

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 МАГІСТРА**

На тему Аналіз режимів роботи та удосконалення конструкції  
стаціонарного перекидача зливків

---

Виконав: магістрант групи 8.1332

Сальник П. П.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

\_\_\_\_\_  
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Гречаний О.М.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н. контроль \_\_\_\_\_

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2023 року

Запорізький національний університет

(повне найменування вищого навчального закладу)

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

Кафедра металургійного обладнання

Рівень вищої освіти магістр

(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

Спеціалізація \_\_\_\_\_

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма 133.00.12 Металургійне обладнання

(шифр і назва)

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедрою А.О. Власов

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_ року

**Завдання**

до випускної кваліфікаційної роботи магістра

Сальник Петро Петрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз режимів роботи та удосконалення конструкції стаціонарного перекидача зливків керівник магістерської роботи Ph.D., ст.викладач Гречаний О.М., затверджені наказом вищого навчального закладу від “09” жовтня 2023 року № 1581-с.
2. Строк подання студентом магістерської роботи 07 грудня 2023 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи прокатного цеху
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Огляд науково-технічних рішень підвищення надійності стаціонарного перекидача зливків та обґрунтування обраного напрямку роботи; 2. Розрахункова частина; 3. Дослідно-експериментальна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека в галузі. Загальні висновки та рекомендації
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Рольганг приймальний обтискного стану Слябінг 1150 – 1А1; 2. Перекидач стаціонарний – 1А1; 3. Перекидач стаціонарний з гідравлічною системою врівноваження (ескізне компонування) – 1А1; 4. Перекидач стаціонарний (модернізація) – 1А1 5. Деталіровка – 2А1 6. Дослідження роботи гідравлічної системи врівноваження – 1А1; 7. Діагностична модель роботоздатних станів запропонованої конструкції стаціонарного перекидача – 1А1; 8. Дослідження аерації ділянки обтискного стану Слябінг 1150 – 1А1;

6. Консультанти розділів магістерської роботи

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

**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітки
1	Збір матеріалу на проєктування	29.05.2023 – 25.06.2023	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проєктування	01.09.2023 – 17.09.2023	
3	Виконання теоретичної частини проєкту	18.09.2023 – 18.10.2023	
4	Виконання графічної частини проєкту	19.10.2023 – 19.11.2023	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	20.11.2023 – 30.11.2023	
6	Перевірка проєкту консультантами	01.12.2023 – 03.12.2023	
7	Попередній захист проєкту	04.12.2023	
8	Переплітання пояснювальної записки	Згідно з графіком	
9	Захист проєкту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент \_\_\_\_\_  
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи \_\_\_\_\_  
 (підпис) (прізвище та ініціали)

## АНОТАЦІЯ

Сальник П.П. Аналіз режимів роботи та удосконалення конструкції стаціонарного перекидача зливків.

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальність 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник О.М. Гречаний. Запорізький національний університет, інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні, кафедра металургійного обладнання, 2023.

Проаналізовані переваги та недоліки наявних технічних рішень спрямованих на підвищення ефективності роботи обладнання приймального рольгангу обтискного стану. Запропонований варіант модернізації стаціонарного перекидача зливків. Досліджено роботу гідравлічної системи врівноваження запропонованої конструкції. Розроблено діагностичну модель роботоздатних станів запропонованої конструкції стаціонарного перекидача.

Ключові слова: ОБТИСКНИЙ СТАН, ЗЛИВОК, СТАЦІОНАРНИЙ ПЕРЕКИДАЧ, ГІДРАВЛІЧНА СИСТЕМА ВРІВНОВАЖЕННЯ

## ABSTRACT

Salnyk P.P. Analysis of Operating Modes and Improvement of the Design of a Stationary Ingot Tipper.

Qualification final work for obtaining a higher education degree of a master's degree in specialty 133 - Industrial engineering, scientific adviser O.M. Hrechanyi. Zaporizhzhia National University, Engineering Educational and Scientific Institute them. Yu.M. Potebni, Department of Metallurgical Equipment, 2023.

The advantages and disadvantages of the available technical solutions aimed at increasing the efficiency of the equipment of the receiving roll gang of the crimping state are analyzed. The proposed option of modernization of the stationary ingot transferer. The operation of the hydraulic balancing system of the proposed structure was investigated. A diagnostic model of the operational states of the proposed design of the stationary transfer was developed.

Keywords: PRESSING STAND, CASTING, STATIONARY TIPPER, HYDRAULIC BALANCING SYSTEM

## Зміст

Вступ	7
1 ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ СТАЦІОНАРНОГО ПЕРЕКИДАЧА ЗЛИВКІВ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ	9
1.1 Аналіз технологічного процесу дільниці виготовлення зливків	9
1.2 Огляд та аналіз обладнання подачі зливків	13
1.2.1 Зливковози	13
1.2.2 Стаціонарні перекидачі	15
1.2.3 Поворотні столи	16
1.3 Призначення та аналіз конструкції та стаціонарного перекидача злитків	19
1.4 Огляд технічних рішень спрямованих на удосконалення ділянки приймального рольганга та конструкції стаціонарного перекидача	22
1.5 Обґрунтування обраного напрямку	30
2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА	32
2.1 Розрахунок потужності та вибір електродвигуна	32
2.2 Розрахунок поліспасти	42
2.3 Розрахунки на міцність	46
2.3.1 Підбір опор люльки стаціонарного перекидача	46
2.3.2 Вибір муфт	46
2.3.3 Перевірка міцності цапф люльки стаціонарного перекидача	47
2.3.4 Розрахунок жорсткості цапф люльки стаціонарного перекидача	48
3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА	51
3.1 Дослідження режимів роботи люльки стаціонарного перекидача	51
3.2 Дослідження роботи системи гідравлічного врівноважування	53
3.3 Розробка діагностичної моделі роботоздатних станів запропонованої конструкції стаціонарного перекидача	62
4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ	70
4.1 Виявлення та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища	70

	6
4.2 Заходи захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища	71
4.3 Технічні рішення по гігієні праці та виробничій санітарії	72
4.3.1 Дослідження ефективності семи аерації цеху	72
4.3.2 Природне й штучне освітлення.	77
4.3.3 Виробничий шум, виробнича вібрація	78
4.3.4 Виробничі випромінювання	79
4.4 Техногенна безпека	80
4.4.1 Заходи щодо техніки безпеки при ремонтних роботах на кранах	80
4.4.2 Заходи пожежної безпеки	80
4.4.3 Ймовірність аварій та заходи щодо їх ліквідації	82
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ	84
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ	85
СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ	88
ДОДАТКИ	89

## Вступ

У сучасному прокатному виробництві найважливішу роль відіграють обтискні прокатні стани, які забезпечують унікальну можливість перетворення різних матеріалів у прокат із заданими характеристиками. До ключового обладнання приймального рольгангу обтискного виробництва відноситься стаціонарний перекидач зливків, який використовується для повороту зливків, що забезпечує подачу у валки стану зливка вузьким кінцем, та підтримує тривалий і безперервний процес виготовлення слябів.

В даний час спостерігається тенденція збільшення продуктивності наявних прокатних ліній побудованих, в кращому випадку, в другій половині минулого сторіччя, зливки металів стають все більшими і важкими, що є викликом для технічних систем, що використовуються у виробничих приміщеннях. Підвищені вимоги до якості, надійності та безпеки роботи ставляться пріоритетними завданнями для забезпечення ефективного функціонування обтискних станів.

Подальша реконструкція приймальної частини рольганга обтискного стану Слябінг 1150 полягає в удосконаленні конструкції стаціонарного перекидача зливків, яка б дозволила виключити з технологічного циклу поворотний стіл та підвищити ефективність використання зливковоза та кліщових мостових кранів. Основною задачею при цьому є підвищення ефективності операції перекидання зливка, зниження часу між виробничими циклами та забезпечення підвищеної безпеки для персоналу, що працює з цією технічною системою.

Поліпшення техніко-економічних показників роботи прокатних цехів, технологічний процес яких розпочинається з прокатки зі зливків слябів або блюмів на обтискних станах, неможливе без впровадження нових конструктивних рішень в механічному обладнанні як самих обтискних станів, так і допоміжного обладнання, в тому числі і обладнання приймального рольганга, до якого відносяться зливковози, поворотні столи та безпосередньо стаціонарний перекидач зливків, удосконаленню конструкції якого і присвячено дану магістерську кваліфікаційну роботу.

**Мета і задачі дослідження.** Метою роботи є дослідження роботи стаціонарного перекидача зливків обтискного стану Слябінг 1150 та удосконалення його конструкції.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- виконати аналіз раніше проведених досліджень в питаннях удосконалення конструкції пристроїв для зміни орієнтації зливка у просторі перед прокаткою;
- визначити навантаження, що діють на запропоновану конструкцію стаціонарного перекидача, та виконати розрахунок основних його конструктивних елементів;
- проаналізувати режими роботи стаціонарного перекидача та виконати дослідження роботи системи гідравлічного врівноваження;
- розробити діагностичну модель роботоzдатних станів запропонованої конструкції стаціонарного перекидача.

**Предмет дослідження** – конструктивні параметри модернізованої конструкції стаціонарного перекидача.

**Об'єкт дослідження** – гідравлічна система врівноваження запропонованої конструкції стаціонарного перекидача.

**Апробація результатів роботи.** Основні положення роботи доповідалися на: XVI університетській науково-практичній конференції студентів, аспірантів, докторантів і молодих вчених «Молода наука-2023», Запоріжжя: ЗНУ, 2023 р. Опубліковано тези доповіді.

**Структура та обсяг роботи.** Магістерська робота складається зі вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Загальний обсяг роботи включає 103 сторінки, у тому числі 85 сторінок основного тексту, 23 рисунки, 3 таблиць, 30 найменувань використаних джерел на 3 сторінках, 15 додатків.

Робота виконана на кафедрі металургійного обладнання, інженерного навчально-наукового інституту ім. Ю.М. Потебні, Запорізького національного університету.



# 1 ОГЛЯД НАУКОВО-ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ СТАЦІОНАРНОГО ПЕРЕКИДАЧА ЗЛИВКІВ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ОБРАНОГО НАПРЯМКУ РОБОТИ

## 1.1 Аналіз технологічного процесу дільниці виготовлення зливків

Отримання високоякісної листової сталі в гарячому та холодному станах значною мірою обумовлено якістю листового напівпродукту. Саме якість вихідного слябу визначає якість готового листа.

На слябінгу вертикальні валки розташовують із передньої чи задньої сторони горизонтальних валків (рис. 1.1). Те чи інше чергування (спочатку горизонтальне чи вертикальне розташування) валків визначає схему прокатки та її технологічні особливості, і навіть впливає на продуктивність стану і якість продукції.

Вертикальні валки призначені для зняття конусності на зливці в перших проходах і для обтискання по ширині розкату в наступних проходах. Якщо не брати до уваги інші технологічні фактори, то на слябінгу слід розташовувати спочатку вертикальні валки, а потім горизонтальні. Таке розташування дозволяє при першому проході вертикальним валкам обтискати злинок по ширині, при цьому знімається конусність зливка і значною мірою відшаровується окалина з його бічних граней. Окалина руйнується на великих гранях розкату і далі видаляється з допомогою гідрозбиву.

Однак у цьому випадку не досягається можлива продуктивність слябінгу, і сляби не виходять із прямокутними бічними кромками. Для прямокутного обрису бічних кромки сляба важливим є обтиснення розкату в останньому проході вертикальними валками. Якщо ж сляб не має такого обтиснення в поперечному напрямку в останньому проході, то на бічних гранях виникнуть закруглення, що ускладнить штовхання слябів в нагрівальній печі листопрокатного стану і, як наслідок, призведе до порушення порядку просування металу вздовж печі. Тому в технологічній схемі прокатки злитків на слябінгу вимушено передбачають останнє

обтиснення у вертикальних валках. У цьому горизонтальні валки деформацію не здійснюють [1].

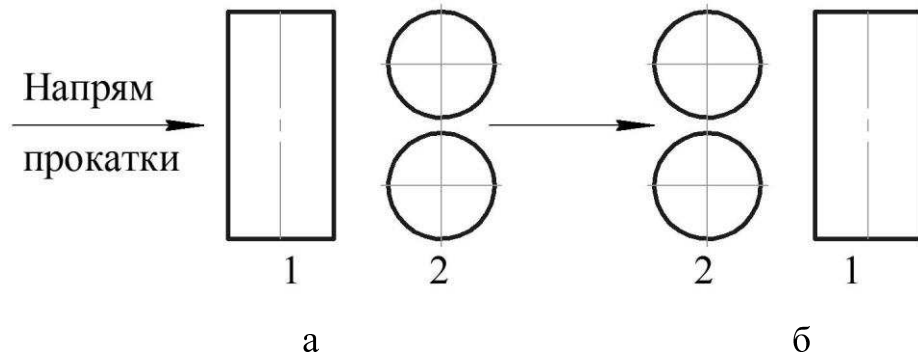


Рисунок 1.1 – Розташування валків в кліті слябінгу (вид збоку): а — вертикальні (1) та горизонтальні (2) валки; б - горизонтальні (2) і вертикальні (1) валки

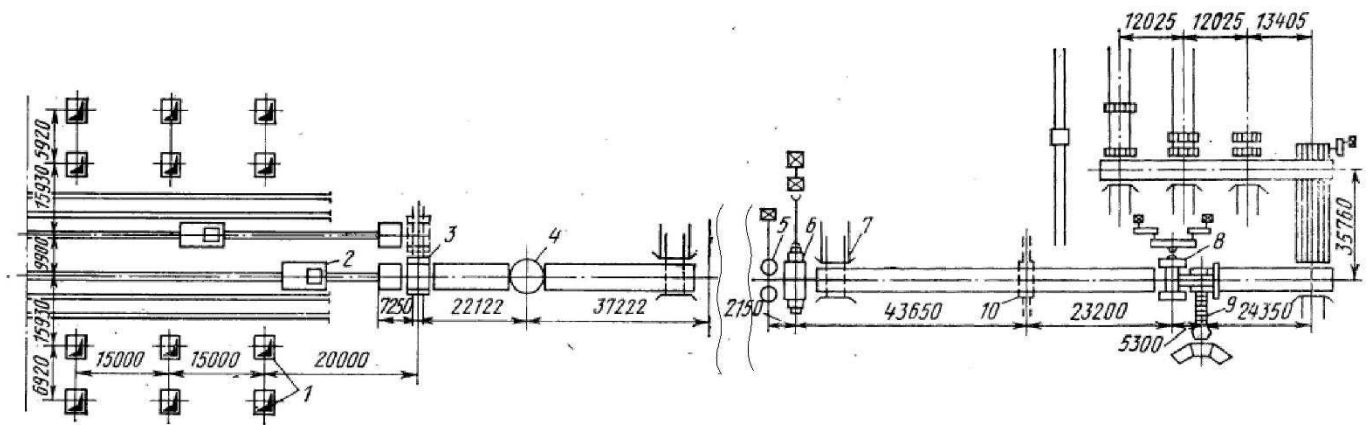
Така схема прокатки слябів пов'язана із втратою продуктивності слябінгу. Справді, за дуже високої напруженості роботи слябінгів у разі доводиться останній прохід у горизонтальних валках не виробляти. Таке розташування вертикальних і горизонтальних валків може бути виправдане в тих випадках, коли слябінг працює без напруги по продуктивності. Тоді розведення горизонтальних валків при останньому обтисканні по ширині слябу вертикальними валками допустимо за часом (воно є підготовчим до початку прокатки наступного зливка). Однак за будь-яких варіантів технологічного процесу прокатки злитків розташовувати спочатку вертикальні валки, а потім горизонтальні навряд не доцільно [2].

Видається правильним розташовувати на слябінгу спочатку горизонтальні валки, а потім вертикальні. Ця схема прийнята на більшості слябінгів і оцінюється як найбільш логічна, а самі слябінги вважаються високопродуктивними.

Вихідним матеріалом, що надходить на слябінг, є зливки прямокутного перерізу зі співвідношенням сторін  $B/H=3$ . Дослідженнями умов кристалізації рідкої сталі в злитку доведено, що оптимальним є саме це співвідношення. При

цьому як відправна приймається висота меншої грані  $H = 650-700$  мм. Тоді оптимальна ширина зливка  $= 3H = 2000-2100$  мм. Що ж до висоти (довжини) зливка вона зазвичай становить  $1750-2200$  мм. Чим менша висота зливка, тим сталь краще дегазується в рідкому стані і виходить чистішою за газовими включеннями. Маса застосовуваних на сучасних слябінгах злитків становить приблизно  $10-25$  т.

Для нагрівання злитків на слябінгах, як правило, встановлюють рекуперативні нагрівальні колодязі з підведенням палива та повітря з центру подіни. У рекуператорах здійснюється лише нагрівання повітря.



1 – нагрівальні колодязі; 2 - зливковоз ; 3 – пересувний візок; 4 – кліть із горизонтальними валками; 5 – кліть із вертикальними валками; 6 - поворотний пристрій (перекидач, стіл) 7 - маніпулятор з кантувачем ; 8 – ножиці; 9 – конвеєр для обрізі , 10 – машина вогневої зачистки.

Рисунок 1.2 – Типова схема розташування обладнання слябінгу 1150

Нагрівальні колодязі, як правило, розташовують у двох паралельних прольотах. При високій продуктивності сучасних слябінгів розташування всіх груп в одну лінію призведе до надто великого збільшення довжини прольоту.

Для прискорення подачі нагрітих злитків до кліті слябінгу застосовують кільцеву злиткоподачу . При паралельному розташуванні нагрівальних колодязів

нагріті зливки подаються до прокатної кліті на пересувному візку – рольгангу, що переміщується перпендикулярно до станового прольоту.

На приймальному рольгангу перед слябінгом встановлено поворотний пристрій із вмонтованими в нього вагами. Цей пристрій дає можливість повертатися в горизонтальній площині до положення, необхідного для подачі його в кліть.

Прокатні валки слябінгу наводяться від індивідуальних електродвигунів. Характеристика визначається технологічними параметрами процесу прокатки. Так, на слябінгу (рис. 1.2) кожен горизонтальний валок приводився від електродвигуна потужністю 4,6 МВт з частотою обертання  $n = 0-120$  об / хв. Вертикальні валки наводяться електродвигуном потужністю  $N=2,2$  МВт.

Режими обтискань та схеми прокатки злитків на слябінгах визначаються розрахунком. Для слябінгу при зазначеній характеристиці електродвигунів та  $n = 50$  об/хв швидкість прокатки становитиме 3 м/с. Діаметр горизонтальних валків 1150 мм; довжина бочки валків 2100 мм; діаметр вертикальних валків 900 мм, довжина бочки 2100 мм.

Після прокатки розкот подається до вогневої машини. зачищення поверхневих дефектів. Видалення дефектів досягається спалюванням поверхневих шарів металу киснево-ацетиленовим полум'ям.

Далі гуркіт надходить до ножиць гарячого різання, якими відрізаються передній і задній браковані кінці і ріжеться гуркіт на мірні довжини. Весь обріз по похилому транспортеру надходить у прохід і далі в сталеплавильний цех.

Сляби певних розмірів передаються складу або нагрівальних печей листового стану, останній зазвичай входить у єдину технологічну лінію. Наступні операції зі слябами складі здійснюються залежно від своїх якості і призначення.

Такий склад устаткування визначено всіх сучасних слябінгах. Відмінність може полягати лише в характеристиці обладнання та розташування валків у клітях [3].

## 1.2 Огляд та аналіз обладнання подачі зливків

Як обладнання подачі злитків на приймальний рольганг і далі робочої кліті застосовують наступне устаткування:

- злидковози ;
- стаціонарні перекидачі;
- поворотні столи.

### 1.2.1 Зливковози

Зливки, нагріті до температури прокатки, з колодязів нагрівальних кліщовим краном подаються на злидково , який підвозить їх до приймального рольгангу слябінгу і укладає на ролики рольганга. Потім злидок по рольгангу подається до робочої кліті стану.

Останніми роками продуктивність слябінгів значно зросла й у однокліткового двовалкового реверсивного стану становить 5,0 – 6,0 млн. т і більше на рік. За такої продуктивності тривалість прокатки зливка дорівнює 40 - 90 с. Щоб забезпечити зазначену ритмічність прокатки, злитковоз повинен мати швидкість пересування 5 – 6,5 м/с.

Заходом, що полегшує роботу зливковозу, є установка на ділянці нагрівальних колодязів приймального рольгангу зі стаціонарним перекидачем, вбудованим в рольганг, що вкладає зливки на ролики рольгангу по осі прокатки. Зливки подають на перекидач за допомогою кліщового крана, минаючи зливковоз .

В результаті зменшується пробіг зливковозу, а стаціонарний перекидач дозволяє здійснити подачу злитків з перших груп колодязів на приймальний рольганг кліщовими кранами, що також полегшує роботу зливковозу .

Широке поширення на обтискних станах великої продуктивності набула так звана кільцева зливкоподача, при якій по замкнутому витягнутому кільцю безперервно рухаються чотири злитковози. За допомогою колодязевого кліщового

крана нагрітий зливоч укладають на раму зливковозу в горизонтальному положенні; в цьому ж положенні біля закругленої ділянки рейкової колії, розташованої збоку від приймального рольгангу, зливоч за допомогою стаціонарного бічного штовхача зіштовхують з рами зливковозу і подають на ролики приймального рольганга.

На слябінгах для кільцевої злиткоподачі застосовуються злитковози конструкції НКМЗ комбінованого типу: кільцевим кліщовим краном зливоч встановлюється в люльку 1 злитковоза у вертикальному (похилому) положенні (рис.1.3). При підході до приймального рольгангу люлька зі зливочом за допомогою гідроприводу 2 повертається на  $90^\circ$  навколо валу осі 3; при цьому зливоч укладається на горизонтальну раму 4 зливковозу і потім бічним зіштовхувачем стикається на приймальний рольганг.

