Міністерство освіти і 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 БАКАЛАВРА

На тему Модернізація приводу хитного рольгангу

Виконав: студент групи 6.1333-с2

Холобок В.П.
(ПІБ) (підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма
Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

Керівник Гречаний О.М.
(прізвище та ініціали) (підпис)

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

Запоріжжя – 2026 року

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

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

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти бакалавр
(перший (бакалаврський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

Спеціалізація
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедрою А.О. Власов

_____

“____”_____20___ року

Завдання
до випускної кваліфікаційної роботи бакалавра

Холобка Володимира Петровича
(прізвище, ім’я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи: Модернізація приводу хитного рольгангу керівник кваліфікаційної роботи доцент, Ph.D. Гречаний О.М. затверджені наказом вищого навчального закладу від “23“ грудня 2025 року № 1831-с.
2. Строк подання студентом кваліфікаційної роботи 13 червня 2026 року.
3. Вихідні дані кваліфікаційної роботи техніко-економічні показники роботи цеху гарячої прокатки, дільниця обтискного стану 1150
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Загальна частина; 2. Спеціальна частина; 3. Експлуатаційна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов’язкових креслень): 1. Хитний рольганг з транспортером – 3А1; 2. Груповий привод роликів хитного рольганга – 1А1; 3. Електрична схема керування приводом роликів хитного рольганга – 1А1; 4. Аерація дільниці обтискного стану – 1А1.

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
1	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
2	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
3	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		
4	Гречаний О.М., Ph.D., доцент		

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційої роботи	Строк виконання етапів кваліфікаційної роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проєктування	13.04.2026 – 04.05.2026	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проєктування	05.05.2026 – 10.05.2026	
3	Виконання теоретичної частини проєкту	11.05.2026 – 17.05.2026	
4	Виконання графічної частини проєкту	18.05.2026 – 31.05.2026	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	01.06.2026 – 09.06.2026	
6	Перевірка проєкту консультантами	10.06.2026 – 11.06.2026	
7	Попередній захист проєкту	12.06.2026	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проєкту	Згідно з графіком	

Здобувач _____ Холобок В.П. .
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи _____ Гречаний О.М. .
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Холобок В. П. Модернізація приводу хитного рольгангу

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавр за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, керівник О. М. Гречаний. Запорізький національний університет, Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні, кафедра металургійного обладнання, 2026.

Виконано аналіз переваг групового присводу хитного конвеєра. Запропоновано варіант конструктивного удосконалення двоступінчастого редуктора приводу. Виконані необхідні для впровадження модернізації розрахунки. Приділено увагу питанням техногенної безпеки та екології в прокатному виробництві.

Ключові слова: сляб, хитний конвеєр, шестерня, трансмісійний вал, груповий привод, аерація

ABSTRACT

Kholobok V. P. Modernization of the Swing Roller Table Drive

Qualifying thesis for obtaining a bachelor's degree in higher education, specialty 133 - Industrial engineering, adviser O. M. Hrechanyi. Zaporizhzhia National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2026.

The advantages of the group assignment of the swing conveyor have been analyzed. A variant of the constructive improvement of the two-stage drive reducer has been proposed. The calculations necessary for the implementation of the modernization have been performed. Attention has been paid to the issues of technogenic safety and ecology in the rolling production.

Keywords: slab, swing conveyor, gear, transmission shaft, group drive, aeration

ЗМІСТ

ВСТУП 6
1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА 7
1.1 Аналіз вантажопотоків дільниці обтискного стану Слябінг 1150 з визначенням в них місця хитного рольгангу 7
1.2 Коротка технічна характеристика хитного рольганга з транспортером 18
1.3 Аналіз «вузьких» місць дільниці та пропозиції щодо їхнього усунення 24
2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА 27
2.1 Визначення необхідної потужності для транспортування слябів та вибір електродвигуна хитного рольгангу 27
2.2 Розрахункове обґрунтування конструкції приводу хитного рольгангу 31
3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА 61
3.1 Перевірка обраного електродвигуна хитного рольгангу з урахуванням динамічної складової 61
3.2 Розробка електричної схеми привода хитного рольганга 68
3.3 Вибір силової апаратури 74
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА 75
4.1 Аналіз потенційно-небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища дільниці обтискного стану Слябінг 1150 75
4.2 Пропозиції та рішення щодо компенсації впливу потенційно-небезпечних і шкідливих виробничих факторів на дільниці обтискного стану Слябінг 1150 80
4.3 Пропозиції щодо покращення мікроклімату в будівлі дільниці обтискного стану 82
Висновки 88
Список використаної літератури 89
ДОДАТКИ 92

ВСТУП

Вантажопідіймальні та транспортні механізми становлять одну з ключових складових сучасного промислового виробництва. Їх використання дозволяє підвищити продуктивність праці, знизити фізичне навантаження на персонал і забезпечити безперервність виробничого циклу.

Транспортуюче обладнання умовно поділяють на дві принципові групи залежно від конструктивних особливостей: машини з тяговим органом, у яких переміщення вантажу здійснюється разом із тяговим елементом (ланцюгом, стрічкою тощо), та машини без тягового органу, де переміщення відбувається за рахунок інших фізичних принципів.

Транспортні рольганги, як правило, встановлюються між окремими машинами або агрегатами прокатної лінії, забезпечуючи безперервність потоку металу. Прикладом подібного обладнання є хитний рольганг із транспортером, що використовується в складі прокатної лінії стану «Слябінг 1150» і входить до конструкції ножиць із верхнім різом. Даний рольганг оснащений груповим приводом, що забезпечує компактність конструкції та спрощення компоновки обладнання.

Водночас така система приводу має низку суттєвих недоліків. Зокрема, ускладнюється регулювання зазорів у конічних передачах, що негативно впливає на надійність роботи механізму. Крім того, спостерігається інтенсивне зношування зубчастих передач, зумовлене несприятливими умовами змащення. Це пов’язано з підвищеними температурами в зоні роботи, спричиненими близьким розташуванням розпечених слябів, що призводить до розрідження мастильних матеріалів і погіршення їх експлуатаційних властивостей.

Пояснювальна записка до кваліфікаційної роботи містить 98 сторінок, на яких 9 рисунків, 7 таблиць, 6 додатків. Бібліографічний список має 35 найменувань літературних джерел.

Об'єкт проєктування – привод хитного рольгангу.

Мета роботи – усунення конструктивних недоліків групового приводу.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Аналіз вантажопотоків дільниці обтискного стану Слябінг 1150 з визначенням в них місця хитного рольгангу

У складі ПАТ «Запоріжсталь» цех гарячої прокатки займає провідне місце, виступаючи ключовою виробничою ланкою підприємства. На обтискній дільниці стану «Слябінг 1150» здійснюється первинна обробка металу: гарячі злитки масою до 20 т, які надходять від мартенівських печей, піддаються обтисненню з утворенням чорнових заготовок – слябів. Отримані сляби мають такі розміри: товщина 100÷200 мм, ширина 1000÷1520 мм, довжина 1800÷4700 мм. У подальшому ці заготовки слугують вихідним матеріалом для виробництва листового прокату за технологічним маршрутом: стан Слябінг 1150, стан гарячої прокатки тонкого листа та стан холодної прокатки 1680.

Розташування обладнання в цеху гарячої прокатки має типове розміщення [1-5]. На рисунку 1.1 наведено загальну схему розміщення обладнання обтискної дільниці цеху гарячої прокатки. До складу дільниці входять прольоти та склади: проліт нагрівальних колодязів, становий проліт, машинний зал, ад'юстаж, скрапний проліт, термічне відділення, новий проліт, склад злитків із відділенням оборотного циклу, а також стара і нова шлакоприбиральні.

Проліт нагрівальних колодязів виконує роль вхідної ділянки («воріт») обтискного цеху. Саме сюди надходять злитки «гарячим садом» із температурою 800–900 °С зі стриперного відділення мартенівського цеху. Колодязі розташовані в один ряд і згруповані у 14 груп по чотири гнізда, загалом 58 гнізд. Вони є багатомісними регенеративними установками з нижнім підігрівом, що працюють на суміші доменного та коксового газу з теплотою згоряння 5900÷8330 кДж. Довжина прольоту становить 298,5 м.

Практичні показники роботи свідчать, що продуктивність колодязів при нагріванні злитків із вуглецевої сталі становить 15÷18 т/год для гарячих заготовок і 8÷10 т/год для холодних. Для досягнення температури прокатки

1260÷1380 °С необхідний час нагрівання 2,5÷3,5 години, тоді як для холодних злитків він збільшується у 2÷2,5 раза. Колодязі герметизуються кришками зі зводу вогнетривкої цегли, змонтованими в металевому каркасі, із застосуванням піщаних затворів. Піднімання та відведення кришок здійснюється спеціальними напольно-кришечними пристроями.

Виймання нагрітих злитків проводиться кліщовими кранами вантажопідйомністю 20 т. Далі злитки встановлюються у злитковоз 2 з візком 3, що переміщуються вздовж колодязів, або подаються безпосередньо до прийомного рольганга 4. Злитковоз 2 із візком 3 транспортує злитки від віддалених груп колодязів до рольганга, тоді як із ближніх груп кранами вони укладаються у колиску стаціонарного перекидача 5, вмонтованого в раму рольганга.

До складу приймального рольгангу 4 входять сім роликів із діаметром бочки 500 мм та довжиною 1800 мм, кожен із яких має індивідуальний безредукторний привод. Далі злитки транспортуються до поворотного стола 6, який забезпечує їх розворот на 180° у горизонтальній площині, після чого вони передаються на транспортні рольганги №1 і №2, що переміщують метал у становий проліт. Ролики цих рольгангів мають ребристу поверхню та індивідуальні приводи.

Для виконання ремонтних робіт у кінці прольоту передбачено ремонтну яму 7, обладнану стаціонарними гідродомкратами, яка використовується, зокрема, для обслуговування злитковоза. Під час капітальних ремонтів нагрівальних колодязів склепіння транспортуються електрокарою 8 із прольоту нової шлакоприбиральні до місця встановлення.

Обслуговування прольоту здійснюється п’ятьма кліщовими кранами вантажопідйомністю по 20 т. Крім основного обладнання, у межах прольоту розташовані допоміжні об’єкти – буфет 9 і диспетчерська 10, що забезпечують організаційні та побутові потреби персоналу. Стан обладнаний вертикальними валками 11, призначеними для обтиснення злитка по ширині, а також горизонтальними валками 12, які забезпечують зменшення його товщини.

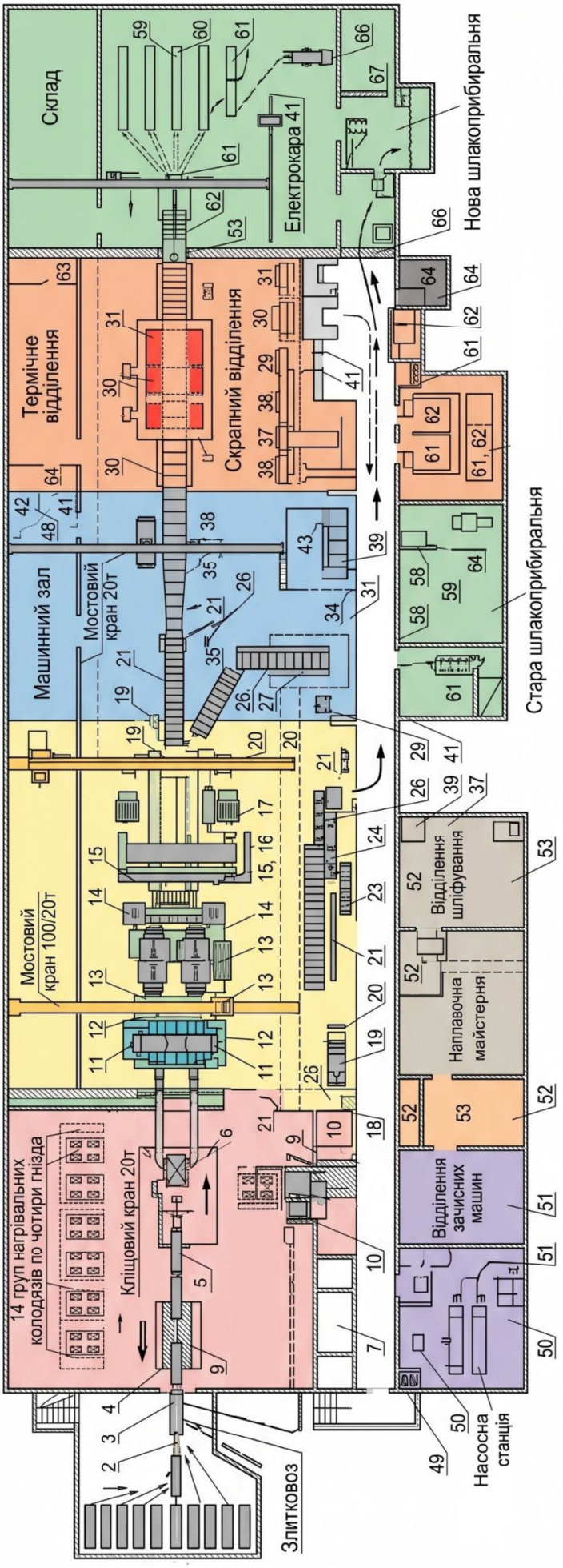


Рисунок 1.1 – Загальний план розташування технологічного обладнання потокової лінії дільниці обтискного стану Слябінг 1150 цеху гарячої прокатки (позиції наведено в тексті)

)

Діаметр бочки вертикальних валків становить 800 мм, тоді як у горизонтальних валків цей показник дорівнює 1150 мм. Привод вертикальних валків реалізовано за допомогою чотирьох електродвигунів, що працюють через спільний редуктор. У свою чергу, горизонтальні валки мають привод від двох надпотужних електродвигунів 13, передача крутного моменту від яких для виконання технологічного процесу здійснюється через універсальні шпинделі 14, які оснащені системою гідравлічного зрівноважування.

Керування злитковозом, приймальним рольгангом, поворотним столом, стаціонарним перекидачем, транспортним і робочим рольгангами, маніпулятором, а також самим процесом прокатки виконується оператором із поста керування №1. По обидва боки робочої кліті розміщені робочі рольганги №3а, №3б, №4а та №4б, які оснащені індивідуальними безредукторними приводами.

Маніпулятор укомплектований чотирма лінійками 15 і 16, виготовленими зі сталевого лиття, що розташовані перед робочою кліттю та за нею. Кожна з цих лінійок складається з двох штанг: з боку рольганга вони спираються на опорні ролики, а з протилежного боку – на бандажі шестерень привода. Завдяки роботі лінійок маніпулятора забезпечується точне центрування злитка, який прокочується, відносно осі прокатки.

Після завершення прокатки злитка утворений розкат по рольгангах №4а, №4б, №5, №6а та №6б подається до ножиць 17, що мають зусилля різання 20 МН. За допомогою цих ножиць здійснюється обрізання кінцевих ділянок розкату, а також його поділ на заготовки заданої довжини, яка задається пересувним упором 18.

Хитний рольганг із транспортером 19 оснащений малим пластинчастим конвеєром 20, призначеним для відведення обрізі від ножиць із подальшою її передачею на великий конвеєр 21. Конструкція хитного рольганга передбачає наявність восьми роликів із гладкою циліндричною бочкою, причому їх привід виконаний за груповою схемою. Великий пластинчастий конвеєр 21 транспортує обрізь зі станового прольоту до скрапного прольоту.

Готові сляби, переміщуючись по роликах хитного рольганга, надходять на транспортний рольганг №9, який забезпечує їх подальше переміщення до прольоту ад'юстажа. Для транспортування вузлів і деталей із прольоту ад'юстажа до станового прольоту під час виконання ремонтних робіт використовується електрокара 22, здатна перевозити вантажі масою до 16 т.

На стенді 23 змонтовані вертикальні валки, що застосовуються під час виконання перевалки. Для заміни горизонтальних валків передбачений перевалочний пристрій 24. Керування робочим рольгангом №6, ножицями, транспортером та хитним рольгангом здійснюється оператором із поста керування №2. Обслуговування прольоту забезпечується двома мостовими кранами вантажопідйомністю 100/20 т і 80/20+10 т.

Машинний зал, у якому розміщена трансформаторна підстанція, забезпечує електроживлення стану Слябінг 1150, його обладнання та всього обтискного цеху, а також двох електродвигунів 13, що приводять у дію горизонтальні валки. Для переміщення великогабаритних вузлів зі станового прольоту до машинного залу використовується електрокара 25. Проліт машинного залу обслуговується мостовим краном вантажопідйомністю 100/20 т.

Проліт ад'юстажа включає транспортні рольганги №9, №10, №11 та №12, ролики яких мають груповий привід. Обертання кожної секції, що складається з десяти роликів, здійснюється від одного електродвигуна через редуктор. По цих рольгангах сляби безпосередньо зі станового прольоту подаються до цеху гарячої прокатки тонкого листа без попереднього підігрівання.

Уздовж транспортного рольганга встановлені штовхачі 26 і 27, за допомогою яких сляби переміщуються з рольганга на штабелювальні столи 28 і 29. Сформовані на столах пакети слябів забираються складськими кранами із застосуванням спеціальних захватних пристроїв і транспортуються на стелажі. На стелажах виконується ручне зачищення слябів різаками.

За необхідності нагріті сляби зі столів 28 і 29 за допомогою мостових кранів подаються до термічних печей 30 і 31, керування якими здійснюється з поста керування 43. В печах сляби проходять відповідну термічну обробку. Після

завершення зачищення сляби мостовим краном із використанням електромагніта завантажуються у вагони та відправляються споживачу.

Керування штовхачами 26, 27 і 33 здійснюється з поста керування 32. Штовхач 33 забезпечує переміщення слябів із рольганга на похилий транспортер 34, оснащений підйомно-поворотним столом 35, який передає їх на верхній грубний рольганг 36. Далі по рольгангу 36 сляби транспортуються до методичних печей із крокуючим подом цеху гарячої прокатки тонкого листа.

Зачищені сляби за допомогою мостових кранів встановлюються на столи 37 і 38, після чого штовхачі 39 і 40 переміщують їх на верхній грубний рольганг 36 для подальшого транспортування до методичних печей. Керування штовхачами 39 і 40, а також верхнім грубним рольгангом здійснюється з поста керування 41.

Ад'юстаж складається з двох прольотів шириною по 30 м кожний: в одному прольоті експлуатуються три мостові крани, в іншому – два крани вантажопідйомністю по 20 т. Для транспортування слябів, а також вузлів і деталей між прольотами використовується електрокара 42, вантажопідйомність якої досягає 120 т.

Скрапний проліт призначений для збирання обрізі слябів і циндри, що утворюється під час роботи стану. У межах прольоту прокладені колії, по яких подаються залізничні вагони для вивезення обрізі та циндри з двох відстійників 44. У відстійниках циндра, що змивається зі стану, осідає на дні, після чого вилучається змінним грейфером мостового крана і завантажується у вагони.

Масляний акумулятор 45 використовується для зрівноважування валків і шпинделів горизонтальних валків. У мастильному підвалі 46 розташовані станції рідинної та пластичної систем змащення. Обрізки слябів від ножиць 17 за допомогою великого пластинчастого конвеєра 21 подаються в короб 66, який після заповнення вивантажується мостовим краном вантажопідйомністю 20/5 т у залізничний вагон.

Керування великим пластинчастим конвеєром здійснюється з поста керування 47. Обслуговування прольоту забезпечується двома мостовими

кранами вантажопідйомністю 20/5 т.

Склад злитків призначений для тимчасового зберігання гарячих злитків, які постачаються з мартенівського цеху (стриперного відділення) на піддонах залізничних вагонів у період зупинки стану Слябінг 1150 на ремонт. Злитки вивантажуються з вагонів мостовими кранами за допомогою спеціальних вантажозахватних пристроїв і укладаються штабелями вздовж складу. Склад обслуговується двома мостовими кранами вантажопідйомністю 30 т.

У прольоті складу також розташоване відділення оборотного водопостачання, призначене для очищення води від окалини, що змивається зі стану. Відділення оборотного водопостачання складається з чотирьох відстійників 48, у яких відбувається осадження окалини, а також насосна станція 49. Очищена вода повторно подається на стан для змивання окалини. Видалення окалини з відстійників здійснюється грейферним мостовим краном вантажопідйомністю 20 т з подальшим її вивантаженням у короб 50 або безпосередньо у вагон.

Ділянка зачищення слябів призначена для поверхневої обробки слябів із нержавіючої сталі. У відділенні зачисних машин 51, яке складається з п'яти верстатів відбувається зачищення поверхні слябів. На цих верстатах за допомогою абразивних кругів з усіх боків слябів знімається поверхневий шар металу з метою усунення тріщин і раковин, що виникли під час прокатки злитка.

Сляби до цього прольоту доставляються з ад'юстажу за допомогою електрокари 55, здатної транспортувати вантажі масою до 80 т. Після зачищення сляби мостовими кранами подаються на стіл 53 штовхача 54, який переміщує їх на рольганг для подальшого транспортування до методичних печей. У прольоті функціонують три мостові крани вантажопідйомністю 20 і 50 т.

Також у цьому прольоті розміщене відділення шліфування валків 52, де відбувається відновлення робочих валків стану гарячої прокатки тонкого листа після їх наплавлення.

Новий проліт призначений для розміщення допоміжних виробничих підрозділів, зокрема майстерень кранової служби 58 та станової механослужби

цеху 56. У межах цього прольоту функціонує наплавочне відділення 59, в якому виконують наплавлення робочих поверхонь вертикальних і горизонтальних валків стану Слябінг 1150. Обслуговування прольоту здійснюється двома мостовими кранами вантажопідйомністю 50 т.

Термічне відділення призначене для проведення термічної обробки слябів, що подаються з прольоту ад'юстажа за допомогою електрокари 60. У відділенні працює чотири термічні печі 61 і 62 з висувним подом, на який сляби укладаються мостовим краном. Контроль і керування процесом термічної обробки здійснюється з поста керування 63. Проліт обслуговується мостовим краном вантажопідйомністю 20/5 т.

Стара шлакоприбиральня призначена для збирання шлаку, що зливається у жужільні чаші з перших груп нагрівальних колодязів. Установлення та видалення жужільних чаш під носки колодязів виконується за допомогою електромашин. Заповненні чаші переміщуються тунелями від нагрівальних колодязів до прольоту шлакоприбиральні, де їх підіймають із ями 64 мостовим краном і переливають вміст у шлаковоз. Обслуговування цього прольоту здійснюється мостовим краном вантажопідйомністю 12 т.

Нова шлакоприбиральня також призначена для збирання шлаку, однак обслуговує віддалені групи нагрівальних колодязів. У прольоті розміщені бункери для сипких матеріалів, які використовуються під час ремонту нагрівальних колодязів. Обслуговування забезпечується мостовим краном вантажопідйомністю 20 т, який піднімає заповнені жужільні чаші з ями 67 і переливає шлак у шлаковози.

Схему технологічних вантажопотоків обтискного стану Слябінг 1150 при виконанні технологічного процесу прокатки слябів із злитківнаведено на рисунку 1.2. Злитки, доставлені зі стриперного відділення мартенівського цеху на піддонах залізничних вагонів, подаються кліщовими кранами до нагрівальних колодязів 1. Нагрівальні колодязі рекуперативного типу з нижнім підігрівом призначені для доведення злитків до температури, необхідної для подальшої прокатки.

