

Міністерство освіти та науки України
Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)
Інженерний навчально-науковий інститут
(назва факультету)
Кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Підвищення ремонтпридатності виконавчих механізмів
мульдозавалювальних машин

Виконав: магістрант групи 8.1339

Морозов І.О.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

_____.
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Таратута К.В.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2020 рік

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут .

Кафедра металургійного обладнання .

Рівень вищої освіти магістр .
(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування .
(шифр і назва)

Спеціалізація .
(шифр і назва)

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

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Й.К. Огінський

“ _____ ” _____ 2020 року

ЗАВДАННЯ
ДО ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ МАГІСТРА

Морозов Іван Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Підвищення ремонтпридатності виконавчих механізмів мульдозавальювальних машин .
керівник магістерської роботи доц., к.т.н. Таратута К.В. .
затверджені наказом вищого навчального закладу від 25“ травня 2020 року № 596 – с.
2. Термін подання студентом роботи 30.11.2020 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи мульдозавальювальних машин .
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):
1. Місце підлогової мульдозавальної машини в технологічному процесі та конструкція їх елементів. 2. Розрахунок найбільш навантажених вузлів та деталей виконавчих механізмів підлогової мульдозавальної машини 3. Підвищення ремонтпридатності виконавчих механізмів мульдозавальювальних машин на підставі дослідження навантажень та удосконалення конструкції 4. Охорона праці та техногенна безпеки. Висновки та рекомендації .
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Креслення загального виду – 1 шт ; 2. Складальні креслення -3 шт; 3. Деталювання – 1шт; 4. Креслення та плакати дослідницької частини –1 шт.

6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата
		Завдання прийняв
1	Таратута К.В., к.т.н., доцент	
2	Таратута К.В., к.т.н., доцент	
3	Таратута К.В., к.т.н., доцент	
4	Таратута К.В., к.т.н., доцент	

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітка
1	Збір матеріалу на проектування	01.09.19 – 01.11.19	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.11.19 – 01.02.20	
3	Виконання теоретичної частини проекту	01.02.20 – 01.04.20	
4	Виконання графічної частини проекту	01.04.20 – 01.06.20	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	01.06.20 – 01.10.20	
6	Перевірка проекту консультантами	01.10.20 – 20.10.20	
7	Попередній захист проекту	20.11.2020	
8	Переплітання роботи	05.12.2020	
9	Захист проекту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи _____
(підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Морозов І.О. Підвищення ремонтпридатності виконавчих механізмів мульдозавалювальних машин.

Випускна кваліфікаційна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник К.В. Таратута. Запорізький національний університет. Інженерний навчально-науковий інститут. Кафедра металургійного обладнання, 2020.

В роботі проведено огляд і аналіз науково-технічних рішень підвищення ремонтпридатності вузлів та деталей виконавчих механізмів підлогової мульдозавалювальної машини. Проведено розрахунки навантажень, що діють на елементи приводів механізмів обертання та гойдання мульди. Досліджено роботу виконавчих механізмів в умовах критичних навантажень.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: РЕМОНТОПРИДАТНІСТЬ,
МУЛЬДОЗАВАЛЮВАЛЬНА МАШИНА, МОДЕЛЮВАННЯ,
НАВАНТАЖЕННЯ

ABSTRACT

Morozov I.A. Improving the maintainability of the actuators of mulching machines.

Graduation thesis for obtaining a master's degree in the specialty 133 - Branch Engineering, supervisor KV Taratuta. Zaporozhye National University. Engineering Educational and Scientific Institute. Department of Metallurgical Equipment, 2020.

The paper reviews and analyzes the scientific and technical solutions to improve the maintainability of components and parts of the actuators of the floor mulching machine. The calculations of the loads acting on the drive elements of the mechanisms of rotation and swinging of the trough are performed. The operation of actuators under conditions of critical loads is studied.

KEY WORDS: MAINTENANCE, MOLDING MACHINE, SIMULATION,
LOADS

АННОТАЦИЯ

Морозов И.А. Повышение ремонтпригодности исполнительных механизмов мульдозавалочных машин.

Выпускная квалификационная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 133 - Отраслевое машиностроение, научный руководитель К.В. Таратута. Запорожский национальный университет. Инженерный учебно-научный институт. Кафедра металлургического оборудования, 2020.

В работе проведен обзор и анализ научно-технических решений повышения ремонтпригодности узлов и деталей исполнительных механизмов напольной мульдозавалочной машины. Проведены расчеты нагрузок, действующих на элементы приводов механизмов вращения и качания мульды. Исследована работа исполнительных механизмов в условиях критических нагрузок.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: РЕМОНТОПРИГОДНОСТЬ, МУЛЬДОЗАВАЛОЧНАЯ МАШИНА, МОДЕЛИРОВАНИЕ, НАГРУЗКИ

ЗМІСТ

Перелік умовних позначень	7
Вступ	8
1. Опис обладнання мартенівського цеху та місце мульдозавалювальної машини у технологічному процесі	10
1.1. Обладнання мартенівського цеху	10
1.2. Вантажні потоки мартенівського цеху	12
1.3 Будова і принцип дії завалювальної машини	25
1.4 Обґрунтування напрямку роботи	31
2. Розрахунок найбільш навантажених вузлів та деталей виконавчих механізмів підлогової мульдозавалювальної машини	33
2.1 Визначення потужності двигуна механізма обертання хобота	33
2.2 Визначення динамічних характеристик механізму обертання хобота	35
2.3 Визначення оптимальної швидкості обертання хобота	39
2.4 Розрахунок потужності двигуна механізму гойдання хобота	40
2.5 Розрахунок параметрів, та вибір електродвигуна механізму переміщення машини	49
3 Підвищення ремонтпридатності виконавчих механізмів мульдозавалювальних машин на підставі дослідження навантажень та удосконалення конструкції	55
3.1 Показники ремонтпридатності мульдозавалювальних машин	56
3.2 Розрахунок цільної конструкції хоботу на міцність	57
3.3 Оцінка надійності з'єднань хоботу з натягом	58
3.4 Оцінка надійності зварної конструкції хобота	69
3.5 Оцінка ремонтпридатності конструкцій хоботу мульдозавалювальної машини	79
4. Охорона праці та техногенна безпека	84
Висновки	93
Список використаної літератури	94
Додатки	97

Перелік умовних позначень

Q - вага навантаженої мульди, кН;

G_1 - вага хобота, кН;

G_2 - вага мундштука й деталей підшипникових вузлів, кН;

Q_1 - тиск навантаженої мульди та шихти, береться як частина загальної ваги мульди з вантажем;

f_1, f_2 - коефіцієнти тертя в підшипниках опор;

f_3 - коефіцієнт тертя мульди о шихту;

n_x - число обертів хобота у хвилину, об/хв;

$\lambda_{ср}$ - середній коефіцієнт перевантаження двигуна при пуску й гальмуванні;

η - коефіцієнт корисної дії передавального механізму;

GD^2_1 - маховий момент головки хобота, кН·м²;

GD^2_2 - маховий момент хобота, кН·м² ;

GD^2_3 : - маховий момент мундштука, кН·м²;

GD^2_4 - маховий момент зубчастого колеса, кН·м²;

M_{max} – максимальний момент (з навантажувальної діаграми), кН·м;

$M_{ном}$ – номінальний момент обраного електродвигуна, кН·м;

η - коефіцієнт корисної дії передавального механізму;

η_1 - коефіцієнт корисної дії муфти з боку електродвигуна;

η_3 - коефіцієнт корисної дії підшипників кочення.

ВСТУП

Актуальність теми.

Основним способом завантаження холодних шихтових матеріалів у мартенівські печі великої ємкості є мульдове завантаження, здійснюване завалювальними машинами підлогового типу.

Працездатність завалювальних машин підлогового типу в цілому їх основні показники в значній мірі залежать від того, наскільки ефективно працює виконавчий орган, тому об'єктом дослідження є механізм обертання хоботу, а саме конструкція виконавчого органу мульдозавалювальної машини - хобот.

Хобот, служить для захоплення мульди і введення її в піч. При цьому хобот піддається частковому нагріву і охолодженню, на ньому з'являються тріщини, також він відчуває великі динамічні навантаження, при переміщенні мульдозавалювальною машиною складів мульди з допоміжними матеріалами, в результаті чого він руйнується, що в свою чергу призводить до простою машини. Це показує, що час роботи хоботу не великий в період між двома капітальними ремонтами.

В мартенівському цеху застосовують цільну конструкцію хоботу. Проте така конструкції ще далека від конструктивної досконалості, та не дозволяє поліпшити ремонтпридатність.

В зв'язку з цим, виникає необхідність в моделюванні раціональної конструкції хоботу, яка б в повній мірі відповідала експлуатаційним вимогам, а саме зменшенню витрат на ремонт, при цьому забезпечивши заданий ресурс роботи хоботу.

Мета та завдання дослідження. Мета роботи полягає в поліпшенні ремонтпридатності конструкції хоботу мульдозавалювальної машини.

В роботі поставлено такі завдання:

- 1 Розрахунок виконавчих механізмів мульдозавалювальної машини.
- 2 Дослідження ремонтпридатності конструкцій хоботу.

3 Удосконалення діючої конструкції хоботу.

Об'єкт дослідження – виконавчі механізми мульдозавалювальної машини.

Предмет дослідження – вплив конструкції хоботу на його ремонтпридатність.

Методи дослідження включають комп'ютерне моделювання навантажень, що діють на хобот мульдозавалювальної машини, обробку результатів досліджень.

Практичне значення одержаних результатів. Проведені дослідження дають змогу у комплексі розв'язувати проблему підвищення ремонтпридатності механізмів обертання та переміщення хоботу з мульдою.

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на XXV науково-технічній конференції студентів, магістрантів, аспірантів і викладачів Інженерного навчально-наукового інституту ЗНУ (Запоріжжя, ЗНУ, 2020 р.). Оpubліковано 1 тези доповіді на тему: «Оцінка навантажень на виконавчі механізми підлогових мульдозавалювальних машин».

Структура та обсяг роботи. Магістерська випускна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Повний обсяг роботи становить 100 сторінок, 23 таблиці, 39 рисунків, списку використаних джерел, додатків.

1. Опис обладнання мартенівського цеху та місце мультимедійної машини у технологічному процесі

1.1 Обладнання мартенівського цеху

До складу мартенівського цеху ПАТ "Запоріжсталь" з рейковою подачею шихти входять наступні відділення: головний корпус, міксерне відділення (рис. 1.1).

У головному корпусі, де розміщуються мартенівські печі, перебувають три відділення: шихтове відділення, пічний проліт і розливний проліт.

У зв'язку з підвищенням ємності печей і установкою потужного обладнання розміри будинку головного корпусу збільшені: ширина пічний прольоту доведена до 30 м, ширина розливного прольоту до 24 м, висота підкранових рейок 20 м, висота робочого майданчика 7,5 ж, крок основних колон будинку доведений до 36 м. Довжина неодружених прольотів між печами збільшена до 36 ж, що дозволяє встановлювати перед печами склади з мультимедіями необхідної довжини й виключає затримки при завалці шихти.

У мартенівську піч завантажують рідкий чавун, металевий лом, флюси, залізну руду й легуючі добавки. Рідкий чавун у чугуновозних ковшах ємністю 60 т надходить із доменного цеху в міксерне відділення, де за допомогою спеціальних мостових кранів вантажопідйомністю 140/32 т його заливають у міксер ємністю 1300 т.

Для безперебійної подачі рідкого чавуну в мартенівські печі встановлено два міксери в одному будинку, розташованого з торця головного корпусу. З міксерного відділення рідкий чавун також в 60-ти тонних чугуновозах подається тепловозом по горизонтальній естакаді на робочий майданчик пічний прольоту. У піч рідкий чавун заливають через вікна по підвісному охолоджуваному жолобу за допомогою заливальних кранів [1].

Холодну шихту - сипучі матеріали й металевий лом - зберігають у шихтовому відділенні, розташованому в окремому будинку й обладнаному відповідно грейферними й магнітними кранами. Із шихтового відділення

матеріали подають до мартенівських печей у мульдах, установлених на спеціальних візках. Склади з магнітними й сипучими матеріалами спочатку надходять у шихтове відділення головного корпусу, а потім, у міру потреби, їх подають до мартенівських печей роздільно по естакадах з торців будинку або по бічних заїздах на кожний із чотирьох блоків печей. Завантажують шихту в піч завалочними машинами вантажопідйомністю 10т. У кожному блоці працює по 2 завалочних машини [2].

У пічному прольоті експлуатуються мартенівські печі із садкою 500 тон і один двухванний сталеплавильний агрегат ДСА - 1 із садкою 250/250 тон. Печі обслуговують заливальні крани вантажопідйомністю 140/32 т - 2шт, 125/35 т - 4шт.

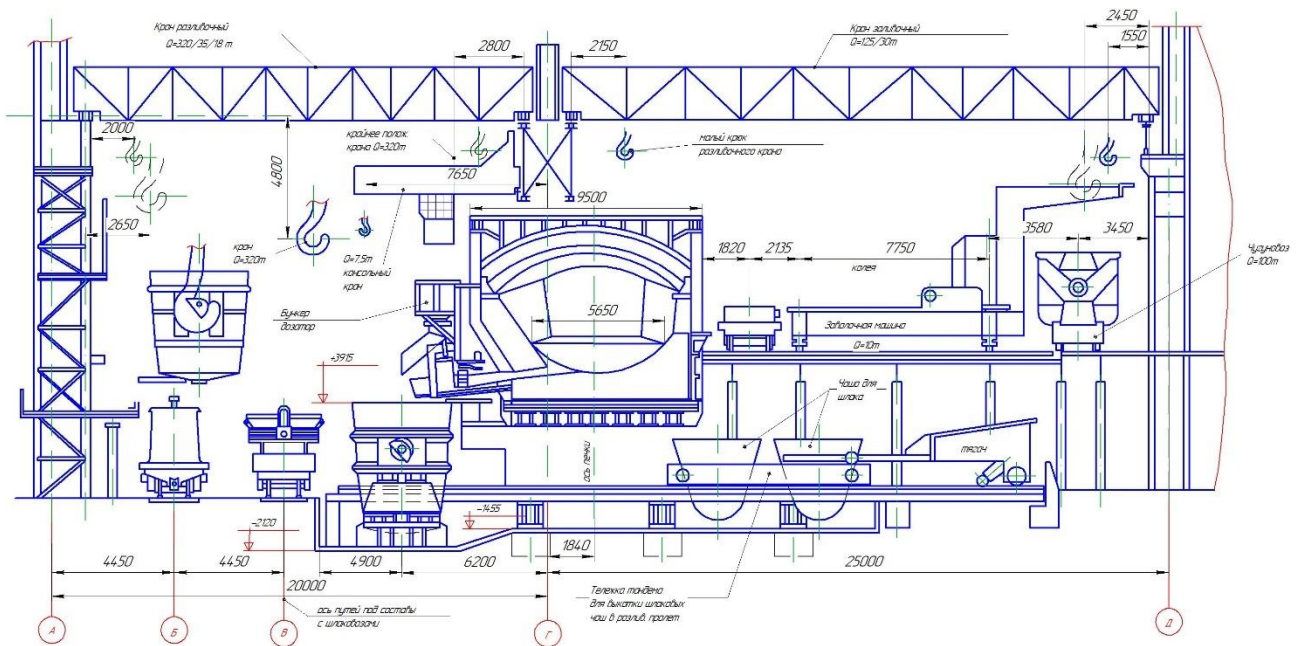


Рисунок 1.1 Розріз мартенівського цеху

У пічному прольоті на робочому майданчику проходять два залізничні шляхи нормальної колії для подачі складів з мульдами й ковшів із чавуном і один для пересування завалочних машин уздовж фронту печей. Феросплави подають у Пічний проліт у саморозвантажних контейнерах на мульдовських візках і засинають у металеві бункери.

Заправні матеріали транспортують у переносних бункерах, пристосованих для установки на заправні машини (переважно стрічкового

типу).

З мартенівської печі готову сталь випускають у розливному прольоті по роздвоєному жолобу у два сталерозливні ковші ємністю 250 тонн. У прольоті проходять дві наскрізні залізничні колії: одна для подачі складів з виливницями, інша для подачі жужільних ковшів і вагонів для збирання сміття. Крім головного в'їзду з торця цеху, передбачено три косі заїзди між печами [3].

Сталь зі сталерозливних ковшів розливають по виливницям, крім операцій по розливанню стали;, виконують також допоміжні роботи. Вантажопідйомність розливних кранів розглянутого цеху становить 320/85/15 тон.

Шлаки з робочого простору печей випускають через середні завалювальні вікна в жужільні ковші ємністю 16,5 м³, установлені на візках під робочим майданчиком. Заповнені ковші висувають канатною лебідкою із системою поліспастів у розливний проліт, де краном установлюють їх на шлаковози.

Далі склад візків із залитими виливницями відправляється в цех підготовки складів, де після певної витримки для охолодження стали , направляють у відділення роздягання злитків, де їх відокремлюють від виливниць стріперними кранами. Після роздягання злитки направляють у будинок нагрівальних колодязів прокатного цеху або на склад злитків. Порожні виливниці після охолодження подають у відділення механізованого чищення й змащення. Після цього склади візків з виливницями транспортують у двір виливниць.

1.2 Вантажні потоки мартенівського цеху

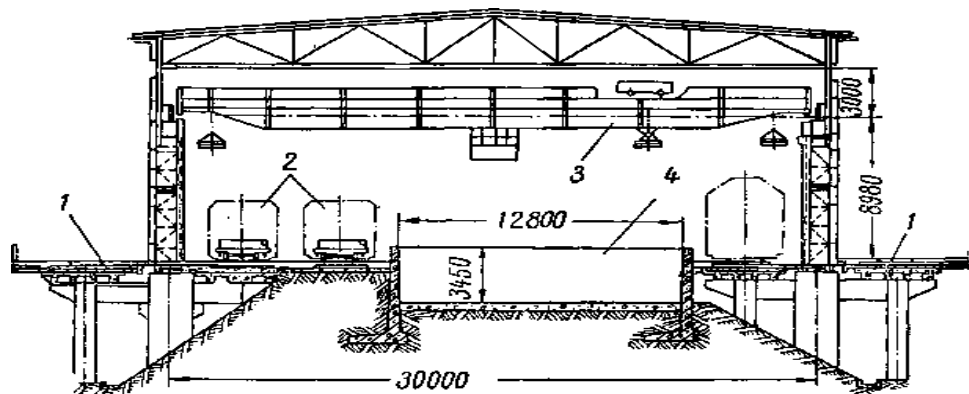
Характерною особливістю вантажних потоків мартенівських цехів є велика їх концентрація на порівняно невеликих ділянках. Тому забезпечити безперервну і ритмічну роботу цеху можна, створивши раціональну

організацію вантажних потоків. Вантажні потоки в мартенівських цехах постійно розвиваються і удосконалюються. Раніше в цехах малої продуктивності, коли вантажопотоки були невеликі, їх обслуговували нескладним обладнанням з великим застосуванням ручної праці. При збільшенні обсягу виробництва створювалося нове обладнання з механізацією технологічних потоків. Найбільш досконала схема незалежних самостійних виробничих потоків з максимальним їх спрощенням, для чого кожен вантажопотік повинен проходити з незалежного наскрізного шляху без тупиків і перетинів. У мартенівському цеху можна виділити наступні основні технологічні вантажопотоки: подача шихти (твердої та рідкого чавуну), подача виливниць, видача сталі і видача шлаку; допоміжні вантажопотоки: подача вогнетривких і ремонтних матеріалів та видача відходів при ремонтах. Особливістю вантажних потоків в новому мартенівському цеху є виділення самостійних поточкових ліній для роздільної подачі сипучих шихтових і магнітних матеріалів. Відповідно шихтовий двір розділений на два відділення - для сипучих і для магнітних. Вантажопотоки між відділеннями цеху здійснюються залізничним транспортом. Операції з підйому і переміщення вантажів усередині відділень виробляють устаткуванням крана [3].

Опис та характеристики обладнання шихтового відділення

Прокатки, призначене для зберігання шихтових і заправних матеріалів, розташовують паралельно головного будинку мартенівського цеху. Передбачено спільне зберігання шихтових матеріалів: сипучі матеріали, залізу і марганцеву руду, флюси і заправні матеріали зберігають з боку сходу і заходу шихтового відділення; магнітні матеріали (металеву шихту) зберігають у центрі будівлі шихтового відділення (рис 1.2). Планування загального шихтового відділення відрізняється деякою перевагою в порівнянні з двома шихтовими дворами: забезпечується потоковість руху мультискладів, краще використовуються виробничі площі, поліпшуються

умови праці. Уздовж шихтового відділення над бункерами проходять наскрізні залізничні колії, по яких прибувають сипучі матеріали в саморозвантажних вагонах і магнітні матеріали на платформах. Сипучі матеріали завантажують у мульди, установлені на спеціальні візки, грейферними кранами. На кожному візку встановлено по чотири мульди. Мульдових візки утворюють склад, який тепловозом подають в шихтове відділення, а потім до мартенівських печей. Заправні матеріали в бункерах подають на пічної проліт також на візках. Для виконання підйомно-транспортних робіт по завантаженню мульд шихтовими матеріалами відділення обладнане електромостового грейферними кранами вантажопідйомністю 15тонн в кількості 2х штук, ємність грейфера 2,5 м³. Відділення шихтових магнітних матеріалів обслуговують електромостового магнітні крани вантажопідйомністю 15 тон з електромагнітами типу М- 41 в кількості 5 штук. Також експлуатуються 2 машини кранового типу для розвантаження гондол. Для підготовки сипучих матеріалів встановлені кульовий млин і бігуни сухого помолу [3].



1 - естакада; 2 - склади з мульдами; 3 - магнітні крани; 4 - яма для скрапу.

Рисунок 1.2 Розріз шихтового відділення для магнітних матеріалів

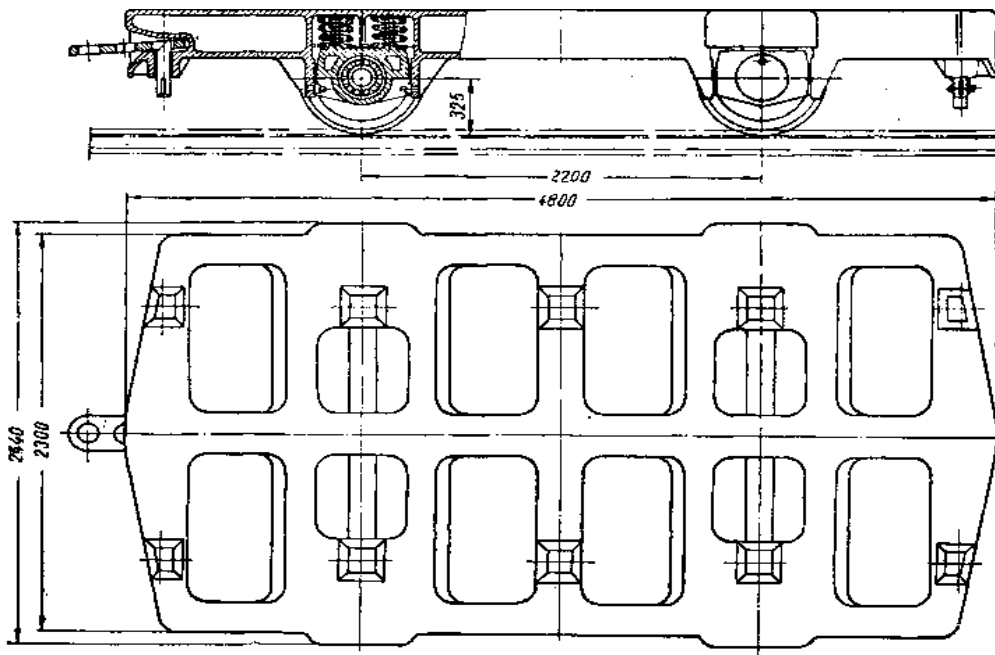


Рисунок. 1.3 Мульдовий візок

У мульдових візках (Рис. 1.3) лита рама жорсткої конструкції спирається на два ската через пружини і букси з дворядними роликотішипники; візок обладнано автоматичною зчіпкою. На кожному візку розташовуються по чотири мульди ємністю по 1,75 м. Вантажопідйомність візків 45 тон.

