

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
БУДІВНИЦТВА І АРХІТЕКТУРИ

Факультет автоматизації і інформаційних технологій

(факультет)

Кафедра машин і обладнання технологічних процесів

(назва кафедри)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

_____ д.т.н., проф.
Назаренко І.І.

" ____ " _____ 2023
року

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА
до дипломного проекту**

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

на тему : **ОБЛАДНАННЯ ДЛЯ РОЗВАНТАЖЕННЯ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ**

Виконав: студент 4 курсу, групи БМО
спеціальності " 133. "Галузеве машинобудування"

Шаровара Віталій Володимирович

(прізвище, ім'я та по-батькові)

Керівник Косминський Ігор Владленович

(прізвище та ініціали)

К.Т.Н., ДОЦЕНТ

(вчене звання, науковий ступінь)

м. Київ - 2023 р.

КИЇВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БУДІВНИЦТВА І
АРХІТЕКТУРИ

Факультет автоматизації і інформаційних технологій
Кафедра Машин і обладнання технологічних процесів
Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр
спеціальності " 133. "Галузеве машинобудування"

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Завідувач кафедри МОТП

_____ /д.т.н., проф. І.І. Назаренко/

" " 2022 року

З а в д а н н я
на дипломний проект студенту

Шаровара Віталій Володимирович
(прізвище, ім'я, по-батькові)

1. Тема проекту: Розробка універсальної формувальної установки
керівник проекту: Косминський Ігор Владленович, кандидат
технічних наук, доцент.
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом ректора КНУБА № _____ від " __ " _____ 2022 року.

2. Строк подання студентом проекту 31 травня 2023 року.

3. Вихідні дані до проекту:

Розвантаженню підлягає залізничний напіввагон вантажопідйомністю 62 т.

Габаритні розміри вагона;

а) довжина -14000 мм;

б) ширина 3125 мм;

в) висота - 3250 мм.

Матеріал - замерзлий щєбінь.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що необхідно розробити): Вступ. Огляд та аналіз існуючих конструкцій подібних машин. Загальні розрахунки. Розрахунки на міцність деталей та вузлів. Техногенна безпека.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): Загальний вид машини 1 арк.; креслення робочого обладнання з відповідними перерізами 1-2 арк.; складальні одиниці робочого обладнання 1-2 арк.; креслення деталей 1-2 арк.

6. Консультанти розділів проекту

| Розділ | Консультант | Підпис, дата | |
|--------------------|--------------------------------|----------------|------------------|
| | | Завдання видав | Завдання прийняв |
| Техногенна безпека | к.т.н., доцент Гаркавенко О.М. | | |

7. Дата видачі завдання 19 грудня 2022 року.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

| № | Назва етапів дипломного проекту | Строк виконання етапів проекту | Примітка |
|----|--|--------------------------------|----------|
| 1. | Огляд та аналіз існуючого устаткування. Загальні розрахунки. | 20.03.23 | 25% |
| 2. | Креслення загальних видів. Розробка та розрахунок вузлів. | 17.04.23 | 50% |
| 3. | Розрахунки та робочі креслення деталей. | 8.05.23 | 75% |
| 4. | Техногенна безпека. Рецензування. Попередній захист. | 1.06.23 | 100% |

Студент _____
(підпис)

Керівник проекту _____ Косминський Ігор
Владленович, к.т.н., доцент

ЗМІСТ

| | |
|--|----|
| ВСТУП..... | 7 |
| Постановка задачі проекту..... | 7 |
| 1. Огляд існуючих конструкцій..... | 9 |
| 1.1 Опис принципів схем машин..... | 9 |
| 1.2 Аналіз і висновки..... | 26 |
| 2. Спеціальна частина | |
| 2.1 Вихідні дані і розробка конструктивної схеми машини | 27 |
| 2.2 Загальний розрахунок машини..... | 31 |
| 2.3 Конструктивні розрахунки. Розрахунки на міцність..... | 39 |
| 2.3.1 Розрахунок зубчастої передачі..... | 43 |
| 2.3.2 Розрахунок валу | 47 |
| 2.3.2.1 Розрахунок і вибір вальниці..... | 49 |
| 2.3.2.2 Розрахунок плішкового з'єднання..... | 51 |
| 2.3.3 проектування і розрахунок дебалансу..... | 53 |
| 2.3.4 Розрахунок приводного валу..... | 54 |
| 2.3.4.1 Розрахунок критичної кутової швидкості валу..... | 55 |
| 2.3.4.2 Розрахунок плішкового з'єднання..... | 56 |
| 2.3.4.4. Розрахунок пальця муфти приводного валу..... | 57 |
| 2.3.5 Розрахунок котку..... | 58 |
| 2.3.5.1 Розрахунок і вибір вальниці..... | 59 |
| 2.3.6 Розрахунок блоку..... | 60 |
| 2.3.6.1 Розрахунок і вибір вальниці..... | 61 |
| 2.3.7 Розрахунок пружини..... | 62 |
| 2.3.8 Розрахунок і вибір линви..... | 66 |
| 3. Техногенна безпека..... | 68 |

Список використаної літератури.....79

Додатки

ВСТУП

Постановка задачі проекту

Механізація виробничих процесів широко застосовується в будівельній галузі, а особливо механізація робіт, які потребують великих витрат ручної праці, пропонує використання низки механізмів найпоступової конструкції.

Для механізації і автоматизації різного роду технологічних процесів останнім часом спостерігається широке застосування вібромашин. вібраційний метод- один з найефективніших засобів інтенсифікації виробництва, він має широкий діапазон застосування і в деяких випадках є єдиним можливим засобом ліквідації ручної праці.

Вібромашини прості за конструкцією і надійні в експлуатації.

вібраційні машини отримали свою назву у відповідності з характером їх робочого руху- вібрацією. Вплив вібраційної машини на середовище, яке оброблюється, носить імпульсивний характер. При цьому за один цикл коливань здійснюється невелика робота, але за рахунок високої частоти імпульсів в цілому досягається за одиницю часу значний виробничий ефект.

Останнім часом широке використання знаходять машини для допоміжних транспортних операцій. машини для розвантаження змерзлого вантажу знаходять застосування на підприємствах будівельної індустрії і особливо взимку.

В залежності від способу кріплення машини для

розвантажування відкритих вагонів розрізняють вібрмашини вмонтовані в конструкцію вагона і змінні. Змінні машини в свою чергу поділяються на накладні, які вільно накладаються на борти вагона і утримуються на ньому за допомогою противаг. Накладні і навісні машини використовуються для розвантаження напіввагонів типу «гондола» і «гоппер».

В залежності від операцій які виконуються розрізняють розпушувальні та віброзачисні машини. Розпушувальні використовують для розпушення змерзлих у відкритих вагонах насипних матеріалів з метою відновлення їх сипучості. Віброзачисні машини призначені для розвантаження залежалих вантажів або зачистки напіввагонів від невивантажених самотечією крізь люки сипких матеріалів влітку. Машини цього типу можуть бути використані також за умови слабого замерзання матеріалів.

Задачою проекту є розробка пристрою для розвантаження змерзлих матеріалів з напіввагонів з розробкою віброзачисної машини.

1. ОГЛЯД ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ.

1.1 Опис принципів схем машин.

