Міністерство освіти і науки України

Запорізький національний університет
Інженерний навчально-науковий інститут ім. Ю.М. Потебні ЗНУ
Кафедра металургійного обладнання

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА БАКАЛАВРА

на тему «Удосконалення механізму підйому кліщового крану в умовах обтискного цеху ПАТ «Запоріжсталь»»

Виконав: студент групи 6.1331
Коваленко Павло Олегович
(ПІБ) (підпис)

спеціальності 133 Галузеве машинобудування»
(шифр і повна назва)

спеціалізація
(шифр і повна назва)

освітньо-професійна програма
Галузеве машинобудування
(шифр і повна назва)

Керівник Шевченко І.А.
(прізвище та ініціали) (підпис)

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

Запоріжжя – 2025 р.

Запорізький національний університет

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

Кафедра Металургійного обладнання
Рівень вищої освіти бакалавр
Спеціальність 133 Галузеве машинобудування
Спеціалізація _____
Освітньо-професійна програма Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри А.О.Власов
_____
"___" _____2025 року

З А В Д А Н Н Я
ДО ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ БАКАЛАВРА

Коваленко Павло Олегович

1. Тема роботи: Удосконалення механізму підйому кліщового крану в умовах обтискного цеху ПАТ «Запоріжсталь»,
   керівник роботи Шевченко І.А., к.т.н., доцент, затверджені наказом вищого навчального закладу від №2031-с від 27.12.2024
2. Термін подання студентом роботи 01.06.2025
3. Вихідні дані до роботи: Матеріали переддипломної практики, технічна література, технічна документація. Об'єкт розробки – механізм підйому кліщового крану; умови праці – тяжкі.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити): 1. Загальна частина; 2. Спеціальна частина; 3. Експлуатаційна частина; 4. Охорона праці та техногенна безпека; Висновки; Список використаних джерел.
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових складових): Механізм головного підйому, механізм повороту кіщів, механізм замикання кліщів, механізм пересування візка, підвіска, деталювання (кліщова нога, тяга).

6. Консультанти розділів кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис завдання видав
1	Шевченко І.А., доцент	
2	Шевченко І.А., доцент	
3	Шевченко І.А., доцент	
4	Шевченко І.А., доцент	

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№п/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Термін виконання етапів роботи
1	Збір матеріалу для роботи	13.05-20.05.2025
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань кваліфікаційної роботи	21.05-27.05.2025
3	Виконання теоретичної частини роботи	26.05-29.05.2025
4	Виконання графічної частини роботи	30.05-05.06.2025
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	06.06-10.06.2025
6	Перевірка кваліфікаційної роботи консультантом	11.06-13.06.2025
8	Оформлення кваліфікаційної роботи	За графіком
9	Захист проекту у ДЕК	За графіком

Студент _____ Ковальчук В.І.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник роботи _____ Шевченко І.А
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Коваленко О.П. Удосконалення механізму підйому кліщового крану в умовах обтискного цеху ПАТ «Запоріжсталь».

Кваліфікаційна випускна робота для здобуття ступеня вищої освіти бакалавра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник І.А. Шевченко. Інженерний навчально-науковий інститут запорізького національного університету ім. Ю.М. Потебні ЗНУ, кафедра «Металургійне обладнання», 2025.

В роботі розглянуті конструктивні особливості механізму підйому колодевого кліщового крану ділянки зливкоподачі обтискного цеху обтискного стану Слябінг 1150, запропоновано варіант його удосконалення, визначенні параметри основних складових механізму підйому та виконано необхідні розрахунки, що обґрунтовують запропоноване удосконалення. Наведені основні заходи щодо забезпечення безпечних умов праці персоналу.

Ключові слова: КРАН КЛІЩОВИЙ, ПРИВОД, МЕХАНІЗМ ПІДЙОМУ, ВАНТАЖОПІДЙМНІСТЬ, ВИСОТА ПІДЙОМУ, ШВИДКІСТЬ ПІДЙОМУ ВАНТАЖУ, БАРАБАН, ВАЛ.

ABSTRACT

Kovalenko O.P. Improvement of the lifting mechanism of a claw crane in the conditions of the crimping shop of PJSC "Zaporizhstal".

Qualification final work for obtaining a bachelor's degree in specialty 133 - Industrial mechanical engineering, scientific supervisor I.A. Shevchenko. Engineering Educational and Scientific Institute of Zaporizhzhia National University named after Yu.M. Potebnia ZNU, Department of "Metallurgical Equipment", 2025.

The paper considers the design features of the lifting mechanism of the log tong crane of the ingot feeding section of the crimping shop of the Slabing 1150 crimping mill, proposes a variant of its improvement, determines the parameters of the main components of the lifting mechanism and performs the necessary calculations that substantiate the proposed improvement. The main measures to ensure safe working conditions for personnel are presented.

Keywords: CLIPPER CRANE, DRIVE, LIFTING MECHANISM, LOAD LIFT CAPACITY, LIFTING HEIGHT, LOAD LIFT SPEED, DRUM, SHAFT.

ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ ……. 5

ВСТУП ……... 6

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА …… 8

1.1 Структура виробництва на ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь»»…… 8

1.2 Стислий опис технологічного процесу виготовлення слябів та обладнання обтискного цеху ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь»» ……. 10

1.3 Підйомно-транспортне обладнання обтискного цеху…… 14

1.4 Недоліки конструкції та опис удосконалення кліщового крану …… 24

1 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА …… 25

2.1 Підйомні механізми мостових кранів ……... 26

2.2 Розрахунки параметрів машини …… 27

2.2.1 Механізм повороту кліщів кліщового крана ……. 28

2.2.2 Розрахунок механізму замикання кліщів ……. 45

2.2.3 Розрахунок механізму підйому …….. 52

2.2.4 Розрахунок механізму пересування візка кліщового крана ……. 57

3 ЕКАСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА ……. 66

3.1 Розрахунок змащення редуктора механізму підйому ……. 66

3.2 Розрахунок стропування візка кліщового крану ……. 70

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА ЕЗПЕКА …….. 76

4.1 Шкідливі та небезпечні чинники виробничого середовища …….. 77

4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища …… 78

4.3 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, пов'язаних з експлуатацією крана ……... 82

ВИСНОВКИ …….. 83

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ……. 88

СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ …… 92

ДОДАТКИ ……. 93

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНЧЕНЬ

Q	вантажопідйомність
h	максимальна висоту підйому
V	швидкість підйому
a_W	міжцентрова відстань
U	передаточне відношення
z	число зубів зубчастого колеса
d	ділильний діаметр
M	модуль зачеплення
G_T	границя текучості матеріалу
n	частота обертання
N	потужність
η	коефіцієнт корисної дії
ω	кутова швидкість
W	момент опору
P	зусилля
E	модуль пружності матеріалу
ε_β	коефіцієнт осьового перекриття
σ	нормальні напруження
τ	дотичні напруження
K_ε	коефіцієнт розподілу навантажень
Y_F	коефіцієнт форми зубів
Y_K	коефіцієнт зміни напружень
K_{FV}	коефіцієнт динамічності навантаження
$K_{F\alpha}$	коефіцієнт нерівномірності розподілу навантажень
k_σ	коефіцієнт концентрації напруг у жолобу
v	кінематична в'язкість мастила
$П_n$	втрати потужності
f	коефіцієнт тертя
f_n	приведений до валу коефіцієнт тертя
C_o	статична вантажопідйомність підшипника
C	динамічна вантажопідйомність підшипника

ВСТУП

Прокатне виробництво є завершальною ланкою металургійного циклу і пов'язане з переробкою сталевих злитків у заготівлі (слябінгах, блюмінгах).

В обтискному цеху комбінату «Запоріжсталь» подача нагрітих зливків від нагрівальних колодязів до приймального рольгангу стану (слябінг 1150) здійснюється спеціальними мостовими колодязними кранами з кліщовими захоплювачами. Вони застосовуються для технологічних операцій посадки зливків у колодязі для подальшого їх нагрівання, видачі нагрітих зливків у прокат та допоміжних операцій з обслуговування колодязів (заправка колодязів заправним матеріалом, обробка поду «лопатою») та обслуговування ремонтних робіт в зоні дії кранів. Від безперебійної роботи кліщового крану залежить продуктивність стану, а також якість нагріву зливків перед прокаткою. Такі крани працюють в умовах підвищеної запиленості, високих температур і важких режимів роботи [5…10].

У цехах слябінгів залежно від ваги зливків, що прокатуються, застосовують кліщові крани вантажопідйомністю кліщового захвата й допоміжного гака 200/300, 300/400, 300/500 кН.

Кран мостовий спеціальний кліщовий оснащується керованими кліщами, призначеними для захоплення і транспортування гарячих або холодних слябів, блюмів, злитків, сортових заготовок і профілів для виробництва сталі.

Одним з основних механізмів кліщового мостового крану є механізм підйому, призначенням якого є підйом й опускання вантажу на необхідну висоту та утримання вантажу на необхідній висоті. Механізм підйому складається з електродвигуна, трансмісійного пристрою, барабана, гальма, комплекту шківа та кліщового пристрою.

Об'єкт удосконалення: вузли підйому зливків мостового кліщового крану ділянки зливкоподачі обтискного цеху обтискного стану Слябінг 1150.

Мета роботи – удосконалення механізм підйому вантажу мостового крану КМ-20, що дозволить підвищити ефективність його роботи та технологічного процесу всієї лінії обтискного стану Слябінг 1150, зменшити витрат на ремонт і обслуговування.

Кваліфікаційна робота складається з вступу, 4 розділів, висновків та списку використаної літератури. Загальний обсяг роботи 91 сторінки, 24 рисунки, 3 таблиці та список використаних джерел з 31 позиції.

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.3 Структура виробництва на ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь»»

Металургійний комбінат «Запоріжсталь» є одним з основних постачальників якісної листової продукції і гнутих профілів для потреб вітчизняного машинобудування, жерсті гарячого лудіння для харчової промисловості і має повний металургійний цикл. Також він є з небагатьох підприємств у світі, де виплавка сталі здійснюється мартенівським способом. Основна продукція – плоский прокат: гарячекатаний рулон і лист, холоднокатаний лист, рулон з вуглецевих і низьколегованих сталей, а також сталева стрічка, чорна жерсть [1, 2].

На металургійному комбінаті “Запоріжсталь” структура виробництва складається з різноманітних секторів, кожен з яких має свої виробничі лінії та технологічні процеси для виробництва сталі та інших металевих продуктів.

До структурних підрозділів ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь»» відносяться [1, 2]:

- Агломераційний цех (6 агломашин)
- Доменний цех (4 доменні печі)
- Мартенівський цех (7 мартенівських печей, 1 двохванний сталеплавильний агрегат)
- Обтискний цех
- Цех гарячої прокатки тонкого листа
- Цех холодної прокатки № 1 - Цех холодної прокатки № 3.

Агломераційний цех - спеціалізується на виробництві агломерату для доменного цеху. Цех має 6 агломашин. Цех введений в дію в серпні 1951 року в складі чотирьох машин ДО-2-50. Сьогодні аглофабрика є кращою серед подібних фабрик Україні. Мартенівський цех - спеціалізується на

виплавці сталі. Цех має 9 мартенівських печей. Перший ківш сталі був виплавлений 21 вересня 1935 року. До 24 березня 1941 запущено у виробництво ще вісім 185-тонних печей. У ході капітального ремонту печі реконструювалися із збільшенням їх місткості з 240 тонн до 500 тонн [2].

Доменний цех - спеціалізується на виплавці чавуну. Цех має 4 доменних печей. Перша плавка на доменній печі № 1 відбулася 16 листопада 1933 року.

Цех підготовки складів - спеціалізується на виготовленні виливниць. У самостійний підрозділ виведений в 1983 році. До цього входив до складу мартенівського цеху. ЦПС має ділянку складів під сифоновий розлив, ділянка для розливу спокійних марок сталі, ділянка роздягання злитків, ділянка механічного чищення, ділянка змазування виливниць, склад [3].



Рисунок 1.1 – Обтискний цех ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь» [1]

Обтискний цех (рис.1.1) - спеціалізується на нагріванні металу в нагрівальних колодязях, а потім прокату. Цех комбінату має обтискний стан

«Слябінг 1150» (запустили в експлуатацію 1 квітня 1937 рік), який прокатує злитки масою до 20 тонн з вуглецевої, легованої і нержавіючої сталі на сляби: завтовшки 100-200мм, шириною 1000-1520мм, завдовжки 1800-4700мм. Нагрів зливків проводиться в регенеративних колодязях. Сляби, призначені для прокатування на лист, передаються на широкосмуговий стан гарячого прокатування в ЦГПТЛ [1].

Цех гарячої прокатки тонкого листа - спеціалізується на прокаті листа в гарячому стані. Перший сляб на тонколистовому стані прокатаний 14 квітня 1938 року.

Цех холодної прокатки № 3 - спеціалізується на холоднокатаних товстих великогабаритних листах зі спеціальної сталі та інструментальної сталі. 27 квітня 1963 була випущена перша продукція ЦХП № 3 [2].

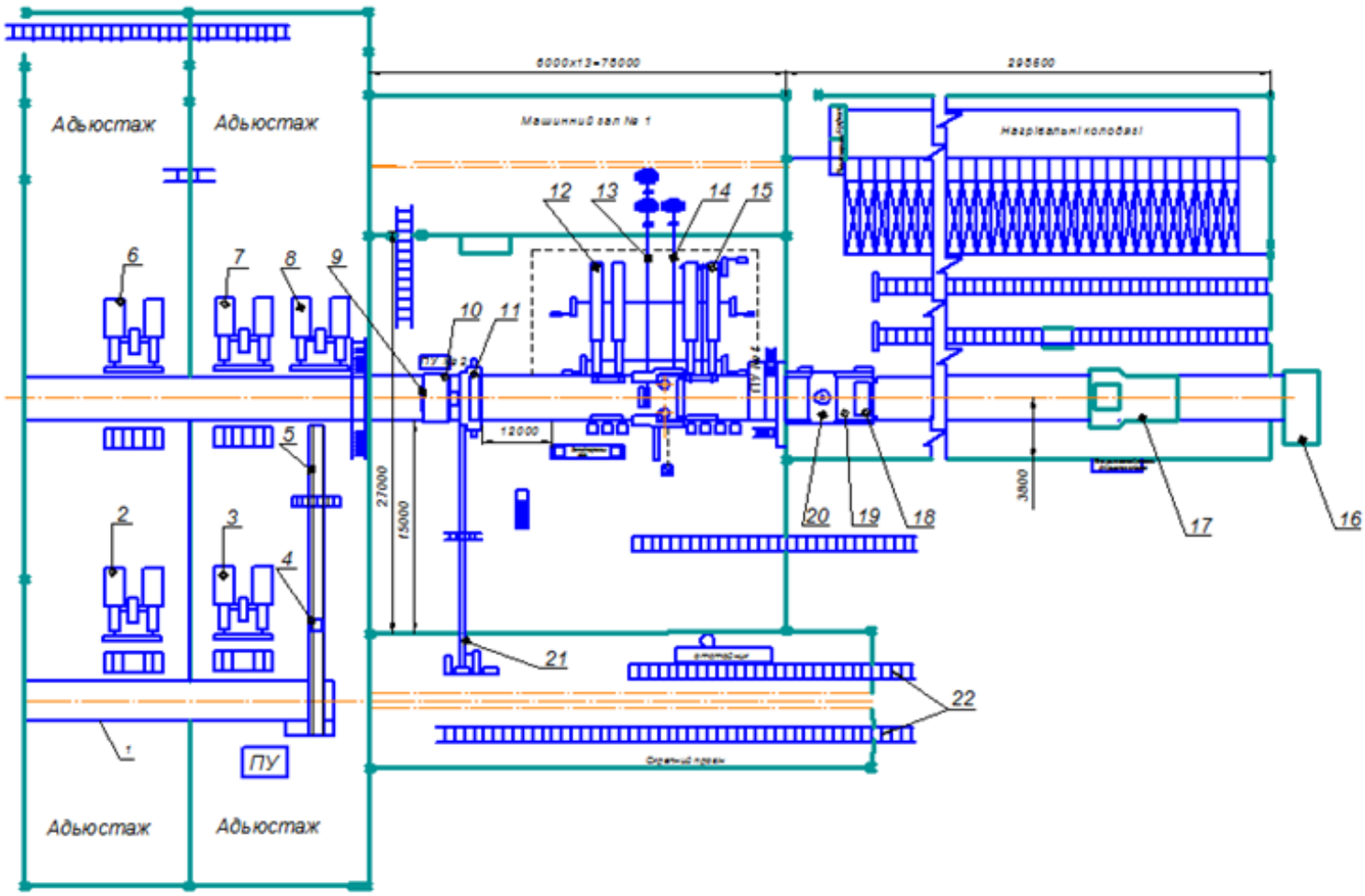
1.4 Стислий опис технологічного процесу виготовлення слябів та обладнання обтискного цеху ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь»»

Обтискний цех ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь»» призначений для виробництва товарних і передільних слябів. В цеху є декілька основних дільниць: нагрівальні колодязі, ділянка злиткоподачі, прокатне відділення та склад слябів. У якості вихідного матеріалу, при прокатуванні слябів використовують сталеві злитки.

Слябінги призначені для плющення гарячих зливків в сляби різних розмірі.

План обтискного цеху надано на рис.1.2.

На ділянку нагрівальних колодязів, зливки поступають безпосередньо з мартенівського цеху, також зі складу мартенівського цеху, або зі складу зливків обтискного цеху. В основному, зливки подаються у гарячому стані у відповідності із графіком, за номерами плавок і рівномірно протягом зміни і лише у вертикальному положенні.



1- верхній пічний рольганг, 2- штовхач №4, 3 - штовхач №3, 4 – підйомно-поворотний стіл, 5 – похилий транспортер, 6 - штовхач №2, 7 - штовхач №1, 8 – штовхач похилого транспортера,9 – хитний рольганг, 10 – пересувний упор, 11 – ножиці, 12 – маніпулятор станом, 13 – привод горизонтальних валків стану, 14 – привод вертикальних валків стану, 15 – маніпулятор з кантувателем, 16 – пересувна платформа, 17 – зливковіз, 18 – опрокидувач стаціонарний, 19 – підіймальний рольганг, 20 – поворотний стіл, 21 конвеєр для збирання обрізі, 22 – залізничний шлях.

Рисунок 1.2 – План обтискного цеху ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь»

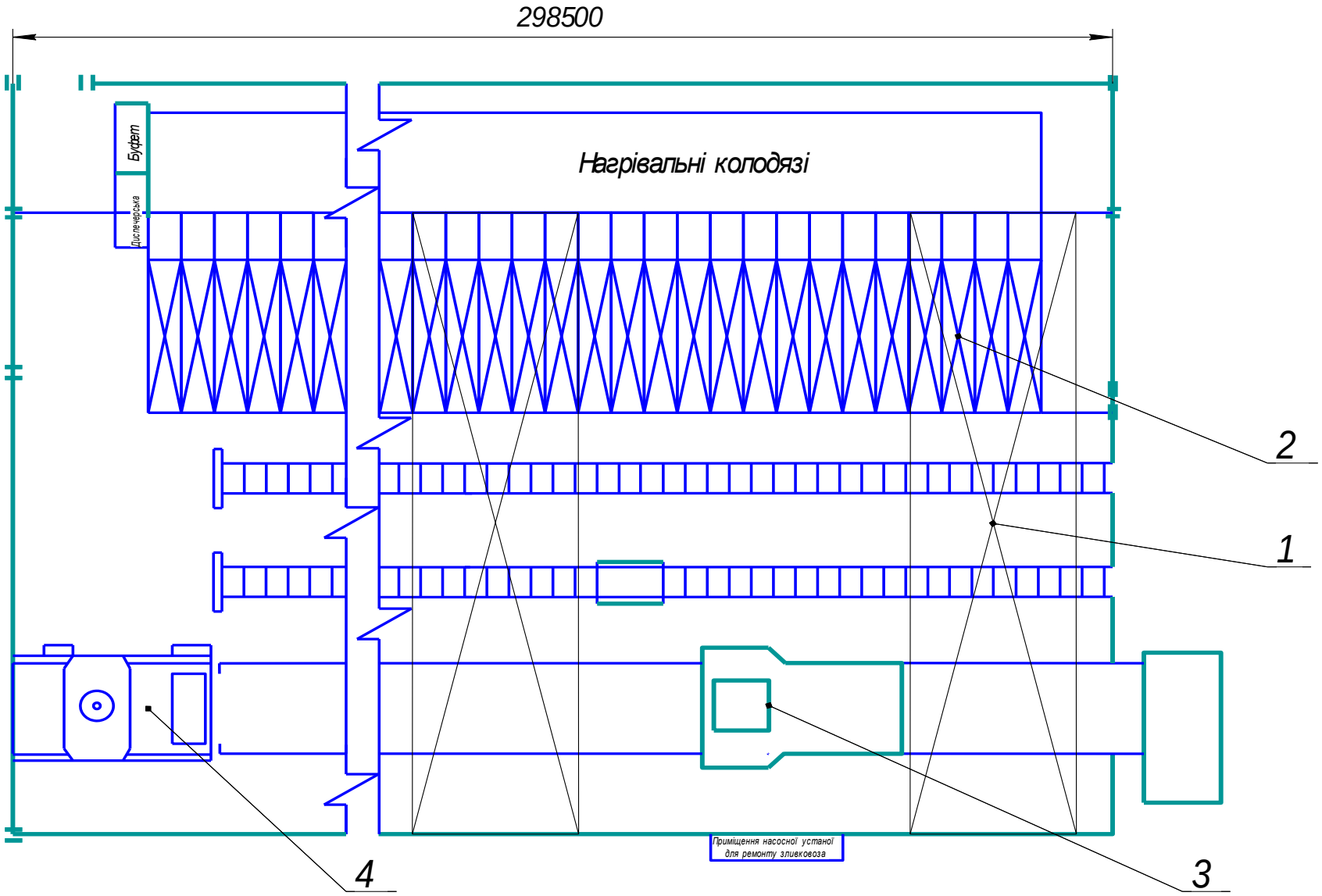


Рисунок 1.3 - Схема відділення нагрівальних колодязів

Для нагріву зливків на комбінаті "Запоріжсталь" застосовують регенеративні нагрівальні колодязі (рис. 1.3). Час нагріву злитків в осередку залежить: від температури посаду, поперечного перерізу злитка, марки сталі, кількості злитків в осередку. Всього у обтискному цеху нараховується 14 груп колодязів; 58 осередків; багатомісні, регенеративні; мають механізм підйому, пересування кришок, перекидних пристроїв, відкривання шибера.

Механізм підйому кришки служить для щільного закривання кришкою осередку; складається з важільної системи й привода керування лебідкою ДПЗ-4Г із переробкою вихідного вала під ексцентрик. Вага механізму 5589кг;

Механізм пересування кришки служить для переміщення кришки при відкриванні осередки для видачі нагрітого металу і його посадки; тип передачі - рейковий; електродвигун МТКН-312-8 P = 11 кВт, n = 700 хв$^{-1}$, редуктор Ц2-500, i = 41,34, гальмо ТКП-200.

Перекидні пристрої - служать для зміни подачі газу і повітря, рівномірного нагріву злитків; тривалість перекидання 21,9 с.; електродвигун 4А1001623, P = 2,2 кВт, n = 250 хв$^{-1}$; редуктор черв'ячний спеціальний i = 78, $i_{ц}$ = 3,905, муфта граничного моменту; вага перекидних пристроїв Q = 9350 кг.

Механізм відкривання шибера - служить для зміни величини потоку відхідних газів з комірки в атмосферу; з 1 по 8 групу підйомні з лебідками ППЗ-4Г; інші поворотні зі спеціальним редуктором і виконавчим механізмом.

В нагрівальних колодязях зливки нагріваються до температури 1360-1380 С°, після чого кліщовим краном подаються на зливковіз 3, який служить для подачі зливків і укладання їх на приймальний рольганг 4 , або безпосередньо кран укладає зливок на рольганг.

Зливковіз з причіпним візком - служить для подачі зливків та укладання їх на приймальний рольганг; найбільша маса одного зливка 23 т; швидкість пересування 5,8 м/с; діаметр ходових коліс - 1000 мм; передавальне число редуктора перекидання люльки - 88,7; передавальне

число редуктора механізму пересування 8,5; швидкість підходу зливковіз до упору - 0,3 м/с; електродвигун пересування Д-816, P = 150/300 кВт, n = 470/940 хв$^{-1}$; електродвигун перекидання люльки Д-814, P = 110 кВт, n = 490 хв$^{-1}$, електродвигун вентилятора Д-22, P = 8 кВт, n = 1450 хв$^{-1}$, гальмо механізму пересування ТКО-800, гальмо механізму перекидання люльки ТКП-400, вага зливковіз з візком 95769 кг , вага причіпного візка з люлькою 40165кг.

У головній частині стана встановлені, приймальний рольганг зі стаціонарним перекидачем і поворотним столом. Окружна швидкість роликів - 1,5 м / с. Призначення поворотного столу - повертати зливки на 180о . Діаметр поворотної платформи - 3370 мм. Найбільша довжина зливка, що повертається, - 3100 мм. Найбільша маса зливка - 20 тонн. Число оборотів поворотного столу - 2 - 6 об / хв.

Після прокатки штаба поступає до ножиць з силою різання 15 – 20 МН.

Технологія виробництва продукції та роль кожного з цехів в ній представлені на рис.1.4.

1.3 Підйомно-транспортне обладнання обтискного цеху

1.3.1 Вантажопотоки обтискного цеху

Схема вантажопотоків обтискного цеху наведена на рис. 1.5

1.3.1 Мостові кліщові колодязні крани

Усі операції зі зняття гарячих зливків із залізничних платформ, поданих зі стриперного відділення, посадка їх у нагрівальні колодязі, вилучення з колодязів і посадка у зливковіз виконують спеціальні мостові кліщові крани [5,6].

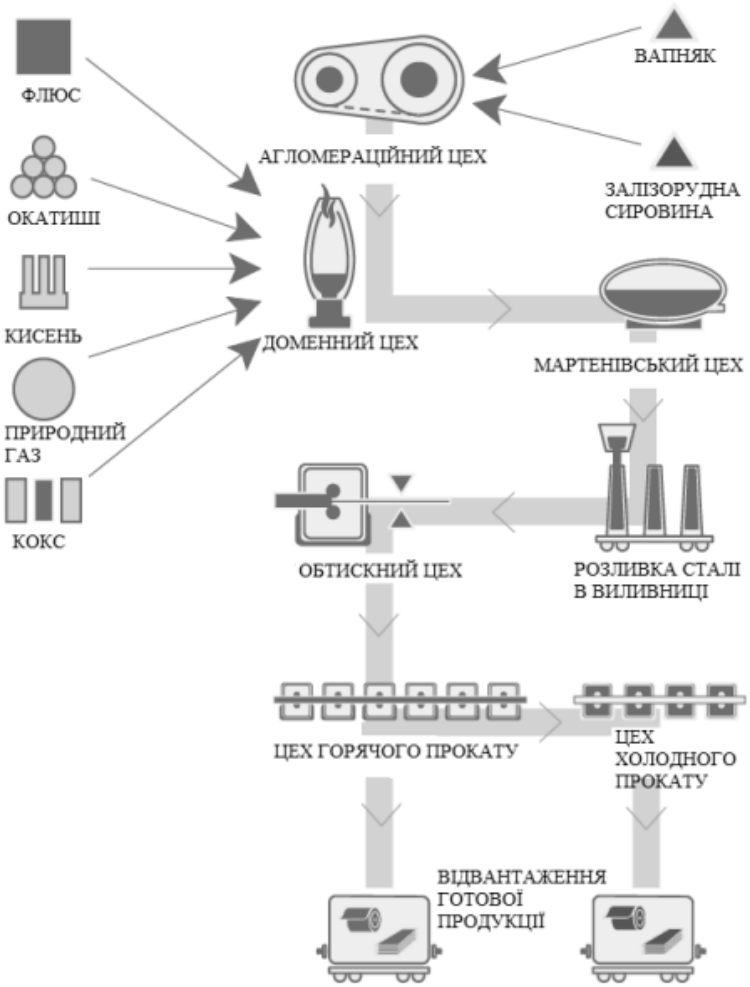


Рисунок 1.4 – Технологія виробництва продукції на ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь»» [3]

У цехах слябінгів залежно від ваги зливків, що прокатуються, застосовують кліщові крани вантажопідйомністю кліщового захвата й допоміжного гака 200/300, 300/400, 300/500 кН (20/30, 30/40, 30/50 тс). У прольоті нагрівальних колодязів (як і в інших цехах) за нульову (±0,0) висотну оцінку ухвалюють висоту головки рейок залізничної колії. Тому що майданчик нагрівальних колодязів розташований на висоті близько +3000 мм, то для обслуговування їх необхідно, щоб кліщовий кран був розміщений на великій висоті [оцінка підкранової рейки близько +(15-16) м]. Прогін крана (по осях підкранових рейок) становить 30 - 32 м. Зварний міст крана являє собою жорстку рамну конструкцію з кінцевими балками коробчастого перетину [6].