Опис міксерного відділення

Міксер призначається для тимчасового зберігання запасу рідкого чавуну , завдяки чому створюються незалежні від ходу доменних печей умови для роботи мартенівських печей. У міксері вирівнюються хімічний склад і температура чавуну , а також частково видаляються його шкідливі домішки. У міксерному відділенні мартенівського цеху встановлені 2 неактивних міксера об'ємом 1300 тон. Для підтримки необхідної температури чавуну міксери обігрівають пальниками. Міксерні відділення примикає до торця головного корпусу мартенівського цеху і знаходиться в одній будівлі з двома кранами для заливки чавуну вантажопідйомністю по 140 / 32 тони. Міксерних кран ливарного типу призначений для підймання та кантування ковшів з рідким

чавуном при заливці в міксер. Він складається з моста звареної конструкції з механізмом пересування і двох візків: головної - для підйому ковша і допоміжної - для його перекидання. Допоміжний підйом використовують також для виконання різних підсобних робіт з ремонту чавуновозних ковшів, прибирання скрапу, шлаку та ін. Головні та допоміжні балки з'єднуються поперечними кінцевими балками; до них шарнірно кріплять балансирні візки, в яких встановлено шістнадцять ходових коліс діаметром 700 мм, у тому числі чотири приводних. Механізм пересування моста двосторонній. Механізм підйому вантажу, як і в інших аналогічних конструкціях ливарних кранів, здвоєний. Кожен барабан приводиться в обертання від електродвигуна через двоступінчастий редуктор з передавальним і відкриту зубчасту передачу. Зубчасті вінці барабанів знаходяться в постійному зачепленні між собою. У кожному механізмі підйому встановлено по два гальма типу ТКП -600.

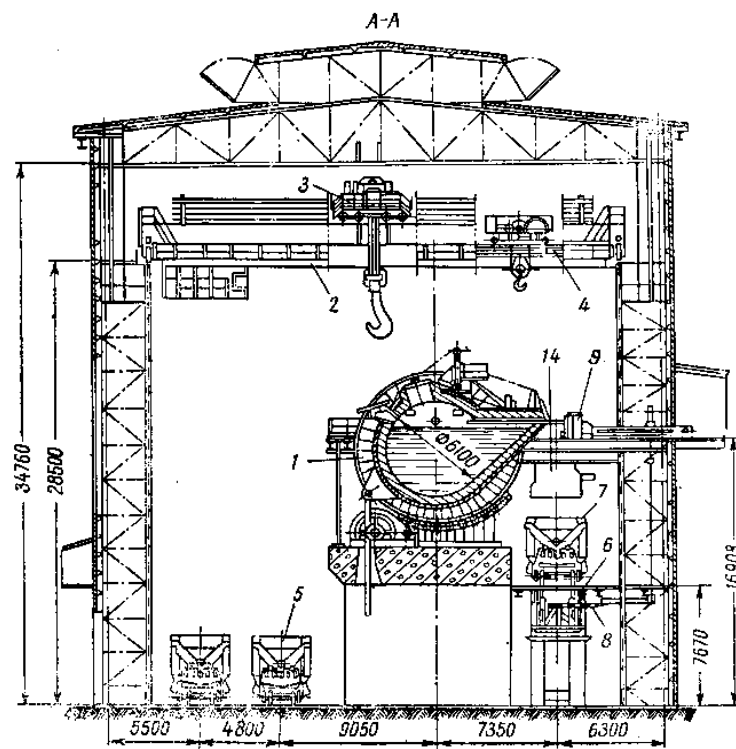


Рисунок. 1.4 Міксерне відділення

У зубчасті колеса другого пар редукторів вбудовані храпові пристрої, що є однією з особливостей ливарних кранів. Траверса з двома пластинчастими гаками підвішена на двох здвоєних поліспахах; загальне число гілок каната

24 .Механізм пересування головною візкою складається з електродвигуна і двох кінцевих триступінчатих редукторів. Механізм забезпечений гальмом типу ТКП -300.

Візки переміщуються уздовж моста на різних рівнях. Режим роботи кранів важкий , ПВ = 40 %. Висота будівлі міксерного відділення (Рис 1.4) досить значна, так як міксер 1 встановлюють на високому фундаменті з таким розрахунком, щоб робоча площадка б міксера перебувала на одному рівні з робочою площадкою пічного прольоту цеху. Міксерні будівлю з'єднується з головною будівлею естакадою , по якій проходять залізничні колії.

Чавун , який прибуває з доменного цеху в чавуновозах 5 , заливається в міксер за допомогою спеціального міксерного крана. При заливанні чавуну ківш утримується гаками головною візкою 3 і кантується крюком допоміжного візка 4 . З міксера чавун зливають в чавуновозні ковші 7 ємністю 60т; склади з чотирьох чавуновозів подають по залізничній колії в пічний проліт тепловозом. Зважування чавуну виробляють вагами 8 залізничного типу вантажопідйомністю 250 Т, встановленими під носком міксера. Показчик ваги поміщений на пульті управління механізмом повороту міксера.

У міксерному відділенні перебуває наступне обладнання : міксерна установка з механізмом повороту і механізмами відкривання заливочного отвору і випускного носка міксера , монорейкова візок 13 для обслуговування ремонтів . Для обробки ковшів та обслуговування міксера передбачені ремонтні площадки на різних рівнях відділення. З торця міксерного відділення знаходиться комплекс розкислювачів , який включає в себе бункера , Віброживильник транспортери горизонтальні та похилі, щекова дробарка і передавальна візок вантажопідйомністю 5 тон.

Опис пічного прольоту

У головному корпусі мартенівського цеху мартенівські печі розміщують вздовж прольоту в одну лінію; при цьому завантажувальні вікна печей виходять у бік пічного прольоту, а випускні отвори для сталі - в сторону

розливного прольоту. Робочий майданчик перекриває весь пічної проліт; на рівні 6-7,5 м від підлоги цеху. У пічному прольоті розташовують обладнання для подачі рідкого чавуну і холодної шихти в мартенівські печі і для заправки їх, а також допоміжне обладнання: лебідки для підйому кришок завантажувальних вікон, перекидні пристрої під робочою площадкою, механізми для подачі кисневих фурм і др. Для підйому ковшів з рідким чавуном, доставлених з міксерного відділення, і затоки його в мартенівські печі служать заливальні крани. За їх допомогою виконують і допоміжні роботи; переносять бункера з заправними матеріалами, контейнери з розкислювачами, заправні машини, встановлюють заливальні жолоби; їх використовують також при ремонтних роботах. Вантажопідйомність заливальних кранів визначається ємністю чавуновозних ковшів і становить 125/35 (4 штуки) і 140/32тонни (2 штуки). Конструкція крана і технічна характеристика його механізмів однакові з конструкцією міксерного крана і його технічними даними. Основним способом завантаження холодних шихтових матеріалів у мартенівські печі великої ємності є мульдове завантаження що здійснюється завалочними машинами підлогового типу вантажопідйомністю 10 тон в кількості 8 штук. Процес завантаження шихти цими машинами полягає в наступному. Мультди з шихтою, установлені на візках перед печами, захоплюють по одній хоботом завалочної машини, піднімають і прямим рухом візка подають в піч, В пічному просторі мультду повертають, внаслідок чого матеріал висипається. Порожню мультду зворотним рухом хобота виводять з печі і встановлюють на мультдовий візок. Потім машину трохи пересувають, захоплюють наступну навантажену мультду, задають її в піч і цикл повторюється. Крім основної операції - завантаження шихти, машиною завалення використовують також для пересування (штовхання) складів мультдових візків вздовж фронту печей, для розрівнювання (планування) шихти в пічному просторі, прибирання шлаку і скрапу біля печі, а також для ремонтних робіт. З огляду на те, що завалка

шихти процес досить повільний при цьому знижується продуктивність печі, тому завантаження печі шихтою роблять двома завалочними машинами.

Захоплення і підйом завантаженої мульди , а також установку порожньої мульди на візок і її розмикання здійснюють механізмами качання хобота і замикання мульди ; подачу завантаженої мульди в пічне простір і виведення її з печі виконують механізмом пересування візка; перекидання і розвантаження мульди в печі - механізмом обертання хобота. Переміщається завалочний машина по рейках уздовж фронту печей за допомогою двох симетрично розташованих механізмів. У напольної завалювальній машині , таким чином, є п'ять механізмів: на мосту встановлено механізми її пересування, на візку вельми компактно змонтовані чотири механізми : пересування візка , обертання хобота , хитання хобота і механізм замикання мульди. Більш докладно пристрій завалочної машини буде розглянуто у другій частині дипломного проекту [4].

Для виправлення (заправки) кладки задніх і передніх стін , укосів і подини ванни мартенівської печі , пошкоджених під впливом розплавлених шлаку і металу служать заправні машини. В якості заправного матеріалу застосовують в основному обпалений доломіт і магнезитовий порошок , які завдяки високій температурі футеровки добре до неї приварюються . Від якості та швидкості заправки в значній мірі залежить тривалість кампанії та підвищення продуктивності мартенівської печі. Основні вимоги, пропоновані до заправних машин наступні : забезпечення щільності струменя і купчастості матеріалу, падаючого на кладку; надійність і зручність експлуатації і простота конструкції.

У мартенівському цеху застосовують пересувні заправні машини стрічкового типу - найбільш прості за конструкцією і зручні в експлуатації. Приводів кидкового механізму електричний . На (рис. 1.5) показана підвісна заправна машина стрічкового типу з електроприводом. У машині один механізм - кидковий 5 .. На рамі встановлено на стійках знімний бункер 3 для запасу заправних матеріалів об'ємом 12 м³ з затвором 4. Робочим органом

кидкового механізму є безшовна стрічка 7, що рухається зі швидкістю 12 м/с. Стрічка огинає приводний 5, натяжна 9 і регульований направляючі ролики 10 і притискається до барабана 5, натягувач гвинтового типу 12 служить для збільшення сили тертя між стрічкою, роликami і барабаном. У середній частині барабана по окружності меншого діаметру розташовані штирі 6 для захоплення матеріалу, що надходить з бункера; матеріал через направляючу воронку потрапляє у простір, утворене стрічкою і середньою частиною барабана. Барабан виконує роль дозуючого пристрою, регулюючи товщину шару матеріалу та його розподіл на стрічці. Під дією відцентрової сили матеріал притискається до стрічки, переміщується разом з нею до направляючого ролика 10, де сходить з стрічки і за інерцією робить вільний політ, закидаючи в пічне простір. Збоку механізму розташована відбивна ложка 16, за допомогою якої змінюється напрям і концентрація струменя заправного матеріалу при заправці передній стінці [5].

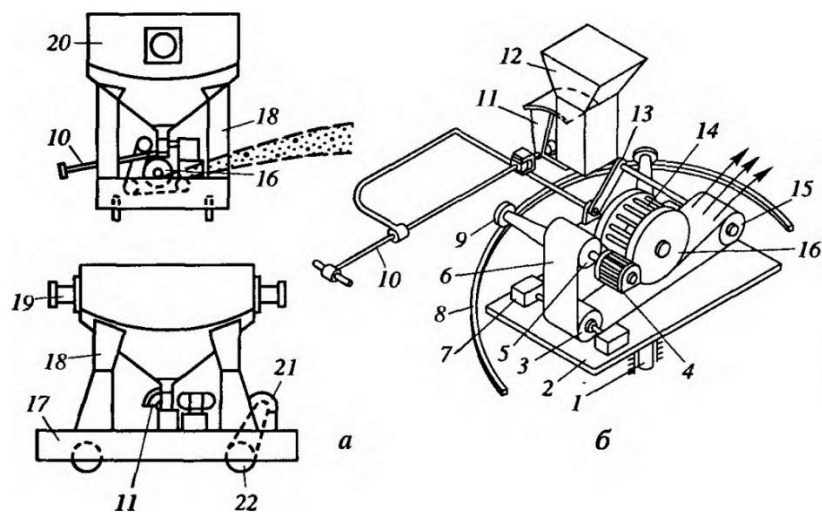


Рис 1.5 Стрічкова заправна машина.

Підйом і опускання заслінок завантажувальних вікон печей під час завалювання здійснюють механізмами з електричним приводом. Найбільшого поширення набули однобарабанні канатні лебідки, що встановлюються для кожної заслінки печі.

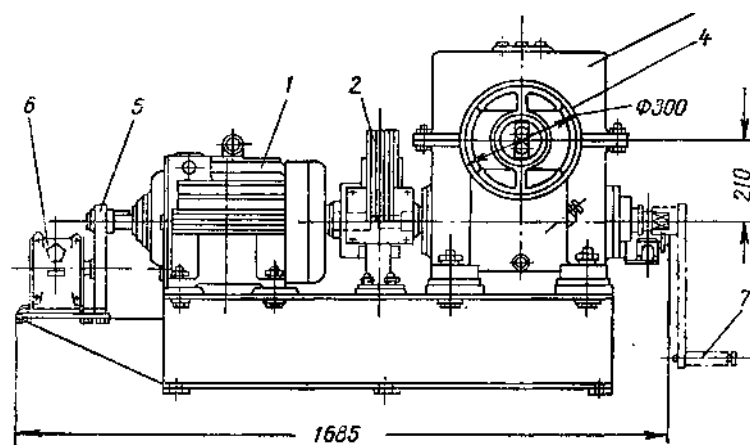


Рис 1.6 Лебідка для підйому заслінки мартенівської печі

Лебідка (рис 1.6) складається з електродвигуна 1, черв'ячного редуктора 5, барабана 4 і гальма 2, Для зменшення потужності приводу встановлюють противаги. Лебідка обладнана командоапаратом 6 з зубчастої парою 5. Тягове зусилля 1500 кг, швидкість канату 20 м /хв,

Управління лебідками - кнопкове з пульта управління печі. Більш доцільно було б встановити дистанційне керування лебідками з кабіни завалювальних машин. Однак кращим рішенням слід вважати автоматичне керування підйомом і опусканням заслінок при завантаженні шихти в піч [5].

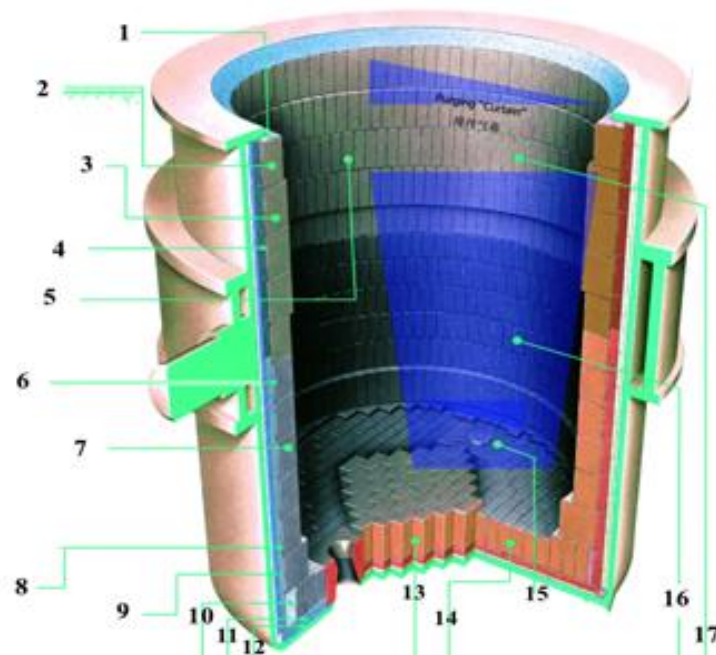
Опис розливного прольоту

Розливку стали з ковшів, проводять у виливниці зверху (сифонне розливання).

Розливання сталі в виливниці зверху, відрізняється великою простотою, злиток виходить з меншою кількістю неметалевих включень і більшої щільності. При сифонному розливанні сталь заливають у виливниці через центровую і канали в піддоні ; особливістю цього способу є одночасне отримання великої кількості злитків, поверхня їх виходить чистою внаслідок спокійного заповнення виливниці металом.

Виливниці під розливу встановлюють на склад з чотиривісних візків. Розливу стали, виконують з сталерозливного ковша, який утримують і переміщують над складом з виливницями розливним краном [6].

Сталерозливні ковші мають форму усіченого конуса зі сферичним дном. За конструктивним виконанням ковші зазвичай виконують зварними. На рисунку 1.7 показаний ковші ємністю 250 т.



1 - наповнювач вільної зони; 2 - цегла вільної зони; 3 - цегла вільної зони; 4 - цегла шлакового пояса; 5 - захисна підкладка шлакового пояса; 6 - торкрет-маса шлакового пояса; 7 - наповнювач; 8 – стіни; 9 - стіни; 10 - торкрет-маса на дні; 11 - захисна підкладка на дні; 12 - захисна підкладка на дні; 13 -арматурний шар; 14 - цегла на дні; 15 - торкрет-маса для гніздового блоку; 16 - цегла шлакового пояса в зоні перемішування; 17 - цегла в зоні перемішування.

Рис 1.7. Сталерозливний ковш

Кожух виготовлений з листової сталі, зовні охоплений кільцями жорсткості. Кільця жорсткості з'єднані між собою цільнокованими цапфовими плитами, в яких запресовані цапфи для захоплення ковша гаками розливного

крана. Для кантування ковша за допомогою допоміжного підйому крана передбачена спеціальна скоба. Всередині сталерозливних ківш футерован вогнетривкою цеглою. У днищі ковша є одне отвори для випуску сталі. Отвір ковша відкривають і закривають стопорами, керованими спеціальними механізмами. Шлаки зливається через носок. На комбінаті « Запоріжсталь» зварні ковші були застосовані вперше серед всіх меткомбінатів.

На робочому майданчику з заднього боку мартенівських печей знаходяться пересувні консольні крани, обслуговуючі роботи по зміні жолобів, подачі феросплавів, стопорів і пр. Вантажопідйомність кранів 7,5 тонн, кількість 3 штуки, виліт стріли досягає 6 м. Підкранові колії велосипедних кранів прикріплені до підкранових балках розливних кранів.

Зазначені крани виконують в розливному прольоті мартенівського цеху допоміжні операції. Для підйому і транспортування сталерозливних ковшів, тобто для виконання головних і найбільш відповідальних робіт, служать потужні розливні крани. Вони виконують також і інші операції, пов'язані з розливанням сталі: подачу порожніх ковшів, слив шлаку з ковшів після розливання сталі, прибирання шлакових ковшів. Їх використовують також для збиральних і ремонтних робіт.

Основною характеристикою розливних кранів є їх вантажопідйомність. Мартенівський цех нині обладнаний розливними кранами вантажопідйомністю 320/85/16 тон в кількості 10 штук.

За умовами вантажопідйомності розливних кранів сталь з мартенівських печей з садкой 500т. випускають у два сталерозливних ковша.

Від мостових кранів загального призначення розливні крани відрізняються більш складною конструкцією механізму головного підйому; наявністю двох візків, що переміщаються по мосту на різних рівнях; важким режимом роботи і підвищеними вимогами експлуатації до надійності, безвідмовності та безпеки, обумовленими специфікою роботи кранів з рідким металом.

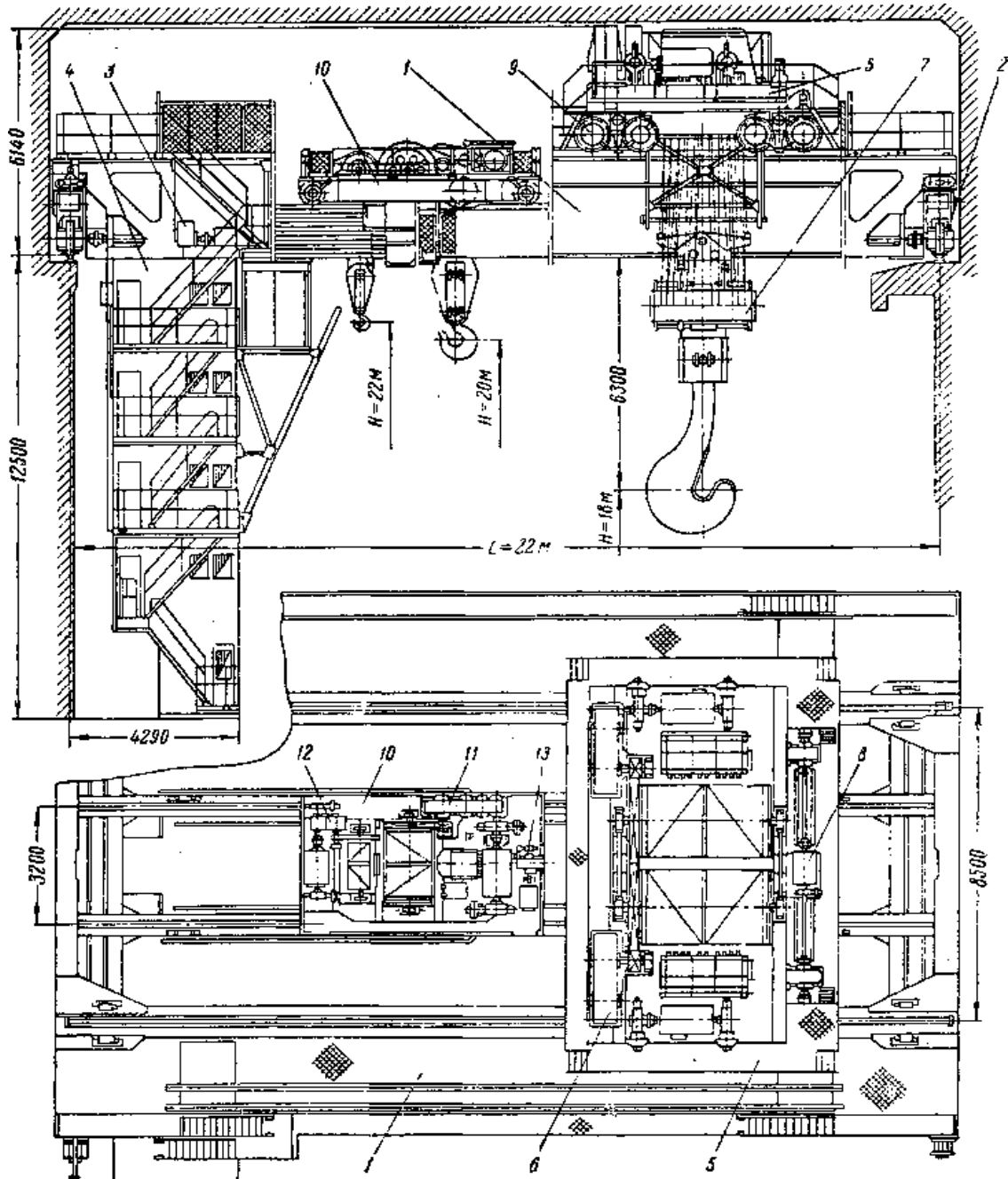


Рис 1.8 Розливний кран

До особливостей розливних кранів відносяться : малі швидкості руху, особливо головного підйому (2 м / хв), плавність підйому вантажів і робота механізмів з малими прискореннями і уповільненнями .

Розливний кран (рис 1.8) складається з трьох основних частин: моста 1 з механізмом пересування 3 і кабіною 4, головною візкою 5 допоміжного візка 10 з двома підйомами [7].

Міст крана звареної конструкції закритого типу складається з головних поздовжніх балок коробчатого перерізу, поперечних кінцевих балок, вертикальних і горизонтальних гратчастих ферм. Конструкція моста забезпечує незалежне пересування на різних рівнях головною і допоміжною візками. По двох головних зовнішніх балках укладено рейки для пересування головною візкою, а нижче між головними зовнішніми балками розташовані внутрішні балки, по рейках яких пересувається допоміжний візок. Таким чином, допоміжний візок вільно проходить під головним візком уздовж всього моста. Міст крана кінцевими балками допомогою балансірів спирається на вісім балансірних візків 2, по чотири візки з кожного боку крана. Загальне число ходових коліс в крані 16, з них чотири колеса приводні. До моста крана прикріплена п'ятиповерхова кабіна, де знаходиться машиніст і розміщена електроапаратура і устаткування для керування краном. Верхні і нижні гратчасті ферми мають настил з рифлених металевих листів для обслуговування і ремонту крана.