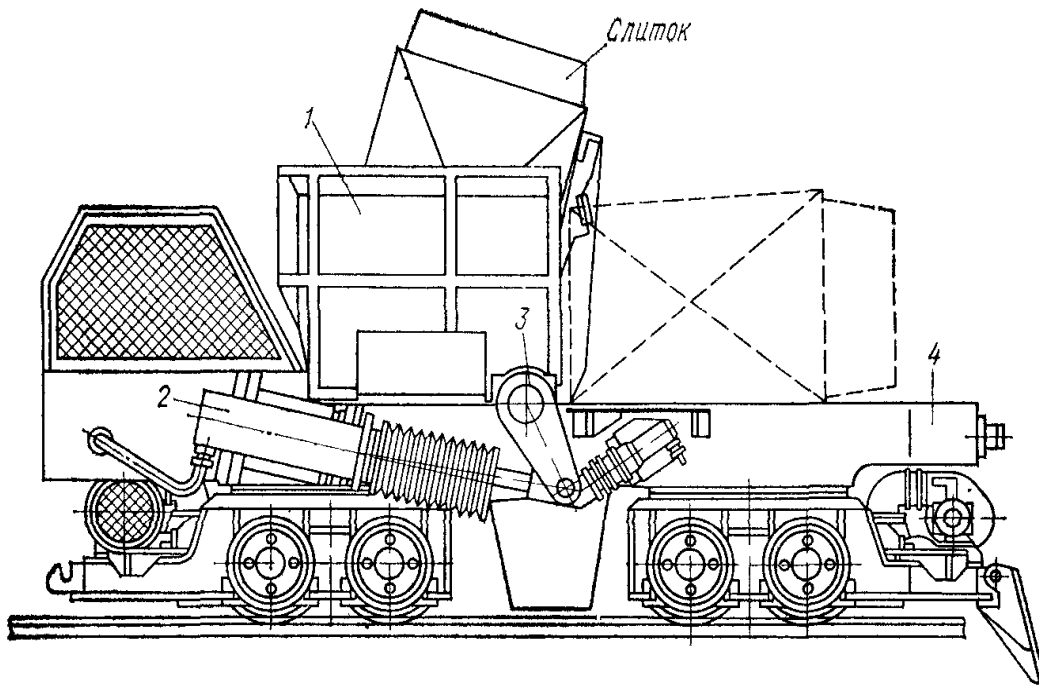


Рисунок 1.3 – Загальний вигляд злитковозу слябінгу конструкції НКМЗ  
(позиції наведено в тексті)

Переваги описаного зливковозу:

1) простота конструкції (відсутність люльки-перекидача зі складним шатунно-кривошипним механізмом для перекидання зливка) та надійність в експлуатації, необхідні для безперебійної роботи;

2) невелика маса (26,5 т) та невелика витрата енергії на його пересування;

3) можливість включення в автоматичний цикл кільцевої подачі зливків декількома злитковозами, що забезпечує високу продуктивність слябінгу;

4) можливість укладання зливка на платформу в горизонтальному положенні, що відповідає наступному положенню злитка при транспортуванні його рольгангом до стану для прокатки.

Недоліки конструкції злитковозу НКМЗ:

1) конструкції з кільцевим рухом зливковозів значно збільшує виробничу площу;

2) можливе зупинення стану через аварійні ремонтні роботи, пов'язані зі зливковозами та їх шляхами;

3) застосування люльки з гідроприводом, що дає додаткову масу зливковозу;

4) збільшення витрат на експлуатацію та утримання гідросистеми.

Зокрема на МК «Запоріжсталь» застосовують зливковоз із кривошипно-шатунним механізмом перекидання зливків у парі зі стаціонарним перекидачем.

### 1.2.2 Стаціонарні перекидачі

Призначені, як уже говорилося вище, для полегшення роботи злитковозу з кривошипно-хитним механізмом перекидання зливків. На комбінаті «Запоріжсталь» свого часу застосовували різні конструкції цих механізмів:

- з механічним виштовхуванням злитків (ця конструкція не "прижилася");
- з важільною системою виштовхування злитків (діюча модель).

Конструкція та принцип дії стаціонарного перекидача з важільною системою виштовхування злитків наведено в розділі 1.3.

Переваги даних конструкцій стаціонарних перекидачів полягають у наступному:

- простота в управлінні;
- захист роликів від ударних навантажень від установки зливка кліщовим колодязевим краном.

До недоліків можна віднести те, що стаціонарний перекидач з механічним виштовхуванням зливка схильний до частих ремонтів через окалину, що обсипається, на рухомі елементи і пружини.

### 1.2.3 Поворотні столи

На слябінгах зливки з відділення нагрівних колодязів подають зливковозом на приймальний рольганг в деяких випадках широким кінцем вперед (зливки спокійної сталі). Для зменшення обрізу «нездорового» металу на ножицях за слябінгом ці зливки прокочують вузьким кінцем вперед, щоб прибуткова частина їх, розташована на широкому кінці, була позаду прокатаного сляба (рис. 1.4).

Поворотний стіл встановлений безпосередньо за приймальним рольгангом і призначений для повороту зливка на  $180^\circ$  у горизонтальній площині з метою подальшого його напрямку до стану вузьким кінцем вперед. На рисунку 1.5 показаний загальний вигляд поворотного столу для злиwkів масою до 20 т.

Рама поворотного столу спирається на чотири ковзанки та центрована на литій сталевій втулці, встановленій на фундаментній плиті. Знизу до рами прикріплений зубчастий вінець, що зчіпається з конічною шестернею. Привод повороту столу здійснюється від електродвигуна змінного струму потужністю 16 кВт через двоступінчастий редуктор та конічну передачу. Стіл повертається на  $180^\circ$  за 48,5 с. На столі змонтовані чотири ролики діаметром 600 мм, призначені для прийому зливка і передачі його (після повороту на  $180^\circ$ ) на рольганг, що підводить до стану.



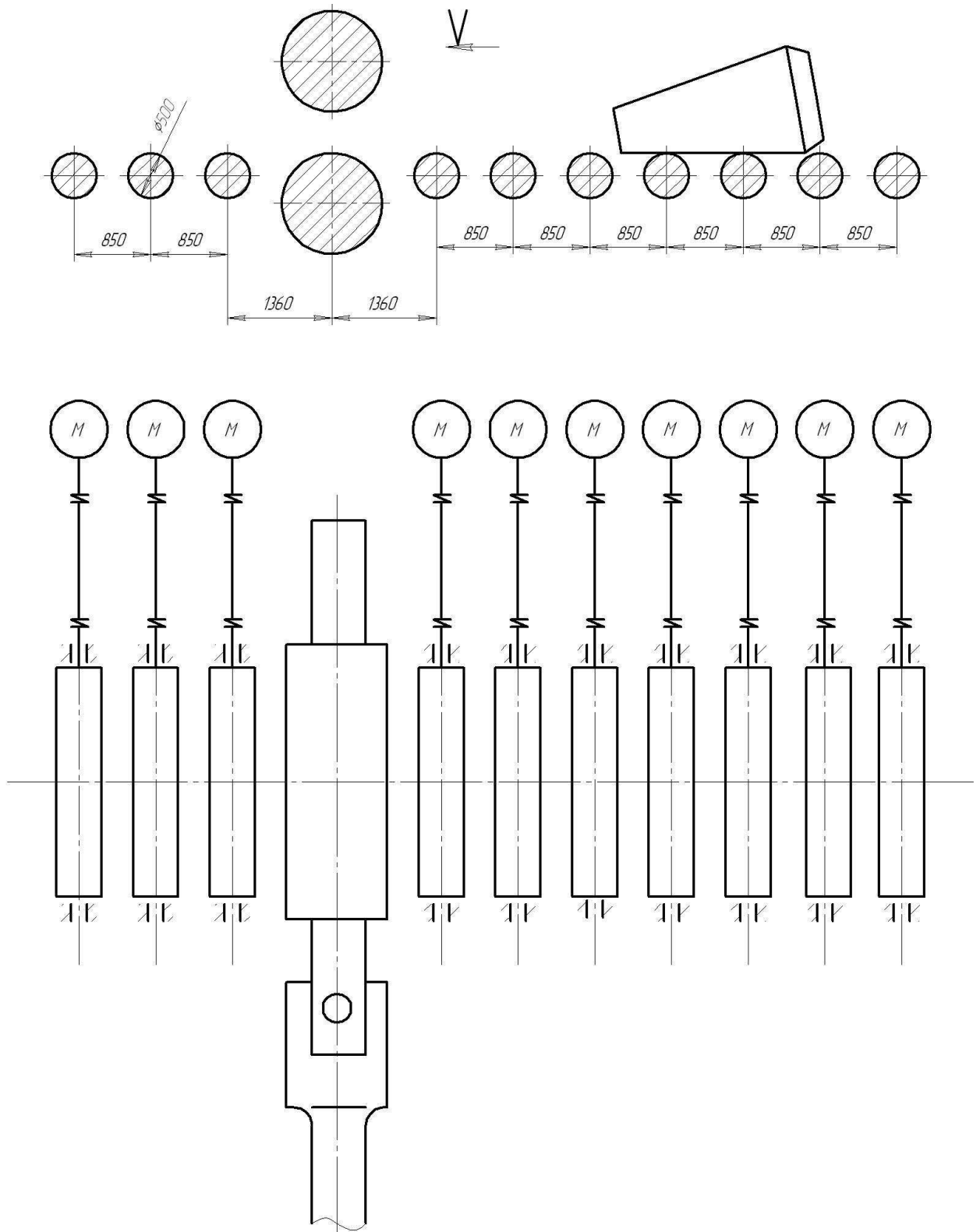
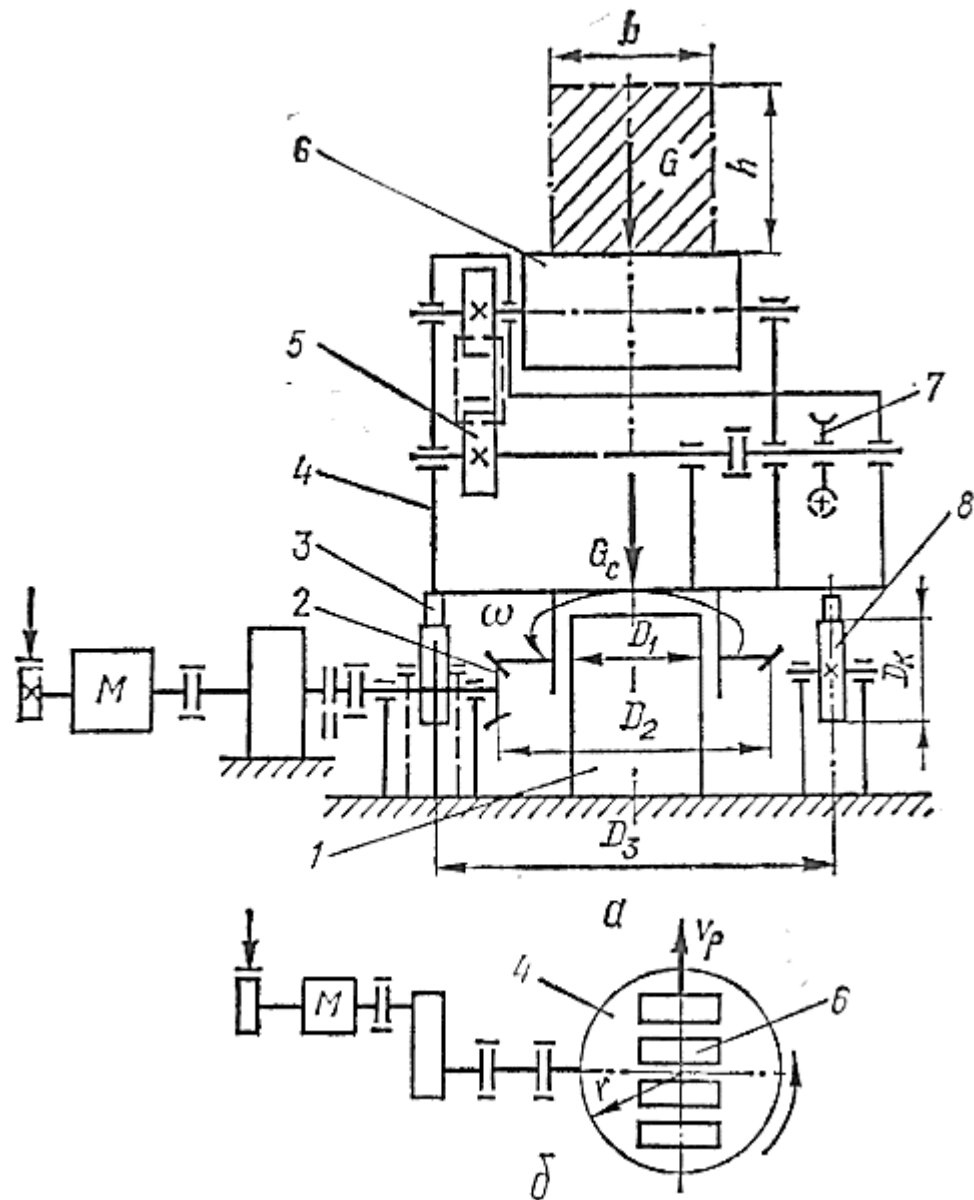


Рисунок 1.4 – Схема раціонального розташування зливка на приймальному рольгангу



1 – центральна цапфа; 2 – конічні колеса; 3 – кільцева рейка; 4 – 4 – поворотна частина; 5 – зубчаста передача; 6 – ролики; 7 – черв'ячний редуктор; 8 – ковзанки

Рисунок 1.5 – Загальний вигляд поворотного столу для зливків: а) схема механізмів, б) вид в плані [4]

Прокатані на слябінгу і порізані на ножицях на мірні довжини сляби з рольганга, що відводить, за допомогою зіштовхувача подають на підйомний штабелюючий стіл [5].

### 1.3 Призначення та аналіз конструкції та стаціонарного перекидача злитків

Стаціонарний перекидач призначений прийому злитків з найближчих груп нагрівальних колодязів, встановлюваних вертикально в люльку кантувача кліщовим краном, й у перекидання зливка з укладанням його ролики рольганга (рисунок 1.6).

Стаціонарний перекидач складається з:

- люльки закріпленої на осі між 3-м роликом рольганга і 1-м роликом рольганга зі стаціонарним перекидачем ;
- дна люльки з'єднаного за допомогою важелів з приводом перекидання люльки;
- циліндричного редуктора;
- електродвигуна з електромеханічним гальмом.

Для обмеження ходу механізму перекидання люльки в крайніх положеннях на тихохідному валу редуктора встановлено командоапарат .

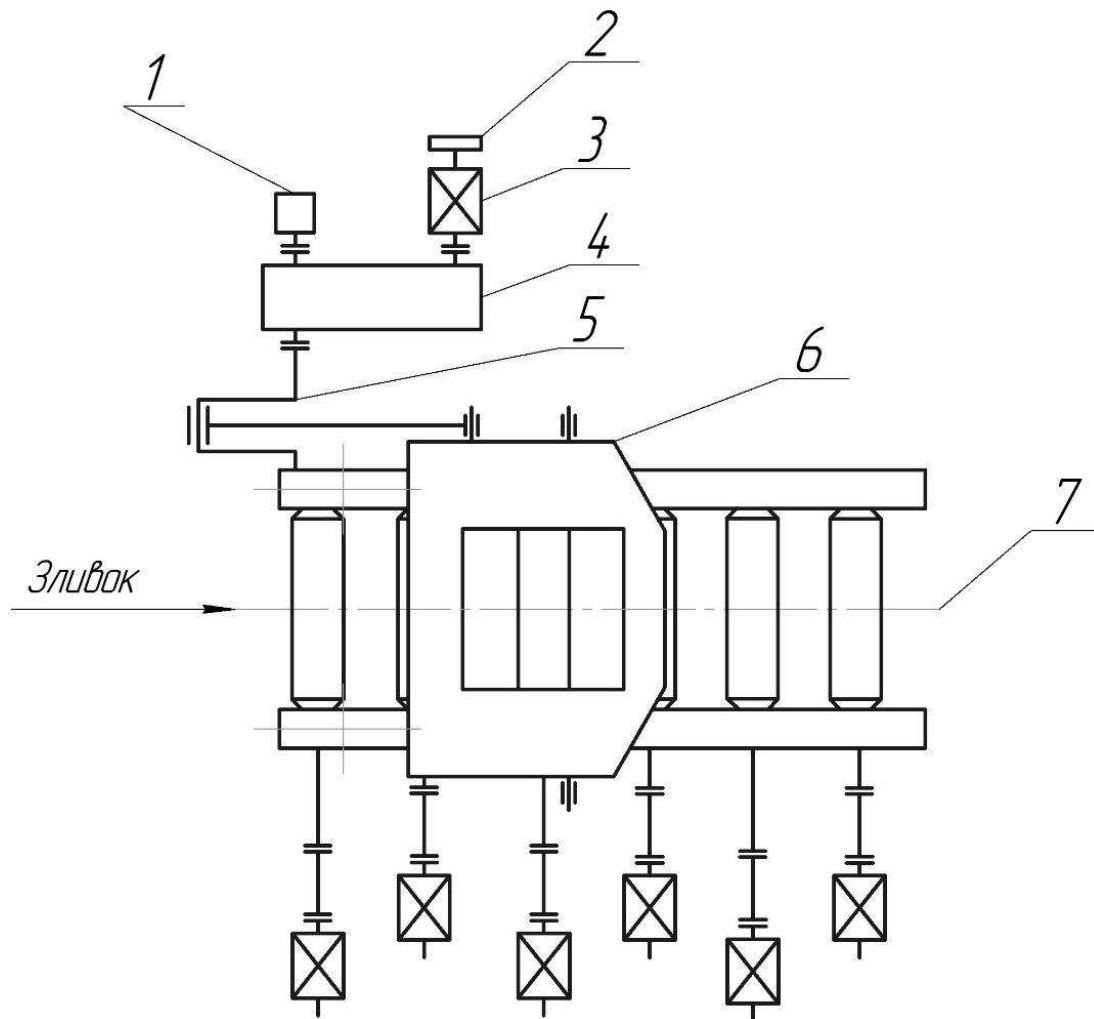
Коли люлька перекидача знаходиться у вертикальному положенні – важільна система забезпечує таке положення дна, при якому на нього (а не на ролик рольгангу) встановлюється злиток, що опускається в люльку. Загальний вигляд стаціонарного перекидача з важільною системою виштовхування злитків наведено на рисунку 1.7.

Принцип дії перекидача, з важільною системою виштовхування злитків:

Стаціонарний перекидач починає працювати в той момент, коли колодязевий кліщовий кран поставить злиток, привезений злитковозом або доставлений самим краном, в люльку стаціонарного перекидача.

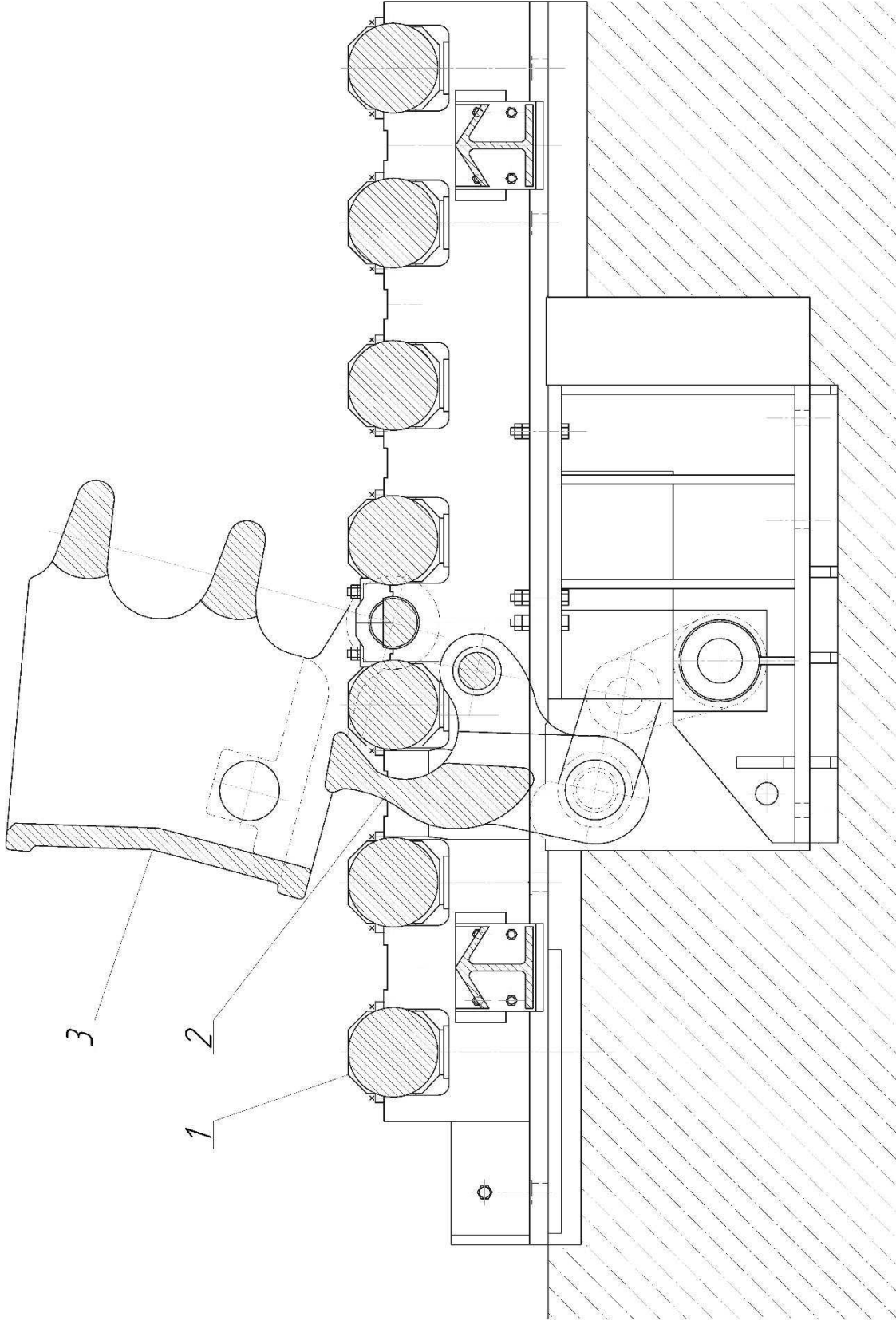
При включенні оператором стану електродвигуна механізм починає передавати крутний момент через редуктор ексцентриковому валу, який у свою чергу приводить в дію шатун. Шатун штовхає люльку перекидача, а та у свою чергу є складовою коромисла. Коромисло приводить у дію дно, через систему важеля.

У початковому періоді кантування сила від ваги зливка дуже велика і важільна система починає працювати, давлючи на пружинний штовхач, який стискається. Товкач розтискається в той момент, коли складова від сили ваги злитка стає менше сили створюваної пружиною штовхача. У момент торкання злитка до роликів приймального рольгангу ефект розтискання пружини дає можливість поштовху дном по зливку. Цей ефект дає можливість використовувати електродвигуни з меншим пусковим моментом.



1 - командоапарат ; 2 – гальмо; 3 – електродвигун; 4 – редуктор; 5 – колінчастий вал; 6 – люлюка перекидача; 7 – вісь рольганга

Рисунок 1.6 – Схема розташування стаціонарного перекидача



1 – рольганг; 2 – виштовхувач ; 3 – люлька стаціонарного перекидача

Рисунок 1.7 – Загальний вигляд стаціонарного перекидача з важільною

## 1.4 Огляд технічних рішень спрямованих на удосконалення ділянки приймального рольганга та конструкції стаціонарного перекидача

Важливою частиною лінії прокатного станва є приймальний рольганг від ритмічної роботи всього обладнання, що входить до його складу залежить продуктивність обтискного стану в цілому.

Як уже було сказано вище, важливим завданням приймального рольгангу є орієнтування зливка в горизонтальній площині для задачі вузьким кінцем в прокатні валки, що дозволяє зменшувати відходи при прокатці готової продукції.

Основним пристроєм, що виконує орієнтацію зливка перед прокаткою є поворотний стіл, але з часом зі збільшенням об'ємів виробництва та інтенсифікацією виробничих процесів в цілому виникла потреба у збільшенні продуктивності приймального рольганга. Це питання дозволяє вирішити використання зливковоза в парі зі стаціонарним перекидачем.