До числа накладних віброзаписних машин для напіввагонів відносять машини ВНДІЗТ. Вона складається з інерційного двохвального вібратора 8 (рис.1.1) типу самобаланс, вмонтованого в раму 7 з листів сталі профільного заліза. Рама має проушени для захоплення гаком вантажопідйомного механізму і обмежувача поперечного зміщення 1. вібратор працює від електродвигуна 10 через клинопасову передачу 9. Електродвигун встановлений на допоміжній рамі 5, яка з'єднана з основною рамою 7 комплектом циліндричних пружин і зрівноваженої відносно поперечної та поперечної осей привантажувальними лещатами 6. Пружини призначені для віброізоляції електродвигуна і розташовані в прямовисній та поземній площинах. Власна частота коливань рами електродвигуна може змінюватися за рахунок зміни пружності пружини регульовальними гвинтами 2. Якщо пружини відрегульовані вірно рама електродвигуна у режимі роботи, що встановився, буде нерухома.

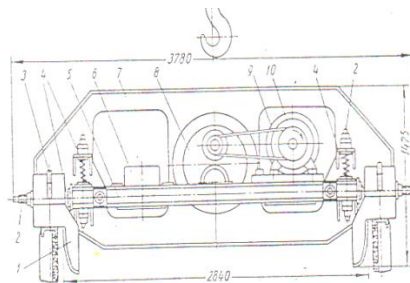


Рис.1.1 Накладна віброзаписна машина ЦНДІ МШС для напіввагонів

Керування вібромашиною здійснюється дистанційно.

Перед початком розвантаження машина вільно накладається на обв'язування піввагона. вмикання машини наступним чином – спочатку проходить вивантаження вагона після відкриття всіх люків. Тим самим збільшується витікання матеріалу самопливом, а наприкінці вивантаження проходить зачистка від рештків вантажа. Відповідним підбором вага машини і параметрів вібропривода досягається вібрації разом з кузовами на ресорах вагона без підстрибування машини відносно бортів.

В світі набули розповсюдження навісні віброзачисні машини, які не потребують для свого встановлення на напіввагони важкого вантажопідйомного обладнання. США випускають вібромашини (рис. 1.2) яка без допоміжного закріплення навішується на верхнє обв'язування борта напіввагону і утримується на ньому за допомогою притивагів під дією вібрації.

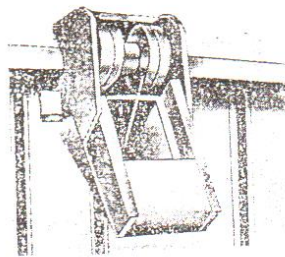


Рис.1.2 Навісна віброзачисна машина

Конструктивно вібромашина являє собою раму, на якій закріплено двигун-вібратор типу дебаланс і противага. Навіска машини на борт напіввагона здійснюється за допомогою крана або автонавантажувача.

Одна з перших машин яка була виготовлена на теренах

колишнього ССРСР - ВР-17 (рис. 1.3). Вона складалась з інерційного чотирьохвального вібратора напрямленої дії ВПП-2 і розпушувальної шини, яка прикріплено до нижньої поверхні вібратора. До шини приварено циліндричні штирі з заточеними кінцям.

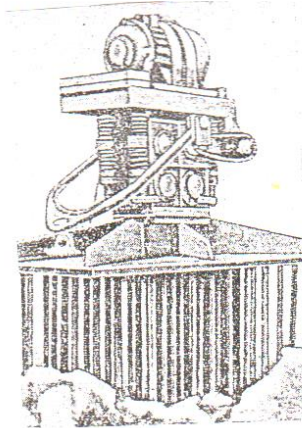


Рис.1.3 Вібророзпушувач ВР-17

Для розпушування машина за допомогою підвіски навішується на гак крана і встановлюється на поверхню замерзлого матеріалу. Коли вмикається електродвигун під дією вібрації та власної ваги машини штирі заглиблюються до матеріалу. Коли вони занурилися до матеріалу на всю довжину та шина лягає на матеріал, починається передача вібрації, в зв'язку з чим поміж частинками матеріалу порушується зв'язок і процес розпушування полегшується.

Машина ВР-17 добре працює при розвантаженні змерзлого матеріалу з залізничних платформ.

Розташування матеріалу на чотирьохвісній платформі відбувається за 10 -20 перестановок машини на протязі 10-20 хвилин. Значно нижче ефективність машини при здійсненні розвантаження напіввагонів, особливо з надто

змерзлим матеріалом. Різке зниження продуктивності машини при розвантаженні напіввагонів можна пояснити тим, що штирі, внаслідок невеликої довжини (350–700 мм) руйнують лише верхній шар матеріалу, що змерзся, заповнюючого вагон велику висоту (пісок і гравій до 1200 мм, вугілля до 1900 мм). Нижній шар матеріалу піддається незначному впливу вібрацій і практично продавлюється вібраційною плитою. Оскільки опір змерзлого матеріалу розчавленню дуже великий, на це витрачається багато енергії і часу. Глиби отримані в результаті продавлювання плитою, застрягають в люках напіввагонів і для безперешкодного розвантаження потребує допоміжного розколювання вручну. Окрім того, навіть при сприятливих умовах розпушування матеріалу не забезпечує кінцеву зачистку напіввагона від рештки матеріалу.

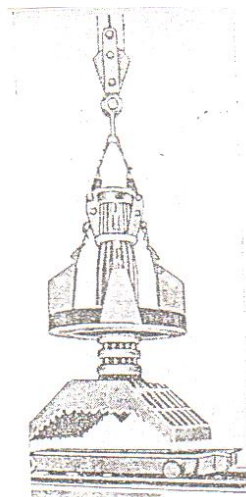


Рис. 1.4 Вібророзпушувач С-656

Для розпушування змерзлого матеріалів заводом «Будмаш» було виготовлено вібророзпушувач С-656 (рис. 1.4) який складається з вібратора С-489 Б типу дебаланс

і ребрового розпушувача. Вібратор виготовлений у вигляді трьох з'єднаних поміж собою блоків і приводиться у дію прямовисно встановленим електродвигуном АВ-72-2. Дебаланси віброблоків обертаються навколо прямовисної осі, в зв'язку з чим при роботі вібрмашини здійснюються колові коливання в поземній площині. До фланця останнього блока вібратора за допомогою болті прикріплено розпушувач, поздовжні ребра які мають трапецеподібну форму і шинкоподібні зуби. Така форма ребр запобігає перекосам машини, коли вона працює. Усунення перекосів сприяє також розташований в центрі розпушувача виступаючий конус.

Можливість розпушення матеріалу з наступною зачисткою напіввагона непередбачена в конструкціях вібророзвантажувальних машин.

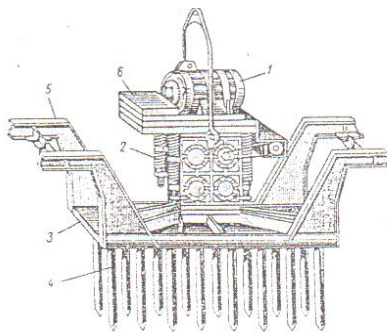


Рис.1.5 Вібророзвантажувальна машина конструкції НДІ залізобетону:

1-електродвигун, 2-вібратор, 3-розпушуюча плита, 4-штирі, 5- опорні лапи, 6-привантажувач

Вібрмашина конструкції НДІ залізобетону (рис. 1.5) має розпушуючу типу, до якої приварено штирі довжиною 1100 мм хрестоподібної форми. Завдяки такій довжині штирів проходить розпушування матеріалу в напіввагоні

майже на всю його висоту, а хрестоподібна форма штирів, поряд з використанням останнім великої міцності, створює взаємо-перпендикулярні площини розколювання. Розпушуюча плита оснащена опорними лапами, які при повному зануренні штирів в матеріал накладаються на борти напіввагона. При цьому за рахунок безпосередньої передачі вібрацій на кузов забезпечується відокремлення примерзлого до внутрішніх поверхонь бортів матеріалу і здійснюється кінцева зачистка напіввагона від невивантаженого вантажа. Досвід експлуатації вібророзпушуючих машин цього типу показав, що на розвантаження з напіввагона піска, гравія, вапняка, вугілля витрачається менше часу (20-30 хвилин.) завдяки великій поверхні розпушуючої плити. Число перестановок машини зменшується більше чим в два рази.