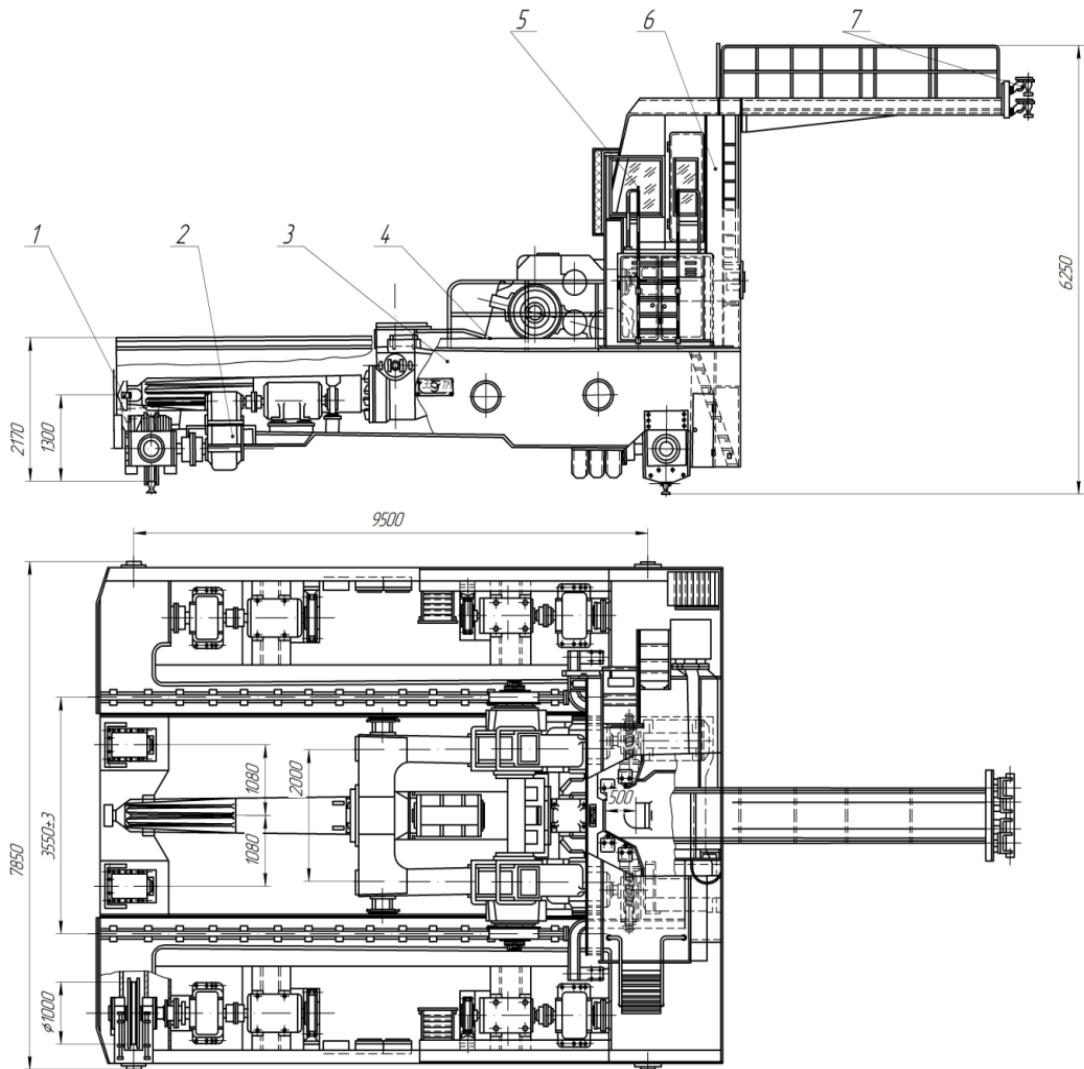
Живлення кранових двигунів електроенергією здійснюється за допомогою тролей. Для оберігання крана від жорстких ударів при наїзді на упори (в тупиках підкранової колії) або на сусідній кран з кожного боку передбачені пружинні упори. Всі вали кранових механізмів встановлені на дворядні сферичні роликотішипники. Мاستило механізмів централізована, тішипники редуктора змащуються маслом, що знаходяться в корпусі редуктора.

1.3 Будова і принцип дії завалювальної машини

Загальний вид машини показано на рис. 1.9. Захват і підйом навантаженої мультди, а також установку порожньої мультди на візок здійснюють механізмами гойдання хобота й замикання мультди; подачу навантаженої мультди в пічний простір і вивід її з печі виконують механізмом пересування візка; перекидання й розвантаження мультди в печі - механізмом

обертання хобота і гойдання. Переміщається завалювальна машина по рейках уздовж фронту печей за допомогою двох симетрично розташованих механізмів [8].

Міст підлогової - завалювальної машини зварної конструкції складається із двох головних ходових балок коробчатого перетину, двох кінцевих балок і порталу струмознімача. Головні й кінцеві балки моста з'єднуються за допомогою болтів і заклепок. Габарити порталу по висоті вибирають із умови проходження під ним рухливого поїзда. Одним з основних вимог, пропонованих до конструкції моста, є більша його твердість і міцність.



1 - хобот; 2 - механізм пересування машини; 3 - міст; 4 - завантажувальний візок; 5 - кабіна машиніста; 6 - портал; 7 - струмознімач.

Рис. 1.9 Підлогова - завалювальна машина

Міст опирається на чотири приводні ходові колеса через викатні роликотідшипникові букси вмонтовані в кінцеві балки. На головних ходових балках моста покладені рейки, по яких пересувається візок машини з кабіною машиніста. По обидві сторони моста уздовж головних балок розміщено чотири однакові механізми пересування машини. На кінцевих балках моста встановлене по два буфери для обмеження ходу візка. З кожної сторони моста також є по два пружинні буфери. Міст підлогової завалювальної машини пересувається по рейках з опуклою головкою типу КР-120.

Візок машини складається зі зварювально-ливої рами, коробчастого перетину, що опирається на дві колісні пари і з опорами на підшипниках кочення механізму пересування візка, хобота, змонтованого на візку разом з механізмами хитання й обертання. На візку розміщена кабіна машиніста і пускорегулююча апаратура.

Особливістю конструкції візка є пристрій її ходової частини. Ходові колеса візка переміщуються по рейках, покладених на різних рівнях на мосту. Передній приводний скат опирається на верхні рейки; ходові колеса одноробордні діаметром 1000мм, ширина колії 3650мм. Задній (не приводний) скат переміщується між двома парами рейок - верхніми й нижніми; колеса без реборд. Ширина колії 3390мм. Така схема опорно-ходової частини візка прийнята для того, щоб утримувати візок від перекидання навколо осі передніх коліс під дією ваги навантаженої мульди.

До передньої частини рами візка шарнірно підвішена лита рама хитання хобота, усередині якої на роликотідшипниках змонтований мундштук. На мундштуку закріплений хобот. Задній кінець рами хитання шарнірно приєднаний до шатуна кривошипного механізму хитання хобота із приводом. Обертання хобота здійснює механізм, установлений на хитній рамі. Мульду закріплюють на кінці хобота електричним механізмом замикання.

При переміщенні потяга з мульдами візок завалювальної машини випробовує великі бічні навантаження. Для передачі дії цих навантажень на

поздовжні балки моста по обидві сторони рами візка на двох рівнях передбачені пружинні роликові опори. В опорах валів механізмів завалювальної машини встановлені підшипники кочення. Передачі всіх механізмів машини виконані у вигляді закритих редукторів. Зубчасті колеса виготовлені з легованої сталі. Для підвищення зносостійкості зубчасті передачі, ходові колеса й інші деталі піддані поверхневій термічній обробці. Машину обладнано двома системами змащення: рідкої циркуляційної й густої централізованої. У деяких вузлів механізмів змащення індивідуальне. Передбачене електричне блокування, що не допускає пуск електродвигунів механізмів, якщо відсутня подача змащення. Кількість масла, що подають на зачеплення редукторів, регулюють вентилями.

Управляє електродвигунами машиніст за допомогою магнітних контролерів.

Механізм пересування машини. На мосту машини встановлено чотири однакові механізми пересування, що працюють паралельно й синхронно. Кожний з механізмів складається з електродвигуна, гальма типу ТКП-300, триступінчастого циліндричного редуктора, установлених на кінцевих балках моста. Редуктори з ходовими колесами з'єднані зубчастими муфтами. Така кінематика механізму виключає установку відкритих зубчастих передач у ходових коліс, як у завалювальних машинах інших конструкцій. Електродвигуни механізму пересування машини включені послідовно, що приводить до зниження швидкості. Завдяки цьому передаточне число редукторів, і їх розміри, менше.

Механізм обертання хобота змонтований на гойдальній рамі мундштука, що розміщується усередині рами візка. При такій компоновці габарити гойдальної рами й усього привода механізму обертання хоботи виявляються мінімальними. Зубчасті циліндричні передачі досить компактно розміщуються усередині хитної рами, що служить одночасно корпусом редуктора. Відмінною рисою редуктора є симетричне розташування зубчастих передач. Привод механізму обертання хобота складається з

електродвигуна, коротко ходового гальма типу ТКП-400 і триступінчастого циліндричного редуктора. Останнє зубчасте колесо редуктора, закріплене на мундштуку, приводить хобот в обертання. Опорами мундштука служать сферичні дворядні роликотіщини. Хобот з'єднаний з мундштуком клинами з конусністю 1:6, що забезпечують надійність і міцність з'єднання. Мундштук виготовлено зі сталі 25Л і має отвір уздовж осі для проходу штока механізму замикання. Хобот - виконаний складовим, із двох частин, що дає можливість замінити тільки найменш довговічну передню частину хобота (головку) при виході її з ладу [8].

Таблиця 1.1 Технічна характеристика завалювальної машини

Параметри	Значення
Проліт моста (ширина колії),мм	8500
Режим роботи	Важкий ПВ-40%
Рід струму	Постійний
Напруга, в	220
Швидкість, м/хв:	
руху машини	100
руху візка	100
хитання хобота у хвилину	16
обертання хобота, об/хв.	40
Відстань від підлоги до осі хобота, мм	1300
Виліт хобота від передньої рейки, мм	7100
Величина хитання хобота, мм:	
повне хитання	1180
хід кінця хобота вгору	930
хід кінця хобота вниз	250
База машини, мм	6080
Ширина машини по буферам, мм	7850

Параметри	Значення
Вага машини, тон	138
Вага переміщуваного потяга, тон	300
Електродвигуни	
Механізм ходу машини:	
тип	Д808
потужність, кВт	37
швидкість обертання, об/хв.	525
Механізм хитання хобота:	
Тип	Д812
потужність, кВт	75
швидкість обертання, об/хв.	475
Механізм ходу візка:	
Тип	Д810
потужність, кВт	55
швидкість обертання, об/хв.	500
Механізм обертання хобота:	
Тип	Д810
потужність, кВт	55
швидкість обертання, об/хв.	500

Механізм хитання хобота. Рух хоботу з мультдою у вертикальній площині щодо рами візка. Забезпечує кривошипно-шатунний механізм. Хитна рама разом із шатуном і колінчатим валом утворює чотирьох-ланковий коромисловий механізм. Шатун з'єднується з хитною рамою ексцентровою віссю. При її повороті змінюється первісний кут нахилу хобота. Ексцентрову вісь закріплюють втулками і зажимають болтами. Механізм хитання хобота має пружинні амортизатори для згладжування ударів і запобігання привода від ударних навантажень. Кривошип обертається від

електродвигуна через конічно-циліндричний редуктор, останнє приводне колесо якого з'єднано з колінчатим валом.

Механізм пересування візка. Обертання переднім ходовим колесам візка передається від електродвигуна через конічно-циліндричний редуктор, Гальмо ТКП-400 механізму пересування візка працює в режимі аварійного гальмування. Котушка гальма увесь час нормальний включена, і гальмо спрацьовує тільки у випадку зникнення напруги. Гальмування привода при роботі візка електричне й здійснюється противімкненням [9].

Опори переднього ската із дворядними роликотішипниками розташовані в гніздах редукторів механізмів пересування й хитання хобота. Задні ходові колеса обертаються на нерухливій осі на роликотішипниках.

1.4 Обґрунтування напрямку роботи

Працездатність завалювальних машин підлогового типу в цілому їх основні показники в значній мірі залежать від того, наскільки ефективно працює виконавчий орган, тому об'єктом дослідження є механізм обертання хоботу, а саме конструкція виконавчого органу мульдозавалювальної машини - хобот.

Хобот, служить для захоплення мульди і введення її в піч. При цьому хобот піддається частковому нагріву і охолодженню, на ньому з'являються тріщини, також він відчуває великі динамічні навантаження, при переміщенні мульдозавалювальною машиною складів мульди з допоміжними матеріалами, в результаті чого він руйнується, що в свою чергу призводить до простою машини. Це показує, що час роботи хоботу не великий в період між двома капітальними ремонтами.

Мета роботи полягає в поліпшенні ремонтпридатності конструкції хоботу мульдозавалювальної машини.



Рис. 1.10 Механізм обертання хобота мульдозавалювальної машини

В мартенівському цеху застосовують цільну конструкцію хоботу. Проте така конструкції ще далека від конструктивної досконалості, та не дозволяє поліпшити ремонтпридатність.

В зв'язку з цим, виникає необхідність в моделюванні раціональної конструкції хоботу, яка б в повній мірі відповідала експлуатаційним вимогам, а саме зменшенню витрат на ремонт, при цьому забезпечивши заданий ресурс роботи хоботу.

2. Розрахунок найбільш навантажених вузлів та деталей виконавчих механізмів підлогової мульдозавалювальної машини

2.1 Визначення потужності двигуна механізму обертання хобота

На хобот і мундштук завалювальної машини діють наступні вагові навантаження: вага навантаженої мульди $Q = 100$ кН, вага хобота $G_1 = 24,7$ кН, вага мундштука й деталей підшипникових вузлів $G_2 = 30,67$ кН і вага приводного зубчастого колеса $G_3 = 3,2$ кН. Схема навантажень показано на рисунок 2.1. Знаходимо реакції опор А і В.

Рівняння моментів щодо опори А:

$$Ql + G_1l_1 - G_2l_2 - G_3l_3 - B \cdot b = 0 \quad (2.1)$$

Звідси тиск на підшипник В:

$$B = \frac{100 \cdot 6,94 + 24,7 \cdot 2,95 - 30,67 \cdot 1,05 - 3,2 \cdot 2,325}{3,36} = 216 \text{ кН.}$$

Тиск на підшипник А:

$$A = Q + G_1 + G_2 + G_3 + B, \quad (2.2)$$

Підставивши числові значення в (2.2), одержимо

$$A = 100 + 24,7 + 30,67 + 3,2 + 216 = 257 \text{ кН.}$$

У загальному випадку при обертанні мульди в грубному просторі під час перекидання матеріалу на механізм обертання хобота діють наступні моменти:

- 1 сила тертя в опорах обертання хобота;
- 2 сила тертя мульди про шихту при її перекиданні;
- 3 від можливого ексцентричного розташування матеріалу в мульді.

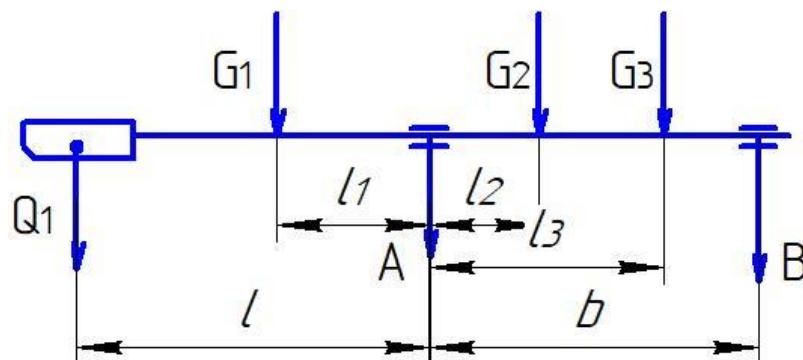


Рис. 2.1. Розрахункова схема механізму обертання хобота

Моменти від ексцентричного навантаження визначити методом розрахунків, у загальному (для сипучих матеріалів і металевого лома) не представляється можливим, їх можна врахувати тільки на підставі експериментальних досліджень.

Момент тертя в опорах залежить від величини реакцій і діаметрів цапф підшипників:

$$M_{TP} = Af_1 \frac{d_1}{2} + Bf_2 \frac{d_2}{2}, \quad (2.3)$$

де f_1, f_2 — коефіцієнти тертя в підшипниках опор ($f_1 = f_2 = 0,015$);

d_1, d_2 — відповідно діаметри цапф підшипників.

Момент від додаткових сил тертя мульди про шихту при перекиданні, згідно з експериментальними даними, досягає більших значень. Приблизно цей момент можна врахувати такою формулою:

$$M_u = Q_1 \cdot f_3 \cdot R, \quad (2.4)$$

де Q_1 — тиск навантаженої мульди та шихти, береться як частина загальної ваги мульди з вантажем: $Q_1 = (0,4—0,5) \cdot Q$;

f_3 — коефіцієнт тертя мульди о шихту ($f_3 = 0,045$);

R — відстань від осі обертання до дна мульди ($R=0,45$ м).

Підставивши числові значення в (2.4), одержимо

$$M_u = 0,4 \cdot 100 \cdot 0,045 \cdot 0,45 = 0,81 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

При максимальній вантажопідйомності мульди загальний момент опору

$$M_u = M_{TP} + M_u, \quad (2.5)$$

Підставивши числові значення в (2.5), одержимо

$$M_u = 0,29 + 0,81 = 1,1 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Потужність електродвигуна

$$N = \frac{M_u \cdot n_x}{9550 \cdot \eta}, \quad (2.6)$$

де n_x — число обертів хобота у хвилину ($n_x = 40$ об/хв);

η - к.к.д. передавального механізму ($\eta \approx 0,94$).

Підставивши числові значення в (2.6), одержимо

$$N = \frac{1100 \cdot 40}{9550 \cdot 0,94} = 48 \text{кВт}.$$

Вибираємо електродвигун, потужність якого $N = 55 \text{кВт}$, частота обертання $n = 500 \text{ про/хв}$. Обраний електродвигун відповідає паспортному, який використовується на підлогово-завалювальних машинах у цей час.

2.2 Визначення динамічних характеристик механізму обертання хобота

Тому що хобот машини при висипанні матеріалу повертається на 360 градуси., то час пуску визначаємо при навантаженій мульдi, а час гальмування — при порожній.

Маховий момент мульдi обчислюємо по наближеним формулам: навантаженої

$$GD_m^2 = \frac{Q}{3} \cdot (h^2 + b^2), \quad (2.7)$$

порожньої

$$GD_{m1}^2 = \frac{Q}{3} \cdot (h^2 + b^2) - \frac{Q - G_m}{3} \cdot (h_1^2 + b_1^2), \quad (2.8)$$

де G_m - вага мульдi ($G_m = 35 \text{кН}$);

h, h_1 - зовнішня й внутрішня висота мульдi ($h = 1.15 \text{м}$, $h_1 = 1.12 \text{м}$);

b, b_1 - середня зовнішня й внутрішня ширина мульдi ($b = 1.28 \text{м}$, $b_1 = 1.22 \text{м}$).

Підставивши числові значення в (2.7), (2.8) одержимо

$$GD_m^2 = \frac{15}{3} \cdot (1,15^2 + 1,28^2) = 14,8 \text{кН} \cdot \text{м}^2.$$

$$GD_{m1}^2 = 14,8 - \frac{15 - 3,5}{3} \cdot (1,12^2 + 1,22^2) = 43 \text{кН} \cdot \text{м}^2.$$

Маховий момент деталей, що перебувають на осi хобота: при навантаженій мульдi

$$GD_x^2 = GD_m^2 + GD_1^2 + GD_2^2 + GD_3^2 + GD_4^2, \quad (2.9)$$

при порожній мульдi

$$GD_{x1}^2 = GD_{m1}^2 + GD_1^2 + GD_2^2 + GD_3^2 + GD_4^2, \quad (2.10)$$

де GD_1^2 - маховий момент головки хобота ($GD_1^2 = 0,425 \text{ кН} \cdot \text{м}^2$);

GD_2^2 - маховий момент хобота ($GD_2^2 = 1,0 \text{ кН} \cdot \text{м}^2$);

GD_3^2 : - маховий момент мундштука ($GD_3^2 = 0,345 \text{ кН} \cdot \text{м}^2$);

GD_4^2 - маховий момент зубчастого колеса ($GD_4^2 = 0,095 \text{ кН} \cdot \text{м}^2$).

Підставивши числові значення в (2.9), (2,10) одержимо

$$GD_x^2 = 14,8 + 0,425 + 1,0 + 0,345 + 0,095 = 16,665 \text{ кН} \cdot \text{м}^2,$$

$$GD_{x1}^2 = 4,3 + 0,425 + 1,0 + 0,345 + 0,095 = 6,165 \text{ кН} \cdot \text{м}^2.$$

Маховий момент механізму, наведений до вала двигуна: при навантаженій мульдї з урахуванням втрат під час пуску

$$GD_{np}^2 = GD_y^2 + GD_m^2 + GD_n^2 + \frac{GD_x^2}{i^2 \cdot \eta}, \quad (2.11)$$

При порожній мульдї з урахуванням втрат під час гальмування

$$GD_{np1}^2 = GD_y^2 + GD_m^2 + GD_n^2 + \frac{GD_{x1}^2}{i^2} \cdot \eta, \quad (2.12)$$

де GD_y^2 - маховий момент якоря двигуна ($GD_y^2 = 16 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$)

GD_m^2 - маховий момент муфти з гальмовим шківом ($GD_m^2 = 4,1 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$)

GD_n^2 - маховий момент передавального механізму, наведений до вала двигуна ($GD_n^2 = 3 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$)

i - передаточне число редуктора ($i = 15,1$).

Підставивши числові значення в (2.11), (2.12) одержимо

$$GD_{np}^2 = 16 + 4,1 + 3 + \frac{16,665}{15,1^2 \cdot 0,94} = 0,1007 \text{ кН} \cdot \text{м}^2,$$

$$GD_{np1}^2 = 16 + 4,1 + 3 + \frac{6,165}{15,1^2} \cdot 0,94 = 0,0485 \text{ кН} \cdot \text{м}^2.$$

Середній пусковий і гальмовий моменти двигуна можна визначити, користуючись відомим співвідношенням між моментом, потужністю й числом обертів двигуна з урахуванням коефіцієнта перевантаження двигуна:

$$M_{cp} = 975 \cdot \frac{N}{n} \cdot \lambda_{cp}, \quad (2.13)$$

де N — номінальна потужність двигуна ($N=55$ кВт);

n - номінальне число обертів двигуна ($n = 500$ об/хв);

λ_{cp} - середній коефіцієнт перевантаження двигуна при пуску й гальмуванні ($\lambda_{cp} = 1,8$).

Підставивши числові значення в (2.13) одержимо

$$M_{cp} = 975 \cdot \frac{55}{500} \cdot 1,8 = 193H \cdot m.$$

Статичний момент механізму, наведений до вала двигуна, від сил тертя в опорах обертання хобота:

при навантаженій мульдї

$$M_c = \frac{M_{mp}}{i \cdot \eta}, \quad (2.14)$$

при порожній мульдї

$$M_{c1} = \frac{M_{mp}}{i \cdot \eta}, \quad (2.15)$$

де $M_{tr}=125H \cdot m$ — момент тертя на осї хобота при порожній мульдї.

Підставивши числові значення в (2.14), (2.15) одержимо

$$M_c = \frac{290}{15,1 \cdot 0,94} = 20,5H \cdot m,$$

$$M_{c1} = \frac{125}{15,1 \cdot 0,94} = 8,8H \cdot m.$$

Час пуску по формулі становить

$$t_n = \frac{GD_{np}^2 \cdot n}{375 \cdot (M_{cp} - M_c)}, \quad (2.16)$$

Час гальмування по формулі (1-11) становить

$$t_m = \frac{GD_{np1}^2 \cdot n}{375 \cdot (M_{cp} - M_{c1})}, \quad (2.17)$$

Підставивши числові значення в (2.16), (2.17) одержимо

$$t_n = \frac{100,7 \cdot 500}{375 \cdot (193 - 20,5)} = 0,78c,$$

$$t_m = \frac{48,5 \cdot 500}{375 \cdot (193 - 8,8)} = 0,32c.$$

Маючи у виді, що кути повороту хобота при пуску й гальмуванні рівні $\varphi_x = 2\pi \text{ рад}$, знайдемо час повороту хобота при усталеному русі:

$$t_y = \frac{\varphi_y}{\varphi_x} = \frac{60}{n_x} - \frac{t_n + t_t}{2}, \quad (2.18)$$

Повний час оберту хобота

$$T = t_n + t_y + t_t = 0,78 + 0,95 + 0,32 = 2,05c \quad (2.19)$$

Підставивши числові значення в (2.18), (2.19) одержимо

$$t_y = \frac{60}{40} - \frac{0,78 + 0,32}{2} = 0,95c,$$

$$T = 0,78 + 0,95 + 0,32 = 2,05c.$$

При обліку сил тертя мульди про шихту час пуску механізму становить

$$t_n = \frac{GD_{np}^2 \cdot n}{375 \cdot (M_{cp} - M_{cp})}, \quad (2.20)$$

Відповідно час повороту хобота при, що встановився

$$M_c = \frac{M_M}{i \cdot \eta}, \quad (2.21)$$

Підставивши числові значення в (2.20), (2.21) одержимо

$$t_n = \frac{100,7 \cdot 500}{375 \cdot (193 - 77,5)} = 1,16c,$$

$$M_c = \frac{1100}{15,1 \cdot 0,94} = 77,5H \cdot m$$

Відповідно час обороту хобота при установившиємся руці

$$t_y = \frac{60}{40} - \frac{1,16 + 0,32}{2} = 0,76c.$$

Повний час оберту хобота

$$T = 1,16 + 0,76 + 0,32 = 2,24c.$$

Враховуючи, що в процесі розгону матеріал висипає з мульди, тобто статичний і маховий моменти механізму зменшуються, час пуску, відповідно, і час одного оберту хобота буде небагато менше розрахункового.

