навантаження від двигуна до робочих органів. Зазори, або люфти, витримані в допустимих межах при експлуатації відіграють позитивну роль, дозволяючи робити монтаж великогабаритних вузлів, нівелюючи можливі перекося і зміщення, забезпечуючи доступ мастила по всім контактують поверхонь і усуваючи заклинювання деталей, наприклад, при тепловому розширенні елементів підшипників. Але при підвищеному зносі зазори починають відігравати негативну роль, особливо при циклічному або реверсивному прикладенню навантаження до робочого органу машини в лініях приводу прокатних станів.

Тому кутові зазори в лінії приводу і радіальні зазори в опорах є основними параметрами технічного стану обладнання, що впливають на динамічні навантаження і частоту відмов прокатних станів.

В даний час діагностикою кутових зазорів на обертових валах займаються в багатьох галузях промисловості: автомобільній, нафтогазовій, енергетичній, авіаційній, металургійній тощо. Застосування стандартних датчиків і сигналів вібрації для діагностики зазорів відомими методами дозволяє визначати знос тільки побічно, по зміні геометрії поверхні контактуючих деталей (зубів, тіл кочення), або по гармоникам частоти биття валу, якщо радіальні навантаження

допускають його переміщення в підшипникових опорах з зазорами. У редукторах більшості великих прокатних станів співвідношення ваги зубчастих валів і радіальних розпірних зусиль такі, що переміщення відбуваються тільки в перехідних режимах захоплення-виходу заготовок. На холостому ході і при навантаженні виявити абсолютні величини зазорів за сигналами вібрації на опорах валів вельми складно, тому що радіальні зусилля при низьких швидкостях обертання утримують вал в одному з крайніх положень. У прокатному виробництві застосування на кожній опорі валів спеціальних датчиків лінійного переміщення, як це практикується в турбоагрегатах, не представляється можливим. Стандартні засоби і методи діагностики зазорів в лініях приводу прокатних станів поки розроблені недостатньо.

Єдиним методом вимірювання зазорів, наведеними в нормативних документах, є вимірювання за допомогою каліброваних по товщині щупів в періоди зупинок або ремонтів. В автомобільній діагностиці [6], а також в інших галузях, основним принципом вимірювання люфтів є статичне фіксування початкового положення однієї половини з'єднувального вузла і прикладаємого моменту для вибірки зазорів до другої його половині. Датчиками можуть служити або стрілочні прилади, або оптичні датчики, аналогічні тим, які використовуються при лазерної центрування валів. Такий принцип прийнятний для малогабаритних машин, або при наявності відповідних тестових стендів. У виробничих умовах бажано виконувати діагностування з використанням діючих технологічних навантажень і приводів. Для цього може бути використано інерційний замикання і розмикання зазорів в трансмісіях при реверсі або розгоні-гальмуванні приводу або робочого органу машин.

Згідно способу [7] для визначення зносу головної лінії трансмісії транспортних засобів на основі передачі обертають послідовно в режимі розгону і вибігу. Як параметр, що характеризує знос зубів передачі, приймають відношення максимальної амплітуди змінної складової осьової реакції на опорах вхідного валу передачі в режимі розгону до середнього значення цієї змінної

складової в режимі вибігу. Різниця в сигналах обумовлена меншим часом роботи передачі однієї зі сторін зубів. Очевидно, що для реверсивних передач, наприклад, блюмінгів, слябінгів, такий спосіб не придатний.

Досить багато патентних джерел присвячено вимірюванню зазорів в механічних гвинтових натискних пристроях прокатних клітей. Наприклад, в патенті [8] наводиться пристрій для визначення зносу в парах тертя натискного пристрою кліті (різьблення гвинтової пари і підп'ятника гвинта) в процесі роботи стану. Пристрій містить датчики кутового положення гвинтів, датчики переміщення гвинтів в межах їх ходу, а також датчики положення по висоті шийок валка, з'єднані через зубаті рейки на балці врівноважує пристрої кліті. Сигнали запам'ятовуються, порівнюються з попередніми значеннями і таким чином визначається знос. У динамічному аналізі машин нелінійності типу зазорів математично описуються, як правило, різного роду кусочно-лінійними характеристиками.

У способі [9] на досліджуваній вузол впливають стискаючою силою, вимірюють деформацію стиску і будують характеристику жорсткості вузла. Будуючи характеристики жорсткості в різних напрямках впливу (по можливості), отримують величини зносу в різних точках контактування елементів вузла тертя. Такий метод може бути застосований для діагностики зносу контактуючих поверхонь в елементах прокатних клітей з використанням зусилля натискних пристроїв і стандартних датчиків положення валків (загальний модуль жорсткості кліті), а також систем гідравлічного вигину для створення змінного за напрямком і величиною зусилля в підшипникових опорах валків.

В роботі [10] для діагностики величини зносу накладок станини і подушок робочих валків виконували експериментальну оцінку структурного демпфірування в чистових клітях широкоштабового стану гарячої прокатки 2500 ММК за величиною добротності системи в перехідному режимі захоплення металу валками. Добротність - величина, зворотна коефіцієнту демпфірування. Для стану 2500 ММК добротність оцінювали в напрямку прокатки,

вертикальному напрямку і в напрямку осі валків, тим самим, зіставляючи цей параметр з зносом різних елементів клітей.

У статті [11] розглядалися методи і пристрої безконтактного (телеметричного) вимірювання крутильних коливань на обертових валах різних машин і агрегатів. Багато виробників таких систем для прокатних станів реалізують також і функції діагностики зносу (кутових зазорів) в вузлах обладнання ліній приводу, тому що крутильний момент в лінії приводу володіє високою інформативністю про динамічні процеси і може бути в свою чергу використаний для визначення ступеня зносу трансмісії. Наприклад, відомий спосіб діагностики зазорів за часом запізнювання крутильного ударного імпульсу [12], відпрацьовувати в декількох дослідженнях ІЧМ на стані гарячої прокатки 1680 ВАТ «Запоріжсталь», дає можливість діагностики тільки відкритої частини зазорів в шпindelьному зчленуванні.

В роботі [13] розглядаються різні варіанти способів діагностики зазорів в лініях приводу прокатних клітей в перехідних режимах роботи. Однак пряме вимір зазорів дозволяє отримати більш достовірні дані про повну величиною зносу в зчленуваннях. Тому необхідні спеціальні методи [14,15] і системи [16,17] для таких вимірювань.

Багато робіт було присвячене питанням вдосконалення конструкції шпindelьного пристрою. Так, в роботі [18], пропонується з метою підвищення надійності в роботі і спрощення обслуговування, кожен підшипникову опору шпindelьного пристрою виконати у вигляді двох підшипників, встановлених на валу шпинделя по різні боки від хомута, а кожен підшипник розміщений між хомутом і шнековим кільцем, при цьому корпус забезпечити пружним врівноважуючим хомутом.

У процесі прокатки мастило під тиском подається в порожнину хомута і через радіальні і осьові канали надходить до шарнірів шпинделя, а надлишки мастила, проходячи через підшипники, надходять в камери, звідки шнековими кільцями знову нагнітаються в підшипники. Пружина для врівноваження хомута сприймає статичні і динамічні навантаження на поверхні тертя хомута про вал шпинделя. Це дозволяє забезпечити змащення та охолодження підшипників, використовуючи одну систему змащення шарнірів шпинделів.

З метою підвищення надійності та довговічності шпиндельного вузла, пропонується модернізація системи змащення бронзових вкладишів та підшипників механізму врівноваження для забезпечення змащення за системою «масло-повітря».

Бронзові вкладиші дефіцитні, дорого коштують та мають незначний термін експлуатації. На основі передових наукових розробок, можлива заміна їх на високоякісні вкладиші з армованих полімерів, що в комплексі з модернізацією системи змащення дозволяє отримати збільшення терміну експлуатації вузла тертя більш ніж в два рази. Також підвищується стійкість до ударних динамічних навантажень, з'являється властивість розподілення навантаження, при цьому такі вкладиші мають малий шум та вагу.

Масло-повітряні масляні системи мають важливу перевагу в порівнянні зі змащенням системою «масляного туману»: дуже незначна і точно дозована кількість мастила надходить в кожен окремий вузол тертя (підшипник, бронзовий вкладиш) за допомогою стисненого повітря, що дозволяє різко знизити втрати мастила в навколишнє середовище. Надходження за такою системою мінімальної кількості мастила (витрати в 100 раз менші, ніж при змащенні пластичним мастилом) дозволяє підшипникам працювати при таких низьких температурах і на таких високих швидкостях, які не може забезпечити жоден інший спосіб змащування. В нашому випадку ця система дозволяє значно зменшити



зношення бронзових вкладишів та збільшити термін експлуатації шпинделів (без проведення ремонту) з 1-го до 3-х місяців.

Другим напрямом вдосконалення є модернізація конструкції шарніра шпинделя із застосуванням розрізного клиновидного вкладиша. Дана конструкція дозволить автоматично компенсувати частину зазору, що виникає при інтенсивному зносу вкладишів за рахунок роздвижки пружини клинових частин вкладишів. Впровадження даної роботи дозволить зменшити динамічні навантаження в приводі.

#### 1.4 Обґрунтування обраного напрямку

В результаті літературного аналізу встановлено, що при роботі прокатних станів необхідно враховувати динамічні навантаження, які в багатьох випадках в декілька разів можуть перевищувати технологічні. Швидка зміна технологічного опору, ударне замикання зазорів, невдала кінематика ланок механізмів, фрикційні автоколивання, періодичні силові або параметричні збурення, пуски, реверси і гальмування механізмів, аварійні ситуації - все це призводить до нестабільності в роботі прокатного стану. Динамічні процеси чинять негативний вплив на міцності деталей обладнання, як прокату і точності роботи механізмів. Тому одним з найактуальніших шляхів підвищення надійності та працездатності прокатного обладнання є проведення динамічного аналізу.

Завдання динамічного розрахунку - визначення закону зміни внутрішніх сил при відомому законі зміни зовнішніх сил. Ці закони різні через що виникають коливань в пружно-масової системі, які за механізмом виникнення поділяються на вільні, самозбудні, змушені, параметричні, пов'язані і змішані. Точний динамічний розрахунок дозволяє гарантувати працездатність і мінімізувати металоємність прокатного стану.

Динамічний розрахунок здійснюється шляхом математичного моделювання коливальних процесів. Складні фізичні коливальні процеси в

реальному конструкції з точністю описати не можна, тому при побудові динамічної математичної моделі робляться ті чи інші припущення і спрощення.

Основні етапи динамічного розрахунку передбачають:

- вибір розрахункової схеми;
- визначення характеру зміни зовнішніх навантажень;
- складання рівнянь руху системи за допомогою одного зі спеціальних методів (Лагранжа, кінетостатики та ін.);
- розв'язок рівнянь руху;
- синтез та аналіз отриманих рішень.

При підвищеному зносі зазори в лінії приводу прокатного стану починають відігравати негативну роль, особливо при циклічному або реверсивному прикладенні навантаження до робочого органу машини в лініях приводу прокатних станів. Тому кутові зазори в лінії приводу і радіальні зазори в опорах є основними параметрами технічного стану обладнання, що впливають на динамічні навантаження і частоту відмов прокатних станів.

З огляду складності будови прокатного стану як складного металургійного агрегату, в рамках цієї роботи передбачається встановлення залежності між коефіцієнтом демпфірування і часом перехідного процесу і встановлення залежності між коефіцієнтом динамічності і значенням розкритого зазору в пружною зв'язку перед вантаженням, оцінка впливу конструктивних і технологічних параметрів на динамічні навантаження в умовах ударного замикання зазорів.

## 2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

### 2.1 Розрахунок потужності електродвигуна приводу головної лінії кліті стану 1680

Вихідні дані для найбільш навантаженого режиму деформації:

Швидкість прокатки кліті №5	$v = 1,52 \text{ м / с}$
Відносне обтиснення	$\varepsilon = 0,25$
Початкова товщина листа	$h_1 = 23 \text{ мм}$
Товщина металу на виході	$h_2 = 15 \text{ мм}$
Зусилля прокатки	$P = 25,35 \text{ МН}$
Діаметр робочих валків	$D = 600 \text{ мм}$
Діаметр опорних валків	$D_{оп} = 1240 \text{ мм}$
Діаметр цапф опорних валків	$d_{оп} = 650 \text{ мм}$
Середня ширина штаби	$B_{cp} = 1500 \text{ мм}$

Рішення

1. Визначаємо довжину контакту металу в валком:

$$l = \sqrt{R\Delta h},$$

де :  $\Delta h$  - абсолютне обтиснення;

$$\Delta h = h_1 - h_2 = 23 - 15 = 8 \text{ мм},$$

$R$  - радіус робочого валка.

$$l = \sqrt{310 \cdot 8} = 49,8 \text{ мм}$$

2. Визначаємо коефіцієнт тертя штаби об валок при гарячій прокатці [2, ст. 22]:

$$\mu = n_1 (1,05 - 0,0005 t) n_2,$$

де:  $n_1$  – коефіцієнт, який характеризує стан поверхні валків;

$n_1 = 0,8$  – для чавунних валків з загартованою поверхнею;

$n_2$  – коефіцієнт, який враховує швидкість прокатки;

$n_2 = 0,95$  – при  $v = 1,72$  м/с;

$$\mu = 0,8(1,05 - 0,0005 \cdot 940) \cdot 0,95 = 0,44;$$

3. Параметр прокатки:

$$m = \frac{\mu \cdot l}{h_{cp}},$$

де:  $h_{cp}$  - середня товщина прокатки за один прохід через валки,

$$h_{cp} = \frac{h_1 + h_2}{2} = \frac{23 + 15}{2} = 19_{мм}$$

$$m = \frac{0,44 \cdot 49,8}{19} = 1,15$$

2. Визначаємо коефіцієнт прикладення рівнодіючої тиску металу на валки без натягнення:

$$\psi = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\varepsilon}{2}} \cdot \left( 1 - \varepsilon \frac{1+m}{2+m} \right) \leq \frac{1}{2}$$

$$\psi = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{1 - \frac{0,35}{2}} \cdot \left( 1 - 0,35 \frac{1+1,07}{2+1,07} \right) = 0,44 < \frac{1}{2}$$

5. Визначаємо момент прокатки, якщо довжина контакту металу з валками  $l = 49,8\text{мм}$  і коефіцієнт плеча прикладення рівнодіючої тиску металу на валки  $\psi = 0,44$ . При гарячій прокатці  $\psi = 0,45$  [ 5, ст. 183]

5.1. Визначаємо плече прикладення сили  $P$ .

$$\alpha = \psi \cdot l = 0,44 \cdot 49,8 = 21,9\text{мм} = 0,0219\text{м}$$

5.2. Визначаємо момент прокатки

$$M_{np} = 2P \cdot \alpha,$$

де:  $P$  – зусилля прокатки

$$M_{np} = 2 \cdot 25350 \cdot 0,0219 = 1110\text{кН} \cdot \text{м}$$

5.3. Визначаємо момент тертя в підшипниках опорних валків [2]:

$$M_{тр.оп.} = P \cdot \mu_{оп} \cdot d_{оп} \cdot (D_p / D_{оп}),$$

де:  $\mu_{оп}$  – коефіцієнт тертя в підшипниках опорних валків;

Для підшипників рідинного тертя  $\mu_{оп} = 0,003$ ;

$$M_{тр.оп.} = 25350 \cdot 0,003 \cdot 650 \cdot (600/1240) = 23,9 \text{кН} \cdot \text{м};$$

5.4. Визначаємо загальний момент робочих валків:

$$M_p = M_{np} + M_{тр.оп.}; [2]$$

$$M_p = 1110 + 23,9 = 1133,9 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

6. Визначасмо статичне навантаження двигуна [2]:

$$M_{cm} = \frac{M_p}{i\eta_{np}},$$

де:  $i$  – передавальне число редуктора [2];  $i = 7,23$ ;

$\eta_{np}$  – коефіцієнт корисної дії приводу [2];  $\eta_{np} = 0,85 \div 0,93$ . Приймаємо  $\eta_{np} = 0,9$ ;

$$M_{cm} = \frac{1133,9}{7,23 \cdot 0,9} = 174,3 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

7. Визначаємо частоту обертів двигуна:

$$n_{\partial\theta} = n_e \cdot i;$$

$$n_{\partial\theta} = 46,8 \cdot 7,23 = 338,4 \text{ об./хв.}$$

8. Визначаємо кутову швидкість двигуна:

$$\omega_{\partial\theta} = \frac{\pi \cdot n_{\partial\theta}}{30};$$

$$\omega_{\partial\theta} = \frac{3,14 \cdot 338,4}{30} = 35,4 \text{ рад/с}$$

9. Визначаємо необхідну потужність електродвигуна:

$$N_{\partial\theta} = M_{cm} \cdot \omega_{\partial\theta} = 174,3 \cdot 35,4 = 6170,22 \text{ кВт}$$

Двигун працює безперервно, до того ж можлива прокатка легованих сталей та недостатній нагрів металу, тому необхідно ввести коефіцієнт запасу потужності, який дорівнює приблизно  $1,1 \div 1,15$ .