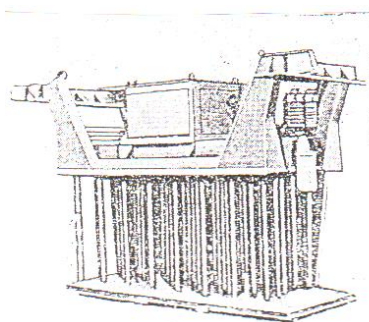


Рис.1.6 Вібророзвантажувальна машина ВРШ-2

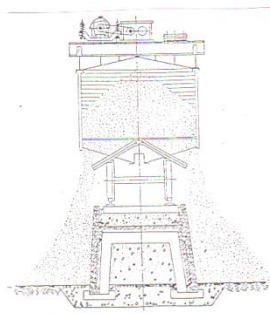


Рис.1.7 Схема використання ВРШ -2 зі змінною накладною рамою для зачистки напіввагонів

Принцип роботи вібронашини ВРШ-2 (рис.1.6) і конструкція її регулюючої плити не відрізняється від машини НДІ залізобетону. Лише замість вібратора ВПЛ-2А на рамі вібророзпушувача ВРМ, який вводиться в роботу окремо встановленим на амортизуючих пружинах електродвигуном.

Тип вантажопідйомного механізму в комплекті з яким роблять вібророзвантажуючі машини, обирається в залежності від місцевих умов. Можливі схеми механізації вивантаження з застосуванням накладних віброзачисних машин вказані на рис.1.8. Машина може подаватися на напіввагон козловим або мостовим краном (рис.1.8, а) підвішуватися на стріловий кран (рис.1.8, б) на саморушному порталі рухаючись вздовж фронту розвантаження (рис.1.8, в) та на монорелсі (рис.1.8, г). Такі схеми механізації можуть бути використані при роботі зі вібророзпушувачами.

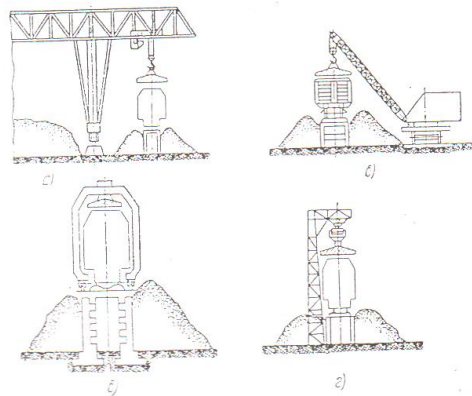


Рис.1.8 Схеми розвантаження з застосуванням вібронашин у сполуці:

А - козловим краном, Б - стріловим краном, В - самохідним порталом, Г - монорельсом

На відміну від описаних вище розпушувальних машин «Промтранспроєкт» на базі вібратора ВПП-2А розроблена вібромашина ВРМ -28, яка є основним конструктивним елементом вивантажувального комплексу приймальних пунктів. Машина виконана в трьох типових варіантах ІВРМ28-СМ1, ІІВРМ28-П1, ІІІВРМ28-СБ7. Два перших варіанта призначені для розпушування змерзлого матеріалу з наступною зачисткою напіввагона на короткому (точковому) і простягнутому (лінійному) вивантажувальних фронтах. Машина ІІІВРМ28-СБ7 робить в комплексі з вагоноперекидачем.

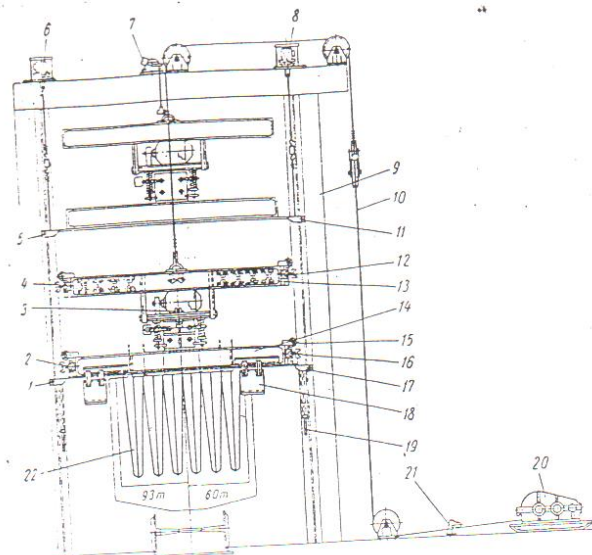


Рис.1.9 Машина ІВРМ-28-СМ1

Основним агрегатом вібромашини у виконанні ІВРМ-28-СМ1 є вібророзпушувач (типовий для всіх трьох модифікацій) вантажна і маневрова лебідки. Вібророзпушувач, який монтується на порталній опорі 9 (рис.1.9), складається з накладної розпушувальної шини 19 із закріпленими на ній шторами 22 хрестоподібного

перерізу. На шині встановлений вібратор 3, підресорена частина якого жорстко з'єднана з рамою 13 підвіски розпушувача.

На рамі підвіски розташовані привантажуючі шини для регулювання величини питомого навантажувального зусилля. Для кінцевої зачистки вагонів вантажопідйомністю 93 т розпушувач накладається на борти безпосередньо розпушуючою шиною. Для накладання розпушувача на борти 60-тонних вагонів, висота яких дещо менша, ніж 93-х, передбачені висувні аутригери 18. Вони встановлюються в необхідне положення за допомогою привода з електродвигуном.

Рама підвіски і розпушуюча шина обладнані направляючими рамами 15, по яких розпушувач переміщується по прямовиснім направляючим рейкам порталу. Це забезпечує стійке положення розпушувача під час роботи. Направляючі рамки підресорені тарілчастими пружинами (амортизаторами), які виключають вплив вібраційна опорну конструкцію. Опускання і підймання розпушувача здійснюється вантажною лебідкою 20 за допомогою троса 10.

На стойках порталу закріплено дві пари упорів, які приймають на себе вагу розпушувача. Верхні упори 5,11 призначені для встановлення розпушувача в верхньому неробочому положенні, нижні упори 1,17 розпушувача - для обмеження опускання розпушувача. Верхні упори за допомогою електромагнітів 6 і 8 можуть встановлюватися в направляючі рейки стояків порталу, що дозволяє опускати розпушувач в робоче положення. На підйомі ці упори віджимаються рамою розпушувача, а після її

проходу стають в початкове положення. Нижні упори використовують ся тільки при наявності вагоноперекидача в комплекті з яким робить машина у виконанні ІІІ ВРМ28-СМ7. У машини ІВРМ28-СМ1 нижні упори постійно встановлені і направляючі рейки і закріплені стопорами 19 , що дозволяє опустити розпушувач нижче цих упорів і накласти його на борти вагона для зачищення.