2.3. Визначення оптимальної швидкості обертання хобота

Беручи до уваги, що механізм у плинні певного періоду часу (приблизно 1/3 оберту) працює при навантаженій мульдi, а потім при порожній, визначимо значення оптимальної швидкості для зазначених періодів.

При навантаженій мульдi $M_c = 20,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$. $GD_{np}^2 = \text{Н} \cdot \text{м}$; наведений момент інерції

$$I_{np} = \frac{GD_{np}^2}{4g}, \quad (2.22)$$

відношення момент

$$\alpha = \beta = \frac{M_{cp}}{M_c}, \quad (2.23)$$

Підставивши числові значення в (2.22), (2.23) одержимо

$$I_{np} = \frac{96}{4 \cdot 9,81} = 2,44 \text{ Н} \cdot \text{м} / \text{с}^2,$$

$$\alpha = \beta = \frac{193}{20,5} = 9,41.$$

Формулу (1 -49) [1] можна виразити через кут повороту хобота. Тому що $v = wR$ і $S = \varphi R$

Для порожньої мульди розрахунки ведемо за наступним даними:

$$w_0 = \sqrt{2\varphi \frac{(\alpha - 1) \cdot (\beta + 1) M_c}{(\alpha + \beta) \cdot I_{np} \cdot i}} = \sqrt{\varphi \frac{(\alpha^2 - 1) \cdot M_c}{\alpha \cdot I_{np} \cdot i}},$$

$$(2.24)$$

Підставивши числові значення в (2.24), одержимо

$$w_0 = \sqrt{\frac{2 \cdot 3,14}{3} \cdot \frac{(9,41^2 - 1) \cdot 20,5}{9,45 \cdot 2,44 \cdot 15,1}} = 3,28 \frac{1}{\text{с}}.$$

Для порожньої мульди рахунок ведемо по наступним даним

$$M_c = 8,8H \cdot m; GD_{np}^2 = 50H \cdot m; \varphi = \frac{4}{3}\pi.$$

Після обчислення одержимо наступне значення швидкості: $w_0 = 6.03$ 1/с.

Середнє значення

$$w_0 = \frac{w'_0 + w''_0}{2}, \quad (2.25)$$

Оптимальне число обертів хобота у хвилину

$$n_0 = \frac{30w_0}{\pi}, \quad (2.26)$$

Підставивши числові значення в (2.25),(2.26) одержимо

$$w_0 = \frac{3,28 + 6,03}{2} = 4,65 \frac{1}{c}$$

$$n_0 = \frac{30 \cdot 4,65}{3,14} = 44,4 \frac{об}{хв}$$

2.4 Розрахунок потужності двигуна механізму гойдання хобота

Вихідні дані для розрахунку:

$Q=100$ кН - вага завантаженої мульди, $G = 24,7$ кН - вага хобота, $G = 30,67$ кН - вага мундштука і підшипникових вузлів, $G = 3,14$ кН - вага приводного зубчастого колеса механізму обертання хобота, $G = 15,02$ кН - вага електродвигуна механізму обертання хобота з гальмом, $G = 37,00$ кН - вага рами хобота, $G = 14,2$ кН - вага редуктора механізму обертання хобота, $G = 18,78$ кН - вага шатуна, $l=5,9$ м, $l=3,5$ м, $l=0,284$ м, $l=2,585$ м, $l=1,197$ м, $l=2,18$ м, $l=2,45$ м, $l=3,372$ м, $L=3,4$ м, $a=0,45$ м, $b=0,65$ м, $c=0,028$ м, $e=0,028$ м-, $r=0,410$ м, $n = 22,5$ мін - частота обертання кривошипа $i=21$ - передавальне число приводу, $t = 2$ с - час розгону і гальмування двигуна $\eta = 0,91$ - загальний ККД механізму гойдання, $I_m = 3,25$ кгм² - момент інерції муфти $\delta = 1,15$ - коефіцієнт, що враховує момент інерції зубчастої передачі.

На (Рис 2.2) показана розрахункова схема механізму при горизонтальному положенні хобота. Визначаємо реакції в опорах D і C. Для цього розглянемо два рівняння статки:

$$\sum M_c = 0 \text{ и } \sum P_y = 0$$

$$F_D = \frac{Q \cdot l + G_1 \cdot l_1 - G_2 \cdot l_2 - G_3 \cdot l_3 - G_4 \cdot l_4 - G_5 \cdot l_5 - G_6 \cdot l_6 - G_7 \cdot l_7}{l_7} \quad (2.27)$$

Підставляючи числові значення у вираження, отримуємо:

$$F_D = 100 \cdot 5,9 + 24,7 \cdot 3,5 - 30,67 \cdot 0,284 - 3,14 \cdot 2,585 - 15,02 \cdot 1,197 - \frac{37,00 \cdot 2,18 - 14,2 \cdot 2,45 - 18,78 \cdot 3,372}{3,372} = 137,27 \text{ кН.}$$

$$F_c = Q + G_1 + G_2 + G_3 + G_4 + G_5 + G_6 + G_7 + F_D \quad (2.28)$$

Підставляючи числові значення у вираження, отримуємо:

$$F_c = 100 + 24,7 + 30,67 + 3,14 + 15,02 + 37,00 + 14,2 + 18,78 + 137,27 = 380,78 \text{ кН}$$

Визначаємо максимальні статичні навантаження, що діють на механізм.

Розглянемо три положення кривошипа: $\varphi = 90^\circ$, $\varphi = 103^\circ$, $\varphi = 116^\circ$.

Привід працює за трикутним графіком швидкості (рис 2.3).

В цьому випадку при $\varphi = 90^\circ$ має місце максимальна кутова швидкість, а при $\varphi \approx 116^\circ$ (для даного механізму) - максимальний момент, що крутить, на кривошипі (кут між кривошипом і шатуном складає 90°). Необхідно відшукати положення, при якому значення потужності (моменту, що крутить, і кутової швидкості) буде максимальним, і не виключено, що це положення знаходитиметься в інтервалі між $\varphi = 90^\circ$ та $\varphi = 116^\circ$. Тому розглянемо проміжне положення, щоб по трьох набутих значень M_k та ω_k обчислити потужність і побудувати робочий графік, по якому може бути вибрана максимальна потужність двигуна.

Для того, щоб прибрати додаткові погрішності і зручності плани швидкостей будемо безпосередньо на ланку механізму (Рис. 2.4). В цьому випадку досить отримати лише пересічення напрямів ланок. З метою

спрощення схеми приймаємо замість хобота лише лінію CD, яка сполучає шарніри.

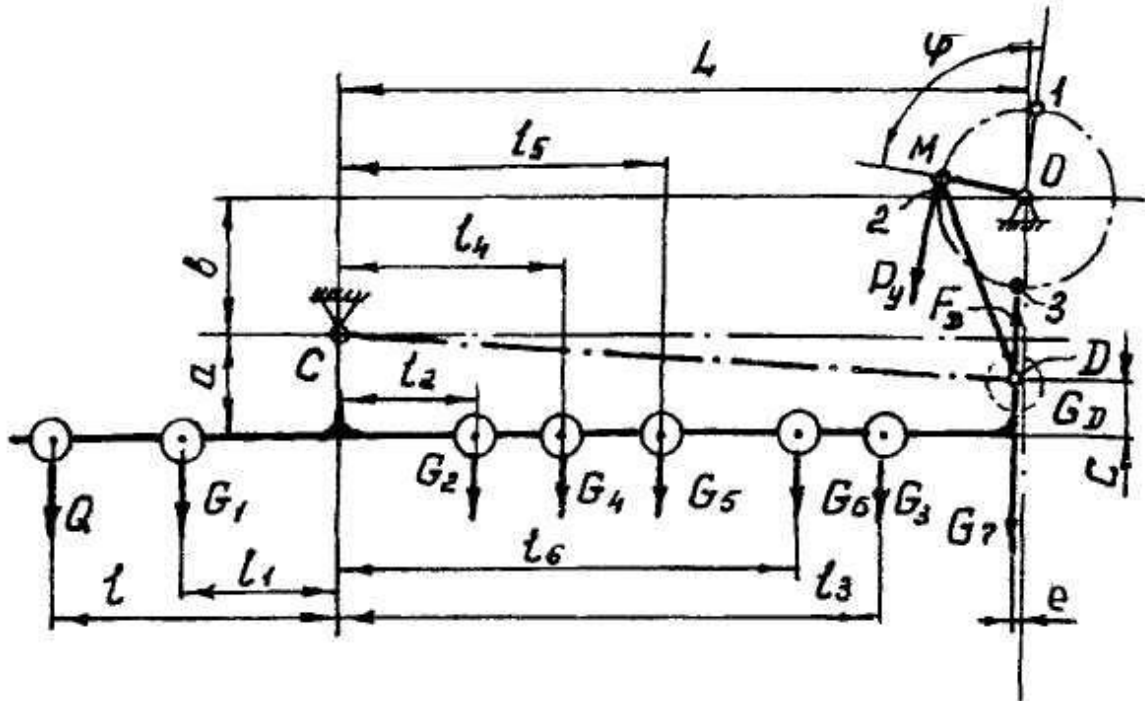


Рисунок. 2.2 – Розрахункова схема механізму при горизонтальному положенні хобота

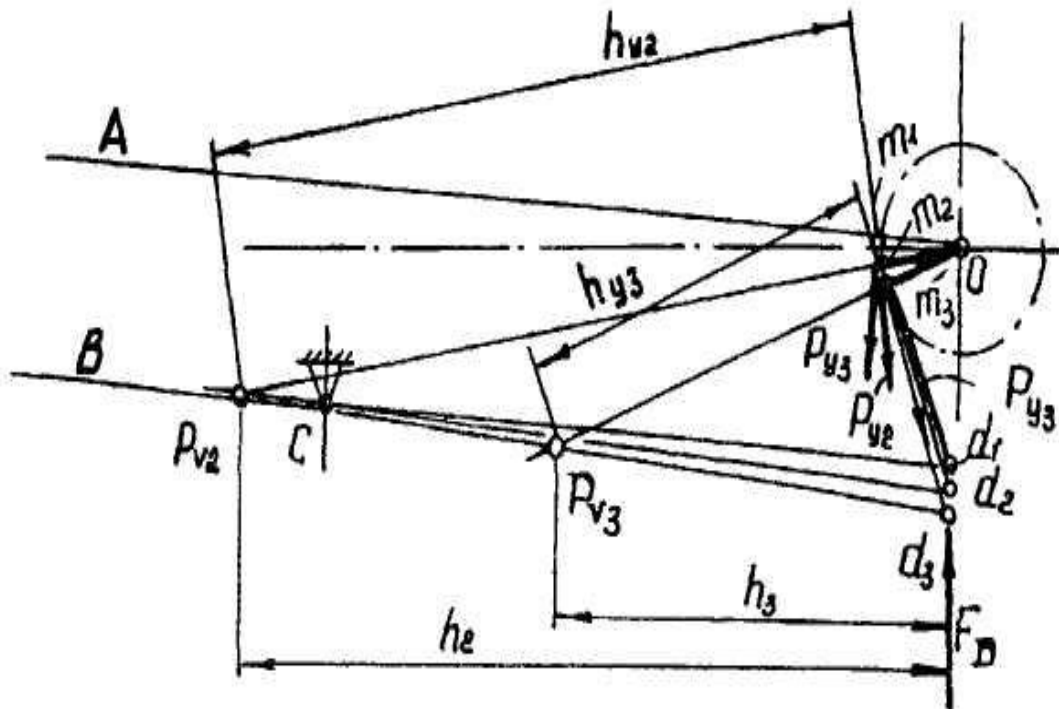


Рисунок. 2.3 – План швидкостей механізму

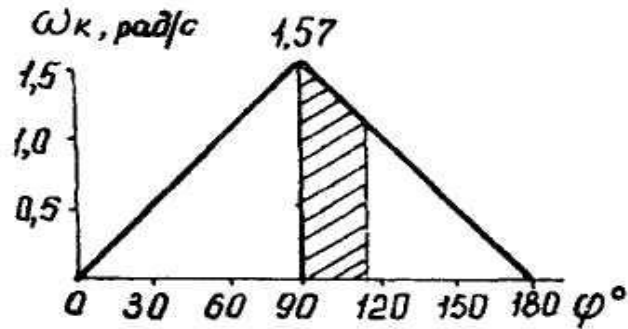


Рисунок. 2.4 –Графік швидкості роботи приводу

Врівноважуючи сили визначаємо по формулі:

$$P_{yi} = \frac{F_D \cdot h_i}{h_{yi}} \quad (2.29)$$

При $\varphi = 90^\circ$ лінії $A \cdot m_1$ та $B \cdot d_1$ напрям швидкостей v_m та v_D , повернені на кут 90° , і практично не перетинаються. Тоді приймаємо:

$$h_1 = h_{y1} \text{ и } P_{y1} = F_D = 137,27 \text{кН.}$$

Підставимо числові значення, отримуємо:

для $\varphi = 103^\circ$

$$P_{y2} = \frac{137,27 \cdot 95}{86} = 151,6 \text{кН.}$$

Розміри $h_2 = 95 \text{мм}$ та $h_{y2} = 86 \text{мм}$, беремо з плану швидкостей, як і наступні $h_2 = 53 \text{мм}$ та $h_{y2} = 46 \text{мм}$, для $\varphi = 116^\circ$

$$P_{y3} = P_{y1} \cdot \frac{h_3}{h_{y3}} \quad (2.30)$$

Підставляючи числові значення, отримуємо:

$$P_{y3} = 137,27 \cdot \frac{53}{46} = 158,16 \text{кН.}$$

Тоді моменти, що крутять, на кривошипі:

$$\text{для } \varphi = 90^\circ \quad M_{k1} = P_{y1} \cdot r, \quad (2.31)$$

$$\text{для } \varphi = 103^\circ \quad M_{k2} = P_{y2} \cdot r, \quad (2.32)$$

$$\text{для } \varphi = 116^\circ \quad M_{k3} = P_{y3} \cdot r, \quad (2.33)$$

Підставляючи числові значення у вираження, отримуємо:

$$M_{k1} = 137,27 \cdot 0,410 = 56,28 \text{кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{k2} = 151,6 \cdot 0,410 = 62,16 \text{кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{k3} = 158,16 \cdot 0,410 = 64,84 \text{кН} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо подальші значення кутових швидкостей кривошипа в діапазоні 90° --- 180° по формулі:

$$\omega_{ki} = \sqrt{2 \cdot \frac{n_k \cdot \pi}{30 \cdot t_{p(r)}} \cdot (3,14 - \varphi_i)}. \quad (2.34)$$

Тут φ підставляємо в радіанах ($\varphi_{90^\circ} = 1,57 \text{рад}$, $\varphi_{103^\circ} = 1,797 \text{рад}$, $\varphi_{116^\circ} = 2,02 \text{рад}$).

$$\text{для } \varphi = 90^\circ \quad \omega_{k1} = \sqrt{2 \cdot \frac{15 \cdot 3,14}{30 \cdot 2} \cdot (3,14 - 1,57)} = 1,57 \text{рад/с};$$

$$\text{для } \varphi = 103^\circ \quad \omega_{k2} = \sqrt{2 \cdot \frac{15 \cdot 3,14}{30 \cdot 2} \cdot (3,14 - 1,797)} = 1,45 \text{рад/с};$$

$$\text{для } \varphi = 116^\circ \quad \omega_{k3} = \sqrt{2 \cdot \frac{15 \cdot 3,14}{30 \cdot 2} \cdot (3,14 - 2,02)} = 1,33 \text{рад/с}.$$

У діапазоні кутів 0° --- 90° необхідно використовувати наступну формулу:

$$\omega_{ki} = \sqrt{2 \cdot \frac{n_k \cdot \pi}{30 t_{p(r)}} \cdot \varphi_i}. \quad (2.35)$$

По набутих значень побудований графік (рис. 2.5).

Потужність визначаємо по формулі:

$$N_i = \frac{M_{ki} \cdot \omega_{ki}}{1000 \cdot \eta_0}, \quad (2.36)$$

Підставляючи числові значення у вираження, отримуємо:

$$\text{для } \varphi = 90^\circ \quad N_1 = \frac{56280 \cdot 1,57}{1000 \cdot 0,91} = 97,1 \text{кВт};$$

$$\text{для } \varphi = 103^\circ \quad N_2 = \frac{62160 \cdot 1,45}{1000 \cdot 0,91} = 99,0 \text{кВт};$$

$$\text{для } \varphi = 116^\circ \quad N_3 = \frac{64840 \cdot 1,33}{1000 \cdot 0,91} = 94,5 \text{кВт}.$$

За отриманими даними будуємо робочий графік 2.5, для того, щоб повністю встановити максимальне значення потужності. З графіка бачимо, що

максимальна потужність є $N_2 = 99,0 \text{ кВт}$. Діапазон цієї величини складає $99^0 \dots 103^0$.

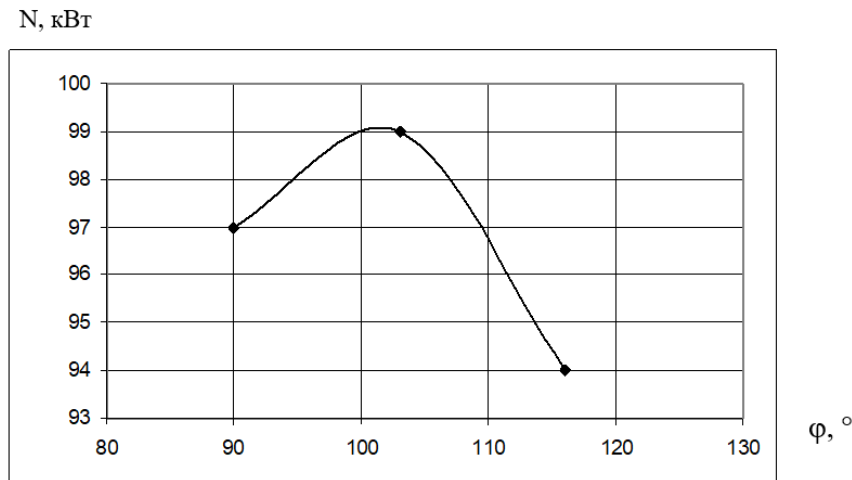


Рисунок 2.5 - Максимальне значення потужності двигуна

При постійному навантаженні механізм працює рідко. Тому визначаємо потужність двигуна з врахуванням тривалості включень, яка для цих механізмів складає 40% (відносна величина ПВ=0,4), по формулі:

$$N = N_{\max} \cdot \sqrt{\text{ПВ}}, \quad (2.11)$$

Підставляючи числові значення у вираження, отримуємо:

$$N = 99,0 \cdot \sqrt{0,4} = 56,02 \text{ кВт}.$$

У даному механізмі використовується двигун Д-810, що має наступні дані:

$$N = 55 \text{ кВт при ПВ}=40\%, n_{\text{об}} = 475 \text{ мин}^{-1}, I_{\text{я}} = 7 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, [\lambda] = 3.$$

Перевіряємо двигун на перевантаження в період пуску. Для цього визначаємо миттєве значення моменту інерції деталей, що коливаються, приведеного до осі кривошипа, використовуючи формулу:

$$I = \frac{G_D}{g} \left(\frac{V_{DI}}{\omega_{ki}} \right)^2, \quad (2.37)$$

де G_D - приведена до точки D сила тяжіння деталей, що коливаються:

$$G_D = \frac{\sum G_i \cdot l_i^2}{(L - c)^2}, \quad (2.38)$$

$$G_D = 100000 \cdot 5.9^2 + 24700 \cdot 3.5^2 + 30670 \cdot 0.284^2 + 3140 \cdot 2.585^2 + 15020 \cdot 1.197^2 + \\ + \frac{37000 \cdot 2.18^2 + 14200 \cdot 2.45^2 + 18780 \cdot 3.372^2}{(3.4 - 0.028)^2} = 3784663 \text{Н.}$$

Визначаємо швидкість v_D (точки D) для цих - же трьох положень.

Визначимо швидкість v_M :

$$V_{M1} = \omega_{k1} \cdot r; \quad (2.39)$$

$$V_{M2} = \omega_{k2} \cdot r; \quad (2.40)$$

$$V_{M3} = \omega_{k3} \cdot r. \quad (2.41)$$

Підставляючи числові значення у вираження, отримуємо:

$$V_{M1} = 1.57 \cdot 0.410 = 0.64 \text{ м/с};$$

$$V_{M2} = 1.45 \cdot 0.410 = 0.59 \text{ м/с};$$

$$V_{M3} = 1.33 \cdot 0.410 = 0.54 \text{ м/с}.$$

тоді

$$V_{D2} = \frac{V_{M2} \cdot p_{v2} \cdot d_2}{p_{v2} \cdot m_2}; \quad (2.42)$$

$$V_{D3} = \frac{V_{M3} \cdot p_{v3} \cdot d_3}{p_{v3} \cdot m_3}. \quad (2.43)$$

Підставляючи числові значення у вираження, отримуємо:

$$V_{D2} = \frac{0.59 \cdot 96}{86} = 0.65 \text{ м/с}$$

$$V_{D3} = \frac{0.54 \cdot 53}{47} = 0.61 \text{ м/с}.$$

За отриманими даними будуємо робочий графік 2.6 для встановлення максимального значення швидкості V_D .

Vt

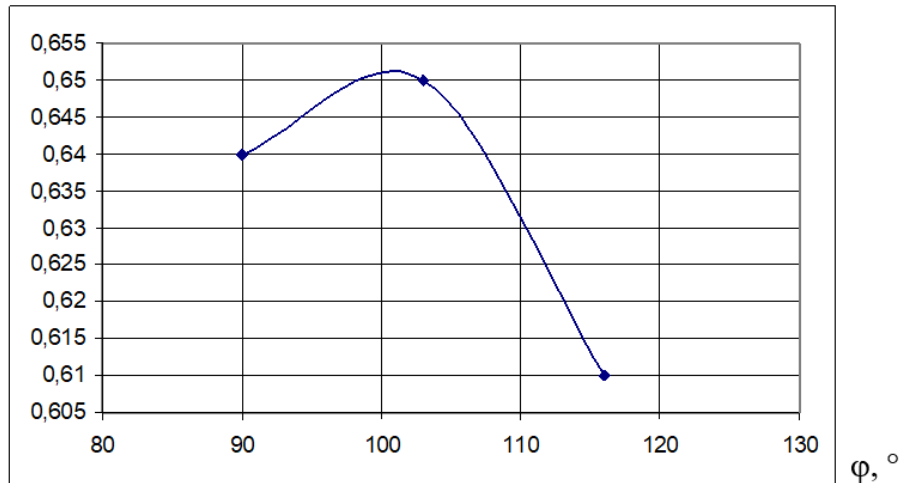


Рисунок 2.6 – Максимальне значення швидкості

З графіка бачимо, що максимальному значенню швидкості V_D відповідає $\varphi = 103^\circ$.

Перед визначенням значення моменту інерції I_k , встановимо максимальне значення відношення по формулі:

$$\frac{V_{DI}}{\omega_{kl}} \quad (2.44)$$

Підставляючи чисельні значення, отримуємо:

$$0,64/1,57=0,407; \quad 0,65/1,45=0,448; \quad 0,61/1,33=0,458.$$

Звідси бачимо, що для подальших розрахунків необхідно брати $V = 0.61 \text{ м/с}$ та $\omega_{k3} = 1.33 \text{ рад/с}$.