При такій схемі для подачі нагрітих злитків на приймальний рольганг стану в горизонтальному положенні служить двовісний візок-перекидач (зливковоз). У разі подачі злитків від першої та другої груп колодязів, зливки встановлюються безпосередньо краном у стаціонарний перекидач, який укладає злиток на рольганг.

Пробразом приймального рольгангу, що наразі працює на обтискній ділянці цеху гарячої прокатки слугує винахід описаний в роботі [6], та представляє собою рольганг-кантувач прокатного стану, що має в своєму складі механізм перевертання рами 1 та раму з циліндричними роликами (рольгангом) 2 (рис.1.8 ). Суттєвою відмінністю запропонованого рішення є те, що воно в першу чергу розраховане для сортопрокатних станів, а саме для кантування бунтів дроту.

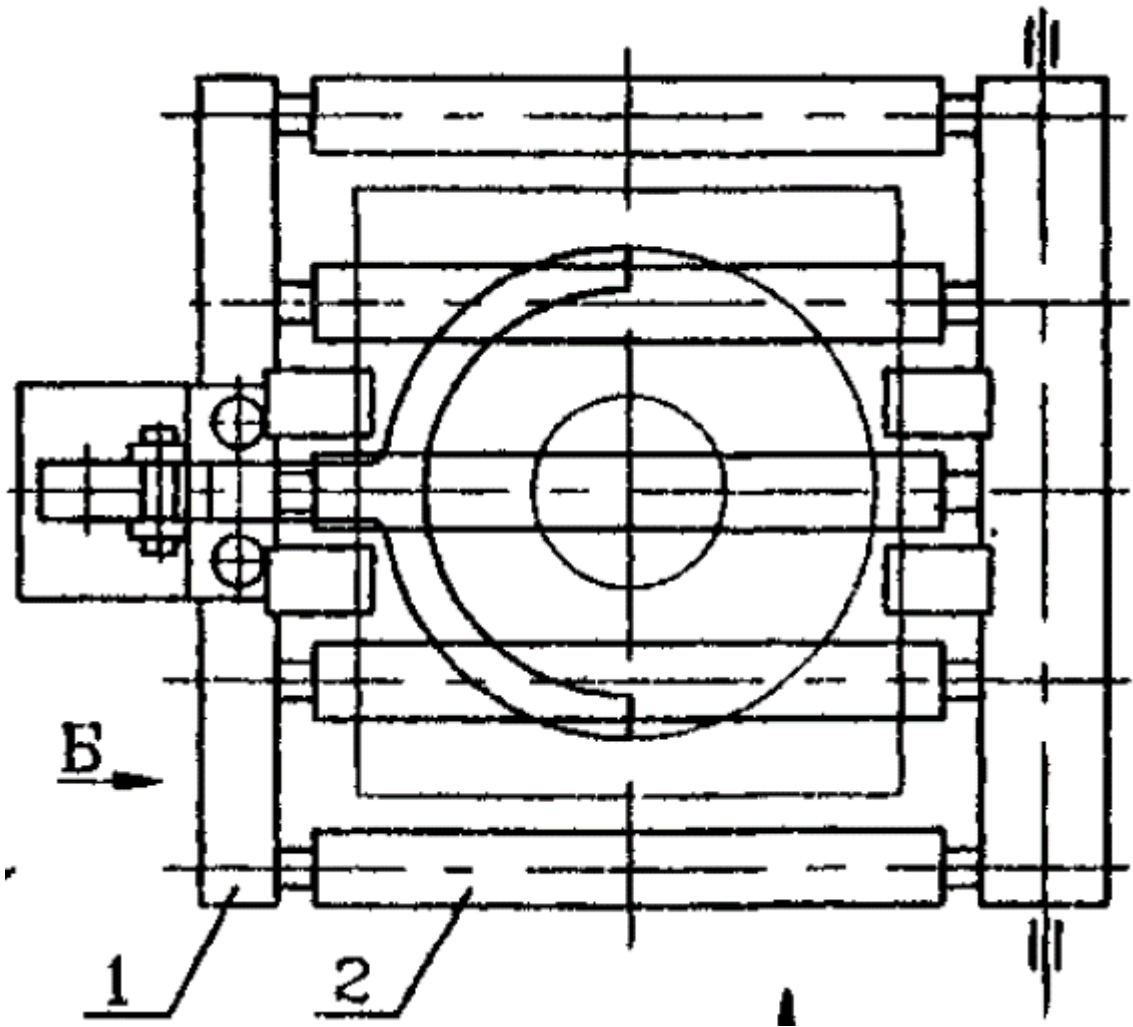
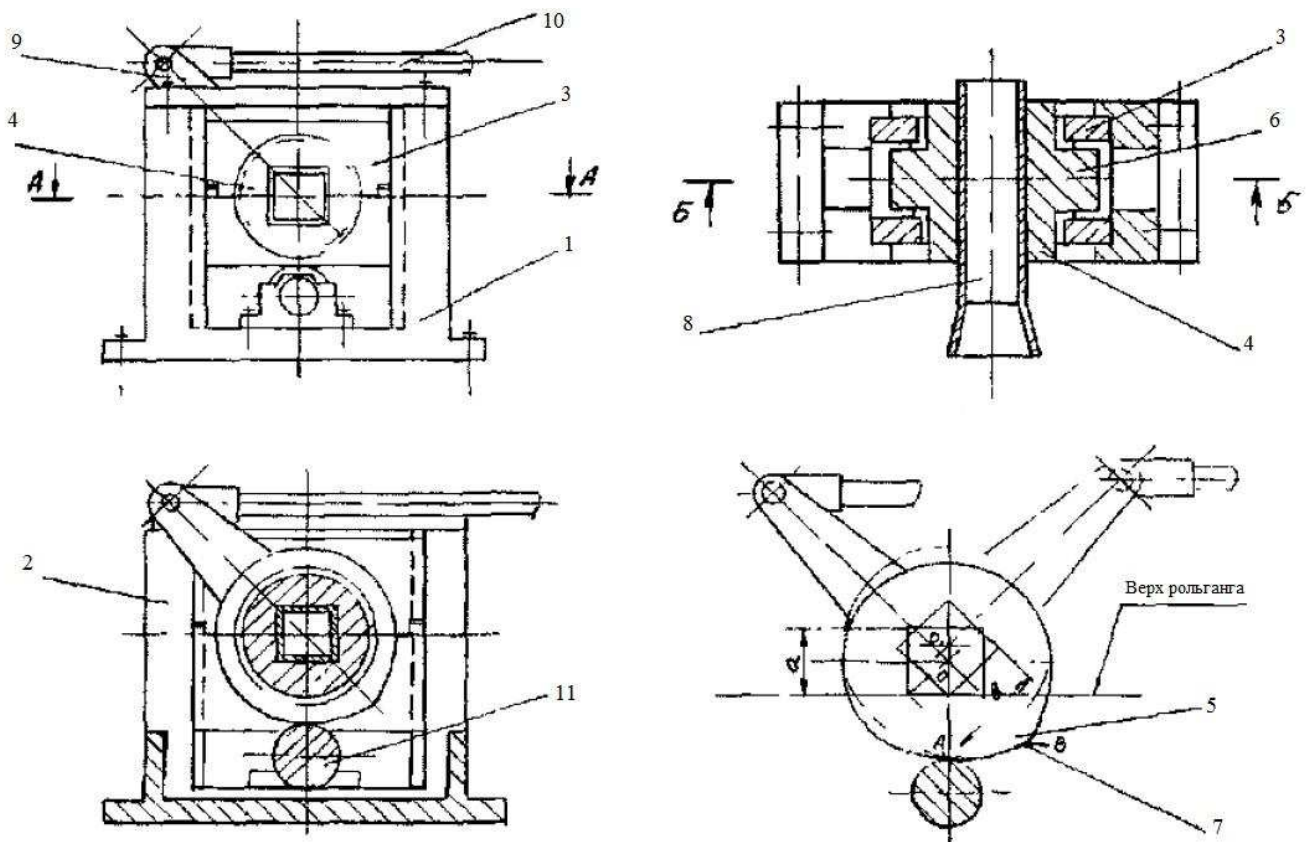


Рисунок 1.8 – Рольганг-кантувач сортопрокатного стану

В роботі [7] запропоновано корисна модель кантувача, яка може бути використана для кантування гарячого прокату перед подачею його до прокатної кліті (рис.1.9).

Принцип дії винаходу наступний, при подачі прокату рольгангом у проводки кантуючій втулці вмикається електричний привід повороту втулки через тягу 10 - важіль 9, нижня частина 5 втулки циліндричними опорними кінцями 4 провертається у вальницях 3 на кут  $45^\circ$ . При цьому середній участок 6 нижньої частини 5 втулки прокатується з точки А до точки Б віступу 7 по холостому опорному ролику 11 [7].

При зміні профіля підіймається або опускається нижня частина кантуючої втулки, а разом з нею здійснюють вертикальне переміщення вальниці 3 у стійках 2 станини 1. При кантуванні раскату на  $45^\circ$  втулка підіймається вгору на величину виступу кулачка 7, а при кантуванні далі на  $90^\circ$  вона опускається на цю величину вниз. При виході відкантованого розкату з проводки вмикається привод на реверс та через тягу 10 важіль 9, кантуюча втулка з проводкою 8 встановлюється у вихідне положення [7].



1 – станина; 2 – стійки; 3 – вальниці; 4 – опори; 5 – середній учасок; 6 – нижня частина; 7 – відступ; 8 – кантуюча втулка; 9 – важіль; 10 – тяга; 11 – холостий опорний ролик

Рисунок 1.9 – Кантувач прокату

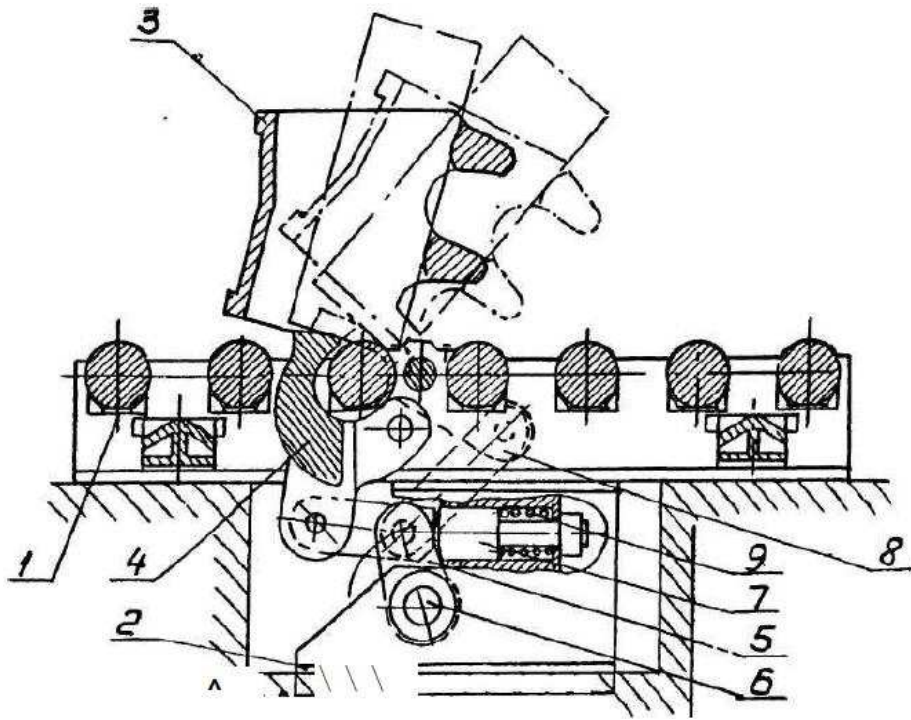


До недоліків запропонованого рішення можна віднести можливість кантування зливків тільки в поперечному перерізі, так як кантування в повздовжньому перерізі виконати не можливо, таке конструктивне рішення не зможе виступити альтернативною заміною поворотного столу.

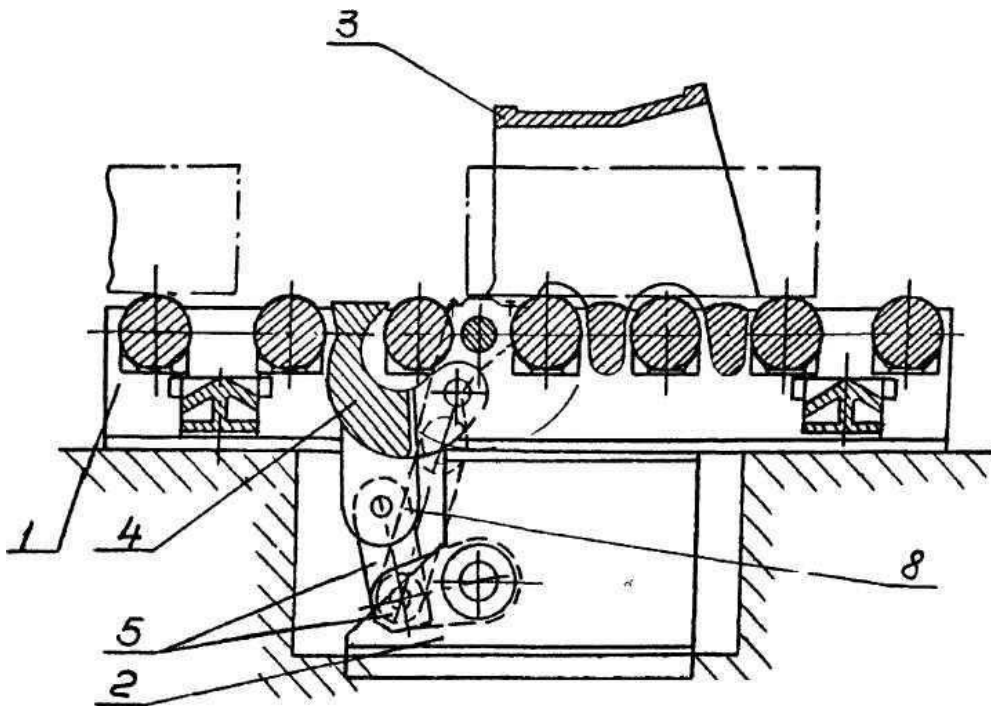
До найбільш розповсюдженої конструкції стаціонарного перекидача, що позитивно зарекомендувала себе з точки зору надійності та виробничих показників відноситься технічне рішення наведене в роботі [8]. Стаціонарний перекидач зливків, що містить люльку із змонтованою в рамі віссю її повороту, і днищем. До складу запропонованої конструкції також входить привод перекидання люльки, привод повороту днища та підпружинений упор (рис.1.10). Днище люльки виконано у вигляді встановленого на осі в рамі двоплечого важеля якого одне з плечей якого є опорним для зливка, привід повороту днища кінцем двоплечого важеля, а інший кінець важеля, що ламається, встановлений на власній осі в рамі, при цьому центральний шарнір важливого важеля кінематично пов'язаний з віссю повороту люльки, а пружний упор встановлений у взаємодії з важелем, що ламається.

Стаціонарний перекидач з керованим днищем встановлений на транспортувальному рольгангу 1 і містить нерухому раму 2, люльку 3 з механізмом перекидання і днище 4, виконане у вигляді двоплечого поворотного важеля. Днище 4 має механізм управління, що представляє собою важільну систему, яка складається з важеля, що ламається важелем 3 з вісьмом жебраком 4. Нерухома рама 2 оснащена пружним упором 9, що взаємодіє з центральним шарніром 7 важеля, що ламається 5 [8].

Стаціонарний перекидач зливків працює наступним чином. Злиток подається краном у колицу 3, що знаходиться у вихідному вертикальному положенні (рис.1.10 а). Навантаження від маси зливка сприймається двоплечим важелем - днищем 4, що знаходиться в пружному стані від дії упору 9 через центральний шарнір 7 і ланка важеля, що ламається 5 [8].



а)



б)

Рисунок 1.10 – Стационарний перекидач зливків з механічною системою виштовхування (позиції наведено в тексті): а) положення перекидача при прийомі зливка від колодезного крану, б) положення при укладці зливка на рольганг [8].

Механізмом перекидання люлька 3 повертається навколо своєї осі і укладає злиток на рольганг 1. При цьому механізмом управління днищем, що складається з важеля 5, що ламається, і важеля 8, що з'єднує центральний шарнір 7 ламається важеля 5 і люльку 8, Механізм управління днища 4 вищезгаданим рухом останнього забезпечує:

- у початковому етапі повороту люльки 3 разом її рух із днищем 4;
- опускання днища 4 нижче рівня рольганга 1 за рахунок повороту днища в протилежний бік, коли маса зливка вже сприймається коліскою до моменту укладання злитка на рольганг

Коли злиток покладено рольганг можливі такі операції:

- транспортування зливка до стану;
- пропуск злитків, що подаються до стану злитковозом;
- прийом повернутого зливка, підйом його у вертикальне положення та видалення злитка з люльки краном [8].

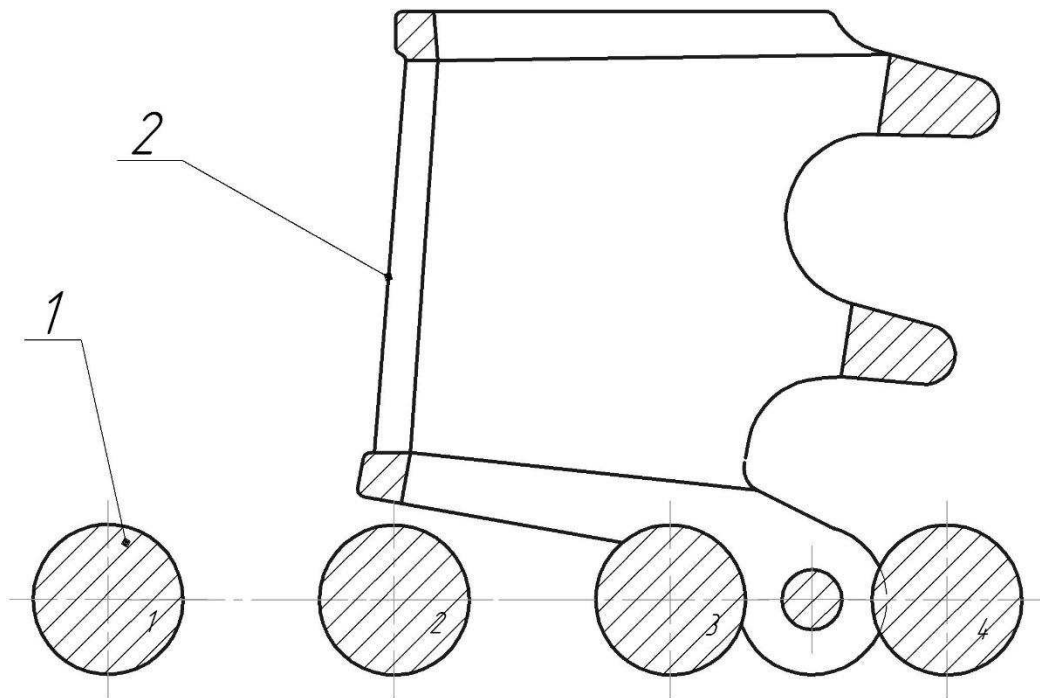
Описане технічне рішення довгий час працювало в лінії приймального рольгангу обтискного стану цеху гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь», але з часом, зі збільшенням продуктивності обтискного стану постало питання пошуку більш раціонального рішення.

Працівниками цеху була запропонована модернізація технічного рішення, що наведено на рисунку 1.10. Суть модернізації полягала в додатковому вирізі в задній стінці люльки пройому для встановлення зливка краном (рис.1.11).

Таке технічне дозволило дещо розвантажити роботу зливковоза та збільшити кількість зливків, яку повертають вузьким кінцем в робочу кліть за допомогою стаціонарного крана. З іншого боку така модернізація змусила видалити з робочої частини двоплечий важіль – днище, що у випадку низької кваліфікації кранового машиніста викликає травмування роликів приймального рольгангу.

Також у зв'язку з тим, що модернізація проводилася без попередніх розрахунків та моделювання у спеціалізованих програмних комплексах збільшилися випадки простоювання стаціонарного перекидача в зв'язку з тим, що

при довгому контакті з розігрітим металом зливка виникає деформація поперечини люльки та згодом її руйнування.



1 – ролики рольганга; 2 – модернізована люлька стаціонарного перекидача

Рисунок 1.11 – Модернізований стаціонарний перекидач зливків

Також таке конструктивне виконання не дозволило повністю виключити з технологічного процесу роботу поворотного столу, тому закономірно викликає зацікавленість пропозиція наведена авторами роботи [9].

До недоліків виконаної конструкції автори можна відносять додатково до всього вищеперерахованого:

1. Відсутність можливості встановлення короткого зливка, так званого коротуха;
2. Недостатня довжина приймального рольгангу, в тому випадку якщо кантування злитків відбуватиметься одночасно і з люльки зливковозу і з люльки перекидача;
3. Завищена потужність електродвигуна вдвічі.

Замість поворотного столу, як альтернативний механізм, на думку авторів роботи [8] може служити комплекс кантувачів нового зразка, на які будуть покладені функції поворотного столу і стаціонарного перекидача. Також перекидачі дозволять обслуговувати поблизу групи нагрівальних колодязів без участі зливковозу за допомогою двох кліщових кранів. Впровадження такого комплексу дозволить без зупинки стану проводити ремонт одного з перекидачів, зливковозу або кліщових кранів під час їх аварійної зупинки.

Комплекс перекидачів складатиметься з двох стаціонарних перекидачів розташованих послідовно один за одним і працюючих незалежно один від одного.

Робота перекидача відбуватиметься з двох положень:

- а) вихідне становище;
- б) робоче становище;
- в) холостий стан.

У вихідному положенні люлька кантувача готова до прийому зливків від кліщового колодязевого крана і встановлена перпендикулярно до приймального рольгангу. Залежно від технології прокатки та прибуткової частини зливка, оператори здійснюватимуть кантування у той чи інший бік на  $90^\circ$ .

Робочі положення пропонуються як положення прийому зливка від зливковозу з подальшим кантуванням щодо осі кантування на  $180^\circ$ .

Холосте положення - це таке положення, при якому зливки проходить по рольгангу, минаючи перекидач. Це потрібно в тому випадку якщо зливковоз доставив зливки до приймального рольгангу, що не вимагає кантування. Слід зазначити, що холосте положення має місце за будь-якого з положень перекидачів, при опущеному висувному упорі.

Для нової моделі перекидачів зливків виникне потреба у висувному упорі, який у свою чергу виконатиме дві функції:

- 1 Опора під зливки у момент установки останнього кліщовим краном, що виконувала раніше діюча модель з важільною системою;
- 2 Упором під зливки, привезений зливковозом у його колісці.

Таким чином, для впровадження комплексу перекидачів необхідно встановити упор, на який покладено відразу дві функції. Упор не зажадає великих витрат, тому що пропонується виконати його зі слябів, що випускаються обтискним цехом, так як і скоби кантувачів є найбільш схильними до механічного і температурного впливу злитків.

Всі розглянуті та запропоновані рішення не являються ідеальними і потребують подальшого удосконалення.

### 1.5 Обґрунтування обраного напрямку

Як відмічено в розділі 1.4 впровадження модернізації конструкції стаціонарного перекидача шляхом зміни геометрії його люльки була досить вдалою, але залишається не вирішеною проблема із підвищеною потужністю електромеханічного приводу.

