Міністерство освіти та науки України

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні
(назва факультету)

Кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Аналіз факторів впливу на роботоспроможність приводу радіально-кувальної машини РКМ-100 з метою підвищення його надійності

Виконав: магістрант групи 8.1332

Пенечко О.В.. .
(ПІБ) (підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма
133.00.12 Металургійне обладнання
(шифр і назва)

Керівник Васильченко Т.О.
(прізвище та ініціали) (підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О. .
(прізвище та ініціали) (підпис)

Запоріжжя - 2023 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

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

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти магістр
(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

Спеціалізація
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою А.О. Власов

_____

“____”_____20___ року

Завдання
до випускної кваліфікаційної роботи магістра
Пенечко Олега Володимировича .
(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз факторів впливу на роботоспроможність приводу радіально-кувальної машини РКМ-100 з метою підвищення його надійності
керівник магістерської роботи к.т.н., доц. Васильченко Т.О.
затверджені наказом вищого навчального закладу від «09» жовтня 2023 року № 1581-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 13 грудня 2023 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники ковальського цеху
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд і аналіз науково-технічних рішень щодо підвищення надійності та роботоспроможності приводу радіально-кувальної машини; 2. Розрахунок основних параметрів РКМ-100; 3. Дослідження динамічних процесів в приводі радіально-кувальної машини; 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень): 1. Схема кінематична принципова – А1; 2. РКМ-100 вид загальний – 2А1; 3. Муфта головного приводу – А1; 4. Механізм захвату - А1 5. Плакати дослідницької частини – 2А1;

6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Васильченко Т.О., к.т.н., доц.		
2	Васильченко Т.О., к.т.н., доц.		
3	Васильченко Т.О., к.т.н., доц.		
4	Васильченко Т.О., к.т.н., доц.		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проектування	01.05.2023 – 27.05.2023	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.09.2023– 15.09.2023	
3	Виконання теоретичної частини проекту	16.09.2023 – 16.10.2023	
4	Виконання графічної частини проекту	17.10.2023– 17.11.2023	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	18.11.2023– 30.11.2023	
6	Перевірка проекту консультантами	01.12.2023 – 03.12.2023	
7	Попередній захист проекту	04.12.2023	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проекту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент _____ _О.В. Пенечко_____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи _____ _____Т.О. Васильченко_____
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Пенечко О.В. Аналіз факторів впливу на роботоспроможність приводу радіально-кувальної машини РКМ-100 з метою підвищення його надійності.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник Т.О. Васильченко. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні. Кафедра металургійного обладнання, 2023.

В

р

о

б

о

т

і

Ключові слова: радіально-кувальна машина, динамічні процеси, коливання, жорсткість механічної системи

п

р

о

а

н

а

з

в

а

н

о

ABSTRACT

Peneshko O.V. Analysis of factors affecting the performance of the drive of the RKM 1000 radial forging machine in order to increase its reliabili

Qualifying final work for master's degree in specialty 133 - Sectoral engineering, scientific supervisor T.O.Vasylchenko. Zaporozhye National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2023

The paper analyzes the main shortcomings of the construction of drum shears. In the work, an analysis of factors affecting dynamic processes in the drive of a radial forging machine is carried out. The problems of calculation and selection of the given model for studying the dynamic load of the drive of the radial forging machine are considered. The procedure for compiling the mathematical model of the drive is

described, the dependencies for determining the moments of inertia and stiffness of the system links are given.

Keywords: RADIAL FORGING MACHINE, DYNAMIC PROCESSES, OSCILLATIONS, RIGIDNESS OF THE MECHANICAL SYSTEM

ЗМІСТ

ВСТУП 8

1 Огляд та аналіз науково-технічних рішень щодо підвищення надійності та роботоспроможності приводу радіально-кувальної машини 10

1.1 Призначення та область застосування радіально-кувальної машини 10

1.2 Принцип роботи та технічна характеристика 12

1.3 Пропозиції щодо поліпшення технічних характеристик обладнання на підґрунті патентного пошуку та відомих технічних рішень 16

1.4 Обґрунтування обраного напрямку роботи 19

2 Розрахунок основних параметрів РКМ-100 22

2.1 Кінематичні розрахунки 22

2.2 Силовий розрахунок й умови міцності 29

2.2.1 Головний виконавчий механізм 29

2.2.2 Перевірочний розрахунок зубчастої передачі 34

3 Дослідження динамічних процесів в приводі радіально-кувальної машини 42

3.1 Побудова математичної моделі приводу РКМ-100 42

3.2 Експериментальні дослідження динамічних процесів в приводі РКМ - 100 47

4 Охорона праці та техногенна безпека 55

4.1 Сутність охорони праці 55

4.2 Стан виробничого середовища в ковальсько-штампувальному цеху 57

4.3 Вимоги до обладнання цехів КШП 59

4.4 Вимоги безпеки до виробничого обладнання 61

4.5 Вимоги техніки безпеки до ковальського інструменту 63
4.6 Вимоги безпеки до непридатних матеріалів, організації, проведення робіт 64
4.7 Навчання та інструктаж працівників 65
4.8. Заходи для захисту від шумового навантаження 66
4.9 Заходи для захисту від метеорологічних умов 68
4.10 Заходи щодо поліпшення освітленості 68
4.11 Заходи для оздоровлення повітряного середовища 69
4.12 Заходи з пожежної безпеки 70
Загальні висновки і рекомендації 74
Список використаних джерел 79
Список використаних креслень 83
Додатки 84

ВСТУП

Актуальність теми. Сучасні приводи радіально-кувальних машин відіграють ключову роль у різних галузях промисловості, забезпечуючи ефективне функціонування та виробничі процеси. В умовах постійного стрімкого розвитку технологій та підвищення вимог до продуктивності, розуміння динаміки таких приводів стає невід'ємною складовою їхньої оптимізації.

Особливістю кування на радіально-кувальних машинах є обтиск заготовки на відносно малих ділянках, що забезпечує високу якість поверхні виробу при незначному прикладенні зовнішніх зусиль. Для ротаційного обтиску характерне перервне або пульсуюче навантаження, при якому значно розширюються можливості пластичної обробки металу, але поряд із цим всі деталі та вузли зазнають дії значних знакозмінних напружень, що істотно впливає на стійкість та витривалість деталей та механізмів машини. Пікові навантаження в багатьох випадках сягають критичних значень і призводять до аварійних виходів з ладу приводних електродвигунів із поломкою та скручуванням їх валів.

Дослідження факторів, що впливають на динаміку приводу, є важливим етапом у розробці та вдосконаленні технічних рішень. Аналіз впливу змінних параметрів, таких як навантаження, частота обертання, температурні умови та інші, на функціональність приводу дозволяє виявити оптимальні рішення для підвищення його продуктивності і зниження зносу.

Тому робота, спрямована на виявлення основних факторів, що впливають на динаміку приводу радіально-кувальної машини, та оцінку їх впливу на загальну продуктивність системи, є актуальною. Шляхом комплексного аналізу та моделювання будуть розглянуті різні сценарії експлуатаційних умов, щоб виявити оптимальні параметри та найкращі методи управління приводом у рамках конкретних технологічних процесів.

Результати цього дослідження можуть бути основою для розробки рекомендацій щодо вдосконалення конструкції приводу, підвищення його

ефективності та зниження витрат на обслуговування. Це має важливе значення для промислових підприємств, які прагнуть оптимізації своїх виробничих процесів та забезпечення сталого технологічного розвитку.

Мета і задачі роботи є аналіз факторів впливу на роботоспроможність приводу радіально-кувальної машини РКМ-100 з метою підвищення його надійності .

Для досягнення мети ми задаємо собі такі завдання:

1. Провести аналіз стану питання, визначити основні проблеми, притаманні процесам радіального обтиску і з’ясувати нюанси роботи обладнання;
2. Розрахувати основні параметри радіально-кувальної машини.
3. Визначити рівень динамічних навантажень на елементи приводу.
4. Побудувати математичну модель динамічного навантаження приводу.
5. Провести експериментальні дослідження динамічних процесів в радіально-кувальній машині.

Об’єкт дослідження – привод радіально-кувальної машини.

Предмет дослідження – змінні параметри приводу.

Метод дослідження. Фізичне та математичне моделювання процесів на підставі загальноприйнятих методів механіки та динаміки руху.

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на Всеукраїнській науково-практичній конференції за участю молодих науковців «Актуальні питання сталого науково-технічного та соціально- економічного розвитку регіонів України» (Запоріжжя, ЗНУ, 2023).

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 81 сторінки, 11 рисунків, 8 таблиць, 30 найменувань використаних джерел, додатків.

1. ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ЩОДО ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ТА РОБОТОСПРОМОЖНОСТІ ПРИВОДУ РАДІАЛЬНО-КУВАЛЬНОЇ МАШИНИ

1.1 Призначення та область застосування радіально-кувальної машини

Радіально-кувальна машина (РКМ), або як її ще називають радіально-обтискна машина найчастіше використовується в машинобудівній діяльності, на металургійних комбінатах та у багатьох сферах промислової діяльності для всебічного деформування круглих в плані поковок.

Основним призначенням машини –є кування та виготовлення заготівок, а саме валів певного діаметру та розміру. Найчастіше на цьому обладнанні виготовляють заготівки, діаметр яких варіюється від 60 д0 150 мм, а також довжиною до 2000мм.

Продуктивність такого устаткування є досить високою й може досягати порядку двісті-триста тисяч заготовок за рік роботи радіально кувальної машини. Дане устаткування є досить дорогим і його використання повинне бути дійсно обґрунтованим. Як правило, дане устаткування використовується для обробки конкретних видів заготовок, для того, що б щораз не переналагоджувати устаткування під обробку тієї або іншої деталі.

На рисунку 1.1 представлений загальний вигляд радіально-обтискної машини.

Особливістю кування на радіально-кувальних машинах є обтиск заготовки на відносно малих ділянках, що забезпечує високу якість поверхні виробу при незначному прикладенні зовнішніх зусиль. Завдяки цьому можливо шляхом збільшення числа кроків бойків за одиницю часу (без перевищення допустимої відносної подачі) збільшити швидкість подачі заготовки у зону обтиску, тобто отримати необхідну продуктивність, при чому не втрачаючи у якості поверхні.

Рисунок 1.1 - Загальний вигляд радіально-обтискної машини

Усунення надмірних розтягувальних напружень найбільш повно досягається при всебічному обтиску з залишенням деякої можливості течії деформованого металу. Дані умови обробки металів тиском можуть бути отримані при безоблойному штампуванні, видавлюванні, висадці, а також при обтиску в фасонних бойках. Суттєвим недоліком перелічених способів обробки є збільшення опору деформації.

Для ротаційного обтиску характерне перервне або пульсуюче навантаження, при якому значно розширюються можливості пластичної обробки металу. Перервне прикладення зусиль характеризується більшою або меншою дрібністю деформації.

Пульсуюча обробка, що підвищує пластичні якості оброблюваного матеріалу є ще одною особливістю обробки радіальним обтиском. Таким чином , в результаті радіального обтиску змінюється не тільки форма заготовки, але і структура та властивості оброблювального матеріалу і покращуються умови деформації.

Сумуючи розглянуті особливості, можна виділити, що сутність процесу радіального обтиску складається в деформуванні заготовки по периметру

поперечного січення на відносно невеликій ділянці своєї довжини бойками, що сходяться, які в свою чергу забезпечують всебічне періодичне пульсуюче прикладення зусиль.

1.2 Принцип роботи та технічна характеристика

Принцип роботи даного обладнання виглядає наступним чином. Спочатку заготовка підлягає нагріванню, для забезпечення більшої пластичності й піддатливості її під час проведення роботи. Після завершення нагрівання заготовки, за допомогою спеціального пристрою заготовка видається на рольганг, а далі за допомогою спеціального захоплюючого пристрою видається на машину кування. Заготовку затискають за допомогою спеціального захвату, і вона далі надходить у зону роботи бойків кувального типу.

За допомогою того, що машина працює в автоматичному режимі, по безпосередньо заданій програмі, бойки починають здійснювати механічні рухи, які й здійснюють кування заготовки. Сам захватний пристрій при цьому безупинно робить обертання заготовки, для надання заготівці рівномірного руху . Під час проходження операцій з бойками, заготовка міняє свої властивості й відбувається її деформація.

Конструктивно радіально кувальна машина виглядає наступним чином. Основними робочими елементами є такі частини машини як електричний двигун, від якого й відбувається робота всієї машини. Основним робочим інструментом машини є вал, ексцентрикова букса. Механічні роботи виконуються таким пристроєм, як шатун, на якому укріплені бойки. Важливим елементом є так само опорні барабани, які є основною частиною автоматики радіально кувальної машини.

У машині є додаткові елементи автоматичної системи, які відповідають за самостійне змащення пристрою, тоді коли цього вимагає необхідність. Так само кувальна машина оснащується таким додатковим устаткуванням, яке здійснює подачу гарячої заготовки після печей на кування.

Коробка передач силового вузла РКМ, розділена на дві частини, містить у собі зубчасту передачу для привода шатунів машини. Чотири колеса муфти з'єднані через диски муфти з дисками маховиків, жорстко змонтованими на ексцентрикових валах.

Зубчаста муфта призначає для синхронізації двох частин передачі.

Кувальна коробка розміщається у фундаментній рамі так, що вона може перекидатись в горизонтальне положення з метою демонтажу. У кувальній коробці (вона розділена на дві частини) приводяться від чотирьох ексцентрикових валів через кулісні коліна чотири шатуни, розташовані один щодо іншого під прямим кутом, а щодо осі оброблюваної деталі – у вертикальному напрямку.

Азотовані газом ексцентрикові вали ексцентрично розташовані в корпусах переміщення. Опорними місцями є сталеві втулки, покриті бронзою, які крім того, мають ще шар бабіту для поліпшення властивостей обкатування. Шляхом повороту корпусів переміщення в кувальній коробці центр ексцентрикових валів зміщається на 150 мм. Цим положенням ходу шатунів зміщається на 300 мм.

Через отвори в кришці мастило проходить до отвору ексцентрикових валів і підводить далі через поперечні отвори до крапок змащення. Охолодна вода, яка проходить через чашки шатунів забезпечує рівномірний відвід тепла. Для того, що б змонтовані із зазором корпусу переміщення не коливалися під час кування, для кожного корпусу переміщення передбачені по два притискні циліндри зверху й знизу. Вони притискають корпуси переміщення до отвору кувальної коробки.

Механізм переміщення молотів складається в основному із черв'ячних і кутових передач, прифланцьованих до машини із двох сторін, і із двох приводних двигунів. Механізм переміщення молотів дає можливість точно встановити бажаний діаметр куванню, що зазнає, деталі.

Привод переміщення складається з двох протилежних один до одного шатунів .Рух здійснюється від гідродвигуна через циліндричні зубчасті колеса й конічні колеса, зубчасті муфти, черв'ячні передачі, гільзи переміщення, шпинделі переміщення, тяги й передається на відповідний корпус переміщення.

За рахунок механічного зчеплення двох приводів переміщення всіх чотирьох шатунів здійснюється одночасно.