Управління розпушуючої машини здійснюється дистанційно по електронній схемі з автоматизацією роботи агрегатів машини по заданій(за програмою). для цього окрім пульта управління передбачені кінцеві вимикачі 2,4, 7, 12, 16, 21.

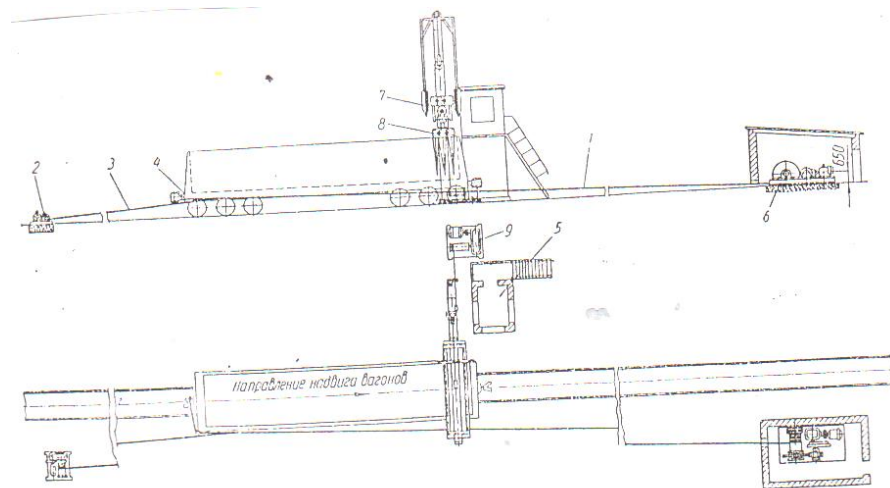


Рис.1.10 Маневрові пристрої машини ІВРМ-28-СМ1

У вихідному положенні розпушувач піднятий і його розпушувальна плита лежить на верхніх упорах. Канали 1 (рис.1.10) маневрової відкатки за допомогою лебідки 2 і зворотного троса 3 відтягнутий назад, а закріплюючий пристрій 4 знаходиться обабіч залізничного шляху. склад вагонів встановлюється локомотивом так, щоб зцепка останнього вагона знаходилася навпроти зчіплюючого

пристрою маневрової відкатки, робітник надягає цей пристрій на останній вагон і подає сигнал готовності оператору, що розташовується біля пульта керування в приміщенні 5. після відкриття люків передніх вагонів, які розташовані під прийомним бункером оператор визначивши тип вагона набирає на пульті керування програму роботи машини, потім вмикає маневрову лебідку 6, підтягує склад до установки першого вагона під розпушувач.

Перевіривши за показником 7 правильність установки вагона під розпушувач 8, оператор включає вантажну лебідку 9 на підйом. При цьому розпушувач дещо піднявшись відносно верхніх упорів 5 і 11 (рис.1.9) і внаслідок натягування тросу приводить до дії кінцевий вимикач 21 та вантажна лебідка 9 (рис.1.10) зупиняється. Потім вмиканням електромагнітів прибираються верхні упори і запускається в роботу розпушувач за закладеною програмою. В залежності від типу напіввагона автоматично встановлюється аутригер, після - вмикається вантажна лебідка на опускання розпушувача і в момент торкання штирями матеріалу автоматично вмикається вібратор.

Коли матеріал за всією площиною буде розпушений: вібророзпушувач плитою лягає на борти напіввагона, всі механізми машини автоматично вимикаються. після цього оператор вмикає вантажну лебідку і підіймає розпушувач і лебідкою маневрової відкатки просуває вагон з невивантаженим матеріалом під розпушувач і потім починається наступний цикл. коли вагон повністю вивантажений і вичищено, розпушувач піднімається без

установки на верхні упори і повторюються всі операції наступними вагонами. після вивантаження останнього вагона оператор встановлює розпушуючу машину у вихідне положення.

Вібровивантажувальна машина ІІВРМ 28 - СМ7 (рис.1.11) складається з сімох вібророзпушувачів, завдяки чому проходить розпушування всього матеріалу одночасно. При повному зануренні штирів в матеріал всі розпушувачі, крім середнього опираються на нижні упори та вимикаються. Середній розпушувач при цьому накладається на борт вагона і продовжує працювати від 10 до 15 с, завдяки чому рештки видаляються з вагона.

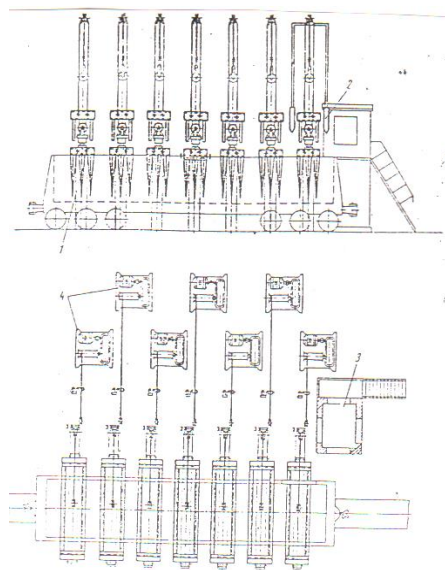


Рис.1.11 Машина ІІВРМ 28 - СМ7

1-вібророзпушувач, 2- показник правильності встановлення вагона під розпушувачем, 3 - приміщення оператора, 4 - вантажні лебідки підйому і опускання розпушувачів

У вібророзвантажувальній машині ІВРМ -28-П1 (рис. 1.12) вібророзпушувач працює в комплексі з мостовим

краном; на візку крана змонтована спеціальна напрямлююча рама, по якій рухається розпушувач. Підвіска крана здійснюється до гака крана. На консолях напрямлюючої рами встановлено чотири люкопідіймача, які керуються з мостів розвантажувального фронту. Після установки розпушувача разом з напрямлюючою рамою над вагоном, керування машиною не відрізняється від виконання ІВРМ28-СМ1.

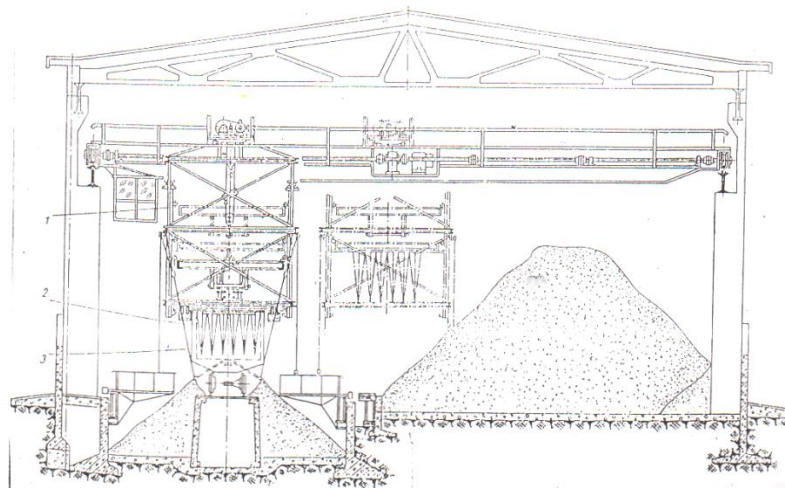


Рис.1.12 Машина ІВРМ -28-П1
1- рама напрямлююча, 2 -розпушувач ,3 -
гакопійомник

Технічні характеристики вібророзвантажуючих машин для напіввагонів наведеного в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1.