10. Вибір електродвигуна по каталогу:

Тип	– AMZ -1600 FF 12
Потужність	– P = 7000 кВт
Частота обертання	– n = 270-500 об/хв.

11. Перевірка двигуна за номінальним моментом:

$$M_n = \frac{P}{\omega_{\partial\epsilon}};$$

$$M_n = \frac{7000}{35,4} = 197,74 \text{кН} \cdot \text{м};$$

10. Коефіцієнт перевантаження двигуна :

$$\lambda = \frac{M_{cm}}{M_n};$$

$$\lambda = \frac{174,3}{197,74} = 0,88$$

Висновок: коефіцієнт перевантаження електродвигуна в межах припустимого.

## 2.2 Основні кінематичні і силові параметри головної лінії стану 1680

Вихідні дані:

Потужність електродвигуна	P=7000кВт
Частота обертання електродвигуна	n=270...500об./хв.
Швидкість прокатки	v= 1,6...2,2м/с

Діаметр робочих валків

$D=600\text{мм}$

Рішення

1. Частота обертання робочих валків:

$$n_p = \frac{60 \cdot v}{\pi D_p} = \frac{60 \cdot (1,6 \cdot 2,2)}{3,14 \cdot 0,6} = 51 \dots 68 \text{ хв}^{-1}$$

2. Передавальне число приводу

$$U = \frac{n}{n_p} = \frac{270 \dots 500}{51 \dots 68} = 5,29 \dots 7,35$$

3. За каталогом вибираємо редуктор циліндричний одноступінчатий спеціальний з шевронною передачею Ц1Ш – 2568. Загальне передаточне число  $u = 7,23$ ;

4. Характеристика зубчатого зачеплення редуктора:

Число зубців шестерні

–  $z_1=26$

Число зубців колеса

–  $z_2=188$

Ширина колеса

–  $B=1400 \text{ мм}$

5. Частота обертання і кутова швидкість вхідного валу силового редуктора

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 270 \dots 500 \text{ об. / хв.}$$

$$\omega_1 = \frac{n}{9,55} = \frac{270 \dots 500}{9,55} = 28,3 \dots 52,4 \text{ рад / с}$$

4. Частота обертання шпинделів робочих валків і кутова швидкість:

$$n_p = 48 \text{ хв}^{-1}$$



$$\omega_p = \frac{n_p}{9,55} = \frac{48}{9,55} 5 \text{ рад} / \text{с}$$

5. Крутний момент на валу електродвигуна:

$$M_1 = \frac{P}{\omega_1} \eta_m,$$

де:  $\eta_m$  – ККД муфти,  $\eta_m = 0,9$ , [3, ст. 314];

$$M_1 = \frac{7000}{28,3 \dots 52,4} \cdot 0,9 = 120 \dots 222,6 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

6. Частота обертання, кутова швидкість вихідного валу редуктора та крутний момент, що передається цим валом.

$$n_2 = \frac{n_1}{U_p} = \frac{270 \dots 500}{7,23} = 37,3 \dots 69 \text{ об} / \text{хв}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_p} = \frac{28,3 \dots 52,4}{7,23} = 3,9 \dots 7,24 \text{ рад} / \text{с}$$

$$M_2 = M_1 \cdot U_p \cdot \eta_p,$$

де:  $\eta_p$  – ККД редуктора з урахуванням коефіцієнту, що враховує втрати у підшипниках кочення,  $\eta_p = 0,96$ .

$$M_2 = (120 \dots 222,6) \cdot 7,23 \cdot 0,96 = 834,3 \dots 1545 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

7. Частота обертання, кутова швидкість та крутний момент вхідного валу шестеренної кліті:

$$n_{III} = n_2 = 37,3 \div 69 \text{ об} / \text{хв};$$

$$\omega_{ш} = \frac{n}{9,55} = \frac{37,3...69}{9,55} = 3,9...7,23 \text{ рад/с};$$

$$M_{ш.к.} = M_2 \cdot \eta_m,$$

де:  $\eta_m$  – ККД муфти,  $\eta_m = 0,87$ , [1, ст. 314];

$$M_{шк} = (834,3...1545) \cdot 0,87 = 725,8...1344,2 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

8. Частота обертання, кутова швидкість та крутний момент, що передається робочим валкам:

$$n_p = n_{ш} = 37,3...69 \text{ об/хв}$$

$$\omega_p = \omega_{ш} = 3,9 \div 7,23 \text{ рад/с};$$

$$M_p = \frac{M_{шк}}{\eta_{шк} \cdot \eta_{шп}},$$

де:  $\eta_{ш.к.}$  – ККД шестеренної кліти з урахуванням коефіцієнту, що враховує втрати у підшипниках кочення;

$\eta_{шп.}$  – ККД універсальних шпинделів [2, ст. 83];

$\eta_{ш.к.} = 0,93$ ,  $\eta_{шп.} = 0,99$ , ;

$$M_p = \frac{725,8...1344,2}{0,93 \cdot 0,99} = 788...1460 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

### 2.3 Розрахунок універсального шпинделя на міцність

Вихідні дані:

Максимальний обертаючий момент на один шпиндель  $M_{об} = 730 \text{ кН} \cdot \text{м}$

Максимальний кут нахилу шпинделя  $\alpha = 3^\circ$

Діаметр головки шпинделя  $D = 580 \text{ мм}$

Діаметр тіла шпинделя	$d = 320 \text{ мм}$
Діаметр наскрізного отвору в тілі	$d_1 = 70 \text{ мм}$
Довжина шпинделя по осям шарнірів	$l = 2200 \text{ мм}$
Матеріал шпинделя	Сталь 34ХНЗМА
Термічна обробка	гартування
Межа міцності	$\sigma_s = 900 \text{ МПа}$
Межа текучості	$\sigma_m = 600 \text{ МПа}$
Ширина розточки під шарнір	$c = 100 \text{ мм}$
Модуль пружності	$E_{np} = 2,12 \cdot 10^3 \text{ МПа}$
Коефіцієнт Пуассона	$\mu = 0,3$

Рішення:

Так як конструкція шпинделя, який застосовується для приводу чистової групи клітей, складається з двох частин (головки та тіла), тому розрахунок шпинделя на міцність будемо робити окремо для кожної частини.

При геометричному побудуванні рівновеликої трапеції знаходимо:  $b = 580 \text{ мм}$ ,  $b_1 = 350 \text{ мм}$ ,  $b_2 = 100 \text{ мм}$ ,  $h = 200 \text{ мм}$ .

1. Визначаємо центр тяжіння трапеції:

$$Y_c = \frac{h}{2} \cdot \frac{b_1 + \frac{2}{3}b_1}{b_1 + b_2};$$

$$Y_c = \frac{200}{2} \cdot \frac{350 + \frac{2}{3} \cdot 350}{350 + 100} = 129,6 \text{ мм};$$

2. Графічно знаходимо плече  $a$  сили  $P$  відносно центру тяжіння (нейтральне волокно):  $a = 150 \text{ мм}$

2. Визначаємо згинаючий момент:

$$M_{зг} = P \cdot a, [8, \text{ ст. 201}];$$

$$M_{зг} = 2380,9 \cdot 0,15 = 357 \text{ кНм};$$

1. Визначаємо момент опору згину:

$$W_{зг} = \frac{3 \cdot 350^2 + 6 \cdot 350 \cdot 100 + 2 \cdot 100^2}{6 \cdot (3 \cdot 350 + 4 \cdot 100)} \cdot 200^2 = 275 \cdot 10^4 \text{ мм}^3;$$

2. Визначаємо напруження згину в перетині щоки:

$$\sigma_{зг} = \frac{357 \cdot 10^6}{275 \cdot 10^4} = 130 \text{ МПа};$$

3. Визначаємо плече прикладання рівнодіючої сили P:

$$f = 0,35 \cdot 580 = 203 \text{ мм};$$

4. Визначаємо момент який діє на одну щоку шпинделя в перетині А-А:

$$M = 2380,9 \cdot 9 \cdot 0,203 = 483,3 \text{ кНм};$$

5. Визначаємо момент опору обертанню:

Трапецію замінюємо на рівновеликий прямокутник з висотою  $h$  та шириною  $b_1 + b_2$ ;

При  $(b_1 + b_2) / h = (350 + 100) / 200 = 2,25$ . Приймаємо  $\chi = 0,245$ .

$$W_{об} = 0,245 \cdot (350 + 100) \cdot 200^2 = 441 \cdot 10^4 \text{ мм}^3;$$

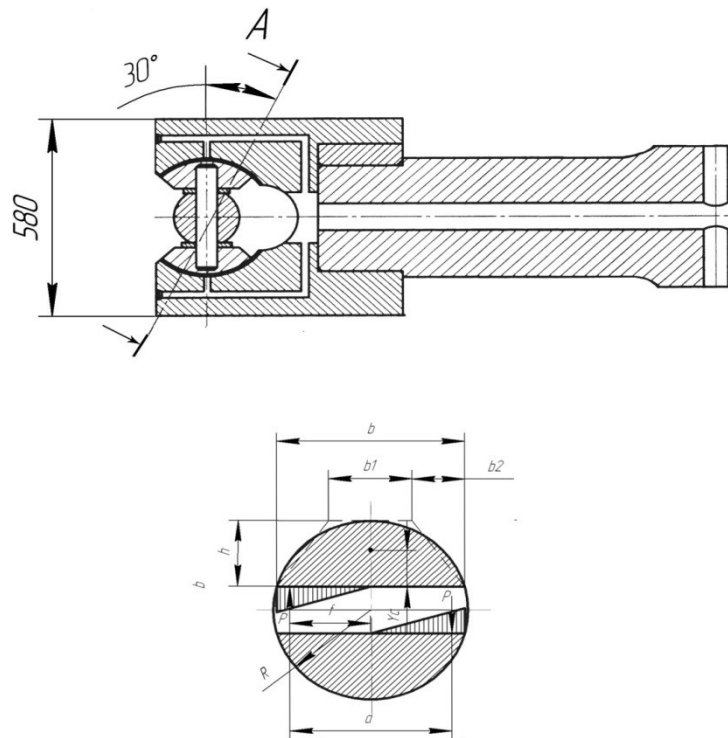


Рисунок 2.1 - Схема розрахунку шпинделя на міцність

6. Визначаємо напруження обертання в перетині А–А:

$$\tau_{об} = \frac{483,3 \cdot 10^6}{441 \cdot 10^4} = 110 \text{ МПа};$$

Результуюче напруження розраховуємо для перетину А–А, як для найбільш небезпечного:

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma_{32}^2 + 3\tau_{об}^2};$$

$$\sigma_{рез} = \sqrt{130^2 + 3 \cdot 110^2} = 210 \text{ МПа};$$

7. Запас міцності:

$$n = \sigma_B / \sigma_{рез} \geq [n]$$

$$n = \frac{900}{210} = 4,2$$

де:  $[n]$ - допустимий запас міцності [2, ст. 188],  $[n]=4\div 5$ ;

$$n > [n] = 4,2 > 4$$

Висновок: міцність головки шпинделя забезпечена.

## 2.4 Розрахунок приводного шестеренного валка на міцність

Вихідні дані:

Обертальний момент, отриманий від приводу	$M_{ос} = 1460 \text{кН} \cdot \text{м}$
Число зубів	$z_1 = z_2 = 20$
Модуль зачеплення, мм	$m_n = 28$
Кут нахилу зубців	$\beta = 25^\circ 24' 52''$
Кут профілю евольвентних зубців	$\alpha = 20^\circ$
Ділильний діаметр	$d_0 = 620 \text{мм}$
Матеріал шестеренного валка	Сталь 20ХН3А
Межа міцності	$\sigma_s = 780 \text{МПа}$
Межа плину	$\sigma_T = 550 \text{МПа}$
Ширина шестерні	$B = 1520 \text{мм}$
Довжина доріжки посеред бочки валка	$l = 230 \text{мм}$
Діаметр доріжки	$d = 540 \text{мм}$
Довжина шийки валка з сторони приводу	$l_1 = 365 \text{мм}$
Діаметр шийки	$d_1 = 400 \text{мм}$
Довжина хвостовика валка з сторони приводу	$l_2 = 510 \text{мм}$
Діаметр хвостовика валка	$d_2 = 390 \text{мм}$

Рішення:

Розглянемо зусилля , які діють на зубці шевронної шестерні (при розрахунку шийки валка на міцність коефіцієнт концентрації к напружень в зубцях не враховуємо).