При досягненні бажаного діаметра привод переміщення гальмується пневматичним багатодисковим гальмом і фіксується; гальмо опускається тільки при подальшім переміщенні

Технічна характеристика:

Кількість молотів	4 шт
Сила кування кожного молота	10 МН
Кількість ударів молотів	200 уд/хв
Номінальна потужність двигунів машин	1260 кВт
Довга молота	680 мм
Найбільший діаметр при куванні нелегованих і низьколегованих конструкційних сталей	550 – 480 мм
Високолегованих сталей і спеціальних сплавів більш низькі значення максимальний діапазон переміщення молотів по ø	300мм
Внутрішній діаметр шпинделя затискної головки	
Найбільший діаметр затискача в затискній головці	295 мм
Хід затискної головки «А»	550 мм
«В»	7250 мм
Найбільша довжина оброблюваної деталі	12250мм
Швидкість швидкого ходу затискних головок	10000 мм
Безступінчаста регульована швидкість подачі затискних головок	500 мм\з 15-200мм\з
Витрата охолоджуваної води при температурі не більш 30 С	
Тиск підведення охолоджуваної води	150 мЗ
Тиск стисненого повітря	\година
Витрата стисненого повітря	3 – 5 бар
Висота кування над рівнем підлоги	5 – 10 бар
Загальна довжина машини над рівнем підлоги без рольганга	3 НмЗ \хв 750 мм

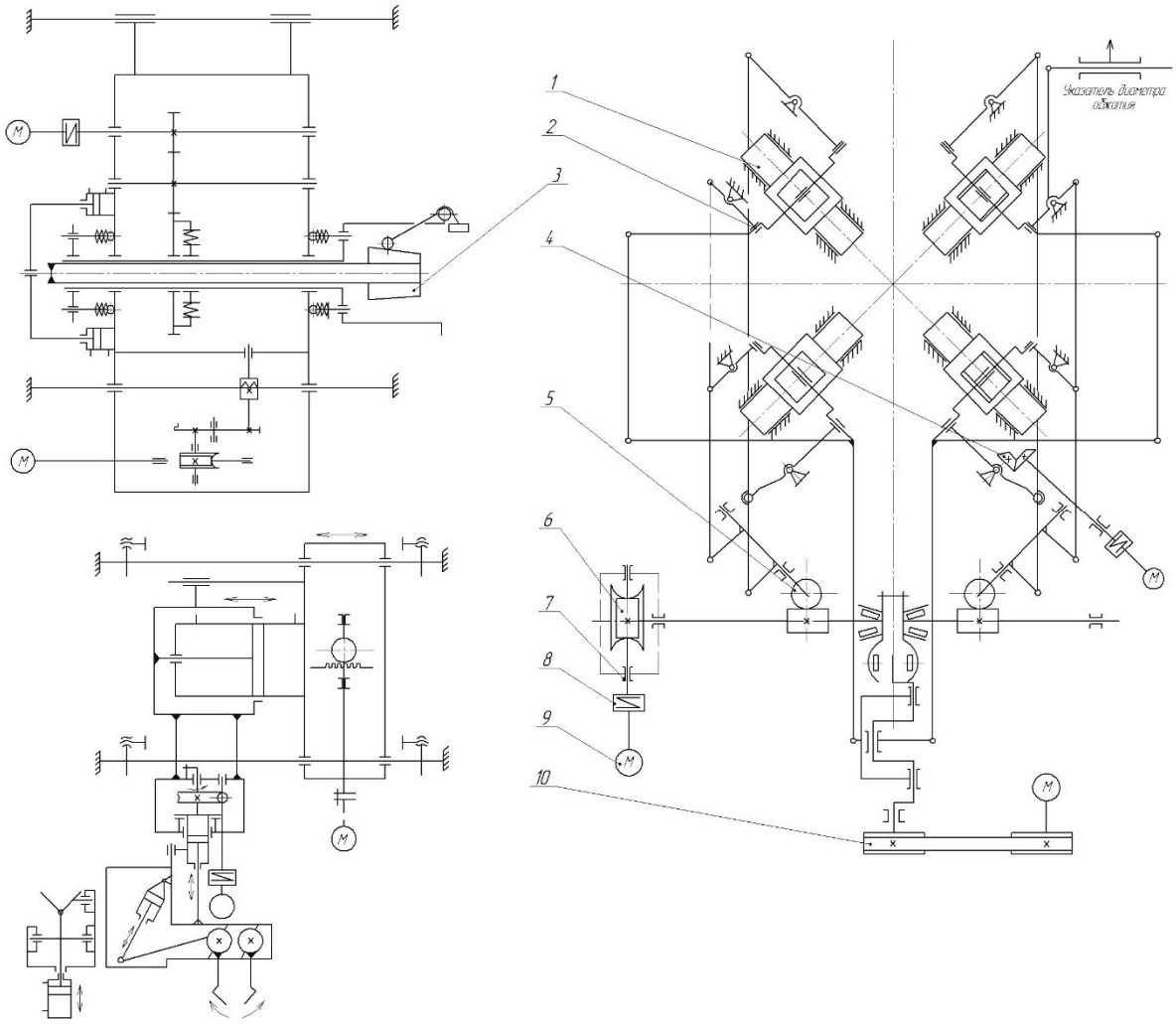
Загальна ширина машини над рівнем підлоги без завантажувального пристрою	3000 мм
Рольганг і пульт керування	10033 мм
Загальна довжина фундаменту	55750 мм
Загальна ширина фундаменту	21000 мм
Вага машини без упакування	754000 кг

Електрична потужність приєднання:	
Сторона низької напруги (без обліку коефіцієнта одночасності 0,7)	700кВт
Сторона високої напруги	1260 кВт

Від електродвигуна через клинопасову передачу і систему зубчастих коліс рух передається чотирьом кувальним механізмам – валам та шатунам, на яких закріплені синхронно-працюючі бойки. Під час кування виріб проходить крізь ці бойки та деформується.

Ексцентрикові вали обертаються в підшипниках, які запресовані в корпус сталевих стаканів, що обертаються в бронзових буксах, в нижній частині скріплених з зубчастими шестернями. Шестерні обкочуючись по колесу здійснюють поворот букси і відповідно зближення чи розведення бойків. Між шатунами і бойками маються жорстко пов’язані з ними повзуни.

Кінематична схема РКМ 100 наведена на рисунку 1.2



1 – бойок, 2 – ексцентриковий вал, 3 – маніпулятор, 4 – шестерня, 5 – зубчасте зачеплення, 6 – черв'ячна передача, 7 – підшипник, 8 – муфта, 9 – електродвигун, 10 – клинопасова передача.

Рисунок 2.3 – Кінематична схема РКМ-100

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

Особливістю кування на радіально-кувальних машинах є обтиск заготовки на відносно малих ділянках, що забезпечує високу якість поверхні виробу при незначному прикладенні зовнішніх зусиль. Для ротаційного обтиску характерне перервне або пульсуюче навантаження, при якому значно розширюються можливості пластичної обробки металу, але поряд із цим всі деталі та вузли

зазнають дії значних знакозмінних напружень, що істотно впливає на стійкість та витривалість деталей та механізмів машини. Пікові навантаження в багатьох випадках сягають критичних значень і призводять до аварійних виходів з ладу приводних електродвигунів із поломкою та скручуванням їх валів.

Традиційно регульований електропривод ножиць різної конструкції будувався на базі двигунів постійного струму (ДПС) і тиристорних перетворювачів. До його позитивних сторін відноситься: широкий діапазон регулювання; проста силова схема (і як наслідок більш дешевий перетворювач частоти); проста система керування випрямлячем; відсутність високочастотних складових у живленні двигуна.

Істотним недоліком приводів постійного струму є наявність колектора у двигуна, який створює більші труднощі в сфері обслуговування й експлуатації. Тому природне прагнення виключити колектор і перейти до безконтактної системи. Із цих позицій досить перспективні приводи з вентильними двигунами, у яких комутація забезпечується напівпровідниковими приладами. Іншим істотним недоліком приводів є велика складність ДПС, і як наслідок, висока вартість.

Розвиток математичної теорії машин змінного струму, створення вдосконалених силових напівпровідникових приладів і перетворювачів на їхній основі, використання сучасних засобів керування, включаючи мікропроцесорні, дозволили створити високоякісні й надійні системи регульованих асинхронних електроприводів, які стають основним видом регульованого електропривода [9], [10]. Як вказується в [10] в 2002 р. на європейському ринку із загального числа проданих регульованих приводів електроприводи змінного струму склали 68%, електроприводи постійного струму — 15%, механічні й гідравлічні приводи — 17%. Тенденція зростання частки впроваджуваних регульованих асинхронних електроприводів об'єктивно збережеться й надалі, тому що масовий регульований електропривод може бути реалізований тільки на базі асинхронних двигунів (АД), оскільки в діапазоні потужностей до 100 кВт їх виробляється в 40-50 раз більше, чим ДПС.

Переваги приводів з АД - простота конструкції й підвищена надійність двигунів, можливість їх виготовлення в потоковому виробництві, відсутність необхідності використання засобів підвищення коефіцієнта потужності, тому що природній коефіцієнт потужності привода із частотним керуванням має значення вище 0,9 [11].

У металургійній промисловості для подачі, вирівнювання й інших допоміжних операцій широке поширення одержав асинхронний нерегульований привод з релейно-контактним керуванням. Однак в останні роки намітилася тенденція заміни нерегульованих приводів на регульовані, обумовлена потребою підвищення надійності механічного устаткування (за рахунок зниження динамічних моментів); підвищення якості споживання електроенергії (підвищення cos φ, зниження пускових струмів потужних приводів, поліпшення складу гармоніки споживаної напруги), зниження енергоспоживання.

У цей час основним типом регульованого електропривода є частотно-регульований асинхронний електропривод — система «напівпровідниковий перетворювач частоти — асинхронний двигун» (ПЧ-АД). Частотний спосіб регулювання швидкості АД є самим економічним у порівнянні з іншими відомими способами. Однак для розв'язку окремих виробничих завдань і завдань енергозбереження знаходить застосування система «тиристорний перетворювач напруги — асинхронний двигун» (ТПН-АД), що забезпечує регулювання напруги першої гармоніки напруги, що підводиться до статора.

Широке використання регульованих електроприводів привело до того, що сучасний електропривод є не тільки енергосиловою основою, що дозволяє забезпечити виробничі механізми необхідною механічною енергією, але й засобом керування технологічними процесами, тому що завдання по реалізації якості виробничих процесів у цей час у більшості випадків покладають на системи керування регульованими електроприводами в комбінації із системами технологічної автоматики. У зв'язку зі зростанням цін на енергоносії, зокрема на електроенергію, і обмеженими можливостями збільшення потужності енергогенеруючих установок проблема енергозбереження, у тому числі електрозабезпечення, здобуває особливу актуальність.

Для роботи двигунів в режимі «старт - стоп» необхідна наявність системи автоматичного регулювання положення. При цьому робота приводу ножиць повинна бути синхронізована з роботою інших приводів прокатних станів.

Багатодвигунні електроприводи промислових установок, зокрема прокатних станів, виконуються з використанням електродвигунів постійного і змінного струму. Однак електроприводи постійного струму виявляються більш простими і набули найбільшого поширення в практиці. Силова частина багатодвигунних електроприводів постійного струму може бути виконана за схемою з загальним тиристорним перетворювачем (ТП) на всі або на групу електроприводів або за схемою з індивідуальними ТП на кожен електропривод..

Важливою тенденцією в розвитку регульованого електроприводу змінного струму є заміна спеціальних асинхронних двигунів (з підвищеним пусковим моментом, з підвищеним ковзанням і т. д.) стандартними двигунами, що живляться від перетворювачів частоти. Причина цього чисто економічна: спеціальний асинхронний двигун (АД) зі своїм управлінням тепер стає дорожче стандартного АТ, керованого перетворювачів частоти. Застосування регульованого електроприводу дозволяє не тільки підвищити якість технологічного процесу, а й зменшити споживання електроенергії в режимі зупинки і в перехідних процесах. Сучасні системи частотного керування асинхронними електроприводами поділяють на скалярні і векторні. При помірних вимогах до динамічними показниками і діапазону регулювання швидкості, що характерно для більшості промислових механізмів, використання скалярних систем частотного управління АТ є розумним технічним рішенням. У той же час в електроприводах з високими вимогами до динаміки застосовують векторні системи управління [3].

1.4 Обґрунтування обраного напряму роботи

Як видно з проведеного літературного огляду, проблема зниження динамічних навантажень в приводі радіально-кувальної досі вважається актуальною. Жодне з розглянутих технічних рішень в повному обсязі не

розв’язує задачі, що ставляться сучасними умовами виробництва та постійно зростаючою конкуренцією. Першорядне значення у такому разі мають знання дійсних процесів, що виникають в елементах устаткування, причин виникнення значних динамічних навантажень, питання вибору раціональних конструктивних і режимних параметрів, що забезпечують технологічність, максимальну продуктивність і довговічність устаткування.

Наведене вище зіставлення різних способів і систем керування асинхронними електроприводами дозволяє намітити ряд напрямків зниження споживання енергії АД [4].

Так, один із напрямів пов'язаний зі зниженням втрат в електроприводі при виконанні ним заданих технологічних операцій по заданих тахограми і з певним режимом навантаження, за рахунок зниження втрат електроприводу в сталих і перехідних режимах можлива значна економія електроенергії. В рамках цього напряму для зниження втрат енергії в асинхронному електроприводі можна використовувати наступні шляхи:

- обґрунтований вибір встановленої потужності двигуна, що відповідає реальним потребам керованого механізму;

- перехід на більш економічні двигуни, в яких за рахунок збільшення маси активних матеріалів (заліза і міді), застосування більш досконалих матеріалів і технологій підвищені номінальні значення ККД і коефіцієнта потужності;

- використання спеціальних технічних засобів, що забезпечують мінімізацію втрат енергії в електроприводі;

- вдосконалення алгоритмів керування електроприводом в системах тиристорний перетворювач напруги - асинхронний двигун (ТПН-АД) і напівпровідниковий перетворювач частоти - асинхронний двигун (ППЧ-АД) на основі енергетичних критеріїв оцінки його якості.

Ще один напрям – це дослідження механічних характеристик приводу і оцінка їх впливу на динамічні процеси. Саме на цьому напрямі і буде закцентована робота

Зважаючи на вищерозглянуте обґрунтування метою дослідження є аналіз факторів впливу на роботоспроможність приводу радіально-кувальної машини РКМ-100 з метою підвищення його надійності .

Для досягнення мети ми задаємо собі такі завдання:

6. Провести аналіз стану питання, визначити основні проблеми, притаманні процесам радіального обтиску і з’ясувати нюанси роботи обладнання;
7. Розрахувати основні параметри радіально-кувальної машини.
8. Визначити рівень динамічних навантажень на елементи приводу.
9. Побудувати математичну модель динамічного навантаження приводу.
10. Провести експериментальні дослідження динамічних процесів в радіально-кувальній машині.

2 РОЗРАХУНОК ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РКМ-100

2.1 Кінематичні розрахунки

Головний виконавчий механізм РКМ, виконаний у вигляді ексцентриково – кулісного механізму, може бути отриманий із кривошипно – шатунного механізму, якщо в останньому кривошип замінити ексцентриком, а шатун кулісою. Для зручності розрахунків можна скористатися кінематичною схемою кривошипно–шатунного механізму (рис. 2.1).

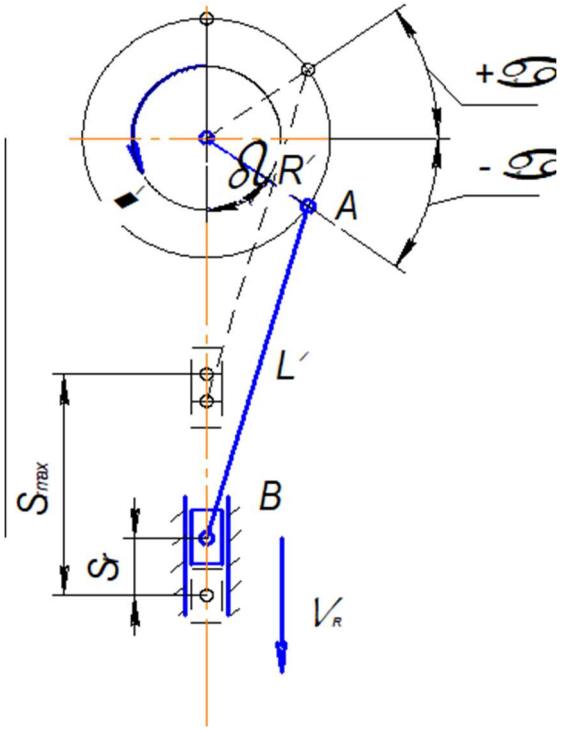


Рисунок 2.1 – Кривошипно-шатунний механізм

Переміщення бойка в радіальному напрямку визначається за формулою:

$$S_r = R'\left[(1-\cos\beta)+\frac{\lambda'}{2}\sin^2\beta\right] \quad (2.1)$$

де β – кут повороту кривошипу

$\lambda' = \frac{R'}{L'}$ - коефіцієнт довжини шатуна;

R' - 19 мм. - ексцентриситет валу;

$L^{'} = 340$ мм. - умовна довжина шатуна;

$$\lambda^{'} = \frac{R^{'}}{L^{'}} = \frac{19}{340} = 0{,}084$$

У РКМ кут β змінюється від 0 до 180o Тому для розрахунків S_R у всьому діапазоні зміни кута β формулу (2.1). Перетворимо до виду:

$$S_R = R^{'}\left[1 - cos(90 - \alpha^{'}) + \left(\frac{\lambda^{'}}{4}\right)\left(1 - cos\,2\left(90 - \alpha_1^{'}\right)\right)\right] \quad (2.2).$$

Знайдемо швидкість і продиференцюємо рівняння переміщення за часом. Швидкість – перша похідна від переміщення

$$U = RW\left(sin\,\beta + \frac{\lambda^{'}}{2} sin\,2\,\beta\right) \quad (2.3)$$

Прискорення – друга похідна переміщення

$$\text{j} = RW^2(cos\,\beta + \lambda^{'} cos\,2\,\beta) \quad (2.4)$$

де - $W = \frac{\pi n}{30}$ – кутова швидкість ведучого валу;

$n = 200\frac{об.}{хв.}$ - частота обертів провідного валу у хв.

$$W = \frac{3.14 \times 200}{30} = 20.93\frac{рад.}{с.}$$

Здійснимо розрахунки переміщення S_1, швидкості U і прискорення j бойка, після чого зведемо значення в таблицю. Розрахунки для кута $\beta = 0 \div 180^o$ із кроком $\Delta\beta$

$$S_R = R^{'}\left[(1 - cos\,\beta) + \frac{\lambda^{'}}{2} sin^2\,\beta\right]$$

$$U = RW\left(\sin\beta + \frac{\lambda'}{2}\sin 2\beta\right)$$

$$j = RW^2(\cos\beta + \lambda'\cos 2\beta)$$

При $\beta = 0$

$$S_R = 19 \times \left[(1-1) + \frac{0.084}{2} \times 0\right] = 0\text{мм}$$

$$U = 19 \times 20.93\left(\sin 0^0 + \frac{0.084}{2} \times \sin\times 2 \times 0\right) = 0\frac{мм}{с}$$

$$j = 19 \times 20.93(\cos 0^o + 0.084 \times \cos 2 \times 0) = 9022.4\frac{мм}{с^2}$$

При $\beta = 10^o$

$$S_R = 19\left[(1-\cos 1\,0^o) + \frac{0.084}{2} \times \sin^2 1\,0\right] = 0.313мм$$

$$U = 19 \times 20.93\left(\sin 1\,0^o + \frac{0.084}{2}\sin 2 \times 10^o\right) = 74.7\frac{мм}{с}$$

$$j = 19 \times 20.93^2(\cos 1\,0^o + 0.084 \times \cos 2 \times 10) = 8853\frac{мм}{с^2}$$