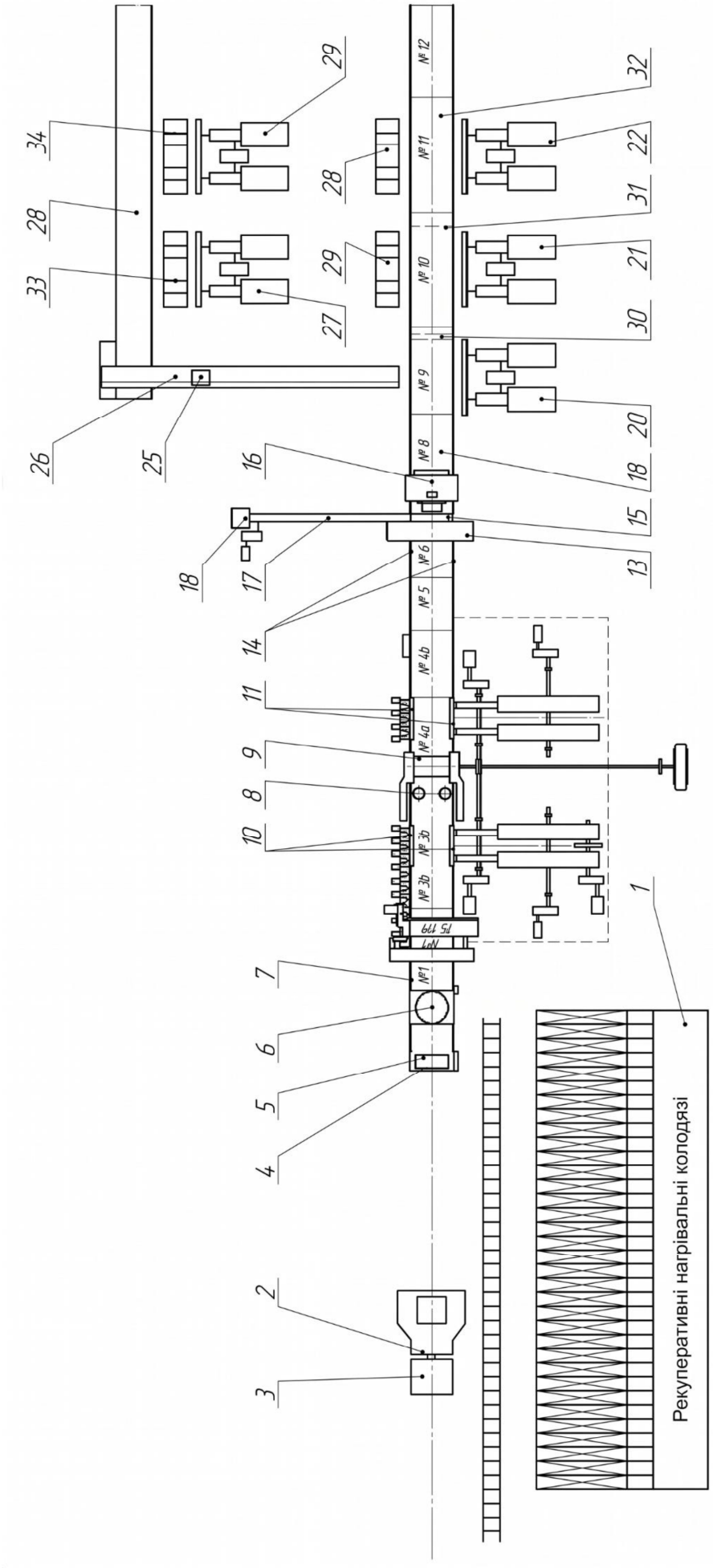


Рисунок 1.2 – Вантажопотоки потокової лінії обтискного стану Слябінг 1150 (позиції наведено в тексті)

Після нагрівання злитки витягуються з колодязів і встановлюються у злитковоз 2, обладнаний візком 3. Злитковоз переміщується паралельно групі нагрівальних колодязів і транспортує злитки до приймального рольганга 4. Досягнувши приймальної ділянки, злитковоз викладає злиток на ролики рольганга.

Далі, минаючи стаціонарний перекидач 5, злиток по приймальному рольгангу подається до поворотного стола 6. Водночас можливий інший варіант: злиток із візка злитковоза кліщовим краном встановлюється у вертикальному положенні в колиску стаціонарного перекидача 5. Після цього колиска здійснює поворот і укладає злиток у горизонтальне положення широкою гранню на ролики приймального рольганга.

Сучасна конструкція стаціонарного перекидача дає змогу виконувати перекидання злитків у бік нагрівальних колодязів 1 та забезпечує продуктивність до 26 циклів на годину. Завдяки такому технічному рішенню функції поворотного стола 6 можуть бути частково замінені.

Поворотний стіл забезпечує розвернення злитків у горизонтальній площині на 180° та їх подальшу передачу на транспортний рольганг №1. Для запобігання зміщенню або можливому вильоту злитка під час переміщення до робочої кліті встановлені напрямні лінійки 7.

Далі злиток по транспортних рольгангах №1 і №2 подається на робочі рольганги №3а і №3б. Приводи роликів транспортного та робочого рольгангів виконані за індивідуальною безредукторною схемою. Бочка роликів робочого рольганга має гладку циліндричну поверхню, тоді як транспортні ролики виконані з ребристою поверхнею для кращого захоплення та переміщення металу.

Робочі рольганги №3а і №3б подають злиток у універсальну робочу кліть, оснащену вертикальними 8 і горизонтальними 9 валками. Діаметр робочої частини горизонтальних валків становить 1150 мм, а вертикальних – 800 мм. У процесі прокатки центрування злитка по осі прокатки здійснюється лінійками 10 і 11 маніпулятора.

Сам процес прокатки виконується за участю робочих рольгангів №3а, №3б, №4а та №4б, які забезпечують безперервне подавання заготовки через кліть. Після прокатки отриманий розкат по рольгангах №4а, №4б, №5 і №6 подається на робочий рольганг №6а перед ножицями 13.

Перед входом у ножиці розкат додатково центрується по осі за допомогою напрямних лінійок 14. Клеймування виконується клеймителями 12, які наносять маркування на бічну грань розкату. Після цього заготовка надходить у ножиці 13 із зусиллям різання 20 МН, де виконується обрізка переднього та заднього кінців, а також різання на мірні довжини. Довжина слябів задається пересувним упором 16.

Обрізь від ножиць видаляється пластинчастим конвеєром хитного рольганга з транспортером 19 і передається на великий пластинчастий конвеєр 17, яким транспортується до скрапного прольоту та скидається в короб 18. Заповнений короб розвантажується у залізничний вагон мостовим краном.

Хитний рольганг із транспортером виконаний у вигляді рольганга №8, та має в своєму складі секцію із восьми роликів із груповим приводом. Під час різання розкату на цьому рольгангу формується готовий сляб.

Готові сляби з хитного рольганга передаються на транспортний рольганг №9 із груповим приводом. Далі сляби по рольгангах ад'юстажа №9, №10, №11 і №12 можуть транспортуватися або безпосередньо до цеху тонколистового прокату без проміжного нагрівання, або перемістися на транспортер 26 (ланцюговий) зі штабелювальними столами 23 і 24. Переміщення слябів на ці елементи здійснюється штовхачами 20, 21 і 22.

Фіксація слябів у потрібних положеннях на транспортері або штабелювальних столах виконується упорами 30, 31 і 32. Зі столів сляби знімаються мостовими кранами і укладаються у штабелі в прольоті ад'юстажа. Після охолодження сляби зачищаються вручну різаками.

Сляби, що передаються з транспортного рольганга на транспортер із підйомно-поворотним столом 25, подаються на верхній грубний рольганг 28. Зачищені сляби встановлюються на столи 33 і 34 за допомогою штовхачів 27 і

29, які переміщують їх на верхній пічний рольганг 28. Далі сляби рольгангом транспортуються до методичних печей дільниці стану 1680, де відбувається гаряча прокатка тонкого листа [6].

1.2 Коротка технічна характеристика хитного рольганга з транспортером

Рольганги призначені для переміщення заготовок, злитків, листового металу або готової продукції між окремими агрегатами та ділянками технологічного процесу. Вони забезпечують безперервність виробництва, точну подачу матеріалу до виробничих агрегатів, а також можуть виконувати функції накопичення, орієнтації та позиціонування металу [7, 8].

Переваги рольгангів:

- забезпечують безперервне і рівномірне транспортування вантажів;
- мають відносно просту конструкцію, що полегшує експлуатацію та ремонт;
- дозволяють переміщувати важкі та габаритні заготовки з мінімальними витратами енергії (особливо неприводні рольганги) ;
- легко інтегруються в автоматизовані виробничі лінії;
- забезпечують точне напрямлення та стабільність руху металу;
- можуть працювати в складних умовах (високі температури, запиленість).

Недоліки рольгангів

- обмеженість у транспортуванні вантажів складної форми або з малою жорсткістю;
- можливість прослизання або перекосу заготовок при неправильному налаштуванні;
- підвищений знос роликів і підшипників при роботі з гарячим металом та великими навантаженнями;
- вимагають регулярного технічного обслуговування та змащування;
- шум під час роботи, особливо при високих швидкостях;

- приводні рольганги мають більшу енергоємність і складність конструкції порівняно з непривідними.

Рольганги класифікують за кількома основними ознаками [9, 10]:

За способом приводу:

- приводні – ролики через редуктори чи передачі обертаються від електродвигуна (застосовуються для активного транспортування металу);
- неприводні (вільні) – ролики обертаються під дією сили тяжіння або за рахунок руху заготовки; використовуються на похилих ділянках або як допоміжні.

За призначенням:

- транспортні – для переміщення металу між агрегатами.
- технологічні – входять до складу обладнання (наприклад, рольганги прокатних клітей або ножиць).
- накопичувальні – забезпечують тимчасове зберігання заготовок.
- поворотні та передавальні – змінюють напрямок руху металу (наприклад, на 90° або 180°).

За розташуванням:

- горизонтальні;
- похилі;
- криволінійні.

За характером вантажу:

- для сортового прокату;
- для листового металу;
- для злитків і слябів.

На рисунку 2.1, 2.2 представлений хитний рольганг із транспортером, який складається із приводної 1 і не приводної рами 2 з'єднаних між собою траверсами 3 і 4 які кріпляться до рам болтами. Траверси, а також обидві рами мають литозварну конструкцію. Для додаткової твердості рами з'єднано двома шпильками 5 і 6 діаметром 100 мм. До траверси встановленої на ножицях по

обидві сторони від рам прикріплені кронштейни 7 і 8 у які встановлюється приводна й не приводна зірочка транспортера 9. Зірочки транспортера опирається на роликові вальниці кочення. Транспортер складається з ланок 9 з'єднаних між собою пальцями 10 у формі ланцюга. При русі ланцюг сковзає своєю підставою по наділках 11 закріпленими болтами до траверси 4. Наділки виконані у вигляді штаби зі зносостійкої сталі. Привод транспортера здійснюється від триступінчастого редуктора 12 що приводиться в обертання електродвигуном 13 постійного струму типу ДП-42 потужністю 21 кВт. Привод з електродвигуном розміщається на кронштейнах 14, 15 не приводної рами рольганга. Для передачі обрізків із транспортера на конвеєр, на не приводній стороні шарнірно встановлена ринва 16 звареної конструкції. Для виключення сходу слябів з роликів, над роликами встановлені лінійки 17,18,19.

Хитний рольганг в своєму складі має вісім роликів 20. Ролики рольганга цільноковані із циліндричною бочкою, опираються на радіально-упорні вальниці. Для запобігання влучення циндри й зменшення впливу температури вальниці роликів розташовані в рамі та становлюються в склянки 21 і зверху додатково закриваються кришками 22, які кріпляться до рами болтами. Привод роликів здійснюється через двоступінчастий редуктор 23 і конічну передачу 24 від електродвигуна 25 постійного струму потужністю 95 кВт, який з'єднується із вхідним валом редуктора зубчастою муфтою 26. На трансмісійному валу 27 посаджені конічні колеса 24 у зачепленні з конічними колесами роликів 28. Конічна передача має прямозубе зачеплення. Трансмісійний вал 27 опирається на одну радіально-упорну вальницю, яка сприймає все осьове навантаження від конічної передачі, і три радіальні вальниці із крученими роликами. Роликові вальниці встановлюються в рознімні корпуси 29 розташовані в приводній рамі. Зверху ванна із трансмісійним валом, конічною передачею й редуктором закривається кришками. Редуктор 23 виконаний як одне ціле із приводною рамою. З огляду на несприятливі умови роботи електродвигуна постійного струму, для його додаткового охолодження передбачена установка електровентилятора 30.

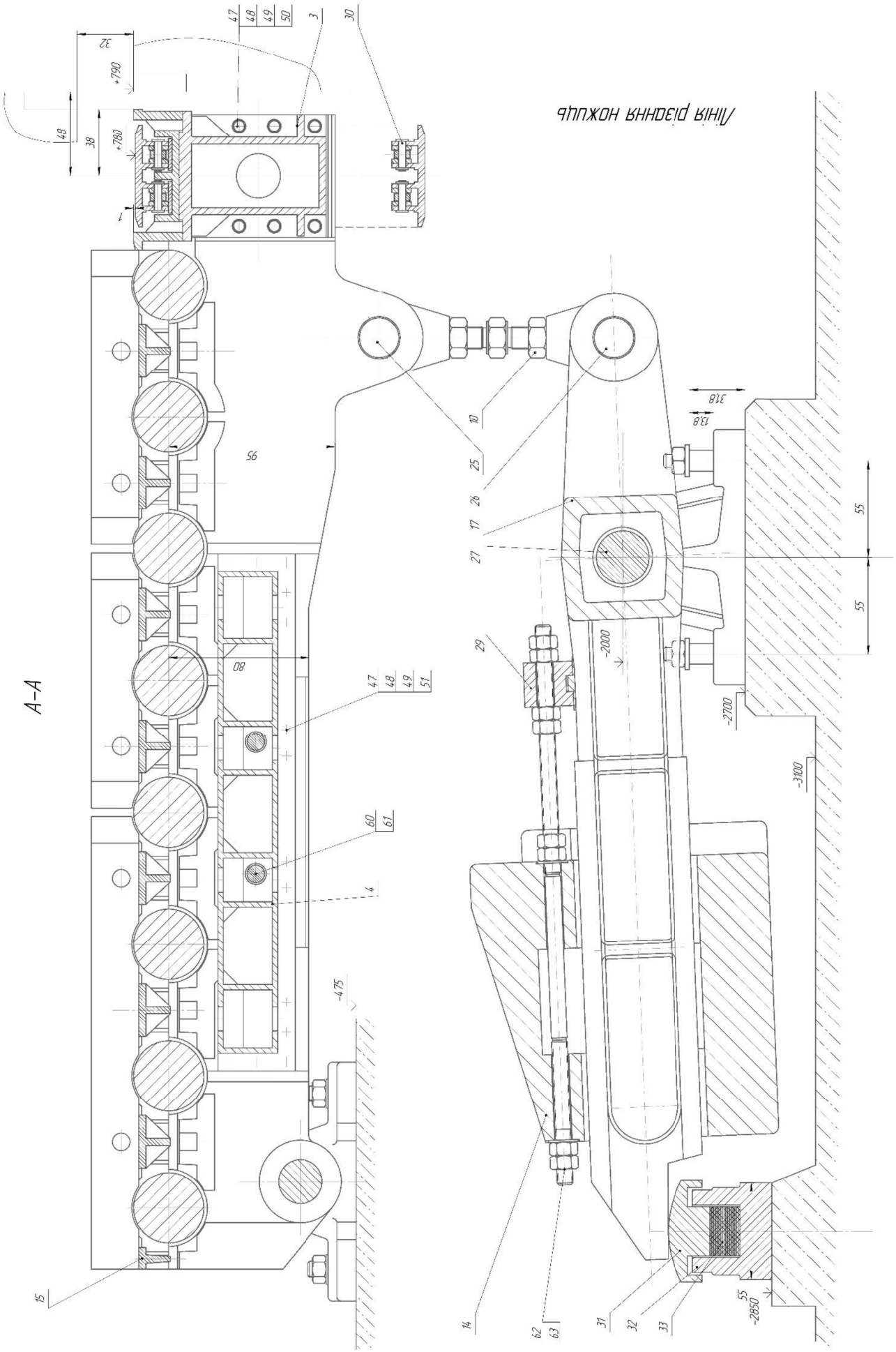


Рисунок 1.3 – Повздовжній переріз хитного рольгангу стану Слябінг 1150 (позиції наведено в тексті)

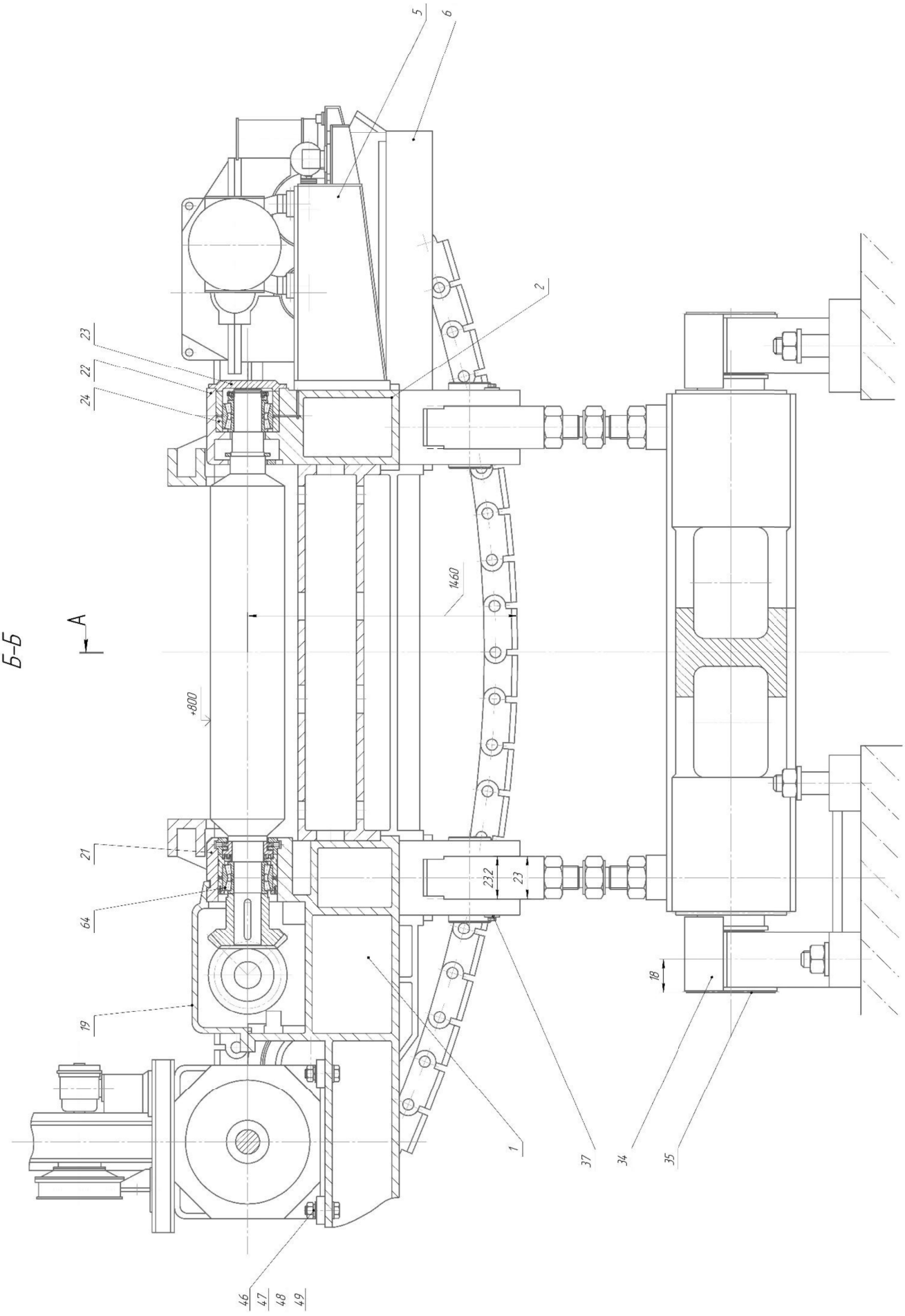


Рисунок 1.4 – Поперечни переріз хитного рольгангу стану Слябінг 1150 (позиції наведено в тексті)

Увесь хитний рольганг із транспортером через вісь 31 опирається на вальниці ковзання в рознімному корпусі 32, який кріпиться до фундаменту анкерними болтами. Щодо осі відбувається поворот рольганга із транспортером під дією зусилля різання.

Під рольгангом розташована траверса 33 з вантажем 34 за допомогою, якою забезпечується повернення рольганга із транспортером у горизонтальне положення при русі ножа 35 нагору. Знизу в рамах виконані спеціальні кишені, у які монтуються гвинтові стяжки 36 і фіксуються пальцями 37. Таке з'єднання рольганга й траверса 33 передбачає регулювання положення рольганга щодо горизонтальної осі. Розміщена в траверсі вісь 38 є шарнірною опорою. Відносно цієї опори відбувається поворот траверси 33 з вантажем 34. Вісь опирається на вальниці ковзання розташовані в рознімних корпусах 39. Корпуси кріпляться до фундаменту анкерними болтами. Для запобігання ударів вантажу по фундаменту, при його опусканні під ним розташовані амортизатори 40, з набору гумових підбивок 41 зібраних у склянці 42. Вантаж має литу конструкцію, виконану із чавуну. Положення вантажу на траверсі регулюється шпилькою 43 щодо упору 44 зваренного із траверсою 33.

Технічна характеристика рольганга:

1.Електродвигун

1.1. Тип - ДП-82А

1.2. Потужність - $N_{дв} = 95 кВт$

1.3. Частота обертання - $n_д = 500\, мин^{-1}$

1.4.Тривалість включення -ПВ-100%

1.5.Кількість - $Z = 1 шт$

2.Передача

2.1.Перша ступінь

2.1.1.Модуль - $m = 10 мм$

2.1.2 Передаточне число - $U_1 = 3.59$

2.1.3.Число зубів - $z_2 = 79\ z_1 = 22$

2.2.Друга ступінь

2.1.1.Модуль	- $m = 16 мм$
2.1.2 Передаточне число	- $U_2 = 1{,}68$
2.1.3.Число зубів	- $z_3 = 25$ $z_4 = 42$
2.3.Третя ступінь	
2.1.1.Модуль	- $m_e = 18 мм$
2.1.2 Передаточне число	- $U_3 = 1$
2.1.3.Число зубів	- $z_5 = z_6 = 25$
3.Ролики	
3.1. Діаметр бочки ролика	- $D = 400 мм$
3.2. Довжина бочки ролика	- $L = 1800 мм$
3.3. Крок роликів	- $H = 750 мм$
3.4. Кількість	- $Z = 8 шт$
3.5. Частота обертання роликів	- $n_p = 86{,}5 хв^{-1}$
3.6. Окружна швидкість	- $v = 1.8 м/с$
3.7. Обсяг масла, що заливається у ванну	-V=880л

Змащення зубчастих зачеплень і вальниці кочення трансмісії – рідке заливне із централізованим обміном. Змащення вальниць роликів рольгангів, розташованих у приводній рамі – рідке з ванни, вальниць роликів у не приводній рамі – пластичне.

1.3 Аналіз «вузьких» місць дільниці та пропозиції щодо їхнього усунення

У процесі аналізу роботи обладнання технологічної лінії обтискного стану Слябінг 1150 було встановлено низку суттєвих недоліків, які негативно впливають на надійність, безпеку та безперервність виробництва.

Перш за все, у приймальній частині обтискного цеху використовується модернізована люлька стаціонарного перекидача, розроблена безпосередньо виробничим персоналом. Конструкція цього пристрою дозволяє здійснювати кантування злитків у напрямку нагрівальних колодязів, що істотно зменшує навантаження на поворотний стіл або навіть дає можливість повністю

відмовитися від його використання у випадку несправності. Проте така модернізація має серйозний експлуатаційний недолік. Під час кантування люлька перекидача входить своїм зубом у проміжок між першим і другим роликами приймального рольганга. Аналогічно, при укладанні злитка злитковоз також заходить у цей самий простір. У разі, якщо оператор своєчасно не поверне люльку перекидача у вихідне положення у бік стану, виникає накладання двох елементів, що неминуче призводить до аварійної ситуації та зупинки всієї технологічної лінії.