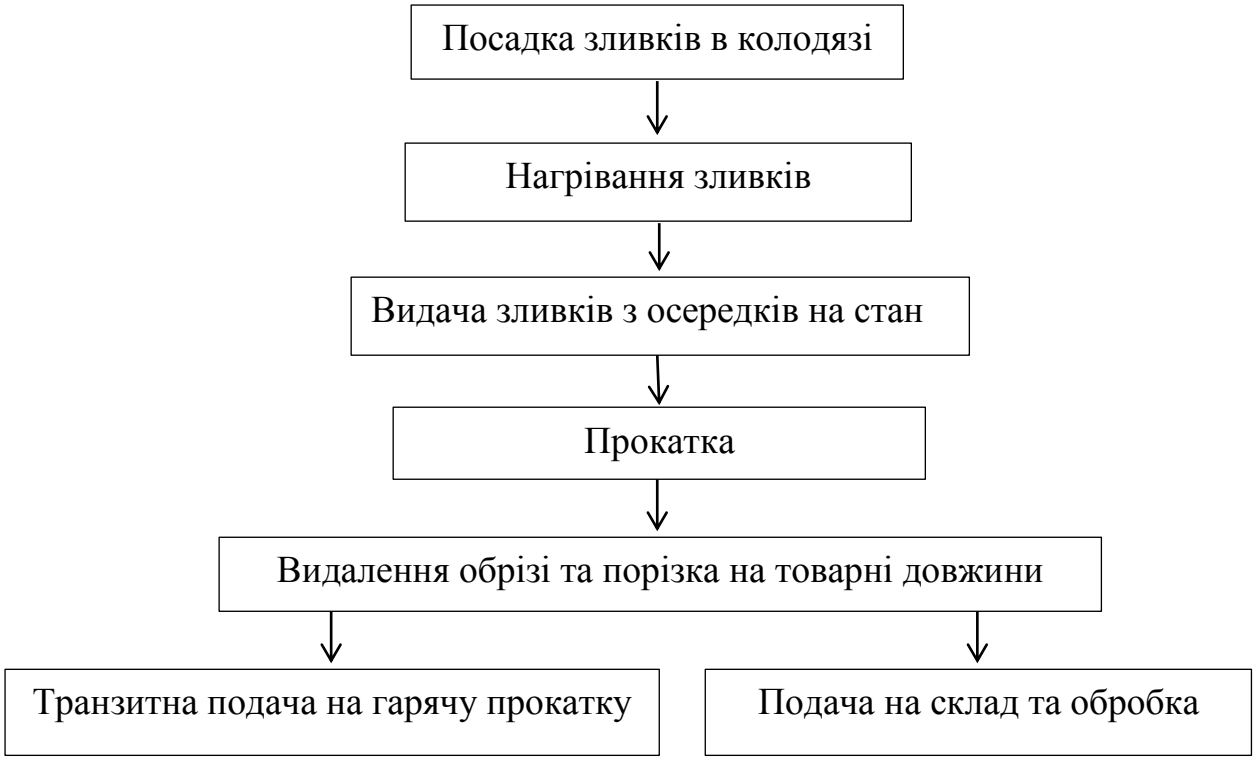


Рисунок 1.5 - Схема вантажопотоків обтискного цеху наведена

Довжина прогону нагрівальних колодязів – 236,5 м. Ширина – 29 м. У прольоті прокладено три залізничні колії. Перша і друга залізничні колії з боку нагрівальних колодязів служать для подачі гарячих і холодних плавок зі складів зливків, подачі й збирання цегли при ремонтах колодязів і збиранню зварювального шлаку. Третій шлях – зливковізний, обладнаний у тупіку прогону ямою для ремонту зливковоза.

Для обслуговування колодязів по посадці, видачі зливків та по ремонтах установлено 5 електромостових кліщових крана Q = 20/15 т. У прольоті встановлено 14 груп колодязів із загальною довжиною майданчика 190 м. Тип нагрівальних колодязів – багатомісні газові, регенеративні з підігрівом газу й повітря. Практично місткість колодязів 160 – 170 зливків ≈ 2200 т.

Основні технічні характеристики мостових кранів обтискного стану «Слябінг 1150» наведено в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 - Технічні характеристики мостових кранів обтискного стану «Слябінг 1150»

Найменування	Висота підйому / Вантажопідйомність, т, головний/допоміжний/додатковий	Найменування приводу	Двигун	Редуктор	Гальмо	Прим.
1	2	3	4	5	6	7
Кліщовий колодязний кран, маса *Q*=218 т, проліт – 27 м	20	Механізм пересування мосту	GMG 13 KH, P=20 кВт, $n_д$=84 хв$^{-1}$, ПВ=60%	спеціальне замовлення		*V*=94 м/с
		Механізм пересування візка	GMG 19 KH, P=15,5 кВт, - $n_д$=84 хв$^{-1}$, ПВ=60%	спеціальне замовлення		
	-	Механізм обертання колони	GMG 9 KH, P=7,2 кВт, $n_д$=1120 хв$^{-1}$, ПВ=20%	спеціальне замовлення		
		Механізм підйому	GMG 19 KH, P=65 кВт, $n_д$=630 хв$^{-1}$, ПВ=60%	спеціальне замовлення		*V*=18 м/с
		Механізм закриття кліщів	GMG 80 KH, P=585 кВт, $n_д$=630 хв$^{-1}$, ПВ=40%	спеціальне замовлення		
Кліщовий колодязний кран, крановий проліт – 27 м	7,41	Механізм пересування мосту				*V*=1,7 м/с
		Механізм пересування візку			ТКТ-300	*V*=0,4 м/с
		Механізм керування кліщами	D 808 У2 ПВ=60%		ТКТ-400	
	20/20	Механізм обертання колони	D 808 У2 ПВ=60%		ТКТ-300	*V*=0,16 м/с
		Механізм підйому:				
		- основного	D 808 У2 ПВ=60%		ТКТ-600	*V*=0,32 м/с
		- допоміжного	D 808 У2 ПВ=60%			*V*=0,32 м/с
Кран	7,9	Механізм	МТ 42-8,	РМ-500-		V=71,4

скрапного прольоту, маса *Q*=157 т, Крановий проліт – 14 м		пересування	Р=11 кВт, $n_д$=715 $хв^{-1}$	15,75		м/с
	10	Механізм керування візка	МТ 11-6, Р=2,2 кВт, $n_д$=885 $хв^{-1}$	В-400-20,59		V=40 м/с
		Механізм підйому	МТ 11-6, Р=1,6 кВт, $n_д$=718 $хв^{-1}$	РМ-500-46,17		V=7,8 м/с
Кран становий, маса *Q*=101,2 т, крановий проліт – 22,5 м	20	Механізм пересування мосту	Двигун постійного струму 22 2В	РМ-500	ТКП-300/200	V=35,5 м/с
		Механізм пересування візка		В-700	ТКП-200	V=11,3 м/с
	100/20	Механізм підйому:				V=0,75 м/с
		- основного		Р-730	ТКП-300	$D_б$ 1000 мм
		- допоміжного		РМ-500	ТКП-400	$D_б$ 500 м
Кран становий, маса *Q*=110т, крановий проліт – 25,5 м	16/18/18	Механізм пересування мосту	D 32 У 2	Ц2-400-31,5-12У	ТКП-300	
		Механізм пересування візка	D 32 У 2	ВУ-765-40-12 У3	ТКП-200	
		Механізм під1ому:				
	80/20/10	- основного	D 812 У 2	Ц2-500-8, Ц2-1000-16		V=0,05 м/с
		- допоміжного	D 810 У 2	РК 500-40-31		V=0,18 м/с
		- додаткового	D 806 У 2 ПВ-60%	У2У-400К-50		V=0,17 м/с

1.3.2 Призначення та конструкція кліщового крану

Мостові спеціальні кліщові крани застосовуються для обслуговування нагрівальних печей та подачі нагрітих злитків до прокатного стану. Такі крани працюють у відділеннях нагрівальних колодязів, зазвичай, у кількості не менше трьох кранів на кожній стороні (при двосторонньому розташу ванні колодязів). Вони застосовуються для технологічних операцій посадки зливків у колодязі (рис.1.5) для подальшого їх нагрівання, видачі нагрітих зливків у



Рисунок 1.5 – Робота колодязного крану під час посадки зливків у колодязі

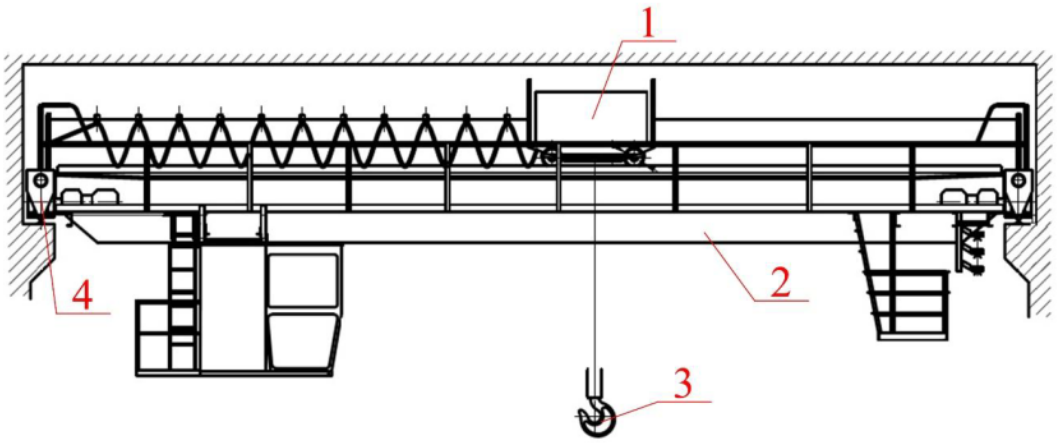


Рисунок 1.6 – Робота колодязного крану під час видачі зливків до прокатки

прокат (рис.1.6) та допоміжних операцій з обслуговування колодязів (заправка колодязів заправним матеріалом, обробка поду «лопатою») та обслуговування ремонтних робіт в зоні дії кранів [5].

Крім основних технологічних операцій з переміщення слябів, кліщові крани за допомогою допоміжного підйомного механізму можуть виконувати і інші підйомно-транспортні операції [4, 5].

Кран складається з моста, забезпеченого механізмом пересування, і візка, до рами якої жорстко приєднана шахта і кабіна машиніста. На візку встановлені механізми підйому та управління кліщами, пересування візка, обертання кліщів і допоміжного підйому (рис.1.7).



1 - вантажний візок, 2 - несуча конструкція крана,

3 – вантажо захолювальний пристрій, 4 - кранові колії

Рисунок 1.7 – Схема мостового крана з основними елементами та механізмами

Механізм підйому призначений для підйому й опускання вантажу на необхідну висоту та утримання вантажу на необхідній висоті.

Конструкція механізму підйому визначається наступними факторами: вагою вантажу, що піднімає, висотою підйому, швидкістю підйому вантажу, особливостями технологічного процесу (групою класифікації механізму), характером вантажу, який піднімає і транспортує.

Механізм головного підйому складається: із двох двигунів 1, муфт з гальмовим шківом 2, чотирьох гальм 3, двох циліндричних 4 і одного планетарного 5 редукторів, двох барабанів 6 (рис.1.8).

Кран мостовий спеціальний кліщовий оснащується керованими кліщами, призначеними для захоплення і транспортування гарячих або холодних слябів, блюмів, злитків, сортових заготовок і профілів для виробництва сталі.

Механічні кліщі для кліщового крана можуть бути оснащені механічною захопленням і обладнані 2-ма, 4-ма чи 6-ма парами захоплюючих лап. При управлінні такими кліщами не потрібно застосування ручної праці, оскільки автоматичний пристрій фіксує кліщі у відкритому стані і автоматично відключає блокування при опусканні на сляб. При використанні моторизованих кліщів вантажозахватні операції здійснюються за допомогою додаткового приводу.

У шахті є напрямні, по яких переміщуються траверси для підйому і обертання колони з кліщами.

Механізм підйому кліщів (рис.1.9) складається з двигуна 1, сполученого муфтою граничного моменту 2 з редуктором 3, барабана 4 і гальма 5.

Барабан має три нарізки: дві крайні для підйому колони і середню для управління кліщами.

Колона підвішена до барабана на чотирьох кінцях канатів, з яких два кінці навиваються на барабан, а два інших закріплені на візку пружинними підвісками.

У механізмі управління кліщами (рис.1.10) підвіска кліщів приєднана до нижньої частини колони 1 і має симетрично розташовані похилі на направляючі прорізи, по яких переміщаються верхні пальці кліщів 2. Кліщі рухаються на вісях 3.

При переміщенні підвіски щодо кліщів відбувається відкривання або закривання їх.

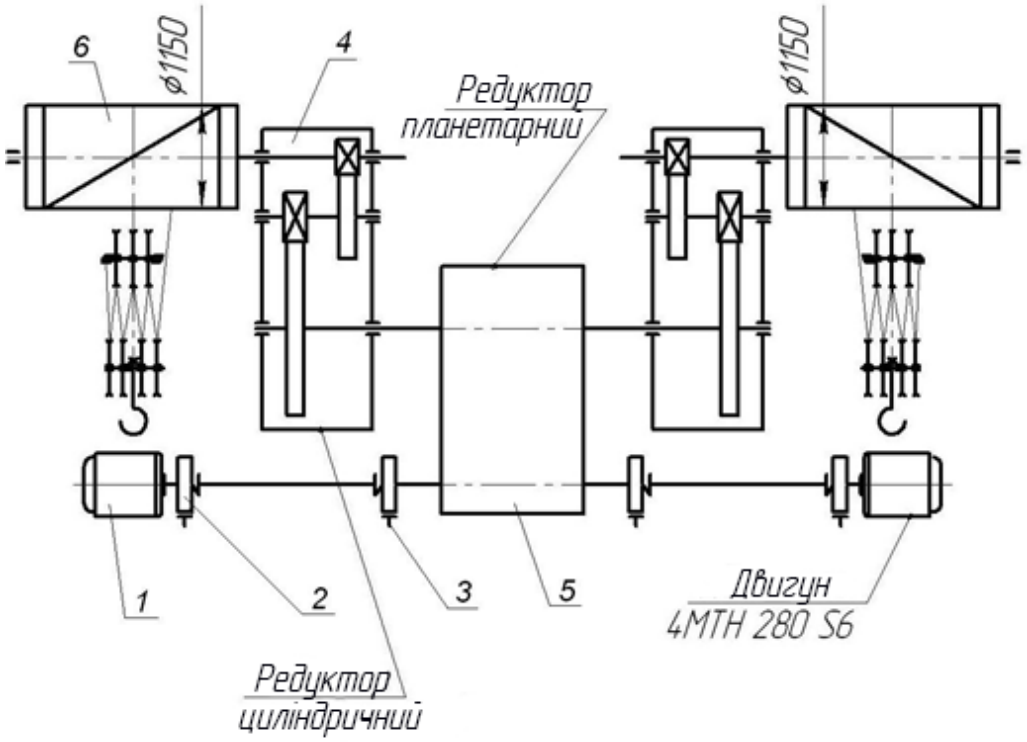


Рисунок 1.8 – Кінематична схема механізму головного підйому

Управління кліщами приводиться за допомогою штока 4, один кінець якого з'єднаний з рухомим блоком, підвішеним на канаті, а другий із середньою частиною кліщів. Канат управління кліщами одним кінцем закріплений на середній частині барабана головного підйому, а іншим на барабані 5 механізму управління кліщами.

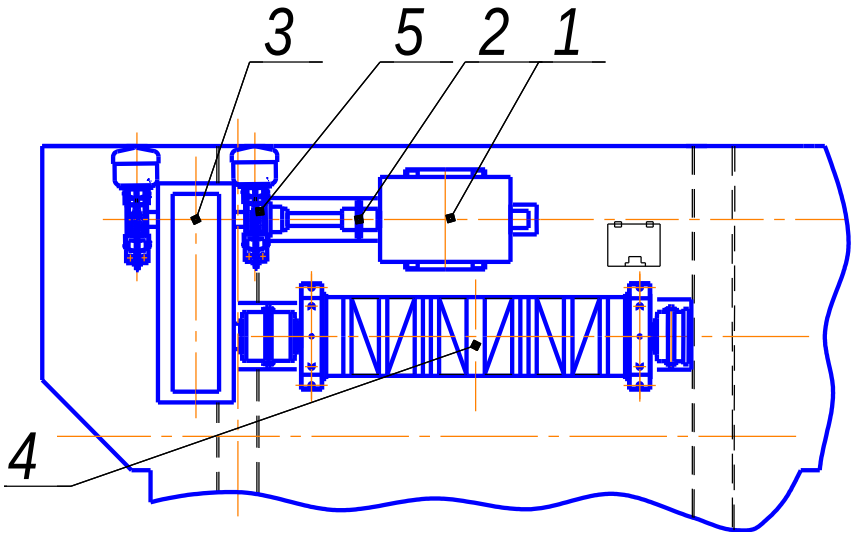


Рисунок 1.9 - Головний механізм підйому

Барабан 5 наводиться в обертання від електродвигуна 6 через редуктор 7 з муфтою граничного моменту УЗ. Граничний кут повороту барабана 5, при якому відбувається повне відкривання кліщів, обмежується припливом, що впирається в буфер.

Механізм обертання кліщів (рис.1.10) складається з електродвигуна 1, черв'ячного редуктора 2 з муфтою граничного моменту і циліндричної зубчастої пари 3, 4, передача обертання якої здійснюється за допомогою вертикального вала. У нижній частині цей вал має квадратний перетин і проходить через втулку малої шестерні і нижню траверсу. Зубчасте колесо має центральний квадратний отвір, всередині якого проходить колона.

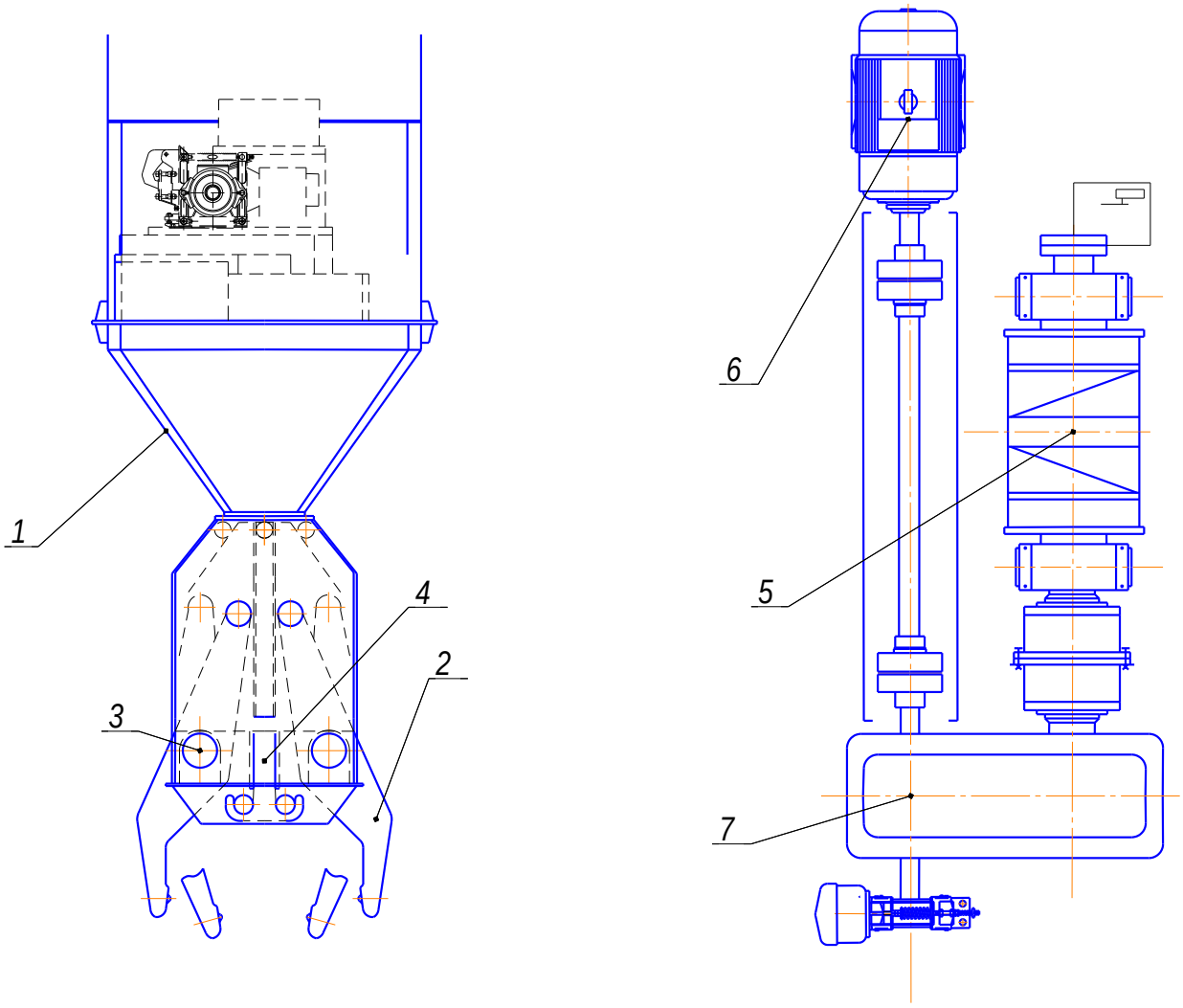


Рисунок 1.9 - Механізм управління кліщами

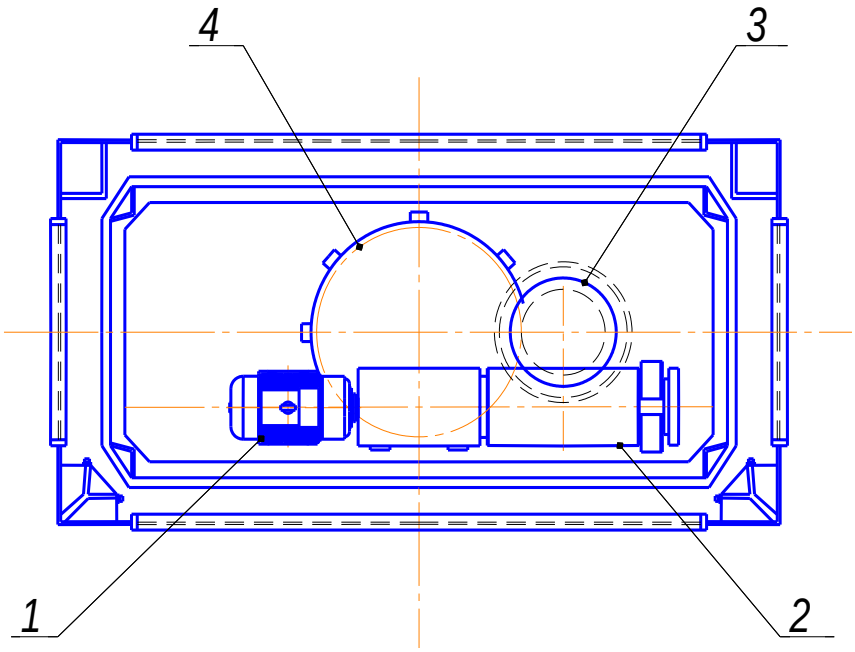


Рисунок 1.10 - Механізм обертання кліщів

1.4 Недоліки конструкції та опис удосконалення кліщового крану

За характером виконуваної роботи та конструктивного побудови колодцеві крани, як мульдо завалочні і стриперні, відносяться до кранів маніпуляторів [6…8].

Для забезпечення основних операцій з посадки та вилученню з колодязів гарячих зливків передбачені жорстка підвіска з використанням вертикальної шахти і колони, і робочий орган у вигляді потужного кліщового двошарнірного захватного пристрою. За допомогою крана виконують також допоміжні технологічні операції з чищення подин нагрівальних колодязів від окалин і шлаку з використанням спеціальної лопатки або гребінки, затискають в лещатах. Для виробництва допоміжних підйомно-транспортних робіт з ремонту устаткування та прибиранні робочого майданчика використовують спеціальні пристосування на рамі кліщів.

Колодцеві крани працюють у вельми важких умовах, механізми головного підйому, пересування крана і візка розраховують на режим роботи не нижче 6М, механізми допоміжного підйому, обертання кліщів і

управління кліщами - 5 М, по ДСТУ EN 15011:2018 [11]. У процесі роботи крана наявні наступні недоліки в конструкції:

- часта поломка редуктора головного підйому (в середньому один раз на півроку);
- вироблення тертьових поверхонь редуктора (в середньому один раз в півроку).

За характером виконуваної роботи і конструктивного побудови колодцеві крани, як мульдозавалочні і стриперні, відносяться до кранів маніпуляторів.

Для забезпечення основних операцій з посадки та вилученню з колодязів гарячих зливків передбачені жорстка підвіска з використанням вертикальної шахти і колони, і робочий орган у вигляді потужного кліщового двошарнірного захватного пристрою. За допомогою крана виконують також допоміжні технологічні операції з чищення подин нагрівальних колодязів від окалин і шлаку з використанням спеціальної лопатки або гребінки, затискають в лещатах. Для виробництва допоміжних підйомно-транспортних робіт з ремонту устаткування та прибиранні робочого майданчика використовують спеціальні пристосування на рамі кліщів.

Колодцеві крани працюють у вельми важких умовах, механізми головного підйому, пересування крана і візка розраховують на режим роботи не нижче 6М, механізми допоміжного підйому, обертання кліщів і управління кліщами - 5 М, за ДСТУ EN 15011:2022 [11].

Встановлення двох редукторів дозволить збільшити міжремонтний період з 6 до 12 місяців.

2 СПЕЦІАЛЬНА ЧАСТИНА

2.1 Підйомні механізми мостових кранів

Підйомні механізми є одними з ключових компонентів мостового крана, вони відповідають за підйом і опускання вантажу. Основна функція підйомних механізмів полягає в створенні вертикального руху, що дозволяє піднімати вантаж з нижнього рівня до потрібної висоти і спускати його назад [4…10].

Підйомні механізми мостових кранів можуть використовувати різні конструкції та принципи дії, але основними складовими елементами є наступні:

- Підйомна лебідка: Це пристрій, який використовується для підйому і опускання вантажу. Вона складається з барабана, на якому намотаний підйомний канат або ланцюг. Барабан приводиться в рух електродвигуном через редуктор, що дозволяє керувати швидкістю підйому. Підйомна лебідка забезпечує потрібну сили підйому і може мати різні конфігурації в залежності від вантажу, який кран повинен піднімати.
- Блоки і крюки: Це елементи, які приєднуються до підйомного канату або ланцюга і слугують для підвішування вантажу. Блоки можуть мати різну конфігурацію, включаючи одинарні, подвійні або багато балкові. Вони допомагають забезпечити правильне розподілення вантажу і зменшують навантаження на підйомну лебідку.
- Гаки і захоплювачі: Гаки є основними пристроями для захоплення вантажу. Вони зазвичай виготовляються з міцної сталі і мають різні форми, що відповідають типу вантажу, який необхідно підняти. Крім гаків, використовуються також інші захоплювачі, наприклад, магніти, грейфери, кліщі та інші, які дозволяють піднімати різноманітні вантажі з високою точністю і безпекою.

- Система управління: Підйомні механізми керуються системою управління, яка забезпечує контроль над швидкістю, напрямком і точністю підйому вантажу. У сучасних мостових кранах використовуються електронні системи управління, які дозволяють оператору зручно та безпечно керувати рухом підйомних механізмів.
- Запобіжні пристрої: Для безпечної роботи підйомних механізмів у складі мостових кранів використовуються різноманітні запобіжні пристрої. Наприклад, це можуть бути гальма, які забезпечують зупинку і утримання вантажу у висіченому положенні, а також механізми аварійного відключення, які діють у разі виникнення небезпечних ситуацій.

Ці компоненти підйомних механізмів працюють разом, забезпечуючи ефективне та безпечне підіймання і опускання вантажу на мостових кранах. Конструкція і характеристики підйомних механізмів можуть варіюватися в залежності від вимог і потреб конкретного застосування.

2.2 Розрахунки параметрів машини

Розрахунок складається з розрахунку механізмів: підйому і металоконструкції.

До складових розрахунку підйому крану відносяться: вибір двигуна, вибір поліспасту, вибір канату, розрахунок барабану, розрахунок блоку, передаточне відношення приводу, редуктор, гальма

Вихідними даними до розрахунку підйомних машин і механізмів є вантажопідйомність Q, т; максимальна висоту підйому h, м; швидкість підйому V, м/с; графік навантаження, термін служби машини (років), режим роботи механізму; рід струму (постійний або змінний); тип двигуна (постійного струму, асинхронний, синхронний) [6…10].