При $\beta = 20^o$

$$S_R = 19[(1-\cos 2\,0^o) + 0.042\sin^2 2\,0^o] = 1.24мм$$

$$U = 397.67(\sin 2\,0^o + 0.042\sin\times 2 \times 20^o) = 146.7\frac{мм}{с}$$

$$j = 8323.2(\cos 3\,0^o + 0.084\cos\times 2 \times 30^o) = 7557.4\frac{мм}{с^2}$$

При $\beta = 40^o$

$$S_R = 19[(1-\cos 4\,0^o) + 0.042\sin^2 4\,0^0] = 4.77мм$$

$$U = 397.67(\sin 4\,0 + 0.042\sin\times 2 \times 40^o) = 272\frac{мм}{с}$$

$$j = 8323.2(\cos 4\,0^o + 0.084\cos\times 2 \times 40^o) = 6497\frac{мм}{с^2}$$

При$\beta = 50^o$

$$S_R = 19[(1 - cos\,5\,0^o) + 0.042\,sin^2\,5\,0^o] = 7.2мм$$
$$U = 397.67(sin\,5\,0^o + 0.042\,sin\times 2 \times 50^o) = 321\frac{мм}{с}$$
$$j = 8323.2(cos\,5\,0^o + 0.084\,cos\times 2 \times 50^o) = 5228.7\frac{мм}{с^2}$$

При $\beta = 60^0$

$$S_R = 19[(1 - cos\,6\,0^o) + 0.042\,sin^2\,6\,0^o] = 10.1мм$$
$$U = 397.67(sin\,6\,0^o + 0.042\,sin\times 2 \times 60^o) = 358.7\frac{мм}{с}$$
$$j = 8323.2(cos\,6\,0^o + 0.084\,cos\times 2 \times 60^o) = 3812\frac{мм}{с^2}$$

При$\beta = 70^o$

$$S_R = 19[(1 - cos\,7\,0^o) + 0.042\,sin^2\,7\,0^o] = 13.2мм$$
$$U = 397.67(sin\,7\,0^o + 0.042\,sin\times 2 \times 70^o) = 384.3\frac{мм}{с}j$$
$$= 8323.2(cos\,7\,0^o + 0.084\,cos\times 2 \times 70^o) = 2311\frac{мм}{с^2}$$

При $\beta = 80^o$

$$S_R = 19[(1 - cos\,8\,0^o) + 0.042\,sin^2\,8\,0^o] = 16.4мм$$
$$U = 397.67(sin\,8\,0^o + 0.042\,sin\times 2 \times 80^o) = 397.2\frac{мм}{с}j$$
$$= 8323.2(cos\,8\,0^o + 0.084\,cos\times 2 \times 80^o) = 788\frac{мм}{с^2}$$

При $\beta = 90^o$

$$S_R = 19[(1 - cos\,9\,0^o) + 0.042\,sin^2\,9\,0^o] = 19.8мм$$
$$U = 397.67(sin\,9\,0^o + 0.042\,sin\times 2 \times 90^o) = 397.67\frac{мм}{с}j$$
$$= 8323.2(cos\,9\,0^o + 0.084\,cos\times 2 \times 90^o) == -700\frac{мм}{с^2}$$

При $\beta = 100^o$

$$S_R = 19[(1 - cos\,1\,00^o) + 0.042\,sin^2\,1\,00^o] = 23мм$$

$$U = 397.67(sin\,1\,00^o + 0.042\,sin\times 2 \times 100^o) = 386\frac{мм}{c}j$$

$$= 8323.2(cos\,1\,00^o + 0.084\,cos\times 2 \times 100^o) = -2102\frac{мм}{c^2}$$

При $\beta = 110^o$

$$S_R = 19[(1 - cos\,1\,10^o) + 0.042\,sin^2\,1\,10^o] = 26.2мм$$

$$U = 397.67(sin\,1\,10^o + 0.042\,sin\times 2 \times 110^o) = 363\frac{мм}{c}j$$

$$= 8323.2(cos\,1\,10^o + 0.084\,cos\times 2 \times 110^o) = -3382\frac{мм}{c^2}$$

При $\beta = 120^o$

$$S_R = 19[(1 - cos\,1\,20^o) + 0.042\,sin^2\,1\,20^o] = 29.1мм$$

$$U = 397.67(sin\,1\,20^o + 0.042\,sin\times 2 \times 120^o) = 29.1\frac{мм}{c}j$$

$$= 8323.2(cos\,1\,20^o + 0.084\,cos\times 2 \times 120^o) = -4511\frac{мм}{c^2}$$

При $\beta = 130^o$

$$S_R = 19[(1 - cos\,1\,30^o) + 0.042\,sin^2\,1\,30^o] = 31.7мм$$

$$U = 397.67(sin\,1\,30^o + 0.042\,sin\times 2 \times 130^o) = 288\frac{мм}{c}$$

$$j = 8323.2(cos\,1\,30^o + 0.084\,cos\times 2 \times 130^o) = -5471.5\frac{мм}{c^2}$$

При $\beta = 140^o$

$$S_R = 19[(1 - cos\,1\,40^o) + 0.042\,sin^2\,1\,40^o] = 33.9мм$$

$$U = 397.67(sin\,1\,40^o + 0.042\,sin\times 2 \times 140^o) = 239.2\frac{\text{мм}}{\text{с}}j$$

$$= 8323.2(cos\,1\,40^o + 0.084\,cos\times 2 \times 140^o) = -6254.2\frac{мм}{с^2}$$

При $\beta = 150^o$

$$S_R = 19[(1 - cos\,1\,50^o) + 0.042\,sin^2\,1\,50^o] = 35.6мм$$

$$U = 397.67(sin\,1\,50^o + 0.042\,sin\times 2 \times 150^o) = 184.3\frac{\text{мм}}{\text{с}}j$$

$$= 8323.2(cos\,1\,50^o + 0.084\,cos\times 2 \times 150^o) = -6858.3\frac{мм}{с^2}$$

При $\beta = 160^o$

$$S_R = 19[(1 - cos\,1\,60^o) + 0.042\,sin^2\,1\,60^o] = 36.6мм$$

$$U = 397.67(sin\,1\,60^o + 0.042\,sin\times 2 \times 160^o) = 121.\frac{\text{мм}}{\text{с}}j$$

$$= 8323.2(cos\,1\,60^o + 0.084\,cos\times 2 \times 160^o) = -7285\frac{мм}{с^2}$$

При $\beta = 170^o$

$$S_R = 19[(1 - cos\,1\,70^o) + 0.042\,sin^2\,1\,70^o] = 37.7мм$$

$$U = 397.67(sin\,1\,70^o + 0.042\,sin\times 2 \times 170^o) = 63.3.\frac{\text{мм}}{\text{с}}j$$

$$= 8323.2(cos\,1\,70^o + 0.084\,cos\times 2 \times 170^o) = -7539\frac{мм}{с^2}$$

При $\beta = 180^o$

$$S_R = 19[(1 - cos\,1\,80^o) + 0.042\,sin^2\,1\,80^o] = 38мм$$

$$U = 397.67(sin\,1\,80^o + 0.042\,sin\times 2 \times 180^o) = 0.\frac{\text{мм}}{\text{с}}j$$

$$= 8323.2(cos\,1\,80^o + 0.084\,cos\times 2 \times 180^o) = -7624\frac{мм}{с^2}$$

Отримані значення зведемо в таблицю.

Таблиця 2.1 - Кінематичні параметри РКМ – 1000

β^o	Переміщення S мм	Швидкість $U_1 \frac{мм}{с}$	Прискорення $j_1 \frac{мм}{с^2}$
0	0	0	9022,4
10	0,31	74,7	8853
20	1,24	146,7	8357
30	2,75	213,3	7557,4
40	4,77	272	6497
50	7,2	321	5228,7
60	10,1	358,7	3812
70	13,2	384,3	2311
80	16,4	397,2	788
90	19,8	397,6	-700
100	23	386	-2102
110	26,2	363	-3382
120	29,1	330	-4511
130	31,7	288	-5471,5
140	33,9	239,2	-6858,3
150	35,6	184,3	-7285
160	36,7	121,5	-7285
170	37,7	63,3	-7539
180	38	0	-7624

2.2.Силовий розрахунки й умови міцності

2.2.1 Головний виконавчий механізм.

Головний ексцентриковий вал є однієї з деталей машини, що сприймає в першу чергу всі перевантаження.

Визначення допускних зусиль на бойку машини робимо на підставі розрахунків на міцність валів.

Азотовані газом ексцентрикові вали ексцентрично розташовані в корпусах переміщення. Опорними місцями є сталеві втулки, покриті бронзою, які, крім того, мають ще шар бабіту для поліпшення властивостей обкатування.

Наведене плече складається з двох складових:

$$m_k = m_k^u + m_k^{\mu} ; \tag{2.5}$$

Обертовий момент для ідеального механізму, при відсутній сили тертя, миттєвий баланс потужності у точці приведення становить:

$$M_{\text{кр}}^{\text{ид}} \cdot W = PdU , \tag{2.6}$$

де $M_{\text{кр}}^{\text{ид}}$ – обертовий момент на валу,

W – кутова швидкість валу,

Pd – зусилля на бойку машини,

U – швидкість переміщення робочого інструмента.

Перетворимо формулу для визначення обертового моменту:

$$M_{\text{кр}}^{\text{ид}} = Pd\frac{U}{W} ; \tag{2.7}$$

Значення U визначається:

$$U = WR\left(sin\,\alpha + \frac{\lambda}{2}\,sin\,2\alpha\right); \qquad (2.8)$$

Тоді:

$$M_{\text{кр}}^{\text{ид}} = Pd\frac{WR}{W}\left(sin\,\alpha + \frac{\lambda}{2}\,sin\,2\alpha\right) = PdR\,\left(sin\,\alpha + \frac{\lambda}{2}\,sin\,2\alpha\right); \qquad (2.9)$$

Звідси, $M_{\text{кр}}^{\text{ид}} = R\left(sin\,\alpha + \frac{\lambda}{2}\,sin\,2\alpha\right)$ – ідеальне приведене плече.

У реальному механізмі необхідний також обертовий момент для подолання сил тертя.

Потужність тертя:

$$N_{\text{тр}} = \sum M_{\text{тр}}W_i + \sum P_{\text{i}}U_{\text{i}} = \sum Pd\mu r_{\text{i}}W + \sum P_r\mu U_{\text{i}}; \qquad (2.10)$$

Знайдемо наведене плече тертя для пари кулісний камінь – шатун, шатун – направляючі шатуна.

Наведене плече тертя пари кулісний камінь – шатун, мм:

$$m_k^{\mu(\text{к}-\text{ш})} = \frac{M_{\text{кр}}^{\text{к}-\text{ш}}}{Pd}; \qquad (2.11)$$

де μ = 0,04 – коефіцієнт тертя, що прийнятий для рідких змазок, Pd = 10 МН – максимальне зусилля деформування.

Також:

$$M_{\text{кр}}^{\text{к}-\text{ш}} = TR_a = \mu PdR\,, \qquad (2.11)$$

де $M_{\text{кр}}^{\text{к}-\text{ш}}$ – момент необхідний для подолання сил тертя в парі куліса-шатун.

$$m_k^{\mu(\text{к}-\text{ш})} = \frac{\mu PdR}{Pd} = \mu R = 0{,}04 \cdot 19 = 0{,}76\,, \qquad (2.12)$$

де R = 19 мм – ексцентриситет валу;

Приведене плече сил тертя m_k^{μ} приймаємо незалежним від кута повороту кривошипа, будучи віднесеним до α=0, що призводить до незначного завищення результатів у межах потрібної точності розрахунків (2÷3%).

$$m_k^{\mu} = \mu[(1+U)\,r_a + R + r_0]\,; \qquad (2.13)$$

Кінцева формула наведеного плеча:

$$m_k = R\left(sin\alpha + \frac{\lambda}{2}\,sin2\alpha\right) + \mu[(1+U)\,r_a + R + r_0]\,, \qquad (2.14)$$

$$m_k = 19\left(sin20 + \frac{0{,}084}{2}\,sin2*20\right) + 0{,}04[(1+146{,}7)0{,}5 + 19 + 0{,}45] = 10{,}76\,,$$

де r_a = 500 мм – радіус шатунної (кулісної) шейки валу, r_0 = 450 – радіус корінної шейки валу.

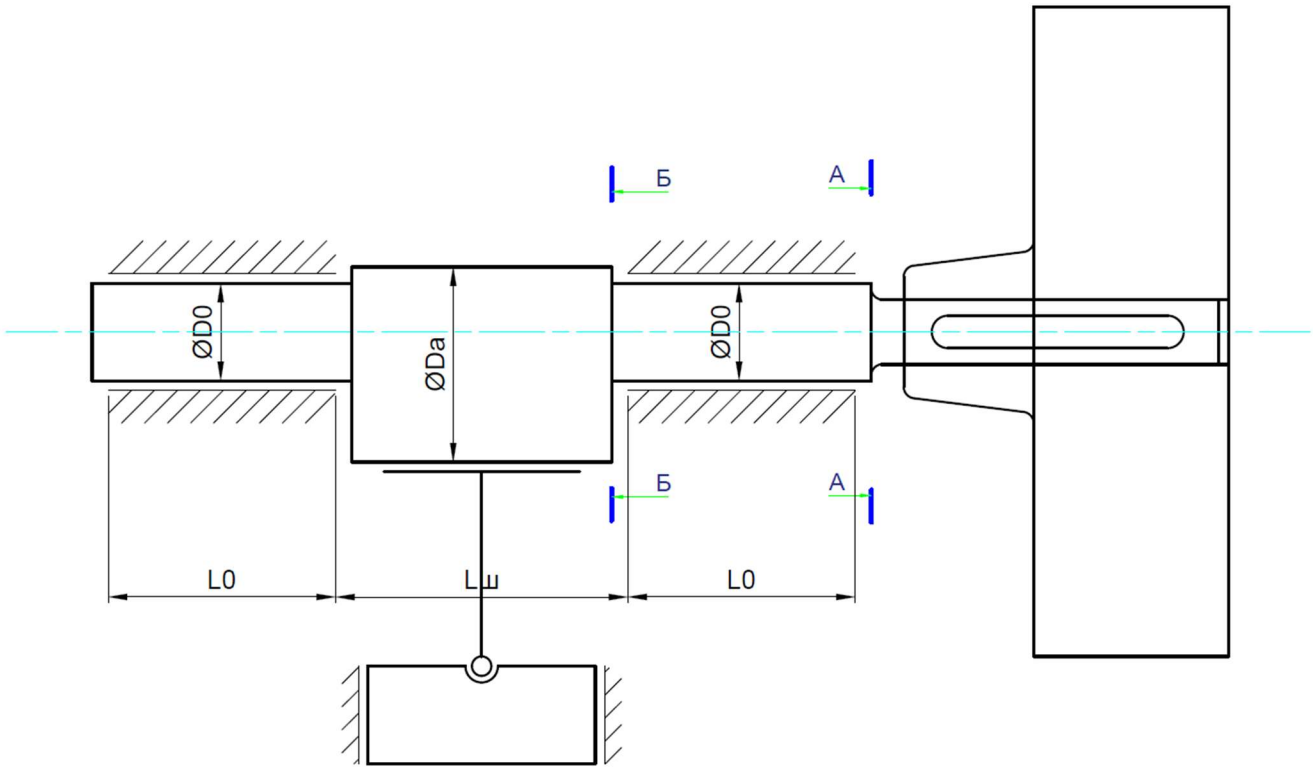


Рис.2.2 - Розрахункова схема головного виконавчого механізму

Переріз А-А

$$P_D = \frac{0{,}2d_1^3 G_{-1U}}{nk_e\sqrt{\Phi_G^A \cdot 4C^2 l_1^2 + \Phi_\tau^A \cdot m_K^2}}, \quad (2.15)$$

де G_{-1U} = 400 МПа – межа витривалості матеріалу при згинанні, для сталі 40ХН;

d_1 = 380 мм – діаметр валу у перерізі А-А;

n = 1,8 – коефіцієнт запасу міцності для відповідальних машин;

k_e = 1 – коефіцієнт еквівалентності завантаження;

Φ_G = 3 – коефіцієнт, який залежить від конструкції валу для конфігурації з шпонковим пазом;

Φ_τ = 8,8 – коефіцієнт, що залежить від конструкції валу, для перерізу зі шпонковим пазом;

m_k – наведене плече обертового моменту.

$$C = \frac{G_M}{Pd_{max}}, \quad (2.16)$$

де C – відношення ваги маховика до максимального технологічного зусилля, звідси:

$$G_M = V_{\rho g} = \frac{\pi(D^2 - d^2)H}{4} \cdot \rho \cdot g, \quad (2.17)$$

де D = 1,2 м – зовнішній діаметр маховика;

d = 0,36 м – внутрішній діаметр маховика;

H = 0,275 м – приблизна висота маховика;

ρ = 7,85 тон/м^3 – щільність сталі;

g = 9,81 м/с^2 – прискорення вільного падіння.