З метою підвищення надійності роботи приймальної ділянки та усунення зазначених проблем пропонується подовжити раму приймального рольганга на один або декілька роликів із кроком 900 мм. Таке рішення дозволить забезпечити укладання злитків злитковозом незалежно від положення люльки перекидача, що повністю усуне ризик їх взаємного зіткнення. Крім того, збільшення довжини рольганга створить додаткову буферну зону між злитковозом і перекидачем, що зменшить імовірність пошкодження обладнання у випадку застрягання злитка. У разі виникнення подібних ситуацій також з'являється можливість безпечного вилучення злитка кліщовим краном без ризику його падіння. Додатковою перевагою є можливість виконання укладання злитків на рольганг сусіднім краном у випадку виходу з ладу основного.

Привод горизонтальних валків обтискного стану Слябінг 1150 реалізований через універсальні шпинделі, завдяки яким відбувається передача крутного моменту. При шарнірній конструкції шпинделі працюють плавно та здатні передавати значні навантаження (до 3000 кН·м) при кутах нахилу в межах 3÷10°. При цьому їх значні габарити (довжина близько 12 м, маса — до 40 т) та важкі умови експлуатації зумовлюють інтенсивне зношування. Опорні вузли шпинделів виконані у вигляді вальниць ковзання з бабітовою заливкою, однак їх істотним недоліком є відсутність ефективної системи змащення. У результаті виникає режим сухого тертя між бабітом і сталлю, що призводить до прискореного зношування як вкладишів, так і шийок шпинделя. Для усунення даного недоліку доцільно впровадити централізовану систему автоматичного

подавання пластичного змащування безпосередньо до зон тертя, що дозволить суттєво знизити інтенсивність зношування та підвищити довговічність вузлів.

Ще одним недоліком конструкції стану є привод вертикальних валків. Передача крутного моменту здійснюється через зубчасте колесо з інтегрованими лопатками, виконане як єдиний вузол. Така конструкція економічно необгрунтована при її експлуатації, т. я. зношування зубів або лопаток викликає необхідність заміни всього вузла незалежно від ступеня пошкодження окремих елементів. Раціональним рішенням є розділення цього вузла на окремі складові – зубчасте колесо та вал із лопатками, що дозволить виконувати заміну лише зношених деталей і, відповідно, зменшити витрати на ремонт.

Одним із найбільш проблемних елементів обладнання є хитний рольганг із транспортером, що входить до складу ножиць з верхнім різом. Наразі використовується груповий привод, який забезпечує обертання восьми роликів від одного електродвигуна через редуктор і трансмісійний вал. Незважаючи на компактність такого рішення, воно має низку суттєвих недоліків: складність регулювання конічних передач, підвищене зношування зубчастих коліс та погіршені умови змащення через вплив високих температур від гарячих слябів. У випадку виходу з ладу однієї передачі зупиняється весь рольганг, що призводить до значних простоїв через складність ремонтних робіт.

Для підвищення надійності роботи привода хитного рольганга пропонується замінити матеріал зубчастих коліс на сталі 40Х та 30ХГВТ, які мають кращі механічні властивості порівняно зі сталлю 30, що використовується на даний час. За умови правильно підібраного режиму термічної обробки такі матеріали забезпечать стабільну роботу передач у важких умовах навантаження та при температурах до 450÷500 °С. Додатково термічна та механічна обробка поверхонь зубчастих коліс дозволить підвищити їх зносостійкість, що приведе до зменшення кількості аварійних відмов, скорочення простоїв обладнання, збільшення міжремонтного ресурсу та зниження експлуатаційних витрат.

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1 Визначення необхідної потужності для транспортування слябів та вибір електродвигуна хитного рольгангу

Основою розрахунку є конструктивні параметри ролика рольганга та технологічні режими транспортування слябів [11]:

- діаметр ролика, D 400 мм
- діаметр цапфи ролика, d 150 мм
- довжина бочки ролика, L 1800 мм
- маса ролика, m_p 2033 кг
- швидкість транспортування слябів, V 1,8 м/с
- крок роликів, H 750 мм
- кількість роликів, Z 8 шт
- поверхня бочки ролика гладка

Приймаючи до уваги розміри слябів, що транспортується (b×h×l–4,7× 0,12× 1,3 м) та щільність сталі з якої вони виготовлені (для сталі звичайної якості приймаємо ρ=7850 кг/м^3) визначаємо вагу сляба:

$$G_c = b \cdot h \cdot l \cdot \rho \cdot g = 4{,}7 \cdot 0{,}12 \cdot 1{,}3 \cdot 7850 \cdot 9.8 = 56045{,}81 H$$

Вага ролика:

$$G_p = m_p \cdot g = 2033 \cdot 9.8 = 19923{.}4 H$$

Навантаження на ролик від ваги сляба:

$$G = G_c / z = 56045{,}81 / 8 = 7005{,}726 H$$

Опір пересуванню вантажу по хитному рольгангові

$$W = (G + G_p \cdot z)\frac{f \cdot d + 2 \cdot k}{D},$$

де $G_p = 19923.4H$ – вага ролика;

D – діаметр ролика;

f=0,00015 – коефіцієнт тертя ковзання в цапфах роликів [12];

k – плече тертя катання,яке визначаємо по формулі Герца, для випадку кочення циліндра по площині,м [13]:

$$k = (2{,}16/4) \cdot \sqrt{\frac{2RG}{EL}} = (2.16/4)\sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}2 \cdot 7005{,}726}{2{,}12 \cdot 10^5 \cdot 1{,}3}} = 0{,}054$$

Підставивши числові значення в одержимо

$$W = \left(7005{,}726 + 19923{,}4 \cdot 8\right)\frac{0{,}00015 \cdot 0{,}15 + 2 \cdot 0{,}054}{0.4} = 45311{,}17H$$

Коефіцієнт корисної дії :

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta = 0{,}97 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}98 \cdot \ 0{,}99 = 0{,}89$$

де $\eta_1, \eta_2 \ldots$– відповідно ККД пари вальниць ролика, конічної передачі, першого й другого щаблів редуктора, а також муфти. Приймаємо згідно рекомендацій [14] $\eta_1 = 0{,}98, \eta_2 = 0{,}97, \eta_3 = 0{,}97, \eta_4 = 0{,}97, \eta_5 = 0{,}99$

Визначаємо потужність привода рольганга [14]:

$$N = \frac{W \cdot V}{1000\,\eta} = \frac{45311{,}17 \cdot 1.8}{1000 \cdot 0.89} = 91.6кВт$$

Обираємо двигун постійного струму зі змішаним збудженням типу ДП–82 при ПВ–100% потужність $N_{дв} = 92 кВт$, $I_п = 230 А$, n=490 хв$^{-1}$, $GD^2_я = 68 кг \cdot м^3$, перевантажувальна здатність по силі струму становить [λ]=1,65. Двигуни типу – ДП призначені для приводу металургійних машин і механізмів працюючих у повторно-короткочасному режимі, характеризується підвищеною кратністю пускових і обертаючих моментів, великою частотою включень [15].

Частота обертання роликів:

$$n_р = \frac{60 \cdot V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 1,8}{3,14 \cdot 0,4} = 85,99 \text{ хв}^{-1}$$

Кутова швидкість обертання двигуна:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3.14 \cdot 490}{30} = 51.29 рад/с$$

Фактичне передатне відношення привода:

$$U = \frac{n}{n_р} = \frac{490}{85.99} = 5.678$$

Приймаємо стандартне передаточне число $U_ф = 5,6$ [16].

Фактична частота обертання роликів:

$$n_ф = \frac{n}{U_ф} = \frac{490}{5,6} = 87,5 \text{ хв}^{-1}$$

Номінальний момент на валу двигуна:

$$M_н = 1000 \cdot \frac{N_{дв}}{\omega} = 1000 \frac{92}{51,29} = 1793,7 Нм$$

Статичний момент на валу двигуна [14]:

$$M_c = \frac{WD}{2U_\phi \eta} = \frac{45311,17 \cdot 0,4}{2 \cdot 5,6 \cdot 0,89} = 1818,27 Нм$$

Динамічний момент двигуна затрачуваний на прискорення обертових мас:

$$M_{дин} = 1,25 GD_я^2 = 1,25 \cdot 680^2 = 578 кНм$$

Кратність перевантаження двигуна:

$$\lambda = \frac{M_c}{M_н} = \frac{1818,27}{1793,7} = 1,01$$

Що нижче припустимої перевантажувальної здатності двигуна.

Визначемо потужність двигуна необхідну для транспортування слябів максимальних габаритів та перевірим перевантаження обраного двигуна. Максимальні розміри, слябів що транспортується b× h× l=5250×0,2×1,6 м, тоді його вага:

$$G_c = b \cdot h \cdot l \cdot \rho \cdot g = 5,25 \cdot 0,2 \cdot 1,6 \cdot 7850 \cdot 9.8 = 128419,2 H$$

Вага ролика

$$G_p = m_p \cdot g = 2033 \cdot 9.8 = 19923.4 H$$

Навантаження на ролик від ваги сляба:

$$G = G_c / z = 128419,2 / 8 = 16052,4 H$$

Опір пересуванню вантажу по хитному рольгангові [18]:

$$W = (G + G_p \cdot z)\frac{f \cdot d + 2 \cdot k}{D},$$

де k – плече тертя катання,яке визначаємо по формулі Герца, для випадку кочення циліндра по площині,м:

$$k = (2{,}16/4) \cdot \sqrt{\frac{2RG}{EL}} = (2.16/4)\sqrt{\frac{2 \cdot 0{,}2 \cdot 16052{,}4}{2{,}12 \cdot 10^5 \cdot 1{,}6}} = 0{,}074296$$

Підставивши числові значення в одержимо

$$W = (16052{,}4 + 19923{,}4 \cdot 8)\frac{0{,}00015 \cdot 0{,}15 + 2 \cdot 0{,}074}{0.4} = 65182{,}23H$$

Визначаємо потужність привода рольганга

$$N_2 = \frac{W \cdot V}{1000\eta} = \frac{65182{,}23 \cdot 1.8}{1000 \cdot 0.89} = 131{,}83 кВт$$

Визначаємо перевантаження двигуна ДП–82

$$\lambda = \frac{N_2}{N} = \frac{131.83}{92} = 1{,}42 \leq [\lambda] = 1.65$$

Умова виконується

2.2 Розрахункове обґрунтування конструкції приводу хитного рольгангу

Приймаючи до уваги обраний в попередньому розділі електродвигун приводу та необхдіні технологічні обмеження процесу, задаємося наступними вихідними даними:

– передаточне число привода роликів, U 5,6

– кутова швидкість обертання двигуна, ω 51,29 рад/сек

– потужність двигуна, $N_{дв}$ 92 кВт

– частота обертання роликів, $n_р$ 85,99 хв$^{-1}$

На рисунку 2.1 представлена кінематична схема привода рольганга.

З метою уніфікації зубчатого зачеплення приводу рольганга призначимо стандартні передаточні числа, що дозволить збільшити об'єм замовлення виготовлення типових деталей та як наслідок знизити їх собівартість. Розбиваємо загальне передаточне число привода $U = 5.6$ на три ступені. Приймаємо для першої ступені редуктора (швидкохідної із шевронним зачепленням $U_1 = 3.55$), для другої ступені (тихохідної) $U_2 = 1.6$, для трансмісійного вала з конічною передачею $U_3 = 1$ [17, 18].

Розрахунки ведемо за відомими методиками [16,17, 19-24].

Потужність, частота обертання й крутний момент на валах привода:

– швидкохідний вал редуктора (вал електродвигуна):

$$P_1=P_д\cdot\eta_1=92\cdot0,99=91,08кВт$$

$$n_1 = n_д = 490 \text{ хв}^{-1}$$

$$T_1=9550\cdot P_1/n_1 = 9550\cdot91,08/490=1775,13Н\cdot м$$

– тихохідний вал редуктора:

$$P_2=P_1\cdot\eta_2= 91,08\cdot0,97=88,35кВт,$$

$$n_2 = n_1 / U_1=490/3,55=138,03хв^{-1}$$

$$T_2=9550\cdot P_2/n_2 = 9550\cdot88,35/138,03=6112,75Н\cdot м$$

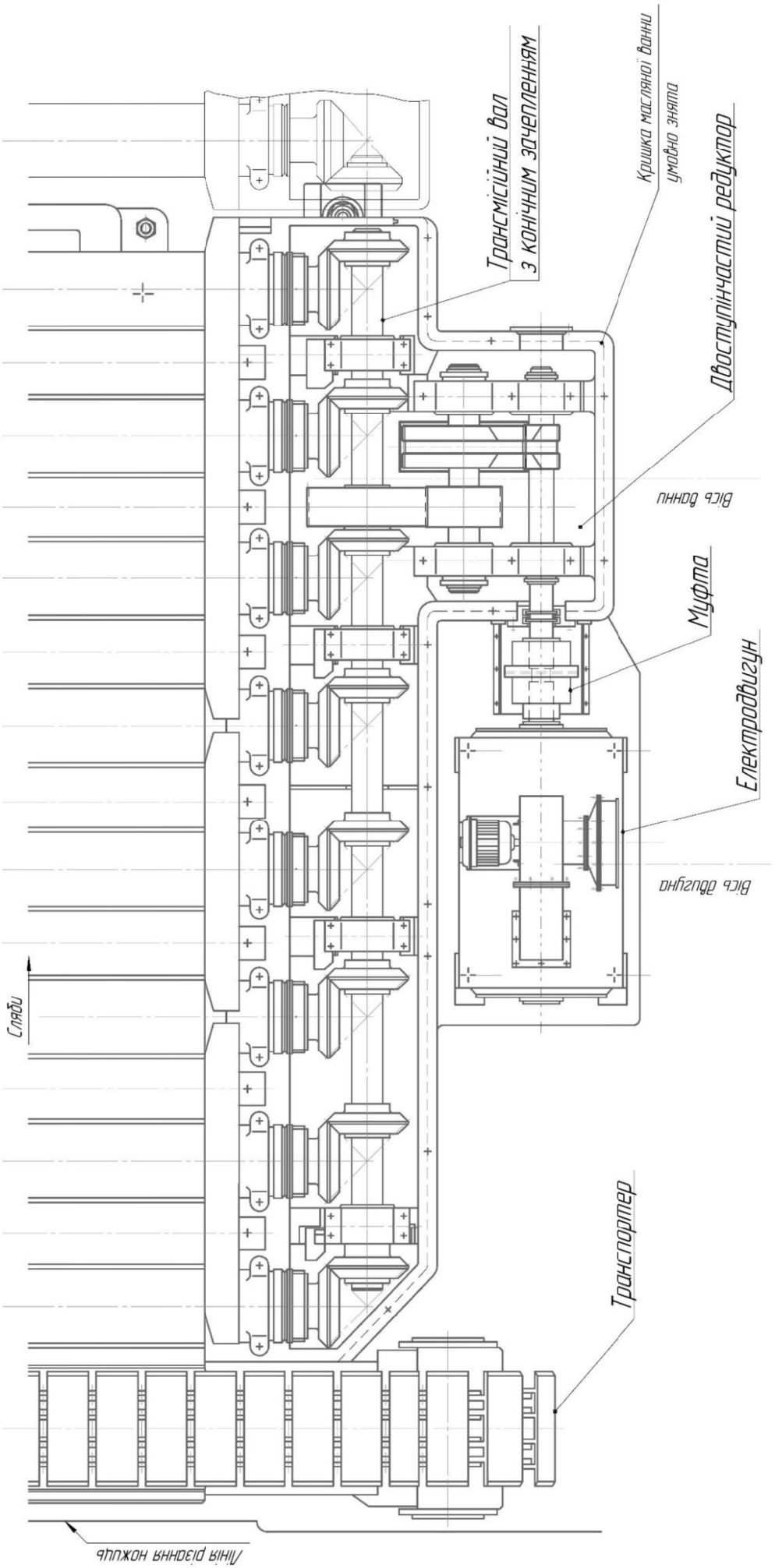


Рисунок 2.1 – Кінематична схема приводу хитного рольгангу

– трансмісійний вал з конічними передачами:

$$P_3=P_2\cdot\eta_3= 88,35\cdot0,97=85,7 \text{ кВт},$$

$$n_3 = n_2/ u_2 = 138,03/1,6=86,27 \text{хв}^{-1}$$

$$T_3=9550\cdot P_3/n_3 =9550\cdot85,7/86,27=9486,9 \text{Н}\cdot\text{м}$$

– ролик:

$$P_4=P_3\cdot\eta_3= 85,7\cdot0,94=80,56 \text{ кВт},$$

$$n_4 = n_3/ u_3 = 86,27 \text{хв}^{-1}$$

$$T_4= 9550\cdot P_3/n_3 =9550\cdot80,56/86,27=8917,69 \text{Н}\cdot\text{м}$$

Для виготовлення зубчастих коліс швидкохідного щабля вибираємо матеріал з високими механічними властивостями тому що це сприяє зменшенню габаритів редуктора, підвищенню надійності й довговічності його роботи (табл. 2.1).

Таблиця 2.1 – Вибір матеріалів

Деталь	Матеріал Сталь	МПА		Твердість	Термообробка
		$\sigma_в$	$\sigma_т$		
Шестірня	40Х	850	550	230…300НВ	Поліпшення
Колесо	45	750	450	192…240НВ	Поліпшення

Середня твердість:

для колеса $H_{вср}=0,5(H_{вmin}+H_{вmax})=0,5(230+300)=265$

для шестерні $H_{вср}=0,5(192+240)=216$

База випробувань на контактну міцність:

для шестірні $N_{H01}=(HB_{ср})^3=(265)^3=1{,}86\cdot10^7$

для колеса $N_{H02}=(HB_{ср})^3=(216)^3=1{,}008\cdot10^7$

Те ж, при розрахунку на вигин$N_{F0}=4\cdot10^6$

Дійсні числа циклів навантажень:

для колеса

$$N_2=60\cdot n_2\cdot L_h,$$

де $L_h=10...30$ т. годин – термін служби привода.

$$N_2=60\cdot30000\cdot138{,}03=2{,}48\cdot10^8$$

для шестерні $N_1=N_2/U_1=2{,}48\cdot10^8/3.55=69.86\cdot10^7$

В зв'язку з тим, що $N\geq N_{H0}$ й $N>4\cdot10^6$, приймаємо коефіцієнти довговічності $K_{HL}=1$ й $K_{FL}=1$

Контактні напруження, що допускаються

$$[\sigma_H]=\sigma_{H0}\cdot K_{HL}/S_H,$$

де σ_{H0} – тривала межа контактної витривалості;

S_H – коефіцієнт безпеки;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності.

для шестерні $\sigma_{H0}=2HB+70=2\cdot300+70=670$МПа, $S_H=1{,}1$, $K_{HL}=1$.

$$[\sigma_H]_1 = 670 \cdot 1/1,1 = 609,1 МПа;$$

для колеса $\sigma_{H0} = 2 \cdot 240 + 70 = 550 МПа$, $S_H = 1,1$, $K_{HL} = 1$

$$[\sigma_H]_2 = 550 \cdot 1/1,1 = 500 МПа.$$

Розрахункові напруження, що допускається:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(609,1 + 500) = 499,1 МПа$$

Умова $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_{Hмін}]$ виконується

Напруження вигину

$$[\sigma_F] = \sigma_{F\,0} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} / S_F,$$

де σ_F – тривала границя витривалості при вигині;

S_F – коефіцієнт безпеки;

K_{FC} – коефіцієнт впливу двостороннього додатка навантаження;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності :

для шестерні $\sigma_{F0} = 260 + НВ = 260 + 300 = 560 МПа$, $S_F = 1,75$, $K_{FC} = 0,8$, $K_{FL} = 1$

$$[\sigma_F]_1 = 560 \cdot 0,8 \cdot 1/1,75 = 256 МПа;$$

для колеса $\sigma_{F0} = 260 + НВ = 260 + 240 = 500 МПа$, $S_F = 1,75$, $K_{FC} = 0,8$, $K_{FL} = 1$

$$[\sigma_F]_2 = 500 \cdot 0,8 \cdot 1/1,75 = 228,57 МПа$$

Міжосьова відстань:

$$a_\omega=430\cdot(U_1+1)\sqrt{(T_2\cdot K_{H\beta})/(u_1^2\cdot\psi'_{ba}\cdot[\sigma_H]^2)}\ ,$$

де $K_{H\beta}$ =1,21 – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження,визначаємо за графіком при НВ ≤350;

$[\sigma_H]$ – розрахункове допустиме напруження :

ψ'_{ba} – відносна ширина колеса ψ_{ba} =0,4,ψ'_{ba} = (1,3…1,4)ψ_{ba}=1,4 ·0,4=0,56 тоді

$$\psi_{bd}=0,5\cdot\psi'_{ba}\cdot(u_1+1)=0,5\cdot0,56\cdot(3,55+1)=1,27$$

Таким чином,

$$a_\omega=430(3,55+1)^3\sqrt{(6112,75\cdot1,21)/(3,55^2\cdot1\cdot499,1^2)}=359\,мм$$

Приймаємо $a_\omega=400\,мм$

Нормальний модуль $m_n=(0.01\ldots0.02)\cdot a_\omega$,звідси :

$$m_n=(0.01\ldots0.02)\cdot400=4\ldots8мм$$

Приймаємо $m_n=6мм$.

Кут нахилу лінії зубів для шевронних $\beta=25\ldots40^\circ$. Приймемо попередньо кут нахилу зубів $\beta=28^\circ$, і визначимо числа зубів шестірні й колеса:

$$z_1=\frac{2\cdot a_w\cdot\cos\beta}{(U_1+1)\cdot m_n}=\frac{2\cdot400\cdot0.8829}{(3.55+1)\cdot6}=25.8$$

Приймаємо z_1=26

Звідси $z_2=z_1.\cdot U_1=26\cdot 3.55=92.3$, приймаємо $z_2=93$

Фактичне передаточне число

$$U_{1Ф} = z_2 / z_1 = 93/26 = 3,58$$

Уточнений розрахунок кута нахилу зубів

$$cos\beta = \frac{(z_1 + z_2)\cdot m_n}{2a_w} = 0.8925 \qquad \beta = 26^\circ 48^/$$

Розрахунок геометричних параметрів зубчастого зачеплення

Ділильний діаметр:

$$d_1 = \frac{m_n}{\cos\beta} z_1 = \frac{6}{0.8925}\cdot 26 = 175\,мм$$

$$d_2 = \frac{m_n}{\cos\beta} z_2 = \frac{6}{0.8925}\cdot 93 = 625\,мм$$

Перевірка

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{175 + 625}{2} = 400\,мм$$

Діаметр вершин зубів:

$$d_{a1} = d_1 + 2\cdot m_n = 175 + 2\cdot 6 = 187\,мм$$
$$d_{a2} = d_2 + 2\cdot m_n = 625 + 2\cdot 6 = 637\,мм$$

Діаметр западин зубів:

$$d_{f1} = d_1 - 2.5\cdot m = 175 - 2.5\cdot 6 = 160\,мм$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5 \cdot m = 625 - 2.5 \cdot 6 = 610\,мм$$

Ширина шестірні й колеса

$$b_2 = b_w = \psi_{ba} \cdot a_w = 0.4 \cdot 400 = 160\,мм$$

Приймаємо b_2= bw= 160мм (Ra 40);

$$b_1 = b_2 + (5...10) = 160 + 10 = 170мм$$

Приймаємо b_1 =170 мм (Ra 40).

Окружна швидкість у зачепленні

$$V = \frac{n_2 d_2 \pi}{60000} = \frac{625 \cdot 3.14 \cdot 138.03}{60000} = 4.5 м/с$$

Приймаємо ступінь точності К= 8 .

Сили в зачепленні:

$$Ft = 2 \cdot 103 \cdot T_2/d_1 = 2 \cdot 103 \cdot 6112{,}75/175 = 69860 Н$$

$$Fr = Ft \cdot tg\alpha_n/\cos\beta = 69860 \cdot 0{,}3249/\ 0{,}8925 = 28490 Н$$

де $\alpha_n = 20°$ – кут зачеплення в нормальному перетині.

Визначаємо коефіцієнт навантаження

$$K_H = K_{H\beta} K_{Ha} K_{HV},$$

де $K_{H\nu}$=1,22– коефіцієнт динамічного навантаження в зачепленні, при окружній швидкості V=4,5м/с, ступені точності K=8, твердості зубів HB≤350 для шевронної передачі;

$K_{H\alpha}$=1,05 – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами ;

$K_{H\beta}$=1,21 – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження, за графіком при HB ≤350.