Для кранів мостового типу зазвичай приймають кінематичну схему з асинхронним двигуном і фазним ротором, який з’єднаний з редуктором за допомогою зубчастої муфти.

2.2.1 Механізм повороту кліщів кліщового крана

У виробництві механізм повороту кліщів застосовують черв'ячно-циліндричний редуктор і відкритої зубчастої передачі.

Черв'ячний редуктор:

Міжцентрова відстань a_W = 250 мм

Передаточне число $U_ч$ =31

Частота обертання черв'яка $n_ч$ =1120 об/хв

Частота обертання черв'ячного колеса $n_{ч.к}$ =36,1 об/хв

Потужність передається електродвигуном: $N_{дв} = N_ч = 10_{кВт}$

Крутний момент на валу черв'яка при використанні потужності $N_ч$ = 10 кВт становить:

$$M_ч = 9559 \frac{N_ч}{n_ч} = 9559 \cdot \frac{10}{1120} = 85 \ \ Нм = 0{,}085 \ \ кНм .$$

Крутний момент на черв'ячному колесі:

$$M_k = M_ч U_ч \eta_{ч.р.} = 0{,}085 \cdot 31 \cdot 0{,}81 = 2{,}13 кНм ,$$

де $\eta_{ч.р.}$ - КПД редуктора ; $\eta_{ч.р.} = 0{,}8$.

Крутний момент на валу шестерні відкритої зубчастої передачі:

$$M_б = M_k = 2{,}13 кНм$$

2.2.1.1.1 Геометричний розрахунок черв'ячної передачі редуктора

При розрахунках використана методика [12,13].

Міжосьова відстань - a_W = 250 мм

Вид черв'яка - ZA (Архімедов)

Число заходів черв'яка - $Z_ч$ =1

Число зубів черв'ячного колеса - $Z_к$ =31

Передавальне число передачі - $U_ч$ =31

Модуль черв'ячної передачі - m=12 мм

Коефіцієнт зміщення черв'яка - x = 0,666704

Діаметр ділильній циліндра :

- черв'яка - $d_{дч} = mq = 12 \cdot 9{,}33 = 112$ *мм*,
- колеса - $d_{дк} = mZ_к = 12 \cdot 31 = 372$ *мм*,

де q - коефіцієнт діаметра черв'яка визначимо з рівняння

$$a_W = 0{,}5(Z_к + q + 2x)m, \quad 250 = 0{,}5(31 + q + 2 \cdot 0{,}666704) \cdot 12.$$

Звідки q = 9,333.

Діаметр вершин:

- черв'яка - $d_{ач} = d_{дч} + 2h_a^* m = 112 + 2 \cdot 1 \cdot 12 = 136$ *мм*,

де $h_a^* = 1$ - коефіцієнт висоти головки ;

- колеса - $d_{ак} = d_{дк} + 2(h_a^* + x) \cdot m = 372 + 2 \cdot (1 + 0{,}666704) \cdot 12 = 412$ *мм*,

Довжина передаточної частини черв'яка:

$$L = (11 + 0{,}05Z_к)m = (11 + 0{,}05 \cdot 31) \cdot 12 = 150 \text{ мм},$$

Діаметр западин:

- черв'яка - $d_{fч} = d_{дч} - 2h_a^* m - 2C = 112 - 2 \cdot 1 \cdot 12 - 2 \cdot 2{,}4 = 83{,}2$ *мм*,

де C – радіальний зазор; C = 0,2m = 0,2·12=2,4 мм,

- колеса - $d_{fк} = d_{дк} - 2h_a^* m - 2C = 372 - 2 \cdot 1 \cdot 12 - 2 \cdot 2{,}4 = 343{,}2$ *мм*,

Ділильний кут підйому: $tg\gamma = \dfrac{Z_ч}{q} = \dfrac{1}{9{,}333} = 0{,}1071; \quad \gamma = 6^o 06' 56''$.

Найбільший діаметр черв'ячного колеса:

$$d_{ak(\max)} = d_{ak} + \frac{bm}{Z_ч + 2} = 412 + \frac{6 \cdot 12}{1 + 2} - 436 \text{ мм},$$

приймаємо конструктивно ∅424 мм.

Відносна швидкість точок черв'яка і черв'ячного колеса, дотичними в полюсі зачеплення (швидкість ковзання):

$$V_S = \frac{\pi d_{\partial ч} n_ч}{60 \cdot 1000 \cdot \cos\gamma} = \frac{3{,}14 \cdot 112 \cdot 1120}{60 \cdot 1000 \cdot 0{,}99431} = 6{,}6 \ \ об/хв.$$

2.2.1.2 Зусилля в зачепленні і КПД черв'ячної передачі

При розрахунках використана методика [12].

Перш ніж визначити сили в зачепленні знайдемо ККД передачі:

$$\eta_{чр} = \eta' \eta_n \eta_p \qquad (2.1)$$

де η'- враховує втрати в зачепленні,

η_n - враховує втрати в підшипниках,

$\eta_р$ - враховує втрати на розмішування та розбризкування масла.

Оскільки провідний елемент передачі черв'як , то

$$\eta' = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi')} \ , \qquad (2.2)$$

де φ' - кут тертя.

При бронзовому черв'ячному колесі і сталевому черв'яка, при швидкості V_S=*6,6 м/хв,* φ'=1°23′.

Тоді $$\eta' = \frac{tg\,6^0 06' 56''}{tg(6^o 06' 56'' + 1^o 23')} = 0{,}815 \ .$$

При розрахунку черв'ячних передач з опорами кочення слід приймати η_n = 1:

$$\eta_p = 1 - \frac{1{,}4 V_{ok} B \sqrt{V_{ok} \nu}}{10^5 N}, \qquad (2.3)$$

де V_{ok} - окружна швидкість зануреного в масло черв'яка: $V_{ok} = V_S = 6{,}6 \ м/хв$,

ν – кінематична в'язкість мастила при робочій температурі; ν =17 Ст,

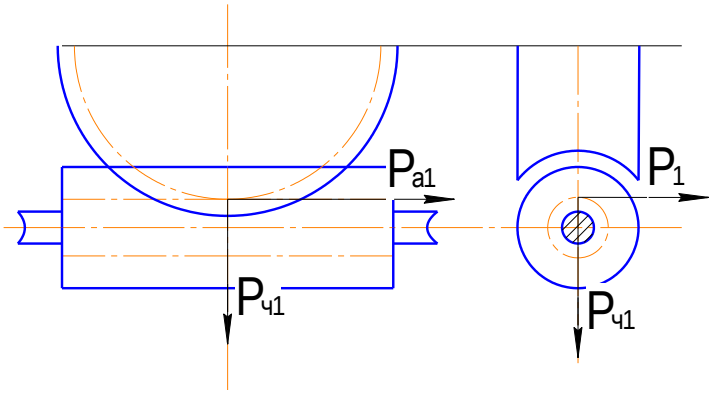
B – довжина робочої частини черв'яка; B=0,15 м =15 см,

N - потужність, що передається зчепленню; N =10 кВт.

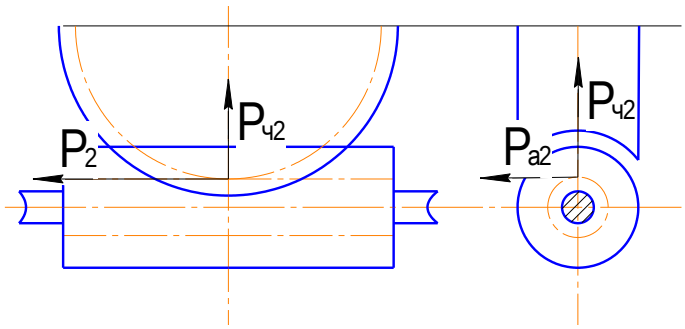
Тоді

$$\eta_p = \frac{1{,}4 \cdot 6{,}6 \cdot 15 \cdot \sqrt{6{,}6 \cdot 17}}{10^5 \cdot 10} = 0{,}998.$$

$$\eta_{чр} = 0{,}815 \cdot 1 \cdot 0{,}998 = 0{,}81.$$



а - Сили, що діють на черв’як



б – Сили, що діють на колесо

P_{a1} - осьове зусилля в черв'яка, P_{r1} - радіальне зусилля в черв'яка,

P_{a2} - окружне зусилля в зачепленні, P_{r2} - радіальне зусилля в колесі

Рисунок 2.1 - Схема розподілення сил черв'ячної передачі

Оскільки ведучою ланкою є черв'як, то:

$$\frac{2M_к}{d_{дк}} = P_1 \frac{\eta}{tg\gamma} \qquad (2.4)$$

Звідси

$$P_1 = \frac{2M_к tg\gamma}{\eta_{чр} d_{дк}} = \frac{2 \cdot 2{,}13 \cdot 0{,}1071}{0{,}81 \cdot 0{,}372} = 1{,}15 \ \ кН,$$

де $M_к$ - крутний момент на колесі:

$$M_к = 2{,}13 \text{ кНм}, \quad P_а = P_1 = 1{,}51 \text{ кН}.$$

Визначаємо P_2 з рівняння:

$$\frac{2M_к}{d_{дк}} = P_2 tg(\gamma + \varphi'), \qquad P_2 = \frac{2M_к}{d_{дк} tg(\gamma + \varphi')} = \frac{2 \cdot 0{,}085}{0{,}112 \cdot 0{,}1313} = 1{,}16 \ \ кН,$$

$M_ч = M_2$ - крутний момент черв'яка, $M_ч = 0{,}085$ кНм, $P_{а1} = P_2 = 11{,}6$ кН.

Визначаємо P_r з рівняння:

$$P_{r1} = P_2 \cdot tg\alpha_S = 11{,}6 \cdot 0{,}36397 = 4{,}22 \ \ кН.$$

У передачі з Архімедовим черв'яком α_S (де α_S - половина кута між бічними сторонами западини витків черв'яка в площині осьового перерізу)

$$P_{r2} = P_{r1} = 405{,}5 \ \ кН.$$

2.2.1.2 Розрахунок вала черв'яка на міцність

Знаходимо реакції в опорах:

$$\sum M_{(A)} = 0; \quad 4{,}22 \cdot 0{,}218 + 0{,}65 - (0{,}218 + 0{,}18) R_{Bb} = 0 \quad \Rightarrow \quad R_{Bb} = 3{,}94 \ \ кН.$$

$$\sum M_{(B)} = 0; \quad (0{,}218 + 0{,}18) R_{Bb} + 0{,}65 - 4б22 \cdot 0{,}18 = 0 \quad \Rightarrow \quad R_{Ab} = 0б28 \ \ кН.$$

$$R_{Ab} - P_{ч1} + R_{Bb} = 0: \ \Rightarrow \quad R_{Bb} = 3{,}94 \ \ кН.$$

Перевірка: 0,28 - 4,22 + 3,94 = 0.

Згинальний момент у небезпечному перерізі:

$$M' = R_{Ab} \cdot l_1 + M_{зг} = 0{,}28 \cdot 0{,}218 +), 65 = 0{,}71 \ \ кНм.$$

При спільній дії згинального і крутного моменту по теорії найбільший дотичних напружень:

$$M_{\sum} = \sqrt{(M')^2 + M_{кр}^2} = \sqrt{0{,}71^2 + 0{,}85^2} = 0{,}72 \ \ кНм.$$

Момент опору в небезпечному перерізі:

$$d_{fч} \, d_{fч} = 0{,}0832 \ \ м, \quad W = 0{,}1 d_{fч}^3 = 0{,}1 \cdot 0{,}0832^3 = 0{,}0000576 \ \ м^2$$

Напруження в небезпечному з урахуванням дії сили P_{a1}=11,6 кН.

$$G = \frac{Q}{F} + \frac{M_{\sum}}{W} + \frac{P_{a1}}{F} = \frac{4{,}22}{0{,}0054} + \frac{0{,}72}{0{,}0000576} + \frac{11{,}6}{0{,}0054} = 15430 \ \ \frac{кН}{м^2} = 15{,}43 \ \ МПа < [G_{зг}] = 240 \ \ МПа$$

де F – площа перетину ; $F = \frac{\pi d_{fч}}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}0831^2}{4} = 0{,}0054 \ \ м.$

Черв'як виконаний із сталі 40ХН(НВ235…277), для якої $[G]_{зг} = 240000 \ \frac{кН}{м^2} = 240 \ \ МПа$ [14].

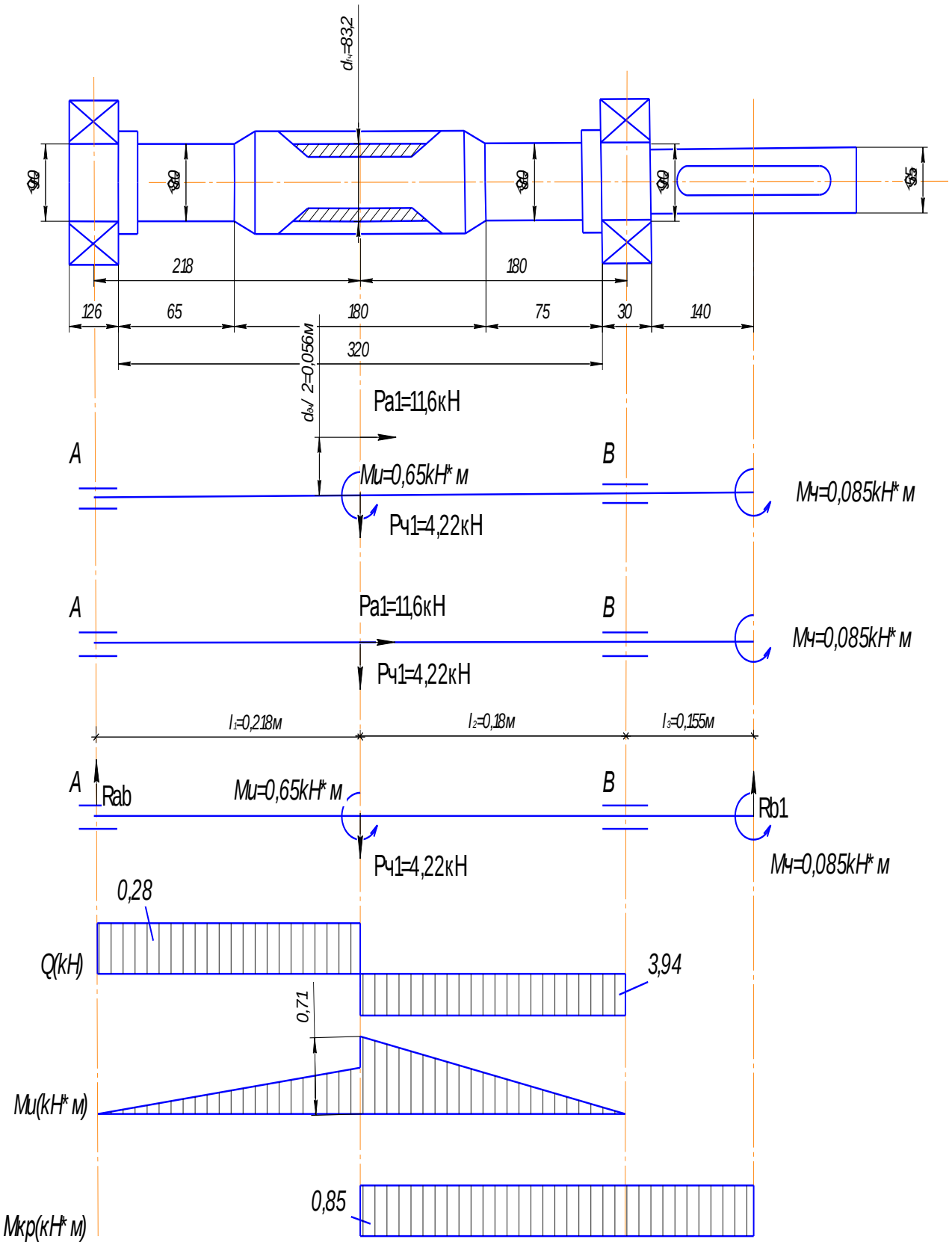


Рисунок 2.2 - Розрахункова схема розподілення діючих сил черв'як

2.2.1.4 Розрахунок відкритої зубчатої передачі приводу механізму повороту кліщів

Розрахунком на міцність визначають розміри передачі, при яких не виникає небезпека пошкодження коліс. Відкриті передачі розраховуються для попередження поломки, зносу і пластичної деформації зубів.

Матеріал для виготовлення зубчастих коліс вибраний з таким розрахунком, щоб можливо було нарізати і обробити їх зуби із заданою точністю і чистотою поверхні, а також забезпечити достатню міцність при вигині під дією змінних і ударних навантажень і достатню міцність поверхневого шару зубів та високий опір старанню.

Матеріал шестірні – сталь18Х2Н4ВА ДСТУ 7806:2015 [14].

Матеріал зубчастого колеса сталь 45Л ДСТУ 7806:2015 [14].

Допустима твердість поверхні зубів НВ<350. Така твердість досягається за допомогою поліпшення або нормалізації.

Ступінь точності – 7.

2.2.1.5 Геометричний розрахунок відкритої зубчатої передачі приводу механізму повороту кліщів

При розрахунках використана методика [15,16,17].

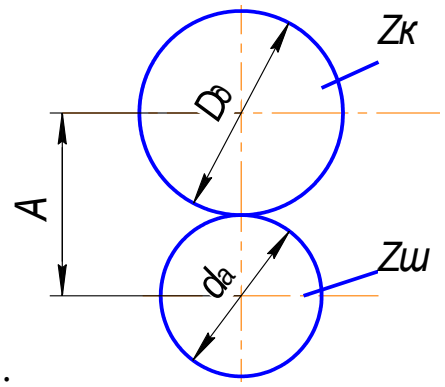


Рисунок 2.3 - Схема циліндричного прямозубого зачеплення

Зачеплення циліндричне прямозубе без зміщень: $m=14$, $Z_к=63$, $Z_ш=19$.

Міжосьова відстань: $A = \frac{(Z_к + Z_ш)m}{2} = \frac{(63+19)\cdot 14}{2} = 574$ *мм.*

Ділильний діаметр шестерні: $d_ш = Z_ш m = 19 \cdot 14 = 266$ *мм.*

Ділильний діаметр колеса: $d_к = Z_к m = 63 \cdot 14 = 882$ *мм.*

Діаметр вершин зубів шестерні: $d_{аш} = d_ш + 2m = 266 + 2 \cdot 14 = 294$ *мм.*

Діаметр вершин зубів колеса: $d_{ок} = d_к + 2m = 882 + 2 \cdot 14 = 910$ *мм.*

Діаметр западин шестерні: $d_{fш} = d_ш - 2(c + m) = 266 - 2 \cdot (3{,}5 + 14) = 31$ *мм.*

де c – радіальний зазор ; $c = 0{,}25m = 0{,}25 \cdot 14 = 3{,}5$ мм.

Діаметр западин колеса: $d_{fк} = d_к - 2(c + m) = 882 - 2 \cdot (3{,}5 + 14) = 847$ *мм.*

Постійна хорда: $S_{c1} = S_{c2} = 1{,}387\, m = 1{,}378 \cdot 14 = 19{,}418$ *мм.*

Висота до постійної хорди: $h_{c1} = h_{c2} = 0{,}748\, m = 0{,}748 \cdot 14 = 10{,}40$ *мм.*

Ширина шестерні: $B_ш = 150$ мм.

Ширина колеса: $B_к = 130$ мм.

2.2.1.6 Розрахунок зусиль в зубчастому зачепленні

При розрахунках використана методика [15…18]

При визначенні зусиль в зачепленні нехтують силами тертя, викликані ковзанням профілів, розподіл навантаження замінюють зосередженою силою, прикладеної в середині зубчастого вінця.

Окружне зусилля: $P_W = \frac{2M_к}{d_д} = \frac{2 \cdot 2{,}13}{0{,}266} = 16 \ \ кН.$

Радіальне зусилля: $P_r = P_W tg\alpha = 16 \cdot 0{,}364 = 5{,}82 \ \ кН.$

де α – кут зачеплення; α=20°; $tg\alpha$=0,364.

В дійсності через нерівномірний Розподіл навантаження по ширині зубчастого вінця результуюча сила зміщена від середини зубчастого вінця, однак це зсув не перебільшує 1/6 ширини вінця В і їм можна знехтувати при визначення зусиль в опорах і розрахунку приводного валу на міцність.

Окружне зусилля P_w на провідному колесі направлене в сторону, протилежну до напряму окружній швидкості, а радіальне зусилля направлено від точки контакту до центру колеса.

Визначимо нормальне зусилля на зубці:

$$P_n = \sqrt{P_W^2 + P_r^2} = \sqrt{16^2 + 5{,}82^2} = 17 \ \ кН.$$

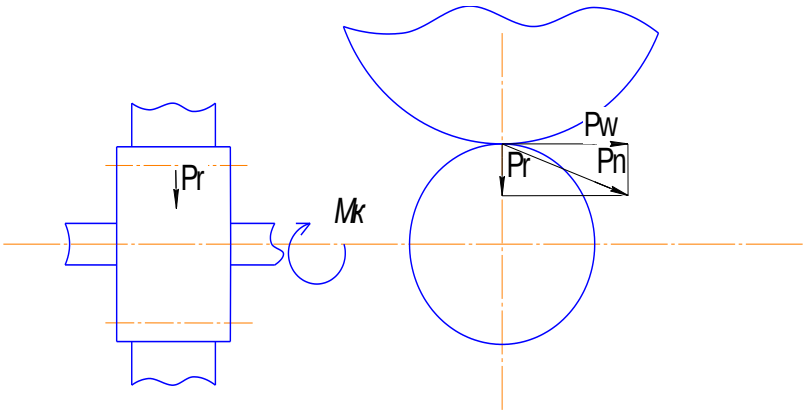


Рисунок 2.4 - Схема зусиль в зубчастому зачепленні

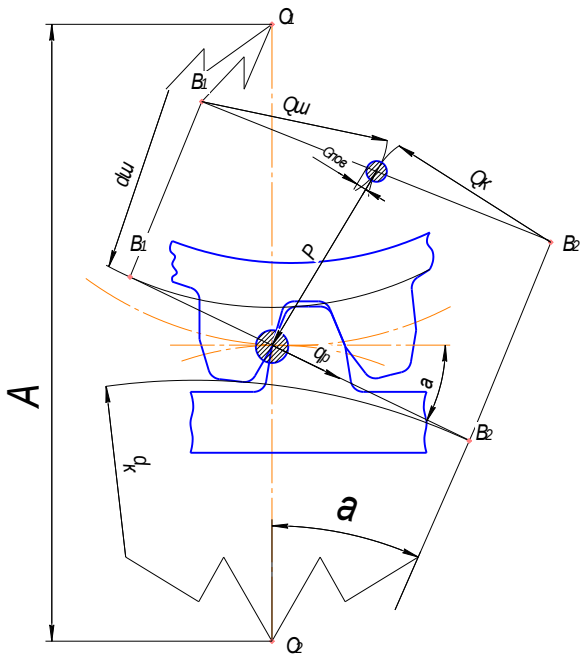


Рисунок 2.5 - Схема розподілення зусиль при розрахунку зубів на контактну міцність

Це зусилля використовується при розрахунку зубів на контактну міцність.

$$Q_ш = \frac{dg}{2}\sin\alpha = \frac{0{,}266}{2}\cdot 0{,}342 = 0{,}045 \ \ мм,\ Q_к = \frac{dg}{2}\sin\alpha = \frac{0{,}882}{2}\cdot 0{,}342 = 0{,}151 \ \ мм$$

Q – приведений радіус кривизни для моменту зчеплення у полюсі

$$Q = \frac{Q_ш Q_к}{Q_ш + Q_к} = \frac{AU}{(U+1)^2}\sin\alpha, \qquad (2.5)$$

де U – передаточне число

$$U = \frac{Z_к}{Z_ш} = \frac{63}{19} = 3{,}315$$

α – кут зчеплення; $\alpha = 20^o$; $\sin 20^o = 0{,}342$?,

A – міжосьова відстань; A=574 мм = 0,574 м.

Тоді: $$Q = \frac{0,574 \cdot 3,315}{(3,315+1)^2} \cdot 0,342 = 0,035 \ \ мм.$$

Контактне напруження в полюсі:

$$G_{пов} = 0,418 \cdot \frac{\sqrt{E \cdot M_к \cdot (U+1) \cdot k_к \cdot k_д}}{A^2 \cdot U^2 \cdot B_ш \cdot \cos\alpha \cdot \sin\alpha} \quad . \qquad (2.6)$$

Змінивши $cos\alpha \cdot sin\alpha = 1/2 sin2\alpha$, отримаємо:

$$G_{пов} = 0,59 \frac{U+1}{AU} \sqrt{\frac{1}{\sin 2\alpha}} \cdot \sqrt{\frac{U+1}{B_ш}} \cdot E \cdot M_к \cdot k_к \cdot k_д \le [\sigma]_{пов},$$

де E – модуль пружності; $E = 2,15 \cdot 10^6$ кг/см^2

$sin2\alpha = 0,643$, $B_ш = 150$ мм, $M_к = 2,13$ кНм$= 2,13$ кГ·см.

$k_к$ – коефіцієнт концентрації навантаження

$$\psi_ш = \frac{B_ш}{d_д} = \frac{150}{266} = 0,5639.$$

За значенням $\psi_ш$ по [16], знайдем значення $k_к = 1,32$,

$k_д$ - коефіцієнт динамічного навантаження для прямозубих коліс при окружній швидкості $V = 0,5$ м/с і 7-й ступені точності.

По [15,16,18] вибираємо $k_д = 1,25$. Тоді:

$$G_{пов} = 0,59 \frac{3,315+1}{574 \cdot 3,315} \sqrt{\frac{1}{0,643}} \cdot \sqrt{\frac{6,315+1}{15}} \cdot 2,15 \cdot 10^6 \cdot 2,13 \cdot 1,32 \cdot 1 = 2,46 \ \ \frac{кГ}{см^2} =$$

$$= 246 \ \ \frac{кН}{м^2} = 0,246 \ \ МПа$$

Для стальних зубчастих коліс при $HB \leq 350$ орієнтовно приймаємо $[G]_{пов} = 200 \ МПа$.

Висновок: Так як $\sigma_{пов} < [\sigma]_{пов}$, то умова контактної міцності виконується

2.2.1.7 Розрахунок допустимого напруження вигину

Величина допустимого напруження залежить від матеріалу, його термічної обробки, характеру навантаження зуба (в одну або обидві сторони), режиму роботи передачі [18].

Величина допустимого напруження визначається за формулою:

$$[\sigma]_{ри} = \frac{\sigma_0}{n^1 k_\sigma} k_p , \qquad (2.7)$$

де σ_0 – границя витривалості зубів; $\sigma_0 = 525 \ МПа$,

n^1 – коефіцієнт запасу міцності; n^1= 1,8 [15,16,18],

k_σ – коефіцієнт концентрації напружень у корні зуба, k_σ=1,41 [15,16,18],

k_p – коефіцієнт режиму навантаження:

$$k_p = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{N_ш}} = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{8{,}1}} = 4{,}41 ,$$

де $N_ш$ - потужність на валу шестерні:

$$N_ш = N_д \eta_{г.р.} = 10 \cdot 0{,}81 = 8{,}1 \ кВт.$$

Тоді

$$[\sigma]_{зг} = \frac{525}{1{,}8 \cdot 1{,}41} \cdot 4{,}41 = 910 \ МПа.$$

2.2.1.8 Розрахунок напруження згину в основі зубу

Напруження згину визначаємо по формулі:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_к k_к k_д (U+1)}{AB_ш U m y \cos\alpha} \le [\sigma]_{зг} \qquad (2.8)$$

де $M_к$ = 2,13 кНм, $k_к$ = 1,32, $k_д$ = 1,25, U = 3,315, m = 14 мм = 0,014 м, $cos\alpha$ = 0,9397, $B_ш$ = 150 мм = 0,15 м, y – коефіцієнт форми зуба [15, 16, 18].

Тоді: $\sigma_{зг} = \frac{2{,}13 \cdot 1{,}32 \cdot 1{,}25 \cdot (3{,}315+1)}{0{,}574 \cdot 0{,}15 \cdot 3{,}315 \cdot 0{,}014 \cdot 0{,}34 \cdot 0{,}9397} = 11878 \ \frac{кН}{м^2} = 11{,}9 \ МПа.$

Висновок: так як $\sigma_{зг} < [\sigma]_{зг}$,то умова міцності при згибі виконується.

2.2.1.9 Визначення коефіцієнту корисної дії відкритої зубчастої передачі

Потужність, яка витрачається у зубчастій парі, витрачається на подолання тертя в зачепленні та у підшипниках. Втрати в зачепленні виникають із-за тертя сковзання и кочення. Величина цих втрат залежить від форми зубів, кількості їх на зв'язаних колесах та коефіцієнту тертя в зачепленні.