Логічним напрямом роботи в подальшій модернізації конструкції є зміна електромеханічного приводу на гідравлічний.

Гідропривід найбільше задовольняє реалізації загальних тенденцій розвитку металургійного обладнання: збільшення кількості робочих органів, що взаємодіють (незалежно, послідовно або одночасно в регульованих режимах) з різними споживачами потужності при значному видаленні їх від двигуна та різноманітної просторової орієнтації, забезпечення переміщення робочих органів щодо машини та автоматизації технологічних процесів з метою підвищення продуктивності та покращення умов праці. Гідропривод спрощує механізми за рахунок використання безредукторних приводів подач та шпинделів, особливо при високих вимогах до швидкостей, прискорення та точності при великих навантаженнях. Набувають поширення різного типу гідростатичні опори. Є тенденції до форсування тиску з 2-6 до 7-16 МПа для:

- отримання великих моментів за високої швидкодії;
- створення змішаних систем дискретного керування, що містять у середній частині електричні та пневматичні елементи;

- підвищення надійності та точності за рахунок використання релейного та широтно-імпульсного управління [10].

Враховуючи всевищесказане пропонується виконати наступну модернізацію:

1. Люльку перекидача виконати симетричною, що дозволить перекидати зливки не тільки на  $90^\circ$  а також на  $180^\circ$ ;
2. У зв'язку з передбачуваними великими статичними моментами, що виникають на валу електродвигуна у зв'язку з кантуванням зливка на  $180^\circ$ , привод люльки виконати з гідравлічним врівноважуванням;
3. Як систему врівноважування підібрати гідромотор із гідроаккумулятором.

Все вищезгадане дозволить виключити поворотний стіл з його недоліками з лінії прокату.

Однією з основних вимог, що висувуються до гідравлічних приводів, є їх надійність. Забезпечення надійності гідравлічних приводів під час експлуатації пов'язане з технічною діагностикою, метою якої є виявлення відмов та несправностей на ранніх стадіях їх розвитку. Система діагностування, що застосовується, повинна закладатися при проектуванні гідравлічних приводів, оскільки тільки при цьому може бути забезпечений необхідний рівень контролепридатності і технологічності. Таким чином, є взаємозв'язок між методами проектування гідравлічних приводів та створенням системи їх діагностування [11].

Запропонована модернізація в рамках виконання кваліфікаційної роботи передбачає виконання:

- розрахунку потужності та вибір електродвигуна привода перекидання люльки;
- аналіз статичних та динамічних моментів, що виникають в процесі кантування зливка;
- розробку алгоритму підбору гідромотору системи врівноваження;
- розробку діагностичних моделей працездатних станів запропонованої конструкції перекидача.

## 2 РОЗРАХУНКОВА ЧАСТИНА

### 2.1 Розрахунок потужності та вибір електродвигуна

Статичний момент на валу електродвигуна дорівнюватиме [12]:

$$M_{ст} = M_{ст.п} - M, \quad (2.1)$$

де  $M$  - момент, що врівноважує, та має долатися гідромотором (розділ 3.1),  
кН · м (табл.2.1);

$M_{ст.п}$  – повний статичний момент

$$M_{ст.п} = Q \cdot c \cdot \cos(\alpha) \pm M_{тр} \quad (2.2)$$

де  $Q$  - сумарна вага колиски зі зливком, кН;

$c$  – плече застосування сили  $Q$  відстань від центру обертання до центру тяжкості люльки зі зливком, м;

$\alpha$  – кут повороту люльки, град;

$M_{тр}$  - момент тертя, що виникає в опорах люльки, кН · м (обчислюється відповідно до рівняння 3.8 розділ 3.1).

$$M_{ст.п} = 390 \cdot 1,56 \cdot \cos(0) + 0,2184 = 608,6184 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Графік залежності  $M_{ст.п} = f(\alpha)$ , наведено на рисунку 2.1.

Тоді статичний момент на валу електродвигуна дорівнюватиме:

$$M_{ст} = 608,6184 - 283,64 = 324,98 \text{ кН} \cdot \text{м}$$



Розрахункові значення  $M_{ст.л}$ ,  $M_{ст}$ ,  $M$  для інших положень люльки наведені в таблиці 2.1

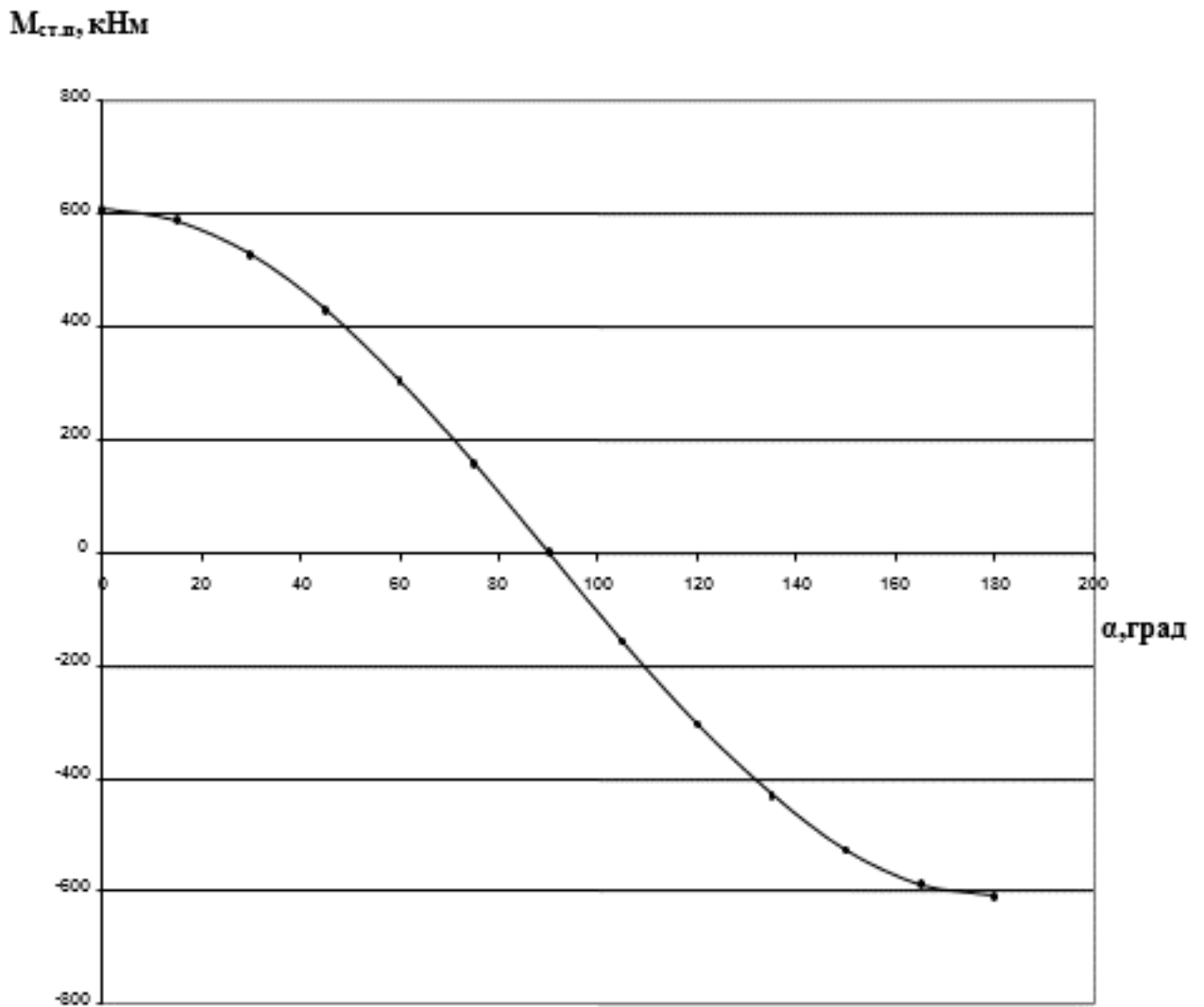


Рисунок 2.1 – Графік залежності  $M_{ст.л} = f(\alpha)$

Виходячи з  $M_{ст\ max} = 324,98$  кНм попередньо потужність двигуна дорівнюватиме [13]:

$$N_{дв} = \frac{M_{ст} \cdot \omega_{л}}{1000 \cdot \eta}, \quad (2.3)$$

де  $M_{ст}$  - максимальний статичний момент, Н;

$\omega_{\text{л}}$  – кутова швидкість люльки,  $\text{з}^{-1}$

$\eta=0,93$  – ККД приводу

$$N = \frac{324980 \cdot 0,349}{1000 \cdot 0,93} = 121,95 \text{ кВт}$$

Попередньо вибираємо електродвигун Д816 з наступними параметрами:  $N_{\text{дв}} = 150 \text{ кВт}$ ,  $n_{\text{ном}} = 480 \text{ хв}^{-1}$ ,  $n_{\text{мах}} = 1600 \text{ хв}^{-1}$ ,  $J = 16,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$  [14]

Таблиця 2.1 – Розрахункові значення  $M_{\text{ст,п}}$ ,  $M_{\text{п}}$ ,  $M$  для різних положень люльки стаціонарного перекидача

$\alpha$	$\alpha$	$M_{\text{тр}}$	$M_{\text{ст,п}}$	$M$	$M_{\text{ст}}$
градуси	радіани	кН · м	кН · м	кН · м	кН · м
0	0	0,2184	608,6184	283,64	324,98
15	0,261799388	0,2110	587,88023	274	313,88
30	0,523598776	0,1891	527,079	245,64	281,44
45	0,785398163	0,1544	430,3582	200,55	229,81
60	1,047197551	0,1092	304,3092	141,82	162,49
75	1,308996939	0,05652	157,52203	73,45	84,07
90	1,570796327	0	0	0	0
105	1,832595715	-0,05652	-157,408	-73,45	-83,95
120	2,094395102	-0,1092	-304,0908	-141,82	-162,27
135	2,35619449	-0,1544	-430,05	-200,55	-229,50
150	2,617993878	-0,1891	-526,70	-245,64	-281,06
165	2,879793266	-0,2110	-587,46	-274	-313,46
180	3,141592654	-0,2184	-608,1816	-283,64	-324,55

Кутова швидкість двигуна:

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{дв}}}{30}, \quad (2.4)$$

де  $n_{дв}$  - номінальна частота обертання двигуна, об/хв;

$$\omega_{дв} = \frac{3,14 \cdot 480}{30} = 50,24 \text{ с}^{-1}$$

Тоді номінальний момент електродвигуна дорівнює:

$$M_H = 1000 \cdot \frac{P}{\omega_{дв}}, \quad (2.4)$$

$$M_H = 1000 \cdot \frac{150}{50,24} = 2986 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Передатне число редуктора дорівнюватиме:

$$u_{ред} = \frac{\omega_{ред}}{\omega_{л}}, \quad (2.5)$$

$$u_{ред} = \frac{50,24}{0,349} = 143,95$$

Вибираємо редуктор ЦЗ-У250 у якого  $u = 160$ ,  $\eta = 0,96$ ,  $M_{кр.тих} = 4 \text{ кНм}$  [15].

Динамічні моменти, що виникають під час розгону та гальмування, визначаються за формулою:

$$M_{д(р)} = M_{д(т)} = \frac{GD_{пр}^2 \cdot n}{375 \cdot t_p}, \quad (2.6)$$

де  $t_p$  – час розгону, с ( $t_p = t_p = 3 \text{ с}$ );

$n$  – частота обертання люльки;

$GD_{пр}^2$  – приведений до валу люльки маховий момент:

$$GD^2_{пр} = 4gJ_1 + \delta_m GD^2_{я} + (\delta_p GD^2_{я} + \delta_m GD^2_{я} + GD^2_{я} + \delta_T GD^2_{я}) \cdot u \quad (2.7)$$

де  $J_1$  - момент інерції люльки,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$  визначаємо за формулою:

$$J_1 = m \cdot c^2 \quad (2.7)$$

де  $m$  - маса колиски зі злитком,  $m = 39\,000$  кг

$$J_1 = 39000 \cdot 1,56^2 = 94910,4 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$\delta_m, \delta_p, \delta_T$  – відповідно коефіцієнти приведення, що враховують махові моменти мас муфт, редуктора та гальма;

$GD^2_{я}$  – маховий момент якоря електродвигуна,  $\text{Нм}^2$ , Визначаємо за формулою:

$$GD^2_{я} = 4 \cdot g \cdot J_{я} \quad (2.8)$$

де  $J_{я}$  - момент інерції якоря електродвигуна,  $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

$$GD^2_{я} = 4 \cdot 9,81 \cdot 16,25 = 637,65 \text{ Нм}^2$$

$u$  – передатне число редуктора

Тоді наведений маховий момент дорівнюватиме:

$$\begin{aligned} GD^2_{ін} &= 4 \cdot 94910,4 + 0,45 \cdot 637,65 + (1,3 \cdot 637,65 + 0,45 \cdot 637,65 + 637,65 + 0,45 \cdot 637,65) \cdot 160 = \\ &= 4066351,44 \text{ Нм}^2 \end{aligned}$$

Динамічний момент дорівнюватиме:

$$M_{\partial(p)} = M_{\partial(T)} = \frac{4066351,44 \cdot 3,33}{375 \cdot 3} = 12036,4003 \text{ Нм}$$

Навантажувальну діаграму електродвигуна при дії динамічного моменту наведено на рисунку 2.2

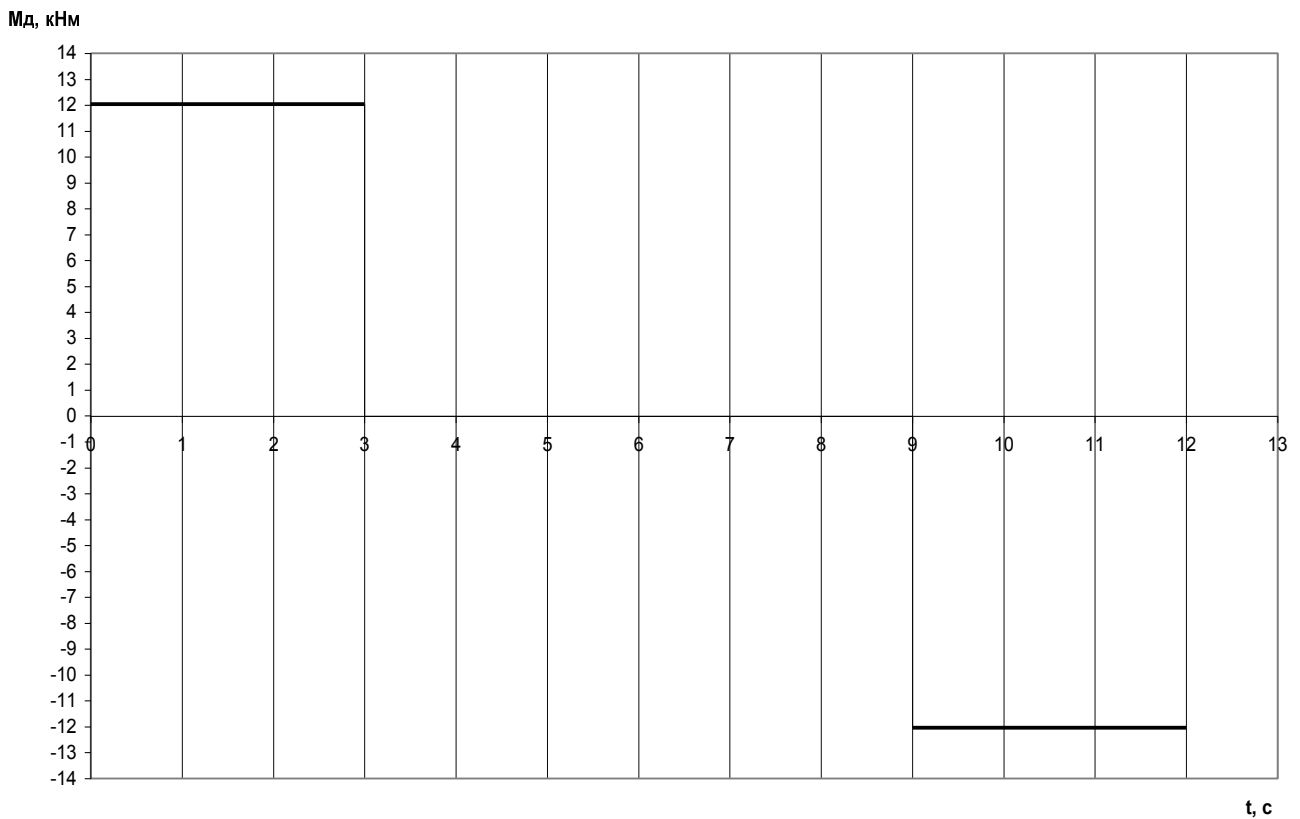


Рисунок 2.2 – Графік залежності  $M_d = f(t)$

Для підсумовування алгебраїчного значення  $M_d$  і  $M_{ст}$  необхідно графічним способом перевести залежність  $M_{ст} = f(\alpha)$  в залежність  $M_{ст} = f(\alpha)$  (рисунок 2.3) [12].

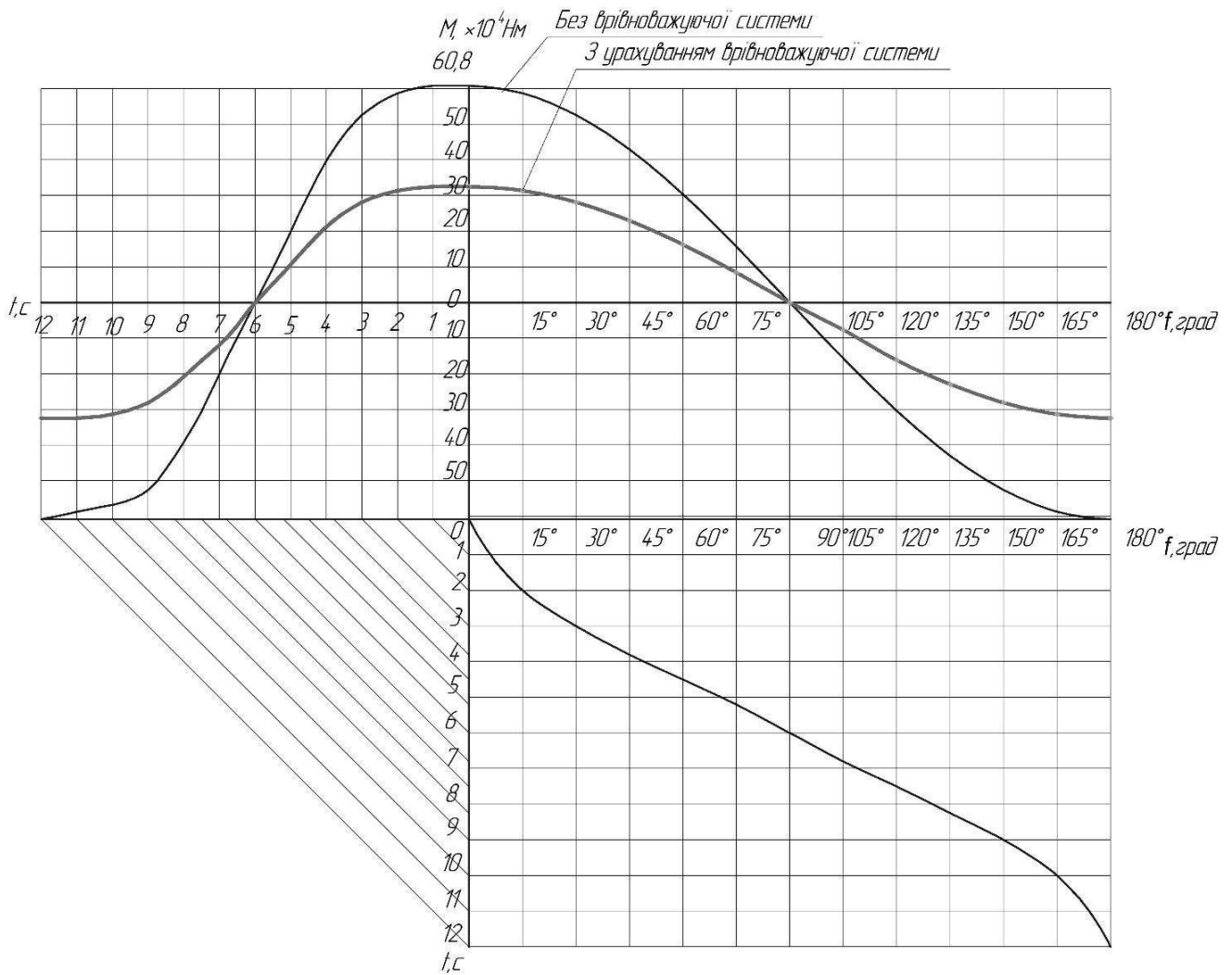


Рисунок 2.3 – Переведення залежності  $M_{ст} = f(\alpha)$  у залежність  $M_{ст} = f(t)$  графічним способом.

Повний момент на валу електродвигуна дорівнюватиме:

$$M_{п} = M_{ст} + M_{д} \quad (2.9)$$

$$M_{п} = 324,982 + 12,04 = 337,022 \text{ кНм}$$

Розрахункові значення  $M_{п}$ ,  $M_{ст}$ ,  $M_{д}$  наведені у таблиці 2.2.

Остаточню електродвигун вибираємо за еквівалентним моментом, для цього будемо залежність  $M_{п} = f(t)$  – навантажувальну діаграму рисунок 2.4

Таблиця 2.2 – Розрахункові значення  $M_{\text{п}}$ ,  $M_{\text{ст}}$ ,  $M_{\text{д}}$ 

t	$M_{\text{ст}}$	$M_{\text{д}}$	$M_{\text{п}}$
3	кНм	кНм	кНм
0	324,982	12,04	337,022
1	324	12,04	336,04
2	313,9	12,04	325,94
3	285,4	12,04	297,44
4	216,72	0	216,72
5	110,44	0	110,44
6	0	0	0
7	-118,9	0	-118,9
8	-208,44	0	-208,44
9	-281,1	-12,04	-293,14
10	-313,5	-12,04	-325,54
11	-323,5	-12,04	-335,54
12	-324	-12,04	-336,04

Еквівалентний момент визначаємо за формулою:

$$M_E = \sqrt{\frac{2M_{p(t)}^2 t_{p(t)} + \frac{M_y^2 t_y}{3}}{t \cdot k}}, \quad (2.10)$$

де  $M_{p(t)}$  - момент, що виникає в період пуску (гальмування), кНм.