1. Кут в торцевому перетині шестерні:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_T &= \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}; \\ \operatorname{tg} \alpha_T &= \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 25^\circ 24' 52''} \approx 0,404; \\ \alpha_T &= 22^\circ \end{aligned}$$

2. Визначимо зусилля, яке діє на зубці в цьому перетині:

$$P_T = \frac{X_T}{\cos \alpha_T},$$

де:  $X_T$  – максимальне колове зусилля в зачепленні шестерень;

$$X_T = \frac{2M_{зач}}{d_0},$$

де:  $M_{зач}$  – максимальний обертаючий момент, який передається зубчастим зачепленням;

$$M_{зач} = \frac{M_{об}}{2} = 730 \text{кНм};$$

При  $\alpha_T = 22^\circ$ ,  $\cos \alpha_T = 0,9272$ , звідси:

$$P_T = 2,16 \cdot \frac{M_{зач}}{d_0} = 2,16 \cdot \frac{730}{0,62} = 2543,2 \text{кН};$$

Це зусилля направлене під кутом  $\alpha_T = 22^\circ$  до горизонталі, згинає шийки шестеренного валка і сприймається підшипниками

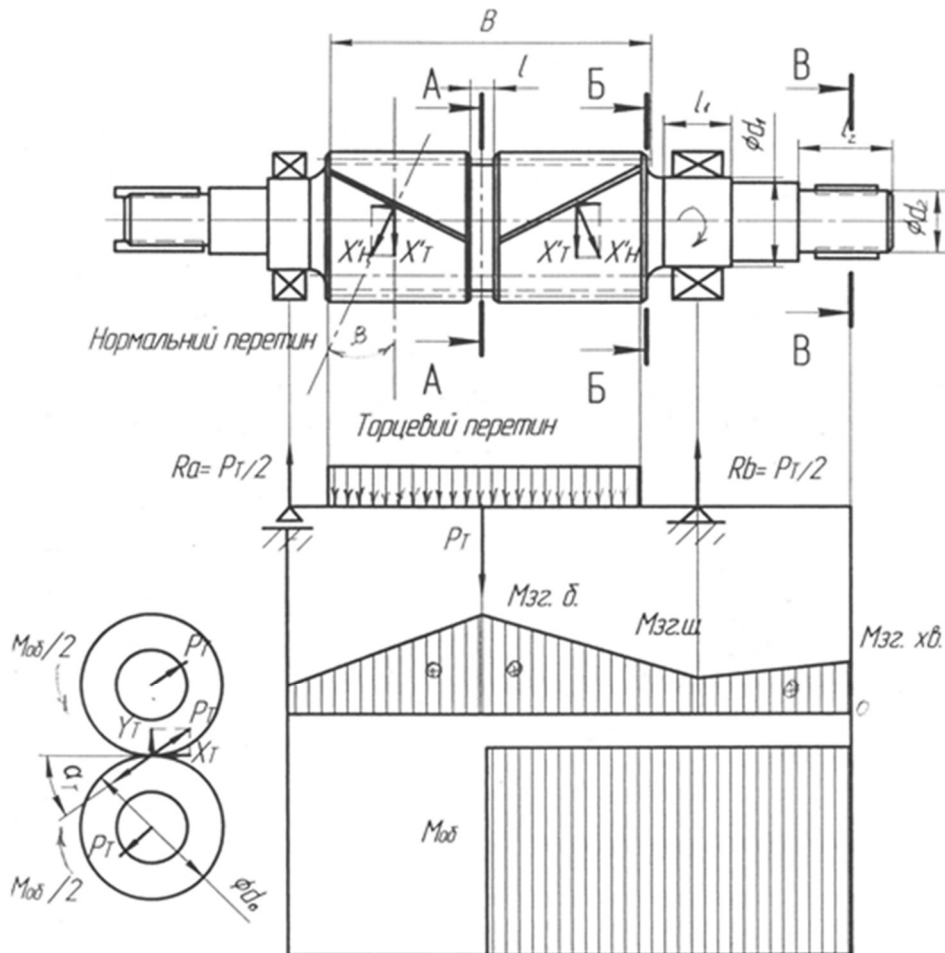


Рисунок 2.2 - Схема розрахунку шестеренного валка на міцність.

### 3. Реакції в опорах шестеренного валка:

На кожну шийку діє зусилля:

$$R = R_a = R_b = \frac{P_T}{2};$$

$$R_a = R_b = R = \frac{2543,2}{2} = 1271,6 \text{ кН}$$

### 4. Згинаючі моменти в небезпечних перетинах шестеренного валка А-А, Б-Б, В-В:

Перетин А-А – середина бочки шестеренного валка, шестерня має посередині доріжку.



$$M_{зг} = R \cdot \frac{B-l}{2};$$

$$M_{зг.б.} = 1271,6 \cdot \frac{1,52-0,23}{2} = 820,2 \text{кНм};$$

Перетин Б-Б – перехід шийки валка в бочку :

$$M_{зг.ш.} = R \cdot \frac{l_1}{2};$$

$$M_{зг.ш.} = 1271,6 \cdot \frac{0,365}{2} = 232,1 \text{кНм};$$

Перетин В-В – хвостовик шестеренного валка:

$$M_{зг.х.} = 25 \cdot \sqrt{M_{об} \cdot \frac{l_2}{2}}$$

$$M_{зг.х.} = 25 \cdot \sqrt{1460 \cdot \frac{0,273}{2}} = 353 \text{кНм} ;$$

5. Максимальне напруження згину в перетині А-А :

$$\sigma_{зг.б.} = \frac{M_{зг.б.}}{0,1 \cdot d^3} ;$$

$$\sigma_{зг.б.} = \frac{820,2 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 540^3} = 52 \text{МПа} ;$$

6. Максимальне напруження згину в перетині Б-Б між шийкою і шестернею дорівнює:

$$\sigma_{зг.ш.} = \frac{M_{зг.ш.}}{0,1 \cdot d_1^3} ;$$

$$\sigma_{зг.ш.} = \frac{232,1 \cdot 10^6}{0,1 \cdot 400^3} = 36,3 \text{МПа};$$

7. Максимальне напруження обертання посеред бочки шестеренного валка:

$$\tau_{об.б.} = \frac{M_{об}}{0,2 \cdot d^3};$$

$$\tau_{об.б.} = \frac{1460 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 540^3} = 46,4 \text{ МПа};$$

8. Максимальне напруження обертання в шийці (зі сторони редуктора):

$$\tau_{об.ш.} = \frac{M_{об}}{0,2 \cdot d^3};$$

$$\tau_{об.ш.} = \frac{1460 \cdot 10^6}{0,2 \cdot 400^3} = 114 \text{ МПа};$$

9. Результуюче напруження в шийці та бочці валка від дії згинаючого і обертаючого моменту:

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma_{зг}^2 + 3\tau_{об}^2} \leq [\sigma_{рез}],$$

де:  $[\sigma_{рез}]$  – допустиме результуюче напруження;

$[\sigma_{рез}] = 150 \div 200$  МПа, для сталі 20ХНЗА.

$$\sigma_{рез.б.} = \sqrt{52^2 + 3 \cdot 46,4^2} = 95,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{рез.ш.} = \sqrt{36,3^2 + 3 \cdot 114^2} = 198,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{рез.б.} \leq [\sigma_{рез}] = 95,4 \leq 200; \quad \sigma_{рез.ш.} \leq [\sigma_{рез}] = 198,8 \leq 200;$$

Висновок : Міцність шийки та бочки шестеренного валка на згин і кручення забезпечена.

## 2.5 Розрахунок довговічності підшипників шестеренного валка зі сторони редуктора

Для шестеренного валка зі сторони редуктора по ГОСТ -3189 вибираємо два радіально-упорних конічних роликотпідшипники, дворядні серії 97180 ЛМ.

Вихідні дані:

Діаметр шийки	$d_1 = 400\text{мм}$
Зовнішній діаметр підшипника	$D = 590\text{мм}$
Ширина підшипника	$T = 205\text{мм}$
Динамічна вантажопід'ємність	$C = 2100\text{кН}$

Рішення:

1. Еквівалентне навантаження :

$$P = V \cdot P_r \cdot K_b \cdot K_T ,$$

де:  $V$  – коефіцієнт обертання внутрішнього кільця;

$$V = 1;$$

$P_r$  – радіальне навантаження;

$$P_r = \frac{R_A \cdot l_1}{2} = \frac{1271,6 \cdot 0,355}{2} = 225,7\text{кН} ;$$

$$P_r = \frac{R_A \cdot l_1}{2} = \frac{1271,6 \cdot 0,355}{2} = 225,7\text{кН} ;$$

$K_b$  - коефіцієнт безпечності, який враховує характер навантаження на підшипник;  $K_b = 0,8$  ;

$K_T$  – коефіцієнт тертя в кільцях підшипника;  $K_T = 1,2$  ;

$$P = 1 \cdot 225,7 \cdot 0,8 \cdot 1,2 = 216,7 \text{кН} ;$$

1. Розрахункова довговічність, млн. об.:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^{3,33} ;$$

$$L = \left( \frac{2100}{216,7} \right)^{3,33} = 1925 \text{млн.об.}$$

2. Розрахункова довговічність, год.:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n},$$

де:  $n$  - частота обертів шестеренного валка;  $n = n_2 = 37,3 \div 69$  об/хв;

$$L_h = \frac{1925 \cdot 10^6}{60 \cdot 69} = 465 \cdot 10^3 \text{ год}$$

Ресурс довговічності підшипника  $L_h = 465 \cdot 10^3$  годин  $> 10000$  годин. Умова довговічності – виконана.

## 3 ДОСЛІДНО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

### 3.1 Вибір розрахункової схеми крутильно-коливальної системи

З огляду на те, що дослідження стану БГПТЛ 1680 в умовах виробництва є досить проблематичним з огляду на специфіку роботи підприємства, тому подальші динамічні та практичні розрахунки будуть проводитися для моделі обтискного стану, що встановлена в ауд.29 кафедри «Металургійного обладнання».

Діюча модель виконана в масштабі 1:10 натуральної величини обтискного прокатного стану й призначена для проведення лабораторних і досліджень моментів прокатки, тиску металу при прокатці, визначення напружень в станині та знаходження зусиль при правці металу між лінійками маніпулятора.

Модель складається з наступних основних елементів:

- робоча кліть стану;
- передавальні механізми головної лінії привода;
- головний двигун;
- маніпулятор;
- кантувач;
- пульт керування.

Фотографія загального виду моделі прокатного стану і його елементів представлена на рис. 3.1., основні характеристики моделі наведені в таблиці 3.1.



Рисунок 3.1 - Фотографії загального виду стану.

Таблиця 3.1 – Основні параметри лабораторного стану

№ з/п	Параметр	Значення
1	2	3
1	Матеріал, що прокатується	свинець
2	Розмір заготовки, що прокатується, мм <ul style="list-style-type: none"> <li>• Мінімальний перетин, мм х мм</li> <li>• Максимальний перетин, мм х мм</li> </ul>	0,2×17,7 9,5×12,2
3	Прокатні валки: <ul style="list-style-type: none"> <li>• матеріал</li> <li>• діаметр бочки, мм</li> <li>• діаметр шийки, мм</li> <li>• довжина шийки валу, мм</li> <li>• твердість по Брінеллю</li> <li>• довжина бочки, мм</li> </ul>	сталь 40ХН 95 60 90 290 – 300 НВ 212
4	Підшипники прокатних станів: <ul style="list-style-type: none"> <li>• тип</li> <li>• матеріал</li> <li>• вид змащування</li> <li>• ґатунок мастила</li> </ul>	Ковзання Бр АЖ 9 – 4 Пластичний Літол 24
5	Установочний механізм: <ul style="list-style-type: none"> <li>• тип</li> <li>• швидкість пересування верхнього валка, мм/с<sup>-1</sup></li> <li>• тип зрівноважування верхнього валка</li> <li>• максимальна висота підйому, мм</li> </ul> Двигун: <ul style="list-style-type: none"> <li>• тип</li> </ul>	гвинтовий 2 Пружинний 200 Асинхронний конденсаторний

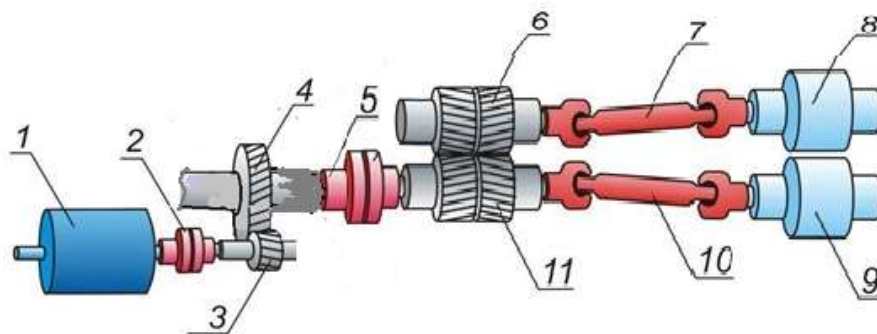
	<ul style="list-style-type: none"> <li>• потужність, <math>V_a</math></li> <li>• напруження, <math>V</math></li> <li>• швидкість обертання, <math>xv^{-1}</math></li> </ul> <p>Зубчаста передача:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• число зубів шестерні <math>Z_1</math></li> <li>• число зубів колеса <math>Z_2</math></li> <li>• передаточне відношення <math>i_3</math></li> <li>• модуль, мм</li> <li>• діаметр натискного гвинта</li> <li>• тип різьби натискного гвинта</li> <li>• матеріал гвинта</li> <li>• матеріал гайки</li> <li>• висота гайки</li> </ul>	<p>ЗП-93</p> <p>26</p> <p>220</p> <p>25</p> <p>24</p> <p>30</p> <p>1,25</p> <p>4</p> <p>30</p> <p>УП40×6</p> <p>Сталь 40ХН</p> <p>БрАЖ9-4</p> <p>50</p>
6	<p>Станина:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• тип</li> <li>• матеріал</li> <li>• площа перетину стійки станини на рівні осі верхнього валка, мм х мм</li> <li>• діаметр болтів якими кріпиться станина до плитовини, мм</li> <li>• вага станини, Н</li> </ul>	<p>Закрита</p> <p>ст 25Л</p> <p>60×60</p> <p>М20</p> <p>500</p>
7	<p>Станинні ролики:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• діаметр бочки ролика, мм</li> <li>• вага станинних роликів, Н</li> <li>• кількість, шт.</li> <li>• тип підшипників</li> </ul>	<p>30</p> <p>15</p> <p>4</p> <p>кочення</p>



8	<p>З'єднуючий пристрій:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• діаметр тіла шпинделя, мм</li> <li>• діаметр головки шпинделя, мм</li> <li>• максимальний кут нахилу <math>\alpha</math>, град</li> <li>• довжина шпинделя, мм</li> <li>• тип зрівноважування</li> <li>• матеріал шпинделів</li> <li>• вид змащування</li> </ul>	<p>48 70 8-10 1100 Пружинне Ст. 3 Сухе тертя</p>
9	<p>Шестеренна кліть:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• тип кліті</li> <li>• окружна швидкість валків, <math>\text{мс}^{-1}</math></li> <li>• тип зуба валків</li> <li>• число зубів валка</li> <li>• модуль, мм</li> <li>• кут нахилу шевронних зубів, град</li> <li>• міжосьова відстань <math>A</math>, мм</li> <li>• матеріал шестеренних валків</li> <li>• тип змащування</li> <li>• гатунок мастила</li> <li>• тип підшипників</li> </ul>	<p>Закрита 0,2 шевроний 25 10 30 250 40ХН Рідинне картерне И-20А Кочення</p>
10	<p>Редуктор привода</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• тип редуктора</li> <li>• міжосьова відстань, мм</li> <li>• число заходів черв'яка</li> <li>• число зубів венця колеса</li> <li>• передаточне відношення, <math>i_p</math></li> <li>• ширина венця колеса</li> <li>• кут підйому гвинтової лінії, град</li> </ul>	<p>РЧП – 180 180 1 51 51 50 6°20'25"</p>

	<ul style="list-style-type: none"> <li>• максимальний передатний крутний момент, Нм</li> <li>• коефіцієнт корисної дії</li> </ul>	<p>106</p> <p>0,74</p>
11	<p>Головний електродвигун:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• тип</li> <li>• потужність, кВт</li> <li>• швидкість обертання <math>\text{хв}^{-1}</math></li> </ul>	<p>АО-62-8</p> <p>10</p> <p>725</p>

Лабораторний 2-валковий прокатний стан спрощено представлений у вигляді крутильної коливальної системи (рис.3.2). Необхідно побудувати динамічну модель цього прокатного стану для подальшого розрахунку.