Величина втрат із-за тертя ковзання залежить від шорсткості поверхні зубів, швидкості коліс, величини передавального навантаження, так як всі ці фактори впливають на величину коефіцієнту тертя *f*.

Середню величину втрат при передавальній потужності *N* визначається по формулі:

$$П_е = 2{,}3 f \cdot \left(\frac{1}{Z_ш} + \frac{1}{Z_к} \right) \cdot N. \qquad (2.9)$$

При роботі без змащення (відкриті передачі) *f=0,7…0,8.*

$$П_e = 2{,}3 \cdot 0{,}75 \cdot \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{63} \right) \cdot 8{,}1 = 0{,}957,$$

де $П_n$ - втрати потужності в вальницях:

$$П_n = \frac{Qf_n \pi dn}{1000 \cdot 60}, \qquad (2.10)$$

де Q – діюче на вальницю навантаження; Q = 203 кН

f_n - приведений до валу коефіцієнт тертя, f_n = 0,005…0,01 [15, 16, 18],

d – діаметр валу; d = 119 мм,

n – число оборотів валу; n = 36.1 об/хв.

Тоді: $П_n = \frac{20300 \cdot 0{,}007 \cdot 3{,}14 \cdot 119 \cdot 36{,}1}{1000 \cdot 60 \cdot 75} = 0{,}429 \ \ л.с. = 0{,}316 \ \ кВТ.$

Повна втрата потужності: $П = П_e + П_n$=0,957+0,316=1,273 кВт.

ККД передачі визначається по формулі: $\eta = \frac{N}{N + П} = \frac{8{,}1}{8{,}1 + 1{,}273} = 0{,}864.$

Для підвищення ККД необхідно виконувати передачі з найбільшим можливим числом зубів (з найменшим модулем), забезпечувати достатньо гладку поверхню зубів.

2.2.1.10 Розрахунок шпонкового з'єднання шестерня – вихідний вал черв'ячного редуктора

У з'єднанні встановлена призматична шпонка 32х18х160 за ГОСТ 30173-96 [19].

Перевіримо робочі грані на зі м'яття. Умова міцності на зі м'яття:

$$M_{гк} = 0{,}5 dKl[\sigma]_{зм}, \qquad (2.11)$$

де $[\sigma]_{зм}$ – допустиме напруження зминання; $M[\sigma]_{зм} = 150000 \ \frac{кН}{мм^2} = 150 \ МПа.$

$M_{гк} = 2{,}13 \ кНм$; $d = 0{,}119$ м; $l = 0{,}16$ м; $K = 0{,}007$ м.

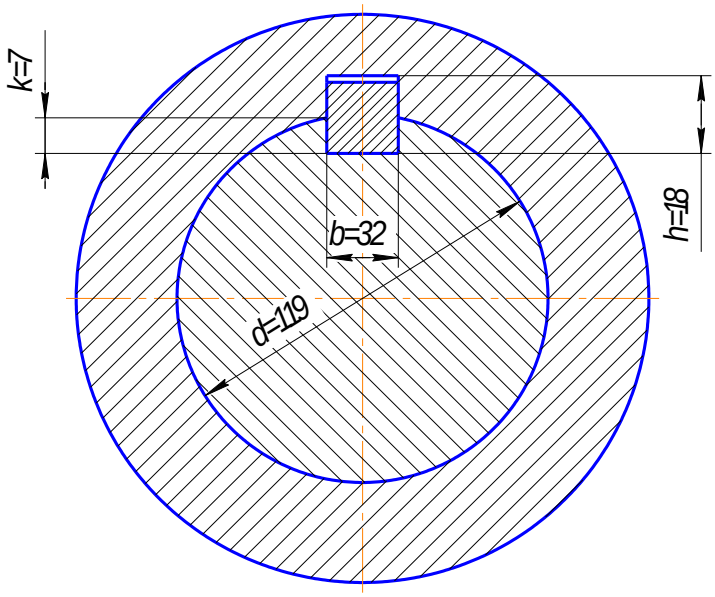


Рисунок 2.6 - Схема шпонкового з'єднання шестерня – вихідний вал черв'ячного редуктора

Напруження зминання буде дорівнює:

$$[\sigma]_{зм} = \frac{M_{гк}}{0{,}5dKl} = \frac{2{,}13}{0{,}5 \cdot 0{,}199 \cdot 0{,}007 \cdot 0{,}16} = 31963 \ \frac{кН}{м^2} \approx 32 \ МПа,$$

$\sigma_{зм} < [\sigma]_{зм}$ - умову міцності виконано.

Умова міцності на зріз:

$$M_{гк} = 0{,}5(d + K)bl[\tau]_{зр}, \qquad (2.12)$$

де $[\tau]_{зр}$ - допустима напруження зрізу; $[\tau]_{зр} = 32000 \ \frac{кН}{м_2} = 32 \ МПа$:

$$[\tau]_{зр} = \frac{M_{гк}}{0,r(d+K)bl} = \frac{2,13}{0,5\cdot(0,119+0,007)\cdot 0,032\cdot 0,16} = 6603 \ \frac{кН}{м_2} = 6,6 \ МПа:$$

$\tau_{зр} < [\tau]_{зр}$ - умова міцності виконана).

2.2.1.11 Розрахунок вальниці швидкохідного валу редуктора (черв'яка)

На валу черв'яка з приводний боку встановлено радіальні однорядна кулькова вальниця218 за ДСТУ 9079:2021 [20].

d = 90мм; *D*=160мм; *B*=30мм,

Статична вантажопідйомність C_o = 61,7 кН,

Динамічна вантажопідйомність *C* = 75,3кН,

Допустима кількість обертів *n* = 4000 об/хв.

2.2.1.12 Вибір вальниці по динамічній вантажопідйомності

При розрахунках використана методика [15,16, 20]

Довговічність (ресурс) обраного типорозміру вальниці в мільйони оборотів:

$$L = \left(\frac{C}{\rho}\right)^{\rho}, \qquad (2.13)$$

де *L* - довговічність у мільйонах обертів,

C - динамічна вантажопідйомність кН,

ρ - еквівалентне динамічне навантаження кН,

$\mathcal{P}$ - ступеневій показник (для кулькових вальниць $\mathcal{P}$ =3).

З урахуванням коефіцієнта безпеки К$_\sigma$ і температурного коефіцієнта K_T для кулькових вальниць

$$\rho = \left(XVR_B + YP_{a1}\right)K_{\sigma}K_T \ , \qquad (2.14)$$

де X - коефіцієнт радіальної напруження X=1,

V - коефіцієнт обертання, V=1,

Y - коефіцієнта осьової напруження, Y=1,45.

$$K_{\sigma}=1,2, \quad K_T=1,05 \text{ (при } t^oC < 125^o\text{).}$$

Тоді ρ =(1·1·3,97+1,45·11,6)1,2·1,05=26,16 kH.

$$L = \left(\frac{75,3}{26,16}\right)^3 = 2,88 \cdot 10^6 \ об.$$

Номінальний строк служби вальниць в годинах:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_ч} = \frac{2,88 \cdot 10^6 \cdot 10^6}{60 \cdot 1120} = 43 \cdot 10^6 \ год.$$

Висновок: обрана вальниця задовольняє діючим навантаженням, швидкості обертання і довговічності.

2.2.2 Розрахунок механізму замикання кліщів

2.2.2.1 Розрахунок зусилля в кліщах

При розрахунках використана методика [6…9,15,16].

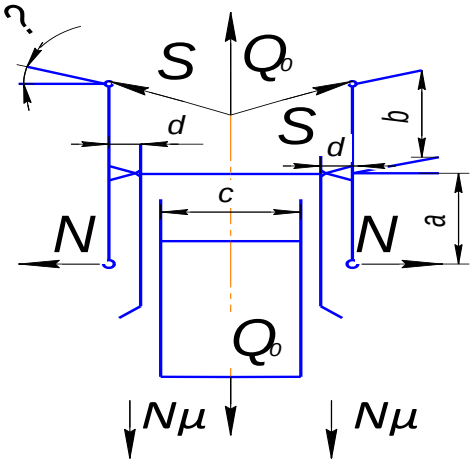
Необхідне зусилля натиснення кожної плоскості захвата:

$$N = \frac{k_1 Q_0}{2\mu}, \qquad (2.15)$$

де k_1 - коефіцієнт запасу(1,1….1,25),

Q_0 - вага вантажу, Q_0=200 кН,

μ - коефіцієнт тертя між стисною поверхнею кліщів і поверхнею вантажу, μ=0,3.



a=2,1 м
c=0,675 м
b=1,82 м
d=0,085 м

Рисунок 2.7 - Розрахункова схема зусилля в кліщах.

Зіставимо рівняння рівноваги ричала кліщів відносно осі шарніра (у кожного важеля свій захват):

$$Sb\text{-}Na\text{-}N\mu d=0. \qquad (2.16)$$

Звідкіля зусилля в тягах:

$$S=\frac{N}{b}(a+\mu d) \qquad \text{або} \qquad S=\frac{k_1 Q_0}{2\mu}\left(\frac{a}{\mu}+d\right) \qquad (2.17)$$

Врахуємо вагу кліщів $G_0 = k_2 Q_0$,

де $k_2 \le 0,1$ ваги вантажу:

$$G_0 = 0,1 \cdot 200 = 20 \ \ кН.$$

Тоді з урахуванням ваги кліщів вираз прийме наступний вид:

$$S = \frac{Q_0 + G_0}{2\sin\beta} = \frac{(1+k_2)Q_0}{2\sin\beta}. \qquad (2.18)$$

Порівнявши вирази (2.17) і (2.18), одержимо:

$$S = \frac{k_1 Q_0}{2\mu}\left(\frac{a}{\mu} + d\right) = \frac{(1+k_2)Q_0}{2\sin\beta} \qquad (2.19)$$

$$\sin\beta = \frac{1+0{,}1}{1{,}2} \cdot \frac{1{,}82}{\frac{2{,}1}{1{,}2} + 0{,}085} = 0{,}23547; \quad \beta = 13^o 37'.$$

Таким чином кут β став відомий через довжину плечей важелів, положення осі шарніра, довжина d до осі замикання, коефіцієнти k_1 і k_2 і коефіцієнт тертя μ.

Аналізуючи рівність (2.19), робимо висновок, що кут β залежить тільки від положення осі шарніра, що дозволяє змінювати відстань між важелями для різних вантажних нош.

Обчислимо зусилля в ношах: $S = \frac{200 + 20}{2 \cdot 0{,}23547} = 467 \ \ кН.$

Необхідне зусилля натискання кожної площини: $N = \frac{1{,}2 \cdot 200}{2 \cdot 0{,}3} = 400 \ \ кН.$

Визначимо реакцію в шарнірі бокового захвата:

$$R = \sqrt{(S\cos\beta + N\cos\alpha)^2 + (S\sin\beta - N\sin\alpha)^2} \ , \qquad (2.20)$$

де α - кут нахилу гілки стропа до вертикалі (в нашому випадку α=0^0)

Тоді: $R = \sqrt{(467 \cdot 0{,}97189 + 400 \cdot 1)^2 + (467 \cdot 0{,}23547 - 400 \cdot 0)^2} = 861 \ \ кН.$

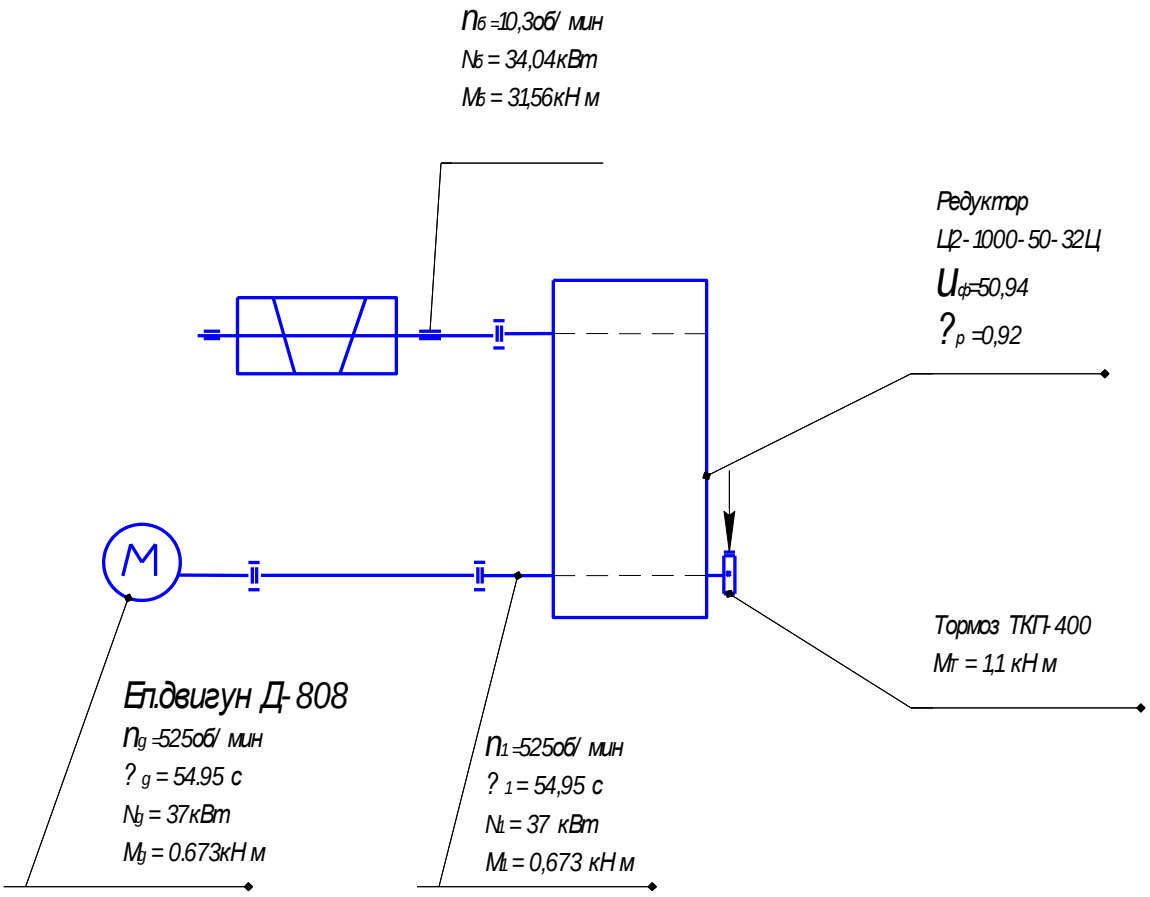


Рисунок 2.8 - Схема механізму замикання кліщів

2.2.2.2 Вибір канату

При розрахунках використана методика [6…10].

Найбільше зусилля у канаті:

$$S_{\max} = \frac{Q_0 + G_0}{2 i_n \eta_n}, \qquad (2.21)$$

де i_n - кратність поліспасти; $i_n = 2$,

η_n - к.к.д. полістпасти для блоків працюють на підшипниках кочення;

$\eta_n = 0{,}99$ [15, 16, 18]:

Тоді $S_{\max} = \frac{200 + 20}{2 \cdot 2 \cdot 0{,}99} = 55{,}6 \ кН.$

Допустиме розривне зусилля канату: $P_{роз} = S_{\max}\eta_p$,

де η_p - запас міцності, прийнятий по [15, 16, 18], $\eta_p = 6{,}6$.

Тоді $P_{роз}$=55,6·6,6=367 Кн.

Вибираємо канат по ГОСТ 7669-80 [15, 16, 18].

Діаметр канату d = 25 мм.

Розривне зусилля канату [P]=379 кН.

Маркувальна група з тимчасового опору розриву 1,6 кН/мм^2.

Позначення канату - 25,0-Г-І-С-Н-1,6 за ДСТУ EN 12385-10:2018 [21].

2.2.2.3 Вибір електродвигуна

Швидкість набігання канату на барабан $V_к = 0{,}26\ \ м/с$

Швидкість підйому $V_n = \frac{V_к}{i_n} = \frac{0{,}26}{2} = 0{,}13\ \ м/с$.

Статична потужність двигуна при підйомі [15, 16, 18]:

$$N = \frac{(Q_0 + G_0)V_n}{1{,}02\eta_0} = \frac{(200 + 20)\cdot 0{,}13}{1{,}02 \cdot 0{,}83} = 33{,}7\ \ кВт,$$

де η_0 - загальний ККД привода; η_0 = 0,83

Діаметр барабана по дну канавки D_0 =800 мм.

Тоді при діаметрі канату $d_к$ =25 мм.

Середній діаметр барабана $D_{ср}$ =825 мм.

Визначимо частоту обертання барабана:

$$\eta_б = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V_n}{\pi D_{ср}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0{,}13}{3{,}14 \cdot 825} = 6\ \ об/хв.$$

Передаточне число редуктора U_p =50.

Частота обертання двигуна: $\eta_д = \eta_б U_p = 6 \cdot 50 = 300 \ \ об/хв.$

Вибираємо електродвигун постійного струму з послідовним збудником Д-808

$$N_д = 37 \ \ кВт, \quad n_{д(\max)} = 525 \ \ об/хв.$$

Визначення часу пуску виробляємо за середнім пусковому моменту:

$$M_C = M_H \psi_{C,} \tag{2.22}$$

де M_H - номінальний момент двигуна:

$$M_H = \frac{9{,}55 N_д}{n_д} = \frac{9{,}55 \cdot 33{,}7}{300} = 1{,}07 \ \ кНм,$$

ψ_C - середній коефіцієнт пусковий перевантаження двигуна:

$$\Psi_c = \frac{\Psi_{max} + \Psi_{min}}{2} = \frac{1{,}9+1{,}1}{2} = 1{,}5,$$

де $\psi_{\max}$ - максимальний коефіцієнт перевантаження, $\psi_{\max} = 1{,}9...2{,}2$,

$\psi_{\min}$ - мінімальний коефіцієнт перевантаження, $\psi_{\min} = 1{,}1...1{,}2$.

Тоді $M_C = 1{,}07 \cdot 1{,}5 = 1{,}6$ кНм.

Момент сили інерції: $M_i = M_C - M_H = 1{,}6 - 1{,}07 = 0{,}53$ кНм.

Загальний махові момент, приведений до валу двигуна: $GD^2 = 0{,}113 \ \ кНм.$

Визначимо час пуску:

$$t_h = \frac{CD^2 \eta_д}{3{,}75 M_i} = \frac{0{,}113 \cdot 300}{37{,}5 \cdot 0{,}53} = 1{,}7 \ \ с. \tag{2.23}$$

Допустимий час пуску $t_{доп} = 1 \ldots 2$ с.

2.2.2.4 Вибір редуктора

Необхідне передаточне число редуктора: $U_p = \frac{n_д}{n_б} = \frac{300}{6} = 50.$

Вибираємо редуктор Ц2-1000-50-32Ц з фактичним передавальним числом $U_ф$ =50,94 і допускаються крутним моментом на вихідному валу $M_{доп}$ =4 8 кНм.

Фактична швидкість обертання барабана: $n_{,a} = \frac{n_д}{n_a} = \frac{300}{50,94} = 5,89 \ об/хв.$

Відхилення від заданої швидкості: $\frac{n_{бф} \cdot 100\%}{n_б} = \frac{5,89 \cdot 100\%}{6} = 98,16\%,$

$\Delta n = 100\% - 98,16\% = 1,84\% < \pm 5\%,$ що цілком допустимо.

2.2.2.5 Вибір гальма

Розрахунковий момент визначаємо з умови:

$$M_T = M\beta \ , \qquad (2.24)$$

де β - коефіцієнт запасу гальмування для механізму підйому, β =1,7 [15, 16, 18].

Гальмо встановлений швидкохідному валу редуктора, момент крутний на якому дорівнює:

$M = M_1$ = 0,673 кНм (дивись схему привода).

Тоді

M_T = 0,673·1,7=1,1 кНм

Вибираємо гальмо колодкове з пружинним замиканням типу ТКП-400с гальмівним моментом M_T = 1,5 кНм.

2.2.2.6 Вибір муфти яка з'єднує вихідний вал редуктора і барабана

Вибираємо муфту зубчасту МЗ 10 за ДСТУ 2742-94 [22], що сполучає вал редуктора ∅160 мм і вал барабана ∅170 мм (ДСТУ 2742-94).

Допустимий крутний момент, передається муфтою $M_{доп}$ = 70 кНм.

Допустима частота обертання $n_{\text{доп}} = 1400$ об/хв.

2.2.2 Розрахунок механізму підйому

2.2.3.1 Вибір канату

При розрахунках використана методика [2…10]

Найбільше зусилля в канаті:

$$S_{max} = \frac{Q_1}{2 \cdot i_n \cdot \eta_n} = \frac{228}{2 \cdot 2 \cdot 0{,}99} = 57 \text{ кН} \qquad (2.25)$$

де Q_1 - вага колони Q_1=228 кН,

i_n - кратність поліспасту; i_n =2,

η_n - кпд полістпасту для блоків працюють на підшипниках кочення;

η_n = 0,99 [15, 16, 18].

Допустиме розривне зусилля канату: $P_{роз} = S_{max} n_p = 57 \cdot 6{,}6 = 376 \ кН$,

де n_p запас міцності, прийнятий по [15, 16, 18] $n_p = 6{,}6$.

Вибираємо канат за ДСТУ EN 12385-4:2017 [22].

Діаметр канату $d_к$ = 25 мм.

Розривне зусилля канату [P] = 379 кН.

Маркувальна група з тимчасового опору розриву 1,6 кН/мм^2.

Позначення канату - 25,0-Г-І-С-Н-1,6 ДСТУ EN 12385-4:2017 [23].

2.2.3.2 Вибір електродвигуна

Швидкість підйому V_n =0,22 м/с.

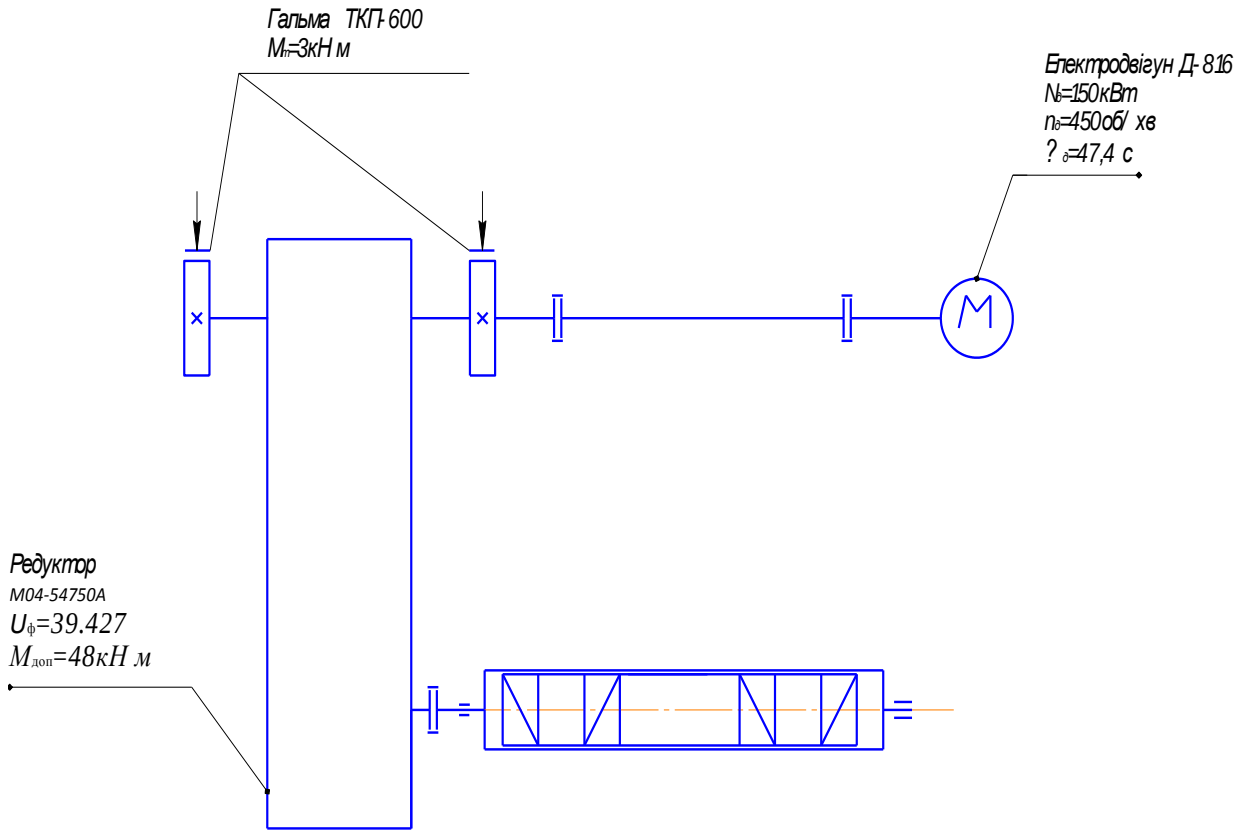


Рисунок 2.9 - Схема механізму основного підйому

Статична потужність двигуна при підйомі:

$$N_д = \frac{(Q_0 + G_0 + Q_1)V_n}{1{,}02\eta_0} = \frac{(200 + 20 + 228)\cdot 0{,}22}{1{,}02 \cdot 0{,}83} = 117 \ \ кВт, \qquad (2.26)$$

де η_0 - загальний ККД приводу; $\eta_0 = 0{,}83$:

Діаметр барабана по дну канавки $D_0 = 724$ мм.

При діаметрі канату $d_к = 25$ мм.

Середній діаметр барабана $D_{ср} = 751$ мм.

Швидкість набігання канату на барабан $V_к = V_n i_n = 0{,}22 \cdot 2 = 0{,}44 \ \ м/с.$

Визначимо частоту обертання барабана:

$$n_б = \frac{60 \cdot 1000 \cdot V_к}{\pi D_{ср}} = \frac{60 \cdot 1000 \cdot 0{,}44}{3{,}14 \cdot 751} = 11 \ \ об/хв.$$

Передаточне число редуктора $U_p = 39$.

Частота обертання двигуна: $n_д = n_б U_p = 11 \cdot 39 = 429 \ \ об/хв.$

Обираємо електродвигун постійного струму з послідовним збудником Д-816.

$$N_д = kBn_{д(\max)} = 450 \ \ об/хв.$$

2.2.3.3 Вибір редуктора

Необхідне передаточне число редуктора: $U_р = \frac{n_д}{n_б} = \frac{429}{11} = 39.$

Вибираємо редуктор М04-54750А з фактичним передавальним числом $U_ф = 39{,}427$ і допускаються крутним моментом на вихідному валу $M_{доп}$ = 48 кНм.

Фактична швидкість обертання барабана: $n_{бф} = \frac{n_д}{U_ф} = \frac{429}{39{,}427} = 10{,}88 \ \ об/хв.$

Відхилення від заданої швидкості: $n\frac{n_{бф} \cdot 100\%}{n_б} = \frac{10{,}88 \cdot 100\%}{311} = 98{,}9\%,$

$\Delta n = 100\% - 98{,}9\% = 1{,}1\% < \pm 5\%$, що цілком допустимо.

2.2.3.4 Вибір гальма

Статичний момент при гальмуванні:

$$T_c = \frac{m \cdot g \cdot (D_б + d_k)}{2 \cdot U_р \cdot U} \cdot \eta_0 = \frac{20^4 \cdot 9{,}8(0{,}74 + 0{,}025)}{2 \cdot 2 \cdot 39{,}427} \cdot 0{,}83 = 760{,}6 \ \ Нм$$

Гальмівний момент: $T_T^{'} = K_T \cdot T_C = 2 \cdot 760{,}6 = 1521{,}2 \ \ Нм$,

де K_T - коефіцієнт запасу гальмування; приймаємо K_T=2 при важкому режимі роботи.

Вибираємо два гальма ТКП-600 з гальмівним моментом T_T = 3000 Н·м

2.2.3.5 Вибір муфти

Розрахунковий момент

$$T_M = K_1 \cdot K_2 \cdot T_H = 1.3 \cdot 1.3 \cdot 3{,}1 = 5{,}2 \ \ кН \cdot м .$$

де - K_1, K_2 коефіцієнти, що враховують відповідно ступінь відповідальності механізму і режиму роботи, T_H - номінальний момент на валу двигуна; приймаємо для механізму підйому, при важкому режимі роботи 1,3.

Вибираємо муфту зубчасту: Момент [T]=3150 Н·м, діаметр гальмівного шківа $D = 600$, діаметр отвору шківа $d_1 = 220$, діаметр отвір у напівмуфті $d =$ 240мм, $J_{M1} = 1{,}75 \ \ кг \cdot м^2$.

Вибираємо муфту зубчасту № 12 типу МЗП по ДСТУ 2742-94: момент $[T] = 1400 \, Н \cdot м$, діаметр отвору $d = 220$мм, $d_1 =$ 240, момент інерції $J_{M2} = 0{,}1195$ $кг \cdot м^2$.