Технічні характеристики вібророзвантажуючих машин

| Показники | ЦНДУ МШС | ВР-17 | С-656 | НДІ залізобетону | ІВР М 28- СМ1 | ІІВРМ 28-П1 | ІІІ ВРМ 28- СБ7 | ЦКПТБ | ВРМ-2 |
|-------------------------------------|--------------|--------------|-------|--|--|----------------|--------------------------|--|-------|
| Операції, які виконують ся | зачи стка | розпушування | | зачистка, розпушування, п ослідовна розчистка | розпушування з наступною зачисткою | | розпушу вання | зачистка, розпушування, п ослідовна розчистка | |
| Продуктив ність, т/год | | | | | | | | | |
| розпушува ння | - | 70...140 | - | 120...180 | 360 | 900 | 100...150 | 200...800 | |
| зачистка | 900- 1200 | - | - | 700-900 | - | | | 800 | |

| | | | | | | | | |
|--|-------------|---------------|------------|--------|-----------|------------|------|-----------|
| Тип вібратора | УНДІ МШС | ВПП-2 | С- 489Б | ВПП-2А | | | ВРМ | |
| Потужність двигуна, кВт | | | | | | | | |
| розпушувачення | - | 40 | | 28 | 28 x 7 | 28 | 20 | |
| зачистка | 14 | - | | 28 | - | | 14 | |
| Збуджуюча сила, кН | | | | | | | | |
| розпушувачення | - | 170- 230 | 180 | 213 | 138 | 214 x 7 | 25 | 190-230 |
| зачистка | 80 | - | | 93 | - | | | 88 |
| Частота коливачень | 7600 | 1500- 1800 | 2930 | 1500 | | | 1600 | 1300-1560 |

| | | | | | | | | |
|--|---|-------------|---|------|-----------|------|-----|----|
| Площа розпушува ча плити, кв.м | - | 1,44 | 3 | 2,5 | 2,88 | 2,5 | 3,7 | |
| Довжина штирів розпушува ча, мм | - | 350; 700 | - | 1100 | 1800 | 1100 | | |
| Площа перерізу штирів, кв.см | - | 78,5 | - | 33 | 492 | 78,5 | | |
| кількість штирів | - | 13;28 | - | 32 | 21; 32 | 18 | 14 | 33 |
| Маса машини, кг | | | | | | | | |

| | | | | | | | | | |
|-----------------------------|------|-----------------|---------------|-----------|----------|------|---|---|------|
| розпушування | - | 3200 | 9100 | 4500 | 440 0 | 7900 | | | 4300 |
| зачистка | 4000 | - | - | 4000 | 290 0 | - | | | |
| Габаритні розміри, м | | | | | | | | | |
| розпушування | - | 2,5x1, 2x1,2 | 4,4x2 x1,5 | 2x3,6x1.8 | - | | | | |
| зачистка | 4000 | - | | 4000 | 290 0 | - | | | |
| Кількість робітників | - | | | 1-2 | 2 | 3 | 6 | 2 | 5 |

1.2 Аналіз і висновки

Наведений огляд існуючих конструкцій показав, що багато машин мають недоліки.

Так недоліки накладної машини ЦНДІ МШС для напіввагонів є відсутність вешки в нижній частині основної рами на випадок, якщо напіввагон завантажений матеріалам вище бортів. Машина типу ВР-17, можуть бути рекомендовані лише для розпушування матеріалів при розвантаженні напіввагонів. Вібродозпушувач С-656, також як ВР-17, може робити лише одну операцію – розпушення.

Поряд з недоліками, машини мають свої переваги. Особливо віброрама ВРМ -2 і вібророзбуджувальна машина конструкції НДІ залізобетону є можливість заміни розпушувальної плити на змінну накладну раму. В цьому випадку вони використовувалися в якості накидних вібророзчищувальних машин (рис.1.7).

Висновки: Розроблений пристрій для розвантаження змерзлого матеріалу з напіввагонів має універсальність, тобто виконує операції як розпушування так і зачищення.

Має роздільний привод і вплив на матеріал: розпушування механічне, зачищення – вібраційне.

- буророзпушувача.

Буророзпушувач складається зі зварної рами, на якій встановлено двигун, редуктори з блок-валами. До блок-валів кріпиться фрези- робочий орган буророзпушувача.

Фреза - зварний циліндр змінного діаметра на зовнішній поверхні якого по гвинтовій лінії приварюється полоса, обладнана за зовнішньою кромкою різцями. Фреза закінчується наконечниками з різцями-забірниками.

Віброзачисна шина складається з правого та лівого вібробудників, які з'єднані спеціальними валами з двигуном, який встановлено на віброрамі з пружними амортизаторами.

До границь вібробудників кріпляться роликові батареї, за допомогою яких віброзачисна шина переміщується по поверхні поздовжніх бортів напіввагона при поземному розпушенні.

Віброзачисна шина підвішується до рами буророзпушувача за допомогою блоків і талі ТЕ 320-52100-01.

В неробочому положенні віброзачисна шина опирається на киянки, які підтримуються електромагнітами КМТД-102. Вони встановлені на кронштейнах рами буророзпушувача.

Портал, на якому висить буророзпушувач за допомогою підвісу, являє собою зварну раму з напрямними, по яких плавно переміщується буророзпушувач вгору та донизу.

Підвіс включає в себе лебідку Т1- 7А-1, систему блоків та поліспасти.

За допомогою візка маневрового пристрою напіввагон

подається в зону встановлення для розпушування і розвантаження та встановлюється в потрібному положенні під буророзпушувачем з віброзачисною плитою.

Торцевий борт напіввагона повинен бути розташований з зазором 100...200 мм від фрез.

При відчинених розвантажувальних люках оператор приступає до керування буророзпушувачем, який розташовано над напіввагоном і утримується на киянках.

Вмикається лебідка для опускання буророзпушувача і одночасно вмикається електромагніти, які прибирають киянки.

Буророзпушувач переводиться до вихідного положення, при цьому нижні кінці фрез розташовуються на верхом напіввагону на відстані 0,5 м.

В цьому положенні буророзпушувач вмикає обертання фрез, опускає буророзпушувач з фрезами, які обертаються на напіввагон на великій швидкості двошвидкісної лебідки підвісу буророзпушувача. Одночасно оператор вмикає і опускає віброзачисну плиту. Відбувається процес прямовисного розпушування.

У випадку розпушування сильно змерзлих заповнювачів процес прямовисного розпушування сповільнюється, линви підвісу слабшають, що фіксується кінцевим вимикачем, який дає сигнал на зупинку двошвидкісної лебідки. При цьому фрези продовжують обертатися, розпушують заповнювачі, линви натягаються і кінцевий вимикач дає імпульс на вмикання лебідки для подальшого опускання буророзпушувача, але на значно меншій швидкості. У випадку наступного сповільнення процесу прямовисного розпушувача, линви послаблюються і лебідка зупиняється

до тих пір, поки фрези, що обертаються знову розпушують заповнювачі, линви натягуються і лебідка вмикається на опускання буророзпушувача на тій же швидкості.

При досягненні наконечниками фрез нижнього положення - 100...50 мм до поверхні дна напіввагона, опускання буророзпушувача автоматично припиняється.

Одночасно вмикається привод чотирьохшвидкісного лебідки маневрового пристрою і привод віброзачисної плити.

Проходить поземне розпушування і одночасно зачистка кузова напіввагона від залишків заповнювачів бетону за допомогою напрямленої вібрації.

В процесі розпушування і руху напіввагону протилежна торцева стінка останнього наближається до фрез буророзпушувача, але не більше ніж на 70...100 мм від стінки.