Підставивши числові значсння ,одсржимо

$$K_H=1,22\cdot1,05\cdot1,21=1,55$$

Перевірочний розрахунок зубів на витривалість по контактних напруженнях:

$$\sigma_H=\frac{270}{a_w}\cdot\sqrt{\frac{T_2\cdot K_H\cdot(U_{1ф}+1)^3}{U_{1ф}^2\cdot b_2}}=\frac{270}{400}\sqrt{\frac{6112.75\cdot10^3\cdot1,55\cdot(3.58+1)^3}{3,58^2\cdot160}}=449,7\text{МПа}\le[\sigma_H]$$

Перевірочний розрахунок зубів на витривалість при вигині

$$\sigma_F=\frac{Y_F\cdot Y_\beta\cdot Y_\varepsilon\cdot F_t\cdot K_{F\beta}K_{F\upsilon}\cdot K_{F\alpha}}{b_w\cdot m}\le[\sigma_F],$$

де Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба;

Y_β – коефіцієнт, що враховує нахил зубів;

Y_ε – коефіцієнт, що враховує перекриття зубів;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця;

$K_{F\nu}$– коефіцієнт динамічного навантаження;

$K_{F\alpha}$– коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами:

Приймаємо при коефіцієнті зсуву X=0

$z_{v1}=z_1/\cos^3\beta=25/\cos^3 26^\circ 50=35.12$ Y_{F1}=3,75;

$z_{v2}=z_2/\cos^3\beta=100/\cos^3 26^\circ 50^{\cdot}=140,5$ Y_{F2}=3,6;

$Y_\beta=1-\beta/140$ =1–26º50′ /140=0,8107; $Y_\varepsilon=1/(0.95\cdot\varepsilon_\alpha)$ =1/(0,95·1,54)=0,68;

при ψ_{bd}= 0,788, H_1=300, H_2=255 $K_{F\beta}$=1,21;

при ступені точності К= 9, швидкості V=3,45 м/с для косозубої передачі K_{Fv}=1,14; при К=9 і V= 3,45 м/с $K_{F\alpha}$=1,35

Таким чином,

$$\sigma_{F1}=\frac{3,75\cdot 0,8107\cdot 0,68\cdot 39826\cdot 1,21\cdot 1,14\cdot 1,35}{180\cdot 8}=106,5\le[\sigma_F]$$

$$\sigma_{F2}=\frac{3,6\cdot 0,8107\cdot 0,68\cdot 39826\cdot 1,21\cdot 1,14\cdot 1,35}{180\cdot 8}=102,2\le[\sigma_F]$$

Умова міцності виконується

Визначаємо коефіцієнт запасу міцности по напруженням вигину.

$$S_{F1}=\frac{[\sigma_F]_1}{\sigma_{F1}}=\frac{256}{106.5}=2.4\le[S_F]=2.5$$

$$S_{F2}=\frac{[\sigma_F]_2}{\sigma_{F2}}=\frac{228.57}{102.2}=2.23\le[S_F]=2.5$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцности по контактних напруженнях.

$$S_H=\frac{[\sigma_H]_1}{\sigma_H}=\frac{609,1}{449,7}=1,35\le[S_H]=2.5$$

Згідно запропонованої в першому розділі модкрнізації вузла приводу хитного рольгангу, з метою підвищення коефіцієнта міцності а отже й терміну використання зубчастих коліс пропонується замінити матеріал колес першої ступені на матеріали з більш високими механічними характеристиками, призначені для використання при високих температурах 450÷500 °С та великих знакозмінних навантаженнях (табл. 2.2).

Таблиця 2.2 – Вибір матеріалів для забезпечення запропонованої модернізації

Деталь	Матеріал	МПа		Твердість HRC	Термообробка
		$\sigma_в$	$\sigma_т$		
Шестерня	38Х2Н2МА	1820	1520	53	Загартовування, відпуск
Колесо	30ХН2	1550	1400	48	Загартовування, відпуск

Визначимо контактні напруження, що допускаються

для шестірні σ_{H01}=17HRC+200=17·53+200=1101МПа

для колеса σ_{H02}=17HRC+200=17·48+200=1016МПа

Розрахункове напруження, що допускається:

$$[\sigma_H] = ([\sigma_{H01}]+[\sigma_{H02}])/2= (1101+1016)/2=1058,5МПа$$

Умова $[\sigma_H]=1058,5 \leq 1,25[\sigma_{H02}]=1270МПа$ виконується

Напруження вигину для колеса та шестерні

$$[\sigma_F] = 600 \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}/ 2=600 \cdot 0,91 \cdot 1/2=273МПа$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцности по напруженням вигину.

$$S_{F1} = S_{F2} = \frac{[\sigma_F]_1}{\sigma_{F1}} = \frac{273}{106.5} = 2.565$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцности по контактних напруженнях.

$$S_{H1} = \frac{[\sigma_{H01}]}{\sigma_H} = \frac{1101}{449,7} = 2.5$$

$$S_{H1} = \frac{[\sigma_{H02}]}{\sigma_H} = \frac{1016}{449,7} = 2.3$$

З метою отримання порівняно невеликі габарити приводного вузла, для тихохідного щабля при виготовленні шестерні обираємо леговану сталь 40Х а для колеса сталь 45.

Таблиця 2.3 – Вибір матеріалів для тихохідного щабля редуктора

	Матеріал Сталь	МПа		Твердість Н	Термообробка
		$\sigma_в$	$\sigma_т$		
Шестірня	40Х	850	550	230…300НВ	Поліпшення
Колесо	45	750	450	192…240НВ	Поліпшення

Середня твердість:

для колеса $H_{вср} = 0,5(H_{вmin}+H_{вmax}) = 0,5(230+300) = 265$

для шестерні $H_{вср} = 0,5(192+240) = 216$

База випробувань на контактну міцність:

для шестірні $N_{H03} = (HB_{cp})^3 = (265)^3 = 1{,}86 \cdot 10^7$

для колеса $N_{H04} = (HB_{cp})^3 = (216)^3 = 1{,}008 \cdot 10^7$

Те ж, при розрахунку на вигин $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$

Дійсні числа циклів навантажень:

для колеса $N_4 = 60 \cdot n_3 \cdot L_h = 60 \cdot 30000 \cdot 86{,}27 = 15{,}5 \cdot 10^7$

для шестірні $N_3 = N_3 / U_2 = 15{,}5 \cdot 10^7 / 1{,}6 = 9{,}7 \cdot 10^7$

В зв'язку з тим, що $N \geq N_{H0}$ й $N > 4 \cdot 10^6$, приймаємо коефіцієнти довговічності $K_{HL}=1$ й $K_{FL}=1$

контактні напруження, що допускаються

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} \cdot K_{HL} / S_H,$$

де σ_{H0} –тривала межа контактної витривалості,

S_H – коефіцісит безпеки;

K_{HL} – коефіцієнт довговічності:

для шестірні σ_{H03}=2НВ+70=2·300+70=670МПа,S_H = 1,1, K_{HL}=1.

$$[\sigma_H]_3 = 670 \cdot 1/1{,}1 = 609{,}1 \text{МПа};$$

для колеса σ_{H04}=2·240+70=550МПа, S_H= 1,1, K_{HL} =1

$$[\sigma_H]_4 = 550 \cdot 1/1{,}1 = 500 \text{МПа}.$$

Розрахункове напруження, що допускається:

$$[\sigma_H] = 0{,}45([\sigma_H]_3 + [\sigma_H]_4) = 0{,}45(609{,}1+500) = 499{,}1 \text{МПа}$$

Умова $[\sigma_H] \leq 1{,}23[\sigma_{H_{мін}}]$ – виконана.

Напруження вигину

$$[\sigma_F] = \sigma_{F0} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} / S_F,$$

де σ_{F0} – тривала границя витривалості при вигині;

S_F – коефіцієнт безпеки;

K_{FC} – коефіцієнт впливу двостороннього додатка навантаження;

K_{FL} – коефіцієнт довговічності :

для шестірні σ_{F03}=260+НВ=260+300=560МПа, S_F=1,75 [2,табл.8.9], K_{FC} = 0,7…0,8, K_{FL}=1

$$[\sigma_F]_3 = 560 \cdot 0{,}8 \cdot 1/1{,}75 = 256 \text{ МПа};$$

для колеса σ_{F04} =260+НВ=260+240=500МПа, S_F =1,75, K_{FC} = 0,7…0,8, K_{FL}=1

$$[\sigma_F]_4 = 500 \cdot 0{,}8 \cdot 1/1{,}75 = 228{,}57 \text{МПа}$$

Визначаємо міжосьова відстань.

$$a_{\omega_2} = 0{,}85 \cdot (U_1+1)^3 \sqrt{(E_{пр} \cdot T_3 \cdot K_{H\beta})/(u_2^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2)} \quad ,$$

де $K_{H\beta}$ =1,03 – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження, визначаємо за графіком при НВ ≤350;

$E_{пр} = 2{,}1 \cdot 10^5 \, МПа$ – модуль пружності;

$[\sigma_{II}]$ – розрахункове допустиме напруження :

ψ'_{ba} – відносна ширина колеса, приймаємо ψ_{ba} =0,4,тоді

$$\psi_{bd} = 0{,}5 \cdot \psi'_{ba} \cdot (u_1+1)=0{,}5 \cdot 0{,}4 \cdot (1{,}6+1)=0{,}52$$

Таким чином,

$$a_{\omega 2}=0{,}85(1{,}6+1)^3\sqrt{(2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 9392{,}03 \cdot 10^3 \cdot 1{,}21)/(1{,}6^2 \cdot 0{,}4 \cdot 499{,}1^2)} =467\text{мм}$$

Приймаємо $a_\omega = 500\,мм$

Знаходимо ширину колеса $b_w=\phi_{ba} \cdot a_{w2}=0.4 \cdot 500=200$мм. Приймаємо $\phi_т=40$ й знаходимо модуль $m=b_w/\phi_т=200/40=5$мм. Приймаємо m=5мм.

Сумарне число зубів

$$z_\Sigma=2a/m=2 \cdot 500/5=200$$

При розрахунку прямозубих передач без зсуву для збереження прийнятого значення a модуль слід підбирати,так щоб він був цілим числом.

Число зубів шестерні

$$z_3=z_\Sigma/(U_2+1)=200/2.6=76.9$$

Приймаємо $z_3=77 \geq z_{min}$

Число зубів колеса

$$z_4=z_1 \cdot U_2=200/2.6=123.2$$

Приймаємо $z_4 = 123$

Фактичне передатне відношення

$$U_{2Ф} = z_4 / z_3 = 123/77 = 1,6$$

Розрахунок геометричних параметрів зубчастого зачеплення

Ділильний діаметр:

$$d_3 = m \cdot z_3 = 5 \cdot 77 = 385мм$$

$$d_4 = m \cdot z_4 = 5 \cdot 123 = 615мм$$

Перевірка

$$a_{w2} = \frac{d_3 + d_4}{2} = \frac{385+655}{2} = 500мм$$

Діаметр вершин зубів:

$$d_{a3} = d_3 + 2 \cdot m = 385 + 2 \cdot 5 = 395мм$$

$$d_{a4} = d_4 + 2 \cdot m = 615 + 2 \cdot 5 = 625мм$$

Діаметр западин зубів:

$$d_{f3} = d_3 - 2.5 \cdot m = 385 - 2.5 \cdot 5 = 372.5мм$$

$$d_{f4} = d_4 - 2.5 \cdot m = 615 - 2.5 \cdot 5 = 602.5мм$$

Ширина шестірні й колеса

Виходячи з розрахунків Приймаємо $b_4 = b_w = 200мм$;

$$b_1 = b_2 + (5...10) = 200 + 10 = 210мм$$

Приймаємо $b_1 = 210$ мм (Ra 40).

Окружна швидкість у зачепленні

$$V=\frac{n_3 d_4 \pi}{60000}=\frac{615\cdot 3.14\cdot 86{,}27}{60000}=2.8\text{м/с}$$

Приймаємо ступінь точності К= 9 .

Сили в зачепленні:

Окружне зусилля

$$Ft = 2\cdot 103\cdot T_3/d_3 = 2\cdot 103\cdot 9392{,}03/385=49283\text{Н}$$

Радіальне зусилля

$$Fr = Ft\cdot tg\alpha = 49283\cdot 0{,}3249=16012\text{Н}$$

де $\alpha_n = 20°$ – кут зачеплення в нормальному перетині.

Визначаємо коефіцієнт навантаження

$$K_H=K_{H\beta}K_{Ha}K_{HV},$$

де K_{Hv}=1,10– коефіцієнт динамічного навантаження в зачепленні, при окружній швидкості V=2,8м/с, ступені точності К=9, твердості зубів НВ≤350 для прямозубої передачі;

$K_{H\alpha}$=1,13 – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами;

$K_{H\beta}$ =1,03 – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження, за графіком при НВ ≤350.

$$K_H=1{,}03\cdot 1{,}1\cdot 1{,}13=1{,}28$$

Перевірочний розрахунок зубів на витривалість по контактних напружешях

$$\sigma_H=\frac{270}{a_w}\cdot\sqrt{\frac{T_3\cdot K_H\cdot(U_{2\phi}+1)^3}{U_{2\phi}^2\cdot b_4}}=\frac{270}{500}\sqrt{\frac{9392{,}03\cdot10^3\cdot1{,}28\cdot(1{,}6+1)^3}{1{,}6^2\cdot200}}=348\text{МПа}\le[\sigma_H]$$

Перевірочний розрахунок зубів на витривалість при вигині

$$\sigma_F=\frac{Y_F\cdot F_t\cdot K_{F\beta}K_{F\upsilon}}{b_w\cdot m}\le[\sigma_F]$$

де Y_F – коефіцієнт, що враховує форму зуба;

$K_{F\beta}$ – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця;

$K_{F\nu}$ – коефіцієнт динамічного навантаження; Приймаємо при коефіцієнті зсуву X=0

$$z_{\nu3}=z_3=77 \quad Y_{F3}=3{,}6;$$

$$z_{\nu4}=z_4=123 \quad Y_{F4}=3{,}6;$$

Розрахунок виконуємо по тому з коліс пари,у якого менше $[\sigma_F]/Y_F$.

$$[\sigma_{F3}]/Y_{F3}=256/3.6=71{,}11;$$

$$[\sigma_{F4}]/Y_{F4}=228{,}57/3{,}6=63{,}49.$$

Розрахунок виконуємо по колесу

ψ_{bd}= 0,52, НВ ≤350 KFβ=1,05; при ступені точності К= 9, швидкості V=2.8 м/с для прямозубої передачі KFν=1,13.

Визначаємо коефіцієнт розрахункового навантаження:

$$K_F=K_{F\beta}K_{FV}=1.13\cdot1.05=1.19$$

Таким чином

$$\sigma_{F3} = \sigma_{F4} = \frac{3,6 \cdot 49283 \cdot 1,19}{200 \cdot 5} = 211\,МПа \le [\sigma_{F4}]$$

Умова міцності виконана

Визначаємо коефіцієнт запасу міцности по напруженням вигину.

$$S_{F3} = \frac{[\sigma_F]_3}{\sigma_F} = \frac{256}{211} = 1,21$$

$$S_{F4} = \frac{[\sigma_F]_4}{\sigma_F} = \frac{228.,57}{211} = 1,1$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцности по контактних напруженнях.

$$S_{H3} = \frac{[\sigma_H]_3}{\sigma_H} = \frac{609,1}{348} = 1,75$$

$$S_{H4} = \frac{[\sigma_H]_4}{\sigma_H} = \frac{500}{348} = 1,44$$

З метою підвищення коефіцієнта міцності а отже й збільшення терміну використання зубчастих колес пропонується замінити матеріал колес тихохідної ступені редуктора на матеріали з покращеними механічними характеристиками (табл. 2.4).

Таблиця 2.4 –Вибір матеріалів

Деталь	Матеріал	МПа		Твердість HRC	Термообробка
		$\sigma_в$	$\sigma_т$		
Шестерня	45ХН	1690	1530	55	Загартовування ,відпуск
Колесо	30ХГВТ	1520	1270	48	Загартовування ,відпуск

Визначимо контактні напруження, що допускаються

для шестерні σ_{H01}=17HRC+200=17·55+200=1135МПа

для колеса σ_{H02}=17HRC+200=17·48+200=1016МПа

Розрахункова напруження, що допускається:

$$[\sigma_H] = ([\sigma_{H01}]+[\sigma_{H02}])/2= (1135+1016)/2=1075,5МПа$$

Умова $[\sigma_H]=1075,5 \leq 1,25[\sigma_{H02}]=1270МПа$ виконується

Напруження вигину для колеса та шестерні

$$[\sigma_F] = 600 \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}/ 2=600 \cdot 1 \cdot 1/2=300МПа$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцности по напруженням вигину.

$$S_{F3} = S_{F4} = \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F} = \frac{300}{211} = 1,4$$

Визначаємо коефіцієнт запасу міцности по контактних напруженнях.

$$S_{H3} = \frac{[\sigma_{H03}]}{\sigma_H} = \frac{1135}{348} = 3,3$$

$$S_{H4} = \frac{[\sigma_{H04}]}{\sigma_H} = \frac{1016}{348} = 2,9$$

Що цілком відповідає виробничим потребам, та забезпечує довготривалу роботу вузла

Для виготовлення конічних зубчастих коліс трансмісійного вала вибираємо матеріали з високими механічними характеристиками, які сприяють зменшенню їх габаритів, підвищенню надійності й довговічності роботи конічної передачі (табл. 2.5).

Таблиця 2.5 – Вибір матеріалів для трансмісійної передачі з конічним зачепленням

Деталь	Матеріал Сталь	МПа		Твердість Н	Термообробка
		$\sigma_в$	$\sigma_т$		
Шестірня	40Х	850	550	45…50HRC	Загартування СВЧ
Колесо	40Х	850	550	45…50HRC	Загартування СВЧ

Середня твердість:

для колеса й шестерні $HRC_{ср} = 0.5(HRC_{\max} + HRC_{\min}) = 0.5(45 + 50) = 47.5$

або $H_{вср}$ =450

База випробувань на контактну міцність:

для шестірні $N_{H05}=(HB_{ср})^3=(450)^3=9{,}1\cdot10^7$

для колеса $N_{H06}=(HB_{ср})^3=(450)^3=9{,}1\cdot10^7$

Те ж, при розрахунку на вигин$N_{F0}=4\cdot10^6$

Дійсні числа циклів навантажень:

для колеса $N_6=60\cdot n_2\cdot L_h=60\cdot30000\cdot86{,}27=15{,}53\cdot10^7$

для шестірні $N_1=N_2/U_1=15{,}53\cdot10^7/1=15{,}53\cdot10^7$

В зв'язку з тим, що $N \geq N_{H0}$ й $N > 4 \cdot 10^6$, приймаємо коефіцієнти довговічності $K_{HL}=1$ й $K_{FL}=1$,

$[\sigma_H] = \sigma_H \cdot K_{HL}$,

де σ_H – тривала межа контактної витривалості,

$K_{HL}=1$– коефіцієнт довговічності:

для шестерні й колеса $\sigma_{H05}=17HPCср+170=17 \cdot 47,5+170=835МПа$

$[\sigma_H]_{5.6} = 835 \cdot 1=835МПа$

Так як модуль передачі m > 3мм, то $[\sigma_{F5}] =[\sigma_{F6}] = 310МПа$

Ділильний діаметр коліс.

$$de_5= de_6 =165 \cdot \sqrt[3]{(T_4 \cdot u_3 \cdot K_{H\beta})/(\vartheta_H \cdot [\sigma_H]^2)},$$

де $K_{H\beta}=1,08$ – коефіцієнт нерівномірності навантаження, при роликових вальницях в якості опор $\varphi_{bd} = 0.2$ і H>350;

$\vartheta_H=0,85$ – дослідний коефіцієнт несучої здатності для прямозубих передач.

$$\phi_{bd}=\frac{K_{be} \cdot U}{2-K_{be}}=\frac{0.285 \cdot 1}{2-0.285}=0.166 \approx 0.2$$

$$d_{e5}=d_{e6}=165\sqrt[3]{(8917,69 \cdot 1,08 \cdot 1)/(0.85 \cdot 835^2)}=417,9мм$$

Кути ділильних конусів шестірні трансмісійного вала й зубчастого колеса ролика:

δ_6=arc tg u_3= arc tg 1=45, $\cos\delta_6 = 0.7071$;

δ_5= 90°–δ_6 =90°–45°=45°, $\cos\delta_5 = 0.7071$.

$\sin\delta_5 = \sin 45^\circ = 0.7071$

Зовнішня конусна відстань:

$$R'_e = d_{e5} /2 \sin\delta_6 = 417,9/2 \sin 4\,5^\circ = 295,529 \text{мм}$$

Ширина коліс

$$b = 0.285 \cdot R'_e = 0,285 \cdot 295,529 = 84,23 \text{ мм}$$

Приймаємо b=84мм

Зовнішній торцевий модуль передачі.

$$m_e = \frac{14 K_{FB} T_4}{\vartheta_F d_{e5} b [\sigma]_F}$$

де ϑ_F=0.85– коефіцієнт для прямозубих передач;

K_{FB}=1.15 – коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при H>350 і $\varphi_{bd} = 0.2$;

$[\sigma_F]$ = 310МПа – напруження вигину .

$$m_e = \frac{14 \cdot 1,15 \cdot 8917,69 \cdot 10^3}{0,85 \cdot 417,9 \cdot 84 \cdot 310} = 13,5 \text{мм}$$

Приймаємо модульm_e=14мм

Число зубів колеса

$$Z_5 = d_{e5} / m_e = 417,9 / 14 = 29,85$$

Так як передаточне число рівне $U_3 = 1$, приймаємо $Z_5 = Z_6 = 30$

Фактичне передатне відношення

$U_{3Ф} = z_6 / z_5$ =30/30=1

Приймаємо остаточні розміри коліс

Кути ділильних конусів шестірні трансмісійного вала й зубчастого колеса ролика:

$$\delta_6 = \text{arc tg } u_3 = \text{arc tg } 1 = 45, \cos\delta_6 = 0.7071 \ ;$$

$$\delta_5 = 90° - \delta_6 = 90° - 45° = 45°, \cos\delta_5 = 0.7071 \ .$$

$$\sin\delta_5 = \sin 45^\circ = 0.7071$$

Ділильні діаметри коліс:

$$d_{e5} = m_e \cdot z_5 = 14 \cdot 30 = 420 \text{ мм};$$

$$d_{e6} = m_e \cdot z_6 = 14 \cdot 30 = 420 \text{ мм}.$$

Середня конусна відстань

$$R = \text{Re} - 0.5b = 295,529 - 0.5 \cdot 84 = 253,53 мм$$

Середній окружний модуль

$$m = m_e R / R_e = 14 \cdot 253{,}529 / 295{,}53 = 12 мм$$

Приймаємо модуль m=12мм

Коефіцієнт зсуву при передаточнім числі $U_3 = 1$ й числі зубів $Z_5 = Z_6 = 30$ $x_{e5} = x_{e6} = 0$

Середній діаметри коліс:

$$d_{m5} = 0.857\, d_{e5} = 0.857 \cdot 420 = 360 мм$$
$$d_{m6} = 0.857\, d_{e6} = 0.857 \cdot 420 = 360 мм$$

Зовнішні діаметри коліс:

$$d_{ae5} = d_{ae6} = d_{e5} + 2(1 + x_{e5}) m_e \cos\delta_5 = 420 + 2(1+0) \cdot 14 \cdot 0.7071 = 440 мм$$

Висота головки зуба в середньому перетині:

$$h_{ae5} = (h_a^* + x_5) m_e$$
$$h_{ae6} = (h_a^* + x_6) m_e$$

де h_a^*=1- коефіцієнт висоти головки зуба.

$$h_{ae5} = (1+0)14 = 14 мм$$
$$h_{ae6} = (1+0)14 = 14 мм$$

Висота ніжки зуба в середньому перетині:

$$h_{fe5} = (h_a^* + c^* - x) m_e$$
$$h_{fe6} = (h_a^* + c^* - x) m_e$$

де c^*=1 – коефіцієнт радіального зазору.

$$h_{fe5}=(1+0,2-0)\cdot 14=16.8мм$$

$$h_{fe6}=(1+0,2-0)\cdot 14=16.8мм$$

Зовнішня висота зуба:

$$h_{e5}=h_{ae5}+h_{fe5}=14+16.8=30.8мм$$

$$h_{e6}=h_{ae6}+h_{fe6}=14+16.8=30.8мм$$

Відстань від вершини до площини зовнішньої окружності вершин зубів:

$$B_5 = 0.5d_{e5} - h_{ae5}\sin\delta_5 = 0.5\cdot 420 - 14\cdot 0.7071 = 200\,мм$$

$$B_6 = 0.5d_{e6} - h_{ae6}\sin\delta_6 = 0.5\cdot 420 - 14\cdot 0.7071 = 200\,мм$$

Швидкість у зачепленні

$$V=\pi\cdot dm_5\cdot n_4/(60\cdot 103)=3,14\cdot 360\cdot 86,27/(60\cdot 103)=1,63\ м\cdot с^{-1}$$

Приймаємо ступінь точності К=9.