2.2.3.6 Перевірка електродвигуна на нагрівання

Підйомна сила крана: $F^{'} = m \cdot g = 20 \cdot 9.8 = 196 \ \ кН$.

КПД механізму: $\eta_1 = \eta_M = 0{,}83$.

Кутова швидкість вала двигуна: $\omega = \pi n_o / 30 = 3{,}14 \cdot 450 / 30 = 47{,}4$.

Статичний момент на валу двигуна:

- при підйомі вантажу:

$$T_{П_1} = \frac{m_1 \cdot g \cdot (D_б + d_k)}{2 \cdot U_П \cdot U \cdot \eta_П \cdot \eta_1} = \frac{20 \cdot 9{,}8 \cdot (0{,}74 + 0{,}025)}{2 \cdot 2 \cdot 39{,}427 \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}8} = 1210 \quad Нм .$$

- при опусканні вантажу:

$$T_{ОП_1} = \frac{m_1 \cdot g \cdot (D_б + d_k)}{2 \cdot U_П \cdot U} \cdot \eta_П \cdot \eta_1 = \frac{20 \cdot 9{,}8 \cdot (0{,}74 + 0{,}025)}{2 \cdot 2 \cdot 39{,}427} \cdot 0{,}98 \cdot 0{,}8 = 738 \ \ Нм .$$

Момент інерції рухомих мас, приведений до валу двигуна,

$$J_1 = \delta \cdot \left(J_P + J_{M1} + J_{M2}\right) + \frac{m_1 \cdot v_\Phi^2}{\omega^2 \cdot \eta_1} = 1.1\left(0.312 + 1.75 + 0.1195\right) + \frac{20 \cdot 0.22^2}{47.4^2 \cdot 0.83} = 2.39 \ кг \cdot м^2,$$

де δ - коефіцієнт, що враховує моменти інерції мас механізму, що обертаються повільніше, ніж вал двигуна; приймаємо $\delta = 1{,}1$.

Час пуску при:

- підйомі вантажу: $t_{П1} = J_1 \cdot \omega / \left(T_{ПС} - T_{П1}\right) = 2{,}39 \cdot 47{,}4 / \left(1636 - 1210\right) = 2{,}6$,
- опусканні вантажу: $t_{ОП1} = J_1 \cdot \omega / \left(T_{ПС} - T_{ОП1}\right) = 2{,}39 \cdot 47{,}4 / \left(1636 + 738\right) = 0{,}47$.

Середньоквадратичний момент:

$$T_E = \sqrt{\frac{T_{ПС}^2 \cdot \sum t + t_y \cdot \sum T^2}{\beta \cdot \sum t + \sum t_y}} = \sqrt{\frac{1636^2 \cdot 9.78 + 14.3 \cdot 263974}{0.9 \cdot 9.78 + 114.4}} = 445 \ Нм,$$

де $\sum t$ - сумарний час пуску протягом одного циклу,

t_y - час усталеного руху,

β - коефіцієнт, що враховує погіршення умов охолодження двигуна при пуску,

$\sum t_y$ - загальний час усталеного руху;

Приймаємо для закритого двигуна $\beta = 0{,}9$ [2,9 с.36],

$$t_y = 0.5 \cdot H / v_\Phi = 0{,}5 \cdot 6{,}3 / 0{,}22 = 14{,}3.$$

де H – висота підйому вантажу.

$$\sum t_y = 8 \cdot t_y = 8 \cdot 14{,}3 = 114.4.$$

$$\sum t = 2(t_{П1} + t_{ОП1}) + t_{П2} + t_{ОП2} + t_{П3} + t_{ОП3} = 2(2,6 + 0,47) + 1,6 + 0,51 + 0,9 + 0,6 = 9,78$$

$$\sum T^2 = 2(T_{П1}^2 + T_{ОП1}^2) + T_{П2}^2 + T_{ОП2}^2 + T_{П3}^2 + T_{ОП3}^2 =$$

$$= 2(266^2 + 164^2) + 206^2 + 117^2 + 103^2 + 44^2 = 263974 .$$

Еквівалентна потужність,кВт:

$$P_E = T_E \cdot n_д / 9550 = 445 \cdot 450 / 9550 = 20,96 \text{ кВт.}$$

Прискорення при пуску,м · с$^{-2}$:

$$a_n = v_Ф / t_П = 0,22 / 0,93 = 0,23 < a_{\max} = 0,3 \ м \cdot с^{-2} .$$

Час гальмування при опусканні номінального вантажу:

$$t_T = J_1 \cdot \omega / (T_T^{`} - T_C) = 2,39 \cdot 47,4 / (3150 - 760,6) = 0,04 \text{ с.}$$

Шлях гальмування: $S = \frac{V}{1,3} = \frac{0,22}{1,3} = 0,17 \ м$.

Уповільнення при гальмуванні: $a_T = \frac{V_Ф}{t_T} = \frac{0,22}{0,04} = 5,5 \ мс^{-2}$.

2.2.4 Розрахунок механізму пересування візка кліщового крану

2.2.4.1 Вихідні дані

Вантажопідйомність візка Q = 200kH.

Швидкість пересування візка V = 67 м/хв.

Вага візка G = 66 kH.

Діаметр ходових коліс візка D = 710 мм.

Діаметр цапф осей коліс d = 120 мм.

При розрахунках використана методика [6…10].

В якості опор осей коліс прийняти роликові радіальні сферичні дворядні підшипники 3524 за ДСТУ 9080:2021 [24]. Колеса виконані з циліндричним ободом.

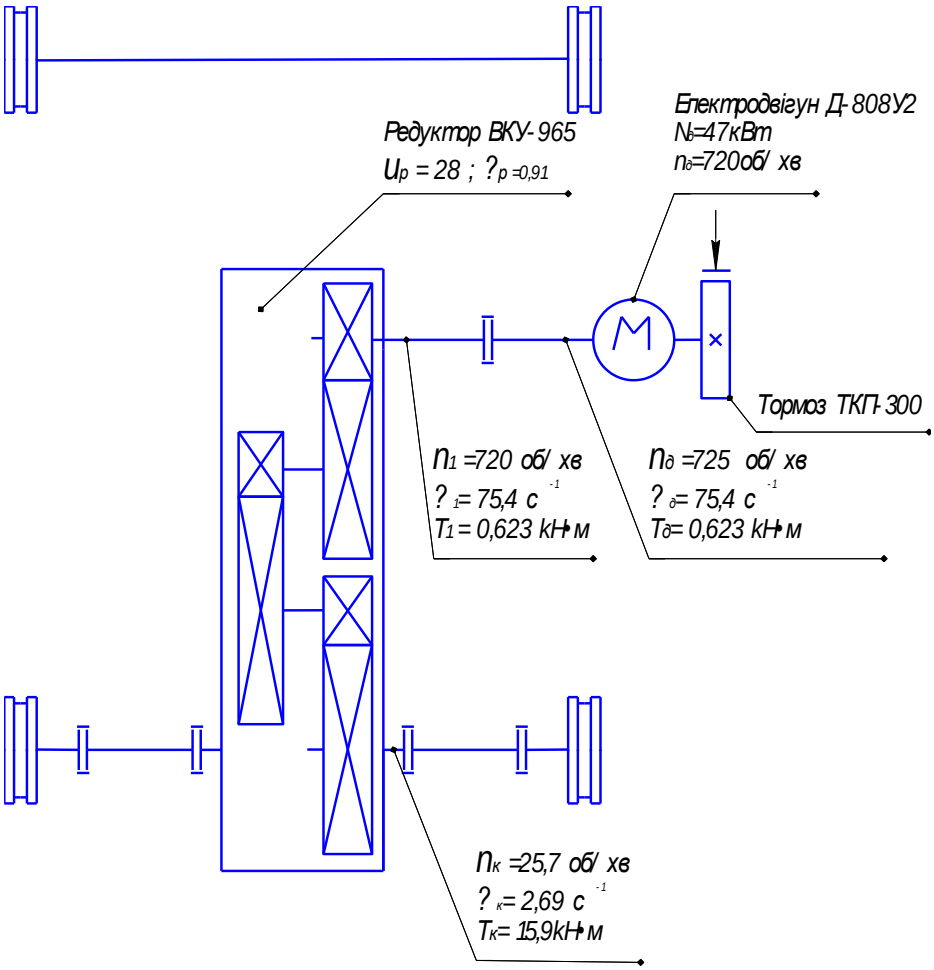


Рисунок 2.10 - Кінематична схема механізму пересування візка

Опір пересуванню візки при встановленому русі

$$W = \frac{2(Q+G)}{D}(f + \mu\frac{d}{2})\alpha + W_y + W_в, \qquad (2.27)$$

де f - коефіцієнт тертя кочення (рейок з випускний головкою);

F = 0,0008 м [15, 16, 18],

μ – коефіцієнт тертя в цапфах; μ = 0,015 [15, 16, 18],

α – коефіцієнт враховуючий додаткове втрати на тертя в ребордах коліс

α=2,5 [15,16, 18].

W_y - додатковий опір при похилому шляху під кутом β :

$$W_y = (Q+G)\sin\beta;\ \ \beta = 0;\ \ \sin\beta = 0;\ \ W_y = 0.$$

$W_в$ - опір вітру (при роботі крана на відкритому повітрі); $W_в = 0$.

$$W = \frac{2\cdot(200+66)}{0{,}710}\cdot\left(0{,}0008 + 0{,}015\cdot\frac{0{,}12}{2}\right)\cdot 2{,}5 = 3{,}18\ \ кН.$$

Опір пересування візка без вантажу:

$$W_0 = W\frac{G}{Q+G} = 3{,}18\cdot\frac{66}{200+66} = 0{,}79\ \ кН.$$

2.2.4.2 Вибір двигуна і визначення передаточного числа

Час пуску (попереднє) t_H = 1,5 с.

Величина сил інерції при цьому часу:

$$P_u = \frac{2Q+G}{g}\cdot\frac{V}{60t_H}\frac{200+66}{9{,}8}\cdot\frac{67}{60\cdot 1{,}5} = 29{,}2\ \ кН.$$

Зусилля необхідне для пересування візка при пуску:

$$P_u = W + (1{,}2...1{,}3)P_u = 3{,}18 + 1{,}3\cdot 20{,}2 = 29{,}5\ \ кН.$$

Коефіцієнт 1.2…1.3 враховує додаткові сили інерції ротора двигуна, гальмівної муфти та передач.

Необхідна пускова потужність електродвигуна:

$$N_H = \frac{P_n V}{61{,}2\eta_0} = \frac{29{,}5\cdot 67}{61{,}2\cdot 0{,}8} = 40{,}4\ \ кВт.$$

де η_0 - КПД механізму, прийнятий по [15, 16,18] η_0 = 0,8.

Необхідна потужність двигуна при середньому коефіцієнті його пускового перевантаження $\psi_C = 1{,}5$:

$$N' = \frac{N_H}{\psi_C} = \frac{40{,}4}{1{,}5} = 26{,}9 \ \ кВт.$$

Виходячи з наведеного розрахунку вибираємо електродвигун Д808У2 потужністю N = 47 кВт; n =720 об/хв при ПВ =40% , крутний момент $M_{\text{ном}} = \frac{9{,}55 \cdot 47}{720} = 0{,}623$ кНм.

Передаточне число механізму визначаємо з умови: $i_P = \frac{n_д}{n_к} = \frac{720}{30{,}05} = 24,$

де $n_к$ - число обертів колеса при заданій швидкості пересування візка V=67 м/хв .

$$n_к = \frac{V}{\pi D} = \frac{67}{3{,}14 \cdot 0{,}71} = 30{,}05 \ \ хв^{-1}.$$

У розрахованому механізмі встановлюємо циліндричний вертикальний редуктор ВКУ-965-28-33УЗ з передавальним числом $U_{рф}$ =28 і максимальної потужністю на швидкохідному валу $N_б$ = 49,6 кВт.

При U_P =28,44 кількість обертів фактичне буде: $n_{кф} = \frac{n_д}{U_{Рф}} = \frac{720}{28{,}44} = 245{,}3 \ \ хв^{-1}.$

При цьому фактична швидкість візка: $V_ф = \pi D n_{кф} = 3{,}14 \cdot 0{,}71 \cdot 25{,}3 = 56{,}4 \ \ м/хв.$

Відхилення від ладанної швидкості буде 15,5% , що допустимо.

2.2.4.3 Перевірка достатності зчеплення приводних коліс з рейками

Найменша допустима навантаження на приводні колеса, що забезпечує зчеплення, необхідний для пересування візка при усталеному русі, визначається з умови:

$$R = \frac{W}{\frac{f_0}{\beta} + \mu\frac{d}{D}\varepsilon} = \frac{3{,}18}{\frac{0{,}15}{1{,}3} + 0{,}015 \cdot \frac{0{,}12}{0{,}71} \cdot 2{,}5} = \ 26{,}1 \ кН, \qquad (2.28)$$

де β - коефіцієнт запасу зчеплення при усталеному русі; β =1,3…1,5,

f_0 - коефіцієнт зчеплення; f_0 = 0,15 [15, 16, 18].

Навантаження на приводні колеса $Q + G$ = 200 + 66 = 266 кН,

266 кН > 26,1 кН (зчеплення забезпечено).

Навантаження на колеса від ваги G=66 кН буде:

$$p' = \frac{G}{4} = \frac{66}{4} = 16{,}5 \ кН.$$

Вважаємо що вага рівномірно розподілена на ходові колеса.

Навантаження на колеса від ваги Q: $p'' = \frac{Q}{4} = \frac{200}{4} = 50 \ кН.$

Сумарне навантаження на колесо: $p_{\sum} = p' + p'' = 16{,}5 + 50 = 66{,}5 \ кН.$

2.2.4.4 Розрахунок ходового колеса

В якості матеріалу колеса приймаємо сталеве лиття сталь 75.

Обід загартований до твердості НВ 300 ... 320.

Радіус головки рейки r_p = 500 мм

Навантаження на колесо P_{Σ} = 66,5 кН

Радіус колеса r_k = 355 мм

Розрахункове навантаження: $P_{рорз} = P_{\sum} \ k_0 = 66{,}5 \cdot 0{,}95 \ кН,$ де k_0 = 0,96 [15, 16, 18].

Величина контактного напруження в точці дотику колеса і рейки:

$$\sigma_к = 165000 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{роз}}{r_k^2}} = 165000 \cdot 0{,}47 \cdot \sqrt[3]{\frac{63{,}84}{0{,}355^2}} = 618073 \ кН/м^2,$$

де коефіцієнт $m = 0{,}47$ [15, 16, 18], $[\sigma]_k = 2200 \ \ МПа$ [15, 16, 18].

Оскільки $\sigma_к = 618 \ \ MPa < [\sigma]_k = 2200 \ \ МПа$ - умова міцності виконана.

2.2.4.5 Розрахунок вала ходового колеса візка

Максимальне навантаження на одне колесо: $P_{\sum} = 66{,}5 \ \ кН$.

Навантаження на один підшипник: $P_1 = \frac{P_{\sum}}{2} = \frac{66{,}5}{2} = 33{,}25 \ \ кН$.

Ходове колесо сприймає навантаження: $R = 2P_1 = 2 \cdot 33{,}25 = 66{,}5 \ \ кН$ /

Для спрощення розрахунку заміняємо розподіленні навантаження і реакцію зосередження і виконуємо розрахунок.

Момент згинаючий на валу під колесом:

$$M_{зг} = P_1 l_1 = 33{,}25 \cdot 0{,}190 = 6{,}3175 \ \ кНм.$$

З епюри (рис.2.11) видно що небезпечний перетин вала є перетин під колесом, так як в ньому діє максимальна поперечне зусилля і максимальний згинаючий момент.

Навантаження в небезпечному перетині: $\sigma = \frac{Q}{S} + \frac{M}{W} \le [\sigma]_{зг}$,

де S – площа поперечного перетину: $S = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}145^2}{4} = 0{,}0165 \ \ м^2$

Момент опору згину перетину $d = 0{,}145$ м:

$$W_{зг} = 0{,}1d^3 = 0{,}1 \cdot 0{,}145^3 = 0{,}000305 \ \ м^3.$$

Діючі в перетині напруження:

$$\sigma = \frac{66{,}5}{0{,}0165} + \frac{6{,}3175}{0{,}000305} = 24753 \ \ \frac{кН}{м^2} = 25 \ \ МПа.$$

Вал виконано з сталі 45(нормалізація НВ 179…207).

Допустимі навантаження згину: $[\sigma]_{ри} = 175$ *МПа.* [15, 16, 18].

Звідси видно, що $\sigma = 25$ *МПа* $< [\sigma]_{ри} = 175$ *МПа.*

Висновок: конструктивні розміри , термообробки і матеріал вала задовольняє умови міцності.

2.2.4.6 Вибір муфти зубчатої , з'єднуючий вал двигуна з швидкохідним валом редуктора при помочі промвала

Зубчаста муфта відноситься до жорстких компенсуючих типів муфт, що допускають невелике відхилення взаємного розташування валів через неточності виготовлення і монтажу.

Неспіввісність з'єднувальних валів характеризується лінійним поперечним Δ і кутовим δ відносними зсувами геометричних осей валів. З [15, 16, 18] визначаємо , що при установці з'єднуються механізмів на одній плиті найбільший Δ = 0,25мм , а найбільший кут $\delta = 1'02''$.

У разі застосування промвала обрана муфта розбивається на дві частини, одна з яких кріпиться на вал двигуна, а друга - на вал редуктора, а між цими обоймами монтується провал . Розміри муфти вибираємо по заданих діаметрах кінців валів двигуна і редуктора.

$d_{дв}$ = 70 мм, $d_{рад}$ = 75 мм.

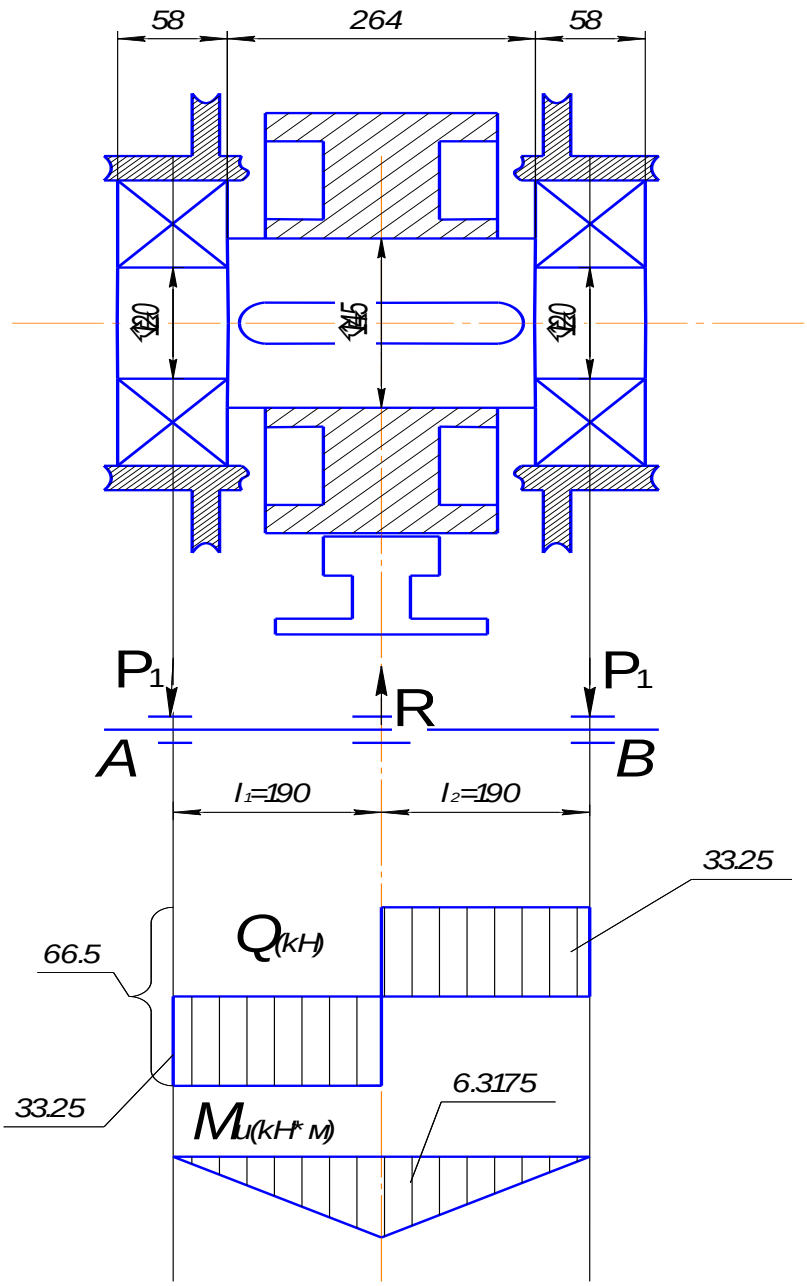


Рисунок 2.11 - Схема розрахунку ходового колеса візка

Вибираємо муфту зубчату МЗ 4 ДСТУ 2742-94 [22] з допустимим крутним моментом $M_{доп}$ = 5,6 кНм й передільною кількістю оборотів n_{max} = 2000 об/хв.

Перевіримо муфту за передавальним моментом з врахуванням коефіцієнта запасу , обираємо на основі опиту експлуатації машин різноманітних типів [15, 16, 18]:

k = 2,5…4, тоді $M_{кр.1} = kM_{ном}$ = 2,5·0,623=1,558 кНм < $M_{доп}$,

$M_{кр.2}$ = 2,5·0,623=2,492 кНм < $M_{доп}$,

де $M_{ном}$ = 0,623 кНм (визначаємо з розрахунку крутного моменту на валу двигуна).

Висновок: вибрана муфта задовольняє силові і швидкості характеристики приводу.

2.2.4.7 Вибір гальма

Найменший діаметр тормозного диска:

$$D_T = 1{,}5 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_T}{\rho_\mu}} = 1{,}5 \cdot \sqrt[3]{\frac{0{,}623}{200 \cdot 0.35}} = 0{,}298 \ м, \qquad (2.29)$$

де ρ – допустиме питомий тиск,

P = 0,2 МПа = 200 кН/м^2,

μ – коефіцієнт тертя ; μ =0,35

$M_{тр}$=0,623 кНм.

Діаметр тормозного диска приймаємо D=300 мм.

Вибираємо гальмо ТКП – 300.

Гальмівний момент $M_{торм} = 0{,}8$ кНм.

Тип електромагніту МП – 301.

3 ЕКСПЛУАТАЦІЙНА ЧАСТИНА

3.1 Розрахунок змащення редуктора механізму підйому

Для надійної роботи вузлів тертя металургійного устаткування застосовують три види мастила: рідкі (мінеральні масла); густу (консистентні мазі) і суху (покриття та спеціальні мастильні матеріали) [25…27].

Вид мастила визначається в кожному конкретному випадку виходячи з відповідальності механізмів, режиму їх роботи, швидкісних характеристик, напруженості, тривалості безперервної роботи, станом навколишнього середовища, зручністю обслуговування і економічною доцільністю.

Контроль рівня масла проводиться стрижневим мастило вказівника, одночасно виконує роль віддушини або пробки. Роль віддушини у великих редукторах виконує пробка з перпендикулярними отворами, розташована у верхній частині корпусу, через отвір закривається цієї пробкою, заливається масло. Різьбовий отвір у нижній частині редуктора служить для зливу масла. Температура масла в корпусі редуктора 95 ˚ С.

Зачеплення циліндричне косозубе:

- швидкохідна ступінь:

$$Z_1 = 18;\ Z_2 = 61;\quad i_б = 3{,}388$$

кут нахилу зубів $\beta = 8^{o}06^{/}34^{//}$.

модуль нормальний $m_n = 7$ мм.

- проміжна ступінь:

$$Z_3 = 19;\ Z_4 = 70;\quad i_б = 3{,}684$$

кут нахилу зубів $\beta = 8^{o}06^{/}34^{//}$.

модуль нормальний $m_n = 10$ мм.

- тихохідна ступінь:

$$Z_5 = 19;\ Z_6 = 60;\quad i_б = 3{,}157$$

кут нахилу зубів β=8°06′34″

модуль нормальний m_n = 14 мм.

Робота тертя в зачеплені:

$$N_{\text{тр.зач.}} = N_{\text{подв}} \frac{\pi \varepsilon_S \mu}{\rho \cos \beta} \left(\frac{1}{Z_{\text{ш}}} + \frac{1}{Z_{\text{к}}} \right). \qquad (3.1)$$

Потужність підводиться до редуктора N_1 =150кВт.

Коефіцієнт корисної дії 1ступені η_1 = 0,91.

Коефіцієнт корисної дії 2 ступені η_2 = 0,91.

Коефіцієнт корисної дії 3 ступені η_3 = 0,93.

де ε_S - коефіцієнт перекриття зачеплення в торцевому перерізі

$$\varepsilon_S = \frac{1{,}23(f_1 Z_{\text{ш}} + f_2 Z_{\text{к}})\left[1 + 0{,}165(f_1 - f_2)\sqrt{i}\right]}{(Z_{\text{ш}} + Z_{\text{к}}) \cdot \sin 2\alpha_S} - \frac{0{,}15\left(f_1^2 + f_2^2\right)(5+i)}{(Z_{\text{ш}} + Z_{\text{к}}) \cdot \sin^2 \alpha_S},$$

де f_1 і f_2 - коефіцієнт висоти і ніжки зуба: $f_1 = f_2 = \frac{m_n}{m_S} = \frac{7}{7{,}07} = 0{,}99001,$

m_S - модуль торцевий: $m_S = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{7}{0{,}99001} = 7{,}07,$

d_S - кут зачеплення в торцевому перерізі, $\alpha_S = 20°$

i - передавальне число.

Швидкохідна ступінь:

$$\varepsilon_S = \frac{1{,}23 \cdot (0{,}99001 \cdot 18 + 0{,}99001 \cdot 61) \cdot \left(1 - 0{,}165 \cdot \left(0{,}99001 - 0{,}9901\sqrt{3{,}388}\right)\right)}{(18 + 61) \cdot 0{,}64279} -$$

$$- \frac{0{,}15 \cdot \left(0{,}99001^{\,2} + 0{,}99001^{\,2}\right) \cdot (5 + 3{,}3888)}{(18 + 61) \cdot 0{,}117} = 1{,}627$$

μ - коефіцієнт тертя , μ=0,1

ρ - коефіцієнт враховує форму і приробітку зубів, ρ=2.

Визначаємо втрату потужності в зачепленні:

$$N_{пот} = N\eta_1 = 150 \cdot 0{,}91 = 136{,}5 \ \ кВт \ ,$$

$$N_{тр.зач.швидк} = 136{,}5 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 1{,}627 \cdot 0{,}1}{2 \cdot 0{,}99001} \cdot \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{61}\right) = 2{,}534 \ \ кВт = 9{,}122 \ \ МДж/год \ .$$

Проміжна ступінь:

$$\varepsilon_S = \frac{1{,}23 \cdot \left(0{,}99001 \cdot 18 + 0{,}99001 \cdot 70\right) \cdot 1}{\left(19 + 70\right) \cdot 0{,}64279} - \frac{0{,}15 \cdot \left(0{,}99001^{\,2} + 0{,}99001^{\,2}\right) \cdot \left(5 + 3{,}684\right)}{\left(19 + 70\right) \cdot 0{,}117} = 1{,}649$$

$$N_{пот} = 136{,}5\eta_2 = 136{,}5 \cdot 0{,}91 = 124{,}2 \ \ кВт \ ,$$

$$N_{тр.зач.пром.} = 124{,}2 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 1{,}649 \cdot 0{,}1}{2 \cdot 0{,}99001} \cdot \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{70}\right) = 2{,}173 \ \ кВт = 7{,}823 \ \ МДж/год$$

Тихохідна ступінь:

$$\varepsilon_S = \frac{1{,}23 \cdot \left(0{,}99001 \cdot 19 + 0{,}99001 \cdot 60\right) \cdot 1}{\left(19 + 60\right) \cdot 0{,}64279} - \frac{0{,}15 \cdot \left(0{,}99001^{\,2} + 0{,}99001^{\,2}\right) \cdot \left(5 + 3{,}157\right)}{\left(19 + 60\right) \cdot 0{,}117} = 1{,}635$$

$$N_{пот} = 124{,}2\eta_3 = 124{,}2 \cdot 0{,}93 = 115{,}5 \ \ кВт \ ,$$

$$N_{тр.зач.тих.} = 115{,}5 \cdot \frac{3{,}14 \cdot 1{,}635 \cdot 0{,}1}{2 \cdot 0{,}99001} \cdot \left(\frac{1}{19} + \frac{1}{60}\right) = 2{,}075 \ \ кВт = 7{,}471 \ \ МДж/год$$

Сумарна втрата потужності в редукторі:

$$N_{\sum тр.зач..} = N_{тр.зач.швидк} + N_{тр.зач.пром.} + N_{тр.зач.тих.} =$$

$$= 2{,}534 + 2{,}173 + 2{,}075 = 6{,}782 \ \ кВт = 24{,}415 \ \ МДж/год \ .$$

Кількість тепла що виділяється при терті:

$$Q_{тр.зач.} = 860 \cdot N_{\sum тр.зач..} \cdot 4{,}1868 = 860 \cdot 6{,}782 \cdot 4{,}1868 = 5832 \cdot 4{,}1868 \ \ кДж/год.$$

Кількість масла на зачепленні: $Q_{М.зач.} = \dfrac{Q_{тр.зач.}}{c\gamma\Delta t\eta_М}$,

де C - питома теплоємність мастила, $C = 1{,}675\ldots2{,}093$ $\frac{\text{кДж}}{\text{кг·град}}$

γ - питома вага олії $\gamma = 0{,}9$,

$\Delta t_М$ - допустиме підвищення температури масла $\Delta t_М = 5^o...8^o$,

$\eta_М$ - коефіцієнт використання масла $\eta_М = 0{,}5^o...0{,}8^o$.