$t_{p(t)}$  - час пуску (гальмування), с;

$t_y$  - час режиму, що встановився, с;

$t$  - час роботи стаціонарного перекидача, с;

$k$  - Коефіцієнт, який враховує погіршення умов охолодження електродвигуна ( $k = 0,65 \dots 0,8$ ).

$$M_E = \sqrt{\frac{2 \cdot 325,94^2 \cdot 3 + \frac{297,44^2 \cdot 6}{3}}{12 \cdot 0,8}} = 291,2549 \text{ кНм}$$

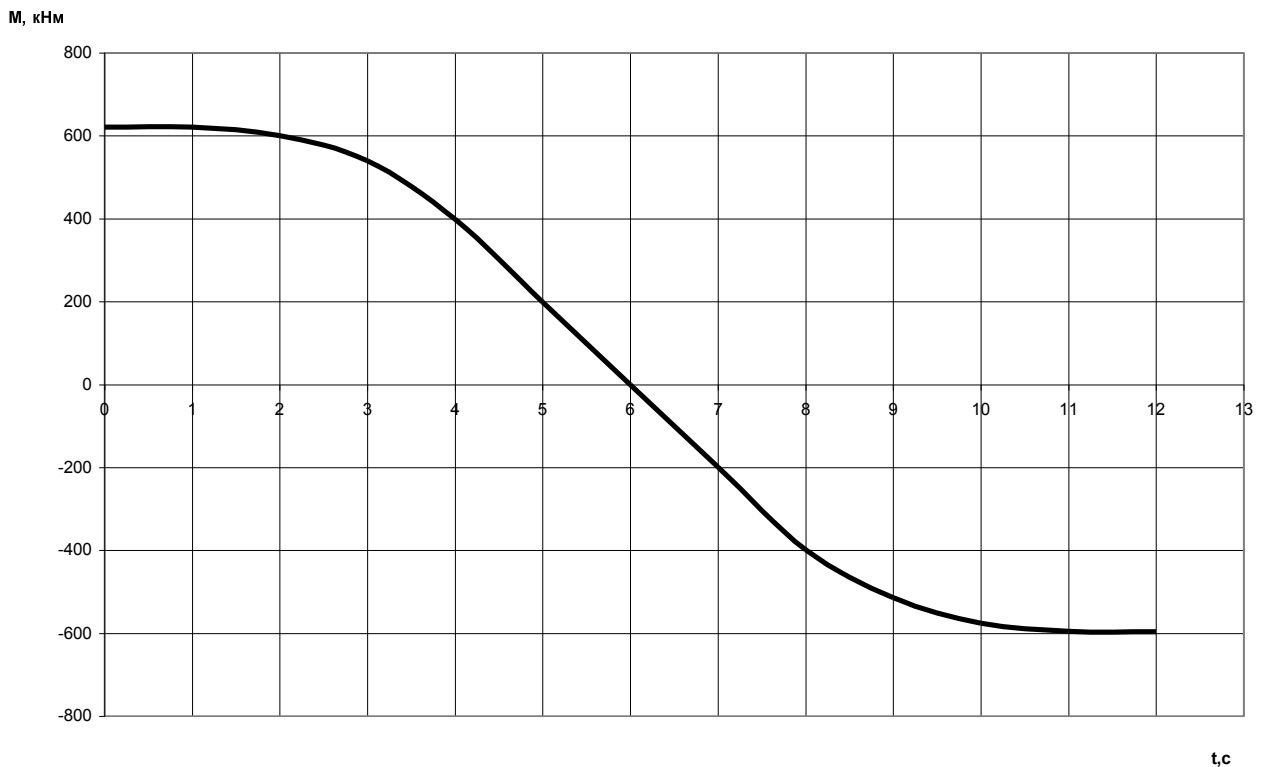


Рисунок 2.4 – Навантажувальна діаграма

Виходячи з  $M_e$  і рівняння 2.3 потужність двигуна дорівнюватиме:

$$N_{\text{дв}} = \frac{M_e \cdot \omega_{\text{л}}}{1000 \cdot \eta}, \quad (2.11)$$

де  $M_e$  - еквівалентний момент, Н;



$$N = \frac{291254,9 \cdot 0,349}{1000 \cdot 0,93} = 109,2889 \text{ кВт}$$

Вибираємо електродвигун Д814 з наступними параметрами:  $N_{\text{дв}} = 110 \text{ кВт}$ ,  
 $n_{\text{ном}} = 500 \text{ хв}^{-1}$ ,  $n_{\text{мах}} = 1700 \text{ хв}^{-1}$ ,  $J = 10,25 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$

Кутова швидкість двигуна, визначаємо за формулою 2.4:

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{3,14 \cdot 500}{30} = 52,33 \text{ с}^{-1}$$

Тоді номінальний момент електродвигуна дорівнює (2.18):

$$M_H = 1000 \cdot \frac{110}{52,33} = 2102 \text{ Нм}$$

Кратність перевантаження двигуна при найбільшому моменті:

$$\lambda = \frac{M_{\text{мах}}}{M_H \cdot u \cdot \eta} \leq [\lambda] \quad (2.12)$$

де  $M_{\text{мах}}$  - максимальний момент з діаграми навантаження рисунок 2.3;

$u$  – передатне число редуктора;

$\eta$  – ККД приводу.

$$\lambda = \frac{337022}{2102 \cdot 160 \cdot 0,93} = 1,1 \leq 2$$

Вибраний електродвигун умовам навантаження відповідає.

## 2.2 Розрахунок поліпасту

Для зменшення навантажень на електродвигун та гідравлічну систему врівноваження при поверненні люльки у вихідне положення варто розглянути встановлення поліспастиної системи.

Схема поліспасти наведена на рисунку 2.5

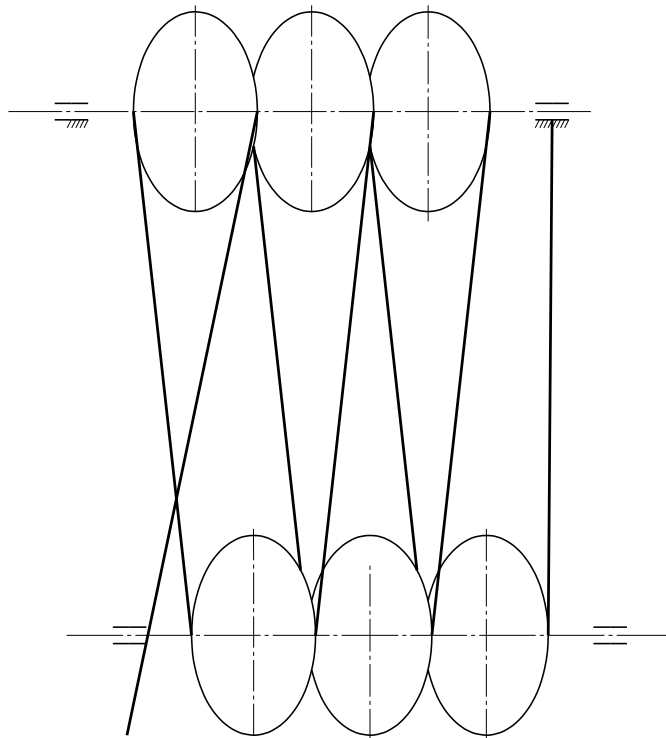


Рисунок 2.5 – Схема поліспасти

Зусилля в канаті, що набігає на барабан

$$S_{\max} = Q \frac{1 - \eta}{1 - \eta^m}, \quad (2.13)$$

де  $Q$  – сумарна вага люльки зі злитком ( $Q = 390000$  Н)

$m$  – кратність поліспасти,  $m = 6$ ;

$\eta$  – ККД блоку, приймаємо  $\eta = 0,97$ .

$$S_{\max} = 390000 \cdot \frac{1 - 0,97}{1 - 0,97^6} = 70048 \text{ Н}$$

Розрахункове розривне зусилля в канаті

$$P_{\text{разр}} = S_{\max} \cdot k, \quad (2.14)$$

де  $k$  – коефіцієнт запасу міцності,  $k = 5.5$ .

$$P_{\text{разр}} = 70048 \cdot 5,5 = 385264 \text{ Н}$$

Вибираємо канат подвійного звивання типу ЛК-Р конструкції  $6 \times 19(1 + 6 + 6/6) + 1 \text{ о.с.}$ , діаметром  $d=28$  мм, маркувальна група 1568 МПа,

$$P_{\text{разр}} = 396000 \text{ Н}$$

Діаметр барабана визначаємо за формулою:

$$d_{\text{бл}} = d_k (e - 1), \quad (2.15)$$

де  $e$  – коефіцієнт, що залежить від умов роботи, приймаємо  $e = 20$ .

$$d_{\text{бл}} = 28 \cdot (20 - 1) = 532 \text{ мм}$$

Приймаємо  $d_{\text{бл}} = 550$  мм;  $D_{\text{б}} = 550$  мм.

Мінімальна висота поліспасти

$$l_m^{\min} = 3,5 \cdot d_{ol}, \quad (2.16)$$

$$l_m^{\min} = 3,5 \cdot 550 = 1925 \text{ мм}$$

отже, довжина каната, що навивається на барабан

$$L_k = l_l \cdot m, \quad (2.17)$$

де  $l_l$  - Довжина каната при повороті люльки від кута  $0^\circ$  до  $90^\circ$ ,  
визначається за формулою:

$$l_l = \frac{\pi}{2} R + l_{кр} \quad (2.18)$$

де  $R$  – радіус обертання точки закріплення каната на люльці рівний відстані  
від центру обертання люльки до точки закріплення каната на люльці  $R$   
 $= 2,145 \text{ м}$

$l_{кр}$  – відстань від точки закріплення каната на люльці до точки кріплення  
поліспасту на рамі,  $l_{кр} = 1,74 \text{ м}$

$$l_l = \frac{3,14}{2} 2,145 + 1,74 = 5,11 \text{ м}$$

Підставивши отримане значення формулу отримаємо:

$$L_{до} = 5,11 \cdot 6 = 30,66 \text{ м}$$

довжина каната в одному витку на барабані

$$L_k^1 = \pi D_{\text{бар}}, \quad (2.19)$$

$$L_k^1 = 3,14 \cdot 0,550 = 1,727 \text{ м}$$

$$z = \frac{L_k}{L_k^1} = \frac{30,66}{1,727} = 17,75$$

Довжина барабана при одношаровій навивці

$$L_{\text{б}} = z \cdot d_k + d_k, \quad (2.20)$$

$$L_{\text{б}} = 17,75 \cdot 28 + 28 = 525 \text{ мм}$$

Приймаємо довжину барабана  $L_{\text{б}} = 530 \text{ мм}$

Загальну довжину каната можна визначити за такою формулою:

$$L_{\text{заг}} = L_{\text{до}} + l_{\text{пб}} + l_{\text{бб}}, \quad (2.21)$$

де  $l_{\text{пб}}$  - відстань від осі поліспасти до осі барабана,  $l_{\text{пб}} = 2\,215 \text{ мм}$ ,

$l_{\text{бб}}$  - відстань від осі блоку на рамі до осі барабана,  $l_{\text{бб}} = 4\,842 \text{ мм}$ .

$$L_{\text{заг}} = 30\,660 + 2\,215 + 4\,842 = 37\,717 \text{ мм}$$

Таким чином приймаємо необхідну довжину каната мінімум 38 м.

## 2.3 Розрахунки на міцність

### 2.3.1 Підбір опор люльки стаціонарного перекидача

Як опори вибираємо вальниці кочення. Зважаючи на те, що частота обертання вальниці цапфи люльки незначна вальницю можна вибрати за статичним навантаженням [16]:

$$C_0 = f_s \cdot P_o, \quad (2.22)$$

де  $f_s = 2,5$  – коефіцієнт надійності при статичному навантаженні за високих вимог до технологічної машини.

$$C_0 = 2,5 \cdot 390 = 975 \text{ кН}$$

Виходячи з отриманих даних вибираємо роликопідшипник радіально завзятий сферичний дворядний середньої широкої серії №3656 з наступними параметрами [17]:

$$d = 280, D = 580, B = 175, r = 8 \text{ мм}, \alpha = 13^\circ, C = 2050, C_0 = 2780 \text{ кН.}$$

### 2.3.2 Вибір муфт

З'єднання валу редуктора і валу люльки проводиться за допомогою зубчастих муфт і проміжного валу діаметром 120 мм та довжиною 500 мм.

Розрахунковий момент муфти дорівнює:

$$T_m = T_{ном} k_1 k_2 \quad (2.23)$$

де  $T_{ном}$  – номінальний момент, що передається муфтою, Н/м;

$k_1$  - коефіцієнт, що враховує ступінь відповідальності механізму ( $k_1 = 1,4$ );

$k_2$  - коефіцієнт, що враховує режим роботи механізму ( $k_2 = 1,5$ )

$$T_m = 4000 \cdot 1,4 \cdot 1,5 = 7840 \text{ Н/м}$$

Приймаємо для з'єднання валу редуктора з проміжним валом зубчасту муфту [18] МЗП 8000-90- I , 120- I . 1-УЗ ГОСТ 5006-55. Для з'єднання проміжного валу з валом люльки зубчасту напівмуфту МЗП 8000-120- I . 1-УЗ ГОСТ 5006-55. Кріплення напівмуфти зробити гвинтами безпосередньо до валу люльки по приєднувальному діаметру рівному 245 мм.

### 2.3.3 Перевірка міцності цапф люльки стаціонарного перекидача

Як матеріал цапф приймаємо сталь 40Х у якої межа міцності  $[\sigma]_{кр} = 135$  МПа [19]. Розрахункова схема до розрахунку міцності наведена на рисунку 2.6.

Розрахункова межа міцності дорівнює:

$$\sigma = \frac{M_{кр}}{0,1 \cdot d^3} \leq [\sigma], \quad (2.24)$$

де  $d$  – діаметр цапф люльки стаціонарного перекидача,

$M_{кр}$  - момент, що виникає від дії сили ваги люльки зі зливком:

$$M_{кр} = R \cdot x, \quad (2.25)$$

де  $R$  – реакція опори:

$$R = \frac{Q}{2}, \quad (2.26)$$

$$R = \frac{390}{2} = 195 \text{ кН}$$

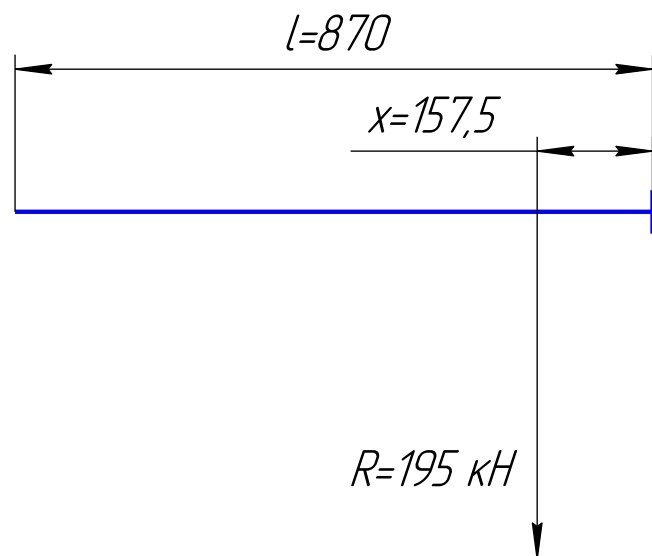


Рисунок 2.6 – Розрахункова схема

Згідно розрахункової схеми (рис.2.6) та формули (2.25) отримаємо:

$$M_{кр} = 195 \cdot 157,5 = 30712,5 \text{ кН} \cdot \text{мм}$$

Тоді розрахункова межа міцності дорівнюватиме:

$$\sigma = \frac{30712,5 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 280^3} = 13,99 \leq [\sigma] = 135 \text{ МПа}$$

Умова виконується.

#### 2.3.4 Розрахунок жорсткості цапф люльки стаціонарного перекидача

Розрахунок на жорсткість зводиться до визначення прогинів  $y$ , кутів нахилу осі вала  $\theta$  і порівняння їхніх значень з допустимими. Допустимий прогин



валу не повинен перевищувати 0,0001 – 0,005 відстані між опорами. Кути нахилу осі валу в опорах не повинні перевищувати 0,05 радіану для сферичних вальниць кочення. Креслення, що пояснює сутність обраних рішень наведено на рисунку 2.7

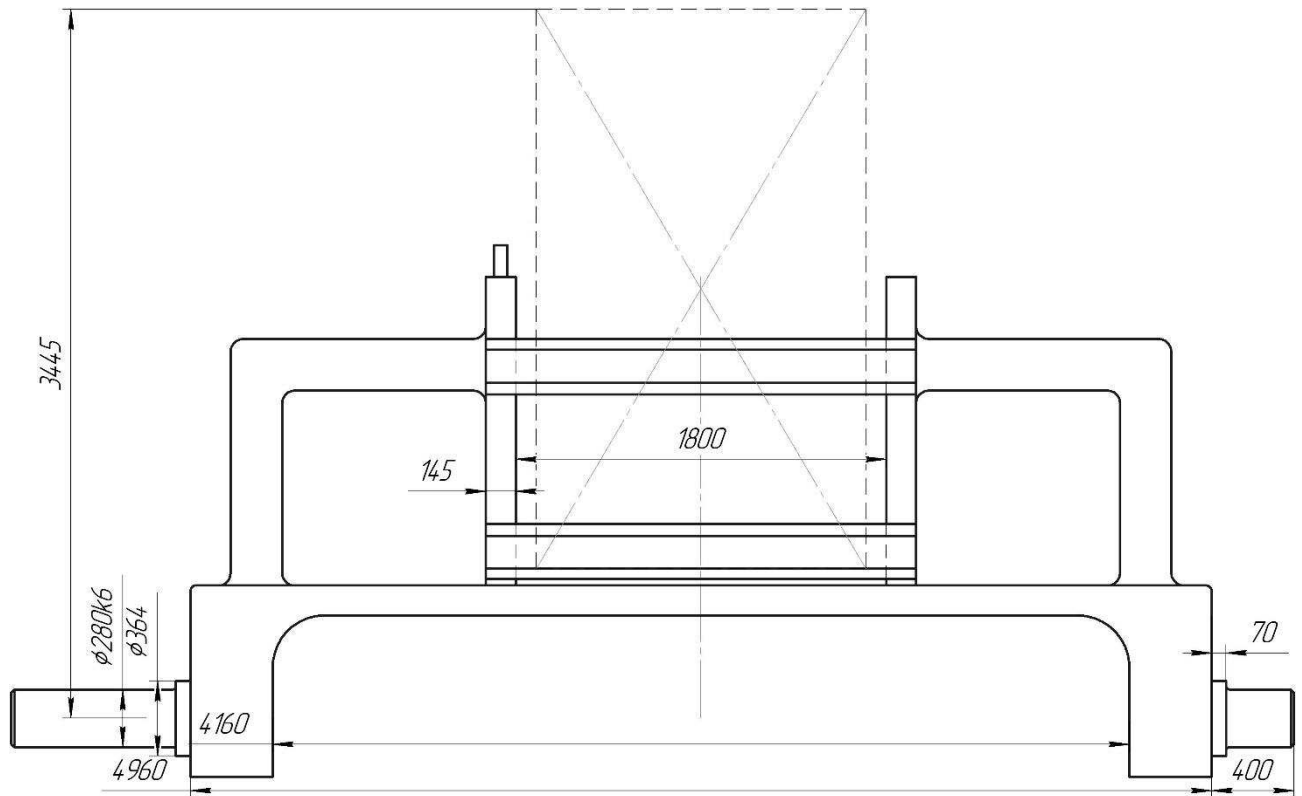


Рисунок 2.7 – Ескіз запропонованої конструкції стаціонарного перекидача зливків

Кут нахилу осі валу визначаємо за формулою:

$$\theta = \frac{Q \cdot l^2 \cdot k_{\theta}}{10^6 \cdot d^4}, \quad (2.27)$$

де  $Q$  – діюче навантаження, кгс

$d$  – діаметр цапфи, см;

$k_{\theta}=0,1$  – коефіцієнт, що враховує зв'язок між точкою докладання сили і точкою, де визначається деформація;

$l$  – відстань між опорами, см

$$\theta = \frac{39 \cdot 10^3 \cdot 527,5^3 \cdot 0,1}{10^6 \cdot 28^4} = 0,93 \text{ град}$$

Або ж у радіанах

$$\theta = \frac{1,77 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14}{180} = 0,016 \text{ рад}$$

Тоді перевірка:

$$[\theta] = 0,05 \text{ рад} > \theta = 0,016 \text{ рад} \quad (2.28)$$

Умова виконується

Прогин валу визначимо як:

$$y = \frac{Q \cdot l^2 \cdot k_y}{10^6 \cdot d^4} \quad (2.29)$$

де  $k_y = 0,06$  - коефіцієнт, що враховує зв'язок між точкою докладання сили і точкою, в якій визначається деформація:

$$y = \frac{39 \cdot 10^3 \cdot 527,5^2 \cdot 0,06}{10^6 \cdot 28^4} = 0,011 \text{ см}$$

Таким чином

$$[y] = 0,00025 \cdot 526 = 0,0526 \text{ см} > y = 0,011 \text{ см} \quad (2.45)$$

Умова виконується

### 3 ДОСЛІДНО–ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ЧАСТИНА

#### 3.1 Дослідження режимів роботи люльки стаціонарного перекидача

Для визначення частоти обертання люльки задамося графіком швидкостей та часом одного циклу роботи стаціонарного перекидача (рисунок 3.1).