Процес розпушування змерзлих заповнювачів у напіввагоні припиняється і буророзпушувач підіймається у вихідне положення. Привод підйому віброзачисної плити при цьому можна не вмикати.

Для розвантаження наступного напіввагону оператор за допомогою маневрового пристрою встановлює наступний напіввагон під буророзпушувач. Процес розпушування повторюється.

Після закінчення розпушування і розвантаження всіх напіввагонів, для привода буророзпушувача зі стартового положення у не робоче положення, оператор вмикає двигун лебідки підвісу на великій швидкості.

Підіймаючись до гори, буророзпушувач своєю рамою відкидає киянки, які потім під дією власної ваги

займають первинне положення. Потім буророзпушувач доходить до кінцевого вимикача, від імпульсу якого двигун лебідки зупиняється і вмикається його реверс.

Буророзпушувач починає опускатися і зависає на киянках. При цьому линва лебідки ще розмотується, після послаблюється, що фіксується кінцевим вимикачем, який зупиняє лебідку підвісу буророзпушувача.

2.2 Загальний розрахунок машини

Вплив вібрації на такі матеріали, як ґрунт, вугілля, щебінь та інші, супроводжується порушенням зав'язків, зчеплення та іншими негативними явищами. Ці явища, як з кількісного, так і з якісного боку вивчені настільки недостатньо, що спроби вибору режимів вібрації теоретичним шляхом є нездійнятими їх необхідно визнати передчасними. Тому вибір режиму роботи віброзачисної машини може бути виконаний на основі експериментальних дослідів впливу вібрації на ефективність машини.

Експериментальними дослідями встановлено, що обрушення відкосів залишків вантажу в напіввагоні починається вже при прискореннях **від 0,2 до 0,8 g**. Але повне очищення всього вагону досягається при прискореннях **від 0,7 до 0,9 g**.

Приймаємо прискорення коливань системи - **8 м/с**.

Знаходимо масу системи, яка є добутком мас віброзачисної машини, кузова вагона та маси матеріалу, яка відповідає вантажопідйомності вагона.

$$M = m_p + m_v + \alpha m_m = 5520 + 1270 + 0,072 \times 62000 = 11250 \text{ кг}$$

де α коефіцієнт приєднаної маси.

Сила обрушення

$$F_0 = Ma/\lambda = 90 \text{ кН}$$

де a – прискорення коливань системи 8 м/с^2 ,

λ – коефіцієнт динамічності – 1.

Задаємося кутовою швидкістю 157 с^{-1} .

Визначаємо загальний статичний момент дебалансів.

Так як $F_0 = m_0 r_0 \omega^2$ тоді

$$m_0 r_0 = F_0 / \omega^2 = 3765 \text{ кг х м}$$

Визначаємо необхідну амплітуду коливань:

$$x_0 = \frac{m_0 r_0}{\alpha M} = 0,0007 \text{ м}$$

Особливістю накладних вібротомашин є вільна їх установка на кузов вагона. Відсутність допоміжного кріплення спрощує конструкцію вібротомашини і її експлуатацію. Для роботи машини без підстрибування (що особливо шкідливо впливає на кузов і викривлює характеристику коливань) необхідно виконувати нерівність:

$$F_0/Q \leq 2,2 = 1,63 \leq 2,2$$

де Q – вага вібромашини.

Розрахунок потужності двигуна.

Потужність на коливання

$$P_k = \frac{1}{4} F_0 x_0 \omega = 2473 \text{ Вт}$$

де F_0 – збуджуюча сила, Н,

x_0 – амплітуда коливань, м,

ω – кутова частота коливань, с^{-1} .

Потужність на тертя в вузлах вальниць

$$P_{\text{тр}} = \frac{d_{\text{ц}}}{2} \mu F_0 \omega = 7065 \text{ Вт}$$

де μ – умовний коефіцієнт тертя для вальниць – 0,01,

$d_{\text{ц}}$ – діаметр шийки валу під вальницю, 0,1 м (див. п. 2.3, 2.1)

ω – кутова частота коливань, с^{-1} .

Потужність привода з врахуванням ККД

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_k + P_{\text{тр}}}{1000\eta} = 11,9 \text{ кВт}$$

Вибираємо асинхронний двигун серії 4А за ДСТУ 2582:2017

Номінальна потужність двигуна 15 кВт, частота обертання 1500 обертів за хвилину.

2.3 Конструктивні розрахунки. Розрахунки на міцність

2.3.1 Розрахунок зубчастої передачі.

Розрахуємо зачисну циліндричну прямозубу передачу за наступними даними: номінальна потужність, яка передається шестернею – 7,5 кВт; частота обертання шестерні – 1500 обертів за хвилину; передаточне число – 1; навантаження стале; короткочасне діюче максимальне навантаження при пуску в два рази більше номінальної; передача нереверсивна; шорсткість поверхні зубів за 6 класом (ДСТУ ISO 4287:2012); габарити вібробудника обмежені.

Вибір матеріалу і припустимих для шестерні та колеса

За [4] призначаємо матеріал для шестерні і колеса – Сталь 40 X ДСТУ 7806:2015

Термообробка – ТВЧ зубців 48...52 HRC визначаємо припустиму напругу для шестерні

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} Y_S Y_R$$

Попередньо знаходимо межу витривалості зубців при вигині, яка відповідає еквівалентному числу циклів зміни напруги

$$\sigma_{Flim} = \sigma''_{Flim8} k_{FC} k_{FL}$$

Де межа витривалості при вигині, відповідає базовому числу циклів зміни напруг

$$\sigma_{Flim8} = 500 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт, який враховує вплив двобічного прикладання напруги, при однобічному прикладанні напруги $k_{FC} = 1,0$

Коефіцієнт довговічності

$$k_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$$

При $m_F > 350$ $m_F = 9$, базове число циклів зміни напруги $N_{FO} = 4 \times 10^6$, еквівалентне число циклів зміни напруг $N_{FE} = N_{\Sigma} = 60 n t_4 = 9 \times 10^8$

Відповідно

$$k_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{4 \times 10^6 / 9 \times 10^8}$$

але так, як $N_{FE} = 9 \times 10^8 > N_{FO} = 4 \times 10^6$, приймаємо $k_{FL} = 1,0$.

Відповідно

$$\sigma_{Flim} = \sigma''_{Flim8} k_{FC} k_{FL} = 500 \times 1 \times 1 = 500 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт безпеки

$$S_F = S_F'' S_F' = 2,625$$

де $S_F' = 1,75$ - коефіцієнт, який враховує нестабільність характеристики матеріалу;

$Y_s = 1$ - коефіцієнт який враховує чутливість матеріалу до концентрації напруг.

Коефіцієнт, який враховує шорсткість перехідної поверхні зубця $Y_R = 1/$

Припустима напруга вигину для зубців шестерні і колеса.

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} Y_S Y_R = 190 \text{ МПа}$$

Припустима напруга вигину при розрахунку на дію максимального навантаження для шестерні і колеса

$$[\sigma_{FM}] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{FM}} Y_S$$

Попередньо знаходимо граничну напругу не викликаючи деформації чи вигину зуба

$$\sigma_{FlimM} = 2900 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт безпеки

$$S_{FM} = S_{FM}'' S_{FM}' = 1,75 \times 1,5 = 2,625$$

Коефіцієнт, який враховує чутливість матеріалу до концентрації напруг $Y_S = 1$.