Тоді:

$$G_M = \frac{3{,}14(1{,}2^2 - 0{,}36^2)\cdot 0{,}275}{4} \cdot 7850 \cdot 9{,}81 = 21{,}8 \text{ кН},$$

$$C = \frac{0{,}0216}{10} = 2{,}16 \cdot 10^{-3},$$

Ширина опорної частини шатунної шейки $l_ш$ = 0,5 м;

Довжина опорної частини валу l_0 = 0,31 м;

Конструктивний розмір l_1 = 0,62 м;

Діаметр корінної шейки d_0 = 0,450 м;

Діаметр шатунної шейки d_a = 0,5 м;

$$P_D = \frac{0{,}2\cdot 0{,}38^3\cdot 400\cdot 10^6}{1{,}8\cdot 1\sqrt{3\cdot 4(2{,}6\cdot 10^{-3})^2\cdot 0{,}62^2 + 8{,}8\cdot 9{,}32^2}} = 88{,}2 \text{ кН},$$

При m_K = 9,32 мм (α = 20°)

Переріз Б-Б

$$P_D = \frac{0{,}1\cdot d_0^3\cdot G_{-1u}}{nk_e\sqrt{\Phi_G^B\cdot U_U^2 + \Phi_\tau^B(0{,}5\cdot m_K + 0{,}085\cdot d_0)^2}}, \qquad (2.18)$$

де $Ф_G$ = 3,5 – коефіцієнт, який залежить від конструкції валу для перерізу Б-Б при r/d=0,6,

$Ф_\tau$ = 5 – коефіцієнт, що залежить від конструкції валу для перерізу Б-Б при r/d = 0,6,

U = 50 мм – параметр конструктивних розмірів.

Тоді:

$$P_D = \frac{0{,}1\cdot 0{,}450^3\cdot 400\cdot 10^6}{1{,}8\cdot 1\sqrt{3{,}5\cdot 50^2 + 5(0{,}5\cdot 9{,}32 + 0{,}085\cdot 0{,}450)^2}} = 21{,}512 \text{ кН},$$

При m_K = 9,32 мм (α = 20°)

Перевірочний розрахунок свідчить про те, що ГВМ машини виконаний з запасом міцності.

2.2.2 Перевірочний розрахунок зубчастої передачі

Передача крутного моменту від головного електродвигуна на напівмуфту, яка одночасно є зубчастим колесом, здійснюється зубчастою передачею. У свою чергу напівмуфта передає крутний момент на хрестоподібну муфту вхідну в рухливий зв'язок із другою напівмуфтою, яка одночасно є маховиком і нерухомо з'єднана з кінцевою ділянкою ексцентрикового валу.

Зробимо перевірочні розрахунки зубчастої передачі на контактну витривалість івтомну міцності зубів на вигин.

Вихідні дані:

Шестірня	Колесо
Число обертів	
$n_1 = 750$хв $^{-1}$	$n = 200хв^{-1}$
Модуль	
$m = 16$	$m = 16$
Число зубів	
$z_1 = 20$	$z_2 = 75$
Кут нахилу зубів	
$\beta = 15^o$	$\beta = 15^o$
Ділильний діаметр зубчастих коліс	
$d_1 = 331{,}28$мм	$d_2 = 1242{,}32мм$
Твердість	
58HRC, цементовано	600HV, азотовано газом

До зубчастого колеса й шестірні в місці їх контакту підведена форсунка для змазування рідким маслом.

Зубчасте колесо входить у зачеплення з веденим колесом – колесом синхронізації роботи бойків машини.

Визначення припустимих контактних напружень

$$[G_M]_{1,2} = \frac{G_M^O lim_{1,2}}{S_{H1,2}} K_{HL\ .2} Z_R \quad (2.19)$$

де $G_{H\,lim\,1}^o = 23HRC = 23 \times 58 = 1334МПа$ - границя витривалості цементуемих сталей 18ХН8,

$G_{H\,lim\,2}^o = 1050МПа$ - границя витривалості азотуємих сталей 30ХНМ8,

$S_{H1,2} = 1{,}2$ - коефіцієнт безпеки,

$Z_R = 0{,}95$ - поправочний коефіцієнт від шорсткості; шорсткість даної передачі 7 клас.

Коефіцієнт довговічності

$$K_{HL1.2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1,2}}{N_{NE1,2}}} \quad (2.20)$$

де $N_{HO1,2} = 120 \times 10^6$ - базове число навантажень;

Еквівалентне число навантажень

$$N_{HE1,2} = N_{\sum 1,2} K_{HE} \quad (2.21)$$

Сумарна кількість навантажень

$$N_{\sum_2} = 60 \times c \times n_2 \times t_{\sum} \quad (2.22)$$

де з = 2 – кількість сполучених коліс;

$n_2 = 200хв^{-1}$ - число обертів колеса у хвилину;

Сумарний час роботи передачі

$$t_{\sum} = L \times 365 \times K_{год} \times 24 \times K_{сут} \quad (2.22)$$

де $L = 25років$ - термін служби машини;

$K_{год} = 1$ - коефіцієнт використання машини впродовж року;

$K_{сут} = 0{,}9$ - коефіцієнт використання машини впрдовж доби.

$$t_{\sum} = 25 \times 365 \times 1 \times 24 \times 0{,}9 = 197100 \text{ годин}$$

$$N_{\sum_2} = 60 \times 2 \times 200 \times 197100 = 4730{,}4 \times 10^6$$

$$N_{\sum_1} = 60 \times 1 \times 750 \times 197100 = 8868{,}7 \times 10^6$$

Коефіцієнт еквівалентності навантажень

$$K_{HF} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} ()^{\frac{m_h}{z}} \frac{t_i}{t_{\sum}} \right) \quad (2.23)$$

Приблизно приймаємо

$$N_{HE_1} = 8868{,}7 \times 10^6 \times 0{,}75 = 6651{,}5 \times 10^6$$

$$N_{HE_2} = 4730{,}4 \times 10^6 \times 0{,}75 = 3547{,}8 \times 10^6$$

$K_{HL_1} = \sqrt[6]{\frac{120 \times 10^6}{6651{,}5 \times 10^6}} < 1$, тому що ухвалюємо $K_{HL_1} = 1$

$K_{HL_2} = \sqrt[6]{\frac{120 \times 10^6}{3547{,}8 \times 10^6}} < 1$, тому що ухвалюємо $K_{HL_2} = 1$

$$[G_H]_1 = \frac{1050}{1{,}2} \times 1 \times 0{,}95 = 831{,}2 МПа$$

$$[G_H]_2 = \frac{1334}{1{,}2} \times 1 \times 0{,}95 = 1056 МПа$$

Максимальні контактні втомні напруження

$$[G_H]_{1max}$$

$$[G_H]_{2max}$$

Колова швидкість

$$U = \frac{\pi d_2 n_2}{60\times10^3} = \frac{3{,}14\times1{,}242\times200}{60\times10^3} = 13\frac{м}{с}$$

При $U > 3 м/с \rightarrow 7$ ступінь точності передачі.

Дійсні контактні напруги утоми знайдемо по наступній формулі.

$$G_{H_{1,2}} = Z_M Z_H Z_E \sqrt{\frac{F_t K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}}{b_{w_2} d_1} \frac{U+1}{U}} \leq [G_H]_{1,2} \qquad (2.24)$$

де $Z_M = 275 МПа^{1/2}$ - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів сполучених коліс;

$Z_H = 1{,}77\cos\beta = 1{,}77\cos 15^o = 1{,}71$ - коефіцієнт, що враховує форму сполучених поверхонь зубів у полосі зачеплення;

$Z_E = \sqrt{\frac{1}{E_\alpha}}$ - коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній;

$E_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right)\right]\cos\beta = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{20} + \frac{1}{75}\right)\right]\cos 15^o = 1{,}62$ -

коефіцієнт торцевого перекриття;

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{1{,}62}} = 0{,}785$$

$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2N/W_2}{d}$ - колова сила Н, без обліку втрат на тертя;

$W_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3{,}14\times200}{30} = 20{,}93 с^{-1}$ - кутова швидкість колеса;

$N = 630 кВт$ - потужність головного двигуна;

$$F_t = \frac{2\times630/20{,}93}{1{,}242} = 48{,}47 кН$$

$K_{HL} = 1{,}08$ - коефіцієнт розподілу навантаження між зубами;

$K_{H\beta} = 1{,}1$ - коефіцієнт розподілу навантаження по ширині зубчастого вінця;

$K_{HV} = 1{,}06$ - коефіцієнт динамічного навантаження;

$b_{w_2} = 170мм$ - ширина зубчастого колеса;

$d_1 = 331{,}28мм$ - тривалий діаметр шестірні;

$U = 3{,}75$ - передаточне число.

$$G_H = 275 \times 1{,}71 \times 0{,}785 \sqrt{\frac{48470 \times 1{,}08 \times 1{,}1 \times 1{,}06}{170 \times 331{,}12} \frac{3{,}75 + 1}{3{,}75}} = 431{,}4МПа$$

що менше допустимих напружень найменше із шестірні й колеса

$$([G_H]_1 = 831{,}2МПа)$$

Розрахунки на контактну міцність при дії пікових навантажень:

$$GH^{Hmax} \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_{max}}}_{Hmax} \tag{2.25}$$

де $T_{пик} = 2T_{max}$ - пікові навантаження привода.

$$G_{H\max} = 431{,}4\sqrt{\frac{2T_{\max}}{T_{\max}}} = 610МПа < 1800МПа = [G_H]_{\max}$$

Умова виконується.

Визначаємо втомні напруження, що допускаються за умови вигину

$$[G_F]_{1,2} = \frac{G^o_{F\,lim}}{S_{F\,FL1,2\,FC}} \tag{2.26}$$

де $S_F = 1{,}75$ - коефіцієнт запасу міцності при ймовірності руйнування 0,9;

$G^o_{F\,lim}$ - границя витривалості на вигин;

$G^o_{F\,lim_1} = 650 МПа$ - границя витривалості на вигин;

$K_{FC} = 1$ - коефіцієнт, що враховує напрямок навантаження (однобічне навантаження);

$K_{FL} = \sqrt[M_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$ - коефіцієнт довговічності;

$N_{FO} = 4 \times 10^6$ - базова кількість навантажень;

$m_F = 9$ - показник кривої утоми на вигин при H<HB350;

Еквівалентне число навантажень;

$$N_{FE_{1,2}} = N_{\sum_{1,2}} K_{FE} \qquad (2.27)$$

Коефіцієнт еквівалентності

$$K_{FE} = \sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} ()^{m_F} \frac{t_i}{t_\sum} \right) \qquad (2.28)$$

$$N_{FE_1} = 6651.5 \times 10^6$$

$$N_{FE_2} = 3547.8 \times 10^6$$

$$K_{FL_1} = \sqrt{\frac{4 \times 10^6}{6651.5 \times 10^6}} < 1 \text{ те } K_{FL_1} = 1$$

$$K_{FL_2} = \sqrt{\frac{4 \times 10^6}{3547.8 \times 10^6}} < 1 \text{ те } K_{FL_1} = 1$$

$$[G_F]_1 = \frac{650}{1.75} \times 1 \times 1 = 371.4 МПа$$

$$[G_F]_2 = \frac{600}{1.75} \times 1 \times 1 = 343. МПа$$

максимальна напруження вигину, що допускається

$[G_F]_{max_1} = 2.5HV = 2.5 \times 600 = 1500 МПа$;

$[G_F]_{max_2} = 1200МПа$;

Дійсні втомні напруження вигину

$$G_{F_{1.2}} = Y_{F_{1.2}} Y_\beta Y_E \frac{F_t K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}}{b_{w_2} m} \leq [G_F]_{1.2} \qquad (2.29)$$

Y_F - коефіцієнт форми зуба;

$Y_{F_1} = 4.0 при \beta = 15^o, Z_V = Z/cos^3 \quad \beta = 20/cos^3 \quad 15^o = 22.2$;

$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^o} = 1 - \frac{15^o}{140^o} = 0.89$ - коефіцієнт нахилу зуба;

$Y_E = \frac{1}{E_\alpha} = \frac{1}{1.62} = 0.617$ - коефіцієнт, що враховує перекриття зубів;

$K_{F\alpha} = 1.07$ при 7 ступені точності;

$K_{F\beta} = 1.18$;

$K_{FV} = 1.06$;

$m = 16мм.$ - модуль зачеплення.

$$G_{F_1} = 4.0 \times 0.89 \times 0.617 \frac{48470 \times 1.07 \times 1.18 \times 1.06}{170 \times 16} = 32.3МПа < 371.4МПа = [G_F]_1$$

Дійсні напруження менше допустимих для шестірні.

Дійсні напруження вигину для колеса

$$G_{F_2} = G_{F_1} \frac{Y_{F_2}}{Y_{F_1}} < [G_F]_2 \qquad (2.30)$$

$$Y_{F_2} = 3.6 \text{ при } \beta = 15^o; Z_2 = 75, X_2 = 0$$

$$G_{F_2} = 52.3 \frac{3.6}{4.0} = 47МПа < 343МПа = [G_F]_2$$

Умови виконуються.

Розрахунки зубів на вигин при дії пікових навантажень

$$G_{F_{1.2}{}^{\max}} = G_{F_{1.2}} \frac{T_{пик}}{T_{\max}} < [G_F]_{1.2\max}$$

де $T_{пик} = 2T_{max}$ - пікове навантаження привода машини по крутному моменту.

$$GF_{1_{max_{F_{1max}}}}$$

$$GF_{2_{max_{F_{2max}}}}$$

Умови виконується по всіх проведених перевірочних розрахунках.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ПРОЦЕСІВ В ПРИВОДІ РАДІАЛЬНО-КУВАЛЬНОЇ МАШИНИ

3.1 Побудова математичної моделі приводу РКМ-100

З технічної літератури, присвяченої дослідженню динаміки приводів машин, відомо, що побудова розрахункової схеми базується на підставі, що механічна частина приводу може бути замінена фізичною моделлю, що складається з дискретних мас, з'єднаних між собою пружними ланками.

При складанні фізичної моделі реальних механізмів і машин основним є обґрунтований вибір мінімальної кількості зосереджених мас , маючи на увазі, що їх збільшення призводить до ускладнення математичного розв'язання даної моделі. Вивчення впливу динамічного навантаження необхідно, наприклад, для оцінювання довговічності роботи за критерієм зношування, але з початку треба з'ясувати який вплив чинять динамічні зусилля в математичній моделі.

Прийнявши до уваги особливості кінематичної схеми радіально-кувальної машини, найбільш доцільним буде представлення розрахункової схеми у вигляді системи, що розгалужена на чотири гілки, що відповідають чотирьом важелям машини, через які йде перетворення обертального руху у траєкторію руху робочих бойків.

Для аналітичного дослідження динамічних процесів в приводі РКМ пропонується її динамічна модель, представлена на рис. 3.2.

Визначення приведених інерційних мас, параметрів жорсткості і приведених навантажень для розрахункової схеми проводиться за одним алгоритмом шляхом приведення всіх ланок приводу до швидкохідного валу.

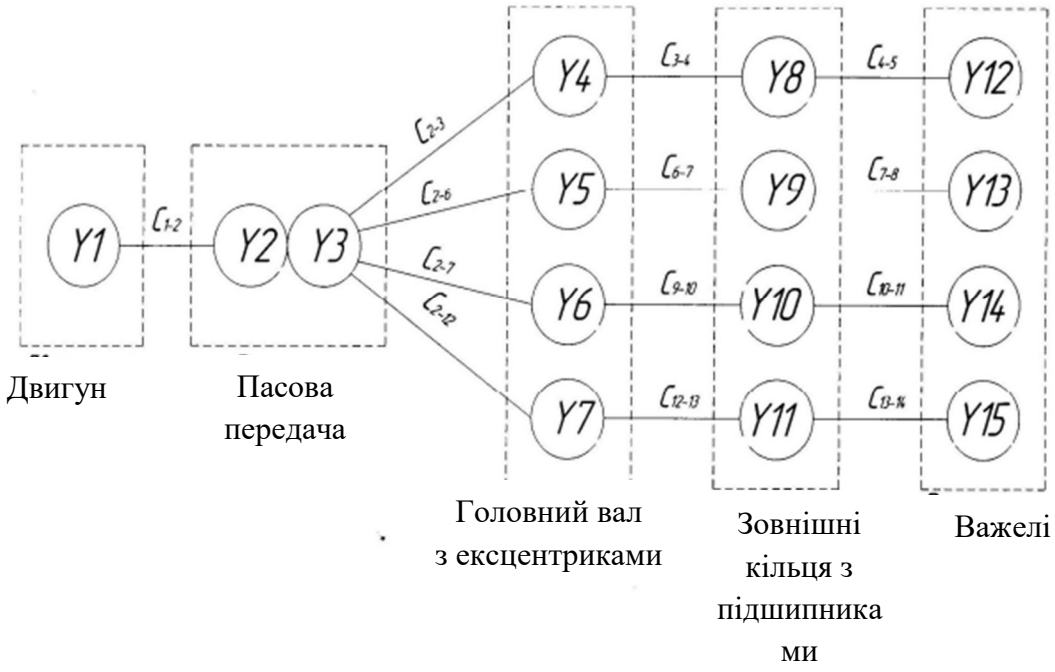


Рисунок 3.1 - Приведена динамічна модель приводу РКМ-100: Уі – момент інерції елементу приводу,кНмс^2, Сі – коефіцієнт жорсткості елементі приводу,кНм/рад .