1 — ротор електродвигуна; 2 — муфта моторна; 3 — черв'як; 4 — черв'ячне колесо; 5 — муфта корінна; 6, 11 — верхній та нижній шестеренні валки, встановлені в шестеренній кліті; 7, 10 — верхній та нижній шпинделі; 8, 9 верхній та нижній робочі валки, встановлені в робочій кліті

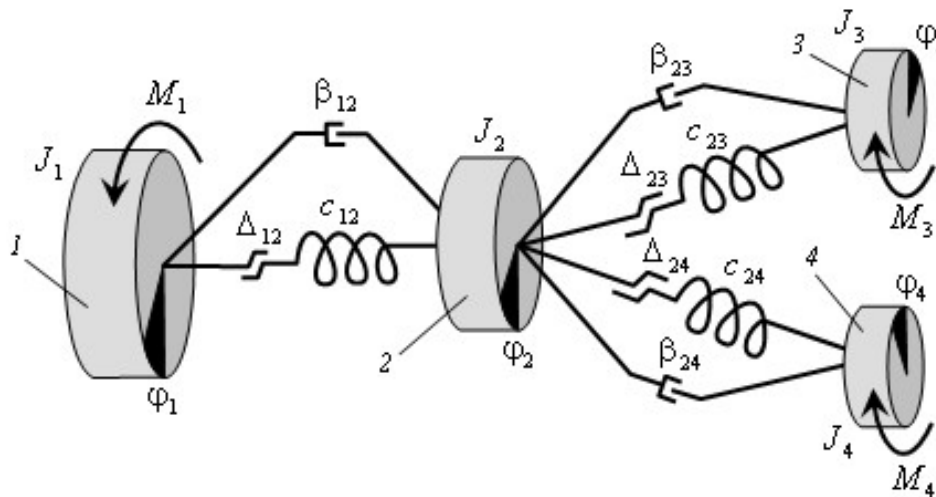
Рисунок 3.2 - Крутильна коливальна система

Асиметрія люфтів у лінії приводу виникає із-за нерівності зазорів у з'єднаннях деталей його верхньої і нижньої гілок. Зазори в з'єднаннях деталей при холостому ході обертання робочих валків часто розкриті. При відкритих зазорах весь момент прокатки перед захопленням заготовки припадає тільки на один валок, який через взаємодію з заготовлею обертає інший валок, тобто один робочий валок фактично є холостим аж до замикання зазору.

Асиметрія люфтів виникає також через відмінності зазорів між подушками і стійками станин, що може призвести до відносного зміщення та перекосу робочих валків. Виникають при перекосі сили можуть викликати руйнування пристроїв осьової фіксації подушок валків, а також перевантаження і передчасний вихід з ладу підшипників робочих валків. Ще асиметрія люфтів виникає в гвинтових парах натискного механізму і в підшипникових вузлах валків. Застосовуються пристрої для врівноваження валків не забезпечують вибір зазорів в підшипниках верхніх валків ні в станах дуо, ні в станах кварто при роздільному зрівноважування валків. В опорах ж нижніх валків зазори, як правило, обрані в робочому напрямку під дією власної маси валків з подушками.

Деталі й вузли лінії приводу наділені властивостями інерції, пружності і демпфірування в нерівному ступені. Деталь, у якій переважає властивість інерції, представляється в розрахунковій схемі у вигляді абсолютно жорсткої зосередженої маси, а деталь, у якій переважає властивість пружності - у вигляді пружної невагомої зв'язку. Якщо ж деталь наділена приблизно в рівній мірі властивостями інерції і пружності, то її розбивають на окремі ділянки, тобто на деяку кількість зосереджених мас, з'єднаних пружними зв'язками.

Для 2-валкового стану, вибирається чотирьохмасова розрахункова схема, розгалужена структура якої дозволяє врахувати асиметрію навантаження верхньої і нижньої гілок крутильної коливальної системи (рис.3.3).



1, 2, 3, 4 — обертові маси;  $\phi_1, \phi_2, \phi_3, \phi_4$  — кутові координати;  $J_1, J_2, J_3, J_4$  — моменти інерції;  $c_{12}, c_{23}, c_{24}$  — крутильні жорсткості;  $\beta_{12}, \beta_{23}, \beta_{24}$  — демпфери;  $\Delta_{12}, \Delta_{23}, \Delta_{24}$  — зазори;  $M_1$  — зовнішній момент з боку електродвигуна;  $M_3, M_4$  — зовнішні моменти з боку робочих валків

Рисунок 3.3 – Розрахункова схема

При складанні розрахункової схеми крутильна коливальна система розбивається на окремі обертові маси наступним чином: ротор електродвигуна і моторна муфта утворюють першу масу; вали редуктора та муфта корінна утворюють другу масу; верхній шестерінчастий валок, верхній шпиндель і верхній робочий валок утворюють третю масу; нижній шестерінчастий валок, нижній шпиндель і нижній робочий валок утворюють четверту масу.

### 3.2 Визначення моментів інерції та коливальних характеристик системи

Момент інерції ротора  $J_{\text{рот.ед}}$  визначається за паспортом на електродвигун.  $J_{\text{рот.ед}} = 1,0 \text{ кг м}^2$ .

Моменти інерції моторної та корінної муфт визначаються за формулами:

$$J_{\text{м.мот}} = 0,15\rho_{\text{стл}} \frac{\pi D_{\text{м.мот}}^2 l_{\text{м.мот}}}{4} D_{\text{м.мот}}^2; \quad (3.1)$$

$$J_{\text{м.кор}} = 0,15\rho_{\text{стл}} \frac{\pi D_{\text{м.кор}}^2 l_{\text{м.кор}}}{4} D_{\text{м.кор}}^2, \quad (3.2)$$

де  $\rho_{\text{стл}}$  — щільність сталі;  $\rho_{\text{стл}} = 7800 \text{кг/м}^3$ ;

$D_{\text{м.мот}} = D_{\text{м.кор}} = 150 \text{ мм}$  — відповідно діаметри моторної та корінної муфти;

$l_{\text{м.мот}} = 120 \text{ мм}$  — довжина моторної муфти;

$l_{\text{м.кор}} = 120 \text{ мм}$  — довжина корінної муфти.

Маємо:

$$J_{\text{м.мот}} = J_{\text{м.кор}} = 0,15 \cdot 7800 \frac{3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 0,14}{4} 0,15^2 = 0,065 \text{кз} \cdot \text{м}^2;$$

Моменти інерції коліс редуктора та шестеренного валків розраховуються за їх габаритними розмірами:

$$J_{\text{черв}} = 0,16\rho_{\text{стл}} \frac{\pi D_{\text{ч}}^2}{4} b_{\text{ч}} D_{\text{ч}}^2; \quad (3.3)$$

$$J_{\text{черв.к}} = 0,16\rho_{\text{стл}} \frac{\pi D_{\text{ч.к}}^2}{4} b_{\text{ч.к}} D_{\text{ч.к}}^2; \quad (3.4)$$

$$J_{\text{шст.влк}} = 0,16\rho_{\text{стл}} \frac{\pi D_{\text{шст.влк}}^2}{4} b_{\text{шст.влк}} D_{\text{шст.влк}}^2, \quad (3.5)$$

де  $D_{\text{ч}} = 150 \text{ мм}$  — діаметр черв'яка;

$D_{\text{чк}} = 210 \text{ мм}$  — діаметр черв'ячного колеса;

$D_{\text{шст.влк}} = 250 \text{ мм}$  — діаметр початкового кола шестеренного валка;

$b_{\text{ч}} = 60 \text{ мм}$  — ширина черв'яка;

$b_{\text{чк}} = 50 \text{ мм}$  — ширина венця черв'ячного колеса;

$b_{\text{шст.влк}} = 400 \text{ мм}$  — ширина венця шестеренного валка.

За формулами (3.3) – (3.5) маємо:

$$J_{\text{черв}} = 0,16 \cdot 7800 \frac{3,14 \cdot 0,15^2}{4} 0,06 \cdot 0,15^2 = 0,07 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{\text{черв.к}} = 0,16 \cdot 7800 \frac{3,14 \cdot 0,21^2}{4} 0,05 \cdot 0,21^2 = 0,095 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;$$

$$J_{\text{шт.влк}} = 0,16 \cdot 7800 \frac{3,14 \cdot 0,25^2}{4} 0,4 \cdot 0,25^2 = 1,53 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

Момент інерції шпинделя

$$J_{\text{шп}} = \frac{\pi}{32} \rho_{\text{стл}} (2D_{\text{шп}}^4 L_{\text{шп}} + d_{\text{шп}}^4 l_{\text{шп}}), \quad (3.6)$$

де  $D_{\text{шп}}=70$  мм -діаметр шарніру шпинделя

$L_{\text{шп}}=150$  мм — довжина шарніру шпинделя;

$d_{\text{шп}}=48$  мм діаметр валу шпинделя;

$l_{\text{шп}}=1100$  мм— довжина валу шпинделя.

Отже:

$$J_{\text{шп}} = \frac{3,14}{32} 7800 (2 \cdot 0,07^4 \cdot 0,15 + 0,048^4 \cdot 1,1) = 0,01 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Момент інерції робочого валка:

$$J_{\text{влк}} = \frac{\pi}{32} \rho_{\text{стл}} (D_{\text{б}}^4 L_{\text{б}} + 2d_{\text{ш}}^4 l_{\text{ш}} + d_{\text{к}}^4 l_{\text{к}}), \quad (3.7)$$

де  $D_{\text{б}}=95$  мм,  $L_{\text{б}}=212$  мм; — діаметр та довжина бочки валка;

$d_{\text{ш}}=60$  мм,  $l_{\text{ш}}=90$  мм — діаметр та довжина шийки;

$d_{\text{к}}=50$  мм,  $l_{\text{к}}=60$  мм— діаметр та довжина кінцевої частини валка

$$\begin{aligned} J_{\text{влк}} &= \frac{3,14}{32} 7800 (0,095^4 \cdot 0,212 + 2 \cdot 0,06^4 \cdot 0,09 + 0,05^4 \cdot 0,06) \\ &= 0,015 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned}$$

Приведення моментів інерції до вихідного валу електродвигуна ( без здійснюється на основі закону сталості рівності кінетичної енергії:

$$\begin{aligned}\frac{J_1 \omega_1^2}{2} &= \frac{J_{\text{р.ед}} \omega_1^2}{2} + \frac{J_{\text{м. мот}} \omega_1^2}{2}; \\ \frac{J_2 \omega_1^2}{2} &= \frac{J_{\text{черв}} \omega_1^2}{2} + \frac{J_{\text{черв.к.}} \omega_2^2}{2} + \frac{J_{\text{м. кор}} \omega_2^2}{2}; \\ \frac{J_3 \omega_1^2}{2} &= \frac{J_4 \omega_1^2}{2} = \frac{J_{\text{шт.влк}} \omega_2^2}{2} + \frac{J_{\text{шп}} \omega_2^2}{2} + \frac{J_{\text{влк}} \omega_2^2}{2};\end{aligned}$$

звідки:

$$\begin{aligned}J_1 &= J_{\text{р.ед}} + J_{\text{м. мот}}; \\ J_2 &= J_{\text{черв}} + J_{\text{черв.к.}} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + J_{\text{м. кор}} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 = J_{\text{черв}} + \frac{J_{\text{черв.к.}}}{i^2} + \frac{J_{\text{м. кор}}}{i^2}; \quad (3.8) \\ J_3 &= J_4 = J_{\text{шт.влк}} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + J_{\text{шп}} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + J_{\text{влк}} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 = \frac{J_{\text{шт.влк}}}{i^2} + \frac{J_{\text{шп}}}{i^2} + \frac{J_{\text{влк}}}{i^2};\end{aligned}$$

де  $J_1, J_2, J_3, J_4$  — приведені моменти інерції;

$\omega_1, \omega_2$  — кутові швидкості швидкохідного та тихохідного валів редуктора;

$i$  – передаточне число редуктора.

$$\begin{aligned}J_1 &= 1 + 0,065 = 1,065 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 ; \\ J_2 &= 0,07 + \frac{0,095}{51^2} + \frac{0,065}{51^2} = 0,07 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; \\ J_3 &= J_4 = \frac{1,53}{51^2} + \frac{0,01}{51^2} + \frac{0,015}{51^2} = 0,0006 \text{ кг} \cdot \text{м}^2;\end{aligned}$$

Крутильна жорсткість вихідного валу електродвигуна:

$$c_{\text{дв}} = c_{12} = \frac{G_{\text{стл}} J_p}{l_{\text{вл эд}}} = \frac{\pi d_{\text{вл эд}}^4 G_{\text{стл}}}{32 l_{\text{вл эд}}}, \quad (3.9)$$

де  $G_{\text{стл}}$  — модуль пружності другого роду,  $G_{\text{стл}} = 0,8 \cdot 10^5$  МПа;

$J_p$  — полярний момент інерції круглого поперечного перерізу;

$d_{\text{вл эд}} = 60$  мм,  $l_{\text{вл эд}} = 160$  мм — діаметр та довжина вихідного валу електродвигуна.

$$c_{12} = \frac{3,14 \cdot 0,06^4 \cdot 0,8 \cdot 10^5}{32 \cdot 0,16} = 0,635 \text{ Нм/рад}$$

Крутильна жорсткість вала шпинделя:

$$c_{\text{шп}} = c_{23} = c_{24} = \frac{\pi d_{\text{шп}}^4 G_{\text{стл}}}{32 l_{\text{шп}}}. \quad (3.10)$$

$$c_{23} = c_{24} = \frac{3,14 \cdot 0,048^4 \cdot 0,8 \cdot 10^5}{32 \cdot 1,1} = 0,038 \text{ Н м/рад}$$