Відповідно припустима напруга вигину при розвантаженні для шестерні і колеса

$$[\sigma_{FM}] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_{FM}} Y_S = 925 \text{ МПа}$$

Припустима контактна напруга для шестерні і колеса

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} Z_R Z_S$$

Попередньо знаходимо границю контактної витривалості поверхні зубів, яка відповідає еквівалентному числу циклів зміни напруг:

$$\sigma_{Hlim} = 17 \text{ HRC} + 200 = 1050 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт довговічності

$$k_{LH} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$$

де базове число циклів зміни напруг

$$N_{HO} = 7 \times 10^7$$

еквівалентне число циклів зміни напруг

$$N_{HE} = N_{\Sigma} = 60 n t_4 = 9 \times 10^8$$

Відношення $\frac{N_{HE}}{N_{HO}} > 1$ тоді

Коефіцієнт довговічності вишукаємо за формулою

$$k_{LH} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \geq 0,9$$

$$k_{LH} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = 0,9$$

Границя контактної витривалості

$$\sigma_{Hlim} \approx \sigma_{Hlim8} k_{HL} = 945 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт безпеки для зубців $S_H = 1.2$

Коефіцієнт, який враховує шорсткість заряджених поверхонь $Z_R = 0,95$.

Коефіцієнт, який враховує колову швидкість

$$Z_v = 1$$

Тоді припустима контактна напруга для шестерень і колеса

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} Z_v Z_R = 748 \text{ МПа}$$

Припустима контактна напруга при розрахунку на дію максимального навантаження для шестерні і колеса

$$[\sigma_{HM}] = 40 \text{ HRC} = 2000 \text{ МПа}$$

Розрахунок передачі на контактну витривалість.

Визначаємо початковий діаметр шестерні

$$d_{\omega} = \sqrt[3]{\frac{2T_H k_{\alpha H} k_{\beta H} k_{\nu H} (Z_H Z_M Z_{\Sigma})^2}{\varphi_d [\sigma_H]} \times \frac{u+1}{u}}$$

Попередньо знаходимо величини необхідні для розрахунку.

Номінальний крутний момент на шестерні

$$T_H = 9550 \times 10^3 \times \frac{N_1}{\Pi_1} = 47750 \text{ Н} \times \text{мм}$$

Орієнтована колова швидкість

$$v = 0,0125 \times \sqrt[3]{N_1 \Pi_1^2} = 3,2 \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

За даною швидкістю необхідний ступінь точності зубчастих коліс -8-а.

Коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження поміж зубами $k_{\alpha H} = 1$.

Коефіцієнт ширини зубчастого вінця при симетричному розташуванні опор $\varphi_d = 0,26$.

Коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження за шириною вінця $k_{\beta H} = 1,053$.

Коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження $k_{\nu H} = 1,041$.

Коефіцієнт, який враховує форму заряджених

поверхонь $Z_H = 1,76$.

Коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалів заряджених коліс $Z_M = 275 \text{ МПа}$.

Коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактної лінії

$$Z_\Sigma = \sqrt{4 - \varepsilon_\alpha / 3}$$

де коефіцієнт торцевого перекриття

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \times \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right]$$

де $Z_1 = 45$ - число зубів шестерні;

$Z_2 = 45$ - число зубів колеса, $Z_1 = Z_1 \times u = 45$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \times \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] = 1,732$$

Відповідно

$$Z_\Sigma = \sqrt{4 - \varepsilon_\alpha / 3} = 0,87$$

Початковий діаметр шестерні

$$d_\omega = \sqrt[3]{\frac{2T_H k_\alpha k_\beta k_\nu (Z_H Z_M Z_\Sigma)^2}{\varphi_d [\sigma_H]}} \times \frac{u+1}{u} = 62 \text{ мм}$$

Збільшуємо початковий діаметр шестерні до 450 мм, так як відстань поміж валами повинна ще забезпечувати обертання дебалансів з зазором.

Модуль зачеплення

$$m = d_{\omega}/Z = 10$$

Перевірочний розрахунок передач на контактну витривалість.

Визначаємо розрахункову колову швидкість при початковому діаметрі шестерні $d_{\omega} = 450$ мм

$$v = \frac{\pi d_{\omega} h}{60 \times 100} = 35 \text{ м/с}$$

За даною швидкістю необхідний ступінь точності передач - 5 а.

Уточнюємо початковий діаметр шестерні

$$d_{\omega} = d_{\omega} \sqrt[3]{\frac{k_{\alpha H} k_{\sigma H} (Z_{\sigma})^2}{k_{H\sigma} k_{\alpha H} (Z_{\sigma})^2}} = 450 \text{ мм}$$

Модуль зачеплення $m = d_{\omega}/Z = 10$, що співпадає з раніше прийнятою величиною модуля.

Ширина зубчастого вінця, при $\varphi_{\alpha} = \frac{b_{\omega}}{d_{\omega}}$, $b_{\omega} = \varphi_{\alpha} d_{\omega} = 120$ мм

Перевірочний розрахунок зубів на контактну щільність при дії максимального навантаження.

Розрахункова напруга від максимального навантаження

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \times \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} \leq [\sigma_{HM}],$$

де діюча напруга при розрахунку на контактну витривалість

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H \times Z_M \times Z_\Sigma \times \sqrt{\frac{2 \times T_H \times k_{\alpha H} k_{\sigma H} k_{\beta H}}{b_\omega \times d_\omega^2} \times \frac{1+1}{1}} = 87 \text{ МПа} < [\sigma_H] \\ &= 748 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Розрахункова контактна напруга без мах. Напруги

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \times \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} = 87\sqrt{2} = 123 \text{ МПа} \leq [\sigma_{HM}] = 2000 \text{ МПа},$$

де $\frac{T_M}{T_1} = 2$ задано у вихідних даних розрахунку.

Перевірочний розрахунок зубів на витривалість за напругою вигину.

$$\sigma_F = Y_F = Y_B \times \frac{W_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F]$$

Попередньо знаходимо величини, які необхідні для розрахунку. Еквівалентне число зубів шестерні і колеса $Z_1 = 45$; $Z_2 = 45$.

Коефіцієнти, який враховує вплив нахилу зуба на його напружений стан $Y_B = 1$.

Розрахункове питоме навантаження

$$W_{Ft} = \frac{2T_F}{d_\omega b_\omega} k_{F\alpha} k_{F\beta} k_{F\sigma} = 3,3 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Напруженість вигину шестерні і колеса

$$[\sigma_F] = Y_F = Y_B \times \frac{W_{Ft}}{m} = 1,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_F] = 190 \text{ МПа}$$

Перевірочний розрахунок при вигині максимального навантаження

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \times \frac{T_M}{T_1} = 2,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_{FM}] = 952 \text{ МПа}$$

де $\frac{T_M}{T_1} = 2$ задано у вихідних даних розрахунку.

Приймаємо остаточні параметри передач:

- Число зубів шестерні $Z_1 = 45$;
- Число зубів колеса $Z_2 = 45$;
- Модуль зачеплення $m = 10$;
- Ширина зубчастого вінця $b_\omega = 120$ мм;
- Початковий діаметр шестерні $d_{\omega 1} = 450$ мм;
- Початковий діаметр колеса $d_{\omega 2} = 450$ мм;
- Міжосьова відстань $a_\omega = 0,5 m (Z_1 + Z_2) = 450$ мм.

2.3.2 Розрахунок валу вібробудника.

Розрахунок валу вібробудника зводимо до пошуку розрахункового діаметра валу.