Тоді:

$$I_k = \frac{3784663}{9.81} \left(\frac{0.61}{1.33} \right)^2 = 8115.48 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Загальний момент інерції, приведений до валу двигуна, визначуваний по формулі:

$$I_{np} = \delta \cdot (I_{я} + I + I_{м}) + \frac{I_k}{i^2}. \quad (2.45)$$

Підставляючи чисельні значення, отримуємо:

$$I_{np} = 1,15(7 + 15,2 + 3,25) + \frac{8198,98}{21^2} = 47,86 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Момент динамічний:

$$M_{\partial} = I_{np} \cdot \frac{\omega_k}{t_{p(r)}} \cdot i. \quad (2.46)$$

Підставляючи чисельні значення, отримуємо:

$$M_{\partial} = 47.86 \cdot \frac{1.57}{2} \cdot 21 = 788.97 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальний статичний момент, приведений до валу двигуна:

$$M_{C_{\max}} = \frac{M_{k3}}{i \cdot \eta_0}. \quad (2.47)$$

Підставляючи чисельні значення, отримуємо:

$$M_{C_{\max}} = \frac{64840}{21 \cdot 0.91} = 3392.9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Максимальний момент на валу двигуна:

$$M_{\partial\partial} = M_{C_{\max}} + M_{\partial}. \quad (2.48)$$

Підставляючи чисельні значення, отримуємо:

$$M_{\partial\partial} = 3392.9 + 788.97 = 4181.87 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Номинальний момент двигуна:

$$M_n = 9550 \cdot \frac{N}{n_{\partial\partial}}. \quad (2.49)$$

Підставляючи чисельні значення, отримуємо:

$$M_n = 9550 \cdot \frac{55}{475} = 1507.89 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Коефіцієнт перевантаження:

$$\lambda = \frac{M_{\partial\partial}}{M_n}. \quad (2.50)$$

Підставляючи чисельні значення, отримуємо:

$$\lambda = \frac{4181.87}{1507.89} = 2.77$$

що задовольняє умові: $\lambda \leq [\lambda] = 3$.

Як показали розрахунки, обраний двигун повністю підходить під режим роботи механізму обертання завалочної машини.

2.5 Розрахунок параметрів, та вибір електродвигуна механізму переміщення машини

Розраховуємо статичну потужність двигунів для приводу механізму пересування навантаженої машини за формулою:

$$P_{с.н} = \frac{W_{пер.м} \cdot V_{пер}}{\eta}, \quad (2.51)$$

де $W_{пер.м}$ – опір пересування навантаженої машини, $W_{пер.м} = 17.4$ кН;

$V_{пер}$ – стала швидкість машини, $V_{пер} = 1,66$ м/с;

η – КПД передавального механізму, $\eta = 0,94$.

Загальний опір пересуванню машини:

$$W_{тер.н} = W_{тер} + W_{укл}, \quad (2.52)$$

де $W_{тер}$ – опір тертю;

$W_{укл}$ – опір від кута шляху.

Опір тертю при русі моста по рельсовій дорозі з навантаженням

$$W_{тер} = (G + G_m) \left(\frac{fd + 2k}{D} \right) k_p, \quad (2.53)$$

$$W_{тер} = (100 + 1380) \left(\frac{22 \cdot 0,015 + 2 \cdot 0,12}{100} \right) = 15,58 \text{ кН}$$

де G_m – вага машині, $G_m = 1380$ кН;

G – вага завантаженої мультди, $G = 100$ кН;

f – коефіцієнт тертя у підшипниках, $f = 0,015$;

k – коефіцієнт тертя колеса об рейку, $k = 0,12$ см;

d – діаметр шийок ходових коліс, $d = 22$ см;

D – діаметр ходових коліс, $D = 100$ см;

k_p – коефіцієнт, що враховує опір ребер об рейку, $k_p = 1,8$.

Опір тертю при русі моста по рейковій дорозі розвантаженої машини

$$W_{террозв} = G_m \left(\frac{fd + 2k}{D} \right) k_p, \quad (2.54)$$

$$W_{террозв} = 1380 \left(\frac{22 \cdot 0,015 + 2 \cdot 0,12}{100} \right) \cdot 1,8 = 14,16 \text{ кН}$$

Опір пересуванню машини від кута шляху:

$$W_y = (G + G_m) i_y, \quad (2.55)$$

де i_y – кут шляху, $i_y = 0,0015$.

$$W_y = (100 + 1380) 0,0015 = 2,22 \text{ кН}$$

Підставивши данні у формулу (4.2) отримаємо:

$$W_{\text{перн}} = 15,18 + 2,22 = 17,4 \text{ кН}$$

Статична потужність приводу:

$$P_{\text{ст}} = \frac{W_{\text{перн}} V_{\text{пер}}}{\eta}, \quad (2.56)$$

$$P_{\text{ст}} = \frac{17,4 \cdot 1,66}{0,94} = 30,2 \text{ кВт}$$

Максимальне навантаження в механізмі виникає при пересуванні складу з мурлами. При розрахунку коефіцієнтів опору пересуванню складу з мурлами слід враховувати стан рейкової дороги робочого майданчика печі - наявність пилу, величина доломіту, руди, шлаку і інших складових. Це створює додатковий опір, який враховується коефіцієнтом запасу:

$$\omega_c = C \omega, \quad (2.57)$$

де ω – по даним, $\omega = 6 \dots 8 \text{ Н/кН}$;

C – коефіцієнт запасу, $C = 1,3 \dots 1,5$.

$$\omega_c = 1,4 \cdot 7 = 9,8 \text{ Н/кН}$$

Визначимо коефіцієнт опору руху складу візків від сил інерції:

$$\omega = 0,11 a, \quad (2.58)$$

де a – середнє значення прискорення, $a = 0,05 \dots 0,25 \text{ м/с}^2$.

$$\omega = 0,11 \cdot 0,2 = 0,022 \text{ м/с}^2$$

Опір пересуванню складу на закругленнях дороги визначаємо по формулі:

$$W_k = G_c \frac{700}{R_3} \left(\frac{l_3}{l_c} \right), \quad (2.59)$$

де R_3 - радіус закруглення шляху, $R_3 = 55 \text{ м}$;

l_3 - довжина криволінійної шляху, $l_3 = 19 \text{ м}$;

l_c - довжина складу з мульдами, $l_c = 58\text{м}$.

$$l_c = 12 \cdot 4,83 = 58\text{м}$$

де 12 – кількість візків;

4,73 – довжина візків.

$$W_k = 5750 \frac{700}{55} \left(\frac{19}{58} \right) = 24000\text{кН}$$

Опір пересуванню доставці візків з мульдою

$$W_c = G_c(\omega_c + \omega_H) + W_k, \quad (2.60)$$

де G_c - вага складу мульдovих візків, $G_c = 5750$ кН.

$$W_c = 5750(9.8 + 0.022) + 24000 = 80500\text{кН}$$

Опору пересуванню однієї машини завалення при штовханні складу мульдovих візків без врахування тертя в ребрах:

$$W_m = G_m \left(\frac{fd + 2k}{D} + i_y \right), \quad (2.61)$$

$$W_m = 1380 \left(\frac{0,015 \cdot 22 + 2 \cdot 0,12}{100} + 0,0015 \right) = 10,9\text{кН}$$

При пересуванні складу візків з мульдою до хобота завантажувальної машини прикладається зусилля W_c . Поворотний момент, що створюється $W_c C$ відносно вертикальної осі машини. Під дією цього моменту можливий перекис машини з появою горизонтальних реакцій H , прикладених до ребер ходових коліс.

З рівності моментів:

$$W_c C = H_e, \quad (2.62)$$

Отримаємо:

$$H = \frac{W_c C}{e}$$

$$H = \frac{80500 \cdot 6}{6,21} = 77800\text{кН}$$

Додаткові сили опору пересування машини від горизонтальних зусиль:

$$W_z = 2Hf, \quad (2.63)$$

де f - коефіцієнт ковзання між ребордою і рейкою, $f = 0,15$.

$$W_z = 2 \cdot 77800 \cdot 0,15 = 234400 \text{кН}$$

Сумарні статичні опори, які повинен подолати механізм пересування завантажувальної машини при штовханні складу:

$$W_{об} = W_C + W_M + W_T, \quad (2.64)$$

$$W_{об} = 80,5 + 10,9 + 23,44 = 114,84 \text{кН}$$

Швидкість пересування складу візків приймаємо декілька менше, ніж номінальна швидкість пересування завантажувальної машини:

$$v_c = 0,7v, \quad (2.65)$$

$$v_c = 0,7 \cdot 1,66 = 1,16 \text{м/с}$$

Потужність одного двигуна:

$$P = \frac{W_{об} v_c}{4\eta},$$

$$P = \frac{114,84 \cdot 1,16}{4 \cdot 0,94} = 35,6 \text{кВт}$$

За результатами проведених розрахунків вибираємо чотири електродвигуна постійного струму типа Д808 потужністю 37 кВт, число обертів 525 об/хв., з номінальним струмом $I = 170 \text{ А}$, тривалість включення ПВ = 40%.

За отриманими даними будемо таблицю електродвигунів завалочної машини (Табл. 2.1)

Таблиця 2.1 Розрахункові електродвигуни завалочної машини

Параметри	Характеристики
Електродвигуни	
Механізм ходу машини:	
тип	Д808
потужність, кВт	37
швидкість обертання, про/хв	525
Механізм хитання хобота:	
тип	Д812
потужність, кВт	75

швидкість обертання, про/хв	475
Механізм ходу візка:	
тип	Д810-1
потужність, кВт	55
швидкість обертання, про/хв	500
Механізм обертання хобота:	
тип	Д810-2
потужність, кВт	55
швидкість обертання, про/хв	475

Висновки за розділом

Розрахунки показали, що приводи механізмів мульдозавалювальної машини: механізм пересування машини, механізм обертання хобота, механізм хитання хобота, механізм пересування візка відповідають заданим навантаженням, за винятком виконавчого механізму. Для скорочення витрат ресурсів та часу на проведення технічного обслуговування та ремонту механізмів мульдозавалювальної машини, прийнято рішення удосконалення конструкції виконавчого елемента (хобота) для підвищення її ремонтпридатності.

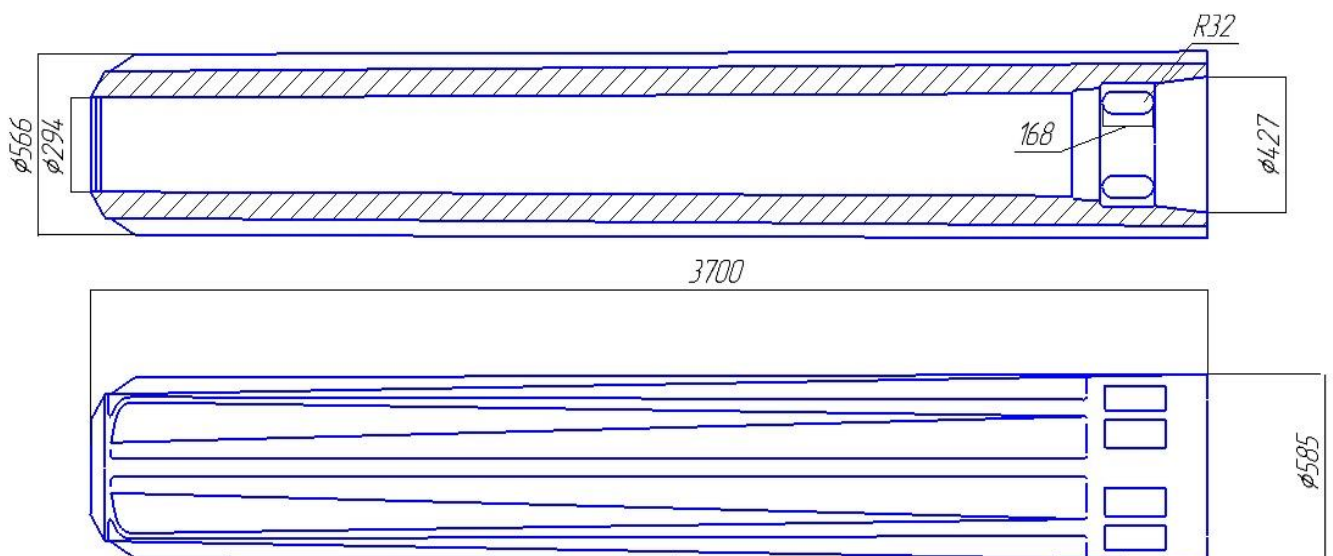
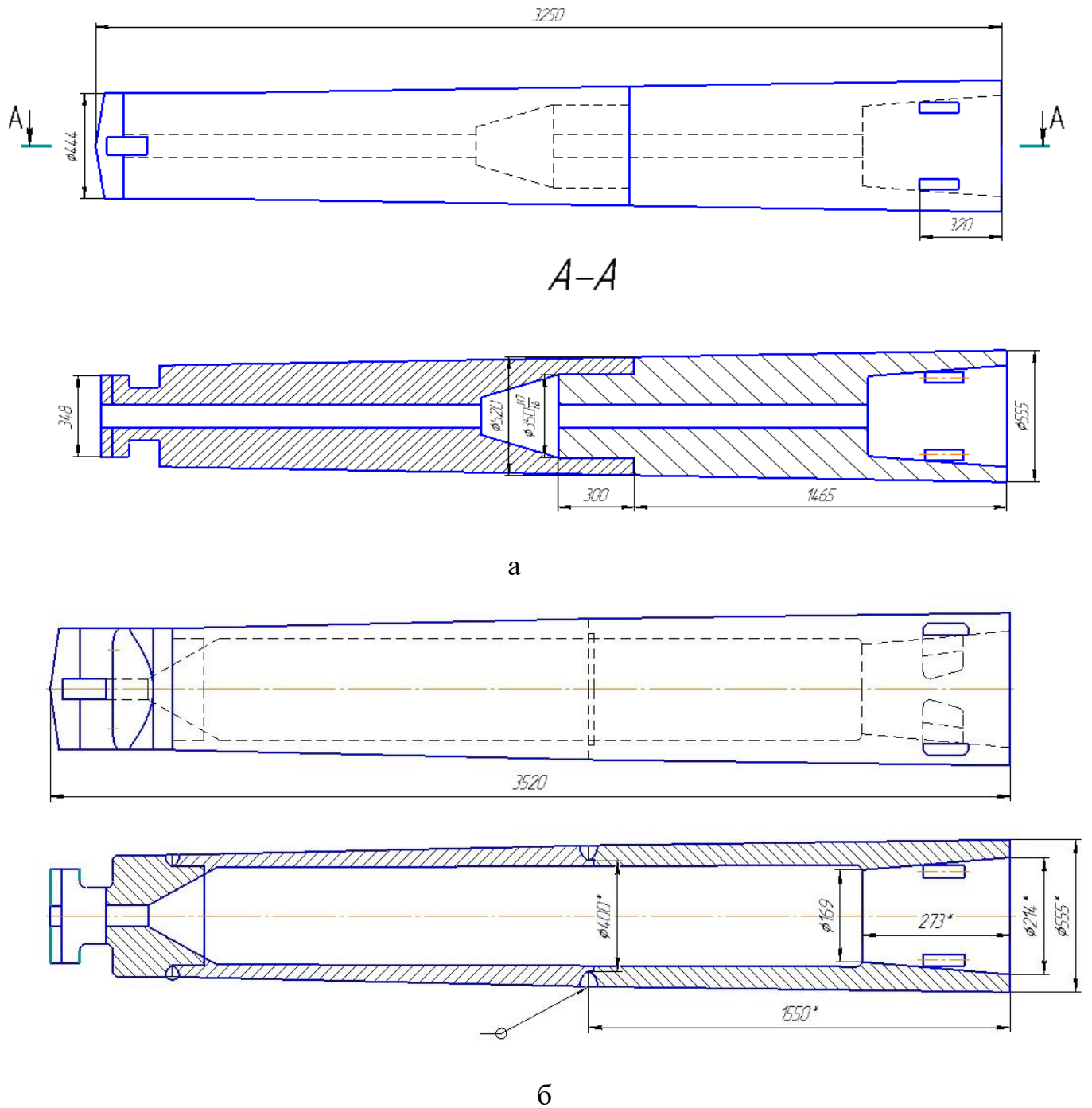


Рис. 2.7. Загальний вид цільної конструкції хоботу

На даний час застосовують цільнолиті конструкції хобота. Практика показала низьку ремонтпридатність цільноливої конструкції.

Пропонується змінити конструкцію на збірну. Проте збірна конструкція потребує проведення додаткових розрахунків та досліджень, які відображені у наступному розділі магістерської роботи.



а -збірна конструкція зі з'єднанням з натягом

а -збірна конструкція зі зварним з'єднанням

Рис. 2.8. Загальний вид запропонованих збірних конструкцій хобота

3. Підвищення ремонтпридатності виконавчих механізмів мульдозавалювальних машин на підставі дослідження навантажень та удосконалення конструкції

3.1 Показники ремонтпридатності мульдозавалювальних машин

Ремонтпридатність - властивість об'єкта, що полягає в пристосованості до попередження і виявлення причин виникнення відмов і пошкоджень, до підтримання та відновлення працездатного стану шляхом технічного обслуговування і ремонту [9].

Ремонтпридатність характеризується наступними основними показниками.

1) Імовірність відновлення - ймовірність того, що час відновлення працездатного стану об'єкта не перевищує задане значення.

При ймовірнісної трактуванні

$$P(t_b) = P\{t_b < T_b\} \quad (3.1)$$

де t_b - місцевий час відновлення, ч; T_b - заданий час відновлення, ч.

При статистичної трактуванні (3.1)

$$P(t_b) = \frac{n(t_b)}{N_0} = \frac{N_0 - N(t_b)}{N_0} \quad (3.2)$$

де $n(t_b)$ - кількість об'єктів, відновлених до моменту t_b ;

$N(t_b)$ - кількість об'єктів, що не відновлених до моменту t_b ;

N_0 - загальне число відновлюваних об'єктів.

2) Інтенсивність відновлення- умовна щільність ймовірності відновлення працездатного стану об'єкта, певна для даного моменту часу за умови, що до цього моменту відновлення не було завершено. При ймовірнісної трактуванні

$$\lambda(t_b) = \frac{f(t_b)}{1 - F(t_b)}, \quad (3.3)$$

де $f(t_b)$ - щільність розподілу часу відновлення;

$F(t_b)$ - функція розподілу часу відновлення.

При статистичній трактуванні

$$\lambda(t_b) = \frac{n(\Delta t_b)}{N(t_b) \cdot \Delta t_b}, \quad (3.4)$$

де $n(\Delta t_b)$ - кількість об'єктів, відновлених в інтервалі Δt_b ;

Δt_b - інтервал часу відновлення.

3) Середній час відновлення - математичне очікування часу відновлення працездатного стану об'єкта після відмови.

При ймовірнісному трактуванні

$$T_b = \int_0^{\infty} t_b \cdot f(t_b) dt_b = \int_0^{\infty} [1 - F(t_b)] dt_b = \int_0^{\infty} P(t_b) dt_b$$

При статистичній трактуванні

$$T_b = \frac{1}{N_0} \sum_{j=1}^{N_0} t_{bj} \quad (3.5)$$

де t_{bj} - середній час відновлення j -го об'єкту.

Якщо час відновлення розбити на інтервали, то

$$t_{bj} = t + \frac{\Delta t_b}{2}$$

де t - час відновлення до i -го інтервалу;

Δt_{bi} - значення інтервалу часу відновлення.

4) Гамма-процентний час відновлення - час, протягом якого відновлення працездатності об'єкта буде здійснено з ймовірністю, вираженою у відсотках.

При ймовірнісному трактуванні визначається як корінь рівняння

$$P(t_{b\gamma}) = \frac{\gamma}{100} \quad (3.6)$$

або

$$F(t_{b\gamma}) = 1 - \frac{\gamma}{100}$$

При статистичній трактуванні орієнтовно визначається за графіком $P(t_b)$; шляхом екстраполювання значень часу відновлення на відповідному

інтервалі Δt_b [10].

3.2 Розрахунок цільної конструкції хоботу на міцність

Хобот розраховують на вигин під дією двох видів навантажень [12]: від ваги завантаженої мульди і сили, що діє на хобот у вертикальній площині, і від сили пересування складу з мульдами, що діє в горизонтальній площині. Максимальні згинальні моменти в перерізі 1-1 біля вузла кріплення хобота до мундштука:

$$M_{зг.в} = QL + \frac{qL_1^2}{2} = 100 \cdot 3,87 + \frac{28 \cdot 3,05^2}{2} = 493 \text{кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{зг.г} = W_c L = 3060 \cdot 3,87 = 11842,2 \text{кН} \cdot \text{м};$$

де L , L_1 - плечі прикладення сил;

$$q = \frac{G_1}{L_1} - \text{рівномірно розподілене навантаження від ваги хобота};$$

G_1 - вага хобота;

W_c - опір пересуванню складу з мульдами;

Q - вага завантаженої мульди.

$$W_c = G_c \cdot (w_c + w_u) = 300000 \cdot (9,8 + 0,22) = 3060000 \text{ кг}$$

де G_c - вага складу з мульдами;

$w_u = 0,022$ - величина питомого опору руху від сил інерції [12];

$w_c = 9,8$ - основний коефіцієнт опору руху [5].

$$M_{экв} = \sqrt{M_{зг.в}^2 + M_{зг.г}^2} = \sqrt{493^2 + 11842^2} = 3748,17 \text{кН} \cdot \text{м};$$

Напруга вигину в небезпечному перерізі хобота:

$$\sigma_{зг} = \frac{M_{экв}}{W} \leq [\sigma]_{зг}$$

де $W = 0,1 \left[\frac{D^4 - d^4}{D} \right] = 0,1 \left[\frac{550^4 - 426^4}{550} \right] = 10649584 \text{мм}^3$ - момент опору перерізу;

D и d - зовнішній і внутрішній діаметри хобота;

$[\sigma] = 600\text{МПа}$ - допустимі напруження вигину для сталі 25Л.

$$\sigma_{зг} = \frac{3748 \cdot 10^6}{10649,584 \cdot 10^3} = 354\text{МПа} \leq [\sigma]_{зг} = 600\text{МПа},$$

умова міцності виконується.

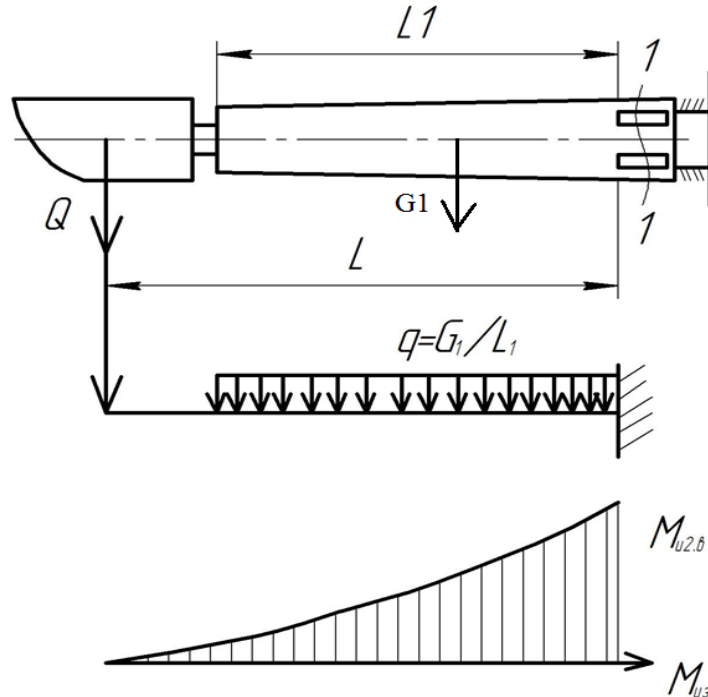


Рис. 3.1. Розрахункова схема хобота

3.3 Оцінка надійності з'єднань хоботу з натягом

3.3.1 Методика розрахунку з'єднань з натягом

Натягом називають позитивну різницю розміру валу d_B і отвору d_o до збірки [13]:

$$N = d_B - d_o > 0$$



Рис. 3.2. Схема розташування поля допусків

При розрахунку посадок з гарантованим натягом тиск p на поверхні, що сполучаються має бути таким, щоб сили тертя виявилися більшими зовнішніх навантажень і забезпечили нерухомість з'єднуючих деталей після прикладення зовнішніх зусиль. Нерухомість з'єднання при навантаженні з'єднання осью силою і обертовим моментом забезпечується за рахунок сил тертя F_f за умови, що

$$F_f \geq f \sqrt{\left(10^3 \cdot \frac{2T}{D}\right)^2 + F_a^2}$$

де f - коефіцієнт зчеплення; T - крутний момент, Нм; d - діаметр посадочної поверхні, мм; F_a - осьова сила, Н.