Сили в зачепленні. Окружна сила на ділильному діаметрі колеса

$$Ft= 2\cdot 103\cdot T_4/dm_5=2\cdot 103\cdot 8917,69/360=49543\ Н$$

$$Fr= Ft\cdot \operatorname{tg}\alpha\ \cdot\cos\delta_5 =49543\cdot \operatorname{tg}20^\circ\ \cdot\cos 45^\circ =12751Н$$

$$Fa= Ft\cdot tg\alpha \cdot \sin\delta_5 =49543\cdot tg20^{\circ} \cdot \sin 45^{\circ} =12751H$$

де $\alpha = 20^{\circ}$ – кут зачеплення.

З метою перевірки правильності розрахунку визначаємо розрахункові контактні напруження:

$$\sigma_H=2.12\cdot 10^3 \sqrt{\frac{K_{HB}U_3T_4}{d^3_{e6}\cdot\vartheta_H}} \le[\sigma]_H$$

де $K_{H\beta}$=1,08 – коефіцієнт нерівномірності навантаження;

ϑ_H=0,85– досвідчений коефіцієнт несучої здатності;

$[\sigma]_H$=835МПа напруження, що допускається.

$$\sigma_H=2.12\cdot 10^6 \sqrt{\frac{1,08\cdot 1\cdot 8917,69\cdot 10^3}{420^3 \cdot 0,85}}=829,1МПа\le[\sigma]_H=835МПа$$

Умова міцності по контактних напруженнях виконане.

Перевірочний розрахунок на витривалість при вигині

$$\sigma_{F6}=\frac{K_{FB}K_{FV}Y_{F6}F_t}{bm_e\vartheta_F}\le[\sigma]_F$$

де $K_{F\beta}$ =1,15– коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця при й H>350 іϕ_{bd}=0.2, при роликових вальницях у якості опор;

K_{FV}=1,06 – коефіцієнт динамічного навантаження, для прямозубих коліс при твердості зубів H>350;

ϑ_F=0,85– дослідний коефіцієнт несучої здатності, вибираємо по еквівалентних числах зубів Y_{F5}=3,7 і Y_{F6}=3,7 при коефіцієнті зсуву

$x_{e5}=0$ й $x_{e6}=0$.

$$Z_{v6}=Z_{v5}=\frac{Z_5}{\cos^3\beta_m\cos\delta_5}=\frac{30}{\cos^3 0^\circ\cdot\cos 4\,5^\circ}=42{,}43$$

Звідси

$$\sigma_{F6}=\frac{1{,}15\cdot 1{,}06\cdot 3{,}7\cdot 49543}{84\cdot 14\cdot 0{,}85}=223\,МПа\le[\sigma]_F,$$

$$\sigma_{F6}=232\,МПа\le[\sigma]_F=310\,МПа$$

$$\delta_{F5}=\delta_{F6}Y_{F5}/Y_{F6}=232\cdot 3{,}7/3{,}7=232\,МПа\le[\delta]_F$$

$$\sigma_{F5}=232\,МПа\le[\sigma]_F=310\,МПа$$

Умова міцності по напруженням вигину в зубах конічних коліс виконується.

Діаметри швидкохідного вала:

хвостовика $d_1^{'}=(130\ldots150)\cdot\sqrt[3]{P_1/n_1}=150\sqrt[3]{91{,}08/490}=85{,}6$мм

Так як швидкохідний вал редуктора з'єднується муфтою з валом електродвигуна необхідно погодити діаметри $d_1^{'}$ й $d_{дв}=130$мм.

Підбираємо муфту зубчасту №6 типу МЗП: $IM_2=6$ кг·м^2, [Т]=11800Нм. Діаметр отвору зубчастої полумуфти $d_1=105$ мм, діаметр отвору другої напів муфти $d_{дв}=130$ мм для з'єднання з валом електродвигуна [25].

Шестірню виконуємо за одне ціле з валом при $d_f/d_4=160/130\le 1.9$ діаметр вала під ущільненням $d_2^{'}=110$мм.

Обираємо роликову вальницю радіально-упорну 20977724 [26]: $d = 120\,мм$, $D = 200\,мм$, $B = 110\,мм$, $C = 437000\,H$, C_0=527000Н .

Діаметри проміжного вала:

під колесом $d_7=(150\ldots170)\cdot\sqrt[3]{P_2/n_2}=160\cdot\sqrt[3]{88,35/138,03}=137,88$мм

Приймаємо d_7=140мм (Ra 40).

Під шестернею з конструктивних міркувань приймаємо діаметр d_9=140мм

Під вальницею d_5=130 мм. Обираємо роликову радіально-упорну вальницю 2097726 [26]: $d = 130\,мм$, $D = 210\,мм$, $B = 110\,мм$, $C = 484000\,H$, $C_0 = 611000\,H$

Діаметри трансмісійного вала.

під колесом $d_9=(150\ldots170)\cdot\sqrt[3]{P_3/n_3}=160\cdot\sqrt[3]{85,7/86,27}=159,6$мм

Приймаємо діаметр трансмісійного вала d_{10}=160мм

конструктивно приймаємо d_9=250мм (Ra 40).

під вальницею d_8=160мм.

Обираємо радіальні вальниці із крученими роликами типу 15832 [26]: $d = 160\,мм$, $D = 290\,мм$, $B = 124\,мм$, $C = 341000\,H$, $C_0 = 306000\,H$, і роликову радіально-упорну вальницю типу 97530: $d = 150\,мм$, $D = 270\,мм$, $B = 172\,мм$, $C = 942000\,H$, $C_0 = 1200000\,H$.

3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Перевірка обраного електродвигуна хитного рольганґу з урахуванням динамічної складової

Розвиток електрообладнання металургійних підприємств відбувається за низкою ключових напрямів, що визначають сучасний рівень технічного прогресу галузі. Передусім це зростання одиничної потужності електроустановок і агрегатів, що дозволяє підвищити продуктивність виробництва. Водночас значна увага приділяється підвищенню надійності їх функціонування. Широко впроваджуються регульовані електроприводи, які базуються на застосуванні тиристорних перетворювачів як постійного, так і змінного струму. Важливим етапом розвитку є перехід до безконтактних систем керування, створених на основі напівпровідникових технологій і здатних працювати в автоматичному режимі з використанням багатоконтурних систем регулювання. Крім того, дедалі більшого поширення набуває застосування керуючих обчислювальних систем, що забезпечують підвищення точності та ефективності управління технологічними процесами [27].

У сучасній металургії електрична апаратура, особливо в складі електроприводів, виконує широкий спектр функцій, які часто мають складний і багаторівневий характер. Окрім безпосереднього керування приводами, вона забезпечує захист обладнання від аварійних режимів, таких як перевантаження або короткі замикання. Також реалізуються різноманітні системи блокувань, що гарантують правильну послідовність увімкнення та вимкнення окремих механізмів і агрегатів. Важливою складовою є контроль за перебігом технологічного процесу та технічним станом електрообладнання [28].

Транспортні машини є невід’ємною складовою сучасного виробництва, оскільки забезпечують механізацію як основних, так і

допоміжних операцій. Серед них особливе місце займають рольганги – транспортні пристрої без тягового елемента, які широко застосовуються в прокатних цехах для переміщення металу [29].

Хитний рольганг заціло з транспортером є складовою частиною облаштування ножиць із верхнім різом із зусиллям різання 20 МН і виконує важливі технологічні функції. Він призначений для приймання, фіксації та подальшого різання прокату на мірні довжини, а також для передачі нагрітих слябів на наступний транспортний рольганг. Швидкість переміщення слябів становить 0,5 або 1,8 м/с. Конструктивно рольганг складається з восьми роликів, які приводяться в рух груповим приводом від двигуна постійного струму через редуктор і трансмісійний вал із конічною передачею.

Необхідність забезпечення широкого діапазону регулювання швидкості прокату за умови збереження достатнього крутного моменту обумовлена вимогами точного позиціювання матеріалу в зоні різання. Це дає змогу здійснювати різання на задані довжини та видаляти хвостові частини прокату. Регулювання швидкості також сприяє зниженню динамічних навантажень на пересувний упор, що підвищує його довговічність і запобігає можливим відмовам.

Керування приводом хитного рольганга здійснюється з поста управління за допомогою командоконтролера [30]. До основних вимог, що висуваються до привода роликів, належать забезпечення стабільної заданої швидкості руху слябів, оптимальні режими розгону та гальмування, надійна робота в умовах підвищених температур, а також висока загальна надійність системи.

Вибір електродвигуна за потужністю ускладнюється тим, що навантаження на його вал у процесі роботи є змінним у часі. Це призводить до зміни втрат потужності та, відповідно, температурного режиму двигуна. Правильний підбір двигуна має вирішальне значення, оскільки визначає як надійність роботи привода, так і його енергетичну ефективність.

У разі недовантаження двигуна спостерігається його нераціональне використання, що супроводжується зниженням коефіцієнта корисної дії та коефіцієнта потужності, а також призводить до зайвих капітальних витрат. Натомість перевантаження двигуна викликає зростання струмів і втрат енергії понад номінальні значення. Негативним впливом перевантаження також є перегрів обмоток електродвигуна. Перевищення допустимої температури прискорює старіння ізоляції через зміну її фізико-хімічних властивостей, що, у свою чергу, зменшує термін служби та надійність машини. Саме тому температурний режим, зокрема перевищення температури обмоток, є одним із ключових критеріїв під час вибору електродвигуна [31].

Для привода роликів хитного рольганга доцільно застосувати електродвигун постійного струму, оскільки він забезпечує широкий діапазон регулювання швидкості, її плавну зміну та здатний витримувати значну кількість пусків протягом години.

Розрахунок необхідної потужності та обґрунтування вибору типу двигуна наведено у другому розділі кваліфікаційної роботи. Додатково потрібно виконати перевірку обраного електродвигуна постійного струму типу ДП-82 потужністю 92 кВт на відповідність умовам нагріву, що дозволить врахувати динамічні складові технологічного процесу. Вихідні дані для розрахунку:

діаметр ролика	$D = 400\,мм$
маховий момент на валу двигуна	$GD_я^2 = 68\,кг \cdot м^3$
діаметр муфти	$d_m = 380\,мм$
діаметр шестерні	$d_1 = 175мм$
діаметр колеса	$d_2 = 625мм$
діаметр шестерні	$d_3 = 385\,мм$
діаметр колеса	$d_4 = 615мм$
діаметр конічної шестерні	$d_{5,6} = 426\,мм$

маса ролика $m_p = 2033\,кг$

маса муфти $m_м = 92{,}4кг$

маса шестерні $m_1 = 230кг$

маса колеса $m_2 = 450кг$

маса шестерні $m_3 = 215\,кг$

маса колеса $m_4 = 330кг$

маса конічної шестерні $m_{5,6} = 160\,кг$

статичний момент двигуна $Mc = 1818{,}27Нм$

кутова швидкість обертапння двигуна $\omega = 51{,}29рад/с$

Момент інерції ролика

$$I_P = \frac{m_p D^2}{8} = \frac{2033 \cdot 0.4^2}{8} = 40.66 кгм^2$$

Момент інерції муфти

$$I_м = \frac{4 m_м R^2}{9} = \frac{4 \cdot 0.19^2 \cdot 92.4}{9} = 1{,}48 кгм^2$$

Момент інерції шестерні

$$I_1 = \frac{m_1 R^2}{2} = \frac{(0.175/2)^2 \cdot 0.23}{2} = 0.88 кгм^2$$

Момент інерції колеса

$$I_2 = \frac{4 m_2 R^2}{7} = \frac{450 \cdot (0.625/2)^2 \cdot 4}{7} = 25.11 кгм^2$$

Момент інерції шестерні

$$I_3=\frac{4m_3R^2}{7}=\frac{215\cdot(0.385/2)^2\cdot4}{7}=4.6\text{кгм}^2$$

Момент інерції колеса

$$I_4=\frac{4m_4R^2}{7}=\frac{330\cdot(0.615/2)^2\cdot4}{7}=17.8\text{кгм}^2$$

Момент інерції колеса

$$I_{5.6}=\frac{4m_5R^2}{7}=\frac{160\cdot(0.426/2)^2\cdot4}{7}=4.15\text{кгм}^2$$

Визначимо маховий момент обертальних мас приведених к валу двигуна

$$GD^2_{\text{пр.вр}}=GD^2_{\text{Я}}+4gI_M+4gI_1+4g(I_2+I_3)\cdot\frac{1}{i_1^2}+4g(I_4+I_5)\frac{1}{(i_1\cdot i_2)^2}+4g(I_6+I_P)\frac{1}{(i_1\cdot i_2\cdot i_3)^2}$$

де і – предаточне відношення для першої ступені редуктора (швидкохідної із шсвронним зачсплснням $i_1=3.55$), для другої ступені (тихохідної) $i_2=1.6$, для трансмісійного вала з конічною передачею $i_3=1$;

g – прискорення вільного падіння.

$$GD^2_{пр.вр} = 680 + 4 \cdot 1{,}48 \cdot 9{,}8 + 4 \cdot 9{,}8 \cdot 0{,}88 + 4 \cdot 9{,}8 \cdot (25 + 4{,}6) \cdot \frac{1}{3{,}55^2} + 4 \cdot 9{,}8 \cdot (17{,}8 + 4{,}15 \cdot 8) \cdot$$

$$\cdot \frac{1}{(3{,}55 \cdot 1{,}6)^2} + 4 \cdot 9{,}8 \cdot (8 \cdot 4{,}15 + 40{,}66 \cdot 8) \frac{1}{(3{,}55 \cdot 1{,}6 \cdot 1)^2} = 1360{,}9 Нм^2$$

Маховий момент поступальних частин приведених к валу двигуна

$$GD^2_{пр.пос} = \frac{365GV^2}{n^2} = \frac{365 \cdot 1.8^2 \cdot 56045.81}{490^2} = 276 Нм^2$$

Визначимо маховий момент обертальних та поступальних мас приведений к валу двигуна ДП-82.

$$GD^2_{пр} = GD^2_{пр.вр} + GD^2_{пр.пост} = 1360 + 276 = 1636.95 Нм^2$$

Динамічний момент на валу двигуна

$$M_д = \frac{nGD^2}{375t_р} = \frac{490 \cdot 1636.95}{375 \cdot 1.3} = 1645 Нм$$

де $t_р = 1.3c$ – тривалість розгону двигуна.

Виходячи з навантажувальної діаграми двигуна (рисунок 3.1) визначаємо еквівалентний момент

$$M_{екв} = \sqrt{\frac{\sum M^2 t}{\sum t}} = \sqrt{\frac{2 \cdot (2 \cdot 1818^2) + (1645^2 \cdot 1.3) \cdot 10 + 3 \cdot (1818 \cdot \cdot 4)}{29}} = 1742.57 Нм$$

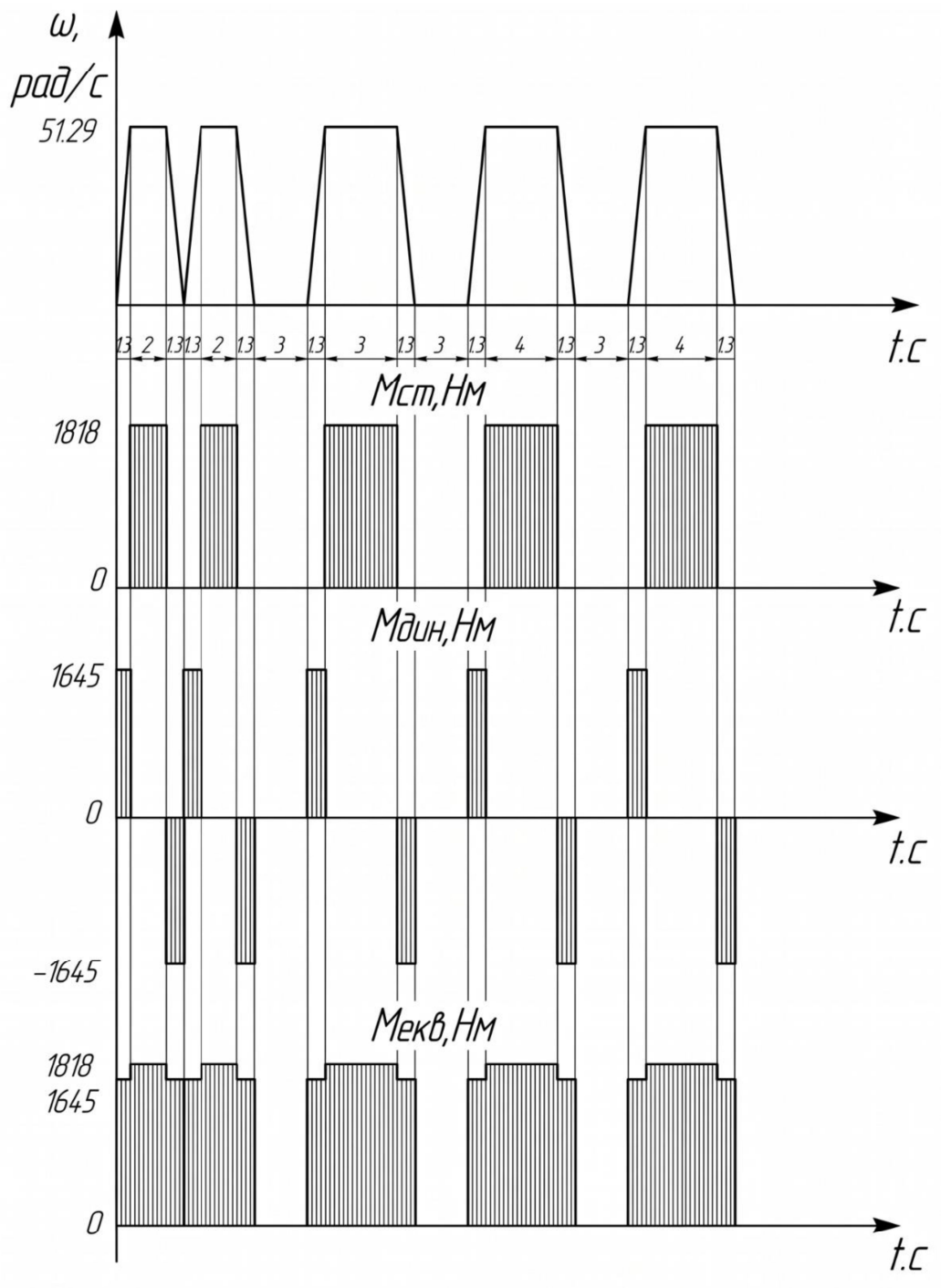


Рисунок 3.1 – Навантажувальна діаграма двигуна ДП-82 хитного рольгангу

Умова по перегріву двигуна ДП-82 виконується

$$M_{екв}=1742.57 \leq [M_{ном}]=1793,7 Нм$$

Номінальна потужність двигуна

$$N=M_{екв}\omega=1742,57\cdot51,29=89367,59Вт$$

Що відповідає обраній в розділі 2, тому остаточно обираємо електродвигун ДП–82

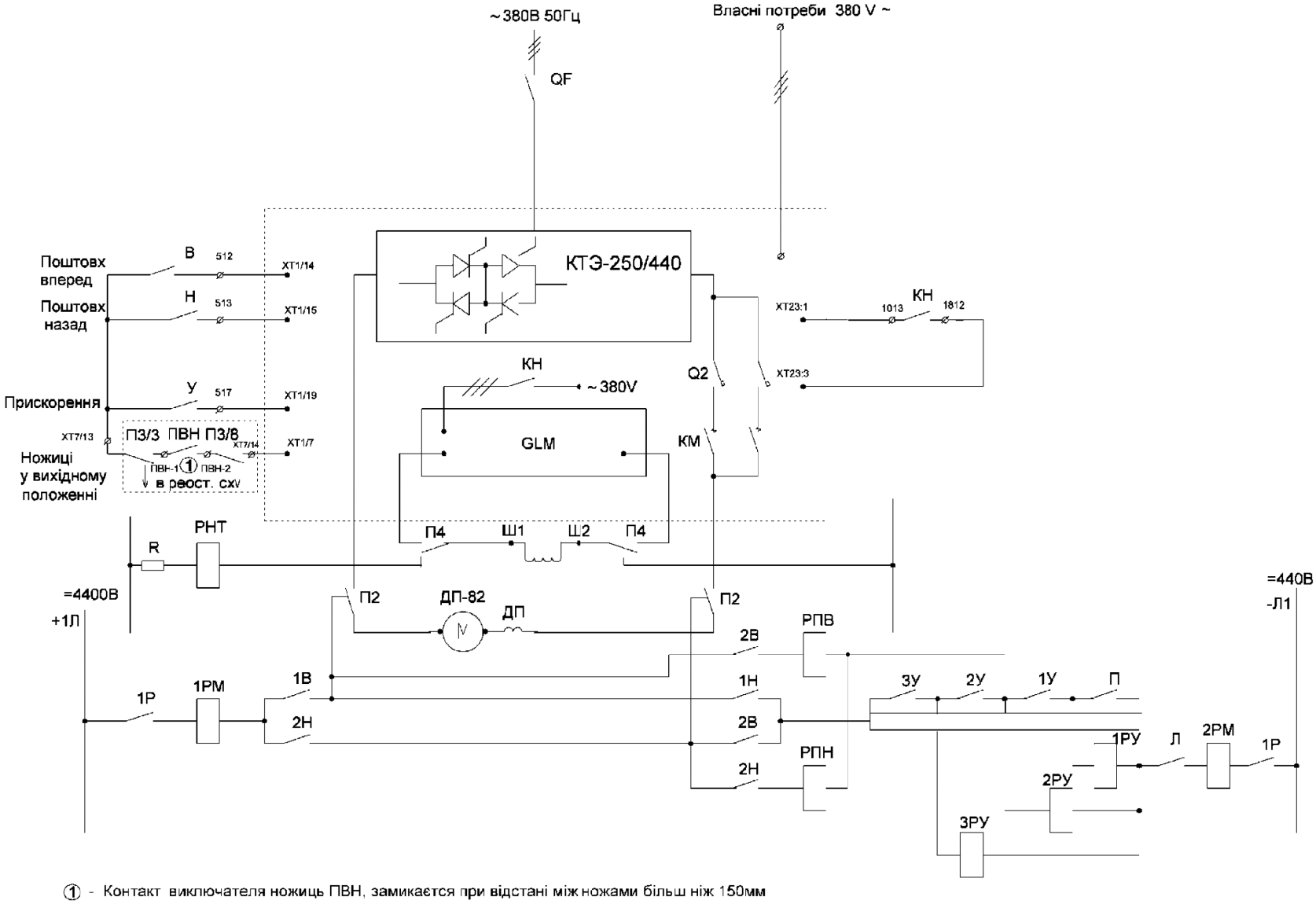
3.2 Розробка електричної схеми привода хитного рольганга

Керування приводом хитного рольганга може здійснюватися як за допомогою комплектного тиристорного електропривода типу КТЕ 250/440, так і за реостатною схемою (рисунок 3.2). Вибір конкретного режиму роботи реалізується перемикачем П3 (рисунок 3.3), який змінює положення контактів П3/1–П3/8. У разі відмови однієї зі схем передбачено оперативне перемикання на резервну, що підвищує загальну надійність системи.