### 3.3 Складання математичної моделі системи з врахуванням зазорів в з'єднаннях

Рівняння руху обертових мас за часом  $t$  записуються відносно кутових координат цих мас основі рівнянь Лагранжу II рода :

$$\left\{ \begin{array}{l} J_1 \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} + M_{12} = M_1 \\ J_2 \frac{d^2 \phi_2}{dt^2} - M_{12} + M_{23} + M_{24} = 0 \\ J_3 \frac{d^2 \phi_3}{dt^2} - M_{23} = -M_3 \\ J_4 \frac{d^2 \phi_4}{dt^2} - M_{24} = -M_4 \end{array} \right. \Leftrightarrow \left\{ \begin{array}{l} \frac{d^2 \phi_1}{dt^2} = \frac{M_1 - M_{12}}{J_1} \\ \frac{d^2 \phi_2}{dt^2} = \frac{M_{12} - M_{23} - M_{24}}{J_2} \\ \frac{d^2 \phi_3}{dt^2} = \frac{M_{23} - M_3}{J_3} \\ \frac{d^2 \phi_4}{dt^2} = \frac{M_{24} - M_4}{J_4} \end{array} \right., \quad (3.11)$$

де  $M_1$  — момент електродвигуна;



$M_3$  — момент прокатки, що приходить на верхній валок;

$M_4$  — момент прокатки, що приходить на нижній валок;

$M_{12}$  — момент сил пружності в'язі між 1-ю та 2-ю масами;

$M_{23}$  — момент сил пружності в'язі між 2-ю та 3-ю масами;

$M_{24}$  — момент сил пружності в'язі між 2-ю та 4-ю масами:

$$\begin{aligned} M_{12} &= c_{12}(\phi_1 - \phi_2) ; \\ M_{23} &= c_{23}(\phi_2 - \phi_3) ; \\ M_{24} &= c_{24}(\phi_2 - \phi_4) . \end{aligned} \quad (3.12)$$

З врахуванням коефіцієнтів демфування  $\beta_{12}$ ,  $\beta_{23}$  та  $\beta_{24}$ , які враховують витрати енергії та тертя, залежність (3.12) приймає вигляд:

$$\begin{aligned} M_{12} &= c_{12}(\phi_1 - \phi_2) + \beta_{12} \left( \frac{d\phi_1}{dt} - \frac{d\phi_2}{dt} \right); \\ M_{23} &= c_{23}(\phi_2 - \phi_3) + \beta_{23} \left( \frac{d\phi_2}{dt} - \frac{d\phi_3}{dt} \right); \\ M_{24} &= c_{24}(\phi_2 - \phi_4) + \beta_{24} \left( \frac{d\phi_2}{dt} - \frac{d\phi_4}{dt} \right). \end{aligned} \quad (3.13)$$

Рекомендовані значення коефіцієнтів демфування лежать в межах 0,15-0,25.

Лабораторний прокатний стан має зазори в зубчастих передачах редуктора і шестеренній кліті, муфтах і шарнірах шпинделів. Ці зазори

частково розкриті при холостому обертанні робочих валків і з ударом замикаються після додавання технологічного навантаження, що помітно збільшує динаміку прокатного стану.

Одна з причин розкриття кутових зазорів в шарнірах шпинделя при холостому обертанні робочих валків - неправильне налаштування його врівноважуючого пристрою, що приводить до появи в шарнірах радіальних сил, які розкривають зазори.

Зазори в з'єднаннях деталей лабораторного прокатного стану важко виміряти в зв'язку зі складним характером їх зміни в процесі прокатки. Крім того, у міру зносу обладнання зазори поступово збільшуються.

Для врахування впливу зазорів в пружних зв'язках рівняння руху мас, що обертаються (3.11) записують щодо кутів скручування пружних зв'язків  $\psi_{12}$ ,  $\psi_{23}$ ,  $\psi_{24}$ :

$$\begin{cases} \frac{d^2\psi_{12}}{dt^2} = \frac{M_1 - M_{12}}{J_1} - \frac{M_{12} - M_{23} - M_{24}}{J_2}; \\ \frac{d^2\psi_{23}}{dt^2} = \frac{M_{12} - M_{23} - M_{24}}{J_2} - \frac{M_{23} - M_3}{J_3}; \\ \frac{d^2\psi_{24}}{dt^2} = \frac{M_{12} - M_{23} - M_{24}}{J_2} - \frac{M_{24} - M_4}{J_4} \end{cases}$$

або

$$\begin{cases} \frac{d^2\psi_{12}}{dt^2} = \frac{1}{J_1} M_1 - \left(\frac{1}{J_1} - \frac{1}{J_2}\right) M_{12} - \frac{1}{J_2} M_{23} - \frac{1}{J_2} M_{24}; \\ \frac{d^2\psi_{23}}{dt^2} = \frac{1}{J_2} M_{12} - \left(\frac{1}{J_2} - \frac{1}{J_3}\right) M_{23} - \frac{1}{J_2} M_{24} - \frac{1}{J_3} M_3; \\ \frac{d^2\psi_{24}}{dt^2} = \frac{1}{J_2} M_{12} - \frac{1}{J_2} M_{23} - \left(\frac{1}{J_2} - \frac{1}{J_4}\right) M_{24} - \frac{1}{J_4} M_4, \end{cases} \quad (3.14)$$

де

$$M_{12} = c_{12}\psi_{12} + \beta_{12} \frac{d\psi_{12}}{dt};$$

$$M_{23} = c_{23}\psi_{23} + \beta_{23} \frac{d\psi_{23}}{dt};$$

$$M_{24} = c_{24}\psi_{24} + \beta_{24} \frac{d\psi_{24}}{dt}.$$

Наступним етапом при побудові математичної моделі є визначення характеру зміни зовнішніх навантажень, а саме моменту  $M_1$ , що діє на першу масу з боку електродвигуна, та моментів  $M_3, M_4$ , що діють на третю та четверту маси з боку робочих валків.

С одного боку обертовий момент електродвигуна визначається за формулою:

$$M_{\text{эд}} \approx 9550 \frac{N_{\text{эд}}}{n_{\text{рот.эд}}}.$$

З іншого боку момент електродвигуна складається з наступних складових:

$$M_{\text{эд}} = \frac{M_n}{i_{\text{рд}}\eta_{\text{пр}}} + M_{\text{эд.х.х}} + M_{\text{эд.д}},$$

де  $M_n$  — момент прокатки;

$M_{\text{эд.х.х}}$  — момент холостого руху електродвигуна;

$M_{\text{эд.д}}$  — динамічний момент електродвигуна;

$i_{\text{рд}}$  — передаточне число редуктора;

$\eta_{\text{пр}}$  — ККД привода:

$$\eta_{\text{пр}} = \eta_{\text{м.мот}}\eta_{\text{рд}}\eta_{\text{м.кор}}\eta_{\text{шст.кл}}\eta_{\text{шп}}^2,$$

$\eta_{\text{м.мот}}$  — ККД моторної муфти;

$\eta_{\text{рд}}$  — ККД редуктора;

$\eta_{\text{м.кор}}$  — ККД кореної муфти;

$\eta_{\text{шст.кл}}$  — ККД шестеренної кліті;

$\eta_{\text{шп}}$  — ККД шпинделя.

Удля чотирьохмасової розрахункової схеми :

$$M_1 = \frac{M_3 + M_4}{i_{\text{рд}} \eta_{\text{пр}}}. \quad (3.15)$$

Зовнішні моменти, що діють на 3 та 4 маси:

$$\begin{aligned} M_3(t) &= M_{\text{осц } 1} = \text{const} \\ M_4(t) &= M_{\text{осц } 2} = \text{const}, \end{aligned} \quad (3.16)$$

де  $M_{\text{осц } 1}$ ,  $M_{\text{осц } 2}$  — знайдені за осцилограмою моменти прокатки при встановленому режимі, які приходяться на верхній та нижній валки.

Таким чином система рівнянь (3.14) у сукупності із залежностями (3.15) та (3.16) являють собою математичну модель динамічного процесу у приводі стану з врахуванням зазорів в з'єднаннях. Розв'язок даних систем потребує застосування спеціальних програм, зокрема в обчислювальному середовищі MathCAD.

Отримані залежності дозволять легко визначити дотичні напруження, що виникають в небезпечному перерезі шпинделя при прокатуванні  $\tau_{\text{шп } 1}$  та  $\tau_{\text{шп } 2}$ :

$$\begin{aligned} \tau_{\text{шп } 1} &= \frac{M_{23}}{W_p} = \frac{M_{23}}{0,2d_{\text{шп}}^3}, \\ \tau_{\text{шп } 2} &= \frac{M_{24}}{W_p} = \frac{M_{24}}{0,2d_{\text{шп}}^3}, \end{aligned}$$

де  $W_p$  — полярний момент опору круглого поперечного перерізу крученню.

### 3. 4 Експериментальні дослідження

#### 3.4.1 Прилади та апаратура для експериментальних досліджень

- Лабораторний прокатний стан
- Тензометрична та реєструюча апаратура
- Штангенциркуль та рулетка вимірювальна
- Тарувальна балка
- Досліджуванний зразок

Характеристика зразка:

- матеріал: свинець;
- розміри заготовки:  $B \times h \times l = 12,8 \times 8 \times 180$  мм.

При вимірі крутних моментів датчики наклеюють безпосередньо на універсальні шпинделі нахиленими під кутом  $45^\circ$  до осі вала. Для підведення електричного постачання до датчиків і знаття сигналу використовують токоз'ємне улаштування, яке складається з струмоз'ємних кілець з канавками під струм в кількості 4шт. Фотографії встановлення датчиків показано на рисунках 3.3 та 3.4.



Рисунок 3.3 - Фотографія тензOMETричної і реєструючої апаратури

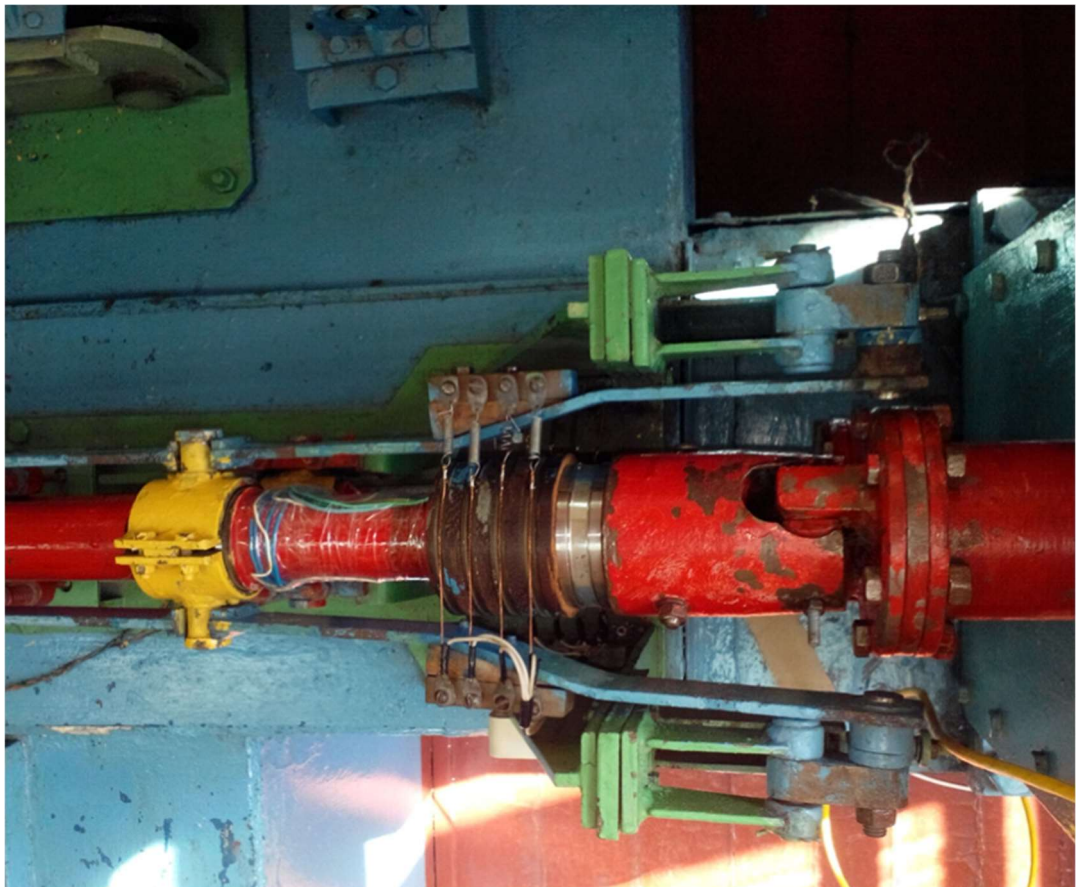


Рисунок 3.4- Встановлення датчиків на шпинделя

### 3.4.2. Визначення основних геометричних та енергодинамічних параметрів при прокатці

Для вивчення процесу прокатки користуються наступними величинами:

- Абсолютний обтиск :  $\Delta h = h_0 - h_1$
- Відносний обтиск:  $\varepsilon_h = \frac{\Delta h}{h_0}$
- Абсолютне розширення:  $\Delta B = B_1 - B_0$
- Відносне розширення:  $\varepsilon_B = \frac{\Delta B}{B_0}$
- Абсолютне подовження:  $\Delta l = l_1 - l_0$
- Відносне подовження:  $\varepsilon_l = \frac{\Delta l}{l_0}$
- Коефіцієнт витягання:  $\lambda = \frac{l_1}{l_0}$
- Кут захоплення металу:  $\alpha = \arccos \left( 1 - \frac{\Delta h}{D} \right)$

Результати прокатки зразка і його розрахункові параметри зони деформації зведені в таблиці 3.2

Таблиця 3.2 - Основні параметри зони деформації зразка

Найменування проходів	B мм	h мм	l мм	$\Delta h$ мм	$\varepsilon_h$	$\Delta B$ мм	$\varepsilon_B$	$\Delta l$ мм	$\varepsilon_l$	$\lambda$	$\alpha$ град
Зразок	12,8	8	180								
1-й прохід	13,2	5,6	245	2,4	0,3	0,4	0,031	65	0,36	1,36	13
2-й прохід	15	3	430	2,6	0,46	1,8	0,136	185	0,755	1,755	13,5
3-й прохід	16,5	1,1	1180	1,9	0,63	1,5	0,1	750	1,744	2,744	11,5

Для визначення зусиль  $P$ , діючих на валки, при деформації металу, використовують залежність:

$$P = P_{cp} \times \ell_{cp} \times \sqrt{\Delta h R}, \quad (3.17)$$

де  $P_{cp}$  – середній питомий тиск,  $\text{H}/\text{м}^2$

$b_{cp}$  – середня ширина штаби, м

$\Delta h$  – абсолютне обтиснення, м

$H, h$  – відповідно висота заготовок до та після проходу, м

При практичних розрахунках зусилля прокатування знаходять як добуток середнього контактного нормального напруження (контактного тиску)  $P_{cp}$  на проекцію до напрямку зусилля  $P$  площі стикання металу з валком  $F$ :

$$P = P_{cp} \times F \quad (3.18)$$

Момент прокатки:

$$M_{пр} = 2P \times a = 2\psi l P = 2\psi P \sqrt{\Delta h R}; \quad (3.19)$$

де  $a$  – плече зусилля прокатки, м

$\psi$  – коефіцієнт прикладання рівнодіючої;

$l$  – довжина зони деформації, м;

$R$  – радіус валка, м.