Інерційні маси *j* маси на *i* валу елементів системи , приведених до *к* – го валу :

$$\left(Y_j\right)^k = \left(Y_j\right)^i \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_k}\right)^2 = \left(Y_j\right)^i \cdot u^2, \tag{3.1}$$

де $\omega_к$ -кутова швидкість к-го валу;

ω_j – кутова швидкість і -го валу;

u – передаточне число.

Приведені коефіцієнти жорсткості:

$$\left(C_j\right)^k = \left(C_j\right)^i \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_k}\right)^2 = \left(C_j\right)^i \cdot u^2, \tag{3.2}$$

Приведені моменти:

$$\left(M_j\right)^k = \left(M_j\right)^i \cdot \left(\frac{\omega_i}{\omega_k}\right)^2 = \left(M_j\right)^i \cdot u^2, \tag{3.3}$$

Після приведення всіх ланок приводу до валу двигуна отримаємо систему диференційних рівнянь руху мас, яка описує динамічні процеси в приводній лінії машини без врахування згасання коливань.

З огляду складності розрахунків, розв'язок системи диференційних рівнянь можна проводити за допомогою системи математичного пакету MathCAD, при цьому система складається з 13 диференційних рівнянь.

Фактично, розрахункова приведена модель являє собою чотири взаємо пов'язані гілки системи, розрахунок яких треба проводити сумісно з метою врахування взаємного впливу ланок системи один на одного і на саму систему в цілому.

На підставі цього прийнято рішення врахувати взаємний вплив ланок на етапі приведення і скласти систему диференційних рівнянь таким чином, щоб розрахункова програма прораховувала їх послідовно, при цьому скоротилась кількість самих диференційних рівнянь.

Етап приведення виглядає наступним чином:

$$
\begin{aligned}
&Y_1 = Y1;\\
&Y_2 = Y2\cdot\left(\frac{\omega_1}{\omega_1}\right)^2 + Y3\cdot\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 = Y2 + Y3\cdot u_1{}^2;\\
&Y_3 = Y4\cdot\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + Y5\cdot\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + Y6\cdot\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 +\\
&+Y7\cdot\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 = (Y4 + Y5 + Y6 + Y7)\cdot u_1{}^2;\\
&Y_4 = Y8\cdot\left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 + Y9\cdot\left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 +\\
&+Y10\cdot\left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 + Y11\cdot\left(\frac{\omega_3}{\omega_1}\right)^2 =\\
&= (Y8 + Y9 + Y10 + Y11)\cdot u_2{}^2;
\end{aligned}
\tag{3.4}
$$

Продовження:

$$Y_5 = \left[m \cdot \left(\frac{V_1}{\omega_1} \right)^2 + Y12 \cdot \left(\frac{V_1}{Rp1 \cdot \omega_1} \right)^2 \right] +$$
$$+ \left[m \cdot \left(\frac{V_2}{\omega_1} \right)^2 + Y13 \cdot \left(\frac{V_2}{Rp2 \cdot \omega_1} \right)^2 \right] +$$
$$+ \left[m \cdot \left(\frac{V_3}{\omega_1} \right)^2 + Y14 \cdot \left(\frac{V_3}{Rp3 \cdot \omega_1} \right)^2 \right] +$$
$$+ \left[m \cdot \left(\frac{V_4}{\omega_1} \right)^2 + Y15 \cdot \left(\frac{V_4}{Rp4 \cdot \omega_1} \right)^2 \right],$$

де V_1, V_2, V3, V_4 – лінійні швидкості підйому підп’ятників, м/с;

R - відстань від осі обертання важеля до точки прикладань зусиль кування, м;

M – маса важеля, кг;

Rp_1, Rp_2, Rp_3, Rp_4 – відстані від осі обертання важеля до поверхні контакту з підп’ятком.

Розрахункова схема важеля представлена на рис.3.2.

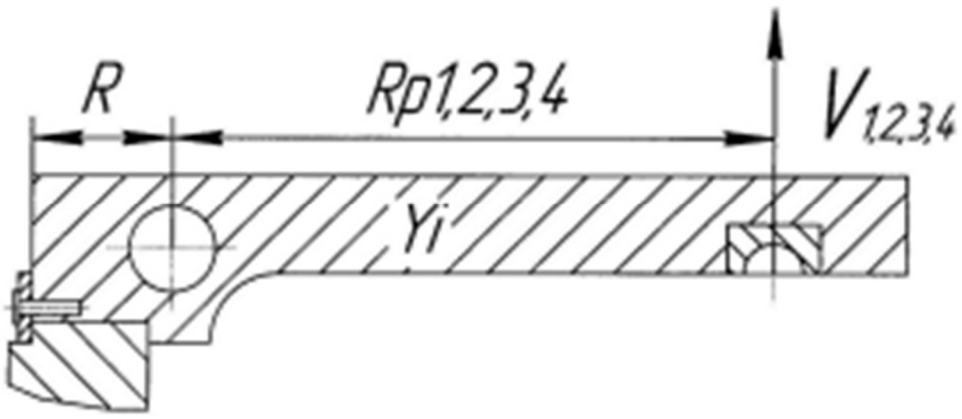


Рисунок 3.2 – розрахункова схема важеля

Лінійна швидкість підйому підп’ятників визначається за залежністю:

$$V = \omega \cdot e \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \left[1 + \frac{\cos(\omega \cdot t)}{\sqrt{\left(\frac{\mathrm{Re}}{e} \right)^2 - \sin^2(\omega \cdot t)}} \right], \quad (3.5)$$

де ω - кутова швидкість головного валу, рад/с;

е – ексцентриситет головного валу, м;

Re – відстань від осі обертання головного валу до поверхні контакту відповідного сферичного підп'ятника і важеля, м.

Система диференційних рівнянь руху мас, яка описує динамічні процеси в приводній лінії без врахування згасання коливань згідно розрахункової схеми прийме вид:

$$
\begin{aligned}
Y_1 \cdot \frac{d^2}{d\tau^2}\Phi_1 &= M_1 - C_{12} \cdot (\Phi_1 - \Phi_2);\\
Y_2 \cdot \frac{d^2}{d\tau^2}\Phi_2 &= C_{12} \cdot (\Phi_1 - \Phi_2) - C_{23} \cdot (\Phi_2 - \Phi_3);\\
Y_3 \cdot \frac{d^2}{d\tau^2}\Phi_3 &= C_{23} \cdot (\Phi_2 - \Phi_3) - C_{34} \cdot (\Phi_3 - \Phi_4);\\
Y_4 \cdot \frac{d^2}{d\tau^2}\Phi_4 &= C_{34} \cdot (\Phi_3 - \Phi_4) - C_{45} \cdot (\Phi_4 - \Phi_5);\\
Y_5 \cdot \frac{d^2}{d\tau^2}\Phi_5 &= C_{45} \cdot (\Phi_4 - \Phi_5) - M_3,
\end{aligned}
\qquad (3.6)
$$

де $У_1 \ldots У_i$ – приведені моменти інерції мас приводу, кНмс^2;

$Ф_1 \ldots Ф_i$ - кути повороту цих мас при коливанні, рад;

C_{12}, C_{23}, C_{43}, C_{32}, C_{45} – приведені жорсткості ділянок;

M_1, M_3 – зовнішні моменти, прикладені до відповідних мас системи, кНм;

τ - час, с.

Отримані математичні залежності в більш зручному вигляді можно представити у вигляді моментів сил пружності:

$$\frac{d^2}{d\tau^2}M_{12}=\frac{M_1}{Y_1}\cdot C_{12}-C_{12}\times$$
$$\times\frac{Y_1+Y_2}{Y_1\cdot Y_2}\cdot M_{12}+\frac{C_{12}}{Y_2}\cdot M_{23};$$
$$\frac{d^2}{d\tau^2}M_{23}=\frac{C_{23}}{Y_2}M_{12}-C_{23}\times$$
$$\times\frac{Y_2+Y_3}{Y_3\cdot Y_2}\cdot M_{23}+\frac{C_{23}}{Y_3}\cdot M_{34};$$
$$\frac{d^2}{d\tau^2}M_{34}=\frac{C_{34}}{Y_2}M_{12}-C_{34}\times$$
$$\times\frac{Y_3+Y_4}{Y_3\cdot Y_4}\cdot M_{34}+\frac{C_{34}}{Y_4}\cdot M_{45};$$
$$\frac{d^2}{d\tau^2}M_{45}=\frac{M_3}{Y_5}\cdot C_{45}+$$
$$+\frac{C_{45}}{Y_4}M_{34}-C_{45}\cdot\frac{Y_4+Y_5}{Y_4\cdot Y_5}\cdot M_{45},\qquad(3.7)$$

де $M_{ij}=C_{ij}\cdot\left(\Phi_i-\Phi_j\right)$ - моменти сил пружності на лінії передачі між і та j ділянками.

Як бачимо, при розгляданні сумісного впливу усіх вхідних в розрахунок величин на стадії приведення значно спрощує розрахунок. Суттєва зміна кількості рівнянь не впливає на кінцевий результат розрахунку і враховує вплив всіх мас приводної лінії.

Розроблена математична модель динамічного навантаження ланок радіально-кувальної машини дозволяє оцінити характер динамічного навантаження , що підвищить роботоспроможність приводу шляхом вибору раціональних параметрів ланок , які забезпечать найменший рівень динамічних навантажень без втрати жорсткості приводної лінії машини.

3.2 Експериментальні дослідження динамічних процесів в приводі РКМ-100

Конструктивно механічна частина приводу радіально-кувальної машини є складною системою пов'язаних мас, що рухаються з різними швидкостями

обертально і зворотно-поступально. При навантаженні елементи системи: вали, опори, сполучні муфти, зубчасті зачеплення тощо, деформуються.

Машина призначена для перетворення електричної енергії на енергію удару. Двигун, споживаючи зовнішню енергію з мережі, перетворює її на кінетичну енергію обертання передавального пристрою. Енергія передається від двигуна до виконавчого органу через шестерні. Під час робочого ходу виконавчого пристрою відбувається накопичення кінетичної енергії в тілі, і в момент удару вся накопичена енергія перетворюється на енергію удару пластичної деформації.

Для аналізу енергетичних та механічних процесів, що протікають у приводних електродвигунах радіально-кувальної машини, використовувався комп'ютеризований комплекс для діагностики електричних машин (КДЕМ). Були зняті осцилограми лінійних струмів статора і ротора, лінійних напруг статорів двигунів у режимі пуску та в робочих циклах при куванні заготовок різних марок сталі та різної маси. Також для прив'язки часу відслідковувався тиск у системі розведення молотів.

Використовувалася Т-подібна схема заміщення АТ [1], показана на рис. 3.3

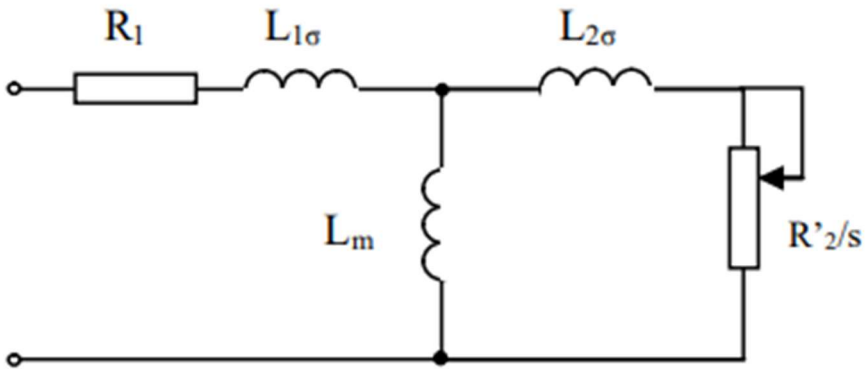


Рисунок 3.1 – Т-подібна схема заміщення асинхронного двигуна

За даними пусків двигунів було визначено параметри схем заміщення (табл.3.1) приводних електродвигунів.

Таблиця 3.1 - Результати ідентифікації приводних двигунів

Параметр	Позначення	Розмірність	Д1	Д2
Активний опір статора	R1	Ом	0,412	0,62
Активний опір статора ротора (приведений к статору)	R2	Ом	1,405	1,15
Індуктивність розсіювання статора	L1σ	Гн	0,041	0,05
Індуктивність розсіювання ротора (приведена к статору)	L2σ	Гн	0,025	0,015
Головна взаємна індуктивність	L_m	Гн	0,7	0,92
Приведений момент інерції	J	кгм^2	216	216

При дослідженні електричних параметрів двигунів було отримано такі криві. На рис.2 показані осцилограми струмів статорів приводних двигунів Д1 і Д2, їх лінійна напруга та тиск у гідравлічній системі розведення молотів. За відсутності датчика швидкості на валу електродвигуна швидкість визначалася непрямим чином по сигналах струму і напруги статора, розрахунок спирався на дискретну модель [2].

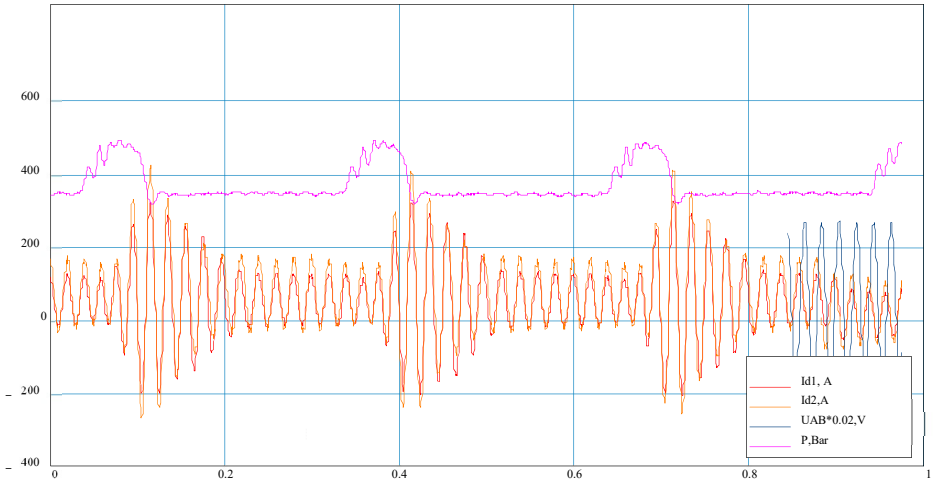


Рисунок 3.3 – Осцилограма знятих кривих у процесі роботи агрегату

На рис.3.4 показаний результат непрямого визначення швидкостей під час одного удару.

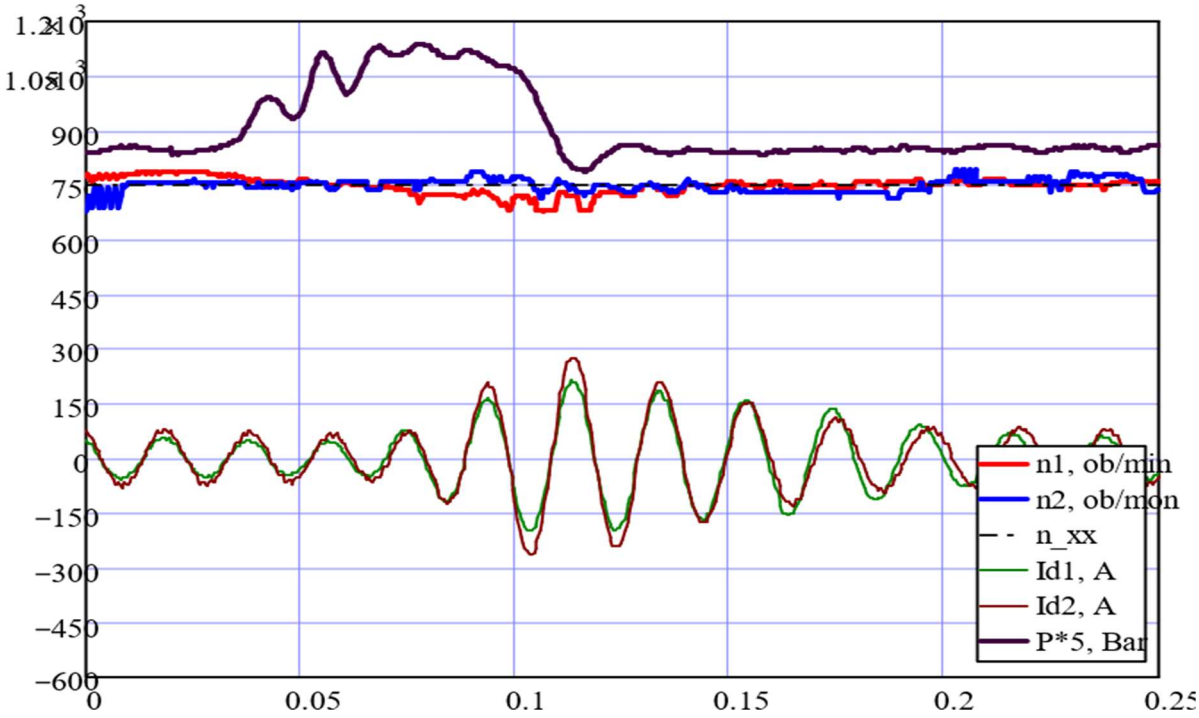


Рисунок 3.4 – Швидкості двигунів Д1 та Д2

Аналіз кривих швидкостей електродвигунів показує, що:

- у системі присутні несинхронні коливання швидкостей один щодо одного;
- у ході удару двигуни обертаються з різними швидкостями.