Тоді: $$Q_{М.зач.} = \frac{5831 \cdot 4{,}1868 \cdot 10^3}{0{,}4 \cdot 4{,}1868 \cdot 10^3 \cdot 0{,}9 \cdot 7 \cdot 0{,}75} = 3086 \ \ дм^3/год.$$

Визначаємо в'язкість масла при 20% перевантаженні двигуна:

$$N_{\max} = 1{,}2N = 150 \cdot 1{,}2 = 180 \ \ кВт.$$

Через зачеплення передається з запасом:

$$N_{гран} = N_{\max} = 0{,}7N = 180 \cdot 0{,}7 = 126 \ \ кВт.$$

Колова швидкість зубчастих коліс:

- швидкохідна ступінь: $V = \dfrac{3{,}14 d_1 n_б}{60 \cdot 1000} = \dfrac{3{,}14 \cdot 126 \cdot 429}{60 \cdot 1000} = 2{,}83 \ \ м/с$,

де $d_1 = mZ_1 = 7 \cdot 18 = 126 \ \ мм$

Колове зусилля в зачепленні: $P_0 = \dfrac{102 \cdot N_{гран}}{V} = \dfrac{102 \cdot 126}{2{,}83} = 4541 \ \ Н.$

Тиск на одиницю довжини зуба: $q = \dfrac{P_0}{B} = \dfrac{45410}{150} = 303 \ \ \dfrac{Н}{мм}.$

В'язкість при і коефіцієнті V < 8 м/с залежних від колової швидкості зубчастого колеса μ_0 =1,6

$$BY_{50} = \frac{q\mu_0}{20} = \frac{303 \cdot 1{,}6}{20} = 24^o.$$

Перекладаємо умовну в'язкість у кінематичну, користуючись рівнянням

$$v = 7{,}4BY_{50} = .7{,}4 \cdot 24^o = 177 \ \ мм^2 / c \ .$$

Отримуємо умовну в'язкість масла при температурі $50^o\, BY = 24^o$ або v=20000 або 180 м^2/с при 100^{O}С, що відповідає олив: авіаційному МС20 ГОСТ ГОСТ 21743-76 [28]. Об'єм масла, що заливається, виходячи з занурення зуба в масло Q=165 л.

3.2 Розрахунок стропування візка кліщового крану

Такелажні роботи з монтажу обладнання - ув'язка вузлів устаткування гнучкими елементами (стропами) і транспортування до місця установки [25…27].

Стропи виготовляють із сталевих канатів хрестової звивки. Вибір типу канату залежить від призначення гнучкого елемента. Для стропування даного вузла приймається відносно жорсткий сталевий канат за ДСТУ EN 12385-4:2017 [23].

Вага візка з встановленим на ній механізмами G = 366 кН.

Діаметр канату визначається наступним чином:

Розривне зусилля канату:

$$P_K \geq S_k \ , \qquad (3.2)$$

де S - максимальне розрахункове зусилля

k - коефіцієнт запасу міцності.

Величина S в гілки стропа залежить від розташування і кількості гілок, на яких підвішений вантаж.

При строповці вантажу за схемою, наведеною на малюнку 3,1 зусилля S визначимо з умови рівноваги (кількість стропів - 4):

$$4S\sin\beta - G = 0$$

Звідки

$$S = \frac{G}{4\sin\beta}k_H \ ,$$

де k_H - коефіцієнт нерівномірності, k_H = 1,3…1,4(при чотирьох стропах),

G =366 кН,

β - кут нахилу стропа до горизонту

При малих кутах нахилу стропа значення S сильно зростають, що веде до збільшенню діаметра канату і появі у вантажі додаткових стискаючих зусиль. Тому розташовувати гілки стропа під кутом β <30^o не рекомендується.

У нашому випадкуβ =45^o ($cos\beta$=0,07),

Тоді $S = \frac{366}{4 \cdot 0{,}707} \cdot 13 = 168{,}25 \ \ кН$

k=5,5

$$P_K = 168{,}25 \cdot 5{,}5 = 925 \ \ кН \ .$$

Знаючи величину розривного зусилля P_K, вибираємо необхідний канат

Діаметр канату d=42мм

Маркувальна група $1770 \ \frac{Н}{мм^2} = 1{,}77 \ \frac{кН}{мм^2}$

Розрахункове зусилля канату: $P_{K(каталод)} = 975 \ \ кН > P_K = 925 \ \ кН$.

Позначення вибраного канату діаметром 42 мм, Г (вантажний), В (механічні властивості проволоки - вищої марки), Л (лівого звивання), О (односторонньої звивки), Н (не розкручуються), 1770 (маркувальна група).

Канат 42-Г-В-Л-О-Н-1770 ДСТУ EN 12385-4:2017 [23].

$$L = \sqrt{7270^2 + 5400^2} = 9056 \ \ мм.$$

Довжина стропа при β=45°, l=h=4528 мм: $L_{ст} = \sqrt{2 + 54528^2} = 6400 \ \ мм$

Крім гнучких елементів до такелажним засобів відносяться затиски.

Затискачі різної конструкції застосовують для закріплення кінців канатів.

Кількість затискачів визначаю з умов:

$$2F_T \geq S, \qquad (3.3)$$

де F_T - сила тертя між кінцями канатів

S - найбільший натяг канату з урахуванням k=5,5, S =925,375 кН.

Сила тертя: $F_T = n\, N_i\, f$,

де n – кількість зажимів,

N_i - нормальний тиск, що створюється одним затискачем,

f - коефіцієнт тертя (f=0,7…0,8).

Нормальний тиск, що створюється одним затискачем: $N_i = \frac{\pi d^2}{4} n_C [G]$,

де d - діаметр стержня затискача ; d = 30 мм,

n_C - кількість стержнем в затискачі; n_C = 2,

$[G]$ - допустиме напруження для стрижнів затиску ;

$$[G]_{сталь35} = 70000 \ \frac{кН}{м^2} = 70 \ \ МПа.$$

Тоді: $N_i = \frac{3{,}14 \cdot 0{,}03^2}{4} \cdot 2 \cdot 70000 = 98{,}9 \ \ кН,$

$$F_T = \frac{S}{2} = \frac{925{,}375}{2} = 426{,}7 \ \ кН.$$

Після визначення F_T і N_i : $n \geq \frac{2S}{\pi d^2 n_C f[G]} = \frac{2 \cdot 925{,}375}{3{,}14 \cdot 0{,}03^2 \cdot 2 \cdot 0{,}7 \cdot 70000} = 6{,}7.$

Приймаємо n=8.

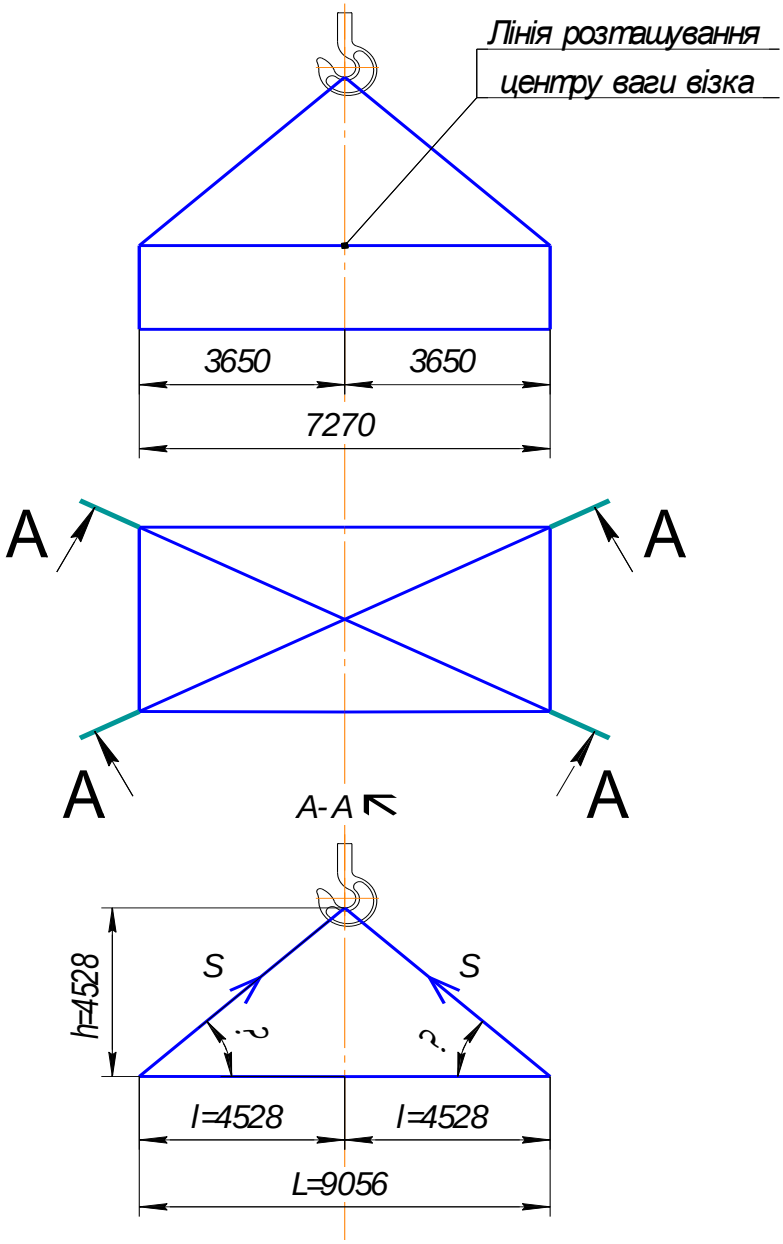


Рисунок 3.1 - Схема строповки візка

Визначаємо розгорнуту довжину канату:

При кріпленні на ковші затискачі встановлюють на канаті так, щоб робоча його вітка не деформувалася. Крок розташування затискачів і довжина вільного кінця канату від останнього затискача мають бути рівні не менше шести діаметрам канату [26].

Діаметр канату $d_K = 42$ мм.

Крок розташування затискачів $t = 42 \cdot 6 = 252$ мм.

Довжина вільного кінця l=252 мм.

Розгорнута довжина канату складається з декількох ділянок:

$$L_1 = 1407 + 1750 + 252 = 2109 \ \ мм, \qquad L_3 = 3{,}14 \cdot 172 = 540 \ \ мм,$$

$$L_3 = L - (2L_4 + 2L_1) = 6400 - (2 \cdot 86 + 2 \cdot 2109) = 2010 \ \ мм$$

Розгорнута довжина канату:

$$L_{розг} = 2L_3 + 4L_1 + L_2 = 2 \cdot 540 + 4 \cdot 2109 + 2010 = 11526 \ \ мм$$

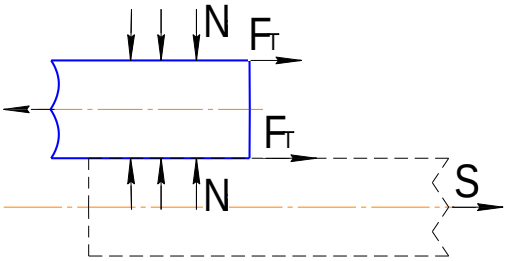


Рисунок 3.2 - Розрахункова схема для визначення кількості затискачів

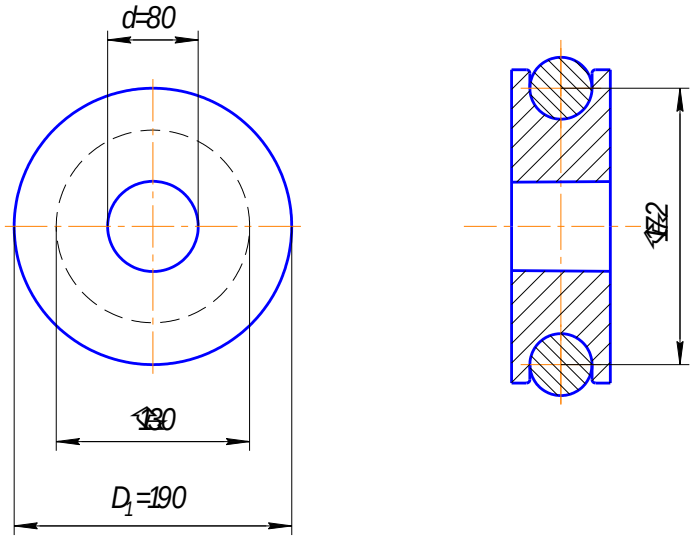


Рисунок 3.3 - Розміри ковша

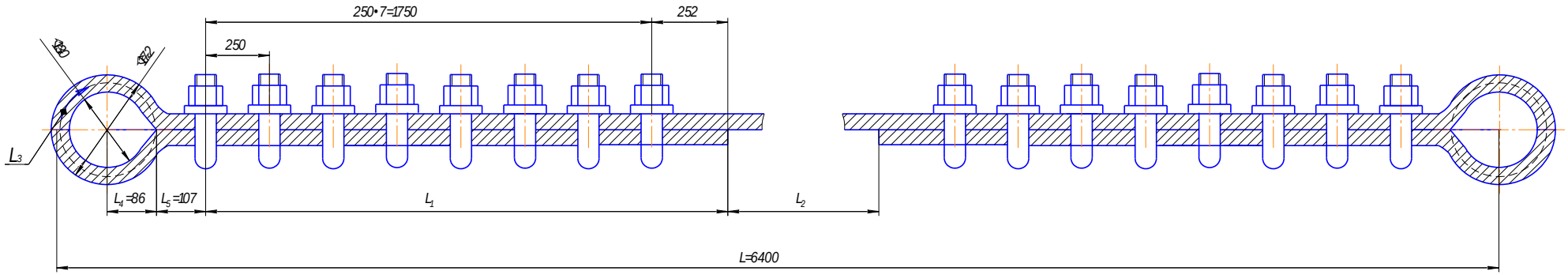


Рисунок 3.4 - Схема затискача стропа

4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ТЕХНОГЕННА БЕЗПЕКА

Охорона праці Охорона праці – це система законодавчих, соціально-економічних, організаційних, технічних, гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів та засобів, які забезпечують безпеку, зберігання здоров’я та працездатності людини в процесі праці.

Згідно законодавства України, безпека виробничих процесів є результатом втілення Системи управління охороною праці на підприємствах згідно Закону України «Про охорону праці», Державних санітарних норм та правил, Гігієнічної класифікації праці за показниками шкідливих та небезпечних факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудових процесів. Імплементація міжнародних підходів до систем забезпечення безпеки визначає необхідність використання процесних підходів, що є базовим положенням до побудови систем менеджменту підприємства, згідно стандартів ISO серії 9000.

З метою захисту працівника на виробництві в країні існує Система управління охороною праці (СУОП). Управління охороною праці – це підготовка, прийняття та реалізація рішень щодо здійснення організаційних, технічних, санітарно-гігієнічних та лікувально-профілактичних заходів, які спрямовані на збереження здоров’я та працездатності людини в процесі трудової діяльності [30].

У листопаді 2024 року Запоріжсталь Групи Метінвест успішно пройшов ресертифікаційний аудит інтегрованої системи менеджменту на відповідність вимогам міжнародного стандарту з охорони праці ISO 45001:2018 та наглядові аудити з якості та екології за стандартами ISO 9001:2015 та ISO 14001:2015 [1, 2].

4.1 Шкідливі та небезпечні чинники виробничого середовища

Правила охорони праці у прокатному виробництві підприємств металургійного комплексу наведені в [30].

Нагрівання металу в обтискному цеху здійснюється в регенеративних нагрівальних колодязях з різноманітним напрямком полум'я. Конструктивні особливості нагрівальних печей виключають ймовірність вибуху газу в робочому просторі печі.

Певну небезпеку становить операція видалення шлаку з нагрівальних колодязів. З технологічної точки зору рідке шлаковидалення є кращим, проте воно не забезпечує повної безпеки цього процесу, тому що при цьому можливі екстремальні відхилення, обумовлені наявністю розплавленого металу або шлаку.

Таким чином, небезпечними чинниками процесу нагрівання злитків і заготовок є вибивання полум'я з-під кришок нагрівальних пристроїв, особливо при перекиданні клапанів регенеративних колодязів, виплески розплавленого шлаку і вибухи при контакті розплавленого шлаку з водою або вологим матеріалом.

У обтискному цеху застосовують механізми для транспортування (електромостового крану, конвеєри, рольганги, шлеппери). Залізничний транспорт, внутрішньо цеховий транспорт (електрокари, автонавантажувачі) і автомобільний транспорт. Робота з цими видами транспорту вимагає виконання спеціальних правил техніки безпеки. При пересуванні автомашин і автонавантажувачів в прокатному цеху водії зобов'язані стежити за тим, щоб на шляху руху не було перешкод, нагромаджень і людей. Застосування електрокар допускається при обладнанні їх сигналізацією, гальмами і вимикачем, чинним автоматично.

У цеху є наступні види шумів: механічний, аеродинамічний, імпульсний, термічний. При тривалому впливі на робочих, шум різної інтенсивності

призводить до розвитку професійної глухоти, перенапружує центральну нервову систему і веде до розладів функцій органів людини. У обтискному цеху спостерігається високий рівень запиленості та загазованості повітря (табл. 7.2). Утримання шкідливих речовин у повітрі робочої зони у вигляді газів, парів і пилу не повинен перевищувати встановлені ДСТУ ГДК. При перевищенні ГДК можливі пневмосклерози, бронхіальна астма, емфізема легенів, рак дихальних шляхів. У цеху широко використовуються електроустановки, тому можливі різного ступеня тяжкості електротравми, виникнення опіків різного ступеня, внутрішніх пошкоджень і крововиливів.

4.2 Заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища

Обтискний цех є гарячим цехом, тому робочих забезпечують підсоленою водою (0,5% солі) з розрахунку 4 –5 $дм^3$ на одну людину в зміну.

Так як шкідливості й небезпеці ЦПС ставляться до фізичної групи ДСТУ 12.4.103-83. 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.

В таблиці 4.1 зведені шкідливі чинники виробничого середовища трудового процесу і заходи щодо їх усунення, які мають місце на ділянці чищення виливниць.

Таблиця 4.1– Технічні заходи захисту від впливу шкідливих чинників виробничого середовища

№ п/п	Шкідливий чинник виробничого середовища	Захисний пристрій	Тип пристрою	Параметри пристрою	Місце установки
1	Запилена	Распіратор СІЗОД	Пелюстка 40	-	Індивідуально
2	Шум	Навушники протишумові	-	Придатний до110дБ	Індивідуально
3	Температура	Куртка тепла, ватні брюки	-	-	Індивідуально
4	Температура в кабіні управління машиною чищення	Кондиціонер	-	У межах 20°±1° С	Усередині кабіни управління

У цеху застосовує працю різного рівня важкості праці знаходимо шляхом визначення відношення витрат (людино-годин) механізованого та ручного труда :

$$B = \frac{M}{M+R} \cdot 100\% = \frac{2}{2+6} \cdot 100\% = 25\%, \qquad (4.1)$$

де B - рівень механізації праці, %,

M - сума людино-годин механізованої праці,

R - сума людино-годин ручної праці: для слюсаря за зміну M=2 год; R=6 год.

Дані розрахунків для різних професій надані таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 - Розрахунок рівня механізації праці робітників цеху (ділянки)

№ п/п	Професія робочих	Штат робочих	Кількість відпрацьованих людино-годин на добу			% механізованої праці
			вручну	за допомогою машин	усього	
1	Слюсар	3	$6 \cdot 3 = 18$	$2 \cdot 3 = 6$	24	25
2	Електрик	2	$6 \cdot 2 = 12$	$2 \cdot 2 = 4$	16	25
3	Оператор	4	$1 \cdot 4 = 4$	$7 \cdot 4 = 28$	32	87,5

$1.5 \cdot 3 = 4.5$ $6.5 \cdot 3 = 19.5$

4.2.1 Розрахунок екрану для захисту від теплового випромінювання

Випромінювання нагрітого екрану значно слабкіше, ніж випромінювання первинного джерела.

Вихідні дані:

Температура підлоги пульта управління t_1=700^{0}С; температура повітря в цеху t_2=35,2^{0}С. Підлога пульта управління укритий листами чорнового заліза з степом чорноти заліза $E_н$ =0,8. Потрібно отримати температуру на зовнішній поверхні огородження t_3=40^{0}С.

Для проведення розрахунку потрібно зробити переведення температур з градусів в Кельвіна:

$$T_{підл.}=273+ t_1 =273+700=973\ К;$$

$$T_{воз} =273+ t_2 =273+35,2=308,2\ К;$$

$$T_{навк.пов} =273+ t_3 =273+40=313\ К.$$

Визначимо ступінь екранізації, за формулою:

$$\mu = \frac{T_{підл}}{T_{навкпов.}}. \qquad (4.2)$$

Підставивши значення у формулу (4.2), отримаємо:

$$\mu = \frac{973}{T_{навкпов.}293} = 3{,}1.$$

За довідником підбираємо екран з альфоля, ступінь чорноти якого становить ε_a=0,07. Тоді наведений ступінь чорноти обчислимо за формулами:

а) між залізним підлогою і екраном:

$$E_{зе} = \frac{1}{\frac{1}{E_H} + \frac{1}{E_a} - 1} \qquad (4.3)$$

б) між джерелом енергії і повітрям:

$$E_{дп} = \frac{1}{\frac{1}{E_H} + \frac{1}{E_в} - 1} \qquad (4.4)$$

де $E_в$=0,82, поглинальна здатність повітря.

Підставивши значення у формулу (7.3) і (4.4), отримаємо:

$$E_{зе} = \frac{1}{\frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,07} - 1} = 0,07 \ , \ E_{дп} = \frac{1}{\frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,82} - 1} = 0,7.$$

Визначимо число екранів за формулою:

$$\eta = \frac{1 - \left(\frac{T_{пов}}{T_{підл}}\right)^4}{\frac{1}{\mu^4} - \left(\frac{T_{пов}}{T_{підл}}\right)^4} \cdot \frac{\varepsilon_a}{E_{дп}} - 1. \qquad (4.5)$$

Підставивши значення у формулу (4.5), отримаємо:

$$\eta = \frac{1 - \left(\frac{308,2}{973}\right)^4}{\frac{1}{3,1^4} - \left(\frac{308,2}{973}\right)^4} \cdot \frac{0,07}{0,7} - 1 \approx 1.$$

З розрахунку видно, що досить одношаровий екран з альфоля, щоб забезпечити температуру поверхні підлоги пульта управління бажаної температури $t_З$=40^{0}С.

Характеристика одношарового екрану з альфоля:

- Пропускає випромінювання 378 кДж (м^{3}год)
- Застосовується при випромінюванні 2,52 кДж×10^4 (м^{2}год))
- Конвекцію 163,8 кДж (м^{2}год)

Встановлена температура : Т=35^{0}С (К=308 К)

Маса одного квадратного метра дорівнює 4,2 кг.

4.3 Аналіз небезпечних та шкідливих факторів, пов'язаних з експлуатацією крана

Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання наведені в [29].

Експлуатація кранів пов’язана з потенційними ризиками, включаючи структурні збої, падіння вантажу та зіткнення. Тому для організацій вкрай важливо віддавати пріоритет безпеці та дотримуватись правових і нормативних вимог.

Виявлення небезпеки та оцінка ризику: перш ніж почати будь-яку роботу крана, важливо визначити потенційні небезпеки та провести ретельну оцінку ризиків. Небезпека може включати нерівну місцевість, повітряні лінії електропередач, несприятливі погодні умови або присутність робітників поблизу. Виявивши ці ризики, можна запровадити відповідні заходи контролю для їх ефективного пом’якшення. Проведення оцінки ризику гарантує належне усунення потенційних небезпек і знижує ймовірність нещасних випадків.

Чотири загальні небезпеки під час експлуатації мостового крана:

- Помилки в роботі: Ці помилки можуть виникати з різних причин, у тому числі через відсутність підготовки чи досвіду, втому, відволікання чи погане рішення. Пам’ятайте, що погодні умови є важливим фактором, наприклад, сильний вітер, блискавка або проливний дощ, можуть суттєво вплинути на стабільність роботи операторів. Ігнорувати ризики, пов’язані з погодою, — це дурний вчинок.
- Падаючі уламки: Незалежно від того, наскільки надійно закріплені матеріали, завжди існує ризик їх падіння. Це становить загрозу для вказаних нижче осіб, а також може призвести до пошкодження майна. Численні фактори можуть сприяти падінню матеріалів з крана, включаючи порушення зору, механічні несправності, некомпетентність оператора та ковзання.

- Перевантаження: Більшість механічних поломок і аварій кранів відбувається, коли крани змушені перевозити вантажі, що перевищують їх проектну вантажопідйомність. Перевантаження крана піддає його значній структурній напрузі, що потенційно може призвести до серйозних пошкоджень. На жаль, інциденти, пов’язані з перевантаженням, часто завдають непоправної шкоди, що робить це першочерговим занепокоєнням для операторів і менеджерів з безпеки на об’єктах. Людська помилка часто є основною причиною інцидентів перевантаження.
- Електричні небезпеки: Під час експлуатації кранів на великій висоті найпоширенішою небезпекою ураження електричним струмом є контакт із струмом. Як правило, коли кран стикається з електричним струмом, це може призвести до травм кількох людей, а в деяких випадках навіть до летального результату.

Чотири аспекти безпеки, які слід враховувати під час експлуатації мостового крана:

- Забезпечення захисту від падіння: Дотримання заходів захисту від падіння має вирішальне значення, коли працівник наражається на небезпеку падіння з висоти понад 6 футів. Щоб відповідати стандартам безпеки, організації повинні встановити відповідні опорні точки та забезпечити комплексне навчання використанню систем захисту від падіння.
- Моніторинг і підтримка безпеки крана: Регулярний моніторинг і технічне обслуговування необхідні для дотримання стандартів безпеки кранів. Слід проводити поточні перевірки, щоб виявити будь-який знос, пошкодження або несправні компоненти. Своєчасне повідомлення про проблеми з безпекою та вирішення проблем, пов’язаних із безпекою, гарантує виконання необхідних ремонтів або замін перед подальшими операціями. Ретельно контролюючи та обслуговуючи крани, організації підтримують високий рівень безпеки під час своєї діяльності.
- Підвищення кваліфікації кранівників: Навчання операторів кранів забезпечує людям необхідне розуміння протоколів безпеки, ідентифікації

небезпек і методів зменшення ризиків. Належне навчання дає змогу операторам приймати обґрунтовані рішення, дотримуватися найкращих практик і ефективно реагувати на надзвичайні ситуації. Тому роботодавці зобов'язані регулярно проводити комплексне навчання операторів. Дізнатися про сигнальні команди роботи крана дуже важливо, наприклад, сигнали руками.

Управління з охорони праці (OSHA) оновила свої вимоги до сертифікації операторів кранів у грудні 2018 року, які передбачають, що оператори повинні отримати сертифікати для кожного типу крана вже зараз [30].

4.3.1 Поради щодо безпеки експлуатації мостового крана

1) Спочатку слід перевірити гальма, підйомний гак, трос і запобіжні пристрої. Якщо виявлено будь-які відхилення від норми, їх слід усунути перед тим, як приступати до операції.
2) Роботи повинні виконуватися за сигнальними командами, а сигнал аварійної зупинки, незалежно від того, хто його подає, повинен виконуватися негайно.
3) При відключенні живлення необхідно переконатися, що поруч немає людей.
4) У разі раптового відключення електроенергії під час роботи слід увімкнути контрольне живлення. Перед поновленням роботи слід перевірити роботу крана на нормальне функціонування.
5) Коли оператор виконує технічне обслуговування, основне джерело живлення має бути відключено, а також має бути встановлений знак або замок. У разі наявності будь-яких невирішених несправностей слід повідомити керівника.
6) Сигнальні команди повинні бути чіткими та відповідати нормативам.
7) У кутах, де проходять мотузки або ланцюги, слід додати подушки.