Живлення кіл, як силових так і оперативних, у реостатному режимі здійснюється через рубильники 1Р і 2Р, тоді як при тиристорному керуванні використовується подача напруги через автоматичні вимикачі SF1 і SF2. Автоматичні вимикачі оперативного кола виконують функцію захисту: вони забезпечують проходження струму в штатному режимі та відключають коло при коротких замиканнях, перевантаженнях або критичному зниженні напруги. Для додаткового захисту реостатного кола після рубильника 2Р встановлено запобіжники типу ПР.

Задання напрямку обертання та швидкості роликів здійснюється командоконтролером (КК), який має чотири робочі положення: два положення задають рух вперед і, відповідно, інших два, дозволяють виконувати реверс.

Розглянемо роботу системи в реостатному режимі. При ввімкнених рубильниках 1Р і 2Р та нульовому положенні рукоятки командоконтролера, за умови що ножиці перебувають у вихідному положенні, на котушку реле (струму) надходить напруга, внаслідок чого замикається його контакт у оперативному колі. Через цей контакт живлення поступає на реле нульового захисту РН.



① - Контакт виключателя ножиць ПВН, замикається при відстані між ножами більш ніж 150мм

Рисунок 3.2 – Схема керування приводом хитного рольганга

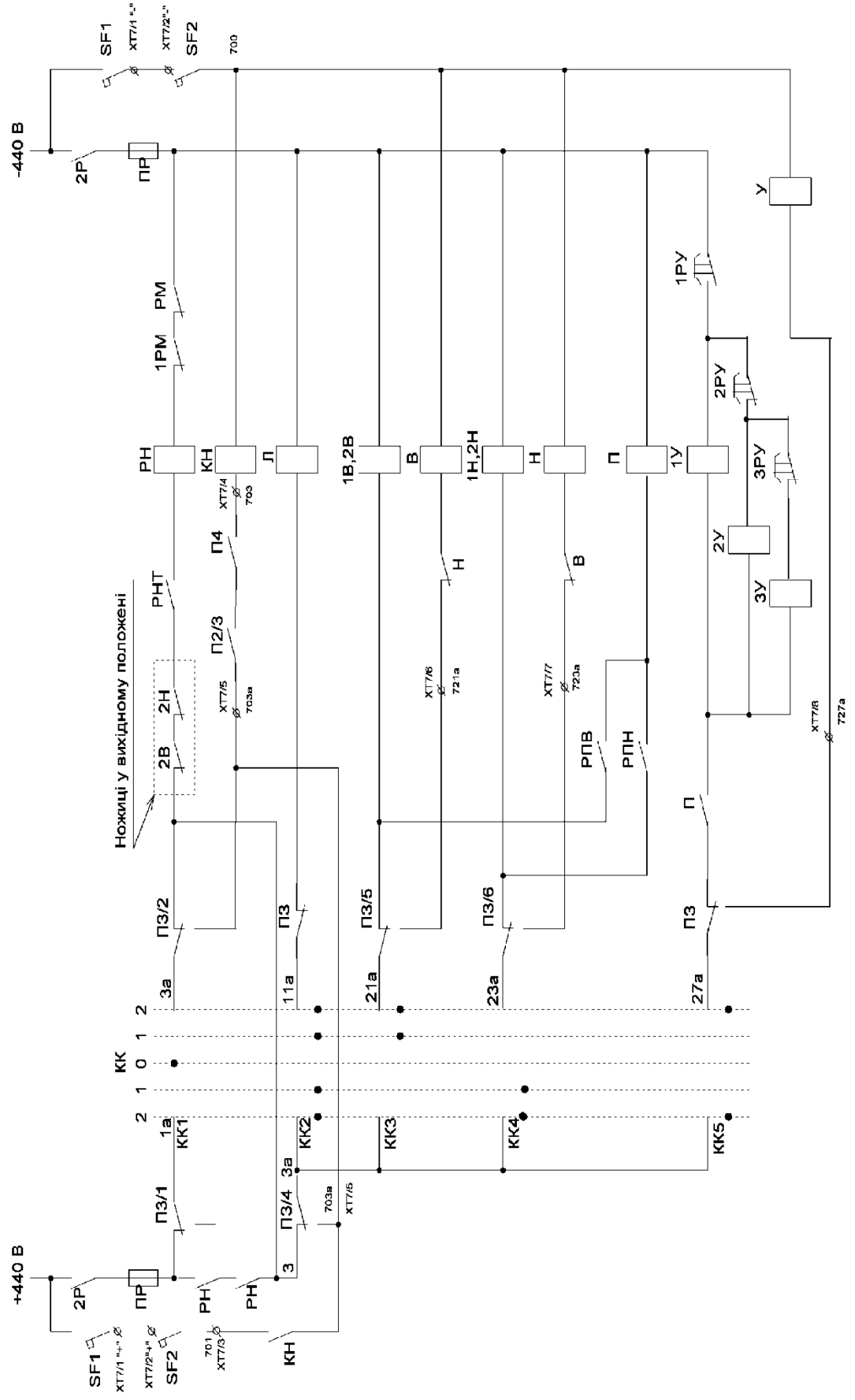


Рисунок 3.3 – Схема перемикача системи керування приводом хитного рольгангу

Після спрацювання, реле, замикає власні контакти, забезпечуючи самопідхоплення, в цей момент подається і напруга на контакти командоконтролера КК2–КК5. Таким чином формується готовність оперативного кола до роботи.

При переведенні командоконтролера в перше положення «вперед» напруга через контакт КК2 (з лінії 3а) надходить на лінію 11а і далі – на котушку лінійного реле Л. Спрацювання цього реле призводить до замикання його контактів, через які на силове коло подається напруга 440 В, забезпечуючи живлення реостатного кола.

Подальше перемикання КК у наступне положення активує контактор реверсу (1В, 2В), контакти якого змінюють полярність підключення двигуна: позитивний сигнал подається на відповідний контакт якоря, а в коло іншого виводу вводиться пусковий реостат. Це забезпечує пуск двигуна з обмеженням струму та плавний розгін. У міру подальшого переміщення рукоятки командоконтролера відбувається поетапне виведення секцій реостата, що супроводжується збільшенням швидкості обертання електродвигуна і, відповідно, роликів рольганга.

Після спрацювання контактора противмикання замикаються його силові контакти П, у результаті чого формується силове коло і електродвигун починає обертатися через пусковий реостат. Наявність додаткового опору в колі якоря обмежує пусковий струм і забезпечує початковий рух із невеликою швидкістю. Обмотка збудження при цьому живиться безпосередньо від мережі за умови встановлення перемикача П4 у положення реостатного керування. Двигун від перевантажень захищено шляхом включення у коло реле максимального струму 1РМ і 2РМ, які при перевищенні допустимих значень струму розмикають свої контакти та відключають коло.

При переведенні командоконтролера в положення «2» вперед замикаються контакти КК2, КК3 та КК5. Робота схеми в цілому повторює алгоритм для положення «1», однак додатково активується контакт КК5, через який подається напруга на котушки контакторів прискорення 1У, 2У і 3У. Ці

контактори поетапно виводять секції пускового реостата з кола якоря (через замикання контактів 3У, 2У, 1У), що забезпечує розгін двигуна до природної механічної характеристики. Контроль струму якоря в процесі розгону здійснюють реле прискорення 1РУ, 2РУ, 3РУ, які підтримують його в заданих межах і виконують функцію захисту. У випадку виникнення перевантаження, реле розмикають контакти в оперативному колі, що призводить до зменшення швидкості обертання двигуна та запобігає пошкодженню привода.

Гальмування роликів реалізується методом противмикання. Для цього рукоятка командоконтролера переводиться з положення «1» вперед у положення «1» назад. При цьому змінюється полярність напруги на якорі, і двигун починає створювати гальмівний момент. У коло якоря знову вводиться повний опір реостата, що дозволяє обмежити струм і забезпечити контрольоване гальмування прокату в заданій точці, зокрема в зоні різання ножиць.

У положенні «1» назад замикаються контакти КК2 і КК4. Одночасно контактори (прискорення та реверсу вперед (1У, 2В)) і відповідні реле залишаються знеструмленими, але при цьому обмотка (збудження) залишається під напругою. Замикання контакту КК2 забезпечує формування оперативного кола, аналогічно режиму «1» вперед. Контакт КК4 подає напругу на котушки контакторів реверсу назад (1Н, 2Н), які змінюють полярність підключення якоря. Одночасно спрацьовує реле противмикання назад (РПН), яке замикає контакти в оперативному колі та вмикає контактор противмикання. У результаті формується силове коло з уведеним реостатом, і двигун починає обертатися у зворотному напрямку з обмеженою швидкістю.

При положенні командоконтролера «2» назад замикаються контакти КК2, КК4 і КК5. Робота схеми в цьому режимі аналогічна поєднанню режимів «1» назад і «2» вперед: двигун обертається у зворотному напрямку, а ступінчасте виведення опору з кола якоря забезпечує його розгін до номінальної швидкості. Контроль процесу розгону і навантаження здійснюється реле прискорення, які регулюють струм і захищають привід від

перевантажень.

Перехід в режим тиристорнорго керування здійснюється встановленням перемикачів П3 і П4 (у колі збудження), а також П2 (у колі якоря) у відповідні положення. Така комутація повністю виключає використання пускових і регулювальних реостатів, що, у свою чергу, зменшує втрати електроенергії та підвищує загальний коефіцієнт корисної дії привода. Живлення електродвигуна при цьому здійснюється від тиристорного перетворювача типу КТЕ, який забезпечує плавну зміну напруги та реалізацію безступінчастого регулювання швидкості.

Після введення в дію автоматичних вимикачів (SF1, SF2) подається напруга на оперативні кола, зокрема на котушку реле нульового блокування КН. При його спрацюванні замикаються відповідні контакти, які забезпечують подачу живлення на кола командоконтролера. Таким чином, як і в реостатному режимі, попередньо складаютьсяя оперативне та силове кола без фактичного запуску електродвигуна, що свідчить про готовність системи до роботи. Додатково така схема дозволяє виключити самовільний пуск привода після відновлення живлення, що є важливою умовою безпечної експлуатації.

У положенні командоконтролера «1» вперед контакт КК2 забезпечує передачу керуючого сигналу в оперативному колі, однак окремі елементи реостатної схеми (наприклад, контакти П3/3) у цьому режимі не задіяні. Водночас контакт КК4 подає напругу на котушку контактора реверсу вперед, який формує відповідний сигнал керування для тиристорного перетворювача. У результаті двигун починає обертатися з наперед заданою швидкістю, причому її зміна відбувається плавно, без ривків і ударних навантажень.

При встановленні рукоятки командоконтролера в положення «1» назад змінюється характер керуючого сигналу, що надходить до тиристорного перетворювача від контактора реверсу. Це призводить до зміни полярності напруги на якорі двигуна, внаслідок чого здійснюється його реверсування.

Складання тиристорного кола можливе лише за умови, що ножиці перебувають у вихідному (безпечному) положенні, коли відповідні

блокувальні контакти замкнені.

У положеннях командоконтролера «2» вперед і «2» назад робота системи доповнюється подачею сигналу з контакту КК5 на реле прискорення. Це реле формує команду для тиристорного перетворювача на збільшення вихідної напруги, що призводить до подальшого зростання швидкості обертання двигуна. На відміну від реостатного способу, де регулювання здійснюється ступінчасто шляхом виведення опорів, у тиристорному приводі цей процес є безперервним і більш точним.

Отже, застосування тиристорного керування дозволяє, забезпечити високу точність регулювання, зниження динамічних навантажень, покращення енергоефективності та збільшення ресурсу роботи основних елементів системи.

3.3 Вибір силової апаратури

Вибір панелі керування пуском та роботою двигуна постійного струму виходячи з номінального струму та напруги двигуна.

Обираємо для керування привода роликів хитного рольганга металургіну панель керування типу ПС-250 з номінальним струмом використання 250 А, номінальною напругою 440В.

Автоматичний вимикач вибираємо з метою виключення з силового ланцюга керування привода рубильника й силових запобіжників

Автоматичний вимикач вибираємо з умови :

$$I = \frac{0{,}827 \cdot I_{НД}}{\sqrt{3}} = \frac{0{,}827 \cdot 230}{\sqrt{3}} = 109{,}8А$$

де Інд=230А -ток якоря двигуна

Обираємо автоматичний вимикач типу ВА 57Ф35 Іном=160А та напругою роботи до Uном= 660В..

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

4.1 Аналіз потенційно-небезпечних і шкідливих факторів виробничого середовища дільниці обтискного стану Слябінг 1150

Дільниця обтискного стану «Слябінг 1150» характеризується високою енергоємністю, значними механічними навантаженнями та інтенсивними тепловими і динамічними процесами. У процесі роботи обладнання та обробки металу формується комплекс потенційно небезпечних і шкідливих факторів, які можуть негативно впливати на здоров’я обслуговуючого персоналу, а також створювати ризики аварійних ситуацій [32].

До основних механічних факторів, які можуть завдати шкоду робчому персоналу належать:

- рухомі частини обладнання (валки, шпинделі, редуктори, рольганги);
- переміщення злитків і слябів великої маси;
- можливість вильоту металу при захваті валками;
- падіння або перекіс заготовок під час транспортування.

Особливу небезпеку становлять відкриті передачі та обертові вузли, які можуть спричинити травмування при випадковому контакті. Також існує ризик защемлення між рухомими елементами рольгангів і металом.

Процес прокатки супроводжується високими температурами (до 1100÷1250 °С), що створює:

- інтенсивне теплове випромінювання;
- нагрівання повітря робочої зони;
- ризик опіків при контакті з гарячим металом або обладнанням.

Тривалий вплив теплового випромінювання може призводити до перегрівання організму та зниження працездатності персоналу.

У зоні обтискного стану утворюються:

- циндра (металевий пил);
- продукти згоряння палива нагрівальних печей;

– аерозолі мастильних матеріалів.

Недостатня ефективність аспіраційних систем може призводити до підвищення концентрації пилу і газів у повітрі, що негативно впливає на органи дихання.

Робота прокатного обладнання супроводжується:

– високим рівнем шуму (часто понад допустимі норми);
– вібрацією від роботи приводів і ударних навантажень.

Тривалий вплив шуму може викликати зниження слуху, а вібрація — негативно впливати на опорно-руховий апарат та нервову систему.

Обладнання стану працює від потужних електроприводів, що створює ризики:

– ураження електричним струмом;
– пошкодження ізоляції кабелів;
– виникнення коротких замикань.

Особливо небезпечними є умови підвищеної температури та запиленості, які можуть погіршувати стан електрообладнання.

До потенційних джерел пожежо- та вибухонебезпеки належать:

– мастильні матеріали;
– гідравлічні рідини;
– нагрітий метал;
– електричні установки.

У разі витоку мастил або порушення технологічного процесу можливе неконтрольоване займання у маслопідвалі.

Робота на обтискному стані характеризується:

– високою відповідальністю за безпеку процесу;
– необхідністю швидкого реагування;
– значним фізичним та емоційним навантаженням.

Це може призводити до перевтоми, зниження уваги та підвищення ймовірності помилок.

До потенційно-небезпечних факторів організаційного характеру належать:

- недостатня автоматизація окремих процесів;
- можливі порушення інструкцій з охорони праці;
- недостатній контроль технічного стану обладнання.

Невиконання регламентів технічного обслуговування може спричинити аварійні ситуації.

Таким чином, виробниче середовище обтискного стану «Слябінг 1150» характеризується наявністю комплексу небезпечних і шкідливих факторів різної природи: механічних, теплових, хімічних, акустичних та організаційних. Їхній вплив може бути значно знижений за рахунок впровадження сучасних засобів захисту, автоматизації процесів, ефективних систем вентиляції та суворого дотримання вимог охорони праці.

У процесі оцінювання умов праці на робочих місцях дільниці обтискного стану Слябінг 1150 встановлено наявність комплексу шкідливих виробничих факторів різного ступеня впливу на організм працівників (таблиця 4.1). Зокрема, за результатами аналізу ідентифіковано: два фактори, що відповідають 3 ступеню шкідливості, два фактори – 2 ступеню, а також чотири фактори – 1 ступеня [33]. Такий розподіл свідчить про значний рівень несприятливого впливу виробничого середовища.

З урахуванням сукупності виявлених факторів, умови праці на даному робочому місці класифікуються як шкідливі та важкі. Вони відповідають критеріям, визначеним Списком № 1 (пункт 1), який регламентує виробництва, роботи, професії та посади з особливо шкідливими і особливо важкими умовами праці. Це, у свою чергу, надає працівникам право на пільгове пенсійне забезпечення та інші компенсаційні виплати.

Зокрема, для слюсарів, зайнятих обслуговуванням обладнання прокатного стану, передбачено право дострокового виходу на пенсію за віком: для чоловіків – після досягнення 50 років, для жінок – 45 років, за умови наявності необхідного пільгового стажу роботи. Крім того, працівникам надаються додаткові соціальні гарантії, спрямовані на компенсацію шкідливого впливу виробничих факторів.

До них належать: щорічна додаткова оплачувана відпустка тривалістю до 16 календарних днів, підвищена оплата праці у вигляді надбавки (до 24 % тарифної ставки), а також безкоштовне забезпечення молоком або іншими рівноцінними харчовими продуктами лікувально-профілактичного призначення.

Аналізуючи природу шкідливих і небезпечних факторів, характерних для прокатного цеху, слід відзначити, що вони переважно належать до фізичної групи відповідно до вимог нормативних документів [33, 34]. До основних із них відносяться:

- підвищений рівень шуму, що виникає під час роботи прокатного обладнання, редукторів, електроприводів та транспортних механізмів;
- виробнича вібрація, спричинена динамічними навантаженнями та ударами при прокатці металу;
- значні коливання температури повітря робочої зони, пов’язані з наявністю нагрітого металу та тепловиділенням технологічного устаткування;
- інтенсивне теплове випромінювання;
- підвищена запиленість повітря, зумовлена утворенням окалини та продуктів зносу;
- наявність шкідливих газоподібних речовин, що утворюються в процесі нагрівання металу та роботи печей.

Комплексний вплив зазначених факторів може призводити до розвитку професійних захворювань, зниження працездатності та підвищення рівня виробничого травматизму. Особливо небезпечним є їх комбінований ефект, коли одночасна дія кількох факторів посилює негативний вплив на організм людини.

Таким чином, умови праці в прокатному цеху на дільниці обтискного стану Слябінг 1150 потребують постійного контролю, впровадження ефективних технічних і організаційних заходів захисту, а також забезпечення працівників належними засобами індивідуального захисту відповідно до чинних нормативних вимог.

Таблиця 4.1 – Технологічна карта умов праці слюсара-ремонтника, на дільниці обтискного стану Слябінг 1150

Фактори	Нор-мативне значення, ПДК, ПДУ	Фак-тичне значення	III клас шкідливих і небезпечних умов праці			Час дії фактору, % у зміну
			1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь	
I.Шкідливі хімічні речовини, мг/м3						
1 клас небезпеки						
Ангідрид хромовий		0,020	2			83,1
2 клас небезпеки						
Марганцю оксиди (дезинтегр)		0,56	1,87			83,1
3-4 клас небезпеки						
Масла мінеральні	5,0	6,5	13			83,1
Азоту диоксид	2,0	4,0	2			83,1
II. Пил переважно фіброгенної дії, мг/м3						
Зміст кремнію диоксид – 2,5%	4,0	26,4			6,6	83,1
III. Шум, дБА	80	93		13		100
IV. Мікроклімат у приміщенні						
- температура повітря, °С	16-27	40,5			13,5	83,1
- швидкість руху повітря, м/сек	0,2-0,5	0,27				83,1
- інфрачервоне випромінювання, Вт/м2	140			654		80,8
V. Робоча поза						
Нахил корпуса в просторі,обу-мовл.ТП	28,1%	30%	30%			

4.2 Пропозиції та рішення щодо компенсації впливу потенційно-небезпечних і шкідливих виробничих факторів на дільниці обтискного стану Слябінг 1150

Працівники прокатного цеху дільниці обтискного стану «Слябінг 1150» у повному обсязі забезпечуються безкоштовними засобами індивідуального захисту, спеціальним одягом та спеціальним взуттям відповідно до чинних норм охорони праці. Забезпечення здійснюється з урахуванням умов виробничого середовища, характеру виконуваних робіт і рівня впливу шкідливих та небезпечних факторів [34, 35].

До комплекту спеціального одягу входять: костюм із бавовняної тканини, який забезпечує захист від механічних забруднень та частково від теплового впливу, а також спеціальне взуття (черевики), призначене для запобігання травмуванню стопи при контакті з важкими предметами, гарячими поверхнями або нерівностями підлоги. У холодний період року працівникам додатково видається утеплений комплект, що включає куртку та ватяні штани, які забезпечують необхідний тепловий комфорт і запобігають переохолодженню організму при роботі в умовах знижених температур [35].

З метою захисту органів дихання від впливу пилу та аерозолів працівники забезпечуються протипиловими респіраторами типу ШБ-1М «СІЗОД». Використання цих засобів дозволяє значно знизити концентрацію шкідливих частинок, що потрапляють до органів дихання, і тим самим попередити розвиток професійних захворювань.

Для зменшення негативного впливу підвищеного рівня шуму, характерного для роботи прокатного обладнання, працівникам видаються протишумові навушники, розраховані на ефективний захист при рівнях шуму до 110 дБА. Їх використання є обов’язковим у зонах з перевищенням допустимих рівнів шуму.

Інші технічні рішення, щодо компенсації впливу небезпечних факторів виробничого середовища наведено в таблиці 4.2

Таблиця 4.2 – Технічні рішення, щодо компенсації впливу небезпечних факторів виробничого середовища

№ п/п	Небезпечний або шкідливий фактор виробничого середовища	Захисний пристрій	Тип пристрою	Параметри пристрою	Місце установки
1	Запиленість	Витяжна вентиляція	КСЗ	-	У місцях утворення пилу
2	Запилованість	Респіратор СІЗОД	ШБ-1М	-	Індивіду-ально
3	Шум	Навушники противошумові, беруші		Придатний до 110дБ	Індивіду-ально
4	Температура холодний період	Утеплена куртка, ватяні штани, костюм з бавовняної тканини, черевики	Тн	-	Індивіду-ально
	Теплий період року	Костюм з бавовняної тканини, черевики			
5	Шкідливі хімічні речовини	Теж що й при запиленості + костюм х/б, рукавиці	Пм	-	Індивіду-ально

Слід зазначити, що у разі нехтування або відсутності засобів індивідуального захисту вплив шкідливих факторів виробничого середовища може призвести до розвитку професійних захворювань і патологічних станів. Зокрема, тривалий вплив пилу здатен викликати захворювання органів дихання, такі як силікоз, а підвищений рівень шуму – стійке зниження слуху або професійна глухота. Крім того, інтенсивне теплове навантаження може спричиняти гострі стани, зокрема тепловий удар, що супроводжуються тимчасовою втратою працездатності. Таким чином, систематичне використання засобів індивідуального захисту є необхідною умовою забезпечення безпеки праці, збереження здоров’я персоналу та зниження рівня виробничого травматизму і професійної захворюваності.

4.3 Пропозиції щодо покращення мікроклімату в будівлі дільниці обтискного стану

Формування оптимальних метеорологічних та екологічних умов у виробничих приміщеннях прокатного цеху є складним інженерно-технічним завданням, що потребує комплексного підходу. Його вирішення базується на поєднанні організаційних, технологічних і санітарно-технічних заходів, спрямованих на зниження негативного впливу виробничих факторів на працівників і забезпечення нормативних параметрів мікроклімату.