Використовуючи дані швидкості, були визначені електромагнітні моменти, що розвиваються електродвигунами. Електромагнітні моменти двигунів Д1, Д2 та струми їх статорів у ході кування 2-х тонної заготовки марки Х12В (три послідовні удари) представлені на рис. 3.5.

З графіків електромагнітних моментів випливає:

- навантаження прикладається до двигунів нерівномірно;
- пікові значення моментів припадають на двигун Д2;
- Наявність високочастотних коливань моменту амплітудою близько 42 кНм (~5 Мн), частотою 70 - 100 Гц на двигуні Д2.

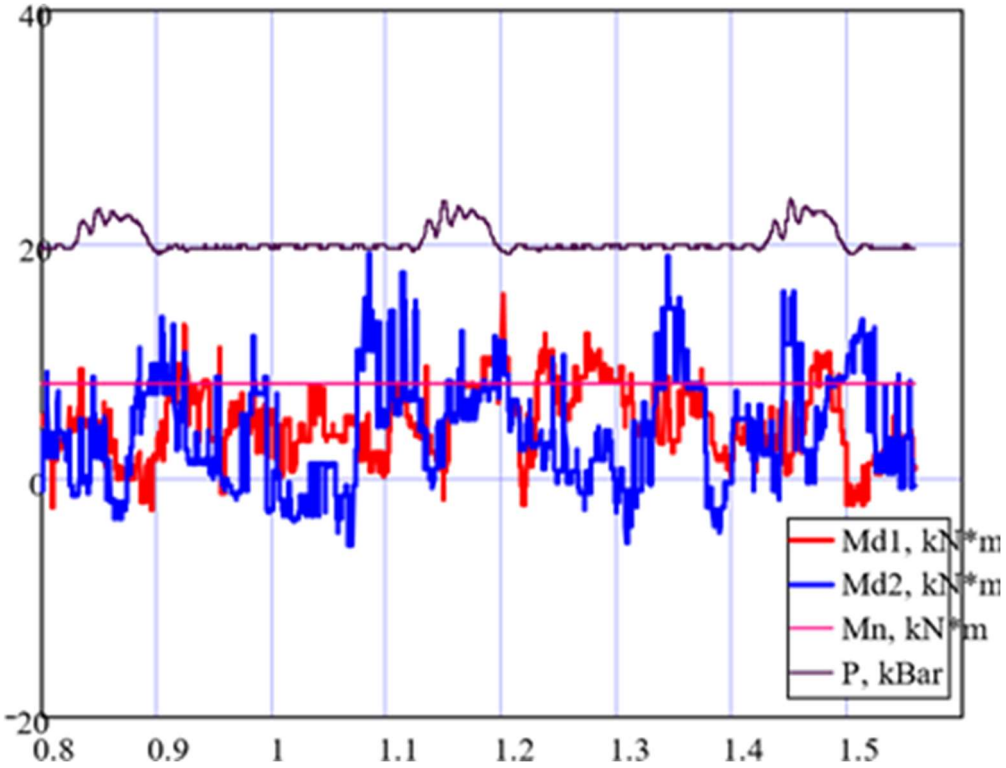


Рисунок 3.5 - Механічні характеристики двигунів Д1 та Д2

Високочастотні коливання моментів мають непостійну амплітуду, яка збільшується зі зростанням еквівалентного навантаження. Ці коливання присутні незалежно від характеристик металу, що обробляється, і етапу його обробки. Наявність таких коливань негативно позначається на міцності втоми металу.

У момент кування двигун Д2 сприймає навантаження першим. При цьому момент, що розвивається двигуном Д2 вище, ніж у двигуна Д1. Так, за розрахунками в піковий момент:

Знаючи момент, що розвивається двигуном та швидкість, були побудовані механічні характеристики (рис.3.6).

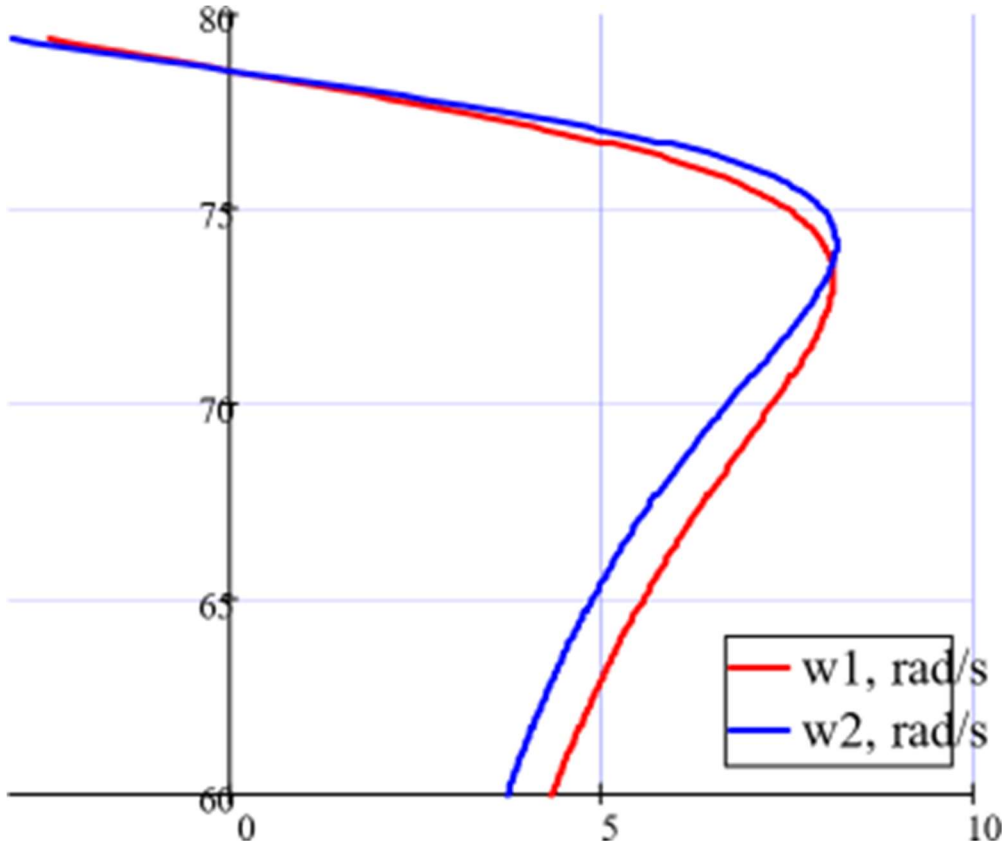


Рисунок 3.6 – Механічні характеристики двигунів Д1 та Д2

З аналізу графіків, зображених на рис. 5 видно, що коефіцієнт жорсткості механічної характеристики двигуна Д2 більше, ніж двигуна Д1. У реалії реалії, правий і лівий кувальний блок агрегату пов'язані між собою валом синхронізації, тому в системі постійно присутня неузгодженість як за швидкістю, так і по моменту: чи двигун Д1 намагатиметься наздогнати двигун Д2, чи двигун Д2 буде створювати більший момент. Постійне коливання швидкості та моменту двигуна у граничних значеннях призводить до виникнення додаткових динамічних навантажень частотою 70-100 Гц.

Відмінність у механічних характеристиках обумовлена неоднаковістю електричних параметрів двигунів. З табл. 3.1 видно, що параметри двигунів Д1 та Д2 відрізняються один від одного.

Для зменшення коливань навантажень та швидкостей двигунів пропонується вирівняти механічні характеристики. Для цього необхідно змінити нахил механічної характеристики двигуна Д2: зробити її м'якшою, шляхом введення додаткового опору в ланцюг ротора.

При визначенні додаткового опору передбачається, що двигуни повинні розвивати половину необхідного навантаження [3]. Після введення додаткового опору в ланцюг ротора механічні характеристики набули вигляду, представленого на рис. 3.7.

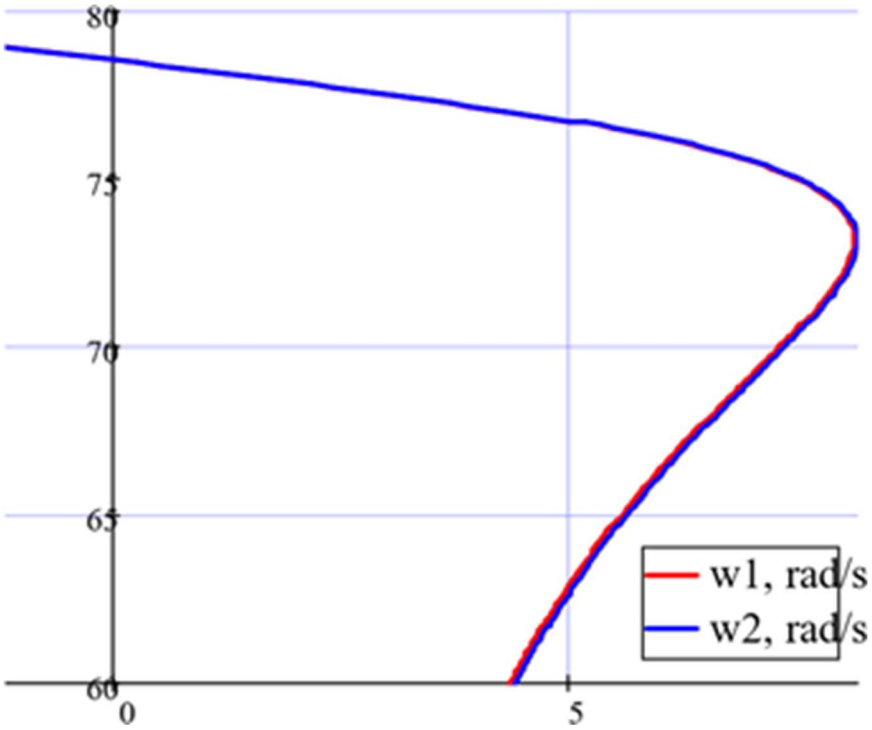


Рисунок 3.7 – Механічні характеристики двигунів

Таким чином встановлено, що причиною аварійних виходів з ладу приводних електродвигунів з поломкою та скручуванням їх валів є високочастотні коливання моменту амплітудою близько 42 кНм (~5 Мн), частотою 70 - 100 Гц, що прикладається до валу Д2. Під впливом навантажень виникають великі зони пластичності, у яких виникають залишкові деформації. Після розвантаження валу, на пластичнодеформований матеріал з боку навколишнього пружного середовища, діють стискаючі напруження.

Наступні процеси навантаження сприяю зростанню залишкових напружень до значень, при яких починається розтріскування матеріалу. Стомлені тріщини, що утворюються, сприяють збільшенню інтенсивності напружень у матеріалі. Зі зростанням напруги і збільшенням навантаження збільшується швидкість поширення тріщин.

Причиною наявності високочастотних коливань стало відмінність механічних показників двигунів.

Для вирівнювання жорсткостей механічних характеристик необхідно ввести в ланцюг ротора двигуна Д2 додатковий опір. Це спричинить зменшення коливань навантажень на двигунах.

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Сутність охорони праці

Розвиток техніки та удосконалення технологій, зріст рівня механізації та автоматизації виробництва, впровадження новітніх досягнень науки складають реальні передумови для припинення важких некваліфікованих робіт, покращення умов та збагачення змісту праці, забезпечення безпеки.

Це можливо лише тоді, коли людина працює у сприятливих умовах, що сприяють розвитку її здібностей та забезпечують високий рівень продуктивності праці. Крім того, під час роботи, людина не повинна захворіти або отримати травму.

Усіма заходами, що забезпечують безпечні умови праці, займається «охорона праці». Охорона праці виявляє та досліджує можливі причини нещасних випадків на виробництві, професійних захворювань, аварій, вибухів, пожеж; та розробляє систему заходів та вимог для усунення, зазначених, причин і створення безпечних та сприятливих умов для праці людини. При цьому, поряд з величезним соціальним ефектом досягається й певний економічний ефект.

Охорона праці – це система законодавчих актів та відповідних їм соціально-економічних, гігієнічних, технічних та організаційних заходів, що забезпечують безпеку, збереження здоров’я, працездатності людини у робочому процесі.

Загальні причини охорони праці знайшли своє відображення у всіх важливих законодавчих актах України. Відповідно до Конституції України, кожен має право на безпечні та нешкідливі умови праці.

Норми, які забезпечують безпеку праці, заходи для встановлення або зменшенню впливу на працівників шкідливих факторів, визначаються певними нормативними актами.

Головне місце у нормативно-технічній документації про охорону праці займають державні нормативні акти з охорони праці (ДНАОП), що є комплексом взаємопов’язаних стандартів.

Нормативно-технічну документацію складають: санітарні норми (СН), будівельні норми та правила (БН; БП), галузеві стандарти та стандарти підприємств з охорони праці, та інші правила та інструкції.

Мета охорони праці – звести до мінімуму ймовірність нещасного випадку або захворювання працівника, з одночасним забезпеченням комфортних умов при максимальній продуктивності праці.

Законодавчо-правовими актами України з охорони праці та навколишнього середовища є: Конституція України, Закон України «Основи законодавства України про охорону здоров'я», Закон України «Про охорону праці», Кодекс законів про працю України, Закон України «Про охорону навколишнього природного середовища», тощо. Тому, придатними для реалізації можуть вважатися лише ті проекти промислових підприємств, енергосистем, окремих установок, верстатів, агрегатів, апаратів в приладів, що передбачають усунення небезпечних факторів, зведення до мінімуму можливих травм та професійних захворювань.

Складність поставлених перед охороною праці задач у тому, що потребується використання досягнень та висновків багатьох наукових дисциплін, прямо чи опосередковано пов’язаних з задачами створення здорових та безпечних умов праці. Передусім, це відноситься до соціально-правових наук, що розглядають правові гарантії працюючих, а, також, до досліджень в області наукової організації праці, технічної естетики, ергономіки, соціальної та інженерної психології.

При розробці способів забезпечення безпечних умов експлуатації машин, апаратів та іншого обладнання, охорона праці базується на висновках механічних наук, використовуючи їх дані в інженерних рішеннях. Це дозволяє запобігти нещасним випадкам та професійним захворюванням.

Так як головним об’єктом праці є людина в процесі праці, то при розробці вимог виробничої санітарії, використовуються результати дослідження певних медичних та біологічних дисциплін (гігієни праці, фізіології та психології праці, промислової токсикології тощо). Питання з охорони праці також пов’язані з розробкою заходів щодо запобігання вибухів та пожеж.

4.2 Стан виробничого середовища в ковальсько-штампувальному цеху

Безпека життєдіяльності є аспектом екології ковальсько-штампувального виробництва.

Техніку безпеки КШП слід розглядати як один з розділів екології КШП.

Вочевидь, чим вище рівень теплової, технологічної, речовинної, структурної, інформаційної ентропії, ентропії організації та управління, ентропії знань, духовної ентропії, тим нижче рівень техніки безпеки та охорони праці конкретного виробництва, тим більше з’явиться причин для аварій, нещасних випадків.

Санітарно-гігієнічні умови праці в цехах КШП характеризуються певними негативними проявленнями: наявністю у повітрі шкідливих речовин, високими тепловиділеннями, шумом, вібраціями, високим рівнем електронапруги та напругою магнітних полів.

Концентрація пилоподібних часток окалини та графіту, що здуваються стиснутим повітрям з поверхні матриць, штампів та поковок, в повітрі робочої зони складає 3,9-4,1; за процесами може досягати 22-138 мг/м. Концентрація продуктів згоряння змащувальних матеріалів досягає 9-12, формальдегіду до 0,4-0,6 мг/м^3. в стічних водах міститься 0,4-1,0 г/л зважених речовин 0,01-0,06 г/л масла; температура стічних вод 30-40ºС.

Виділення токсичних газів від нагрівальних печей в молотових прольотах досягає 3-7 г CO, при спалюванні 1 кг природного газу; 2,5 г SO2 при спалюванні 1 кг мазуту; в цех потрапляє до 10% загальної кількості шкідливих речовин, що

виділяються при згорянні палива. Відповідно до ГОСТ 12.1.005-85 загальні гігієнічні вимоги до повітря робочої зони вміст шкідливих речовин не повинні перевищувати гранично допустимі концепції (ГДК).

У ковальсько-штампувальних і пресових цехах виявлені висока температура повітря (34-36ºС), інтенсивне інфрачервоне випромінювання. Інтенсивність опромінення на робочих місцях становить біля нагрівальних печей, пресів і молотів 1,4-2,1; у місцях складування заготовок, пультів управління кабін кранівників 1,0-1,95; на робочих місцях при нагріванні металу на високочастотних установках 0,14-0,3 кВт/м^2.

Рівні шуму на робочих місцях у механічних процесах складають 100-110, у гідравлічних процесах для листової штамповки – 106, у важких кувальних і штампувальних молотів 110-120 дБ. Нормативним документом, що регламентує рівні шуму на робочих місцях, є ГОСТ 12.1.003-83 ССБТ «Шум. Загальні вимоги безпеки». Знизити рівень на робочих місцях при штамповці на 14 дБ можна за рахунок встановлення на пресах скошених штампів замість прямих.

Амплітуда коливання шабота молота досягає 7-8, фундаменту молота 0,56-0,08, жорсткого фундаменту молота 12 мм. Амплітуда коливань ґрунту в залежності від відстані до джерела коливань становить:

$$A = A_0\sqrt{-\beta(r - r_0)} \qquad (4.1)$$

де A_0 - амплітуда коливань ґрунту в точках, розташованих на відстані

r_0- радіус описаного кола через крайні точки фундаменту джерела;

r - задана відстань для визначення А;

β - коефіцієнт поглинання хвиль ґрунтом (коливається від 0,001 до 0,1м$^{-1}$ в залежності від виду ґрунту).