Так як в швидкообертаючих з'єднаннях тиск на посадочні поверхні деталей може бути ослаблена відцентровими силами, що діють на деталі, то для забезпечення надійності цих з'єднань тиск на контактній поверхні збільшують з урахуванням діючих відцентрових сил. При розрахунках з'єднань сталевих і чавунних деталей коефіцієнт зчеплення приймають: при збірці з запресовкою $f = 0,08$ і при складанні з нагріванням, що охоплює деталі, $f = 0,14$. Якщо одна з деталей, що з'єднуються сталева або чавунна, а інша - латунна або бронзова, то рекомендується приймати $f = 0,05$.

Розрахунковий натяг циліндричного з'єднання N пов'язаний з посадковим тиском p наступної залежністю, яка витікає з формули Ляме, висновок якої наведено в курсі опору матеріалів:

$$N = pd \left(\frac{l_1}{E_1} + \frac{l_2}{E_2} \right),$$

$$E_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 \quad E_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_2}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{d}\right)^2} - \mu_2$$

де d - посадковий діаметр; d_1 - діаметр отвору охоплюємої деталі (для вала суцільного перетину $d_1 = 0$); d_2 - зовнішній діаметр деталі, що охоплює; E_1 і E_2 - модулі пружності матеріалів деталей; μ_1, μ_2 - коефіцієнти Пуассона

матеріалів що охоплюється і охоплюємої деталей (для стали $\mu_1 \approx 0,3$, для чавуну $\mu_1 \approx 0,25$, для бронзи $\mu_1 \approx 0,35$).

При складанні з'єднання нерівності контактних поверхонь деталей зрізаються і згладжуються; для компенсації цього дійсний натяг з'єднання N_d повинен бути більше розрахункового натягу N . Залежність між N_d і N_p визначається формулою

$$N_d = N_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2}),$$

де R_{z1} і R_{z2} - висоти нерівностей профілів по десяти точках поверхонь, що сполучаються, що приймаються згідно з ГОСТ 2789-73. За величиною N_d підбирають відповідну стандартну посадку, у якій для надійності з'єднання найменший натяг N_{min} має дорівнювати N_d або дуже близький до нього.

З'єднання з натягом можуть бути отримані трьома способами:

- запресовкою, найпростіший і високопродуктивний спосіб, що забезпечує зручний контроль вимірювання сили запресовки, але пов'язаний з небезпекою пошкодження поверхонь і утрудненню є застосування покриттів;
- нагріванням деталі, що охоплює до температури нижче температури відпустки - спосіб, забезпечує підвищення міцності зчеплення більш ніж в 1,5 рази в порівнянні з запресовкою, так як при запресовуванні нерівності на контактних поверхнях деталей частково зрізаються і згладжуються, що призводить до ослаблення міцності з'єднання. Даний метод особливо ефективний при великих довжинах деталей, що з'єднуються;
- охолодженням охоплюється деталі - спосіб, переважно застосовується для невеликих деталей, наприклад втулок, в масивні корпусу деталей, при цьому забезпечується найбільша міцність зчеплення.

Розрахунок з'єднання включає визначення необхідного натягу для забезпечення міцності зчеплення і перевірку міцності деталей, що з'єднуються.

При складанні циліндричного з'єднання з нагріванням охоплюючої або охолодженням охоплюємої деталі необхідна різниця температур Δt деталей, що з'єднуються визначається за формулою

$$\Delta t = \frac{N_{max} + S}{\alpha d}$$

де N_{max} - найбільший натяг обраної для з'єднання посадки; S - зазор, необхідний для складання з'єднання, що приймається зазвичай рівним найменшому зазору посадки руху; α - коефіцієнт лінійного розширення нагрівається або охолоджується деталі, що приймається для сталі

$\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$, для чавуну $\alpha = 10,5 \cdot 10^{-6}$, для олов'яних бронз $\alpha = 17 \cdot 10^{-6}$, для латуні $\alpha = 18 \cdot 10^{-6}$, для алюмінієвих сплавів $\alpha = 23 \cdot 10^{-6}$;

d - номінальний посадочний діаметр.

Нагрівання деталі, що охоплює проводиться в залежності від необхідної температури гарячим маслом, в електричній або газовій печі. Охолодження охоплюємої деталі роблять рідким повітрям або сухим льодом.

3.3.2 Методика розрахунку з'єднань з натягом по надійності

Актуальність розрахунку надійності цих з'єднань викликається великим розсіюванням [12]:

- 1) натягів, утворених як різниця двох великих близьких розмірів - діаметрів валу і отвору;
- 2) коефіцієнтів тертя, що залежать від багатьох факторів - стану ня поверхні, оксидних плівок, випадкового попадання масла;
- 3) зовнішніх навантажень.

Граничний по міцності зчеплення момент, (Н*м),

$$T_{lim} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p \cdot \frac{f}{k}$$

де d - діаметр з'єднання, мм;

l - довжина з'єднання, мм;

p - тиск на посадочних поверхнях, МПа;

f - коефіцієнт тертя;

$k = 1,5$ - коефіцієнт, що враховує можливість зменшення

сил зчеплення з часом (від місцевого зминання і часткового зняття сил тертя).

Тиск на посадочних поверхнях

$$p = \frac{(N - U) \cdot E \cdot 10^{-3}}{d \cdot (1 + \psi)}$$

де N - натяг, мкм;

U - поправка на обминання посадочних поверхонь, мкм;

E - модуль пружності, МПа;

ψ - коефіцієнт поперечного стиску;

Поправка на обминання посадочних поверхонь залежить від висоти їх мікронерівностей

$$U = 1,2 \cdot (R_{z1} + R_{z2})$$

де R_{z1} і R_{z2} - висота мікронерівностей валу і отвору, мкм.

Для з'єднання суцільного валу з маточиною коефіцієнт поперечного стиснення

$$\psi = \frac{1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2}$$

де D - зовнішній діаметр ступиці, мм.

Коефіцієнт варіації граничного моменту

$$\mathcal{V}_{lim} = \sqrt{\mathcal{V}_p^2 + \mathcal{V}_f^2}$$

де \mathcal{V}_p^2 - коефіцієнт варіації тиску;

\mathcal{V}_f^2 - коефіцієнт варіації коефіцієнта тертя.

Середнє значення тиску \bar{p} обчислюють за вищенаведеною формулою для p , в яку підставляють середнє значення натягу \bar{N} .

Коефіцієнт варіації тиску

$$\mathcal{V}_p = \frac{S_N}{\bar{N} - U} = \mathcal{V}_N \cdot \frac{1}{1 - U/\bar{N}}$$

де S_N - середньоквадратичне відхилення натягу;

\mathcal{V}_N - коефіцієнт варіації натягу.

Середнє значення натягу

$$\bar{N} = \bar{e} - \bar{E} = ei + 0,5 \cdot (t_e - t_E)$$

де \bar{e} - середнє значення відхилення вала;

\bar{E} - середнє значення відхилення отвору;

ei - нижнє відхилення діаметра вала;

t_e - табличне значення допуску діаметра вала;

t_E - табличне значення допуску діаметра отвору.

Середнє квадратичне відхилення натягу

$$S_N = \frac{1}{6} \cdot \sqrt{t_e^2 + t_E^2}$$

Коефіцієнт варіації натягу

$$\mathcal{V}_N = \frac{S_N}{\bar{N}}$$

При виготовленні валу і отвору за однаковими квалітетам точності

$$t_e = t_E = t$$

де t - допуск з'єднання.

Звідси середнє значення натягу

$$\bar{N} = ei$$

Коефіцієнт варіації натягу

$$\mathcal{V}_N = \frac{\sqrt{2} \cdot t}{6 \cdot ei} = 0,236 \cdot \frac{t}{ei}$$

Розглянемо загальну задачу оцінки надійності з'єднання з натягом під дією моменту із середнім значенням \bar{T} і коефіцієнтом варіації \mathcal{V}_T .

1) Імовірність з P_c безвідмовної роботи з'єднання за критерієм міцності зчеплення визначається по таблиці в залежності від квантилі

$$U_p = - \frac{\bar{n}_c - 1}{\sqrt{\bar{n}_c^2 \cdot \mathcal{V}_{lim}^2 \cdot \mathcal{V}_T^2}}$$

де \bar{n}_c - коефіцієнт запасу міцності зчеплення з середнім значенням моментів.

$$\bar{n}_c = \frac{\overline{T_{lim}}}{\bar{T}}$$

де $\overline{T_{lim}}$ - середнє значення граничного моменту;

\bar{T} - середнє значення моменту навантаження.

Умова міцності запишеться

$$G_{\text{ЭКВ}} < G_{t_2}$$

де $G_{\text{ЭКВ}}$ - найбільша еквівалентне напруження;

G_{t_2} - межа плинності матеріалу деталі, що охоплює.

Середнє значення еквівалентного напруги

$$\overline{G_{\text{ЭКВ}}} = \frac{2 \cdot \bar{p}}{1 - (d/D)^2}$$

Коефіцієнт варіації $\mathcal{V}_{\text{ЭКВ}}$ напруги $G_{\text{ЭКВ}}$ рівний коефіцієнту варіації \mathcal{V}_p тиску на посадочної поверхні з'єднання p

$$\mathcal{V}_{\text{ЭКВ}} = \mathcal{V}_p$$

2) Імовірність безвідмовної роботи P_n за критерієм міцності деталей визначаємо в залежності від квантилі

$$U_p = - \frac{\bar{n}_n - 1}{\sqrt{\bar{n}_n^2 \cdot \mathcal{V}_t^2 \cdot \mathcal{V}_{\text{ЭКВ}}^2}}$$

де \bar{n}_n - коефіцієнт запасу міцності по середнім значенням пресування плинності і еквівалентного напруги;

\mathcal{V}_t - коефіцієнт варіації межі текучості.

Коефіцієнт запасу міцності:

$$\bar{n}_n = \frac{\overline{G_{t_2}}}{\overline{G_{\text{ЭКВ}}}}$$

В цілому надійність пресового з'єднання визначаємо як добуток ймовірностей з P_n та P_c .

3.3.3 Моделювання з'єднань з натягом хоботу

Проведемо розрахунок та вибір посадки в програмі АРМ WinMachine в модулі АРМ Joint : з'єднання : циліндричне з натягом.

Таблиця 3.1 Вихідні данні.

Параметр	Значення	Одиниці виміру
Діаметр вала	350.0	мм
Діаметр отвору валу	100.0	мм
Діаметр втулки	462.0	мм
Рухаючий момент	12170	Нм
Перекидний момент	0.0	Нм
Осьова сила	0.0	Н
Радіальна сила	0.0	Н
Шорсткість поверхні вала	12.5	мкм
Шорсткість поверхні втулки	12.5	мкм
Довжина з'єднання	300.0	мм
Переходи. тертя	0.5	-
Мінімальний необхідний натяг	143.969	мкм
Максимально допустимий натяг	555.119	мкм

Таблиця 3.2 Результати розрахунку

Позначення посадки	Мін. натяг, [мкм]	Макс. натяг, [мкм]	Мін. сила запресовки, [Н]	Макс. сила запресовки, [Н]
H3/s6	177.0000	226.0000	802367.1246	1.798e+006
H4/s6	172.0000	226.0000	700801.6658	1.798e+006
H4/s7	172.0000	247.0000	700801.6658	2.224e+006
H5/s6	165.0000	226.0000	558610.0234	1.798e+006
H5/s7	165.0000	247.0000	558610.0234	2.224e+006
H5/s8	165.0000	279.0000	558610.0234	2.874e+006
H6/s6	154.0000	226.0000	335166.0141	1.798e+006
H6/s7	154.0000	247.0000	335166.0141	2.224e+006
H6/s8	154.0000	279.0000	335166.0141	2.874e+006
H6/s9	154.0000	330.0000	335166.0141	3.91e+006
H3/t6	255.0000	304.0000	2.387e+006	3.382e+006
H4/t6	250.0000	304.0000	2.285e+006	3.382e+006

Позначення посадки	Мін. натяг, [мкм]	Макс. натяг, [мкм]	Мін. сила запресовки, [Н]	Макс. сила запресовки, [Н]
H4/t7	250.0000	325.0000	2.285e+006	3.809e+006
H5/t6	243.0000	304.0000	2.143e+006	3.382e+006
H5/t7	243.0000	325.0000	2.143e+006	3.809e+006
H5/t8	243.0000	357.0000	2.143e+006	4.459e+006
H6/t6	232.0000	304.0000	1.92e+006	3.382e+006
H6/t7	232.0000	325.0000	1.92e+006	3.809e+006
H6/t8	232.0000	357.0000	1.92e+006	4.459e+006
H6/t9	232.0000	408.0000	1.92e+006	5.495e+006
H7/t6	211.0000	304.0000	1.493e+006	3.382e+006
H7/t7	211.0000	325.0000	1.493e+006	3.809e+006
H7/t8	211.0000	357.0000	1.493e+006	4.459e+006
H7/t9	211.0000	408.0000	1.493e+006	5.495e+006
H7/t10	211.0000	498.0000	1.493e+006	7.323e+006
H8/t6	179.0000	304.0000	842993.3081	3.382e+006
H8/t7	179.0000	325.0000	842993.3081	3.809e+006
H8/t8	179.0000	357.0000	842993.3081	4.459e+006
H8/t9	179.0000	408.0000	842993.3081	5.495e+006
H8/t10	179.0000	498.0000	842993.3081	7.323e+006
H3/u6	377.0000	426.0000	4.865e+006	5.86e+006
H4/u6	372.0000	426.0000	4.763e+006	5.86e+006
H4/u7	372.0000	447.0000	4.763e+006	6.287e+006
H5/u6	365.0000	426.0000	4.621e+006	5.86e+006
H5/u7	365.0000	447.0000	4.621e+006	6.287e+006
H5/u8	365.0000	479.0000	4.621e+006	6.937e+006
H6/u6	354.0000	426.0000	4.398e+006	5.86e+006
H6/u7	354.0000	447.0000	4.398e+006	6.287e+006

Позначення посадки	Мін. натяг, [мкм]	Макс. натяг, [мкм]	Мін. сила запресовки, [Н]	Макс. сила запресовки, [Н]
H6/u8	354.0000	479.0000	4.398e+006	6.937e+006
H6/u9	354.0000	530.0000	4.398e+006	7.973e+006
H7/u6	333.0000	426.0000	3.971e+006	5.86e+006
H7/u7	333.0000	447.0000	3.971e+006	6.287e+006
H7/u8	333.0000	479.0000	3.971e+006	6.937e+006
H7/u9	333.0000	530.0000	3.971e+006	7.973e+006
H8/u6	301.0000	426.0000	3.321e+006	5.86e+006
H8/u7	301.0000	447.0000	3.321e+006	6.287e+006
H8/u8	301.0000	479.0000	3.321e+006	6.937e+006
H8/u9	301.0000	530.0000	3.321e+006	7.973e+006
H9/u6	250.0000	426.0000	2.285e+006	5.86e+006
H9/u7	250.0000	447.0000	2.285e+006	6.287e+006
H9/u8	250.0000	479.0000	2.285e+006	6.937e+006
H9/u9	250.0000	530.0000	2.285e+006	7.973e+006
H10/u7	160.0000	447.0000	457044.5646	6.287e+006
H10/u8	160.0000	479.0000	457044.5646	6.937e+006
H10/u9	160.0000	530.0000	457044.5646	7.973e+006
H3/v6	462.0000	511.0000	6.592e+006	7.587e+006
H4/v6	457.0000	511.0000	6.49e+006	7.587e+006
H4/v7	457.0000	532.0000	6.49e+006	8.014e+006
H5/v6	450.0000	511.0000	6.348e+006	7.587e+006
H5/v7	450.0000	532.0000	6.348e+006	8.014e+006
H6/v6	439.0000	511.0000	6.124e+006	7.587e+006
H6/v7	439.0000	532.0000	6.124e+006	8.014e+006
H7/v6	418.0000	511.0000	5.698e+006	7.587e+006
H7/v7	418.0000	532.0000	5.698e+006	8.014e+006

Позначення посадки	Мін. натяг, [мкм]	Макс. натяг, [мкм]	Мін. сила запресовки, [Н]	Макс. сила запресовки, [Н]
H8/v6	386.0000	511.0000	5.048e+006	7.587e+006
H8/v7	386.0000	532.0000	5.048e+006	8.014e+006
H9/v6	335.0000	511.0000	4.012e+006	7.587e+006

Посадки виділені в Таблиці 3.2 доцільно використовувати.

3.3.4 Оцінка конструкції хоботу з натягом по надійності

Розрахунки проводимо за формулами наведеними у попередньому розділі.

$$t_e = t_E = t = 304 - 268 = 36 \text{ мкм}$$

$$\bar{N} = ei = 268 \text{ мкм}$$

$$v_N = \frac{\sqrt{2} \cdot t}{6 \cdot ei} = 0,236 \cdot t / ei = 0,236 \cdot 36 / 268 = 0,032$$

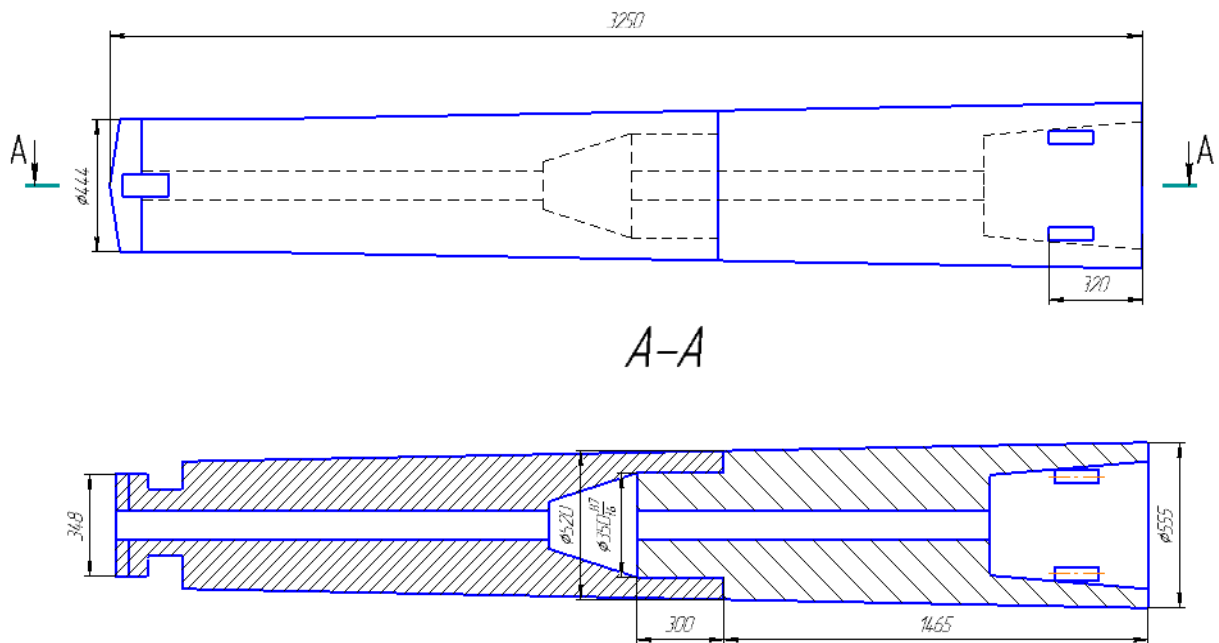


Рис. 3.3. Схема збірної конструкція хоботу з з'єднанням натягом

$$U = 1,2 \cdot (R_{z1} + R_{z2}) = 1,2 \cdot (12,5 + 12,5) = 30 \text{ мкм}$$

$$\psi = \frac{1 + \left(\frac{d}{D}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2} = \frac{1 + (350/462)^2}{1 - (350/462)^2} = 3,65$$

$$\bar{p} = \frac{(N - U) \cdot E \cdot 10^{-3}}{d \cdot (1 + \psi)} = \frac{(268 - 30) \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^{-3}}{350 \cdot (1 + 3,65)} = 30,71 \text{ МПа}$$

$$\nu_p = \frac{S_N}{\bar{N} - U} = \nu_N \frac{1}{1 - U/\bar{N}} = 0,032 \frac{1}{\left(1 - \frac{30}{268}\right)} = 0,036$$

$$\begin{aligned} \bar{T}_{lim} &= 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot p \cdot \frac{f}{k} = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot 3,14 \cdot 350^2 \cdot 300 \cdot 30,71 \cdot \frac{0,5}{1,5} \\ &= 19232,5 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

$$\nu_{lim} = \sqrt{\nu_p^2 + \nu_f^2} = \sqrt{0,036^2 + 0,1^2} = 0,106$$

$$\bar{n}_c = \frac{\bar{T}_{lim}}{\bar{T}} = \frac{19232,5}{12170} = 1,58$$

$$U_p = - \frac{\bar{n}_c - 1}{\sqrt{\bar{n}_c^2 \cdot \nu_{lim}^2 \cdot \nu_T^2}} = - \frac{1,58 - 1}{\sqrt{1,58^2 \cdot 0,106^2 + 0,12^2}} = -2,815$$

Надійність з'єднання хоботу з натягом:

$$P_c = 0,9974$$

3.4 Оцінка надійності зварної конструкції хобота

3.4.1 Методика розрахунку зварних конструкцій за допустимими напруженнями

Метод розрахунку зварних конструкцій за допустимими напруженнями - це окремий випадок методики розрахунку по граничному стану одержуваний тоді, коли коефіцієнти перевантаження n_1, n_2, \dots, n_i , для всіх вид навантажень, що діють на конструкцію, приймаються однаковими[3].

Тоді при постійних значеннях k і m

$$\sigma = \frac{km}{n} \sigma_T = \frac{\sigma_T}{k_3} = [\sigma]$$

де $[\sigma]$ - допустиме напруження;

k_3 - коефіцієнт запасу міцності, рівний $1,4 \div 1,6$.

При розрахунку за допустимим напруженням основні формули матимуть наступний вигляд:

1. При перевірці на міцність стислих або розтягнутих елементів

$$\sigma = \frac{P}{F} \leq [\sigma]$$

де P - осьова сила, що діє в перерізі.

2. При перевірці на міцність елементів, що згинаються

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma]$$

$$\tau = \frac{Q \cdot S}{J \cdot \delta} \leq [\tau]$$

де M - момент на згин, що діє в перерізі;

Q - перерізувача сила, що діє в перерізі.

3. При перевірці на стійкість центрально-стислих елементів або таких, що згинаються

$$\left. \begin{aligned} \sigma &= \frac{P}{F} \leq [\sigma] \cdot \varphi \\ \sigma &= \frac{M}{W} \leq [\sigma] \cdot \varphi_6 \end{aligned} \right\}$$

4. При перевірці на міцність елементів, що працюють на зріз (у припущенні рівномірного розподілу напружень по перерізу)

$$\tau = \frac{Q}{F_{cp}} \leq [\tau]$$

5. При перевірці на міцність елементів, що знаходяться у складно напруженому стані, одночасно схильних до дії нормальних σ і тангенціальних τ напружень

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq [\sigma]$$

6. При переєїрї на мїцнїсть оболонок

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\text{экв}} &= \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 - \sigma_1 \sigma_2} \leq [\sigma] \\ \sigma_1 &\leq [\sigma]; \quad \sigma_2 \leq [\sigma] \end{aligned} \right\}$$

де σ_1 і σ_2 - відповідно меридіональні і кільцеві напруження.

Конструкції, що працюють під дією циклічних навантажень, необхідно перевіряти розрахунком на витривалість.

Довговічність конструкцій, у яких можуть виникати явища втоми, залежить від межї витривалості матеріалу, з якого вони виготовлені. Тому при розрахунку таких конструкцій на витривалість допустимі напруження $[\sigma]$, або розрахунковий опір R для основного металу і зварних з'єднань, прийняті при перевірці статичної мїцності, знижуються шляхом множення їх на коефіцієнт $\gamma \geq 1$:

$$\left. \begin{aligned} [\sigma]_r &= \gamma[\sigma] \\ R_r &= \gamma R \end{aligned} \right\}$$

де $[\sigma]_r$ і R_r - допустимі напруження, і розрахунковий опір для елементів, що працюють при циклічних навантаженнях з характеристикою циклу

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

Коефіцієнт пониження допустимих напружень γ , що допускаються, залежить від типу з'єднання, що визначає характер розподілу напружень по перерїзу, характеристики циклу r і марки сталі:

$$\gamma = \frac{1}{(a \cdot k_{\text{эф}} \pm b) - (a \cdot k_{\text{эф}} \mp b) \cdot r} \leq 1$$

де $k_{\text{эф}}$ - ефективний коефіцієнт концентрації напруження, що визначається експериментальним шляхом при симетричному циклі ($r = -1$);

$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$ - коефіцієнт асиметрії циклу;

σ_{\max} і σ_{\min} - найменш і найбільш по абсолютній величині напруження, узяті з своїми знаками (розтягування має знак «плюс», стиснення — знак «мінус»);

a, b - коефіцієнти (для вуглецевої сталі $a = 0,58; b = 0,26$; для легованої сталі $a = 0,65; b = 0,30$).