8) Коли об'єкт отримує команду обертатися, його центр ваги повинен зазнавати стійких змін у разі виникнення ненавмисних рухів.
9) Перед входом під підвішений важкий вантаж необхідно домовитися про попередній контакт із оператором крану та використання підтримуючих пристроїв.
10) Коли до роботи залучено кілька людей, має бути тільки одна людина, відповідальна за віддачу команд.

Безпека роботи мостових кранів має першочергове значення для підтримки безпечного робочого середовища в галузях, які покладаються на ці потужні машини. Пріоритет безпеки, впровадження безпечних робочих процедур і виховання культури безпеки сприяють тому, що робоче місце цінує благополуччя своїх працівників.

4.3.2 Засоби захисту від ураження електричним струмом

Засоби захисту від ураження електричним струмом поділяються на основні та додаткові. Основні ізолюючі електрозахисті засоби мають ізоляцію, здатну витримувати робочу напругу установки, тому ними дозволяється торкатися струмопровідних частин, що знаходяться під напругою. До основних засобів захисту від ураження електричним струмом в електроустановках до 1000 В відносяться:

- діелектричні рукавички;
– ізолюючі штанги;
– ізолюючі та електровимірювальні кліщі;
– слюсарно-монтажний інструмент із ізолюючими рукоятками;
– покажчики напруги;

До додаткових засобів захисту до 1000 В відносяться:

- діелектричні калоші;
- діелектричні килими;
– ізолюючі підставки.

Як захисний засіб від ураження електрострумом також застосовується захисне заземлення. Мета захисного заземлення – знизити до безпечної величини напругу на металевих частинах обладнання, які нормально не знаходяться під напругою, але можуть опинитися під напругою внаслідок порушення ізоляції електроустановок. Усі металеві нетоковедучі частини електроустаткування перевантажувача: корпуси електродвигунів, контролерів, кінцевих вимикачів та іншої апаратури, а також металеві труби електропроводок заземлюються на металеву конструкцію перевантажувача. Заземлення здійснюється перемичками із гнучкого мідного дроту. Для заземлення металоконструкції перевантажувача рейкові колії мають бути заземлені на власний контур заземлення не більше 4 Ом ($R_з$ =4 Ом для установок до 1000В). Для виконання цієї умови виконаємо розрахунок заземлення. Розрахунок заземлення зводиться до визначення довжини горизонтального заземлювача (обв'язування) та числа вертикальних заземлювачів (стрижнів) за заданих умов.

ВИСНОВКИ

1. Технологічний процес, в якому бере участь мостовий кліщовий кран, полягає у знятті гарячих зливків із залізничних платформ, поданих зі стриперного відділення, посадка їх у нагрівальні колодязі, вилучення з колодязів і посадка у зливковіз. В даний час в обтискному цеху комбінату «Запоріжсталь» подача нагрітих зливків від нагрівальних колодязів до приймального рольгангу стану (слябінг 1150) здійснюється п'ять кранів мостових спеціальних кліщових колодцевих, одним зливковозом.

   Від безперебійної роботи кліщового крану залежить продуктивність стану, а також якість нагріву зливків перед прокаткою.
2. На підставі проведеного огляду технічної літератури та виходячи з виробничих можливостей цеху була зроблена модернізація кліщового крану, а саме було встановити два редуктора механізму. підйому, що дозволило збільшити міжремонтний період з 6 до 12 місяців;
3. Були зроблені розрахунки механізму підйому, механізму замикання кліщів, механізму повороту кліщів і привід пересування візка.
4. Проведені розрахунки на міцність найбільш навантажених деталей і вузлів, які вказують на працездатність і надійність механізму підйому кліщового крану.
5. В експлуатаційній частині наведені вимоги щодо його монтажу та експлуатації, які слід враховувати для забезпечення необхідних показників роботи крану; зроблено розрахунки змащення редуктора механізму підйому та стропування візка кліщового крану.
6. У розділі охорона праці та техногенна безпека проведено аналіз небезпечних та шкідливих факторів, пов'язаних з експлуатацією крана та виробничого середовища. Наведені заходи щодо захисту від виявлених шкідливих і небезпечних чинників виробничого середовища.

СПИСОК ВИКОРАСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Метінвест. URL : https://metinvestholding.com/ua/responsibility (дата звернення 01.05.2025)
2. ПАТ «Металургійний комбінат «Запоріжсталь»» URL : https://www.ukrmetprom.org/wp-content/uploads/2019/12/Zaporozh_v_01.pdf (дата звернення 01.05.2025)
3. «Запоріжсталь» сьогодні. URL : http://www. zaporizhstal.com/ (дата звернення 01.05.2025)
4. Wikiwand - Підйомно-транспортні машини. Wikiwand. URL : https://www.wikiwand.com/uk/Підйомно-транспортні_машини (дата звернення : 01.05.2025).
5. Сайт «Гутман Україна». Кран мостовий спеціальний кліщовий. URL : https://crane.gutman.kiev.ua/kran_mostovyy_spetsialnyy_klishchovyy (дата звернення : 01.05.2025).
6. Підйомно-транспортні машини : підручник / А. С. Кобець, В. І. Дирда, Ю. Г. Козуб, С. В. Ракша та ін. : за ред. проф. А. С. Кобця та В. І. Дирди. Луганськ : ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2013. - 218 с.
7. Григоров О.В., Петренко Н.О. Вантажопідйомні машини : навчальний посібник. Нац. техн. ун-т "Харків. політехн. ін-т". Харків : НТУ "ХПІ", 2006. 304 с.
8. Мартовицький Л.М., Глушко В.І. Крани спеціальні : навчальний посібник. Запоріжжя : Національний університет «Запорізька політехніка», 2023. 396 с.
9. Іванченко Ф.К. та ін. Розрахунки вантажопідіймних та транспортних машин. Київ : «Вища школа», 1978. 576 с. (на російський мові).
10. Баладінський В.Л., Русан І.В., Гаркавенко О.М., Вольтерс О.Ю. Пристрої та механізми вантажопідйомних машин : навч. посібник. Київ : КНУБА, 2005. 132 с.

11.ДСТУ EN 15011:2022 Крани вантажопідіймальні. Мостові та козлові крани (EN 15011:2020, IDT) [Чинний від 2022-09-20]. URL : https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=99169

12.Промпривод. Черв'ячні редуктори: характеристики і методика розрахунку технічних параметрів. URL : https://promprivod.in.ua/pidkazki-dlya-kharakteristik/?srsltid=AfmBOorTa_-Ir-_vo5sqUUEVMT0XDTO_UOyVvA3FDVGJwrauqm3_OEiQ

13.ДСТУ 2455-94 Передачі черв’ячні циліндричні. Вихідний черв’як та вихідний виробний черв’як (ГОСТ 19036-94) [Чинний від 1996-01-01]. URL : https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=96062#:~:text=ДСТУ%202455-94%20Передачі%20черв,як%20(ГОСТ%2019036-94)

14.ДСТУ 7806:2015 Прокат із легованої конструкційної сталі. Технічні умови. [Чинний від 2016-06-30]. URL : https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=64466

15.Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підіймальних и транспортувальних машин : підручник / В.С. Бондарєв, О.І. Дубинець, М.П. Колісник та ін. Київ : Вища школа , 2009. 734с.

16.Гайдамака А. В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків : навчальний посібник. Харків : НТУ «ХПІ», 2020. 275 с.

17.ДСТУ ISO 1340:2008 Передачі зубчасті циліндричні. Параметри, необхідні виробнику для виготовлення зубчастої передачі на замовлення (ISO 1340:1976, IDT). [Чинний від 2010-01-01]. URL : https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=55136

18.Писаренко Р.З., Яковлєв О.П., Матвєєв В.С. Довідник з опору матеріалів; Київ : Наукова думка, 1988. 736 с.

19.ГОСТ 30173-96 З`єднання шпонкові з призматичними ковзаючими шпонками. Розміри шпонок і перетинів пазів. Допуски і посадки (з конфігурацією 1-VII-2008). З Поправкою та зміною. [Чинний від 1999-07-01]. URL : https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=89579

20.ДСТУ 9079:2021 Вальниці кочення. Вальниці кулькові радіальні однорядні з захисними шайбами. Технічні умови. [Чинний від 2021-12-01]. URL : https://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page.html?id_doc=94540
21.ДСТУ 9080:2021 Вальниці кочення. Вальниці кулькові та роликові. Система умовних позначень). [Чинний від 2021-12-01]. URL : https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=94541
22.ДСТУ EN 12385-10:2018 Канати сталеві. Безпека. Частина 10. Канати одинарного звивання для загального застосування в будівництві (EN 12385-10:2003+A1:2008, IDT) . [Чинний від 2019-10-01]. URL : https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=78038
23.ДСТУ 2742-94 Муфти зубчасті. Технічні умови. [Чинний від 1996-09-30]. URL : https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=29680
24.ДСТУ EN 12385-4:2017 Канати сталеві дротяні. Безпека. Частина 4. Канати подвійного звивання для загального підіймального застосування (EN 12385-4:2002 + A1:2008, IDT). [Чинний від 2019-01-01]. URL : https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=75583
25.Седуш В.Я. Надійність , ремонт і монтаж металургійних машин: підручник. Донецьк, 2008. 379с.
26.Жук А.Я., Малишев Г.П., Желябіна Н.К., Таратута К.В. Монтаж металургійного обладнання : навчальний посібник. Видавничий дім «Кондор», 2018. 382 с. URL : http://pdf.lib.vntu.edu.ua/books/2019/Zhuk_2018_330.pdf
27.Жук А.Я., Малишев Г.П., Желябіна Н.К., Таратута К.В.. Технічне обслуговування металургійного обладнання. Видавництво «Кондор», 2017. 288 с.
28.ГОСТ 21743-76 Мастила авіаційні. Технічні умови. Зі змінами (1-IV-79), (2-VIII-80), (3-XII-82), (4-XI-84), (5-II-87), (6-XII-87), (7-VII-96) [Чинний від 2024-02-11]. URL : https://online.budstandart.com/ru/catalog/doc-page?id_doc=97270

29.НПАОП 0.00-1.80-18 Правила охорони праці під час експлуатації вантажопідіймальних кранів, підіймальних пристроїв і відповідного обладнання. [Чинний від 2018.04.10]. URL : https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page.html?id_doc=77156

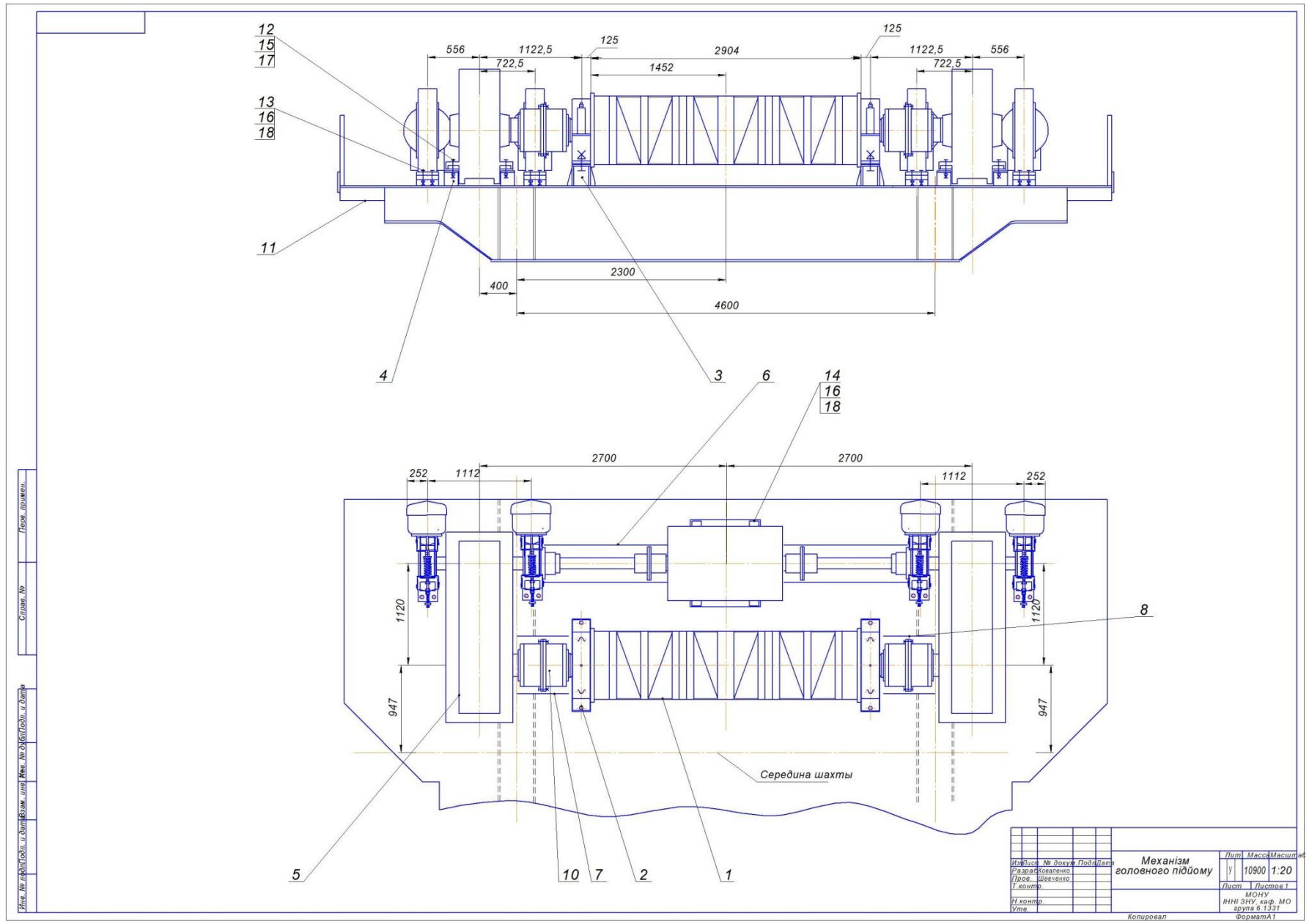
30.НПАОП 27.1-1.04-09. Правила охорони праці у прокатному виробництві підприємств металургійного комплексу. [Чинний від 2009.07.29]. URL : https://online.budstandart.com/ua/catalog/doc-page?id_doc=28607

31.Жидецький В.Ц. Основи охорони праці : підручник. Київ : Знання, 2014. 373 с.

СПИСОК ВИКОНАНИХ КРЕСЛЕНЬ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Формат
1	Механізм підйому	1	А1
2	Механізм повороту кліщів	1	А1
3	Механізм замикання кліщів	1	А1
4	Механізм пересування візка	1	А1
5		1	А1
6		1	А3

ДОДАТКИ


12
15
17
13
16
18
11
556
1122,5
125
2904
125
1122,5
556
722,5
1452
722,5
2300
400
4600
4
3
6
14
16
18
2700
2700
252
1112
1112
252
1120
1120
947
947
8
Середина шахты
5
10
7
2
1
Механізм головного підйому
Лит
Масса
Масштаб
10900
1:20
Лист
Листов 1
МОНУ
ІННІ ЗНУ, каф. МО
група 6.1331
Копировал
ФорматА1

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документация		
A1			МФДП.120885.240 СК	Складальне креслення		
				Сборочные единицы		
		10		Муфта зубчатая №14	1	
		1		Барабан	1	
		2		Корпус підшипника	2	
		3		Опора підшипника	2	
		4		Столик	1	
		5		Редуктор	1	
		6		Кожух	1	
		7		Кожух	1	
		8		Кожух	1	
		11		Рама	1	
				Стандартные изделия		
		4		Болти ГОСТ 7798-70		
		12		М24-6g•90.46.019	36	
		13		М36-6g•100.46.019	8	
		14		М36-6g•120.46.019	4	

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Коваленко.			
Пров.	Шевченко.			
Н.контр.				
Утв.				

Механізм гловного подйому

Лит	Лист	Листов
	1	2

МОНУ ІННІ ЗНУ, каф. МО група 6.1331

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Гайки ГОСТ 5915-70		
		15		М30-6Н.5.019	8	
		16		М36-6Н.5.019	12	
				Шайби ГОСТ 6402-70		
		17		30. 65Г. 05	8	
		18		36. 65Г.05	12	

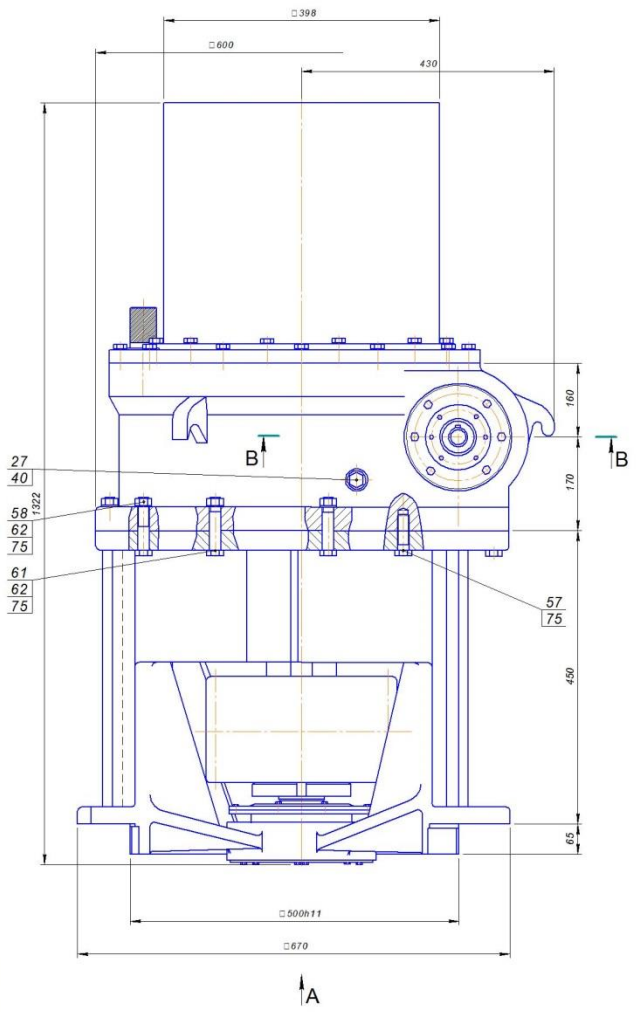
Инв. № подл | Подп. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл | Подп. и дата

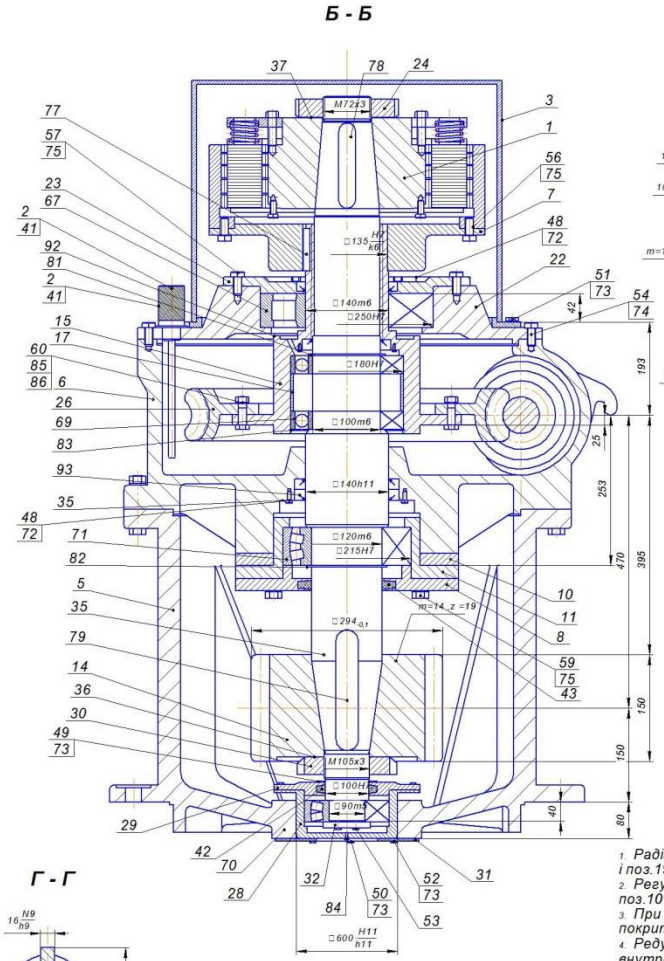
Изм | Лист | № докум. | Подп. | Дата

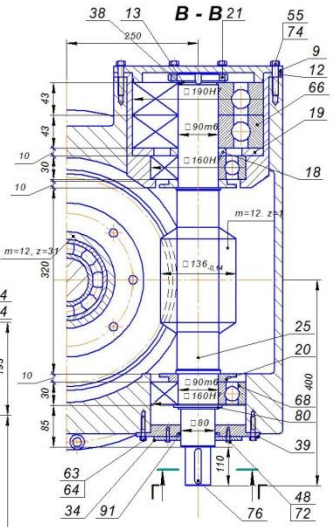
Лист 2

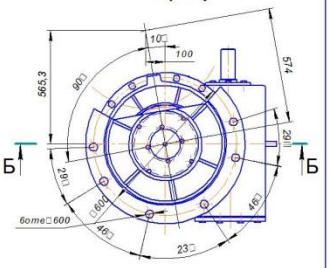
Копировал

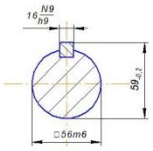
Формат А4











Технічні характеристики

1. Потужність електродвигуна N = 10 кВт
2. Число обертів електродвигуна n = 1120 об/хв
3. Передавальне число черв'ячної пари i = 31
4. Крутний момент на тихохідному валу $N_{км}$ = 630 кВт

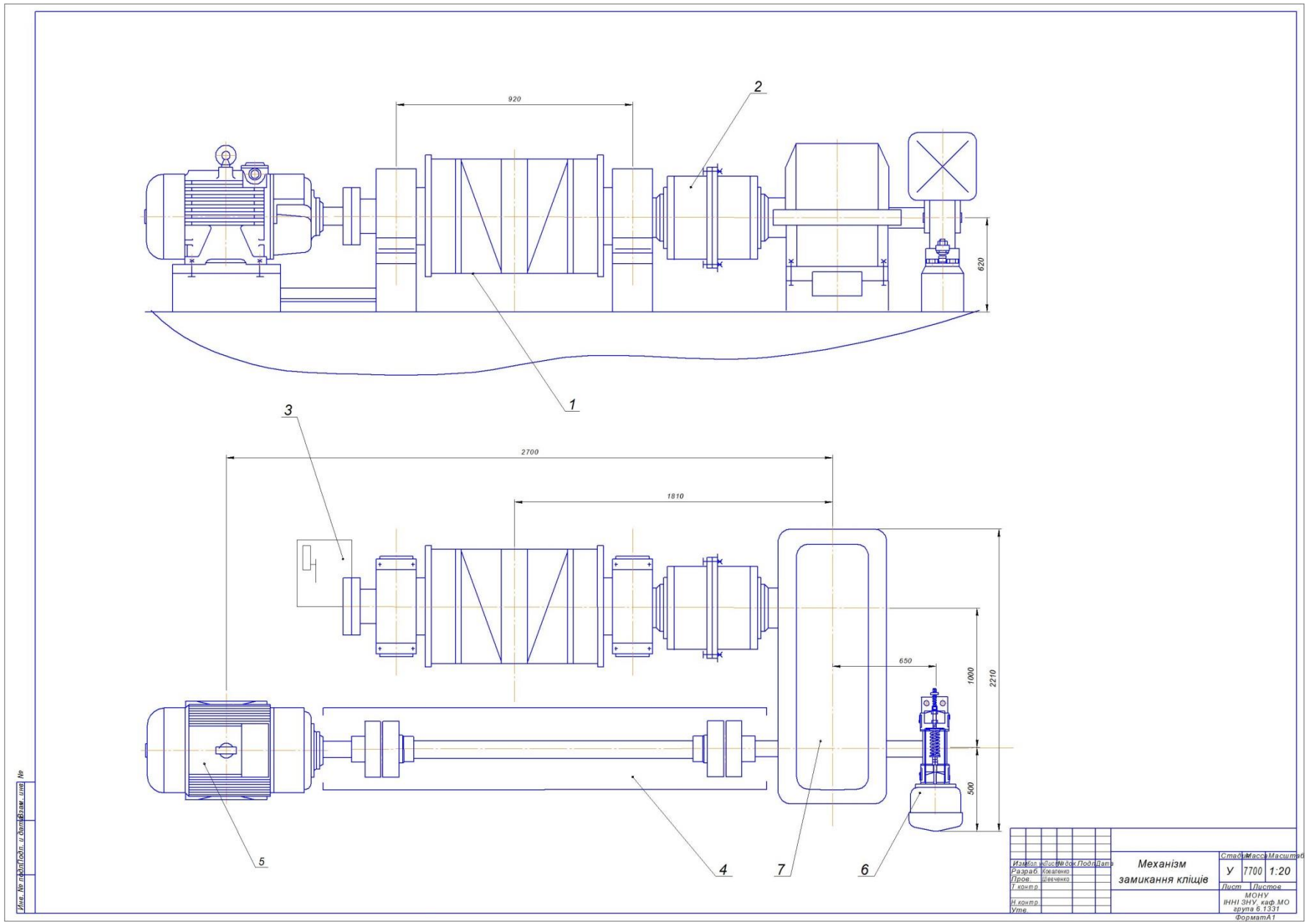
Технічні вимоги

1. Радіально-упорні підшипники поз.66 відрегулювати к і поз.19, забезпечівши осьовий зазор 0,03...0,06 мм
2. Регулювання зачіплення черв'ячної передачі виконує поз.10
3. При кінцевій зборці площини роз'єму і площини під т покрити лаком "Герметик" ТУ МХП 1114
4. Редуктор пофарбувати : наружні поверхні по □ кл., внутрішні поверхні по □ кл., М, колір червоний, Нормал
5. Розміри для спарвок

Розроб.					Механізм повороту кліщів	Стадія	Маса	Масштаб
Разраб.	Ковалено				Черв'ячно - циліндричний редуктор	У	1010	1:2,5
Пров.	Шевченко					Лист	Листов 1	
Т. контр.						МОНУ ІННІ ЗНУ, каф. МО група 6.1331		
Н. контр.								
Утв.								

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

Формат А1


920
2
620
1
3
2700
1810
650
1000
2210
500
5
4
7
6
Механізм замикання кліщів
У
7700
1:20
МОНУ
ІННІ ЗНУ, каф МО
група 6.1331
ФорматА1

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документация		
А1			МФДП.120885.230 СК	Складальне креслення		
				Сборочные единицы		
		1		Установка барабану	1	
		2		Муфта зубчаста М3-14	1	
		3		Установка кінцевих вимикачей	1	
		4		Кожух	1	
		5		Ел.двигун Д-808	1	
		6		Гальма ТКП-400	1	
		7		Редуктор Ц2-1000-50-32ц	1	

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Коваленко			
Пров.	Шевченко			
Н.контр.				
Утв.				