Загальний час впливу вібрації на людину залежить від кількості ударів, що наносяться в зміну. Число ударів пневматичного молота в хвилину становить 6-10; штампувальні молоти наносять 3000 - 5500 ударів в зміну. Молот звичайної

конструкції зі співвідношенням зіткнених мас, рівним 25, встановлений на дубову подушку, має власну частоту коливань 14-17 Гц; тривалість безпосередньо удару знаходиться в інтервалі 0,0008 - 0,01 с. Нормативні вимоги з вібрації містяться в ГОСТ 12.1.012-78 ССБТ «Вібрація. Загальні вимоги». Для захисту працюючих від вібрації, встановлюють віброізольовані фундаменти.

4.3 Вимоги до обладнання цехів КШП

Успішна робота цехів КШП, сучасних металургійних підприємств, їх основного і допоміжного обладнання, комунікацій, очисних споруд багато в чому залежить від правильності і сучасності дій персоналу. Створене нами штучне середовище проживання – техносфера, включає технологічне, підйомно-транспортне, нагрівальне, допоміжне обладнання і становить єдину взаємопов'язану систему. Спроможну стати джерелом аварії, нещасних випадків.

Виробничі, адміністративні та побутові приміщення повинні відповідати Сн 245-71, СНіП 2.09, СНіП 2.04.05-91. Обсяг і площа приміщення повинні бути відділені від ділянок гарячих робіт і травильних відділень.

Важливим елементом виробничих приміщень є підлоги. Підлоги ковальських цехів відповідно до ГОСТ 12.3.026-81 і СНіП

П В-8-71 «Підлоги. Норми проектування »повинні бути зроблені з міцного матеріалу, стійкого до впливу нагрітого металу, окалини, вібрації і мати рівну поверхню. Рекомендуються наступні покриття підлог: бетонні плити на прошарку з цементно-піщаного розчину для складів металу і механізованих складів нарізаних заготовок; сталева штампована перфорована плитка на прошарку з дрібнозернистого бетону для механізованих складів нарізаних заготовок; чавунна й сталева штампована перфорована плитка на прошарку з дрібнозернистого бетону для ковальських ділянок об'ємного гарячого штампування, редагування, карбування, кування злитків, кування прокату,

пічних ділянок. У цехах листового штампування покриття підлог може бути дерев'яним або ксилолітових. Пристрій земляних підлог не допускається.

Виробниче обладнання повинно бути розміщено так, щоб створювалося мінімальне число зворотних і пересічних потоків. Відстані між одиницями обладнання, обладнанням і частинами будівель повинні прийматися в залежності від типу і потужності обладнання, розмірів продукції, що виготовляється і міжопераційного транспорту.

Службові, побутові і санітарно-побутові приміщення, приміщення охорони здоров'я, громадського харчування, культурного призначення, технічних служб, управління повинні знаходитися в торцях корпусів, в прибудовах до них або в окремих будівлях з критими переходами між корпусами. Розрахунок кількості і складу устаткування, розмірів площ проводиться за нормами СНіП 2.09.04-87 з урахуванням чисельності працюючих в найбільш численній зміні, в тому числі жінок.

Природне та штучне освітлення виробничих приміщень повинно відповідати вимогам СНіП 23.05-95. У цехах також необхідне аварійне освітлення. Світильники місцевого стаціонарного освітлення повинні живитися напругою не більше 42 В. Мостові крани повинні мати світильники для компенсації затемнення робочих місць. Очищення світильників повинне вироблятися регулярно – не менш ніж 2 рази на місяць, стеком ліхтарів і вікон виробничих приміщень -не рідше 4 разів на рік.

У цехах та на ділянках проведення ковальсько-пресових робіт, застосовують загально-обмінну припливно-витяжну і місцеву вентиляцію, а також систему кондиціонування повітря для підтримки в робочій зоні нормальних метеорологічних умов і очищення повітря від шкідливих виділень. Метеорологічні умови повинні відповідати ГОСТ 12.1.005-88 для важких (категорії III) та середньої важкості (категорії II) [16].

При загально-обмінній витяжній вентиляції з верхньої зони цеху, видалення повітря слід передбачати через ліхтарі, шахти або вентилятори з

мінімальною кількістю витяжних отворів. Подачу повітря в вентильованому приміщенні передбачають в теплий період на висоті 4 м від підлоги до низу вентиляційних отворів. Для покращення аерації в літню пору року з розрахунковою температурою зовнішнього повітря +25 ° С і вище, необхідно робити прорізи в стінах з розсувними шторами, що відкриваються; ширина отвору повинна бути не менше половини бічних стін, висота - 3 м від рівня підлоги.

Для опалення виробничих приміщень в холодну пору передбачається система повітряного опалення, поєднана з вентиляцією. Подача повітря, що не підігрівається в холодний період року, допускається при здійснення заходів, що запобігають безпосередній вплив холодного повітря на працюючих. Для захисту робочих місць від протягів в холодну пору року у вихідних дверей, воріт цеху, влаштовують опалювальні тамбури, теплові завіси тощо.

Для захисту від теплового випромінювання (якщо неможливо екранування) використовують повітряне душування з зосередженою подачею холодного повітря. Повітряне душування на робочих місцях здійснюється за допомогою пристрою, що має пристосування для регулювання напрямку і швидкості руху повітря від 2 до 5 м / с. У холодний період року, підігрівається, в теплий – охолоджується. У закриті кабани операторів мостових кранів, пультів управління і в кімнати відпочинку подають свіже очищене повітря або обладнують їх кондиціонерами.

4.4 Вимоги безпеки до виробничого обладнання

Вимоги безпеки зазначені в наступних стандартах: ГОСТ 12.02.017-86 «ССБТ. Обладнання ковальсько-пресове. Загальні вимоги безпеки», ГОСТ 12.02.017.1-89 «ССБТ. Автомати, напівавтомати ковальсько-пресові. Вимоги безпеки», ГОСТ 12.02.017.2-89 «ССБТ. Молоти. Вимоги безпеки», ГОСТ 12.02.017.3-90 «ССБТ. Машини правильні. Вимоги безпеки», ГОСТ 12.3.026-81

«ССБТ. Роботи ковальсько-пресові. Вимоги безпеки», ОСТ 1.42310-86 «ССБТ. Порядок розробки, узгодження та затвердження інструкцій з охорони труду. Загальні вимоги», «Штампування листове гаряче. Загальні вимоги безпеки», ОСТ 1.42328-86 «ССБТ. Штампування листове гаряче з нагрівом заготівок в електропечах. Загальні вимоги безпеки», ОСТ 1.42329-86 «ССБТ. Штампування листове гаряче з радіаційним нагрівом. Загальні вимоги безпеки», ОСТ 1.42330-86 «ССБТ. Штампування листове гаряче з електроконтактним нагрівом. Спеціальні вимоги безпеки», ОСТ 1.42331-86 «ССБТ. Штампування листове гаряче ізотермічне. Спеціальні вимоги безпеки», ОСТ 1.42332-86 «ССБТ. Штампування листове гаряче газо-компресійне. Спеціальні вимоги безпеки».

Ковальсько-пресове обладнання. Загальні вимоги. З метою безпеки роботи, необхідно на даному обладнанні виробляти тільки ті операції, для яких воно призначене. Станини і зовнішні виступаючі частини обладнання не повинні мати гострих кутів і задирок; рухомі і обертові частини (зовнішні зубчасті, фрикційні, шатунні, кривошипні і ремінні передачі, вали та ін.), розташовані на висоті менше 2 м від рівня підлоги і робочих майданчиків, необхідно забезпечувати суцільними або сітчастими огородженнями. Сторони осередків сітчастої огорожі повинні бути не більше 10 мм.

Огородження необхідно підвішувати на шарнірах. В окремих випадках допускається глухе підвішування (на болтах, шпильках тощо) за умови, що огорожу забезпечено вікном з шарнірною кришкою (дверцятами) для доступу до частин машини, що вимагають частого обслуговування. У всіх болтових з'єднаннях виробничого обладнання та штампах повинні бути пристосування проти само-викручування (контргайки, пружинні шайби, чеки, шплінти тощо).

Гідравлічні преси повинні забезпечуватися надійно діючими пристроями для утримання траверси в верхньому положенні при виконанні налагоджувальних і ремонтних робіт.

Конструкція і зміст пускових пристроїв (пускових кнопок, педалей, важелів ручного управління тощо), а також муфт включення і гальм повинні

забезпечувати швидке і надійне включення і виключення обладнання та виключати можливість випадкового або самовільного включення його на робочий хід. Конструкція і розташування аварійних вимикачів і кнопок дистанційного управління обладнанням та іншими пристроями повинні забезпечувати можливість користування ними з будь-якої робочої позиції. Усі пускові пристрої повинні мати написи, що вказують на призначення і застосування пускового пристрою.

Мережі гідроприводу (мультиплікаторів і ін.), трубопроводи, робочі гідравлічні циліндри, пристрої вантажних, гідравлічних і пневматичних акумуляторів, а також деталі механічного тиску (траверси, штампи) і всі їхні пристосування і кріплення повинні відповідати потужності і задовольняти вимоги технічних умов влаштування та утримання даного гідравлічного преса. Всі деталі преса і молота, що знаходяться під тиском пари, повітря і рідини, необхідно піддавати періодичним оглядам і випробуванням згідно з Правилами будови і безпечної експлуатації посудин, що працюють під тиском, затвердженим Держгіртехнагляд.

Для контролю тиску в кожному пресі і молоті, а також трубопроводах повинні ставитися манометри. Для поглинання гідравлічних ударів в пресах, трубопроводи до них повинні забезпечуватися запобіжними клапанами або іншими пристроями. Між насосним відділенням та пресами, що обслуговуються, повинна монтуватися світлова та звукова сигналізація, що блокується з пусковим пристроєм.

4.5 Вимоги техніки безпеки до ковальського інструменту

Ковальський інструмент повинен бути в комплекті і відповідати вимогам щодо форми, якості матеріалу та термічної обробки. Поновлення застосування виготовленого або відремонтованого інструменту та пристосувань допускається

тільки після приймання ОТК цеху. Інструмент, який несправний і не відповідає умовам роботи, підлягає негайному вилученню та заміні.

Вимірювальний інструмент і шаблони повинні мати такі розміри і форму, щоб при користуванні ними руки робочого перебували поза робочої зони обладнання. Рукоятки молотів, кувалд та іншого інструменту ударної дії повинні виготовлятися з сухого дерева твердих і в'язких порід (кизилу, горобини, граба та ін.), повинні бути прямими і овальної форми, вісь рукоятки – під прямим кутом у поздовжній вісі інструменту. Клини для зміцнення рукояток повинні виготовлятись з м'якої сталі з рискою «йорж», а рукоятки інструментів (сокир, накладок, розкаток і ін.) – з м'якої сталі, що не гартується [8].

4.6 Вимоги безпеки до непридатних матеріалів, організації, проведення робіт

Метал, що надходить в заготівельне відділення (на склади), укладають в стійкі штабелі висотою не більше 1,2 м (при відсутності упорів-стовпчиків), залишаючи проходи між штабелями не менше 1 м. Стійкість штабелів металу забезпечується установкою міцних металевих стійок. При використанні стійок і стелажів висота штабелів може бути збільшена на 2 м.

Сортовий та фасонний прокат повинен зберігатися в штабелях, ялинкових і стоїчних стелажах. Ялинкові стелажі можуть виконуватися (до 12 ярусів) односторонніми і двосторонніми. Висота укладання при зберіганні в ялинкових стелажах становить 4,5 м при використанні крана-штаблера. При зберіганні дрібних профілів з металу повинні застосовуватися спеціальні скоби шириною 1 м і висотою 0,5 м.

Поковки масою до 500 кг повинні зберігатися в спеціальній тарі. Тару допускається встановлювати в штабелях висотою до 4 м. Поковки масою понад 500 кг повинні зберігатися на підлозі в один ряд або в штабелях висотою до 2 м.

Відходи і окалину необхідно зберігати в спеціально відведеному місці з бетонною або металевою підлогою; прибирати їх рекомендується не рідше 1 разу на місяць. Місце зберігання відходів повинно бути огородженим суцільною металевою або залізобетонним огородженням висотою 0,5 м.

Ергономічні вимоги до робочих місць при виконанні робіт в положенні сидячи наведені в ГОСТ 12.2.032-78, а в положенні стоячи – в ГОСТ 12.2.033-78. Місце машиніста молота або преса має бути зручним для постійного спостереження за ходом робіт і огороджене від літаючої окалини і обрубків екраном. На робочих місцях у кувального обладнання повинні бути спеціальні пристосування для зберігання інструменту. Для запобігання травмуванню рук при штампуванні повинні бути передбачені зазори безпеки між рухомими частинами штампів. Щоб уникнути попадання рук в небезпечну зону між рухомими пуансоном і матрицею, штампи забезпечують нерухомими знімачами для видалення поковок і задирок, механізують ці операції. Застосовують дворуке управління пресами, рухомі та нерухомі огорожі, руко-відсторонителі тощо.

4.7 Навчання та інструктаж працівників

Кожен новоприйнятий або переведений на іншу роботу працівник повинен бути навчений і проінструктований адміністрацією на робочому місці про способи безпечного ведення робіт. Адміністрація може допустити робочого до самостійної роботи лише після засвоєння їм правил по техніці безпеки за професією. Повторний виробничий інструктаж робітників і перевірка знань з техніки безпеки повинні проводитися не рідше, ніж через кожні три місяці.

Адміністрацією ковальсько-штампувального цеху повинні бути розроблені інструкції з охорони праці для всіх видів робіт і затверджені спільно з профспілковим комітетом. Інструкції повинні видаватися на руки кожному робітникові. Крім того, основні витяги з інструкцій, написані великим шрифтом, повинні бути вивішені на робочому місці або оформлені окремими плакатами.

Адміністрація зобов'язана стежити за виконанням робітниками інструкцій з техніки безпеки та користуванням запобіжними пристосуваннями та засобами індивідуального захисту.

Технологічна карта на конкретну операцію повинна включати основні вказівки заходів безпеки, наприклад: спосіб подачі заготовок на бойок; спосіб знімання виробів і прибирання відходів; режим роботи машини «Самохід», «Разове включення» тощо.

Відповідальність за дотримання правил (ТБ) покладається на адміністрацію підприємств – на директора і головного інженера, начальників цехів і керівників окремих ділянок. Контроль за дотриманням правил ТБ здійснюють державні органи та інспекція.

Праце-галузеві профспілки, профспілкові комітети, комісії з охорони праці, винні у порушенні правил або, що не прийняли заходи до їх виконання, залучаються до відповідальності згідно з чинним законодавством.

4.8 Заходи для захисту від шумового навантаження

Одним з найістотніших шкідливих чинників є підвищені рівні шуму. Вплив шуму робить прямий вплив на здоров'я людини: викликає негативні зміни вегетативної, нервової та ендокринної систем. Це призводить до таких захворювань як: гіпертонія, виразкові та шкірні захворювання. У виробничому процесі підвищені рівні шуму призводять до зниження порога чутності, стомлюваності, ослаблення уваги, а також може призвести до травми.

Для захисту від шумових навантажень на організм людини, працівники повинні застосовувати спеціальні вставки у вуха, беруші, протишумні навушники.

Відповідно до «Санітарних нормам і правил щодо обмеження шуму на території та в приміщеннях виробничих підприємств» рівень звуку на робочих місцях не повинен перевищувати 85 дБ.

Таблиця 4.1 - Рівні звуку і звукового тиску по ГОСТ 12.1.003-83

Робочі	Средньогеометричні частоти октавних штаб, Гц								Рівні звука, ДБА
	3	25	50	00	000	000	000	000	
	Рівні звукового тиску, дБ								
Допустимі рівні	9	2	6	3	0	8	6	4	85
Фактичні рівні	5	7	2	8	5	3	1	9	79

4.9 Заходи для захисту від метеорологічних умов

Метеорологічні умови в цеху характеризуються атмосферним тиском, температурою, вологістю, швидкістю руху повітря і інтенсивністю теплового випромінювання.

Відносну вологість повітря приймають в межах 36-60% при температурі 18-20°С, рух повітря, має становити 0,1-0,2 м/с. При виконанні фізичної роботи температура повинна бути приблизно від 14 до 17°С. Температура в цеху повинна бути не більше ніж на 5°С вище температури зовнішнього повітря. Для створення нормальних метеорологічних умов необхідно зменшити тепловиділення, застосовувати аерацію цеху, застосовувати приточну обдувочну вентиляцію, застосовувати індивідуальні засоби захисту.

Допустимі норми температури, вологості і швидкості руху повітря на робочому місці представлені таблиці №4.2 згідно ГОСТ 12.1.005-88

Таблиця 4.2 - Метеорологічні умови в приміщенні цеху

Пора року	Швидкість повітря	Температура повітря, °С	Відносна вологість, %	Швидкість повітря, м/с
1	2	3	4	5
1	2	3	4	5
Холодний період	Середньої тяжкості	18-20	60-40	0,2
Теплий період	Середньої тяжкості	21-23	60-40	0,2

Таблиця 4.3 - Допустимі норми температури, вологості і швидкості руху повітря на робочому місці.