Основні напрямки досягнення сприятливих умов праці включають:

– раціональне розміщення джерел інтенсивного тепловиділення. Зокрема, процеси охолодження гарячих металевих заготовок доцільно локалізувати у спеціально відведених зонах або приміщеннях, оснащених високоефективними вентиляційними системами. Це дозволяє обмежити поширення надлишкового тепла у робочу зону;

– підвищення рівня механізації та автоматизації виробничих операцій. Впровадження механізованих систем розвантаження і транспортування металу дає змогу мінімізувати безпосередню участь працівників у зонах з несприятливими умовами, зменшуючи їх контакт із джерелами тепла, пилу та газів;

– удосконалення транспортних комунікацій і технологічного обладнання. Використання транспортних трубопроводів, сучасних рольгангів та енергоефективних агрегатів сприяє оптимізації виробничого процесу, скороченню теплових втрат і зниженню рівня шкідливих викидів.

Важливу роль у забезпеченні належного повітряного режиму відіграє природна вентиляція, яка реалізується шляхом аерації – організованого та регульованого повітрообміну за рахунок різниці температур і тиску повітряних мас. У виробничому корпусі прокатного цеху передбачено систему аераційних отворів, розташованих у поздовжніх стінах будівлі у три яруси: нижній – на

висоті близько 1 м від рівня підлоги, середній – на відмітці приблизно 4,2 м, і верхній – у зоні підкранових балок (рисунок 4.1).

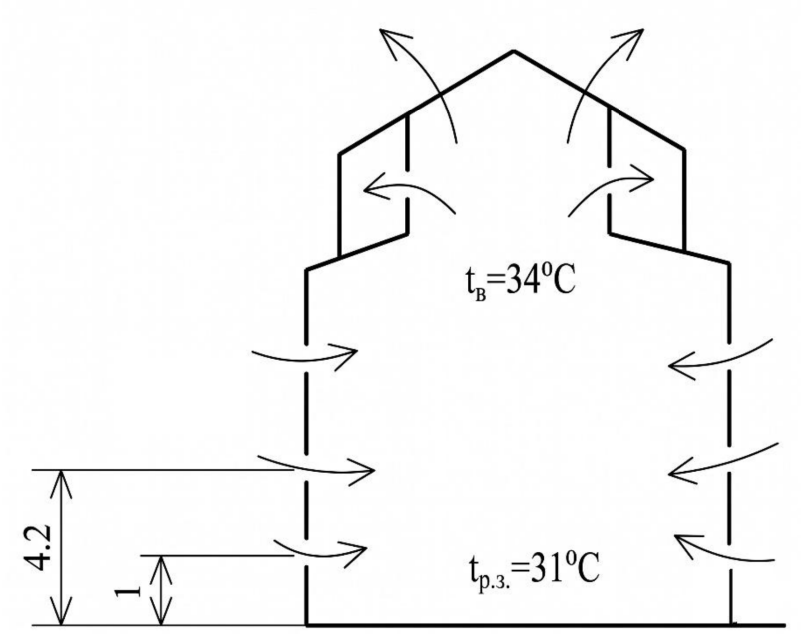


Рисунок 4.1 – Схема аерації будівлі обтискної дільниці

Таке багаторівневе розміщення отворів забезпечує ефективне регулювання повітрообміну залежно від пори року та виробничих умов. У теплий період року відкриття всіх ярусів сприяє інтенсивному видаленню нагрітого повітря і підсиленню природної тяги. У холодний період нижні отвори, як правило, закриваються, що дозволяє обмежити надходження холодного повітря безпосередньо в робочу зону. При цьому повітря, що надходить через середній ярус, частково підігрівається за рахунок внутрішнього тепловиділення, перш ніж досягти робочих місць, що запобігає переохолодженню персоналу.

Додатково на покрівлі будівлі встановлено витяжний світлоаераційний ліхтар зі змінним кутом відкриття стулок (до 80°), який забезпечує ефективне видалення нагрітого і забрудненого повітря з верхньої зони приміщення. Це особливо важливо для відведення теплових потоків і продуктів технологічних процесів, що накопичуються під перекриттям.

Під час розрахунку загального повітрообміну основну увагу приділяють умовам теплого періоду року, який вважається найбільш несприятливим для організації природної вентиляції. У цей час визначальним фактором є надлишкове тепловиділення, яке формує основне навантаження на систему вентиляції та потребує забезпечення достатньої кратності повітрообміну для підтримання допустимих параметрів мікроклімату.

Таким чином, ефективне поєднання раціональних планувальних рішень, сучасних технологій і систем аерації дозволяє значно покращити умови праці в прокатному цеху, знизити рівень теплового навантаження та забезпечити відповідність санітарно-гігієнічним вимогам.

Кількість необхідного припливного повітря, м^3/с:

$$L_{пр}=\frac{Q_я\text{-}C_в(t_{рз}\text{-}t_{пр})}{C_в(t_{ух}\text{-}t_{пр})}+L_{мо}$$

де $Q_л$ – надлишки явної теплоти в приміщенні цеху, квт;

$L_{мо}$ – кількість повітря, що видаляє з робочої зони місцевими відсосами, м^3/с;

$C_в$ – теплоємність повітря (С $_у$ = 1,005 кДж/(м^{3}К));

$t_{рз}$ – температура робочої зони, °С ;

$t_{пр}$ – температура припливного повітря, °С (для теплого періоду дорівнює температурі зовнішнього повітря);

$t_{ух}$– температура повітря, що видаляєься з верхньої зони приміщення, °С.

Температуру повітря, що видаляється, tух визначаємо по формулі, С:

$$t_{ух}=\frac{t_{рз}\text{-}(1\text{-}m)t_{пр}}{m},$$

де m – коефіцієнт, обумовлений залежно від відношення площі, займаної тепловиділяючим устаткуванням до площі приміщення цеху (приймаємо рівним 0,6).

$$t_{ух}=\frac{t_{рз}-(1-m)t_{пр}}{m}=\frac{32-(1-0,6)\cdot 20}{0,6}=40°C$$

Надлишки явної теплоти в приміщенні цеху складаються з тепловиділень від нагрівальних колодязів і металу, що остигає.

Тепловиділення від колодязів, кВт:

$$Q_1 = N_y \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 ,$$

де Ny – настановна або номінальна потужність устаткування, кВт;

k_1 ,k_2, k_3, k_4 – відповідно коефіцієнти використання настановної потужності (0,7 – 0,9); завантаження встаткування; одночасності роботи встаткування; переходу тепла в приміщення (0,1–0,7).

$$Q_1 = 2500 \cdot 0,8 \cdot 0,9 \cdot 1,0 \cdot 0,5 = 900 \text{ кВт};$$

Тепловиділення від металу, що остигає, кВт:

$$Q_2=\frac{G_м}{3600}\cdot C_м\cdot(t_н-t_к),$$

де Gм – годинна продуктивність цеху, кг/год.;

См – теплоємність металу при середній температурі, кДж/кг·к;

$t_н$ й $t_к$ – відповідно початкова й кінцева температура металу, що остигає, °С.

$$Q_2 = 3500/3600 \cdot 0,425(1450–1200) = 103,3 \text{ кВт};$$

Кількість теплоти, що надходить у приміщення від сонячної радіації, кВт:

$$Q_3 = g_{ост} \cdot F_{ост} \cdot A_{ост} \cdot 10^{-3},$$

де $g_{ост}$ величина радіації через 1м^2 засклепої поверхні (приймасмо рівпої 83 Вт/м^2);

$F_{ост}$ – площа поверхні скла, м^2;

$A_{ост}$ – коефіцієнт, що залежить від характеристики установки скла (приймаємо рівним 0,8)

$$Q_3 = 83 \cdot 100 \cdot 0{,}8 \cdot 10^{-3} = 7 \text{ кВт};$$

Загальна кількість теплоти Q, кВт:

$$Q_{\sum} = 900 + 103{,}3 + 7 = 1010 \text{ кВт};$$

$$L_{пр} = \frac{1010\text{-}1{,}005(32\text{-}22)}{1{,}005(40\text{-}22)} + 1{,}2 = 50{,}8 \text{ м}^3/\text{с}$$

Для оптимальної роботи на робочих місцях необхідно здійснювати приплив холодного повітря в розмірі 50,8 м^3/с.

Розрахунок площі припливних $F_{пр}$ і витяжних $F_{выт}$ прорізів приміщення цеху, м^2:

$$F_{пр} = G/\mu_1 \cdot \sqrt{2gh_{пр}\rho_{уд}(\rho_н\text{-}\rho_{уд})},$$

$$F_{выт} = G/\mu_2 \cdot \sqrt{2gh_{вит}\rho_{уд}(\rho_н\text{-}\rho_{уд})},$$

де μ_1, μ_2 – коефіцієнти втрат, які приймаються μ_1=0,56; μ_2=0,57.

$h_{пр}$, $h_в$ – відстань від нейтральної зони до центрів відносно припливних і витяжних прорізів, м;

$$h_{пр}=H_1 - h_в,$$

$$h_в= H_1/(0,64 \quad \rho_{уд}/\rho_{н}+1)$$

$$h_в= 8/(0,64 \quad 1,33/1,34+1)=4,89 \text{ м},$$

де H_1 – відстань по вертикалі між центрами припливних та витяжних прорізів;

$\rho_{уд}, \rho_{н}$ – щільність, відповідно, що видаляє й зовнішнього повітря, кг/м^3;

$$\rho_{уд}=1,293+3,7\cdot 10^{-3}\alpha_{уд},$$

де $\alpha_{уд}$ – коефіцієнт, для теплого періоду року – 10, для холодного – 25;

$$\rho_{н}=1,293+3,7\cdot 10^{-3}\alpha_{н}$$

де $\alpha_{н}$ – коефіцієнт, для теплого періоду року – 13, для холодного – 28.

$$\rho_{уд}=1,293+3,7\cdot 10^{-3}\cdot 10=1,33, \quad \rho_{н}=1,293+3,7\cdot 10^{-3}\cdot 13=1,34$$

$$h_{пр}=8-4,89=3,11 \text{ м}.$$

$$F_{пр}=50,8/0,56\cdot\sqrt{2\cdot 9,81\cdot 3,11\cdot 1,33\cdot(1,34-1,33)}=100 \text{ м}^2$$

$$F_{вит}=50,8/0,57\cdot\sqrt{2\cdot 9,81\cdot 4,89\cdot 1,33\cdot(1,34-1,33)}=79 \text{ м}^2.$$

Таким чином для заьбезпечення на робочих місцях повітряобмін холодного повітря в обсяі 50,8 м^3/с площа припливних отворів має складати не менше 100 м^2 витяжних 79 м^2

Висновки

1. Аналіз технічного оснащення дільниці обтискного Стану 1150 вказують на те, що одну з важливих ролей повноцінного функціонування технологічної лінії відіграє хитний рольганг з транспортером, що входять до складу ножиць обтискного стану.
2. На підставі конструктивного аналізу встановлено, що незважаючи на дещо застарілу конструкцію груповий привод хитного рольгангу все ж таки має свої переваги та потребує удосконалення.
3. Проведені розрахунки на міцність і стійкість найбільш навантажених елементів і вузлів приводу хитного рольгангу підтверджують, що за умови впровадження запропонованої модернізації конструкція групового приводу не втратить актуальності при подальшій експлуатації обладнання.
4. Комплексний підхід до питання конструктивного удосконалення групового приводу хитного рольгангу сприятиме підвищенню загальної надійності обладнання та скороченню витрат на технічне обслуговування і ремонт.
5. З метою забезпечення ефективного керування приводом під час технологічних операцій, доцільно керуватися рекомендаціями, наведеними в розділі 3.
6. Для покращення умов праці виробничого та обслуговуючого персоналу, а також з метою покращення метереологічних умов на дільниці рекомендовано впровадження розробок, описаних в розділі 4.
7. Розроблений проєкт конструктивного удосконалення існуючого обладнання може бути рекомендований до впровадження на дільниці обтискного стану Сляьінг 1150, а також на інших підприємствах, де в якості траспортуючих пристроїв використовуються рольганги з груповим приводом роликів.

Список використаної літератури

1. Ніколаєв В.О. Обтискне та сортове виробництво прокату: навч. посібник. Запоріжжя: ЗДІА. 2015. 128 с.
2. Ніколаєв В. О., Бондаренко Ю. В. Сучасний стан прокатного виробництва : навч. посіб. Ч. 1 Запоріжжя : ЗДІА, 2017. 196 с.
3. Доброносов Ю. К. Механічне обладнання металургійних заводів : конспект лекцій. Краматорськ : Донбас. держ. машинобуд. акад., 2019. 82 с.
4. Ф. К. Іванченко, В. М. Гребеник, В. І. Ширяєв. Розрахунок машин і механізмів прокатних цехів. К: Вища шк., 1995. 455 с.
5. Прищип М. Г. Обладнання прокатних цехів : навч. посіб для студентів ЗДІА металург. спец. ден. та заоч. форм навчання / ЗДІА. Запоріжжя : ЗДІА, 2017. 115 с.
6. ТІ 250–П.ХЛ–05–2005 Технологічна інструкція "Прокатка штаби на безперервному тонколистовому стані гарячої прокатки «1680». Запоріжжя : ПАТ "Запоріжсталь". 52 с.
7. Федьков Г. О., Хімін В. М., Кобрін Ю. Г. Проблеми та напрямки подальшого розвитку металургійного обладнання : навч.–метод. посіб. Запоріжжя : ЗДІА, 2011. 80 с.
8. Vorobei S. A., Prykhodko I. Y., Raznosilin V. V. Features of technological schemes and equipment for the production of thin strips on hot strip mill. Fundamental and applied problems of ferrous metallurgy. 2020. No. 34. P. 159–169. URL: https://doi.org/10.52150/2522–9117–2020–34–159–169
9. Козуб Ю. Г., Маслійов С. В. Підйомно–транспортні машини : підручник. Старобільськ : ЛНУ ім. Тараса Шевченка, 2018. 277 с.
10. Поліщук Л. К., Слабкий А. В. Підйомно–транспортні машини та механізми. Вінниця : ВНТУ, 2015. 722 с.
11. Федьков Г. О., Хімін В. М. Механічне устаткування металургійних заводів. Розділ «допоміжне обладнання прокатних цехів»: методичні

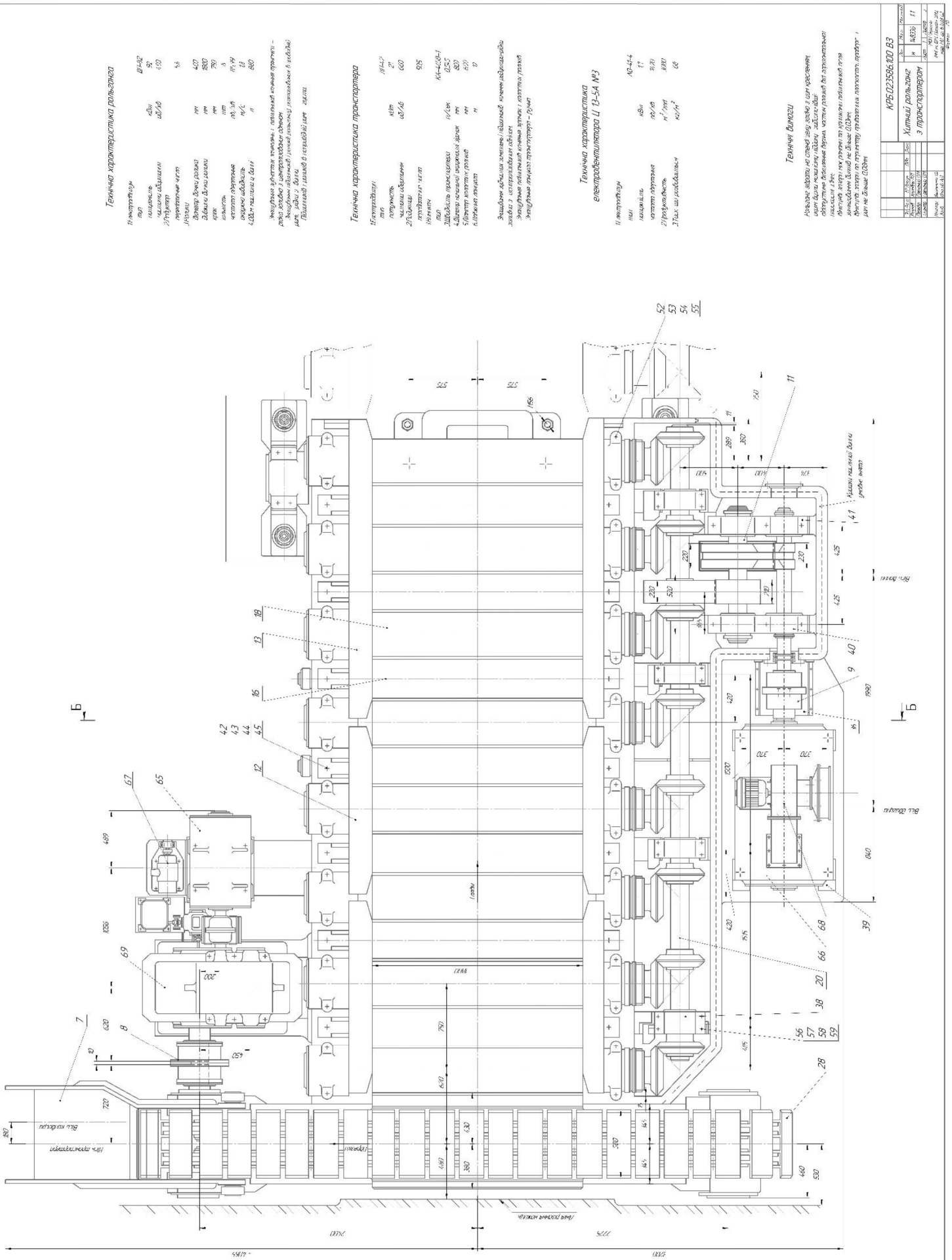
вказівки Запоріжжя: ЗДІА, 2007. 93 с.

12. Погорєлов С. В. Деталі машин: конспект лекцій для студ. ЗДІА спец. "Металург. машини і обладнання" : конспект лекцій. Запоріжжя: ЗДІА, 2002. 137 с.
13. Писаренко Г. С. Опір матеріалів : Підруч. для ст. машинобуд. спец. вищ. навч. закл. К., 1993. 655 с.
14. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи розрахунків приводів машин: Навчальний посібник. Запоріжжя: ЗДІА, 1996. 145 с.
15. Півняк Г.Г., Бешта О.С., Фількін М.П. Автоматизований електропривод у прокатному виробництві. Дніпропетровськ: Національний гірничий університет, 2008. 352с.
16. Карнаух С. Г. Розрахунки механічних передач : навч. посіб. Краматорськ : ДДМА, 2008. 204 с.
17. Погорєлов С. В. Прикладна механіка і основи конструювання: метод. вказівки. Запоріжжя : ЗДІА, 2015. 42 с.
18. Піпа Б.Ф., Хом'як О.М., Чабан В.В. Підйомно–транспортні пристрої: навч. посіб. К.:КНУТД, 2006. 143с.
19. Шевченко І. А., Васильченко Т. О. Теорія механізмів і машин : навч.–метод. посіб. Запоріжжя : ЗДІА, 2017. 216 с.
20. Шубіна О. П. Теорія механізмів і машин. Структура, кінематика та динаміка важільних і зубчастих механізмів : метод. посіб. для вивчення курсу та самост. роботи. Запоріжжя : ЗДІА, 2006. 112 с.
21. Мархель І. І. Деталі машин : навч. посіб. К. : Алерта, 2005. 368 с.
22. Стрелец В. В. Деталі машин і основи конструювання. Суми : Сум. держ. ун–т, 2022. 150 с.
23. Рудь Ю. С. Основи конструювання машин : підручник. 2–ге вид. Кривий Ріг : ФОП Чернявський Д.О., 2015. 492 с.
24. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник. 2–ге вид. Львів: афіша, 2003. 560 с.
25. ДСТУ 2742–94 Муфти зубчасті. Технічні умови (ГОСТ 5006–94)

. *БУДСТАНДАРТ Online – нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://surl.li/ukzxej (дата звернення: 09.05.2026).

26. Проектування валів та їх опор на подшипниках кочення : метод. вказівки/ В. П. Оніщенко та ін., Донецьк: ДонНТУ, 2011. 106 с.
27. Грабко В.В., Кучерук В.Ю., Возняк О.М. Мікропроцесорні системи керування електроприводами: навч. посіб. Вінниця: ВНТУ, 2009. 146 с.
28. Шульга О.В. Автоматизоване керування електроприводами: навч. посіб. Полтава: ПолтНТУ, 2007. 293 с.
29. Шевченко І.С. Системи автоматизованого електропривода виробничих установок: навч посіб. Київ: ІСДО, 1994, 256 с.
30. Погорєлов С. В. Сучасні автоматизовані системи приводів машин: метод. посіб. Запоріжжя : ЗДІА, 2009. 74 с.
31. Василега П.О., Муріков Д.В. Електропривод робочих машин: навч посіб. Суми: Університетська книга, 2006. 228 с.
32. Охорона праці на гірничо–металургійному підприємстві: навч. посібник. Ч.І: Металургійний комплекс. / В.О.Шеремет та ін. Дніпропетровськ: Січ, 2002. 375 с.
33. Методичні рекомендації для проведення атестації робочих місць за умовами праці. *БУДСТАНДАРТ Online – нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc–page.html?id_doc=52872 (дата звернення: 12.05.2026)
34. НПАОП 27.0–1.01–08 Правила охорони праці в металургійній промисловості.
35. НПАОП 27.0–3.01–08. Норми безплатної видачі спеціального одягу, спеціального взуття та інших засобів індивідуального захисту працівникам металургійної промисловості. *БУДСТАНДАРТ Online – нормативні документи будівельної галузі України*. URL: https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc–page.html?id_doc=25712 (дата звернення: 12.05.2026)

ДОДАТКИ



Технічна характеристика розвантажувача

Електродвигун
тип — 4ВР112
потужність — 5,5 кВт
частота обертання — 1430 об/хв
Редуктор
передаточне число — 45
Напівмуфта
діаметр вінця розтруба — 400 мм
діаметр вінця зірочки — 880 мм
крок — 250 мм
кількість — 5 шт
частота обертання — 10,44 об/хв
середня швидкість — 13 м/с
4,2 т — маса вугілля у бункері — 880 кг

Технічна характеристика транспортера

Електродвигун
тип — 4А112М2У3
потужність — 7,5 кВт
частота обертання — 1450 об/хв
Редуктор
передаточне число — 50,5
Швидкість транспортування — 0,65 м/с
Ширина робочої поверхні — 800 мм
Діаметр приводного барабана — 400 мм
Кількість роликів — 13

Технічна характеристика електровентилятора ЦП 13-5А №3

Електродвигун
тип — АО-41-4
потужність — 11 кВт
частота обертання — 1435 об/хв
Продуктивність — 4500 м³/год
Тиск, що розвивається — 60 кг/м²