Механізм замикання кліщів

Лит	Лист	Листов
		1

МОНУ ІННІ ЗНУ, каф. МО група 6.1331

Копировал

Формат А4

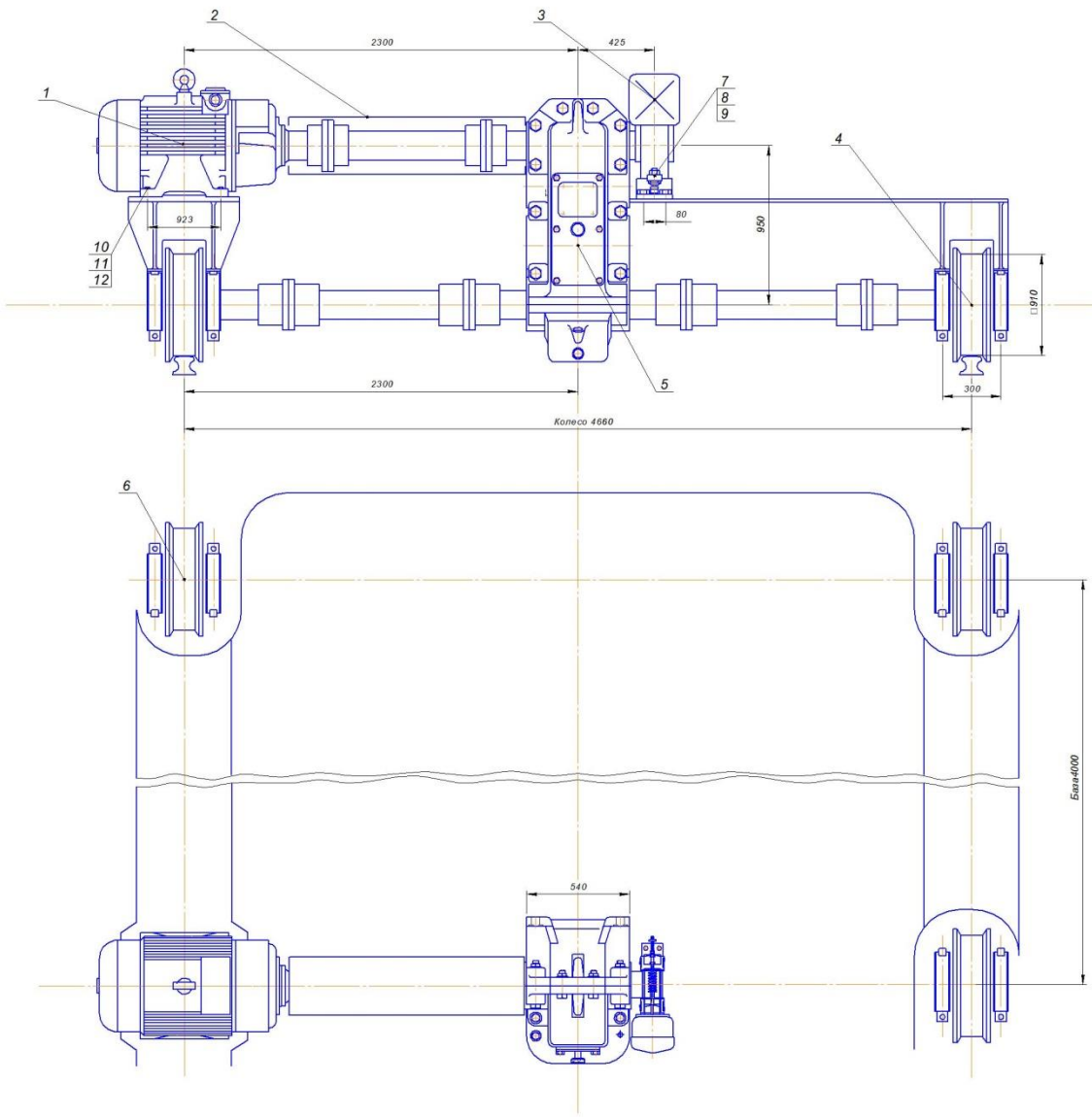
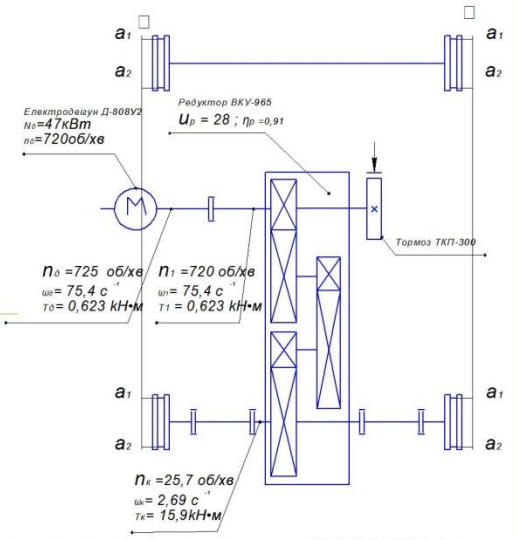


Схема росположення коліс візка



1. Зварювальні шви виконати по ГОСТ 14771-46, електрод-зварювальний дріт СВ-08Г2С ГОСТ2248-70
2. Стойки кожухів поз.1 приварити до настилу зварювальним швом3. Перекіс ходових коліс перевірити по струні □ і □ в a_1 і a_2 прийнявшиза базу середину струмків ходових коліс. Різниця вимірів величин a_1 і a_2 відносяхшихся до одного діаметру, неповинні превищувати 0, 46мм.
4. Ходові колеса повинні бути встановлені вертікально. Прі перевірці по коліс допускаетс ухил не більше 1мм на 1000мм
5. При збірці забезпечити зсув вала приводного колеса і вихідного валу редуктора не більше 1мм при відсутності перекосу допускаетсперекіс валів не більше 0□ 30 □ при відсутності зсуву
6. Осьовий люфт валів в зібраному механізмі не більше 8 ... 10 мм
7. Механізм після зборці і контролю піддати обкатці відповідно до СТП 02-18-3.22-82
8. Шпонки поз.10 приварити до рами після виставки коліс згідно наведеної схеми

Изм.	Кол. уч.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Механізм пересування візка	Стадія	Масса	Масштаб
Разраб.	Коваленко						У	6600	1:10
Пров.	Шевченко						Лист	Листов 1	
Т. контр.							МОНУ ІННІ ЗНУ, каф. МО група б.1331		
Н. контр.									
Утв.									

Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. №

Формат А1

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документация		
A1			МФДП.120885.250 СК	Складальне креслення	1	
				Сборочные единицы		
		1		Електродвигун постійного току	1	
				Д800У2		
		2		Кожух	1	
		3		Гальма ТКП=300	1	
A2		4	МФДП.120885.260 СК	Вузол приводного колеса	2	
		5		Редуктор ВКУ-965-33УЗ	1	
A2		6	МФДП.120885.270 СК	Вузол холостого колеса	2	
				Стандартные изделия		
		7		Болт М20х50	4	
				ГОСТ 7796-70		
		8		Гайки М20 ГОСТ5915-70	52	
		9		Шайби 20 ГОСТ 6402-70	52	
		10		Болт М30х90	4	
				ГОСТ 7796-70		
		11		Гайки М30 ГОСТ5915-70	12	
		12		Шайби 30 ГОСТ 6402-70	12	

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Коваленко			
Пров.	Шевченко			
Н.контр.				
Утв.				

Механізм пересування візка

Лит	Лист	Листов
У		1

МОНУ ІННІ ЗНУ, каф. МО група 6.1331

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документация		
A1			МФДП.120885.200 СК	Складальне креслення		
				Сборочные единицы		
A1		1	МФДП.120885.210 СК	Підвіска	1	
A1		2	МФДП.120885.220 СК	Механізм повороту кліщів	1	
A1		3	МФДП.120885.230 СК	Механізм замикання кліщів	1	
A1		4	МФДП.120885.240 СК	Механізм головного підйому	1	
A1		5	МФДП.120885.250 СК	Механізм пересування візка	1	
		6		Рама	1	
		7		Кабіна	1	

Перв. примен.
Справ. №
Подп. и дата
Инв. № дубл
Взам. инв. №
Подп. и дата
Инв. № подл

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Коваленко			
Пров.	Шевченко			
Н.контр.				
Утв.				

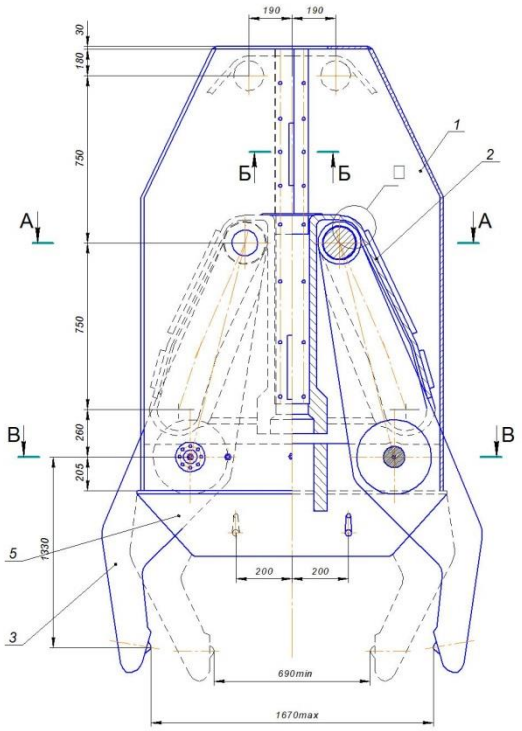
Візок кліщового крана

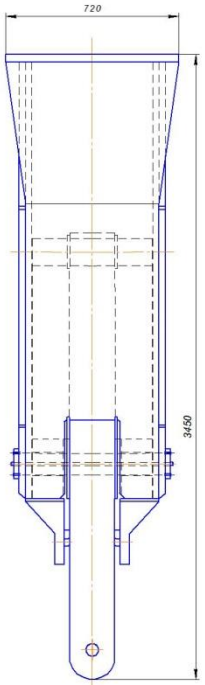
Лит	Лист	Листов
У		1

МОНУ
ІННІ ЗНУ, каф. МО
група 6.1331

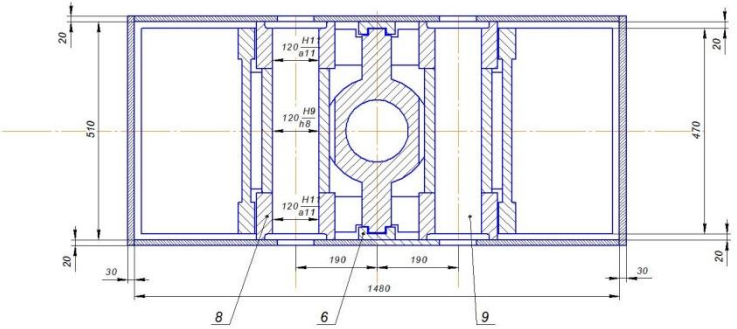
Копировал

Формат А4

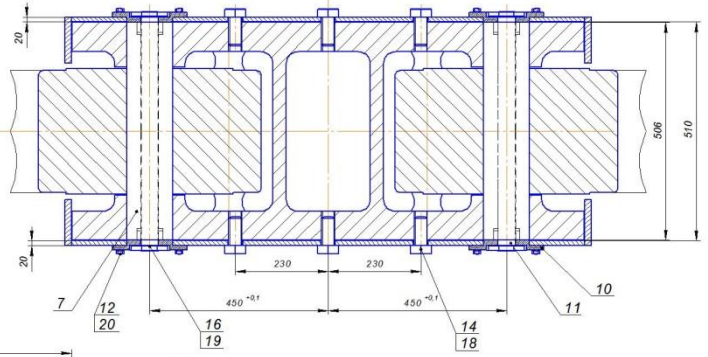




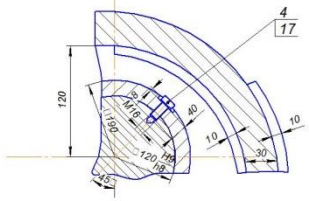
А-А(1:5)



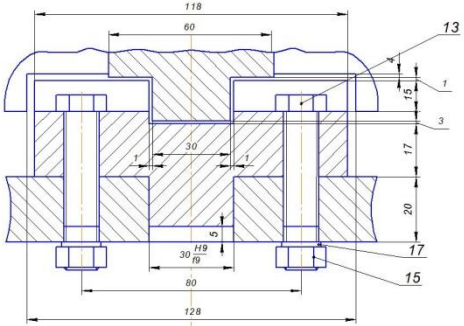
В-В(1:5)



(1:2)



Б-Б(1:1)



Изм.	Кол. уч.	Лист	№ док.	Подп.	Дата	Підвіска	
Разраб.	Ковалено						
Пров.	Шевченко						
Т. контр.							
Н. контр.							
Утв.							

Стадія	Маса	Масштаб
У	7868,4	1:10
Лист	Листов 1	

МОНУ
ІНН І ЗНУ, каф. МО
група 6.1331

Формат А1

Инв. № подл. | Подп. и дата | Взам. инв. №

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				Документация		
А1			МФДП.120885.210 СК	Складальне креслення		
				Сборочные единицы		
		1		Корпус кліщів		
				Детали		
		2		Головка кліщів	1	
А2		3	МФДП.120885.213	Кліщова нога	2	
		4		Бовт	2	
		5		Опора кліщів	1	
		6		Рельсова направляюча	2	
		7		Палець	2	
		8		Ролик	4	
		9		Вісь	2	
		10		Втулка	4	
		11		Шпілька	2	

Перв. примен.
Справ. №
Подп. и дата
Инв. № дубл
Взам. инв. №
Подп. и дата
Инв. № подл

Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Коваленко			
Пров.	Шевченко			
Н.контр.				
Утв.				

Підвіска

Лит	Лист	Листов
У	1	2

МОНУ
ІННІ ЗНУ, каф. МО
група 6.1331

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Стандартные изделия		
		12		Бовт М20х40.6д.58	24	
				ГОСТ 7798-70		
		13		Бовт М16х65.6д.58	32	
				ГОСТ 7798-70		
		14		Бовт М36х100.58	6	
				ГОСТ 7798-70		
		15		Гайка М16.5	32	
				ГОСТ 5915-70		
		16		Гайка М48.5	4	
				ГОСТ 5916-70		
		17		Шайба 16.65Г	32	
				ГОСТ 6402-70		
		18		Шайба 36.65Г	6	
				ГОСТ 6402-70		
		19		Шайба 48.65Г	4	
				ГОСТ 6402-70		
		20		Шайба 20.65Г	24	
				ГОСТ 6402-70		

Инв. № подл | Подп. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл | Подп. и дата

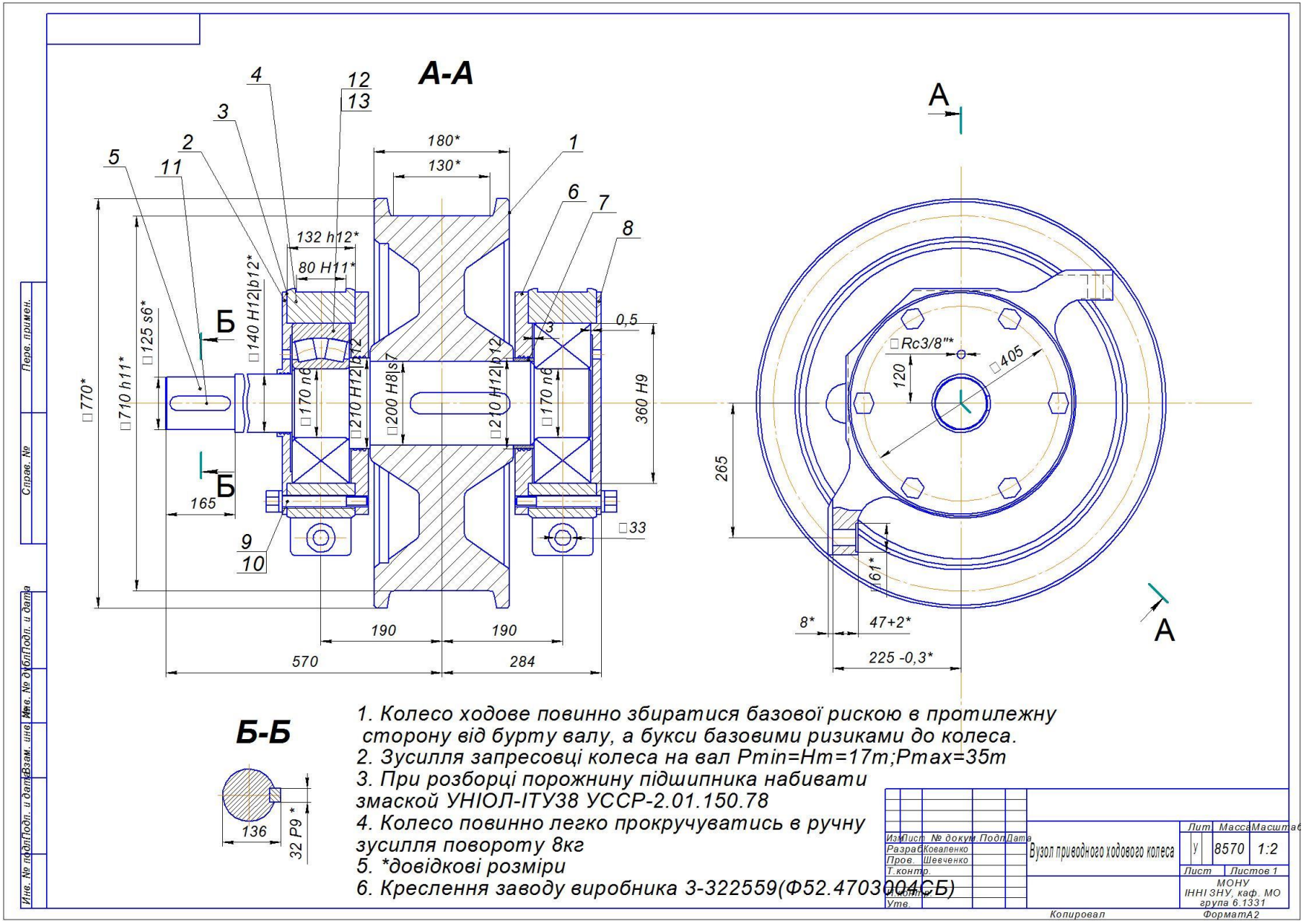
Изм | Лист | № докум. | Подп. | Дата

МФДП.120885.210 СК

Лист 2

Копировал

Формат А4


А-А
А
Б
Б
Б-Б
180*
130*
132 h12*
80 H11*
□140 H12|b12*
□125 s6*
□710 h11*
□770*
□170 n6
□210 H12|b12
□200 H8|s7
□210 H12|b12
□170 n6
360 H9
0,5
3
□33
165
190
190
570
284
□Rc3/8"*
120
□405
265
8*
47+2*
225 -0,3*
136
32 P9 *
1. Колесо ходове повинно збиратися базової рискою в протилежну сторону від бурту валу, а букси базовими ризиками до колеса.
2. Зусилля запресовці колеса на вал Pmin=Hm=17m;Pmax=35m
3. При розборці порожнину підшипника набивати змаской УНІОЛ-ІТУ38 УССР-2.01.150.78
4. Колесо повинно легко прокручуватись в ручну зусилля повороту 8кг
5. *довідкові розміри
6. Креслення заводу виробника 3-322559(Ф52.4703004СБ)
Вузол приводного ходового колеса
Лит
Масса
Масштаб
8570
1:2
Лист
Листов 1
МОНУ
ІННІ ЗНУ, каф. МО
група 6.1331
Копировал
Формат А2

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
				Документация		
А1			МФДП.120885.260 СК	Складальне креслення	1	
				Детали		
		1		Колесо ходове	1	
		2		Кришка прохідна	1	
		3		Прокладка á=0,5±1	2	
				D/d=450/360		
		4		Букса	2	
		5		Вал	1	
		6		Кришка прохідна	2	
				внутрішня		
		7		Втулка роспірна	1	
		8		Кришка зовнішня	1	
				непрохідна		
				Стандартные изделия		
		9		Болт М20х170	12	
				ГОСТ 7798-70		
		10		Шайба 20	12	
				ГОСТ 6402-70		

Перв. примен.

Справ. №

Подп. и дата

Инв. № дубл

Взам. инв. №

Подп. и дата

Инв. № подл

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
Разраб.	Коваленко			
Пров.	Шевченко			
Н.контр.				
Утв.				

Вузол приводного ходового колеса

Лит	Лист	Листов
У	1	2

МОНУ
ІННІ ЗНУ, каф.МО
група 6.1331

Копировал

Формат А4

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Приме-чание
		11		Шпонка 32х28х140	2	
				ГОСТ 10748*79		
		12		Підшипник 3634	2	
				ГОСТ 5721-75		
				Материалы		
		13		Змаска Униол-1		
				ТУ-38 УССР2-01-150-78		

Инв. № подл | Подп. и дата | Взам. инв. № | Инв. № дубл | Подп. и дата

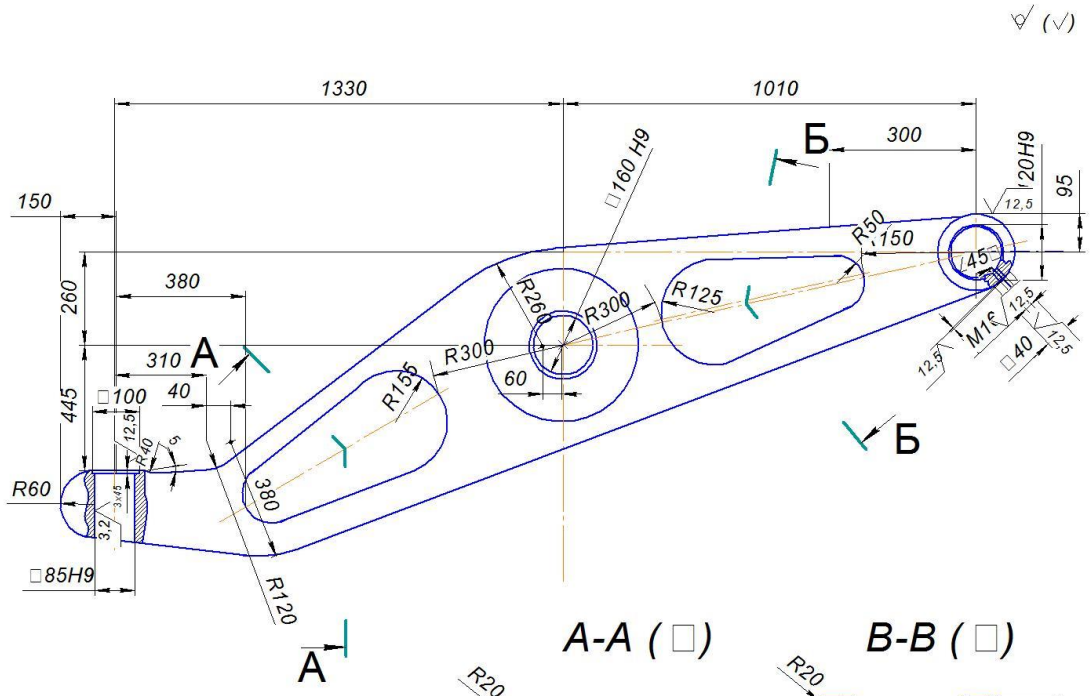
Изм Лист № докум. Подп Дата

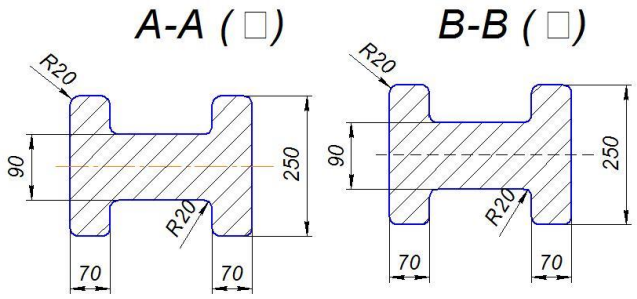
МФДП.120885.260 СК

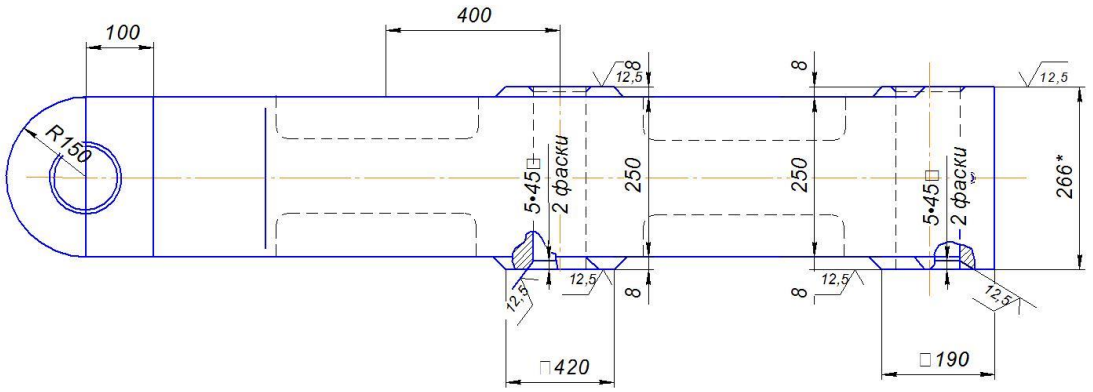
Лист 2

Копировал

Формат А4







1 Відливки виконати згідно с ГОСТ977-65
2 Невказані граничні відхилення розмірів отворів по Н14, останні по Js14
3 Термообробка:
Нормалізація 860-880 С
Відпуск 600-650 С

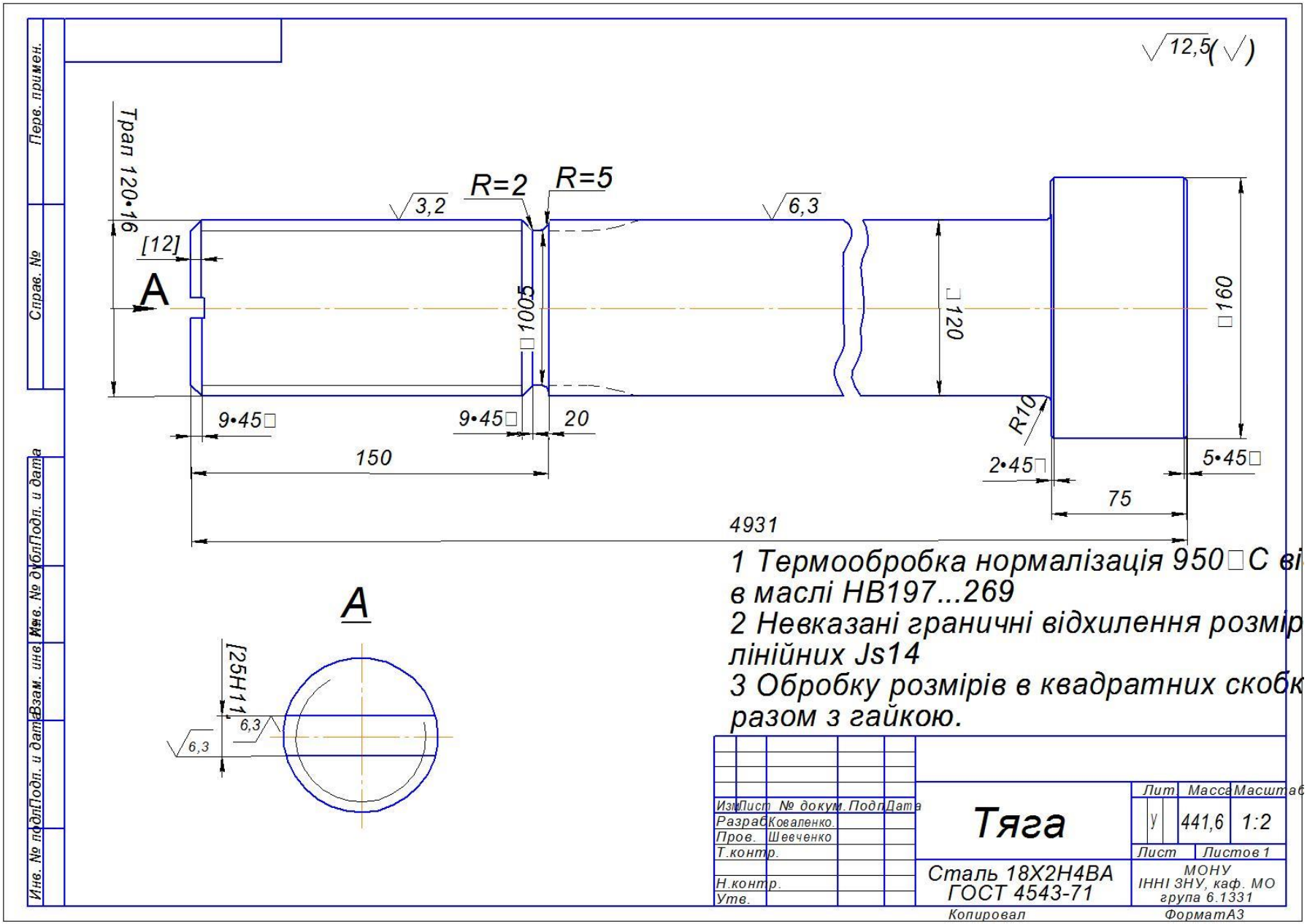
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	
Разраб.	Коваленко				Кліщова нога
Пров.	Шевченко				
Т.контр.					
Н.контр.					Сталь 30ХНМЛ ГОСТ977-75
Утв.					

Лит.	Масса	Масштаб
У	1470	1:5
Лист	Листов 1	

МОНУ ІННІ ЗНУ, каф. МО група 6.1331

Копировал Формат А2

Перв. примен.
Справ. №
Инв. № дубл. Подп. и дата
Взам. инв. №
Подп. и дата
Инв. № подл.


√12,5 (√)
Трап 120•16
[12]
A
R=2
R=5
3,2
6,3
□100
□120
□160
9•45□
9•45□
20
150
R10
2•45□
5•45□
75
4931
A
[25H11]
6,3
6,3
1 Термообробка нормалізація 950□С в
в маслі НВ197...269
2 Невказані граничні відхилення розмір
лінійних Js14
3 Обробку розмірів в квадратних скобк
разом з гайкою.
Перв. примен.
Справ. №
Подп. и дата
Инв. № дубл
Взам. инв. №
Подп. и дата
Инв. № подл
Изм Лист № докум. Подп Дата
Разраб Коваленко
Пров. Шевченко
Т.контр.
Н.контр.
Утв.
Тяга
Сталь 18Х2Н4ВА
ГОСТ 4543-71
Лит Масса Масштаб
у 441,6 1:2
Лист Листов 1
МОНУ
ІННІ ЗНУ, каф. МО
група 6.1331
Копировал
Формат А3