Категорія робітника	Температура повітря, °С	Відносна вологість, %	Швидкість повітря, м/с	Температура повітря на робочому місті, °С
Середньої тяжкості	17-23	75	0,1-0,3	13-24

4.10 Заходи щодо поліпшення освітленості

Освітлення в цеху здійснюється природним способом – через віконні прорізи, і штучним. Штучне освітлення комбіноване. Для загального освітлення використовуються газорозрядні лампи типу ДРЛ і ДЛ, для місцевого використовують світильники з непрозорими відбивачами.

Таблиця 4.4 - Норми освітленості робочих місць.

Характеристика робі	Розмір об'єкту відмінності, мм	Розряд зорових робіт	Освітлення	
			Комбіноване	Загальне
Висока точність	ОД-0,3	I	5000	400
Точна	0,5-1,0	III	3000	350
Малої точності	1-5	IV	350	150
Груба	Більш 5	V	100	100

4.11 Заходи для оздоровлення повітряного середовища

Для оздоровлення повітряного середовища спроектована система витяжної вентиляції. Проект вентиляції виконаний відповідно до СНіП 2.04.05-91 "Опалення, вентиляція и кондиціювання». При проектуванні враховувалися вимоги ГОСТу 12.1.005-88 «Загальні санітарно-гігієнічні вимоги до повітря робочої зони», СН245-71 «Санітарні норми проектування промислових підприємств». Для створення на ділянці санітарно-гігієнічних умов, що відповідають ГОСТ 12.1.005-88, на ділянці існують різні конструкції.

Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони в виробничому приміщенні представлені в таблиці 4.5.

Таблиця 4.5 - Гранично допустимі концентрації шкідливих речовин в повітрі робочої зони виробничих приміщень.

Найменування речовини	Фактична концентрація, мг/м^3	ПДК, мг/м	Клас небезпеки
Пари води	5	5	4
Пил сталі	6	6	4
Пари масла	5	5	4

4.12 Заходи з пожежної безпеки

Пожежна безпека забезпечується системою запобігання пожежі, системою пожежного захисту і заходами організаційного характеру.

До основних умов попередження пожежі відносяться: запобігання утворенню гарячого середовища і появи джерел запалювання.

Пожежний захист забезпечується застосуванням негорючих речовин, обмеженням кількості горючих речовин та ізоляцією гарячого середовища, а також запобіганням поширенню пожежі.

До організаційних заходів щодо забезпечення пожежної безпеки відносяться: пожежна охорона об'єкта, розробка і здійснення правил і норм пожежної безпеки, правил дотримання протипожежного режиму і встановлення заходів по ліквідації пожежі, що виникла.

Пожежі і вибухи відбуваються внаслідок таких основних причин:

- порушення нормального режиму технологічного процесу;

- несправності в роботі пристроїв для очищення, транспортування і споживання газу;

- неправильна експлуатація електромереж та електрообладнання;

- порушення елементарних вимог пожежної охорони.

Можливість звичайних пожеж невелика, так як в зв'язку з застосуванням високотемпературного технологічного процесу всі елементи будівель виконані з негорючих матеріалів.

З аналізу речовин і матеріалів, які застосовуються на виробництві, цех відноситься до пожежонебезпечної категорії «Д» відповідно до СНіП 2.09.02-85 «Норми проектування. Виробничі будівлі промислових підприємств ».

Ступінь вогнестійкості приведена в таблиці 4.6.

Таблиця 4.6 - Ступінь вогнестійкості будівель і споруд.

Загальні будівельні конструкції	Ступінь вогнестійкості - II	
	Група загоряння	Межа вогнестійкості
Несучі стіни і колони	Вогнетривкі	2,0 ч.
Плити, перегородки несучих конструкцій	Вогнетривкі	0,75 ч.
Внутрішні перегородки, сходові перегородки	Важко горючі	0,2 ч.
Бронтмаери	Важко горючі	2,5 ч.

Системи опалення проектують і експлуатують із додержанням відповідних заходів пожежної безпеки. В якості опалювальних приладів на підприємствах застосовують центральне (водяне, парове опалення), а також газове і електричне опалення.

Загоряння ізоляції проводки і виникнення короткого замикання може спричинити пожежу. До найбільш вірогідних причин перегріву проводів відносяться нагрівання проводів при проходженні струму надмірно великої величини і при виникненні великих місцевих опорів внаслідок неправильного влаштування електроустановок.

У складсько-господарських приміщеннях передбачаються наступні заходи щодо пожежної безпеки:

5 чітка організація зберігання матеріальних цінностей, забезпечення вільного доступу до всіх стелажів;

6 суворо дотримуватися правил сумісного зберігання матеріалів, хімікатів;

7 оснащення складів пожежною сигналізацією та засобами пожежогасіння;

8 поділ складів на відсіки з протипожежними стінами, за ознаками однорідності засобів пожежогасіння і можливістю спільного зберігання матеріалів.

Передбачається встановлення пожежної сигналізації на ділянках і в допоміжних приміщеннях. Установлюються з розрахунку 1 сповіщувач на 65 м^2 площі і замикаються на приймальну станцію пожежної сигналізації типу Т10Л-10/100.

Щоб попередити загоряння ізоляції і короткого замикання проводів, застосовують плавкі запобіжники або спеціальні, що відключають мережу при перевантаженні.

На особливу увагу заслуговує виконання вогненебезпечних робіт. Тимчасові вогненебезпечні роботи допускається проводити за письмовим дозволом адміністрації із зазначенням умов безпечного виконання таких робіт.

Це положення відноситься до електрозварювальних і газозварювальних робіт, промивки деталей при ремонті обладнання горючими розчинниками.

До основних засобів гасіння пожеж відносять: воду, водні емульсії , галоідовані вуглеводні, водяна пара, повітряно-механічного хімічну піну, інертні гази, вуглекислоту, галоідовані вуглеводні, стиснене повітря, сухі вогнегасні речовини.

На кувально-штампувальній ділянці встановлений пожарний щит. Комплект щита містить:

- Вогнезасник – 3 шт;
- Ящик з піском, 1 шт
- Ковдра розміром 2 м на 2 м, 1 шт;
- Гак, 3 шт;
- Лом, 2 шт;
- Сокира, 2 шт;

Паління дозволено тільки в спеціально відведених місцях, обладнаних урнами для недопалків і ємностями з водою. В цих місцях повинні бути присутні надписи «Місце для паління».

Із первинних засобів вогнегасіння найбільш ефективними і зручними в дії і надійними в роботі є вогнегасники (пінні хімічні, вуглекислотні, повітряно-пінні).

Вони призначені для тушіння невеликих пожеж і загоряння твердих і рідких речовин.

Також до первинних засобів пожарогасіння відносять сухий пісок, який використовують для тушіння невеликих вогнищ пожарів горючих рідин (мазут, соляра, різних мастил), електрокабелів, електропроводки та інші.

Гасіння піском виконується киданням його на горючу поверхню. Один раз в квартал пісок мають просіювати або перемішувати. Грудки і мусор повинні бути видалені.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ І РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Ознайомлення з особливостями роботи на радіально-кувальній машин показало, що для ротаційного обтиску характерне перервне або пульсуюче навантаження, при якому значно розширюються можливості пластичної обробки металу, але поряд із цим всі деталі та вузли зазнають дії значних знакозмінних напружень, що істотно впливає на стійкість та витривалість деталей та механізмів машини. Пікові навантаження в багатьох випадках сягають критичних значень і призводять до аварійних виходів з ладу приводних електродвигунів із поломкою та скручуванням їх валів.
2. На підставі наведеного огляду й аналізу технічної й патентної літератури встановлено, що для підвищення надійності роботи приводу РКМ необхідне дослідження механічних характеристик приводу і оцінка їх впливу на динамічні процеси.
3. Розроблена математична модель динамічного навантаження ланок радіально-кувальної машини дозволяє оцінити характер динамічного навантаження , що підвищить роботоспроможність приводу шляхом вибору раціональних параметрів ланок , які забезпечать найменший рівень динамічних навантажень без втрати жорсткості приводної лінії машини.
4. Встановлено, що причиною аварійних виходів з ладу приводних електродвигунів з поломкою та скручуванням їх валів є високочастотні коливання моменту амплітудою близько 42 кНм (~5 Мн), частотою 70 - 100 Гц, що прикладається до валу Д2. Наступні процеси навантаження сприяю зростанню залишкових напружень до значень, при яких починається розтріскування матеріалу. Зі зростанням напруги і збільшенням навантаження збільшується швидкість поширення тріщин.

5. Для вирівнювання жорсткостей механічних характеристик необхідно ввести в ланцюг ротора двигуна Д2 додатковий опір. Це спричинить зменшення коливань навантажень на двигунах. Отримані результати рекомендуються для ознайомлення і впровадження металургійними і машинобудівними підприємствами галузі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Боровик П. В. Розвиток методів чисельного моделювання процесів різання металу на дискових ножицях. Збірник наукових праць Донбаської державної машинобудівної академії. Алчевськ, 2006. – Вип. 22. – С. 166-172.
2. Виробництво прокату в листопрокатному цеху N 3 (стан 2000) АТ Новолипецький металургійний комбінат (АТ НЛМК). Технологічна інструкція ТІ 106-ПГЛ. 3-01-96. Липецьк, 1996, 71 с.
3. Білоусов А.Ф. та ін. Летючі ножиці з механізмом вирівнювання швидкостей ножів. Сталь, 1988, N 6, с. 54-56.
4. Пат. 104285 Україна, МПК B23D35/00. Ніж шевронний / Коваленко В.І., Барабаш А.В., Калашников А.А., та ін.; заявник і патентовласник ПАТ «Новокраматорський машинобудівний завод» – №201506097; заявл. 19.06.2015, опубл. 25.01.2016, Бюл №2
5. Куваєв В. М., Новодранова Н.О. Модель розрізання прокату барабанними летючими ножицями .Теория и практика металлургии. Днепр, 2017. –№ 1-2 (108- 109) – С. 67–70.
6. В.Д.Шейнкман і ін. Сучасні напрямки розвитку конструкцій летючих ножиць для різання жерсті. Збірник наукових праць ВНИИМЕТМАШ. Дослідження і вдосконалення процесів і машин для обробки прокату, М., 1990, с.107-108
7. Боровик П. В., Луценко В.А. Вибір апроксимації механічних властивостей при математичному моделюванні процесу гарячої різки на ножицях. Металургічні процеси і обладнання.– Донецьк, – 2011, – 2(24) – С. 5-9.
8. Боровік П. В. Теоретичні дослідження процесів обробки металів тиском на основі методу скінчених елементів: Навч. Посіб. Алчевськ: ДонДТУ, 2012. – 170 с.

9. Kuzmenko M. The choice of the rational structure model of intervals between rolling mills on continuous light-section rolling mill / O. Potap, O. Boyko, M. Kuzmenko, V. Dudkina // Metallurgical and Mining Industry. – 2015. – №1-2. – С. 117-119
10. Кузьменко М.Ю. Автоматичне управління режимом прокатки з натягом на основі зміни струму якоря двигунів приводів валків / М.Ю. Кузьменко, О.П. Єгоров, В.Б. Зворикін, О.І. Михальов // Системні технології. Регіональний міжвузівський збірник наукових праць. –2017. – Випуск 5 (112). – С. 108-118.
11. Кузьменко М.Ю. Вибір раціональної структури моделі міжклітьового проміжку дрібносортного безперервного прокатного стану / М.Ю. Кузьменко, О.Ю. Потап, О.А. Бойко, В.В. Дудкіна // «Теория и практика металлургии» №1-2, Дніпро, 2015. - с. 114-116.
12. Kuzmenko M. Optimization of setting process of continuous sheet rolling / Mikhail Kuzmenko, Volodymyr Egorov, Olexandr Egorov, Oleg Potap, Olexandr Kryachko, Volodymyr Kuvaev // «Metallurgical and Mining Industry» №6, Dnipro, 2016. – s.15-19
13. Experimental and numerical studies for the forming groove and separating groove design in slit rolling process / D. H. Na, S. H. Cho, Y. Lee // Journal of Mechanical Science and Technology, 2011/ – №25 (9). – P. 2439-2446
14. Кузьменко М.Ю. Дослідження налаштування листового стана за енергетичним критерієм на комп'ютерній моделі / М.Ю. Кузьменко, О.П. Єгоров, О.Ю. Потап, В.О. Кузюков, О.П. Крячко // Металлургическая и горнорудная промышленность. – 2017. –№2. –С. 83-81.
15. Патент на корисну модель №19194. Система автоматичного керування вирівнюванням прокату на холодильнику дрібносортного стана / Потап О.Ю., Єгоров О.П., Кузьменко М.Ю., Бешта О.С., Куваєв В.М., Політов І.В.; - № u201400580; Заяв. 21.01.2014; Опубл. 25.06.2014, Бюл. № 12.

16. Боровік П. В. Задача оптимізації профілювання фасонного ножа / П. В. Боровік // Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер. : Інноваційні технології та обладнання обробки матеріалів у машинобудуванні та металургії: зб. наук. пр. – Харків : НТУ "ХПІ", 2019. – № 12 (1337). – С. 15-19.
17. Пат. 63571 Україна, МПК B23D19/00. Дискові ножиці / Боровік П. В., Селезньов М.Є.; заявник і патентовласник Донбаський державний технічний університет. – №201103732; заявл. 28.03.11; опубл. 10.10.11, Бюл. №19.
18. Патент на винахід №107908. Спосіб управління розкроєм прокату на безперервному дрібносортному стані/ Потап О.Ю., Єгоров О.П., Кузьменко М.Ю., Бешта О.С., Куваєв В.М., Політов І.В.; - №a201406350; Заяв. 10.06.2014; Опубл. 25.02.2015, Бюл. № 4.
19. Патент на винахід №107536. Система автоматичного керування вирівнюванням прокату на холодильнику дрібносортного стана / Потап О.Ю., Єгоров О.П., Кузьменко М.Ю., Бешта О.С., Куваєв В.М., Політов І.В.; - №a201314423; Заяв. 09.12.2013; Опубл. 12.01.2015, Бюл. № 1
20. Пат. 72820 Україна, МПК B23D19/00. Спосіб розташування дискових ножиць в потоці прокатного стану / Боровік П. В., Селезньов М.Є.; заявник і патентовласник Донбаський державний технічний університет. – №201202702; заявл. 06.03.2012, опубл. 27.08.2012, Бюл №16.
21. Пат. 87339 Україна, МПК B23D19/00. Спосіб подачі листа в дискові ножиці гарячого різання / Боровік П. В., Селезньов М.Є.; заявник і патентовласник Донбаський державний технічний університет. – №201306139; заявл. 17.05.2013, опубл. 10.02.2014, Бюл №3.
22. Пат. 90094 Україна, МПК B23D35/00. Комплект ножів для поперечного різання листового матеріалу / Боровік П. В., Селезньов М.Є.; заявники і 416 патентовласники Боровік П. В., Селезньов М.Є. – №201314896; заявл. 19.12.2013, опубл. 12.05.2014, Бюл №9.

23. Пат. 90095 Україна, МПК B23D35/00. Комплект ножів для поперечного різання листового матеріалу / Боровік П. В., Селезньов М.Є.; заявники і патентовласники Боровік П. В., Селезньов М.Є. – №201314897; заявл. 19.12.2013, опубл. 12.05.2014, Бюл №9.
24. Пат. 104285 Україна, МПК B23D35/00. Ніж шевронний / Коваленко В.І., Барабаш А.В., Калашников А.А., та ін.; заявник і патентовласник ПАТ «Новокраматорський машинобудівний завод» – №201506097; заявл. 19.06.2015, опубл. 25.01.2016, Бюл №2.
25. Пат. 122009 Україна, МПК B23D19/00. Спосіб розташування дискових ножиць в потоці прокатного стана / Боровік П. В.; заявник і патентовласник Донбаський державний технічний університет. – №201706423; заявл. 23.06.2017, опубл. 26.12.2017, Бюл №24.
26. Пат. 122024 Україна, МПК B23D35/00, B23F7/00. Спосіб поперечного різання листового матеріалу ножицями з шевронним ножем / Боровік П. В.; заявник і патентовласник Донбаський державний технічний університет. – №201706464; заявл. 23.06.2017, опубл. 26.12.2017, Бюл №24.
27. Кузьмичов А. І. Оптимізаційні методи і моделі: практикум в Excel: Навч. посіб. / А. І. Кузмичов – К.: ВПЦ АМУ, 2013. – 438 с.
28. Металопродукція. Методи вимірювання відхилів форми : ДСТУ 6026:2008 / ГОСТ 26677-2008. – Чинний від 2013-01-01. – К. : Держспоживстандарт України, 2008. – 23 с. – (Держспоживстандарт України).
29. Ткачук К.Н., Халімовський М.О., Зацарний В.В. та ін.. Основи охорони праці: Підручник. – 2-ге вид., допов. і перероб. – К.: Основа, 2006. – 444 с.
30. Протоєрейський О.С., Запорожець О.І. Охорона праці в галузі: Навч. посіб. К.: Книжкове видавництво НАУ, 2005. – 268 с.

СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Формат
1	Барабанні летючі ножиці. Загальний вид	2	А1
2	Диференціальний редуктор. Складальне креслення	2	А1
3	Станина ножиць з супортами. Складальне креслення	1	А1
4	Головний привід ножиць. Складальне креслення	2	А1
5	Плакат дослідницької частини	2	А1

ДОДАТКИ