У період розгону кут повороту валу люльки при  $\varepsilon = \text{const}$  змінюється по квадратичній параболі:

$$\varphi_p = 0,5 \cdot \omega_l \cdot t_p \quad (3.1)$$

де  $\omega_l = 0,349$  – кутова швидкість люльки,  $\text{с}^{-1}$ ;

$t_p$  – час розгону, с.

$$\varphi_p = 0,5 \cdot 0,349 \cdot 3 = 0,5235, \text{ рад } \varphi_p = 30^\circ$$

При русі, що встановився, кут повороту змінюється по прямій, тоді кут повороту за час  $t_p$  і  $t_c$  буде дорівнювати:

$$\varphi_{py} = \varphi_p + \omega \cdot t_c \quad (3.2)$$

де  $t_c$  – час сталого режиму, с.

$$\varphi_{py} = 0,5235 + 0,349 \cdot 6 = 2,6175 \text{ рад, } \varphi_{py} = 150^\circ$$

а за час  $t_p$ ,  $t_c$ ,  $t_r$ :

$$\varphi_{pyr} = \varphi_{py} + 0,5 \cdot \omega \cdot t_r \quad (3.3)$$

де  $t_r$  – Час гальмування, с.

$$\varphi_{\text{рут}} = 2,6175 + 0,5 \cdot 0,349 \cdot 3 = 3,14 \text{ рад} \quad \varphi_{\text{рут}} = 180^\circ$$

тоді частота обертання люльки дорівнюватиме:

$$n_l = \frac{30 \cdot \omega_l}{\pi} \quad (3.4)$$

$$n_l = \frac{30 \cdot 0,349}{3,14} = 3,33 \text{ хв}^{-1}$$

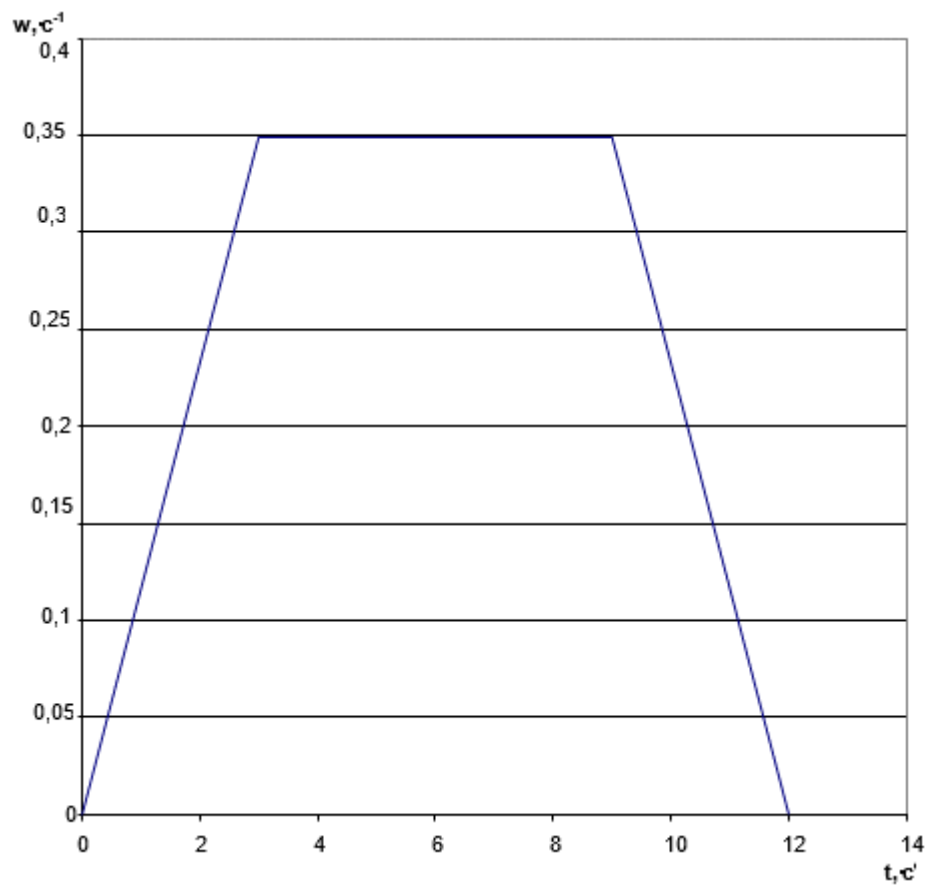


Рисунок 3.1 – Графік швидкостей

### 3.2 Дослідження роботи системи гідравлічного врівноважування

Момент, що розвивається на вихідній ланці одноктного гідромотора може бути визначений за формулою [20]:

$$M = \frac{V_0 \cdot p}{2\pi} \cdot \eta_m, \quad (3.5)$$

де  $V_0$  – Робочий об'єм камери гідромотора;

$p$  – тиск, що створюється гідромотором;

$\eta_m$  – механічний ККД гідромотора (для шестеренних  $\eta_m = 0,75$ , пластинчастих  $\eta_m = 0,51 \dots 0,95$ , аксіально–поршневих  $\eta_m = 0,8$ , радіально–поршневих  $\eta_m = 0,8 \dots 0,94$ ) [21]

У нашому випадку величина  $V_0 p$  буде визначатися в залежності від значення  $M$ , яке є в свою чергу значенням моменту, що перекидає, для люльки стаціонарного перекидача, і визначається за формулою:

$$M = M_{пр} \pm M_{тр}, \quad (3.6)$$

де  $M_{пр}$  – момент, що виникає від сили ваги люльки зі зливком,;

$M_{тр}$  – момент тертя що виникає в опорах колиски,.

Момент від сили ваги люльки зі зливком визначаємо як:

$$M_{пр} = Q \cdot \frac{a}{b} \cdot k_n, \quad (3.7)$$

де  $Q$  – сумарна максимальна вага люльки та зливка ( $Q = 390$  кН);

$a$  – відстань від центру обертання люльки до центру тяжіння люльки зі зливком (значення  $a$  різних положень люльки наведено на рисунку 3.2);

$b$  – відстань від центру обертання люльки до точки закріплення каната на люльці;

$k_{\Pi}$  – плече застосування сили,  $k_{\Pi} = 1$  м.

Проаналізувавши вираз (3.7) можна зробити висновок, що змінювати величину  $M_{\text{пр}}$  (зокрема зменшувати) можна за рахунок зменшення величини  $a$ , що важко виконати конструктивно, або ж за рахунок збільшення величини  $b$ , що організувати з точки зору конструктивних міркувань простіше.

Виходячи з рисунка 3.2 і виразу (3.7) можна визначити значення  $M_{\text{пр}}$ :

$$M_{\text{пр}} = 390 \cdot \frac{1,56}{2,145} \cdot 1 = 283,6363636 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Значення  $M_{\text{опр}}$  для інших положень люльки наведено у таблиці 3.1

Величину  $M_{\text{тр}}$  визначають з виразу:

$$M_{\text{ТР}} = Q \cdot r_{\text{ц}} \cdot \mu \cos(\alpha), \quad (3.8)$$

де  $r_{\text{ц}}$  – Радіус цапф, м;

$\mu$  – коефіцієнт тертя (для підшипників кочення  $\mu = 0,001 \dots 0,005$ );

$\alpha$  – кут повороту люльки

$$M_{\text{ТР}} = 390 \cdot 0,140 \cdot 0,004 \cos(0) = 0,2184 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Тоді перекидальний момент дорівнює:

$$M = 283,6363636 + 0,2184 = 283,85 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Значення  $M_{\text{тр}}$  і  $M$  інших положень люльки наведені у таблиці 3.1

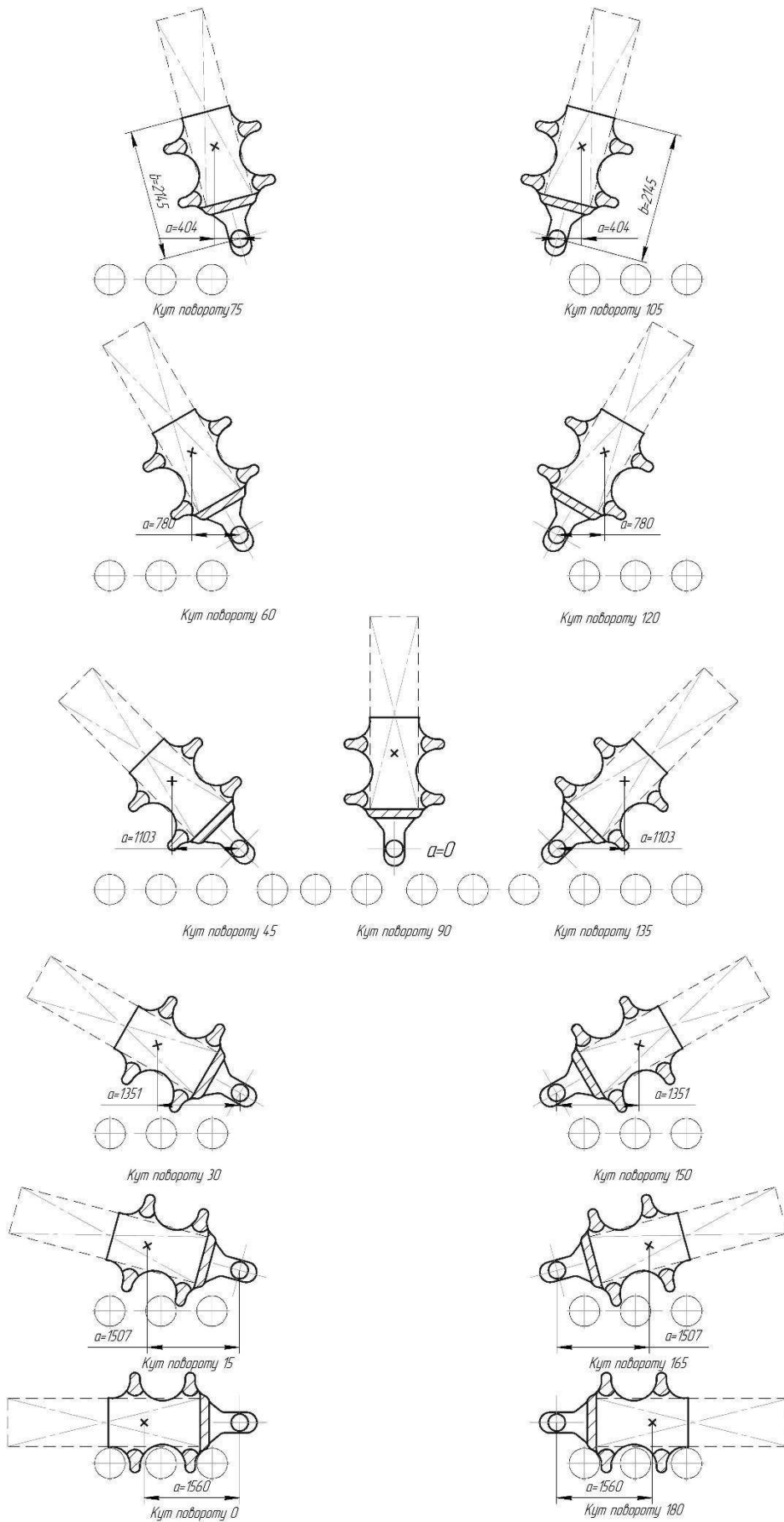


Рисунок 3.2 – Графічне визначення значень  $a$  та  $b$  для різних кутів повороту люльки стаціонарного перекидача

Таблиця 3.1 – Розрахункові значення  $M_{пр}$ ,  $M_{тр}$ ,  $M$  при різних положеннях люльки стаціонарного перекидача

$\alpha$ градуси	$\alpha$ радіани	$M_{пр}$ кН·м	$M_{тр}$ кН·м	$M$ кН·м	$a$ м	$b$ м
0	0	283,6363636	0,2184	283,85	1,56	2,145
15	0,261799388	274	0,2109582	274,21	1,507	2,145
30	0,523598776	245,6363636	0,189139948	245,83	1,351	2,145
45	0,785398163	200,5454545	0,154432121	200,7	1,103	2,145
60	1,047197551	141,8181818	0,1092	141,93	0,78	2,145
75	1,308996939	73,45454545	0,056526079	73,511	0,404	2,145
90	1,570796327	0	0	0	0	2,145
105	1,832595715	-73,45454545	-0,056526079	-73,4	0,404	2,145
120	2,094395102	-141,8181818	-0,1092	-141,7	0,78	2,145
135	2,35619449	-200,5454545	-0,154432121	-200,4	1,103	2,145
150	2,617993878	-245,6363636	-0,189139948	-245,4	1,351	2,145
165	2,879793266	-274	-0,2109582	-273,8	1,507	2,145
180	3,141592654	-283,6363636	-0,2184	-283,4	1,56	2,145

Проведемо процес моделювання за допомогою програми Microsoft Excel для вибору оптимальних значень плечей  $a$  і  $b$ .

Результати моделювання наведено у таблицях 3.2, 3.3, 3.4, 3.5

Таблиця 3.2 – Розрахункові значення  $M_{пр}$ ,  $M_{тр}$ ,  $M$  при  $b = 3$

$\alpha$ градуси	$\alpha$ радіани	$M_{пр}$ кН·м	$M_{тр}$ кН·м	$M$ кН·м	$a$ м	$b$ м
0	0	202,8	0,2184	203,02	1,56	3
15	0,261799388	195,91	0,2109582	196,12	1,507	3
30	0,523598776	175,63	0,189139948	175,82	1,351	3
45	0,785398163	143,39	0,154432121	143,54	1,103	3
60	1,047197551	101,4	0,1092	101,51	0,78	3
75	1,308996939	52,52	0,056526079	52,577	0,404	3
90	1,570796327	0	1,33786E-17	0	0	3
105	1,832595715	-52,52	-0,056526079	-52,46	0,404	3
120	2,094395102	-101,4	-0,1092	-101,3	0,78	3
135	2,35619449	-143,39	-0,154432121	-143,2	1,103	3
150	2,617993878	-175,63	-0,189139948	-175,4	1,351	3
165	2,879793266	-195,91	-0,2109582	-195,7	1,507	3
180	3,141592654	-202,8	-0,2184	-202,6	1,56	3



Таблиця 3.3 – Розрахункові значення  $M_{пр}$ ,  $M_{тр}$ ,  $M$  при  $b = 3,445$ 

$\alpha$	$\alpha$	$M_{пр}$	$M_{тр}$	$M$	$a$	$b$
градуси	радіани	кН · м	кН · м	кН · м	м	м
0	0	176,6037736	0,2184	176,82	1,56	3,445
15	0,261799388	170,6037736	0,2109582	170,81	1,507	3,445
30	0,523598776	152,9433962	0,189139948	153,13	1,351	3,445
45	0,785398163	124,8679245	0,154432121	125,02	1,103	3,445
60	1,047197551	88,30188679	0,1092	88,411	0,78	3,445
75	1,308996939	45,73584906	0,056526079	45,792	0,404	3,445
90	1,570796327	0	1,33786E-17	0	0	3,445
105	1,832595715	-45,73584906	-0,056526079	-45,68	0,404	3,445
120	2,094395102	-88,30188679	-0,1092	-88,19	0,78	3,445
135	2,35619449	-124,8679245	-0,154432121	-124,7	1,103	3,445
150	2,617993878	-152,9433962	-0,189139948	-152,8	1,351	3,445
165	2,879793266	-170,6037736	-0,2109582	-170,4	1,507	3,445
180	3,141592654	-176,6037736	-0,2184	-176,4	1,56	3,445

Таблиця 3.4 – Розрахункові значення  $M_{опр}$ ,  $M_{тр}$ ,  $M$  при  $b = 4$ 

$\alpha$	$\alpha$	$M_{опр}$	$M_{тр}$	$M$	$a$	$b$
градуси	радіани	кН · м	кН · м	кН · м	м	м
0	0	152,1	0,2184	152,32	1,56	4
15	0,261799388	146,9325	0,2109582	147,14	1,507	4
30	0,523598776	131,7225	0,189139948	131,91	1,351	4
45	0,785398163	107,5425	0,154432121	107,7	1,103	4
60	1,047197551	76,05	0,1092	76,159	0,78	4
75	1,308996939	39,39	0,056526079	39,447	0,404	4
90	1,570796327	0	1,33786E-17	0	0	4
105	1,832595715	-39,39	-0,056526079	-39,33	-0,404	4
120	2,094395102	-76,05	-0,1092	-75,94	-0,78	4
135	2,35619449	-107,5425	-0,154432121	-107,4	-1,103	4
150	2,617993878	-131,7225	-0,189139948	-131,5	-1,351	4
165	2,879793266	-146,9325	-0,2109582	-146,7	-1,507	4
180	3,141592654	-152,1	-0,2184	-151,9	-1,56	4

Таблиця 3.5 – Розрахункові значення  $M_{opr}$ ,  $M_{тр}$ ,  $M$  при  $b = 5$ 

$\alpha$	$\alpha$	$M_{opr}$	$M_{тр}$	$M$	$a$	$b$
градуси	радіани	кН·м	кН·м	кН·м	м	м
0	0	121,68	0,2184	121,9	1,56	5
15	0,261799388	117,546	0,2109582	117,76	1,507	5
30	0,523598776	105,378	0,189139948	105,57	1,351	5
45	0,785398163	86,034	0,154432121	86,188	1,103	5
60	1,047197551	60,84	0,1092	60,949	0,78	5
75	1,308996939	31,512	0,056526079	31,569	0,404	5
90	1,570796327	0	1,33786E-17	0	0	5
105	1,832595715	-31,512	-0,056526079	-31,46	-0,404	5
120	2,094395102	-60,84	-0,1092	-60,73	-0,78	5
135	2,35619449	-86,034	-0,154432121	-85,88	-1,103	5
150	2,617993878	-105,378	-0,189139948	-105,2	-1,351	5
165	2,879793266	-117,546	-0,2109582	-117,3	-1,507	5
180	3,141592654	-121,68	-0,2184	-121,5	-1,56	5

Виходячи з перерахованих вище розрахунків і виразу (3.5), можна визначити величину  $V_{0p}$ , яка і буде визначальною при виборі гідромотора:

$$V_{0p} = \frac{2\pi M}{\eta_m}, \quad (3.9)$$

$$V_{0p} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 283,85}{0,75} = 2376 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Так як розрахункова величина  $V_{0p}$  дуже велика і з каталогу практично неможливо вибрати гідромотор, згідно рекомендації в розділі 2.2 пропонується поставити поліспапну систему що дозволить значно зменшити величину  $V_{0p}$ . Розрахункові значення  $V_{0p}$  для поліспапів з різною кратністю, а також при різних значеннях  $a$  та  $b$  наведені у таблицях (3.6), (3.7)

Розрахунки проведено за допомогою програми Microsoft Excel з використанням логічної функції "ЯКЩО", як базу даних гідромоторів була використана загальнодоступна література. Розрахунки проведено для різних типів гідромоторів. Значення "Ні" означає, що за даних умов із загальнодоступної літератури такий тип гідромотора підібрати немає можливості. Значення "Є" означає, що за даних умов із загальнодоступної літератури такий тип гідромотора підібрати можливо.

Таблиця 3.6 – Розрахункові значення величини  $V_0$  р для шестеренних та пластинчастих гідромоторів

МАХ можливе $PV_0$ для шестеренних гідромоторів, кНм					Кратність поліс- паста	МАХ можливе $PV_0$ для пластинчастих гідромоторів, кНм				
$1,00 \cdot 10^7$						$2,90 \cdot 10^7$				
b = 2,145	b=3	b = 3,445	b=4	b=5		b = 2,145	b=3	b = 3,445	b=4	b=5
ні	ні	ні	ні	ні	0,00	ні	ні	ні	ні	ні
ні	ні	ні	ні	ні	2,00	ні	ні	ні	ні	ні
ні	ні	ні	ні	ні	4,00	ні	ні	ні	ні	ні
ні	ні	ні	ні	ні	6,00	ні	ні	ні	ні	ні
ні	ні	ні	ні	ні	8,00	ні	ні	ні	ні	ні
ні	ні	ні	ні	ні	10,00	ні	ні	ні	ні	ні
ні	ні	ні	ні	ні	12,00	ні	ні	ні	ні	ні
ні	ні	ні	ні	ні	14,00	ні	ні	ні	ні	ні

Таблиця 3.7 – Розрахункові значення величини  $V_0$  р для аксіально- і радіально-поршневих гідромоторів

МАХ можливе $PVo$ для аксіально-поршневих гідромоторів					Кратність поліс- паста	МАХ можливе $PVo$ для радіально-поршневих гідромоторів				
$1,01 \cdot 10^7$						$4,00 \cdot 10^7$				
b = 2,145	b=3	b = 3,445	b=4	b=5		b = 2,145	b=3	b = 3,445	b=4	b=5
ні	ні	ні	ні	ні	0,00	ні	ні	ні	ні	ні
ні	ні	ні	ні	ні	2,00	ні	ні	ні	ні	ні
ні	ні	ні	ні	ні	4,00	ні	є	є	є	є
ні	ні	ні	ні	ні	6,00	є	є	є	є	є
ні	ні	ні	ні	ні	8,00	є	є	є	є	є
ні	ні	ні	ні	ні	10,00	є	є	є	є	є
ні	ні	ні	ні	ні	12,00	є	є	є	є	є
ні	ні	ні	ні	ні	14,00	є	є	є	є	є

З отриманих розрахунків видно, що у зв'язку з великими моментами як робочий орган може служити тільки радіально-поршневий гідромотор за умови, що в системі врівноваження буде встановлений як мінімум б-кратний поліспаст і відстань від точки кріплення каната на люльці до центру обертання при цьому буде не менше 2,145 м.

Таким чином вибираємо гідромотор 1MP16C з наступною технічною характеристикою:

Номінальний робочий об'єм, см <sup>3</sup>	16000
Номінальна витрата, л/хв	419
Номінальна частота обертання, об/хв	24
Тиск на виході, МПа	0,5–16
Номінальний тиск на вході, МПа	12,5

Номінальна потужність, кВт	68
Номінальний крутний момент, Нм	29000
маса, кг	1100
Габаритні розміри, мм	Ø 870×800

З огляду на великі навантаження на гідравлічну систему врівноваження, в якості допоміжного пристрою пропонується встановити гідроакумулятор.

Гідроакумулятор називається ємність, яка служить для накопичення енергії під час пауз і повернення її в період роботи агрегатів гідросистеми. Вони широко використовують у гідравлічних пресах, виконавчих механізмах прокатних станів, електропечей тощо [22].

Гідроакумулятори бувають трьох основних видів: вантажні, пружинні та пневмогідравлічні.

У нашому випадку найоптимальнішим буде пневмогідравлічний акумулятор. Для поділу рідини та газу в них використовуються пружні діафрагми.

Корисний об'єм акумулятора  $V$ , який дорівнює об'єму витісненої рідини, визначається за формулою:

$$V = (0,17 \dots 0,25) \cdot V_{\text{п}}, \quad (3.10)$$

де  $V_{\text{п}}$  – початковий обсяг газу, см<sup>3</sup>

Виходячи з технічної характеристики гідромотора і часу роботи стаціонарного перекидача, об'єм рідини, що витісняється, буде дорівнює:

$$V = \frac{1000Q \cdot t}{60}, \quad (3.11)$$

де  $Q$  – номінальна витрата гідромотора, л/хв;

$t$  – час роботи стаціонарного перекидача, с.

$$V = \frac{1000 \cdot 419 \cdot 12}{60} = 83800 \text{ см}^3$$

Тоді з виразу (3.10) початковий обсяг газу дорівнюватиме:

$$V_{\text{п}} = \frac{V}{0,2}, \quad (3.12)$$

$$V_{\text{п}} = \frac{83800}{0,2} = 419000 \text{ см}^3$$

У пневмогідравлічних акумуляторах при ізотермічному процесі між початковим та кінцевим об'ємом газу  $V_{\text{до}}$  має місце така залежність:

$$V_{\text{до}} = (1,17 \dots 1,25) \cdot V_{\text{п}}, \quad (3.13)$$

$$V_{\text{до}} = 1,2 \cdot 419000 = 502800 \text{ см}^3$$

З цього виразу видно, що корисний обсяг становить лише 20% початкового обсягу газу. Тому слід використовувати послідовне з'єднання балонів акумулятора з яких лише один є пневмогідравлічним, а решта – пневматичні.

### 3.3 Розробка діагностичної моделі роботоздатних станів запропонованої конструкції стаціонарного перекидача

Математична модель об'єкта діагностування – це формальний опис об'єкта та його поведінки у працездатному та непрацездатному станах.

Будь-яку машину можна розглядати як перетворювач вхідних (технологічних) впливів величин у вихідні  $z$ .

Це перетворення можна записати як:

$$z(t)=A \cdot x(t) \quad (3.14)$$

де  $t$  - час;

$A$  - оператор, що характеризує перетворення вхідних параметрів у вихідні.

Якщо в об'єкті дефектів немає, система (3.14) є математичною моделлю працездатного стану.

Позначимо символом  $S$  безліч з усіх можливих відмов машин і вважатимемо що система знаходиться в  $i$ -му неробочому стані.

Тоді для цього випадку:

$$z(t) = A \cdot x_i(t) \quad (3.15)$$

І це буде математичною моделлю  $i$ -го непрацездатного стану об'єкта.

Таким чином система (3.14) і сукупність систем (3.15) всіх можливих відмов утворюють явну математичну модель об'єкта діагностування.