На основі експериментальних можна прийняти: при гарячій прокатці  $\psi=0,45\dots0,5$  та при холодній прокатці  $\psi=0,2\dots0,35$ .

Середній питомий тиск металу на валки, обчислюється за формулою О. І. Целікова:

$$P_{cp} = \frac{2K(1-\varepsilon)}{\varepsilon(\delta-1)} \left(\frac{h_H}{h}\right) \left[\left(\frac{h_H}{h}\right)^\delta - 1\right], \quad (3.20)$$



де  $K$  – опір металу деформації  $K=1,15\sigma_s$ ,  $\sigma_s$  – межа плинності металу в умовах прокатки, МПа

При холодній прокатці  $\sigma_s$  визначається по графікам в залежності від відносного обтиску  $\varepsilon$ [4,5].

$\sigma$  – коефіцієнт, враховуючий вплив зовнішнього тертя

$$\delta = f\sqrt{\frac{2\mathcal{D}}{\Delta h}};$$

де  $f$  – коефіцієнт зовнішнього тертя металу об валки.

Нехай  $f=0,24$ ,  $\mathcal{D}$  – діаметр валка, м

$\frac{h_H}{h}$  - відношення висоти розкату в нейтральному перетині до його висоти після проходу:

$$\frac{h_H}{h} = \left[ \frac{1 + \sqrt{1 + (\delta^2 - 1) \left(\frac{H}{h}\right)^{\delta}}}{\delta + 1} \right]^{\frac{1}{\delta}}$$

Розрахунок моменту прокатки при 1-му проході зразка:

$$\delta = 0,24 \sqrt{\frac{2 \times 100}{2,4}} = 2,19$$

$$\frac{h_H}{h} = \left[ \frac{1 + \sqrt{1 + (2,19^2 - 1) \left(\frac{8}{5,6}\right)^{2,19}}}{2,19 + 1} \right]^{\frac{1}{2,19}} = 1,115$$

$$P_{cp} = \frac{2 \times 100 \times 10^6 \times (1 - 0,3)}{0,3 \times (2,19 - 1)} \times 1,115 [(1,115)^{2,19} - 1] = 121,3 \text{ МПа}$$

$$P = 121,3 \times 10^6 \times 13 \times 10^{-3} \sqrt{2,4 \times 10^{-3} \times 50 \times 10^{-3}} = 17274 \text{ Н}$$

$$M_{np} = 2 \times 0,35 \times 17274 \times \sqrt{2,4 \times 10^{-3} \times 50 \times 10^{-3}} = 132,5 \text{ Нм}$$

Розрахунок моменту прокатки при 2-му проході зразка:

$$\delta = 0,24 \sqrt{\frac{2 \times 100}{2,6}} = 2,1$$

$$\frac{h_H}{h} = \left[ \frac{1 + \sqrt{1 + (2,1^2 - 1) \left(\frac{5,6}{3}\right)^{2,1}}}{2,1 + 1} \right]^{\frac{1}{2,11}} = 1,2185$$

$$P_{cp} = \frac{2 \times 100 \times 10^6 \times (1 - 0,46)}{0,46 \times (2,1 - 1)} \times 1,2185 [(1,2185)^{2,1} - 1] = 133,8 \text{ МПа}$$

$$P = 133,8 \times 10^6 \times 14,1 \times 10^{-3} \sqrt{2,6 \times 10^{-3} \times 50 \times 10^{-3}} = 21510 \text{ Н}$$

$$M_{np} = 2 \times 21510 \times 0,35 \times \sqrt{2,6 \times 10^{-3} \times 50 \times 10^{-3}} = 172 \text{ Нм}$$

Розрахунок моменту прокатки при 3-му проході зразка:

$$\delta = 0,24 \sqrt{\frac{2 \times 100}{1,9}} = 2,46$$

$$\frac{h_H}{h} = \left[ \frac{1 + \sqrt{1 + (2,46^2 - 1) \left(\frac{3}{1,1}\right)^{2,46}}}{2,46 + 1} \right]^{\frac{1}{2,46}} = 1,465$$

$$P_{cp} = \frac{2 \times 100 \times 10^6 \times (1 - 0,63)}{0,63 \times (2,46 - 1)} \times 1,465 [(1,465)^{2,46} - 1] = 170 \text{ МПа}$$

$$P = 170 \times 10^6 \times 15,75 \times 10^{-3} \sqrt{1,9 \times 10^{-3} \times 50 \times 10^{-3}} = 26100 \text{ Н}$$

$$M_{np} = 2 \times 26100 \times 0,35 \times \sqrt{1,9 \times 10^{-3} \times 50 \times 10^{-3}} = 177,7 \text{ Нм}$$

### 3.4. 3 Обробка експериментальних даних

В результаті експерименту отримані осцилограми моментів на верхньому і нижньому шпинделях при наступних операціях: холостого ходу стана та прокатки зразка по кожному проходу.

Осцилограми показані на рисунках 3.5 – 3.8

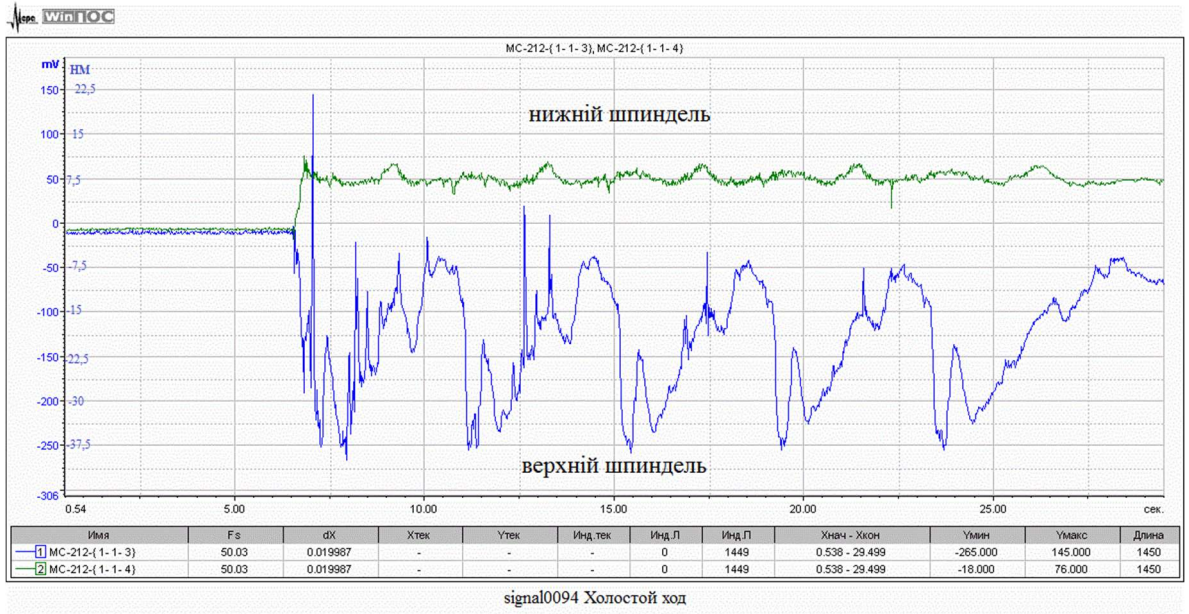


Рисунок 3.5 - Осцилограмма моментов на шпинделях при холостом ходу стана

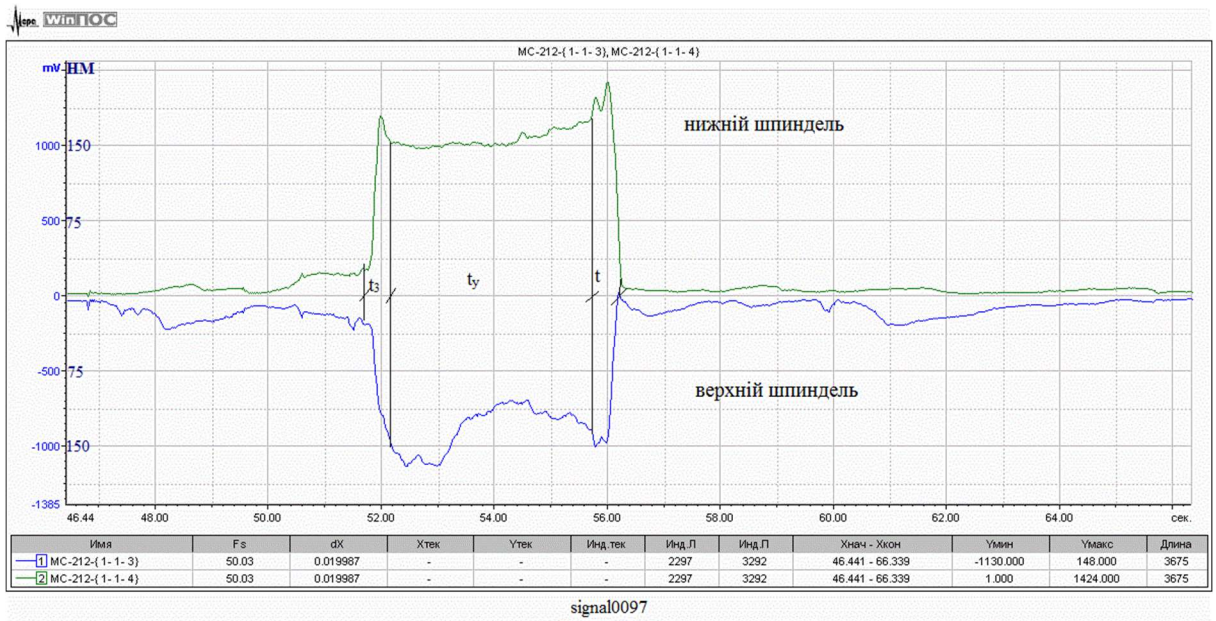


Рисунок 3.6. - Осцилограмма моментов на шпинделях при 1-му проходе зразка

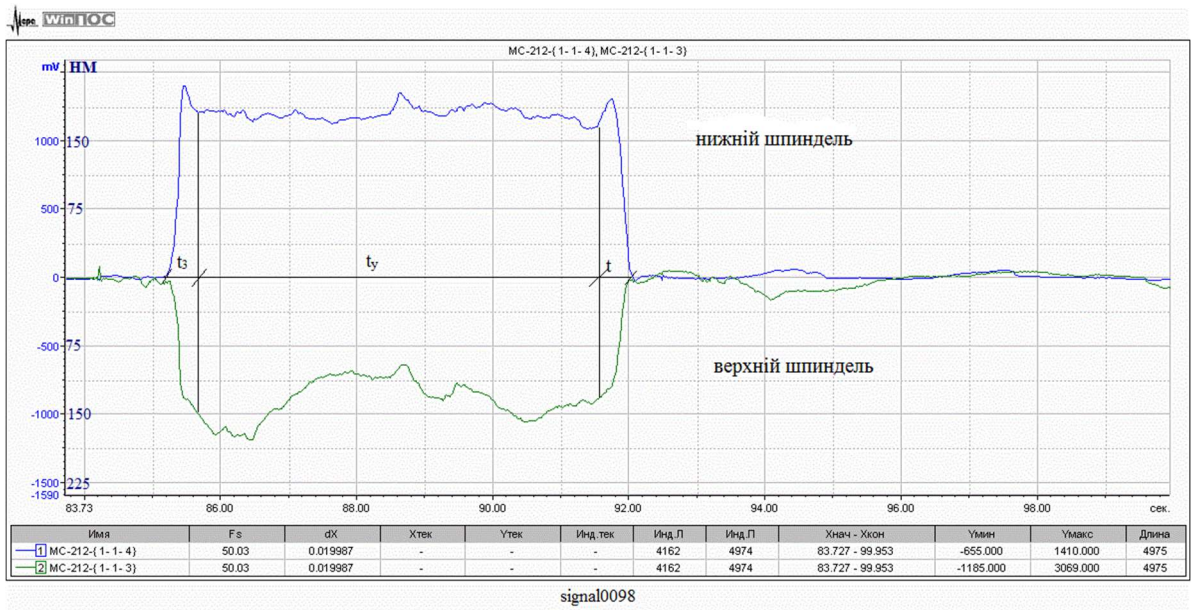


Рисунок 3.7 - Осцилограма моментів на шпинделях при 2-му проході зразка

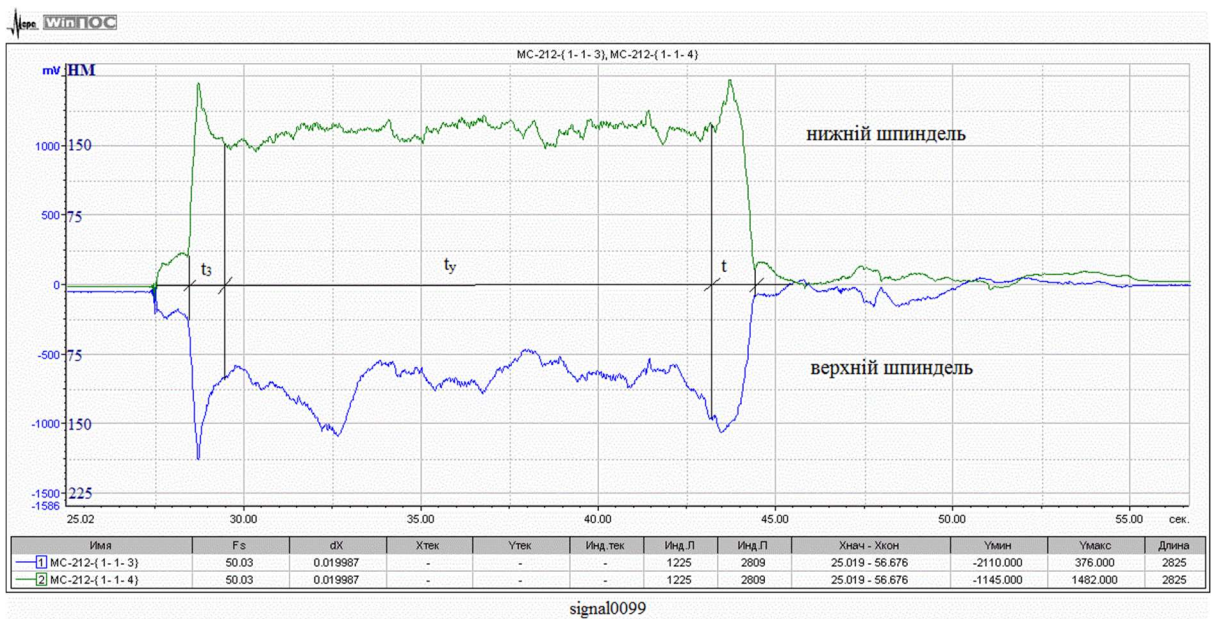


Рисунок 3.8 - Осцилограма моментів на шпинделях при 3-му проході зразка

Визначаючі величини:

- $t_3$  – час захвату штаби, с
- $t_y$  – час установленої прокатки, с
- $t_6$  – час виходу штаби, с



1-й прохід			168	175	125	150	133	160	150	210	0,4 5	3, 5	0,4 5
2-й прохід			180	210	123	170	128	174	136	191	0,4	6	0,4
3-й прохід			188	218	120	164	128	172	160	218	0,9	14	1,1

Розрахунок еквівалентних експериментальних моментів для верхнього ( $M_{\text{э1}}$ ) і нижнього ( $M_{\text{э2}}$ ) шпинделів за формулами:

$$M_{\text{э1}} = \sqrt{\frac{M_{\text{з1}}^2 t_{\text{з}} + M_{\text{y1}}^2 t_{\text{y}} + M_{\text{B1}}^2 t_{\text{B}}}{t_{\text{з}} + t_{\text{y}} + t_{\text{B}}}};$$

$$M_{\text{э2}} = \sqrt{\frac{M_{\text{з2}}^2 t_{\text{з}} + M_{\text{y2}}^2 t_{\text{y}} + M_{\text{B2}}^2 t_{\text{B}}}{t_{\text{з}} + t_{\text{y}} + t_{\text{B}}}};$$

Визначимо  $M_{\text{э1}}$  для кожного проходу зразка:

1 прохід

$$M_{\text{э1}} = \sqrt{\frac{168^2 \cdot 0,45 + 125^2 \cdot 3,5 + 150^2 \cdot 0,45}{0,45 + 3,5 + 0,45}} = 133 \text{ Нм}$$

2 прохід

$$M_{\text{э1}} = \sqrt{\frac{180^2 \cdot 0,4 + 123^2 \cdot 6 + 136^2 \cdot 0,4}{0,4 + 6 + 0,4}} = 128 \text{ Нм}$$

3 прохід

$$M_{\text{э1}} = \sqrt{\frac{188^2 \cdot 0,9 + 120^2 \cdot 14 + 160^2 \cdot 1,1}{0,9 + 14 + 1,1}} = 128 \text{ Нм}$$

Визначимо  $M_{\text{э2}}$  для кожного проходу зразка:

1 прохід

$$M_{\text{э2}} = \sqrt{\frac{175^2 \cdot 0,45 + 150^2 \cdot 3,5 + 210^2 \cdot 0,45}{0,45 + 3,5 + 0,45}} = 160 \text{ Нм}$$

2 прохід

$$M_{\text{э2}} = \sqrt{\frac{210^2 \cdot 0,4 + 170^2 \cdot 6 + 191^2 \cdot 0,4}{0,4 + 6 + 0,4}} = 174 \text{ Нм}$$

3 прохід

$$M_{\text{э2}} = \sqrt{\frac{218^2 \cdot 0,9 + 164^2 \cdot 14 + 218^2 \cdot 1,1}{0,9 + 14 + 1,1}} = 172 \text{ Нм}$$

Момент тертя в опорах верхнього валка для кожного проходу по формулі:

$$M_{\text{тр1}} = P \cdot f_1 \cdot \frac{d}{2}, \quad (3.20)$$

де  $P$  – розрахункове навантаження на підшипники, що дорівнює зусиллю, що прокочується металу на валки,  $H$

$d$  – діаметр шийки валка,  $d = 0,06 \text{ м}$

$f_1$  – коефіцієнт тертя в підшипниках верхнього валка (для текстолітових вкладишів  $f_1=0,06$ )

1 прохід:

$$M_{\text{тр1}} = 17274 \cdot 0,06 \cdot \frac{0,06}{2} = 31,1 \text{ Нм}$$

2 прохід:

$$M_{\text{тр1}} = 21510 \cdot 0,06 \cdot \frac{0,06}{2} = 38,7 \text{ Нм}$$

3 прохід

$$M_{\text{тр1}} = 26100 \cdot 0,06 \cdot \frac{0,06}{2} = 47 \text{ Нм}$$

Момент тертя в опорах нижнього валка для кожного проходу по формулі:

$$M_{\text{тр2}} = P \cdot f_2 \cdot \frac{d}{2}, \quad (3.21)$$

де  $f_2$  – коефіцієнт тертя в підшипниках нижнього валка

1 прохід

$$M_{\text{тр2}} = 17274 \cdot 0,11 \cdot \frac{0,06}{2} = 57 \text{ Нм}$$

2 прохід

$$M_{\text{тр2}} = 25510 \cdot 0,11 \cdot \frac{0,06}{2} = 71 \text{ Нм}$$

3 прохід



$$M_{\text{тр2}} = 26100 \cdot 0,11 \cdot \frac{0,06}{2} = 86,1 \text{ Нм}$$

Результати експериментальних даних і розрахунків моментів прокатки зведено до таблиці 3.4 та 3.5

Таблиця 3.4 - Результати моментів для верхнього валка

Позначення величин	Проходи		
	2	3	4
$M_{\text{э1}} \times \eta_{\text{ш}}$ , Нм	129	124	124
$M_{\text{пр1}}$ , Нм	66,25	86	88,5
$M_{\text{тр1}}$ , Нм	31,1	38,7	47
$M_{\text{тпр1}}$ , Нм	97,35	124,7	135,5

Таблиця 3.5 - Результати моментів для нижнього валка

Позначення величин	Проходи		
	1	2	3
$M_{\text{э2}} \times \eta_{\text{ш}}$ , Нм	155	169	166
$M_{\text{пр2}}$ , Нм	66,25	86	88,5
$M_{\text{тр2}}$ , Нм	57	71	86,1
$M_{\text{тпр2}}$ , Нм	123,25	157	174,6

де:  $M_{\text{пр1}}$  – теоретичний момент деформації металу прикладений до валка;

$$M_{\text{пр1}} = M_{\text{пр2}} = \frac{M_{\text{пр}}}{2}, \text{ Нм}$$

$M_{\text{тпр1}}$  – загальний теоретичний момент прокатки;

$$M_{\text{тпр1}} = M_{\text{пр1}} + M_{\text{тр1}}, \text{ Нм}$$

$\eta_{ш}$  – ккд універсального шпинделя (приймаємо  $\eta_{ш}=0,97$ )

$M_{тпр2}$  – загальний теоретичний момент прокатки;

$$M_{тпр2} = M_{пр2} + M_{тр2, НМ}$$

3.4.4 Зіставлення результатів теоретичних розрахунків і експериментальних даних

Похибка розрахунків теоретичних моментів прокатки відносно експериментальних:

$$\Delta = \frac{M_{эпр} - M_{тпр}}{M_{тпр}} \cdot 100\%,$$

Для верхнього валка:

$$1. \text{ Прохід } \Delta_{1в} = \frac{129 - 97,35}{97,35} \times 100\% = 32\%$$

$$2. \text{ Прохід } \Delta_{2в} = \frac{124 - 124,7}{124,7} \times 100\% = 0,4\%$$

$$3. \text{ Прохід } \Delta_{43в} = \frac{124 - 135,5}{135,5} \times 100\% = 8\%$$

Для нижнього валка:

$$1. \text{ Прохід } \Delta_{1н} = \frac{155 - 123}{123} \times 100\% = 26\%$$

$$2. \text{ Прохід } \Delta_{2н} = \frac{169 - 157}{157} \times 100\% = 7,6\%$$

$$3. \text{ Прохід } \Delta_{3н} = \frac{166-174,6}{174,6} \times 100\% = 4,9\%$$

Таки похибки у розрахунках свідчать саме про те, що при теоретичному визначенні параметрів не врахований вплив динамічних навантажень.

## 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ

### 4.1 Оцінювання стану прокатного цеху з гігієнічної точки зору

При проектуванні прокатного стану передбачений теплозахист і герметизація, щоб забезпечити зниження температури зовнішніх поверхонь тепловиділяючого устаткування до 45°C, згідно БНП 2.04.05.06 – 86. Над печами й робочими клітками встановлена вентиляція для видалення надлишкової теплоти газів, що виділяються. Електричні машини (мостові крани, прокатний стан і агрегати оброблення штаб), пульти керування становлять основну частину електроустаткування цеху. Відповідно до правил безпеки експлуатації електроустановок (НПАОП 1.1.10-1.01-97) прокатний цех відноситься до приміщень підвищеної небезпеки. У цехові застосовується трифазна електромережа з ізолюваною проводкою. Захист від дотику до струмовихідним частинам досягається ізоляцією, дистанційним керуванням, електродвигуни виконані в захиснім виконанні. Проводка закладена в металеві труби, які заземлені з електроустаткуванням на загальний контур заземлення цеху й мають величину опору 4,0 Ом.

Для захисту органів слуху противошумові навушники ДСТ 12.4.051 – 78 з межею до 110 дБА. В таблиці 7.3 приведені технічні міри захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища.

Всі працівники цеху безкоштовно забезпечені спец одягом, спец взуттям і засобами індивідуального захисту. До складу спецодягу входять: костюм з х/б тканини ДСТ 12.4.086 – 80, черевики ДСТ 12.4.109 – 82 типу "Праця –М". У зимовий час видається утеплена куртка й ватяні штани.

Умови і характер праці відносяться до III класу 3 ступені за показниками шкідливості: стереотипні рухи кистей рук і пальців, інфрачервоне випромінювання.

## 4.2 Аналіз потенційних шкідливих факторів виробничого середовища

Умови праці в прокатному цеху характеризуються впливом на багатьох робочих місцях таких факторів виробничого середовища, як підвищена температура повітря, інфрачервоне й ультрафіолетове випромінювання, забруднення повітря токсичними речовинами й пилом, утворення електричних і магнітних полів. Виконання ряду операцій пов'язане з важкою фізичною працею, а на автоматизованих виробництвах - з обслуговуванням пультів керування. Є ділянки, де утвориться інтенсивний шум.

У цехах, особливо в перехідний і зимовий періоди року, робітники піддаються впливу більших температурних перепадів, сильних потоків гарячого й холодного повітря.

Розглянемо карту умов праці оператора (таблиця 4.1).

### 1 Оцінка технічного й організаційного рівня

Відповідає технологічному регламенту й проекту організації праці на робочому місці.

### 2 Атестація робочого місця

Робочі місця мають в наявності: 6 факторів 1 ступеня, 1 фактор 2 ступені, 1 фактор 3 ступені. За показниками робоче місце слід рахувати з особливо шкідливими і особливо важкими умовами праці, що відповідає показникам Списку №1 пункт 1.

Згідно списку №1: пенсійний вік за пільговими умовами для чоловіків складає 50 років дається додаткова відпустка 14 днів, дається молоко і доплати згідно колективного договору.

Таблиця 4.1 – Технологічна карта умов праці оператора

Фактори виробничого середовища і трудового процесу	Нормативне значення ГДК, ГДР	Фактичне значення	III клас шкідливих і небезпечних умов, і характер праці			Час дії фактору % у зміну
			1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь	
II. Пил переважно фіброгенної дії, мг/м <sup>3</sup>						
пил сілікатовмістний	4,0	6,4	1,8 р			94,5
IV. Шум еквівалентний, дБА	80	94	1,17р			95
VIII. Мікроклімат в приміщенні						
– температура повітря, °С	28–21	30	2,0			94,5
– швидкість руху повітря, м/сек	0,1–0,2	< 0,3	0,3			94,5
– інфрачервоне випромінювання, Вт/м <sup>2</sup>	140	360	360			94,5
IX. Тяжкість роботи						
<u>Динамічна робота</u> м'язи плечового поясу – дрібні стереотипні рухи кистей і пальців рук (кількість за хвилину)	80000	96868			96868	81
X. Напруженість праці						
Тривалість, зосередженості (% до тривалості зміни)	75	88,5	88,5			
Емоційна і інтелектуальна напруженість				Персон ризик		
Кількість факторів			6	1	1	

## 4.3 Технічні рішення по виробничій санітарії

### 4.3.1 Мікроклімат

Найважливіше значення для нормальної життєдіяльності людини має наявність чистого повітря необхідного хімічного складу й оптимальної температури, вологості і швидкості руху. Ці параметри регламентуються ДСТУ, НПАОП, БНІП, СН «Загальні санітарно-гігієнічні вимоги. Повітря робочої зони» й «Санітарні норми проектування промислових підприємств». [22]

На підтримку цих параметрів відповідно до нормативних документів спрямовані заходи щодо опалення, і вентиляції.

Опалення побутових приміщень здійснюється за допомогою панелей (батарей) у яких як теплоносії використовують пару. Опалення побутових приміщень здійснюється від цеху тепловодопостачання.

Під вентиляцією розуміють систему заходів і пристроїв, призначених для забезпечення на робочих місцях, у робочих й обслуговуваних зонах приміщень метеорологічних умов і чистоти повітряного середовища. Залежно від способу переміщення повітря розрізняють природну й механічну вентиляцію. Для усунення осідання пилу в приміщенні, зменшуючи її кількість у повітрі, все устаткування закрите парасолями (витяжна вентиляція), з'єднаними за допомогою повітряводів із пристроями для очищення видаляемого повітря.

У прокатному виробництві має місце випар технологічного змащення. Для видалення цих пар за кліттю встановлюють витяжні парасолі.

Також у прольоті ділянки використовують природну вентиляцію повітря. У такому виді вентиляції повітря надходить і видаляється через щілини вікна, двері, ворота, ліхтарі.

Допоміжні служби гарячих цехів: контори, лабораторії цехів і т.д., а також санітарно-побутові приміщення (роздягальна, душова, їдальня й т.п.) розміщуються, як правило, в окремому будинку, що примикає до одному з

фасадів основного виробничого будинку, або з'єднуються з ним теплим переходом. [24]

Взаємне розташування будівель і цехів на території заводів або окремих ділянок виробництва в одній будівлі виконується з урахуванням основних вантажопотоків і послідовності технологічного процесу, що має істотне гігієнічне значення, тому що відсутність зустрічних або потоків, що перетинають, знижує небезпеку травматизму.

#### 4.3.2 Освітлення виробничих приміщень

Для створення сприятливих умов праці важливе значення має раціональне освітлення. Незадовільне освітлення ускладнює проведення робіт, веде до зниження продуктивності праці і працездатності очей і може бути причиною їх захворювань і нещасних випадків.

На промислових підприємствах штучне освітлення підрозділяється на робоче (для проведення робіт в темний час доби або в місцях без достатнього природного освітлення), аварійне (для проведення роботи при аварійному відключенні робочого освітлення), евакуаційне (аварійне освітлення для евакуації людей з приміщення при аварійному відключенні робочого освітлення) і охоронне. При необхідності частина світильників того або іншого виду освітлення може використовуватися для чергового освітлення.

Штучне освітлення проектується двох систем: загальне (рівномірне або локалізоване з урахуванням розташування робочих місць) і комбіноване, коли до загального освітлення додається місцеве. Застосування одного місцевого освітлення не допускається, оскільки різкий контраст між яскраво освітленими і неосвітленими місцями стомлює очі уповільнює швидкість роботи і нерідко являється причиною нещасних випадків.