Верхні знаки в знаменнику приймаються в тих випадках, коли середнє напруження циклу позитивне

$$\sigma_{\text{cp}} = \frac{\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}}}{2} > 0$$

нижні знаки — коли

$$\sigma_{\text{cp}} < 0$$

Умова витривалості записується так:

а) при розрахунку по граничному стану

$$\left. \begin{array}{l} \text{для розтягування — стиснення, } \sigma = \frac{N_{\text{max}}^p}{F} \leq m\gamma R = mR_r \\ \text{для вигину, } \sigma = \frac{M_{\text{max}}^p}{W} \leq m\gamma R_r \end{array} \right\}$$

де N_{max}^p - максимальна величина розрахункової сили;

M_{max}^p - розрахунковий момент;

б) при розрахунку по допустимих напруженнях

$$\left. \begin{array}{l} \text{для розтягування — стиснення, } \sigma = \frac{P_{\text{max}}}{F} \leq \gamma[\sigma] = [\sigma]_r \\ \text{для вигину, } \sigma = \frac{M_{\text{max}}}{W} \leq \gamma[\sigma] = [\sigma]_r \end{array} \right\}$$

де P_{max} - номінальне значення сили;

M_{max} - момент від заданих нормативних навантажень.

Дотичні напруження при крученні в тонкостінних замкнутих профілях, що не мають вм'ятин, можна знаходити з виразу

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{W_p}$$

або

$$\tau = \frac{M_{\text{кр}}}{2\delta\Omega}$$

де $M_{кр}$ - крутний момент, Н м;

δ - товщина стінки профілю, м;

Ω - площа, обмежена середньою лінією профілю, м²;

W_p - полярний момент опору, м³.

Таким чином по допустимим напруженням, можна проводити наступні розраху розрахункові операції:

1. По відомим навантаженням і геометричним характеристикам конструкції визначити діючі напруження, наприклад:

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma]$$

2. По відомим допустимим напруженням, або розрахунковим опорам для заданої конструкції відшукати максимально допустиму величину навантажень, наприклад:

$$W_{max} = [\sigma]W$$

3. По відомим навантаженням, допустимим напруженням, що допускаються, або розрахунковим опорам визначити необхідні геометричні розміри і характеристики конструкції, наприклад:

$$W_{max} = \frac{M}{[\sigma]}$$

4. Стосовно зварних конструкцій широко використовується ще один вид розрахунків - розрахунки зварних з'єднань на рівну міцність основному металу.

В більшості випадків немає необхідності розраховувати зусилля, що діють в елементах конструкцій, оскільки розміри елементів вже призначені конструкторами по величині цих зусиль. Тоді зварні з'єднання повинні бути рівноміцними зварюваним елементам конструкцій. Цього можна досягти шляхом відповідного призначення катета, довжини шва і способу зварки.

При розрахунках на рівноміцність порівнюються максимально допустимі для основного металу і зварного з'єднання величини сил, вигинаючих моментів, наприклад:

$$P_{\max O.M} = P_{\max ШВ}; [\sigma]F_{O.M} = [\tau']F_{ШВ};$$

$$M_{\max O.M} = M_{\max ШВ}; [\sigma]W_{O.M} = [\tau']W_{ШВ}$$

Оскільки допустимі напруження $[\sigma']$, $[\tau']$ і розрахунковий опір R' і R'_{cp} для зварних з'єднань призначають в долях від основних величин допустимих напружень, і розрахункового опору на основний метал, то в розрахунках на рівномірність знання $[\sigma]$ або R необов'язково. Наприклад, якщо $[\tau'] = 0,65 [\sigma]$ то, підставляючи $[\tau']$ в рівняння маємо

$$W_{O.M} = 0,65W_{ШВ}$$

визначаємо необхідні геометричні розміри зварного з'єднання, що забезпечує рівномірність основному металу.

Такі розрахунки прості і зручні для застосування в практиці.

3.4.2 Моделювання зварного з'єднання хоботу

Проведемо розрахунок в програмі APM WinMachine в модулі APM Joint (Результати розрахунків наведено в таблицях на оригінальній мові програми):

Тип з'єднання: стикове, тип розрахунку: перевірочний.

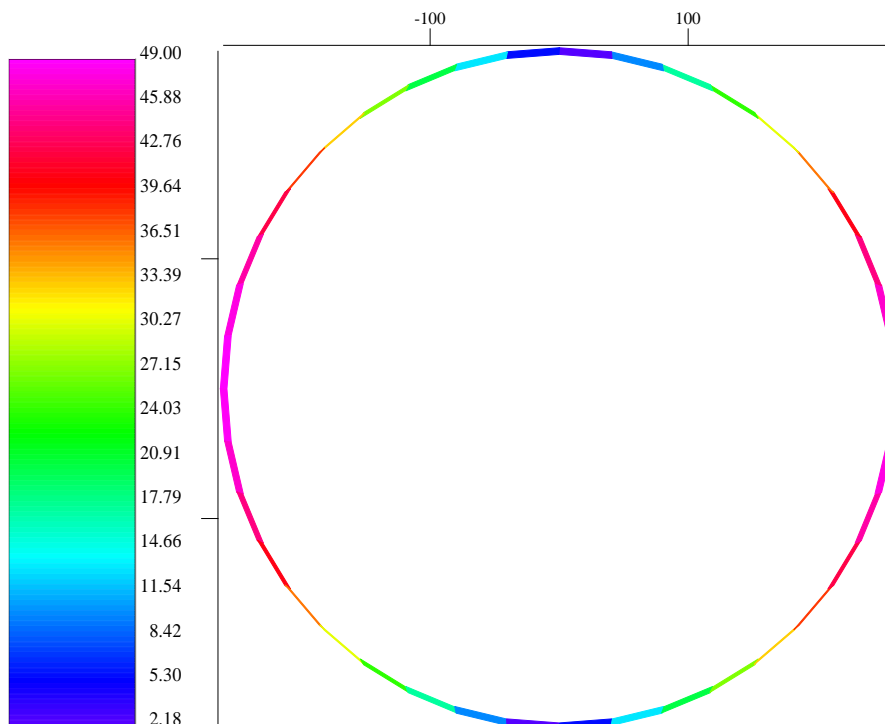


Рис. 3.4. Діапазон кольорів напруг [МПа]

Таблиця 3.3 - Суммарні результати

Центр мас зварного шва: X= 0.00 Y= 0.00 мм

Параметр	Значення	Одиниці виміру
Площа шва в небезпечному перерізі	1132146.384	мм ²
Момент інерції шва щодо центральних осей		
відносно горизонтальної осі	38266547790.508	мм ⁴
щодо вертикальної осі	38266547790.508	мм ⁴
Кут нахилу головних центральних осей	0.000	град
Макс. дотичне напруження	49.000	МПа
Катет	45.037	мм
Коефіцієнт запасу по межі міцності	3.612	
Коефіцієнт запасу витривалості	1.344	

Постійні параметри

Параметр	Значення	Одиниці виміру
Коефіцієнт запасу плинності деталей кріплення	3.000	
Межа плинності матеріалу деталей сполучення	295.000	МПа
Межа міцності матеріалу деталей сполучення	490.000	МПа

Таблиця 3.4 : Моменти

N	Координатм [мм]			Макс. проекція моменту [Нм]			Мін. проекція моменту [Нм]		
	x	y	z	на x	на y	на z	на x	на y	на z
0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	12170.00	0.00	0.00	0.00
1	0.00	0.00	0.00	247000.0 0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
2	0.00	0.00	0.00	0.00	7237000	0.00	0.00	0.00	0.00

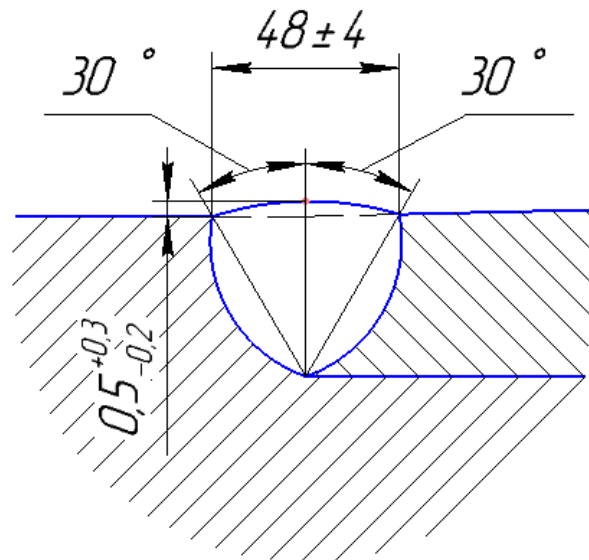


Рис. 3.5. Геометричні параметри зварного шву

3.4.3 Методика розрахунку зварного з'єднання по надійності

У ряді машин і апаратів надійність конструкцій в значній мірі визначається опором втоми зварних з'єднань[3]. Межа витривалості зварних з'єднань має значне розсіювання. Щоб оцінити його коефіцієнт варіації, треба проаналізувати результати іспитів з втомленості.

Це дозволило оцінити коефіцієнти варіації межі витривалості внаслідок розвитку якості зварного шва. На міцність від втоми зварного з'єднання сильно впливає якість підготовки деталей під зварювання (розкид кута оброблення крайок, розкид зазору між кромками, ступінь розбіжності стикуючих поверхонь, забруднення крайок), наявність поверхневих дефектів шва (підрізів, кратерів, припікання), неоднорідність шва (наявність пір, шлакових включень, непроварів, тріщин). Нижче пропонований розрахунок передбачає, що зварений шов виконаний якісно при контролі підготовчих операцій, режиму зварювання і при застосуванні різних методів дефектоскопії (радіаційного, ультразвукового, магнітного, капілярного) після зварювання.

У випадках, якщо контроль не забезпечено, неоднорідність шва може істотно знизити показники надійності з'єднання. Імовірнісний розрахунок

опору втомі зварного з'єднання може бути представлений в наступному вигляді.

1. Середнє значення межі витривалості (МПа)

$$\overline{\sigma_{-1д}} = \frac{\overline{\sigma_{-1}} \varepsilon_{\sigma} \beta \gamma}{k_{\sigma}}$$

де $\overline{\sigma_{-1}}$ - середнє значення межі витривалості гладкого зразка, МПа;

ε_{σ} - коефіцієнт впливу абсолютних розмірів;

β - коефіцієнт, що враховує зміцнення, $\beta \geq 1,0$;

γ - коефіцієнт, що враховує стан поверхні, $\gamma \leq 1,0$;

k_{σ} – ефективний коефіцієнт концентрації напруги.

2. Коефіцієнт запасу міцності по середнім напруженням

$$\bar{n} = \frac{\overline{\sigma_{-1}}}{\overline{\sigma_a}}$$

де $\overline{\sigma_a}$ - середнє значення діючих напружень, МПа.

3. Коефіцієнт варіації межі витривалості зварної деталі

$$V_{-1д} = \sqrt{V_d^2 + V_{св}^2 + V_{пл}^2 + V_{пов}^2}$$

де V_d - коефіцієнт варіації межі витривалості деталі однієї плавки без зварного шва, приймається в межах $V_d = 0,04 \dots 0,06$ (чим менше найбільш напружений обсяг, тим більше величина V_d);

$V_{пл}$ - коефіцієнт варіації середнього межі виносливості по плавкам, приймають рівним $V_{пл} = 0,06 \dots 0,08$;

$V_{пов}$ - коефіцієнт варіації середнього межі витривалості в залежності від стану поверхонь деталей, що зварюються - якщо окалина видалена, кромки деталей не пошкоджені кисневою різкою, то приймають $V_{пов} = 0$, в іншому випадку $v_{пов} = 0,06$;

$V_{св}$ - коефіцієнт варіації межі витривалості внаслідок розкиду якості зварного шва.

4. Квантиль нормованого нормального розподілу

$$U_P = - \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 V_{-1д}^2 + V_a^2}}$$

5. Визначається можливість безвідмовної роботи $P_{св}$ зварного шва в залежності від значення квантилі, нормованого нормального розподілу.

3.4.4 Розрахунок зварного з'єднання хоботу по надійності

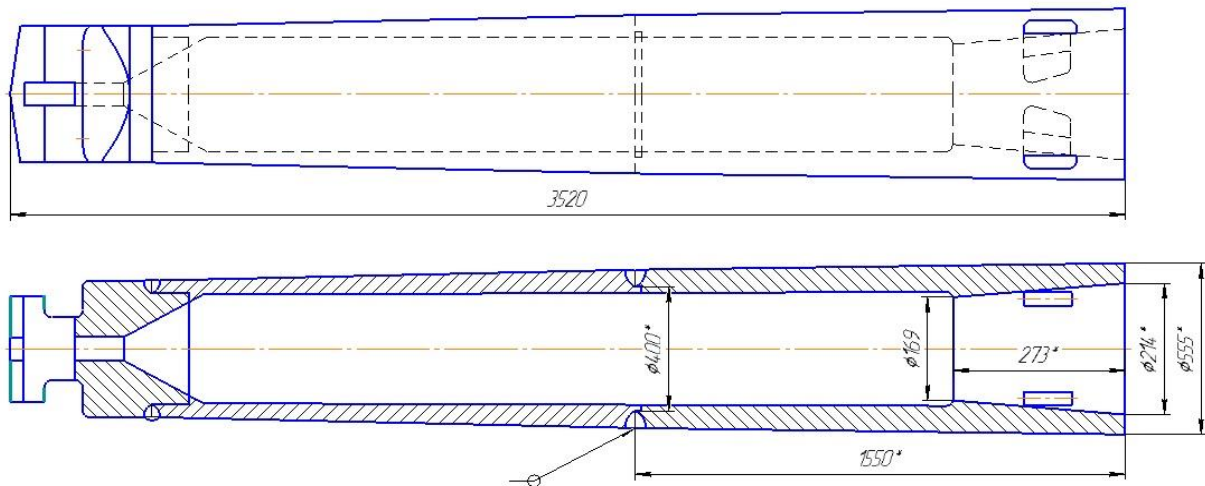


Рис. 3.6. Загальний вид зварної конструкції хоботу

Розрахунок проведемо за формулами представленими в розділі 3.4.3.

$$\bar{\sigma}_{-1д} = \frac{\bar{\sigma}_{-1} \varepsilon \sigma \beta \gamma}{k_{\sigma}} = \frac{176 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1}{1} = 260$$

$$\bar{n} = \frac{\bar{\sigma}_{-1}}{\bar{\sigma}_a} = \frac{260}{190} = 1,37$$

$$V_{-1д} = \sqrt{V_{д}^2 + V_{св}^2 + V_{пл}^2 + V_{пов}^2} =$$

$$= \sqrt{0,05^2 + 0,05^2 + 0,07^2 + 0^2} = 0,099 \approx 0,1$$

$$U_P = - \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\bar{n}^2 V_{-1д}^2 + V_a^2}} = - \frac{1,37 - 1}{0,96} = -0,385$$

Надійність зварного з'єднання хоботу:

$$P_{св} = 0,9532$$

3.5 Оцінка ремонтпридатності конструкцій хоботу мульдозавалювальної машини

Оцінку проведено трьох конструкцій: базової – цільнолитої, збірної зі з'єднанням елементів з натягом, збірної зі зварним з'єднанням елементів.

Основним критерієм оцінки ремонтпридатності обрано - середній час відновлення, що розраховується за формулою (3.5).

Тривалість ремонтних робіт на j-тій мульдозамалювальної машині визначимо шляхом побудови мережевого графіку.

Розрахунок параметрів мережевої моделі приводився по наступним формулам:

Раннє закінчення роботи:

$$t_{i-j}^p = \max(t_h^p + t_{h-j}),$$

де t_{i-j}^p - раннє закінчення роботи; t_h^p - ранній початок роботи; t_{h-j} - тривалість роботи.

Пізній час здійснення попередньої дії:

$$t_i^n = \min(t_j^n + t_{i-j}),$$

де t_j^n - пізній час здійснення наступної події.

Повний резерв часу:

$$R_{i-j} = t_j^n - t_i^p - t_{i-j}$$

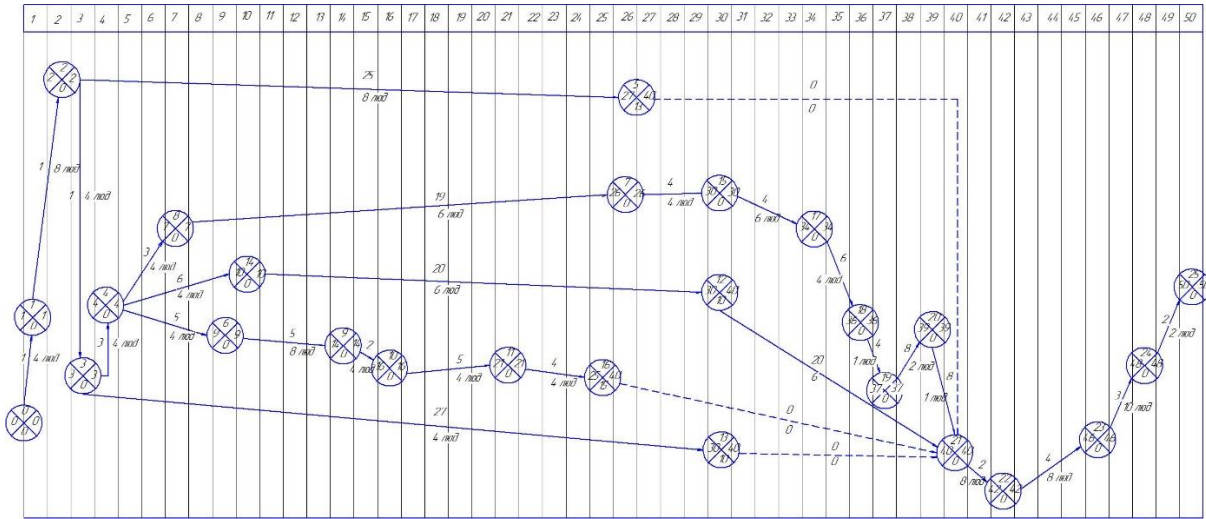
Резерв часу:

$$r_{i-j} = t_j^p - t_i^p - t_{i-j}$$

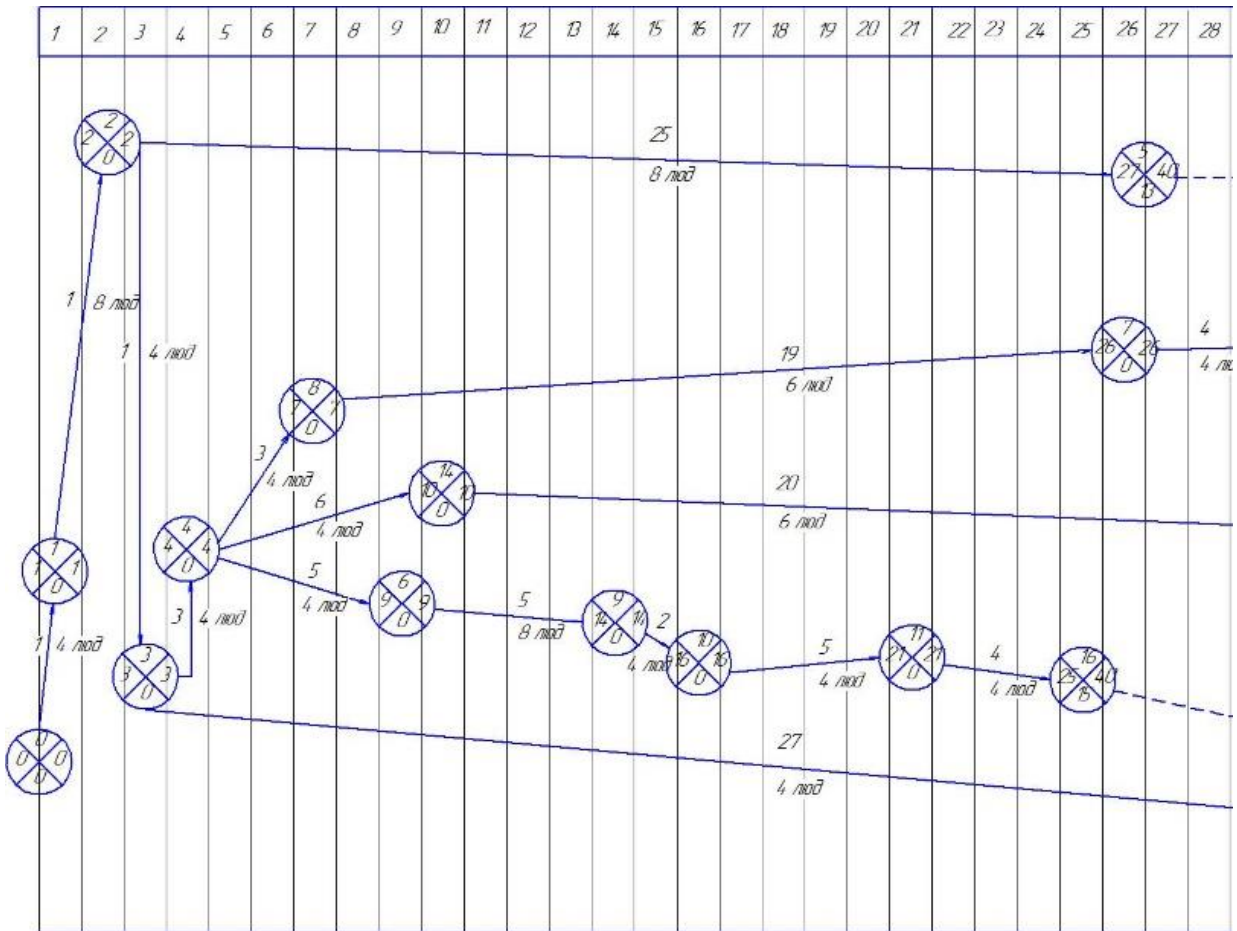
Таблиця 3.5 Перелік робіт з ремонту машини завантаження мартенівської печі

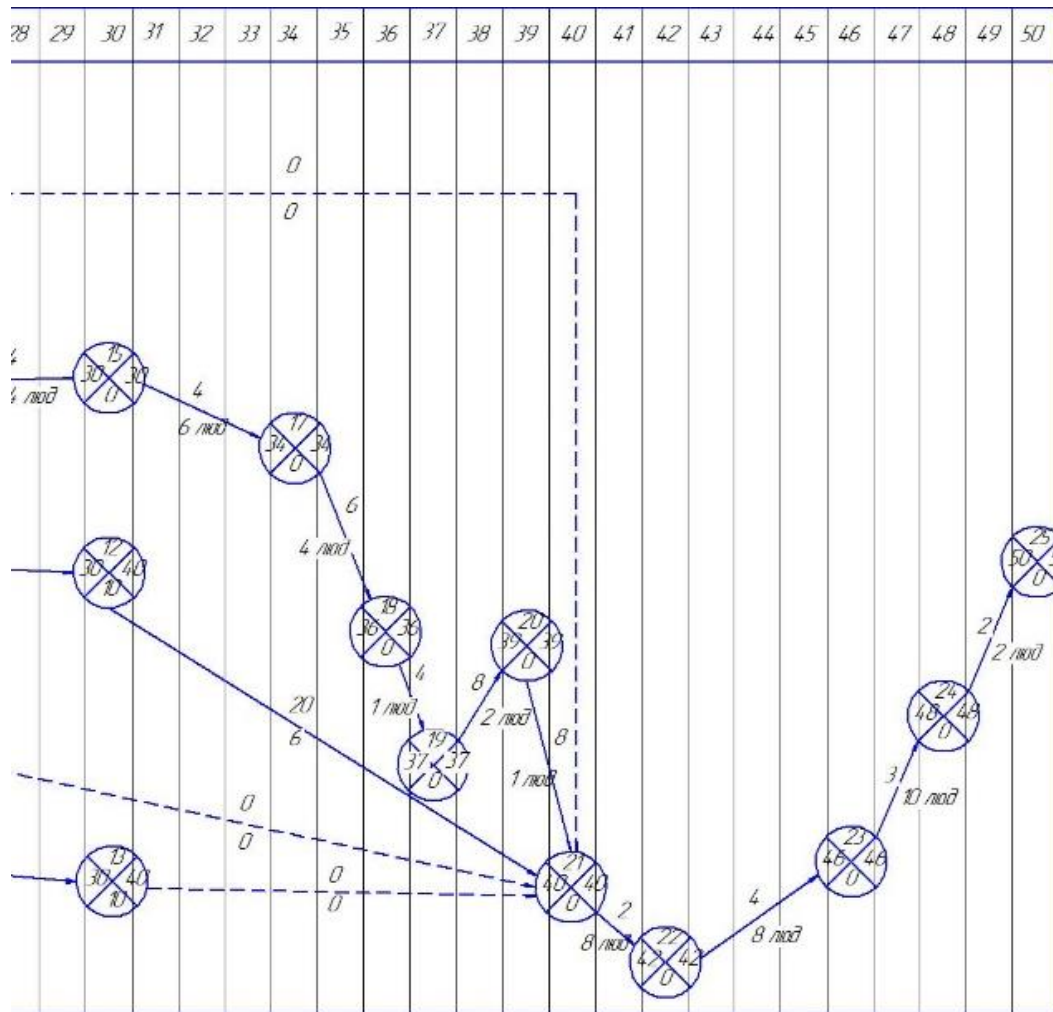
№ соб.	Найменування ремонтної операції	Шифр роботи		Тривалість роботи, діб	Число робітників, чол
		початок	кінець		
1	Зупинка підлогової машини завалення, розбирання схеми електроустаткування	0	1	1	4