Вважатимемо що стаціонарний перекидач складається з  $N$  пов'язаних між собою компонентів до складу яких входять зв'язки між ними та зовнішні зв'язки, що утворюють структуру об'єкта.

Позначимо:

- $x_{i1}, x_{i2}, x_{in}$  - вхідні сигнали блоку  $P_i$  є зовнішніми вхідними сигналами стаціонарного перекидача ;
- $y_{i1}, y_{i2}, y_{in}$  - вхідні сигнали блоку  $P_i$  є вихідними сигналами інших блоків;
- $z_{i1}, z_{i2}, z_{in}$  - вихідні сигнали блоку  $P_i$ .

Кожен сигнал може характеризуватись одним або декількома фізичними параметрами.

Сигнали на схемах позначаються стрілками, кількість яких відповідає числу параметрів, що характеризують ці сигнали.

Виходячи зі схеми розташування стаціонарного перекидача (рис.3.3), а також принципу його дії опишемо вхідні та вихідні сигнали.

У стаціонарного перекидача два вхідні сигнали (перший – від редуктора, другий – від системи, що врівноважує) і два контрольовані параметри (перший – кут нахилу люльки, другий – швидкість нахилу люльки). Відмовою перекидача вважаємо якщо:

1 – швидкість опускання люльки не дорівнює заданій, а саме – при закінченні опускання (піднімання)  $V_{\text{люльки}} \neq 0$ ;

2 - кут повороту люльки не дорівнює заданому, а саме - люлька не опустилася або не піднялася на кут  $90^\circ$ .

Стаціонарний перекидач відмовляє у таких випадках:

- відмова противага (обрив каната та відсутність робочої рідини в системі);
- відмова електромеханічного приводу.

Позначивши через  $N$  – норма запишемо такі причини відмови:

— швидкість люльки (ШЛ) $>N$ , кут нахилу люльки  $KЛ < N$ ;

Відмови системи, що врівноважує:

- Противага  $П$  або канат  $К$  обірвані;
- Відсутність робочої рідини  $ВР$ .

Відмови електромеханічного приводу:

- Заклинювання редуктора  $Р$ ;
- Відмова муфти  $М$ ;
- Відмова ел. двигуна  $Е$ .

Виходячи з прийнятих умовностей, будуюмо логічну модель роботи стаціонарного перекидача у формальному вигляді, яка наведена на рисунку 3.3.



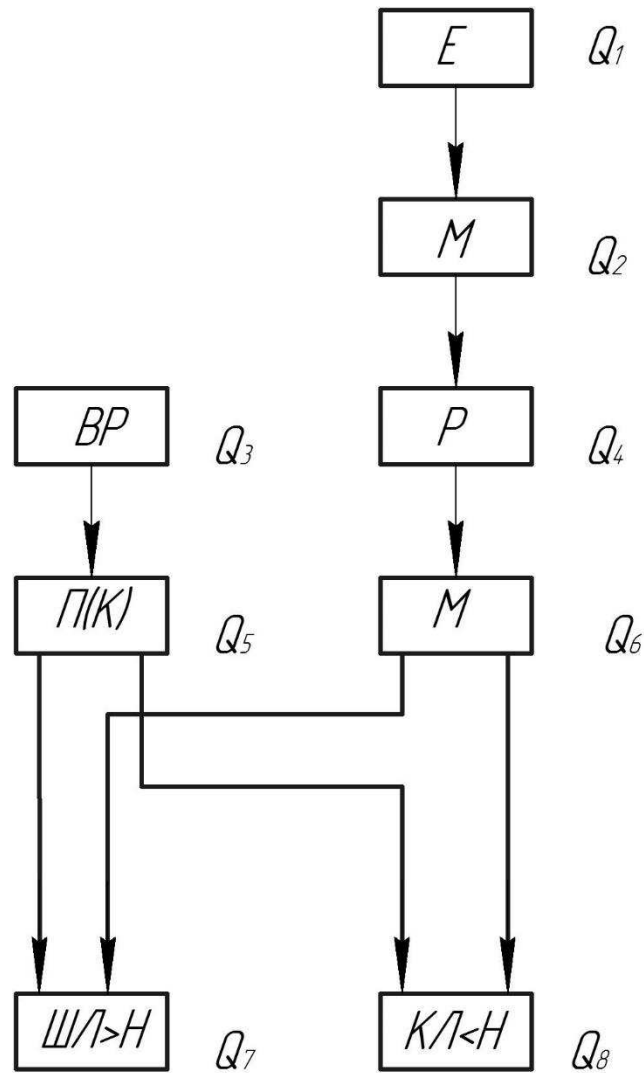


Рисунок 3.3 – Логічна модель роботи стаціонарного перекидача у формальному вигляді

Явна математична модель є сукупністю всіх працездатних і непрацездатних станів об'єкта діагностування.

Використовуючи логічну модель, можна побудувати таблицю, рядки якої відповідають допустимим елементарним перевіркам, а стовпці – технічним станам об'єкта:

- е – працездатний стан;
- і – непрацездатний стан.

Математична модель представлена у вигляді такої таблиці називається таблицею функцій несправності об'єкта і застосовується розробки алгоритмів

діагностування. Вважатимемо, що в металургійних машинах виникають лише поодинокі несправності та функції умови роботи кожного блоку рівні результату логічного множення вхідних зовнішніх та внутрішніх сигналів:

$$F_i = (x_{i1} \dots x_{in}) \cdot (y_{i1} \dots y_{il}) \quad (3.16)$$

Крім того задають глибину діагностування, наприклад змінного блоку.

Фактичне значення вихідного сигналу  $z_i$  будь-якого блоку  $Q_i$  залежить від значення функції  $F_i$  і тому працездатний блок чи ні.

При працездатному блоці  $Q_i = 1$ , непрацездатному -  $Q_i = 0$ .

Таблиця 3.8 – Можливі набори двійкових змінних

$F_i$	$Q_i$	$z_i$
1	1	1
0	1	1
1	0	0
0	0	0

де  $F_i$  - Вхідні та вихідні сигнали;

$Q_i$  - Фактичний стан блоку;

$z_i$  - Вихідний сигнал.

З цієї таблиці випливає, що  $z_i$  – результат логічного множення  $F_i \times Q_i$

Фізично це означає, що вихідний сигнал  $z_i$  блоку  $Q_i$  допустимий тоді, коли всі його вхідні сигнали ( $F_i = 1$ ) допустимі і блок ( $Q_i = 1$ ) працездатний.

Інформацію про технічний стан об'єкта знімають із виходів блоків його логічної моделі. Максимум інформації буде отримано під час контролю виходів усіх блоків. В цьому випадку добуток  $z_i = 1$ :

$$\prod_{i=1}^n z_i = 1 \quad (3.17)$$

де  $n$  – число блоків що входять в математичну модель.

При технічній діагностиці немає необхідності контролювати виходи всіх блоків, тут прагнуть користуючись логічними моделями, отримати мінімальну кількість елементарних перевірок, використовуючи два правила:

1. Якщо вихід блоку  $Q_i$  з'єднаний тільки з входом іншого блоку  $Q_j$  вихід блоку  $Q_i$  включається в мінімальний алгоритм.
2. Для пошуку несправностей обов'язкові зовнішні виходи логічної моделі, які утворюють мінімальну сукупність, що перевіряє.

З усіх цих теоретичних положень будемо модель роботи стаціонарного перекидача.

Запишемо функції умов роботи логічної моделі:

$$F_1 = x_1, F_3 = x_3 - \text{зовнішні сигнали,}$$

$$F_2 = z_1, F_4 = z_2, F_2 = z_1, F_4 = z_2, F_5 = z_3, F_6 = z_4, F_7 = z_5 \cdot z_6, F_8 = z_5 \cdot z_6.$$

Складемо рівності:

$$Z_i = Q_j \cdot F_i$$

$$Z_1 = Q_1 \cdot x_1$$

$$Z_2 = Q_2 \cdot Z_1$$

$$Z_3 = Q_3 \cdot x_3$$

$$Z_4 = Q_4 \cdot Z_2$$

$$Z_5 = Q_5 \cdot Z_3$$

$$Z_6 = Q_6 \cdot Z_4$$

$$Z_7 = Q_7 \cdot Z_5 \cdot Z_6$$

$$Z_7 = Q_8 \cdot Z_5 \cdot Z_6$$

Виходячи з отриманих рівностей логічна модель роботи стаціонарного перекидача у формальному вигляді наведена на малюнку 4.1 набуде наступного вигляду (рисунок 3.4):

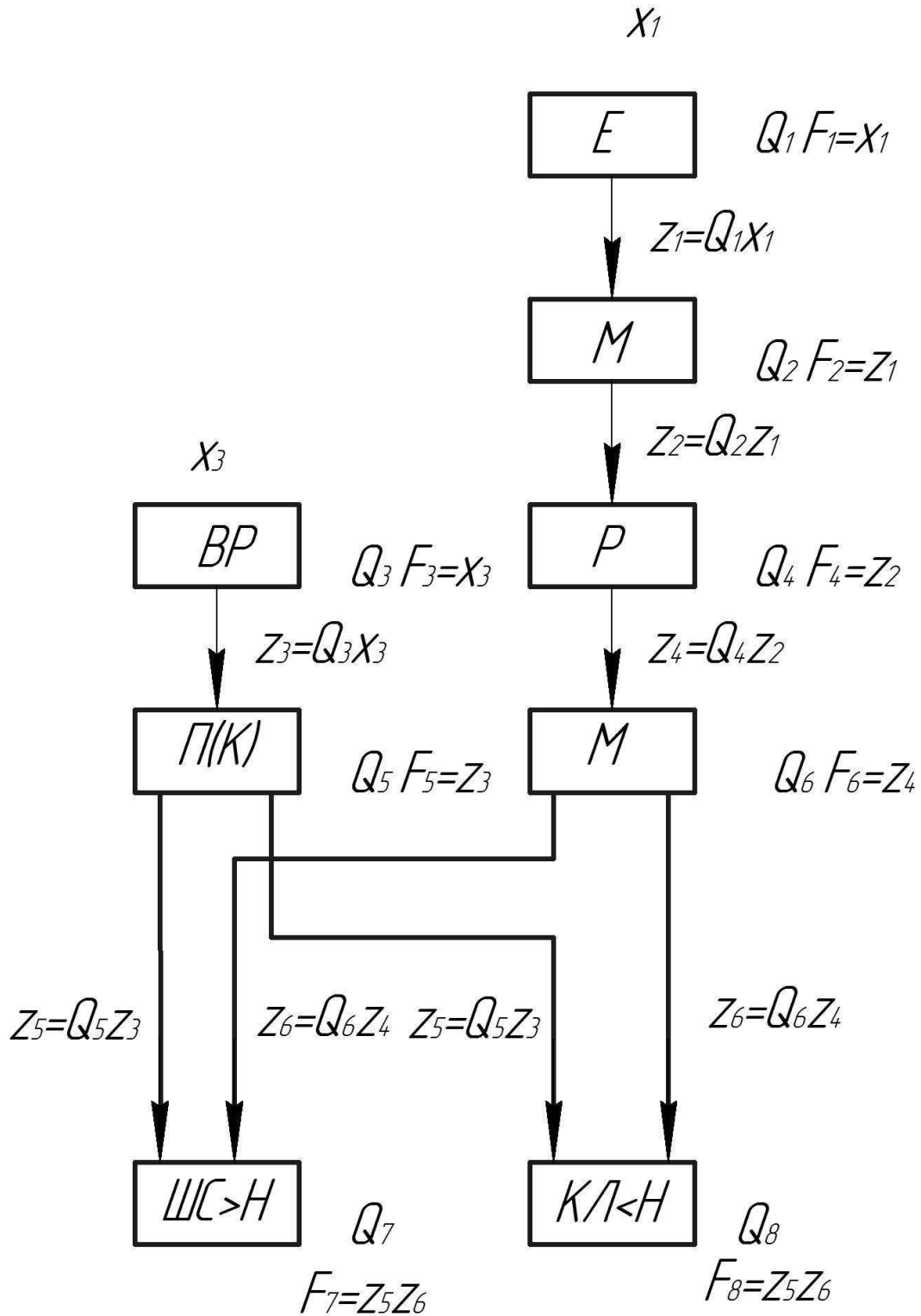


Рисунок 3.4 – Логічна модель роботи стаціонарного перекидача

Використовуючи отриману логічну модель будуємо явну математичну модель у табличній формі (таблиця 3.9)

Таблиця 3.9 – Явна математична модель роботи стаціонарного перекидача

R	e	Q <sub>1</sub>	Q <sub>2</sub>	Q <sub>3</sub>	Q <sub>4</sub>	Q <sub>5</sub>	Q <sub>6</sub>	Q <sub>7</sub>	Q <sub>8</sub>
Z <sub>1</sub>	1	0	1	1	1	1	1	1	1
Z <sub>2</sub>	1	0	0	1	1	1	1	1	1
Z <sub>3</sub>	1	1	1	0	1	1	1	1	1
Z <sub>4</sub>	1	0	0	1	0	1	1	1	1
Z <sub>5</sub>	1	1	1	0	1	0	1	1	1
Z <sub>6</sub>	1	0	0	1	0	1	0	1	1
Z <sub>7</sub>	1	0	0	0	0	0	0	0	0
Z <sub>8</sub>	1	0	0	0	0	0	0	0	0

Аналіз отриманої математичної моделі роботи запропонованої конструкції стаціонарного перекидача вказує на те, що нерозпізнаними залишилися несправності блоків Q<sub>7</sub> і Q<sub>8</sub> (рис. 3.4), на логічній моделі видно, що вони різні або на виході z<sub>6</sub> або на виході z<sub>5</sub>, а також для пошуку одиночних відмов стаціонарного перекидача потрібно контролювати обрив канатів z<sub>5</sub>, а також справність муфт z<sub>2</sub> і z<sub>6</sub>

## ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА В ГАЛУЗІ

## 4.1 Виявлення та оцінка шкідливих факторів виробничого середовища

Розглянемо карту умов праці слюсаря ремонтника (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 – Технологічна карта умов праці для чергового та ремонтного слюсаря

Чинники	Нормативне значення, ГДК, ПДК	Факт. значення	III клас шкідливих та небезпечних умов., та характер праці			Час дії фактора % за зміну
			1 ст.	2 ст.	3 ст.	
I. Шкідливі хімічні речовини, мг/м <sup>3</sup>						
1 клас небезпеки						
Ангідрид хромовий	0,01	0,020	2			83,1
2 клас небезпеки						
Марганцю оксиди (дезінтегр)	0,3	0,56	1,87			83,1
3-4 клас небезпеки						
Олії мінеральні	5,0	6,5	1,3			83,1
Азот діоксид	2,0	4,0	2			83,1
Ангідрид сірчистий	10,0	13,5	1,35			83,1
II. Пил переважно фіброгенної дії, мг/м <sup>3</sup>						
Вміст кремнію діоксиду – 2,5%	4,0	26,4			6,6	83,1
III. Шум, Дб	80	93		13		100
IV. Мікроклімат у приміщенні						
- температура повітря °	16-27	40,5			13,5	83,1
- швидкість руху повітря, м/сек	0,2-0,5	0,27				83,1
- відносна вологість повітря, %	55	46				83,1
V. Робоча поза						
Нахил корпусу у просторі, обумовлений технологічним процесом, град	перебування у похилому положенні згори					
	28,1	30				
Кількість факторів			5	1	2	

Згідно технологічної карти умов праці ремонтного персоналу умови та характер праці відносяться до III класу 3 ступеня.

Робочі місця мають у наявності: 2 фактори 3 ступеня, 5 факторів 1 ступеня, 1 фактор 2 ступеня. За показниками робоче місце слід зважати на особливо шкідливі та особливо важкі умови праці, що відповідає показникам списку №1 пункт 1.

Згідно зі списком №1: пенсійний вік за пільговими умовами для чоловіків становить 50 років, для жінок 45 років, дається додаткова відпустка 7 днів, дається молоко.

#### 4.2 Заходи захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища

У таблиці 4.3 наведені фактори виробничого середовища трудового процесу й заходи щодо їхнього усунення, які мають місце на плавильному відділенні.

Шкідливості й небезпеці доменного цеху відносяться до фізичної групи. До цієї групи відносяться пил, шум, зміни температури всередині цеху [23].

Всі працівники цеху безкоштовно забезпечені спецодягом, спецвзуттям і засобами індивідуального захисту. До складу спецодягу входять: костюм х/б тканини, черевики, у зимовий час видається утеплена куртка й ватяні штани [24].

Для захисту органів подиху робітником видаються респіратори протипилові типу ШБ – 1М "СИЗОД" ДСТ 12.01.029–80.

Для захисту органів слуху противошумовые навушники ДСТ 12.01.029–80 з межею до 110 дБ.

Таблиця 4.2 – Технічні засоби захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища

№ п/п	Небезпечний або шкідливий фактор виробничого середовища	Захисний пристрій	Тип пристрою	Параметри пристрою	Місце встановлення
1	Запиленність	Витяжна вентиляція	КСЗ	–	У місцях утворення пилу
2	Запиленність	Респіратор СИЗОД	ШБ–1М	–	Індивідуально
3	Шум	Навушники противо–шумові, бируши		Придатний до 110 дБ	Індивідуально
4	Температура Хол період  Тепл період року	Утеплена куртка, ватяні штани, костюм з х/б тканини, черевики  костюм з х/б тканини, черевики	Тн  Ти	–	Індивідуально
5	Шкідливі хімічні речовини	Теж що й при запиленність + костюм х/б, рукавиці	Пм	–	Індивідуально

### 4.3 Технічні рішення по гігієні праці та виробничій санітарії

#### 4.3.1 Дослідження ефективності смтсеми аерації цеху

Під вентиляцією розуміють систему заходів та пристроїв, призначених для забезпечення на робочих місцях, у робочих та обслуговуваних зонах приміщень метеорологічних умов та чистоти повітряного середовища. Залежно від способу переміщення повітря розрізняють природну та механічну вентиляцію. Для усунення осідання пилу в приміщенні, зменшуючи його кількість у повітрі, все обладнання закрито парасольками (витяжна вентиляція), з'єднаними за допомогою повітроводів з пристроями для очищення повітря, що видаляється.



У прокатному виробництві має місце випаровування технологічного мастила. Для видалення цих пар за кліттю встановлюють парасольки.

Також у прольоті ділянки використовують природну вентиляцію повітря. У такому вигляді вентиляції повітря надходить та видаляється через щілини вікна, двері, ворота, ліхтарі [25].

Розрахунок аерації, тобто. визначення площі аераційних отворів для ділянки обтскного стану комбінату «Запоріжсталь» у теплий період здійснюється для наступних даних:

- кількість повітря, яке має надходити до приміщення  $G_{\text{пост}} = 400\,000$  кг/годину;
- кількість повітря, яке має видалятися з приміщення  $G_{\text{уд}} = 310\,000$  кг/годину;
- відстань між осями отворів  $h = 10$  м;
- температура зовнішнього повітря  $t_{\text{зовніш}} = 22$  °С;
- температура внутрішнього повітря  $t_{\text{внутр}} = 30$  °С;

Конструкція стулки віконного отвору – одинарна верхньопідвісна з кутом відкривання отвору  $\alpha = 45$  °. Ліхтар П-подібний з фрамугами на вертикальній осі з вітрозахисними панелями, які знаходяться на відносній відстані  $l / h = 1,5$ , з кутом відкривання  $\alpha = 90$  °.

Температуру повітря, що видаляється з верхньої зони приміщення, визначаємо за формулою:

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

де  $t_{\text{прз}}$  - температура повітря, яка надійшла в робочу зону (у теплий період часу  $t_{\text{прз}} = t_{\text{зовніш}} = 24$  °С);

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

$$t_{уд} = 22 + \frac{30 - 22}{0,41} = 41,5 \text{ } ^\circ\text{З}$$

Температуру повітря, що видаляється з верхньої зони приміщення, можна також визначити за формулою (4.2), запропонованою Московським НДІ охорони праці ВЦРПС, використовуючи графік, наведений на рисунку 4.1:

$$t_{уд} = \frac{3,14 W_0^{\frac{2}{9}} \cdot \Delta t_{р.з.}^{\frac{2}{3}} \cdot h_{р.з.}^{\frac{2}{3}}}{H^{\frac{1}{9}}} + t_n, \quad (4.2)$$

де  $W_0$  – кількість питомих надлишкових тепловиділень, ккал/м<sup>3</sup> год;

$\Delta t_{р.з.}$  – надлишкова температура повітря в робочій зоні (приймається на 3-5 °С вище зовнішньої влітку);

$h_{р.з.}$  – Висота від рівня підлоги до площини робочої зони, м (1,5-2,0 м);

$H$  – відстань між центрами припливних та витяжних отворів у м;

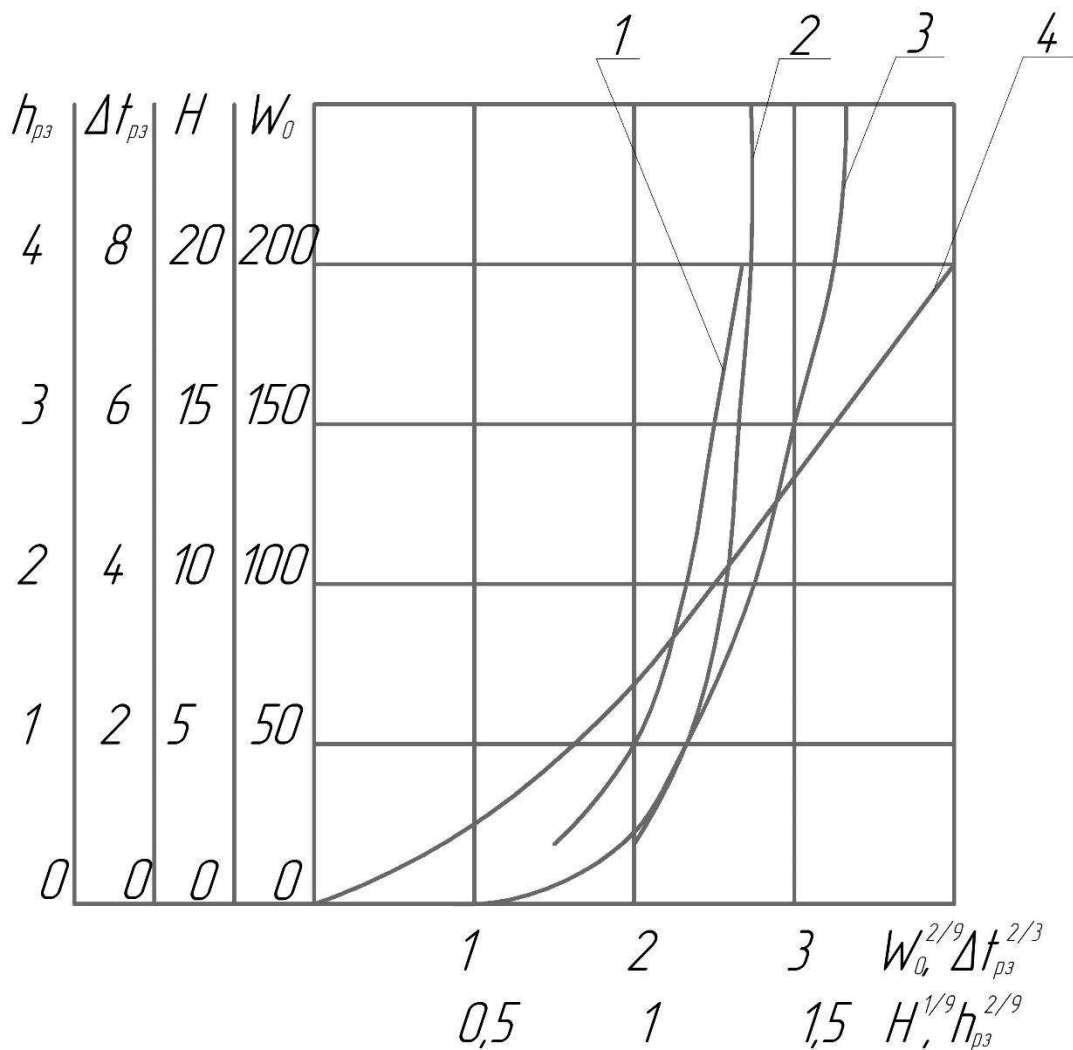
$t_n$  – температура зовнішнього припливного повітря, °С.