Характер зорової роботи – висока точність, розряд зорової роботи III, підрозряд роботи – B, контрастність об'єкту з фоном – середня, фон – середній,



освітлення – комбіноване з газорозрядними лампами серії ВЛВ, ВЛК, ЛОУ. Освітленість ділянки не менше 750 лк.

#### 4.3.3 Виробничий шум, виробнича вібрація

За походженням шум буває механічний, такий, що виникає в результаті тертя вузлів і деталей механізмів і машин на холостому і робочому ходах; аерогідродинамічний, такий, що виникає при великих швидкостях руху потоків повітря, газів, рідин; імпульсний, такий, що виникає внаслідок зіткнення твердих тіл; термічний, такий, що генерується при згоранні газоподібного палива в пристроях форсунок. Джерелами шуму на ділянці блюінгу є: приводи ножиць, рольгангів, робочої кліті, кантувальника; також шум виникає при ударах злитка об рольганг, робочі валяння, упор ножиць.

Шум різної інтенсивності і частоти, тривало впливаючи на тих, що працюють, приводить до пониження гостроти слуху, а згодом до розвитку професійної глухоти. Шум також негативно впливає на фізіологічні функції організму людини. Будучи зовнішнім подразником, який сприймається і аналізується корою головного мозку, шум приводить до перенапруження центральної нервової системи і розладу функцій внутрішніх органів і систем людини.

Для ослаблення вібрацій всі агрегати, що створюють вібрації (робочі машини, двигуни, вентилятори і т. п.), встановлюють на самостійних фундаментах, віброізолюваних від підлоги і інших конструкцій будівель, або на спеціально розрахованих амортизаторах із сталевих пружин або пружних матеріалів. Для ослаблення передачі вібрацій і шуму по повітряводам і трубопроводах приєднання їх до вентиляторів і насосів проводиться за допомогою гнучкої вставки з прогумованої тканини або гумового патрубка.

#### 4.4 Засоби пожежної безпеки

Ділянка має категорію по пожаробезпеці Г (негорючі речовини розжарені або розплавлені, і горючі речовини спалюються або утилізуються як паливо). Будівля металургійної ділянки відноситься до II ступеня вогнебезпечності (будівлі з конструкціями, що несуть і захищають, з природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону із застосуванням листових і плиткових негорючих матеріалів (табл.4.2).

Таблиця 4.2 – Вогнетривкість конструкцій

Найменування конструкції	Вогнетривкість конструкцій, год.
несучі й сходові клітки	2
самонесучі	1
зовнішні несучі	0,25
внутрішні несучі	0,25
колони	2
сходові площадки, щаблі, балки, марші сходових кліток	1
плити, настили й ін. несучі конструкційні перекриття	0,75

До первинних засобів пожежогасінні на комбінаті відносять: вогнегасники пінні серії ВХП–10, ВВП–10 і вогнегасники вуглекислотні серії ВВ–2, ВВ–5, ВВ–8. Пожежний інвентар (покривало з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з піском, пожежні відра, совкові лопати, ломи, сокири, пожежні рукави).

Цех має внутрішній протипожежний водопровід з пожежними кранами і рукавами.

На території комбінату забороняється:

- палити в недозволених місцях, а палити необхідно в спеціально відведених місцях;

- закривати і захарашувати проїзди, під'їзди і підходи до будівель, водопроводів і пожежних гідрантів;
- вимикати окремі ділянки водопровідної мережі, внутрішні пожежні крани, знижувати встановлений тиск в мережах;
- допускати до вогневих робіт осіб що не пройшли інструктаж пожежника тих мінімуму;
- користуватися водою з пожежних водоймищ і засобами пожежогасінні не по прямому призначенню;
  - застосовувати відкритий вогонь при огляді обладнання.

#### 4.5 Заходи по техніці безпеки

Електрообладнання ділянки відноситься до установок до 1000 В. Умови безпечної експлуатації залежать значною мірою від захисту пристроїв.

Всі струмопровідні частини ізолювані. Як захисна ізоляція застосовують ся теплостійкі лаки, електроізолюючі плівки, емалеві і масляні фарби.

Покриття повинні швидко сохнути, добре зв'язуватися з поверхнею, що покривається, утворювати на ній струмонепровідну плівку, вологонепроникну, механічно міцну плівку. Для захисту від короткого замикання використовують швидкодіючий релейний захист і вимикачі, плавкі запобіжники. На всіх частинах обладнання, що обертаються, повинні бути встановлені захисні щити, кожухи.

На вантажопідйомному обладнанні крім перерахованих вище вимог повинні бути встановлені обмежувачі вантажопідйомності, а також бути відсутнім мимовільне опускання вантажу. Робота вантажопідйомних машин і пристроїв для транспортування вантажів у момент пусків повинно супроводжуватися звуковими сигналами.

Дотримання всіх норм і правил техніки безпеки призводить до значного зниження нещасних випадків на виробництві.

#### 4.6 Рішення з покращення екологічних показників цеху та розрахунок природної вентиляції

Розрахунок аерації, тобто визначення площі аераційних отворів, для прокатного цеху, у теплий період часу здійснюється для наступних даних:

- кількість повітря, що повинне надходити в приміщення  $G_{\text{пост}}=342200$  кг/год.;
- кількість повітря, що повинне видалятися із приміщення  $G_{\text{уд}}=350000$  кг/год.;
- відстань між осями отворів  $h=19$  м;
- температура зовнішнього повітря  $t_{\text{внеш}}=26$  °С;
- температура внутрішнього повітря  $t_{\text{внутр}}=30$  °С;

Температуру повітря, що видаляється з верхньої зони приміщення, визначаємо по формулі:

$$t_{\text{уд}} = t_{\text{внеш}} + \frac{t_{\text{внутр}} - t_{\text{прз}}}{m}, \text{ °С} \quad (4.1)$$

де  $t_{\text{прз}}$  – температура повітря, що надійшла в робочу зону (у теплий період

часу  $t_{\text{прз}}=t_{\text{внеш}}=26$  °С);

$m=0,41$  – коефіцієнт для виробничих приміщень за умови подачі повітря в робочу зону й видалення його з верхніх зон.

$$t_{\text{уд}} = 26 + \frac{30 - 26}{0,41} = 35,8 \text{ °С}$$

Питома вага повітря визначається по формулі:

$$\gamma = \frac{353}{t + 273}, \text{ кг/м}^3 \quad (4.2)$$

$$\gamma_{\text{внеш}} = \frac{353}{26 + 273} = 1,181 \text{ кг/м}^3$$

$$\gamma_{\text{уд}} = \frac{353}{35,8 + 273} = 1,143 \text{ кг/м}^3$$

Розподілений тиск визначаємо з вираження:

$$\Delta p_{1,2} = h(\gamma_{\text{внеш}} - \gamma_{\text{уд}}), \text{ кг/м}^2 \quad (4.3)$$

$$\Delta p_{1,2} = 19(1,181 - 1,143) = 0,722 \text{ кг/м}^2$$

Втрати тиску на проходження повітря через приточні отвори можна визначити по формулі:

$$\Delta p_1 = \beta \cdot \Delta p_{1,2}, \text{ кг/м}^2 \quad (7.6)$$

де  $\beta$  – частина різниці опорів, що затрачається на прохід повітря через приточні отвори ( $\beta=0,1-0,4$ ).

$$\Delta p_1 = 0,4 \cdot 0,722 = 0,29 \text{ кг/м}^2$$

Втрати тиску на проходження повітря через ліхтар визначається по формулі:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{1,2} - \Delta p_1 \text{ кг/м}^2, \quad (7.7)$$

$$\Delta p_2 = 0,722 - 0,29 = 0,432 \text{ кг/м}^2.$$

Визначаємо площу отворів у стіні  $F_{\text{прит}}$  і площа отворів ліхтарів  $F_{\text{фон}}$ :

$$F_{\text{прит}} = \frac{G_{\text{пост}}}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \gamma_{\text{внеш}} \Delta p_1}{\xi_1}}}, \text{ м}^2 \quad (7.8)$$

$$F_{\text{фон}} = \frac{G_{\text{уд}}}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \gamma_{\text{уд}} \Delta p_2}{\xi_2}}}, \text{ м}^2 \quad (7.9)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння ( $g=9,8 \text{ м/с}^2$ );

$\xi_1, \xi_2$  – коефіцієнти місцевого опору приточних отворів і ліхтаря відповідно ( $\xi_1=3,7, \xi_2=4,1$ ).

Підставивши значення у формули (7.6) і (7.7) одержимо:

$$F_{\text{прит}} = \frac{342200}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 1,181}{3,7} \cdot 0,29}} = 71 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{фон}} = \frac{350000}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 1,143}{4,1} \cdot 0,432}} = 63 \text{ м}^2$$

Приймаємо конструкцію стулки віконного отвору – одинарна верхньопідвісна з кутом відкривання отвору  $\alpha = 45^\circ$ . Ліхтар П-подібний із фрамугами на вертикальній осі з вітрозахисними панелями, які перебувають на відносній відстані  $l/h = 1,5$ , з кутом відкривання  $\alpha = 90^\circ$ .

## ВИСНОВКИ

1. В результаті літературного аналізу встановлено, що при роботі прокатних станів необхідно враховувати динамічні навантаження, які в багатьох випадках можуть в декілька разів перевищувати технологічні. Динамічні процеси чинять негативний вплив на міцність деталей обладнання, якість прокату і точність роботи механізмів. Тому одним з найактуальніших шляхів підвищення надійності та працездатності прокатного обладнання є проведення динамічного аналізу.
2. Розрахункова динамічна модель представлена чотирма масами, навантаженими зовнішніми моментами. Рівняння руху основних ланок складені на основі рівняння Лагранжу II роду, які в сукупності з початковими умовами та залежностями для визначення моментів являють собою математичну модель приводу, розв'язок якої вимагає застосування спеціальних чисельних математичних програм.
3. Експериментальні дослідження показують на деяку розбіжність з теоретичними прорахунками, що свідчить про необхідність враховування зазорів у шпindelних з'єднаннях при розрахунках.
4. Зі збільшенням зазорів в лінії приводу стана зростає відносна швидкість мас в момент замикання зазорів, що призводить до збільшення динамічного навантаження.
5. Отримані результати можуть бути рекомендовані для ознайомлення і впровадження на металургійних підприємствах регіону.



## ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. А.А. Королев «Механическое оборудование прокатных станов цехов черной и цветной металлургии». Москва «Металлургия» 1976г. 544с.

2.А.И.Целиков «Машина и агрегаты металлургических заводов» Том 3 «Машины и агрегаты для производства и отделки проката». Москва «Металлургия» 1998г. 680 с.

3.А.А. Королев «Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов». Москва «Металлургия» 1969г. 464с.

4.Н.А.Касаткин «Ремонт и монтаж металлургического оборудования». Москва «Металлургия» 1970г. 312с.

5.Мазарин И.В. «Смазочные устройства машин». Машгиз. 1963г.

6. Аринин И.Н. Диагностирование технического состояния автомобиля. Транспорт. 1978, 242 с.

7. Подкопаев В.В., Подкопаев С.В. Способ определения износа главной линии трансмиссии транспортных средств. А.с. 1422055 А1 G01M 13/02. СССР. №4218738/30-11, заявл. 30.03.87, опубл. 07.09.88. Бюл. №33. 5 с.

8. Чистяков Ю.П., Рязанцев А.Н., Браун А.Е., Тикоцкий А.Е. Устройство для определения износа в парах трения нажимного устройства клетки. Патент 2147474 С1 В21В 38/00. Россия. №98112838/02, заявл. 06.07.98, опубл. 20.04.2000. Бюл. №4. 4 с.

9. Громаковский Д.Г., Аверкиева В.И., Яфясов Р.А. и др. Способ диагностирования узлов трения. А.с. 1441255 А1 G01N 03/56. СССР. №4229852/25-28, заявл. 13.04.87, опубл. 30.11.88. Бюл. №44. 4 с.

10. Федоров П.Ф., Носов В.Л., и др. Определение технического состояния клетей стана 2500 ОАО "ММК" по результатам исследования добротности колебаний валковой системы. Производство проката. 2002, №5, С. 20-22.

11. Крот П.В. Телеметрические системы мониторинга динамических нагрузок в линиях привода прокатных станов. Вибрация машин: измерение, снижение, защита. 2008, №1, С. 30-41.

12. Вереньов В.В., Юнаков О.М., Далічук А.П. та ін. Спосіб визначення технічного стану устаткування крутильної системи лінії головного приводу прокатної кліті. Патент 70137 А G01М 7/00. Україна. №20031212642, заявл. 26.12.2003, надрук. 15.09.2004. Бюл. № 19, 6 с.

13. Веренев В.В., Большаков В.И., Путноки А.Ю. и др. Диагностика и динамика прокатных станов. Днепропетровск. ИМА-пресс, 2007, 144 с.

14. Большаков В.И., Крот П.В., Коренной В.В. и др. Способ диагностики подшипниковых опор главной линии привода прокатного стана. Патент 79681 G01М 13/00. Украина. №20050008869, заявл. 19.09.2005, опубл. 10.07.2007. Бюл. №10, 6 с.

15. Большаков В.И., Крот П.В., Коренной В.В. и др. Способ диагностики износа элементов трансмиссий прокатных клетей. Патент

79859 В21В 28/00. Украина. №20050008854, заявл. 19.09.2005, опубл. 25.07.2007. Бюл. №11, 5 с.

16. Крот П.В. Автоматизированная система мониторинга динамических нагрузок и диагностики оборудования прокатных станов. Тезисы доклада Международной научно-технической конференции к 100-летию С.З. Юдовича "Машины и пластическая деформация металлов", Запорожье, 20-23 ноября 2007, С. 47.

17. Вафин Р.К., Ахмедшин Р.И., Мальцев А.И. и др. Создание системы мониторинга прокатного оборудования. Бюллетень "Черная металлургия", 2001, №12, С. 58-61.

18. Коцарь С.А., Поляков Б.А., Белянский А.Д. и др. Снижение угловых зазоров и динамических нагрузок при захвате металла валками. Бюллетень "Черная металлургия". 1979, Вып. 2, С. 42.

19. Ильин В.П., Один Л.И., Плугатарь В.С., Стрельников Н.Н. Шпиндельное устройство нереверсивной прокатной клетки. А.С. 1620166 А1 В21 В35/14. СССР. №4636019/02, заявл. 12.01.89, опубл. 15.01.91. Бюл. №2. 5 с.

20. Яковлев Р.А. Асимметричное нагружение прокатных станов. Учебное пособие. М.: МГТУ, 2001. – 84с.

21. Яковлев Р.А. Динамический расчет прокатных станов. Учебное пособие, М.: МВТУ, 1984 — 24с.

22. Яковлев Р.А. Ограничение динамических нагрузок в металлургических машинах. Учебное пособие. М.: МГТУ, 1990. – 36с.

23. Яковлев Р.А. Усталостная прочность и долговечность деталей прокатных станов. Учебное пособие. М.: МГТУ, 2000. – 44с.

24. Смирнов В.В., Яковлев Р.А. Механика приводов прокатных станов — М.: Металлургия, 1977. — 216с.