№ соб.	Найменування ремонтної операції	Шифр роботи		Тривалість роботи, діб	Число робітників, чол
		почало	кінець		
2	Демонтаж машини завалення з вантаженням в ж. д. вагони	1	2	1	8
3	Транспортування машини вузлами в цехи ОГМ ж.д. транспортом	3	4	1	4
4	Демонтаж старих верстатів	4	14	6	4
5	Ремонт електродвигунів, панелей, апаратів управління в ЦРЕМЦ	2	16	22	8
6	Монтаж нових скатів	6	9	5	4
7	Ремонт блоків моста	7	30	19	6
8	Демонтаж старого приводу моста	8	7	3	4
9	Ремонт кабіни машиніста з порталом	9	10	5	4
10	Розбирання візка в цехах ОГМ	11	12	2	4
11	Ремонт м/к рами візка в цехах ОГМ	12	13	5	4
12	Ремонт механізмів в цеху ОГМ	12	21	20	6
13	Ремонт редукторів візка в цехах ОГМ	13	21	27	4
14	Ремонт хобота та приводу гойдання хобота	14	12	6	4
15	Збірка моста з виставкою геометричних параметрів	15	21	4	6
16	Збірка візка в ЦРМО - 1	16	21	4	4
17	Антикорозійна обробка м/к машини завалення	17	18	4	6
18	Розбирання моста з вантаженням в ж/д вагони	18	19	4	6
19	Вивантаження машин в мартенівському цеху	19	20	1	4
20	Монтаж моста, кабіни, консолі	20	21	2	8
21	Монтаж візка	21	22	1	8
22	Монтаж електродвигунів і апаратів управління	22	23	2	8
23	Монтаж панелей, тролів, кабельної розводки	23	24	4	8
24	Пуско-налагоджувальні роботи	24	25	2	2



a





б

а- загальний вид, б – збільшений вигляд

Рис. 3.7. Мережевий графік машини завантаження мартенівської печі

Таблиця. 3.6 Оцінка ремонтпридатності мульдозавалювальної машини з різними конструкціями хоботу

Види конструкцій	Границі інтервалу відновлення, год	Число відновлених об'єктів	Середній час відновлення, год.
Мульдозавалювальна машина зі збірною конструкцією хоботу з натягом	46-48	12	47

Види конструкцій	Границі інтервалу відновлення, год	Число відновлених об'єктів	Середній час відновлення, год.
Мульдозавалювальна машина зі зварною конструкцією хоботу	48-49	12	48,8
Мульдозавалювальна машина з цільнолитою конструкцією хоботу	49-50	12	49,5

Ремонтопридатність мульдозавалювальної машини з трьома варіантами виконавчого механізму показала, що найменший час відновлення має збірна конструкція хоботу зі з'єднанням елементів з натягом, а найбільший час відновлення має цільнолита конструкція хоботу.

4. Охорона праці та техногенна безпека

4.1. Характеристика потенційно небезпечних та шкідливих виробничих факторів в агломераційному цеху

Формувальні суміші готують на спеціальній ділянці мартенівського цеху, з використанням змішувачів, сушильних форм, транспортерів, вібраційного та іншого обладнання.

Приготування формувальної суміші складається з трьох етапів: 1 – підготовки свіжих формувальних матеріалів; 2 – підготовки відпрацьованих сумішей; 3 – приготування суміші з попередньо підготовлених матеріалів.

Для того, щоб провести підготовку відпрацьованих сумішей, необхідно провести вибивку форм. Вибивання форм – одна з найбільш важливих операцій у мартенівському відділенні. Вона супроводжується виділенням великої кількості тепла та пилу.

На всіх ділянках мартенівського цеху пов'язаних з транспортуванням та переробкою пиловиділяючих матеріалів і сумішей (піску, глини, відпрацьованих сумішей, пилоподібного кварцу та ін.), також супроводжується виділенням пилу.

До постійно діючих небезпечних і шкідливих виробничих факторів можуть бути віднесені рухомі та обертові частини механізмів і обладнання, переміщення вантажів, теплові випромінювання, шум, недолік освітлення, вібрація і т.д., а до періодично чинних – розплавлений і нагрітий метал, запиленість, загазованість та ін..

При впливі електричного струму на організм людини виникають електротравми (електричний удар, опік).

Санітарними нормами проектування промислових підприємств СНіП 2.04.05-91 встановлено ГДК вмісту шкідливих речовин у повітрі робочої зони. Дані наведені в таблиці 4.1 [14].

Таблиця 4.1 Оцінка чинників виробничого і трудового процесу

№	Чинники виробничого середовища і трудового процесу	Нормативні значення ГДК	Фактичні значення ГДК	III клас: шкідливі і небезпечні умови			Тривалість дії чинників за зміну, %
				I	II	III	
1	Шкідливі хімічні речовини, мг/м ³ 3-4 класи безпеки СО	20	40	2	-	-	80
2	Пил, переважно фіброгенної дії, мг/м ³	4	100	-	-	25	80
3	Вібрація(загальна та локальна), дБ	101 72	106	-	5	-	80
4	Шум,дБ	80	89	9	-	-	80
5	Мікроклімат в приміщенні:						
	1) t повітря: теплий холодний час	18-27 17-23	40			13	80
	2) V руху повітря: теплий холодний час	0,2-0,4	0,5				80
	3) відносна вологість, %: теплий холодний час	65 75	40-50				80
4) інфрачервоне випромінювання, Вт/м ²	140	2000		2000			
6	Категорія важкості праці Напруженості праці				Середньої важкості; ІІа Помірно напружена		
7	Загальна оцінка умов			Особливо шкідливі			

Умови і характер праці відносяться до 2 ступеня II класу. Відповідає технологічному регламенту і проекту організації праці на робочому місці. Робоче місце має в наявності: 2 фактора 1 ступеня, 2 фактори 2 ступеня і 2 фактора 3 ступені. За показниками робоче місце слід вважати з особливо шкідливими і особливо важкими умовами праці, що відповідає показникам Списку №1.

За шкідливі фактори передбачені пільги та компенсації: а) пенсії за списком №1; б) додаткова відпустка 14 днів; в) надбавка до зарплати 12% - 24%; г) молоко.

4.2. Заходи з поліпшення умов праці в мартнівському цеху

Існує дві групи основних заходів щодо усунення шкідливостей і небезпек. До першої групи основних заходів відносяться технічні (конструктивні) рішення, закладені в конкретний агрегат або установку і що дозволяє безпечно для працюючих їх експлуатувати. До другої групи належать організаційні заходи, які наказують або забороняють ті чи інші дії. Для запобігання забруднення атмосферного повітря пилом, необхідно всі технологічні гази повністю утилізувати, а вентиляційні гази очищати перед викидом їх в атмосферу до меж допустимих концентрацій ГДК. [21]

Для створення нормальних умов праці на всіх ділянках, пов'язаних з транспортуванням та переробкою пиловиділяємих матеріалів і сумішей, вибивки форм встановлено витяжну вентиляцію та місцеві бортові відсмоктувачі запиленого повітря і забруднене повітря направляється на очищення в циклон.

Для поліпшення умов праці, у зв'язку з перегрівом повітря в робочій зоні організована природна і механічна припливна вентиляція, причому подається повітря охолоджується і зволожується.

Для індивідуального захисту працюючих від світлових, теплових і механічних впливів, повинні використовуватися запобіжні захисні засоби. Захист від продуктів горіння, від впливу електричного поля, а також від падіння з висоти (захисні окуляри, каски, страхувальні канати, протигази, спеціальні рукавиці та ін.)

Для зменшення шуму в джерелі його утворення замінюються ударні взаємодії деталей безударними, демпфуючими коливання самоударних деталей і окремих вузлів агрегату шляхом зчленування їх з матеріалами, що мають велике тертя (гумою, пробкою, повстю, азбестом та ін.) Застосовуються металеві матеріали, що володіють зниженим звукопроникненням.

Для ослаблення вібрації і шуму по повітропроводам та трубопроводам приєднання їх до вентиляторів і насосів проводиться за допомогою гнучкої

вставки з прогумованою тканиною або гумового патрубка.

4.3. Виробнича санітарія в умовах мартенівського цеху.

Основними вимогами [16] до заходів з промислової санітарії, що визначені на підприємствах чорної металургії є:

- при проектуванні, будівництві і реконструкції цехів санітарно - побутові приміщення необхідно розташовувати в окремих будівлях з устаткуванням теплових переходів;

- до складу санітарно - побутових приміщень повинні входити гардеробні, душеві, умивальні, убиральні, а також пункти харчування і пункти швидкої допомоги в залежності від кількості працюючих;

- робочий одяг необхідно зберігати окремо від чистого в спеціальних індивідуальних шафах;

- душеві розташовують в приміщеннях, суміжних з гардеробними, число душевих сіток визначається за кількістю працюючих в найбільшій зміні з розрахунку: одна душева сітка на три людини;

- умивальні розташовують в приміщеннях, суміжних з гардеробними або в гардеробних, кількість умивальників визначається із розрахунку: один кран на двадцять робітників;

- убиральні необхідно розташовувати на відстані не більше 75 метрів від робочих місць, а від робочих місць на території підприємства - не більше 150м;

- виробничі приміщення необхідно постійно тримати чистими;

- прибирання пилу виконувати за допомогою гідрозмивання; підлогу в цеху виконують із зносостійких, малотеплопровідних і неелектропровідних матеріалів;

- в виробничих будівлях і спорудах, незалежно від наявності шкідливих виділень і вентиляційних устаткувань, передбачається відкривання вікон та інші устаткування для провітрювання приміщень;

- в холодний період року в будівлях передбачаються системи опалення, які повинні забезпечувати рівномірний нагрів повітря приміщення протягом всього сезону; безпечність відносно пожеж і вибухів;

- можливість регулювання; ефективним заходом по зниженню температури є штучна вентиляція: місцева припливна вентиляція, при якій здійснюється концентроване подання припливного повітря заданих параметрів (температури, вологості, швидкості руху повітря), виконується у вигляді повітряних душів для утворення так званих повітряних оазисів (ділянок виробничої зони, які різко відрізняються своїми фізико - хімічними характеристиками від решти приміщення);

- освітлення цеху здійснюється природним та штучним освітленням. Виробниче освітлення повинно відповідати наступним вимогам: створювати на робочій поверхні освітленість, що відповідає встановленим нормам; не повинно чинити засліплюючої дії; не створювати на робочій поверхні різких та глибоких тіней; повинен бути достатній для розрізнення деталей контраст поверхонь, що освітлюються; не створювати небезпечних та шкідливих виробничих факторів;

- для запобігання дії на працюючих небезпечних та шкідливих виробничих факторів необхідно передбачити методи та засоби колективного та індивідуального захисту від них.

Потік теплової енергії, крім безпосереднього впливу на працюючих, нагріває підлогу, стіни, перекриття, обладнання, в результаті чого температура повітря всередині приміщення підвищується, що також погіршує умови роботи.

Для зниження небезпеки впливу теплових випромінювань використовують такі способи:

- зменшення інтенсивності випромінювання джерела,
- захисне екранування джерела або робочого місця,
- повітряне душення,
- застосування засобів індивідуального захисту,

· організаційні та лікувально-профілактичні заходи.

Нормування параметрів мікроклімату здійснюється згідно ДСТ 12.1.005-88. Встановлені оптимальні та допустимі параметри мікроклімату.

Параметри мікроклімату нормуються залежно від наступних факторів: періоду року; виду робочого місця; категорії важкості робіт по фізичному навантаженню.

Періоду року:

- а) теплий (середньодобова температура навколишнього повітря більше +10 0С);
- б) холодний (середньодобова температура навколишнього повітря менше +10 0С).

Виду робочого місця:

- а) постійне;
- б) непостійне

У кожному структурному підрозділі [17, 18] відповідним документом (Розпорядженням, інструкцією і т.д.) є встановлений протипожежний режим, який включає:

- порядок утримання шляхів евакуації;
- визначення спеціальних місць для куріння;
- порядок застосування відкритого вогню;
- порядок використання побутових нагрівальних приладів;
- порядок проведення тимчасових пожежонебезпечних робіт;
- правила проїзду і стоянки транспортних засобів;
- місця для зберігання і допустима кількість сировини, напівфабрикатів та готової продукції, які можуть одночасно знаходитися в приміщеннях і на території;
- порядок прибирання горючого пилу та відходів, зберігання промасленого спецодягу та ганчір'я, очищення елементів вентиляційних систем від горючих відкладень;

- порядок відключення від мережі електроживлення обладнання та вентиляційних систем на випадок пожежі;
- порядок огляду і закриття приміщень після закінчення роботи; - порядок організації експлуатації та обслуговування наявних засобів протипожежного захисту;
- порядок проведення планово-попереджувальних ремонтів і оглядів електроустановок, опалювального, вентиляційного, технологічного та іншого інженерного обладнання;
- порядок збору членів пожежно-рятувального підрозділу добровільної пожежної охорони та посадових осіб, відповідальних за пожежну безпеку, в разі виникнення пожежі, виклику вночі, у вихідні та святкові дні;
- порядок дій у разі виникнення пожежі: порядок і способи оповіщення людей, виклику ГПСЧ-29, зупинки технологічного устаткування, вимкнення ліфтів, вентиляційних установок, електроспоживачів, застосування засобів пожежогасіння;
- послідовність евакуації людей та матеріальних цінностей з урахуванням дотримання техніки безпеки.

Для кожного приміщення повинні бути розроблені і затверджені керівником підрозділи інструкції про заходи пожежної безпеки. У цих інструкціях повинні зазначатися:

- категорія приміщення з вибухопожежної та пожежної небезпеки (для виробничих, складських приміщень та лабораторій);
- вимоги щодо утримання евакуаційних шляхів та виходів;
- спеціальні місця для паління та вимоги до них;
- порядок утримання приміщень, робочих місць;
- порядок зберігання і застосування легкозаймистих рідин, горючих рідин (далі - ЛЗР, ГР), вибухопожежонебезпечних речовин і матеріалів;
- порядок збирання робочих місць, збирання, зберігання та видалення горючих відходів, промасленим дрантя;
- порядок утримання та зберігання спецодягу;

- місця, порядок та норми одночасного зберігання в приміщенні сировини, напівфабрикатів і готової продукції;
- порядок проведення зварювальних і інших вогневих робіт;
- порядок огляду, вимкнення електроустановок, приведення в пожежобезпечний стан приміщень і робочих місць, закриття приміщень після закінчення роботи;
- заходи пожежної безпеки при роботі на технологічних установках та апаратах, які мають підвищену пожежну небезпеку;
- граничні показання контрольно-вимірювальних приладів, відхилення від яких можуть викликати пожежу або вибух; - обов'язки і дії працівників у разі виникнення пожежі.

Ці інструкції вивчаються під час проведення протипожежних інструктажів, проходження навчання за програмою пожежно-технічного мінімуму, а також в системі виробничого навчання і вивішуватися на видних місцях.

За правилами ДСТУ Б В.1.1-36:2016 пожежної небезпеки приміщення виробничого і складського призначення незалежно від їх функціонального призначення поділяються на такі категорії:

- 1) підвищена вибухо пожежонебезпекою (А);
- 2) вибухо пожежонебезпекою (Б);
- 3) пожежна небезпека (В1 - В4);
- 4) помірна пожежонебезпека (Г);
- 5) знижена пожежонебезпека (Д).

До категорії А належать приміщення, в яких знаходяться горючі гази, легкозаймисті рідини з температурою спалаху не більше 28 градусів Цельсія в такій кількості, що можуть утворювати вибухонебезпечні парогазо повітряні суміші, у разі спалахування яких розвивається розрахунковий надлишковий тиск вибуху в приміщенні, що перевищує 5 кПа, або речовини і матеріали, здатні вибухати і горіти при взаємодії з водою, киснем п або один з одним, в

такій кількості, що розрахунковий надлишковий тиск вибуху в приміщенні перевищує 5 кПа.

До категорії Б належать приміщення, в яких знаходяться горючі пил або волокна, легкозаймисті рідини з температурою спалаху більше 28 градусів Цельсія, горючі рідини в такій кількості, що можуть утворювати вибухонебезпечні пилоповітряні або пароповітряні суміші, у разі спалаху яких розвивається розрахунковий надлишковий тиск вибуху в приміщенні, що перевищує 5 кПа.

До категорій В1 - В4 відносяться приміщення, в яких знаходяться горючі і важко горючі рідини, тверді горючі і важко горючі речовини і матеріали (в тому числі пил та волокна), речовини і матеріали, здатні при взаємодії з водою, киснем повітря або один з одним горіти, за умови, що приміщення в яких вони знаходяться, не відносяться до категорії А чи Б.

До категорії Г належать приміщення, в яких знаходяться негорючі речовини і матеріали в гарячому, розпеченому або розплавленому стані, процес обробки яких супроводжується виділенням променистого тепла, іскор і полум'я, або горючі гази, рідини і тверді речовини, які спалюються або утилізуються як паливо.

До категорії Д належать приміщення, в яких знаходяться негорючі речовини і матеріали в холодному стані.

ВИСНОВКИ ТА РЕКОМЕНДАЦІЇ

1. На підставі проведеного огляду та аналізу технічної літератури встановлено, що найслабшим місцем підлогової мульдо завальної машини є виконавчий механізм – хобот. Через режим та умови роботи машини, механізм має малий строк служби, на більшості металургійних заводів строк служби хоботів не перевищує двох-трьох місяців.

2. Для визначення навантажень та режиму роботи проведено розрахунки потужності електродвигуна та редуктора механізму обертання хоботу. З'ясовано, що у разі виходу з ладу електродвигуна доцільно зменшити потужність нового, що дозволить знизити динамічні навантаження та скоротити витрати електроенергії.

3. За допомогою системи аналізу було проведено розрахунок моделі хобота цільної конструкції, що застосовується на сьогодні на підприємствах та нової збірної конструкції двох видів. А саме, збірна конструкція зі з'єднанням елементів з натягом та зі зварним з'єднанням.

4. Оцінка ремонтпридатності мульдозавалювальної машини проводилась за критерієм середнього часу відновлення. Серед трьох варіантів виконавчого механізму найменший час відновлення має збірна конструкція хоботу зі з'єднанням елементів з натягом, а найбільший час відновлення має цільнолита конструкція хоботу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Иванченко Ф.К. Механическое оборудование сталеплавильных цехов. – М.: Металлургия, 1963. – 440 с.
2. Целиков А. И. Машины и агрегаты металлургических заводов. – М.: Металлургия, 1988. – 432 с.
3. Гузенков П. Г. Детали машин. – М.: Высшая школа, 1986. – 359 с.
4. Устиненко В. Л. Основы проектирования деталей машин. – Х.: Вища школа, 1983. – 181 с.
5. Кузьмин А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемнотранспортных машин.- М.: Высшая школа,1983.- 350 с.
6. Гребеник В.М., Цапко В.К. Расчет металлургических машин и механизмов, 1973.- 310 с.
7. Жук А. Я. Основы расчёта приводов машин: Учебное пособие. – З.: Издательство ЗГИА, 1996. – 145 с.
8. Жук А.Я. Желябина Н.К. Теория и практика приводов. Книга 1. Электромеханический привод. Издательство ЗГИА, 2001. – 397 с.
9. Фотиев М. М. Электропривод и электрооборудование металлургических цехов. – М.: Металлургия, 1990. – 350 с.
10. Ничипорчик С.Н.. Детали машин в примерах и задачах: Учебное пособие.- Выш.школа, 1981-432с. ил.
11. Воителев В. В., Могилевский Е. Н. Механическое оборудование печей: Учеб.пособие для вузов. - М.: Металлургия, 1991. -148 с.
12. Гребеник В. М., Гордиенко А.В., Цапко В. К. Повышение надежности металлургического оборудования: Справочник. М.;Металлургия, 1988. -688 с.
13. Гребеник В. М., Иванченко Ф.К., Ширяев В.И. Расчет металлургических машин и механизмов: Учеб. пособие для вузов. - Киев: Выща школа. 1988. -448 с.

14. Гребеник В. М., Цапко В. К. Надежность металлургического оборудования: Оценка эксплуатационной надежности и долговечности: Справочник. - 2-е изд., перераб. и доп. - М.: Металлургия. 1989. - 590 с
15. Жук А. Я. Желябіна Н. К. Механічне устаткування цехів по виробництву металів та сплавів: Навчальний посібник- / Запоріжжя: Видавництво ЗД1А, 1998. - 210 с.
16. Иванченко Ф. К., Красношапка В. А. Динамика металлургических машин. - М.; Металлургия, 1983. - 294 с.
17. Машины и агрегаты металлургических заводов: Учебник для вузов: В 3-х т. / А. И. Целиков, П. И. Лопухин, В. М. Гребеник. - М.: Металлургия. Т. 1 Машины и агрегаты доменных цехов, 1987, - 440 с.; Т. 2 Машины и агрегаты сталеплавильных цехов, 1988. - 432 с.; Т. 3 Машины и агрегаты для производства и отделки проката, 1988. -680 с.
18. Правила технической эксплуатации механического оборудования мартеновских цехов /В. И. Дубов, В.М. Натыкин. Днепропетровск: ВНИИМехчермет, 1979. - 204 с.
19. Цапко В. К., Толстиков Г. И., Ермакратьев В.А., Жук А.Я. Техника эксперимента и основы научных исследований металлургических машин и агрегатов. Киев: УМК ВО, 1989.- 138с.
20. Залкинд А. С., Арист Л. М., Тылкин М. А. Механизация ремонтных работ в мартеновских цехах. - М.: Металлургия, 1976. - 256 с.
21. Петренко В.В. Заходи пожежної безпеки в Україні. — К., 1995. - 120с.
22. Пожежна безпека. Нормативні акти та інші документи: У 4х т. — К., 1997 – 197с.
23. Охрана труда в черной металлургии: учебник для вузов / В. Н. Бринза, М. М. Зиньковский. - М. : Металлургия, 1982. - 336 с.
24. Охрана труда в черной металлургии [Текст]. В 3-х ч. Ч. 1 : справочник / П. Д. Ефанов, Н. Н. Карнаух. - М. : Металлургия, 1998. - 183 с .
25. Охрана труда на предприятиях черной металлургии [Текст] :

учеб.пособие / Б. Д. Ильинский. - 2-е изд., перераб. и доп. - М. : Металлургия, 1979. - 255 с

26. Гузненко В.Н SolidWorks 2016. Трехмерное моделирование деталей и выполнение электронных чертежей. МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2018. - 127с.

27. Тылкин М.А., Яловой Н.И., Полухин П.И. Температуры и напряжения в деталях металлургического оборудования. Учеб. Пособие для металлург. вузов. М. «Высшая школа», 1970.- 428с

ДОДАТКИ

СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Формат
1	Креслення загального виду	1	A1
2	Складальні креслення	2	A1
3	Деталювання	1	A2
4	Плакати дослідницької частини	1	A1