Питома вага повітря визначається за такою формулою:

$$\gamma = \frac{353}{t + 273}, \quad (4.3)$$

$$\gamma_{внеш} = \frac{353}{22 + 273} = 1,197 \text{ кг/м}^3$$

$$\gamma_{уд} = \frac{353}{41,5 + 273} = 1,122 \text{ кг/м}^3$$



- 1 –  $h_{p.z.}$  - Висота від рівня підлоги до площини робочої зони, м;  
 2 –  $H$  – відстань між центрами припливних та витяжних отворів у м;  
 3 –  $W_0$  – кількість питомих надлишкових тепловиділень, ккал/м<sup>3</sup> год;  
 4 –  $\Delta t_{p.z.}$  - Надлишкова температура повітря в робочій зоні, °С.

Рисунок 4.1 – Графік для визначення температури повітря, що видаляється із верхньої зони приміщення

Розподілений тиск визначаємо з виразу:

$$\Delta p_{1,2} = h(\gamma_{\text{внеш}} - \gamma_{\text{уд}}), \quad (4.4)$$

$$\Delta p_{1,2} = 10(1,197 - 1,122) = 0,45 \text{ кг/м}^2$$

Втрати тиску на проходження повітря через отвори припливу можна визначити за формулою:

$$\Delta p_1 = \beta \cdot \Delta p_{1,2}, \quad (4.5)$$

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

$$\Delta p_1 = 0,25 \cdot 0,45 = 0,113 \text{ кг/м}^2$$

Втрата тиску на проходження повітря через ліхтар визначиться за формулою:

$$\Delta p_2 = \Delta p_{1,2} - \Delta p_1, \quad (4.6)$$

$$\Delta p_2 = 0,45 - 0,113 = 0,333 \text{ кг/м}^2$$

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

$$F_{\text{прит}} = \frac{G_{\text{пост}}}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \gamma_{\text{внеш}}}{\xi_1} \Delta p_1}}, \quad (4.7)$$

$$F_{\text{фон}} = \frac{G_{\text{уд}}}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot \gamma_{\text{уд}}}{\xi_2} \Delta p_2}}, \quad (4.8)$$

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

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

Підставивши значення формули (4.5) і (4.6) отримаємо:

$$F_{\text{прит}} = \frac{40000}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 1,197}{3,7} \cdot 0,113}} = 130 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{фон}} = \frac{31000}{3600 \sqrt{\frac{2 \cdot 9,8 \cdot 1,122}{4,1} \cdot 0,333}} = 61,2 \text{ м}^2$$

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

#### 4.3.2 Природне й штучне освітлення.

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

По зоровій характеристиці відповідно до вказівок [26] визначаємо VI розряд виконуваних у цеху робіт, тобто спостереження за ходом виробничого процесу, з нормативною освітленістю 80 лк.

В зв'язку з тим, що природне освітлення в будівлі відсутнє, передбачене штучне локалізоване освітлення. Використовуються світильники – глибоковипромінювачі, LED ліхтарі, потужністю 800 Вт, які дозволяють створювати більш рівні освітленості у високих цехах при наявності в повітрі пилу.

У цеху так само передбачене аварійне освітлення, призначене для освітлення основних вузлів виробничого обладнання у випадку несправності основного освітлення. Потужність ламп аварійного висвітлення 500÷700 Вт. Використовуються LED лампи.

### 4.3.3 Виробничий шум, виробнича вібрація

За походженням шум буває механічний, що виникає в результаті тертя вузлів та деталей механізмів та машин на холостому та робочому ході; аерогідродинамічний, що виникає при великих швидкостях руху потоків повітря, газів, рідин; імпульсний, що виникає в результаті зіткнення твердих тіл; термічний, що генерується при згорянні газоподібного палива в пальникових та форсуночних пристроях. Джерелами шуму на ділянці слябінгу є: приводи ножиць, рольгангів, робочої кліті, кантувача; також шум виникає при ударах зливка по рольгангу, робочих валках, упору ножиць.

Шум різної інтенсивності та частоти, довгостроково впливаючи на працюючих, призводить до зниження гостроти слуху, а згодом до розвитку професійної глухоти. Шум також негативно впливає фізіологічні функції організму людини. Будучи зовнішнім подразником, який сприймається та аналізується корою головного мозку, шум призводить до перенапруги центральної нервової системи та розладу функцій внутрішніх органів та систем людини.

Для зменшення шуму в джерелі його утворення замінюють ударні взаємодії деталей ненаголошеними, зворотно-поступальні рухи - обертальними; демпфують коливання деталей, що сударяються, і окремих вузлів агрегату шляхом зчленування їх з матеріалами, що мають велике внутрішнє тертя: гумою, пробкою, бітумом, бітумними картонами, повстю, азбестом та ін; зменшують інтенсивність вібрацій деталей агрегатів шляхом облицювання цих поверхонь. Як індивідуальний захист застосовуються навушники-малогабаритні для захисту від шуму з рівнем 110 дБ ВЦНДІОТ-4А (ТУ 400-28-127-76).

Для ослаблення вібрацій всі агрегати, що створюють вібрації (робочі машини, двигуни, вентилятори тощо), встановлюють на самостійних фундаментах, віброізолюваних від підлоги та інших конструкцій будівель, або спеціально розрахованих амортизаторах із сталевих пружин або пружних матеріалів. Для ослаблення передачі вібрацій та шуму по повітроводах та

трубопроводах приєднання їх до вентиляторів та насосів здійснюється за допомогою гнучкої вставки з прогумованої тканини або гумового патрубку. Як індивідуальний захист застосовуються навушники—малогабаритні для захисту від шуму з рівнем 110 дБ ДСТ 12.4.051 – 78.

#### 4.3.4 Виробничі випромінювання

Температурний режим у виробничих приміщеннях або в ізольованих його частинах залежить від величини тепловиділень обладнання, агрегатів, нагрітих напівфабрикатів та готової продукції, а також від сонячної радіації, що проникає в цех через відкриті та засклені отвори. Частина тепла, що надійшло в цех, віддається назовні, а решта, так зване явне або надлишкове тепло, нагріває повітря робочих приміщень.

Робочі гарячих цехів металургійних підприємств постійно чи періодично зазнають впливу інфрачервоного випромінювання. Інтенсивність опромінення на робочих місцях залежно від розмірів та температури джерел випромінювання та відстані від нього змінюється у широких межах.

Для покращення умов праці в гарячих цехах та захисту працюючих від теплового впливу застосовують такі способи: теплоізоляцію поверхонь, що випромінюють тепло, за допомогою водоохолоджуваних екранів, рам, щитів, завіс та ін; теплоізоляцію та охолодження робочих місць (постів управління, кабін машиністів кранів та ін.); природну та механічну вентиляцію; повітряне охолодження замкнутих просторів печей, що у ремонті; водорозпилення на робочих місцях та у припливних віконних отворах; спецодяг та індивідуальні захисні пристрої — щитки, екрани, окуляри, світлофільтри; раціональну організацію режиму праці та відпочинку.

Ефективним засобом зниження шкідливого впливу теплових виділень є максимальне скорочення часу знаходження нагрітого металу та шлаку у виробничих приміщеннях.

## 4.4 Техногенна безпека

### 4.4.1 Заходи щодо техніки безпеки при ремонтних роботах на кранах

Електроустаткування ділянки відноситься до установок до 1000В. Умови безпечної експлуатації значною мірою залежать від захищених пристроїв.

Усі струмопровідні частини ізольовані. Як захисну ізоляцію застосовують теплостійкі лаки, електроізолюючі плівки, емалеві та масляні фарби.

Покриття повинні швидко сохнути, добре зв'язуватися з поверхнею, що покривається, утворювати на ній токонепровідну плівку, вологонепроникну, механічно міцну плівку.

Для захисту від короткого замикання використовують швидкодіючий релейний захист та вимикачі, плавкі запобіжники.

На всіх частинах обладнання, що обертаються, встановлені захисні щити, кожухи.

На вантажопідіймальному устаткуванні, крім перелічених вище вимог, повинні бути встановлені обмежувачі вантажопідйомності, а також відсутнє мимовільне опускання вантажу.

Робота вантажопідіймальних машин та пристроїв для транспортування вантажів у момент пусків повинна супроводжуватись звуковими сигналами.

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

### 4.4.2 Заходи пожежної безпеки

У комплекс протипожежних заходів входять попередження виникнення пожеж, обмеження поширення вогню при виникненні пожежі, створення умов для швидкої локалізації й гасіння пожеж.

Причинами вибухів і пожеж найчастіше є теплові імпульси – електричні іскри й статична електрика. Таким чином по вибухонебезпечності шихтове



відділення згідно ДСТ 2272–93 можна віднести до категорії Д – негорючі речовини в холодному стані. А по пожежонебезпеці [27] до IIIа ступені – будівлі переважно з каркасною конструктивною схемою. Елементи каркаса – металеві незахищені конструкції. Огороджуючі конструкції – з металевих профільованих листів або інших негорючих листових матеріалів з трудногорючими утеплювачами

Для того, щоб виключити можливість виникнення пожежі або вибуху застосовується, герметичне устаткування, організовується контроль за складом повітря в приміщеннях і використовується електроустаткування, що відповідає класу пожаро– і вибухонебезпечності зон.

Особлива увага приділяється заземленню пересувних об'єктів і обертових елементів устаткування.

Розряди атмосферної електрики можуть з'явитися причиною вибухів і пожеж.

Для забезпечення безпеки людей, схоронності будинку, устаткування й матеріалів служать блискавковідводи: стрижневі й тросові.

При захисті від блискавок III категорії імпульсний опір кожного заземлення повинне бути не більше 5,0 Ом.

Пожежний захист і вибухозахист виробничого об'єкта забезпечується правильним вибором ступеня вогнестійкості об'єкта, застосуванням систем активного придушення вибуху, забезпеченням безпечної евакуації людей, застосуванням засобів пожежної сигналізації.

Велике значення при здійсненні мер пожежо– і взривобезпеки має оцінка небезпеки виробництва.

Основні частини будинку ставляться до III–ї ступеня вогнестійкості. Максимальна межа поширення вогню становить 40 см. Для захисту від поширення вогню з однієї частини будівлі в іншу використовуються протипожежні перешкоди – протипожежні стіни й перекриття з мінімальною межею вогнестійкості 2,5 год.

Необхідний час евакуації людей із приміщення при пожежі не обмежується. Як пристрої шляхів евакуації використовуються сходові клітки, що ведуть до коридору із трьома виходами, і зовнішні сходи [28].

Оскільки в приміщенні можуть виникати пожежі різних класів, передбачені різні засоби гасіння пожеж: є пожежний щит, пожежний рукав, вогнегасники ВВ – 2 і ВП – 10.

Як системи пожежної сигналізації використовуються теплові сповіщачі типу ПОСТ – 1.

#### 4.4.3 Ймовірність аварій та заходи щодо їх ліквідації

Будь-яку машину, механізм можна розглядати як систему, що складається з окремих елементів – деталей. Аварія – результат відмови одного чи декількох елементів [29].

Аварії залежно від їхніх масштабів можуть бути трьох рівнів – А, Б, В.

На рівні А – аварія характеризується розвитком аварії в межах одного виробництва, цеху, відділення, виробничої дільниці, яке є структурним підрозділом підприємства.

На рівні Б – аварія характеризується переходом за межі структурного підрозділу і розвитком її в межах підприємства.

На рівні В – аварія характеризується розвитком і переходом за межі території підприємства, можливістю впливу чинників аварії на населення розташованих поблизу населених районів та інші підприємства (об'єкти), а також на довкілля.

Найбільш можливими відмовами є поломки електричного й механічного встаткування. Виникнення аварійних ситуацій можливо по незалежних від обслуговуючого персоналу стану й цеху зовнішнім причинам, таким, як відключення електроенергії, порушення водопостачання цеху й т.п.

Основними заходами, спрямованими на зниження ймовірності виникнення аварійних ситуацій, є:

– дотримання технології виробництва;

- своєчасний профілактичний огляд і ремонт устаткування;
- підвищення кваліфікації персоналу;
- дотримання правил техніки безпеки.

Також рекомендується проводити навчальні заходи щодо локалізації аварійних ситуацій.

Імовірність аварії розраховується за формулою [30]:

$$Q = 1 - \prod_{n=1}^n (1 - Q_i), \quad (4.9)$$

де  $Q_i$  – імовірність відмови кожного елемента:

$$Q_i = \lambda_i \cdot \tau, \quad (4.10)$$

де  $\lambda_i$  – інтенсивність відмови  $i$ -го елемента;

$\tau$  – загальний час роботи даного елемента за аналізований період часу.

Розрахуємо імовірність аварії на ділянці приймального рольгангу обтискного стану за півтора року роботи стаціонарного перекидача зливків. Відомо що  $\lambda_i = 9 \cdot 10^{-5} \text{ рік}^{-1}$   $\tau = 1,5$  року

$$Q_i = 9 \cdot 10^{-5} \cdot 1,5 = 1,35 \cdot 10^{-4}$$

Тоді підставивши отримані значення в формулу (4.2) отримаємо

$$Q = 1 - \prod_{n=1}^n (1 - 1,35 \cdot 10^{-4}) = 1 - 0,999 = 0,001 = 0,1\%$$

Імовірність не висока, застосування захисних засобів не потрібне.

## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. Ознайомлення з технологією й устаткуванням цеху гарячої прокатки показало, що до недоліків можна віднести недостатньо надійну роботу обладнання прийомного рольгангу, а саме поворотного столу та стаціонарного перекидача.
2. На підставі наведеного огляду й аналізу технічної й патентної літератури встановлено, що для подачі вузьким кінцем зливка в прокатні валки обтискних станів використовуються поворотні столи та кантувачі, які мають ті ж самі недоліки, що й устаткування ПАТ «Запоріжсталь».
3. В результаті модернізації стаціонарного перекидача можливе досягнення наступних цілей – збільшення продуктивності, терміну служби, та зменшення незапланованих простоїв.
4. В ході теоретичних досліджень встановлено, що у зв'язку з великими крутними моментами як робочий орган може служити тільки радіально–поршневий гідромотор за умови, що в системі врівноваження буде встановлений як мінімум 6–кратний поліспаст і відстань від точки кріплення каната на люльці до центру обертання при цьому буде не менше 2,145 м;
5. На підставі проведених досліджень можна стверджувати, що для полегшення роботи системи гідравлічного врівноваженняч варто використовувати пневмо-гідравлічні акумулятори з послідовним з'єднанням балонів;
6. Розроблена математична модель роботи запропонованої конструкції стаціонарного перекидача вказує на те, для пошуку одиночних відмов стаціонарного перекидача потрібно контролювати обрив канатів та справність з'єднувальних муфт.
7. Результати роботи можуть бути використані не тільки в цеху гарячої прокатки ПАТ «Запоріжсталь», але й на інших підприємствах чорної й кольорової металургії.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ЛІТЕРАТУРНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ніколаєв В. О., Мазур В. Л. Виробництво плоского прокату. Запоріжжя : ЗДІА, 2010. 320 с.
2. Прищип М. Г. Обладнання прокатних цехів: навч. Посібник. Запоріжжя: ЗДІА, 2016. 116 с.
3. Прокатка листів та штаб : навч.–метод. посіб. / Б. П. Середа та ін. Запоріжжя : ЗДІА, 2012. 186 с.
4. Іванченко Ф. К. Розрахунки машин і механізмів прокатних цехів / Ф. К. Іванченко, В. М. Гребеник, В. І. Ширяєв. – Київ: Вища школа,, 1994. – 455 с.
5. Прокатка листів та штаб : навч.–метод. посіб. / Б. П. Середа та ін. Запоріжжя : ЗДІА, 2012. 186 с.
6. Рольганг–кантувач прокатного стану : пат. 34645 Україна : В21В39/14. № 98115821 ; заявл. 03.10.1998 ; опубл. 15.03.2001, Бюл. № 2. 4 с.
7. Кантувач прокату заготовчих станів : пат. 2319 Україна : В21В39/30. № 2003054494 ; заявл. 20.05.2003 ; опубл. 16.02.2004, Бюл. № 2. 2 с.
8. Стаціонарний перекидач злитків : пат. 15631 Україна : В 21 В 39/20. № 95321132 ; заявл. 11.06.1990 ; опубл. 30.06.1997, Бюл. № 3. 3 с.
9. Жук А. Я., Рязанов О. А. Пропозиція щодо модернізації комплексу зливкоподачі на приймальну частину стана Слябінг 1150 комбіната "Запоріжсталь". *IX науково–технічна конференція викладачів та студентів ЗДІА. Частина 1. Секція "Металургія. Механіка"*, м. Запоріжжя, 19 квіт. 2004 р. 2004. С. 34–35.
10. Гідравліка, гідро– та пневмопривод. Навчально–методичний посібник для студентів інженерних спеціальностей ЗДІА/ Укл. В.К. Тарасов, О.В. Новокщонава. Запоріжжя: Видавництво ЗДІА, 2010. – 132 с.
11. Федорець В. О., Педченко М. Н., Струтинський В. Б. та ін. Гідроприводи та гідропневмоавтоматика: підручник / за редакцією В. О. Федорця. – К. : Вища шк. 1995. – 463 с.

12. Карнаух С. Г. Розрахунки механічних передач : навч. посіб. Краматорськ : ДДМА, 2008. 204 с.
13. Жук А. Я., Желябіна Н. К. Основи розрахунків приводів машин: Навчальний посібник. Запоріжжя: ЗДІА, 1996. 145 с.
14. Електродвигун Д 816 (150,0/450) купити в Києві, Україні: ціна, характеристики, Україна | *Ventilator. TOB «Промислові вентилятори»* – інтернет магазин промислової вентиляції і електродвигунів, Україна | Ventilator. URL: <https://ventilator.ua/product/elektrodvigatel-d-816-150-0-450/#techincal> (дата звернення: 26.07.2023).
15. Редуктор 1ЦЗУ–250 купити у Києві, замовити по Україні | Київсервісмонтаж | Характеристики, параметри, опис, консультація. *Київсервісмонтаж*. URL: <https://reduktora.com.ua/reduktor-1cz3u-250.html> (дата звернення: 26.07.2023).
16. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин: підручник. 2–ге вид. – Львів: афіша, 2003.– 560 с.
17. Мархель І. І. Деталі машин : навч. посіб. К. : Алерта, 2005. 368 с.
18. Рудь Ю. С. Основи конструювання машин : підручник. 2–ге вид. Кривий Ріг : ФОП Чернявський Д.О., 2015. 492 с.
19. Сталь 40Х: характеристики, властивості, аналоги – Метінвест. *International Mining and Steel Manufacturing Group of Companies*. URL: <https://metinvestholding.com/ua/products/steel-grades/40x> (дата звернення: 30.07.2023).
20. Мандрус В. І., Лещий Н.П., Звягін В.М. Машинобудівна гідравліка. Задачі та приклади розрахунків. Львів: Світ, 1995. 264 с
21. Герасимчук О.П., Селезньов Е.Л., Шимчук С.П. Гідравліка, гідро- та пневмоприводи: навчальний посібник. Луцьк: Луцький НТУ, 2019. 168 с.
22. Кулінченко В.Р. Гідравліка, гідравлічні машини і гідропривід. К.: Інкос, 2006.- 616 с

23. Охорона праці на гірничо–металургійному підприємстві: навч. посібник. Ч.І: Металургійний комплекс. / В.О.Шеремет та ін. Дніпропетровськ: Січ, 2002. 375 с.
24. НПАОП 0.00–4.01–08 Положення про порядок забезпечення працівників спеціальним одягом, спеціальним взуттям та іншими засобами індивідуального захисту [Електронний ресурс] // Державний комітет України з промислової безпеки, охорони праці та гірничого нагляду. – 2008. – Режим доступу до ресурсу: [http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc–page?id\\_doc=28566](http://online.budstandart.com/ru/catalog/doc–page?id_doc=28566).
25. ДСН 3.3.6.042–99 Санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень
26. ДБН В.2.5–28–2006. Інженерне обладнання будинків і споруд. Природне і штучне освітлення [Електронний ресурс] // Мінбуд України. – 2006. – Режим доступу до ресурсу: <http://www.gorsvet.kiev.ua/wp–content/uploads/2016/08/ДБН–В.2.5–28–2006.pdf>.
27. ДБН В.1.1–7:2016. Пожежна безпека об'єктів будівництва Загальні вимоги [Електронний ресурс] // Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово–комунального господарства України. – 2016. – Режим доступу до ресурсу: <http://kbu.org.ua/assets/app/documents/dbn2/32.1.%20ДБН%20В.1.1–7~2016.%20Пожежна%20безпека%20об'єктів%20будівни.pdf>.
28. Геврик Е. О. Охорона праці. Навчальний посібник для студентів вищих навчальних закладів. / Е. О. Геврик. – К: Ельга, Ніка–центр, 2003. – 280 с..
29. Ткачук К. Н. Охорона праці та промислова безпека. Навч. посіб. / К. Н. Ткачук. та ін. – К: Основа, 2009. – 360 с.
30. Румянцев В. Р. Методичні вказівки до виконання розділу «Охорона праці та техногенна безпека» у дипломних роботах (проектах) для студентів ЗДІА спеціальностей МЧМ, МБ та інші / В. Р. Румянцев, І. О. Ткаліч. – Запоріжжя: ЗДІА, 2012. – 16 с.

## СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Форма т
1	Рольганг приймальний обтискного стану Слябінг 1150	1	A1
2	Перекидач стаціонарний	1	A1
3	Перекидач стаціонарний з гідравлічною системою врівноваження (ескізне компонування)	1	A1
4	Перекидач стаціонарний (модернізація)	1	A1
5	Деталіровка (люлька)	1	A1
6	Деталіровка (вал приводний, цапфа, люлька) (модернізація)	1	A1
7	Дослідження роботи гідравлічної системи врівноваження	1	A1
8	Діагностична модель роботоздатних станів запропонованої конструкції стаціонарного перекидача	1	A1
9	Дослідження аерації ділянки обтискного стану Слябінг 1150	1	A1



## ДОДАТКИ