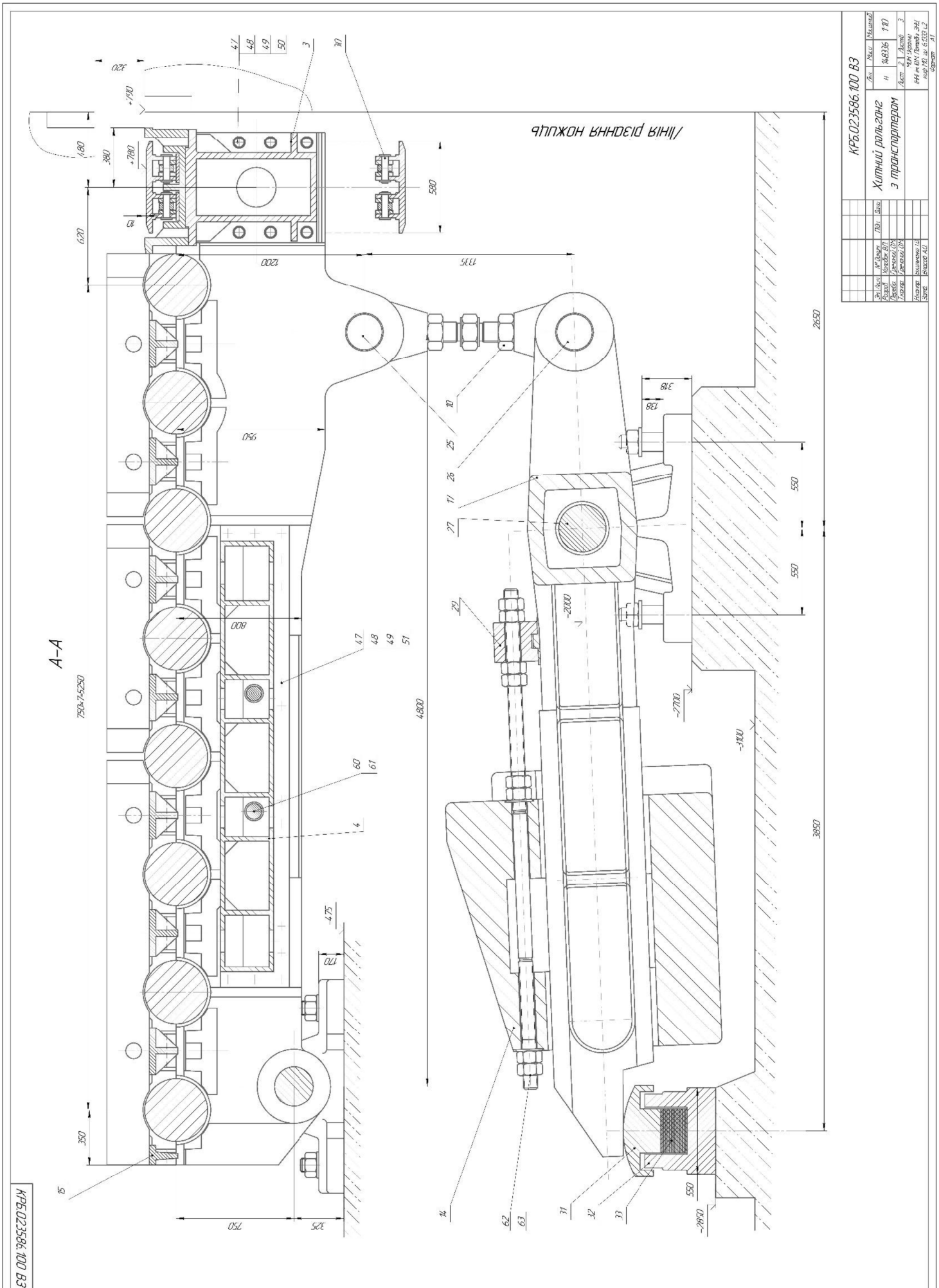
Технічні вимоги

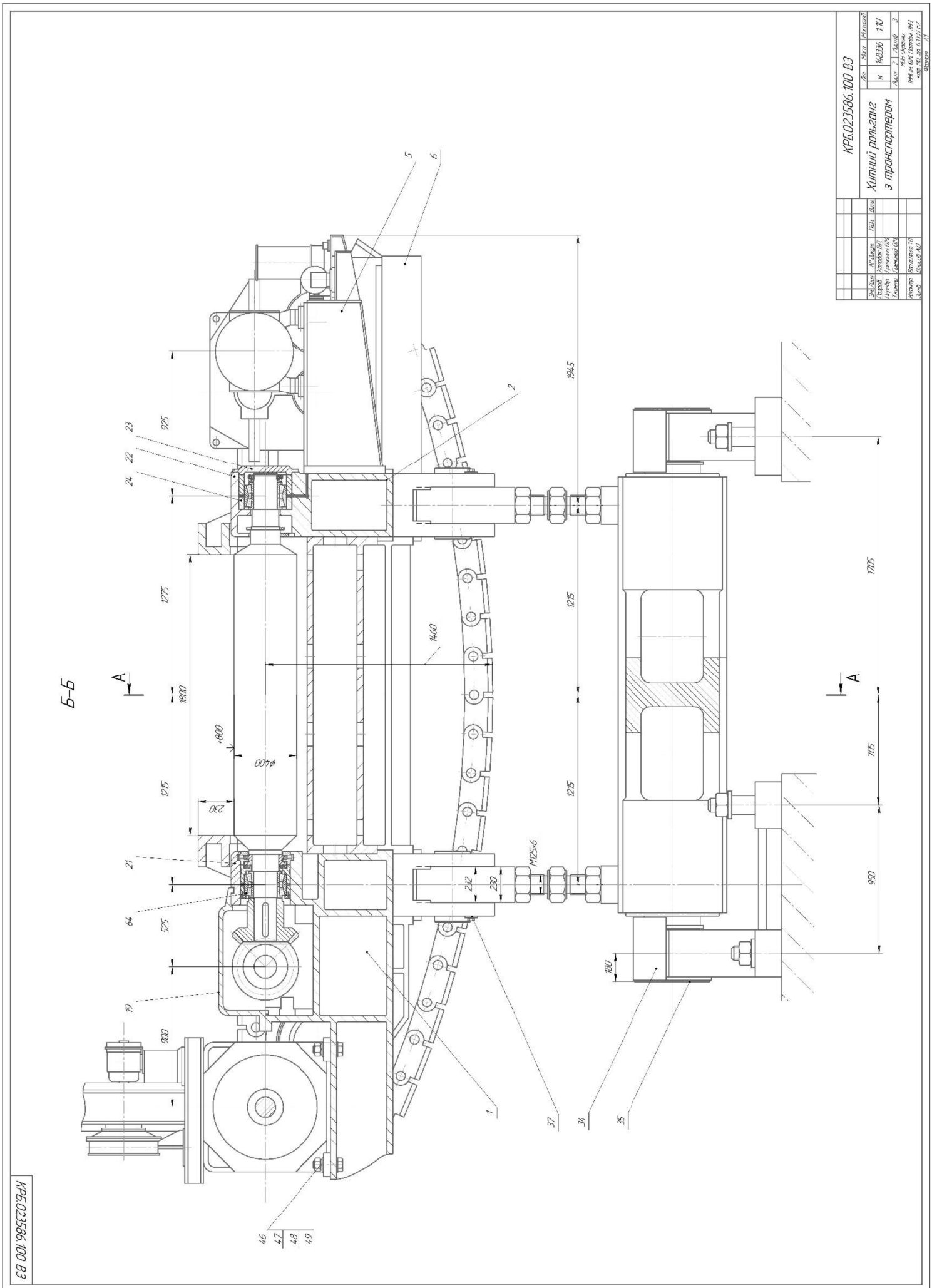
Усі зварні з'єднання повинні бути виконані згідно з ГОСТ 5264-80.
Зварювання виконувати електродами типу Э42А.
Після зварювання видалити шлак та забризкування.
Фарбувати поверхні, що не обробляються, емаллю ПФ-115 за два рази.
Перед фарбуванням поверхні очистити від іржі та обезжирити.
Допуск на розміри, що не вказані, ±1,0 мм.

								КРБ.023586.100 ВЗ	
Змін.	Кіл.	Арк.	№ док.	Підп.	Дата				
Розроб.	Петров					Ходова частина	Літ.	Маса	Масштаб
Перев.	Іванов						А	1420 кг	1:10
Т.контр.						3 транспортером			
Н.контр.	Сидоров						Арк. 1	Аркушів 2	
Затв.	Коваль							КБО "Вугіллєнергомаш"	

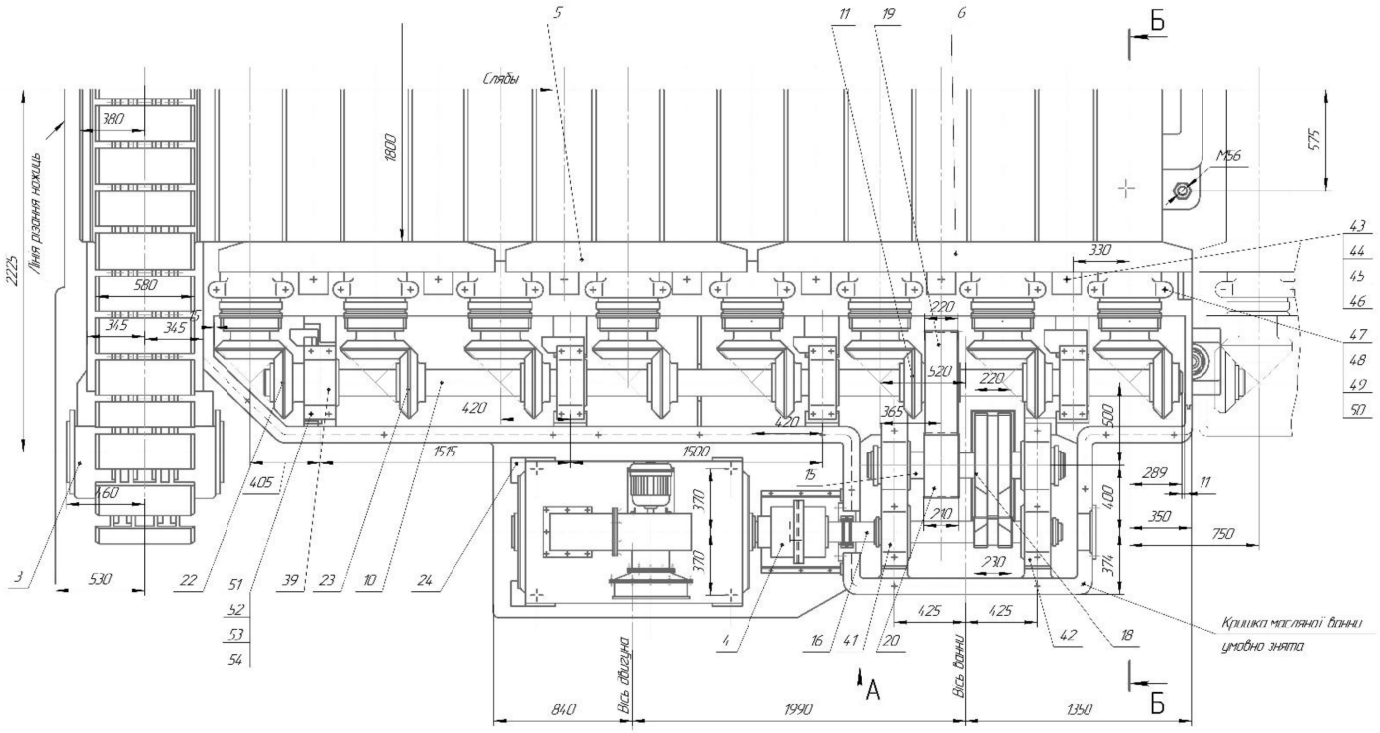
Інв. № підл. | Підп. і дата | Взам. інв. № | Інв. № дубл. | Підп. і дата

КРБ.023586.100 ВЗ

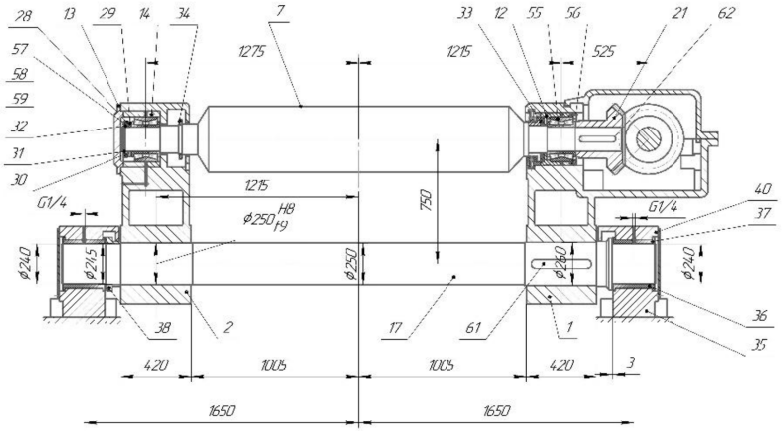

КРБ.023586.100 ВЗ
Хитний ривальний з транспортером
Н
1:10
Лист 2 Листов 3
НАН ім. Ю.М. Потебні, ЗНІ
кафедра МЕІ, гр. ЕЛ-1233 і=2
Формат А1
А-А
ЛІНІЯ РІЗЦЯННЯ НОЖИЦЬ
КРБ.023586.100 ВЗ



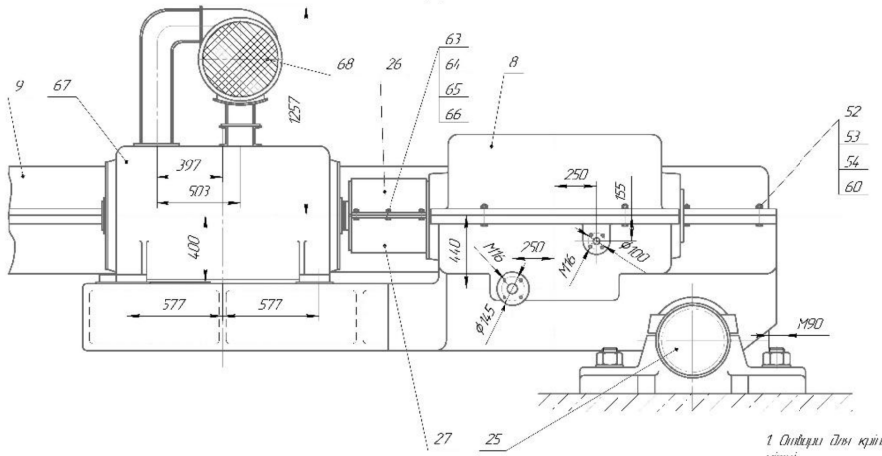
КРБ.023586.100 ВЗ



Б–Б



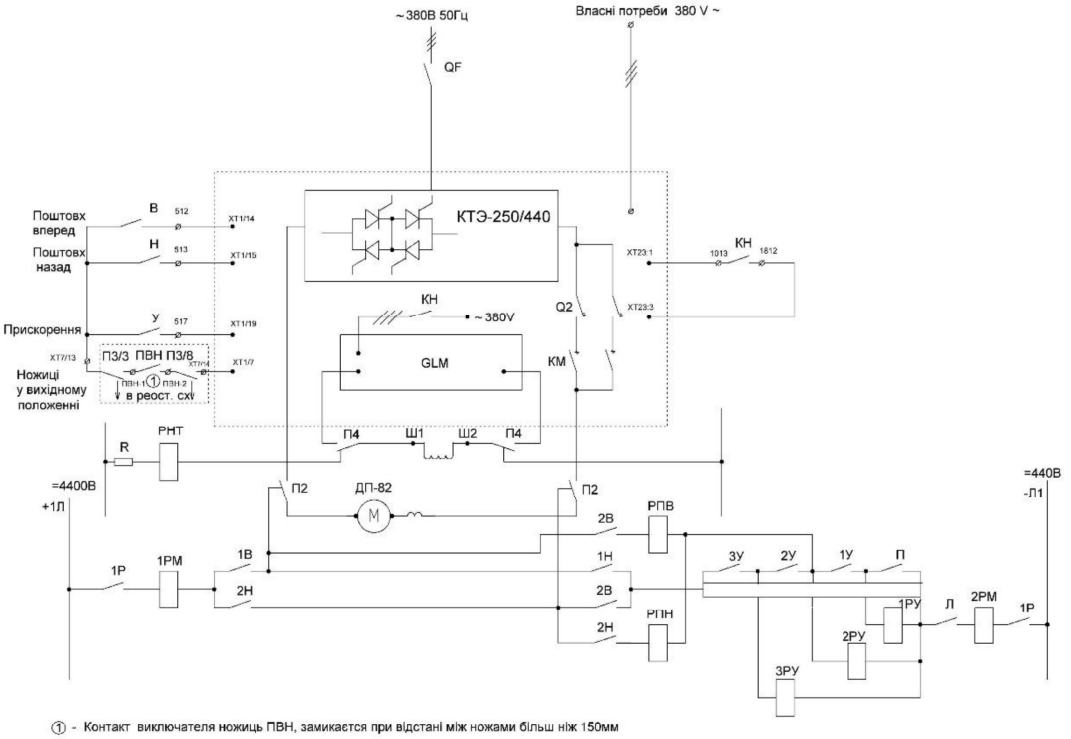
А



1. Опори для кріплення електродвигунів свердління під монтаж.
2. Обертання роликів рольганга має бути плавним без заїдань і сторонніх шумів.
3. Температура вальниць не повинна перевищувати 65°С.

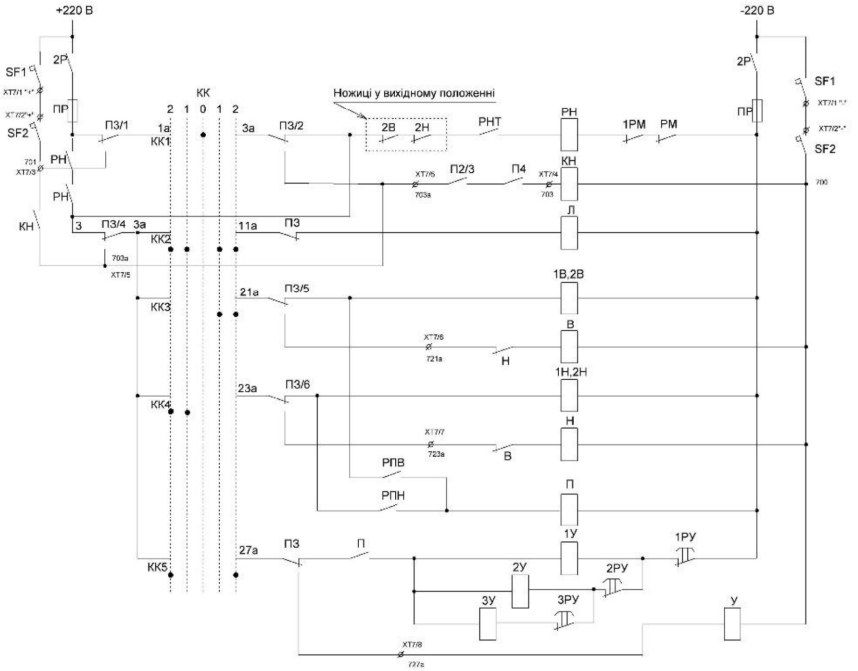
						КРБ.023586.200 СК	
Зм.	Аркуш	№ докум.	Підп.	Дата			
Розроб.		Хоролець В.П.			Груповий привод роликів хитного рольганга	Літ.	Маса	Масштаб
Перевір.		Гриценко О.М.				Н	150145	1:15
Т.контр.		Гриценко О.М.				Аркуш	Аркушів 1	
Н.контр.		Котиленко І.І.				ІЧМ України ІЧМ ім. В.М. Ієтвєєва ЗНТУ каф. ТМ, гр. 6.1315.г2		
Затв.		Оліянов А.О.				Формат А1		

Схема силового ланцюга



① - Контакт виключателя ножиць ПВН, замикається при відстані між ножами більш ніж 150мм

Схема електроустаткування

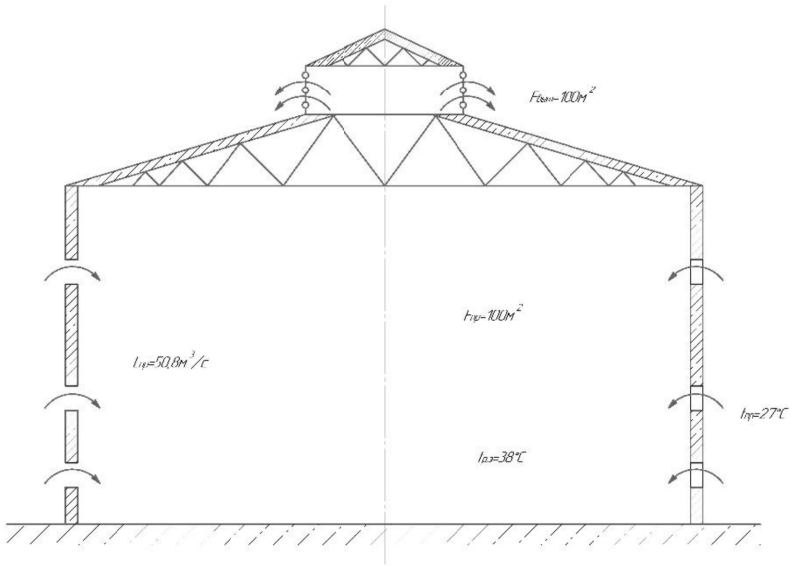


Позначення	Найменування	Кіль-кість	Примітка
М	Двигун ДП-82 92кВт,490об⁻¹	1	
РН	Реле нульової блокировки РЭВ-813	1	
П1,П2,П3	Реле прискорення РЭО-815	1	
КН	Реле нульової блокировки РПН-83М-118	1	
У	Реле прискорення РПН-43М-118	1	
1Р	Рубильник 630А	1	
2Р	Рубильник 63-100А	1	
1В,2В,1Н,2Н	Контактор реверса	1	
КК	Командоконтролер ККТ-1114	1	
П	Контактор протиключення	1	
РНТ	Реле струму РЭВ 822 6,3А	1	
1РМ,2РМ	Реле миттєвого струму РЭВ 572 630А	1	
РПВ,РПН	Реле протиключення РЭВ 815 48В	1	
П2	Перемикач П 31 100А	1	
П3	Перемикач П2313/4 630А	1	
ПР	Запобіжник ПН2-100	1	
КТЭ	Комплектний тиристорний привод КТЭ 250/440	1	
SF1,SF2	Автоматичний вимикач ВА 2004/100	1	
QF	Автоматичний вимикач ВА 57Ф35У 160А	1	

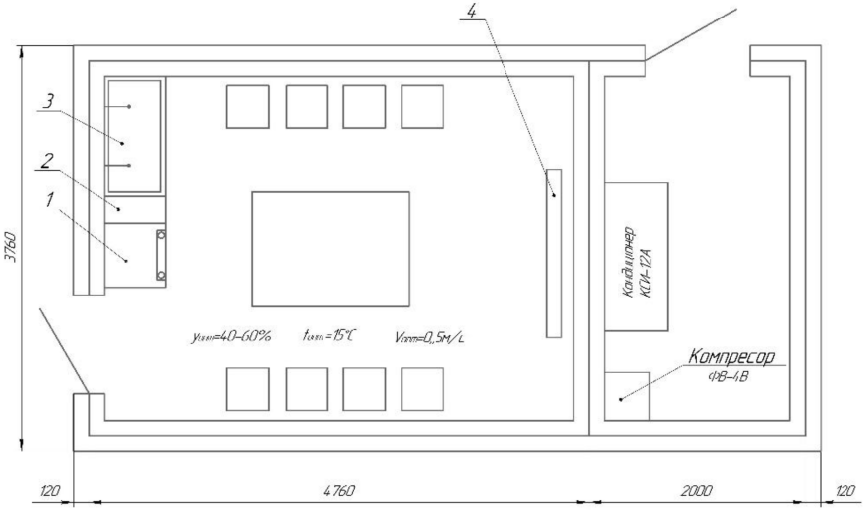
					КРБ.023586.300 Е		
Зм.	Лист	№ докум.	Підп.	Дата	Електрична схема керування приводом роликів хитного рольганга	Літ.	Маса	Масштаб
Розроб.		Хомобок В.П.				Н	–	1:1
Перевір.		Грачов І.І.М.				Лист 1	Листів 1	
Т.контр.		Грачов О.М.						
Н.контр.		Ватагін Г.В.				МІМ Інститут ІФМ гр. МЕІ, зр. ЕЛ-113 с2		
Затв.		Оліцов А.О.						

Формат А1

Схема аерації прольоту стана



Кімната відпочинку



Позначення	Найменування	Кіл-ть	Примітка
1	Апарат газованої води	1	
2	Стелаж для головних уборів та рукавиць	1	
3	Напівдуш на два рожка	1	
4	Пилоуловлювач циклонного типу	1	

Зм.	Арк.	№ докум.	Підп.	Дата	КРБ.023586.400 ОП
Розроб.		Хомяк П.П.			Аерація дільниці обтискного стану
Перевір.		Гриценко О.М.			
Т.контр.		Гриценко О.М.			
Н.контр.		Волошенко Т.О.			
Затв.		Власов А.О.			

Літ.	Маса	Масштаб
Н	–	1:25
Арк. 1	Аркушів 1	

НУХТ Україна
ІІІМІ ім. Ю.М. Потебні ЗНМ
мар. МО, гр. 6.1003, с.2
Формат А1