На вал діють сили:

Вимушуюча сила дебалансу $F_0 = 11250$ Н

$$F_0 = m_0 r_0 \omega^2 = 11250 \text{ Н}$$

Колова сила зубчатого зачеплення

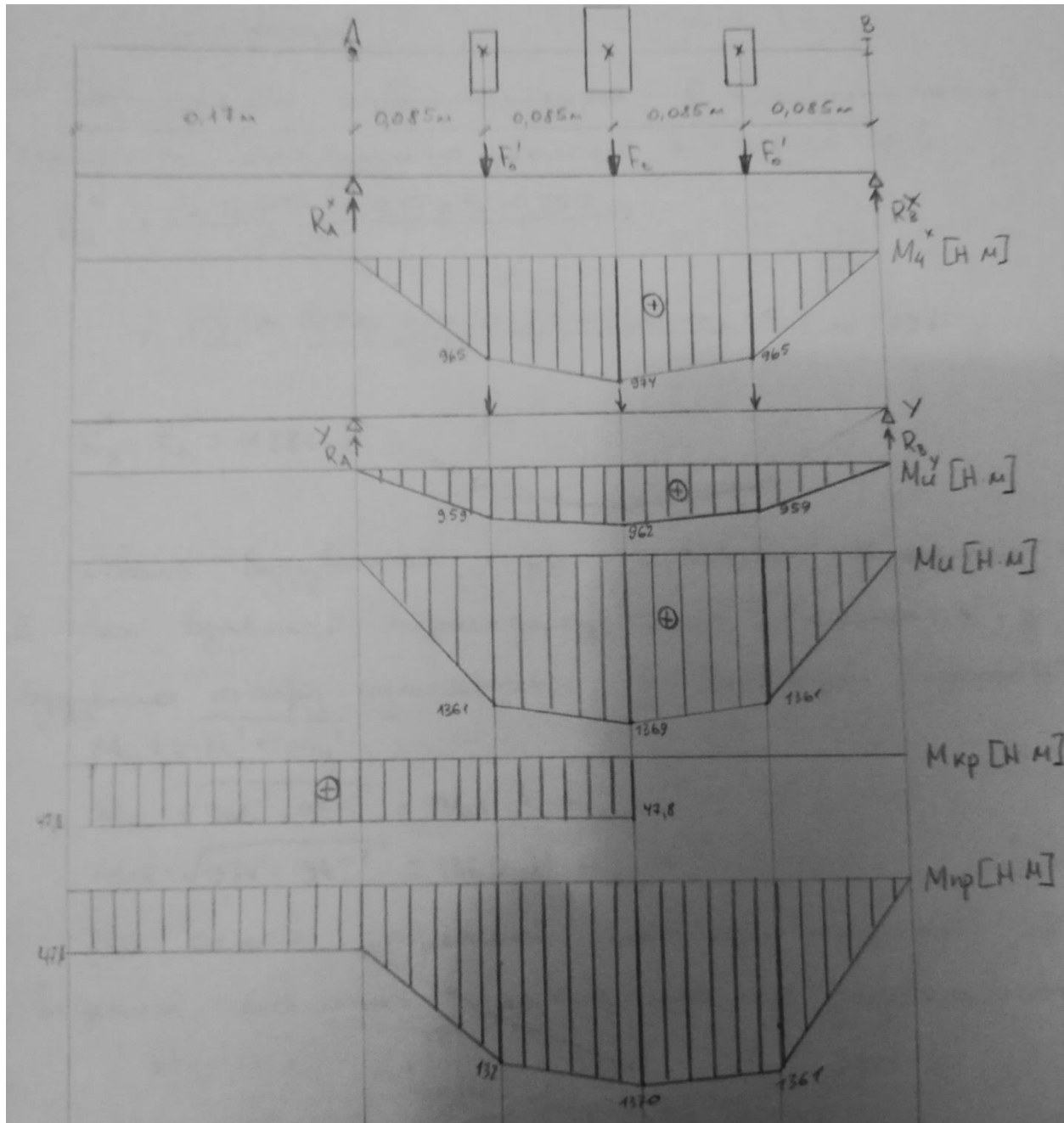
$$F_t = \frac{2T}{d_\omega} = 213 \text{ Н}$$

де $T = \frac{N1000}{\omega} = 47,5 \text{ Н} \times \text{м}$, $d_\omega = 450 \text{ мм} = 0,45 \text{ м}$

Радіальна сила зубчатого зачеплення

$$F_v = F_t \tan \alpha_\omega = 74 \text{ Н}$$

Складаємо розрахункову схему валу і будуємо епюри крутних моментів у різних площах, сумарних вигинаючих моментів, епюри приведених моментів.



Розглядаємо навантаження у прямовисній площині.
Знаходимо реакції в опорах А і В:

$$R_B^X = \frac{F_0 \cdot 0,085 + F_t \cdot 0,17 + F_0 \cdot 0,255}{0,34} = 11356,5 \text{ Н}$$

$$R_A^X = R_B^X = 11356,5 \text{ Н}$$

Розглядаємо навантаження у поземній площині.

Знаходимо реакції в опорах А і В:

$$R_A^Y = \frac{F_0 0,085 + F_v 0,17 + F_0 0,255}{0,34} = 11287 \text{ Н}$$

$$R_A^Y = R_B^Y = 11287 \text{ Н}$$

Після побудови епюр згинаючих моментів в двох взаємосторчових площин x та y , будуємо епюру сумарних згинаючих моментів

$$M_4 = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

$$M_4 = \sqrt{965^2 + 959^2} = 1361 \text{ Н} \times \text{м}$$

$$M_4 = \sqrt{974^2 + 962^2} = 1369 \text{ Н} \times \text{м}$$

Базуючись на третій гіпотезі міцності приведений момент знаходимо за залежністю

$$M_{\text{пр1}} = \sqrt{M_x^2 + (\alpha T)^2}$$

$$M_{\text{пр1}} = \sqrt{M_x^2 + (\alpha T)^2}$$

$$M_{\text{пр1}} = \sqrt{M_x^2 + (\alpha T)^2}$$

$$M_{\text{пр1}} = \sqrt{1369^2 + (0,75 \times 47,8)^2} = 1370 \text{ Н} \times \text{м}$$

$$M_{\text{пр1}} = \sqrt{1361^2 + (0,75 \times 47,8)^2} = 1362 \text{ Н} \times \text{м}$$

Розрахунковий діаметр валу

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{пр}}}{q_1[\sigma_{-1}]}}$$

2.3.2.1 Розрахунок і вибір вальниці.

Вихідні дані: частота обертання валу 1150 обертів за хвилину, необхідна довговічність підшипника 10000.

На опори валу діють сили R_x, R_y , тоді радіальне навантаження буде дорівнювати

$$F_v = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = 16012 \text{ Н}$$

Вибір вальниці ведемо за динамічною вантажопідйомністю.

Попередньо приймаємо роликочий радіальний сферичний дворядний підшипник середньої серії № 3610 з діаметром 50 мм; динамічна вантажопідйомність 98,4 кН.

Шукаємо еквівалентне динамічне навантаження

$$P = (x y F_v + y F_a) k_b k_t = 35,2264 \text{ кН}$$

де F_v – радіальне навантаження на вальницю,

$F_a = 0$ - осьове навантаження на вальницю ,
припускається, що дворядний підшипник має симетричну
конструкцію,

$x = 1$ - коефіцієнт радіального навантаження,

$y = 0$ - коефіцієнт осьового навантаження,

$k_b > 2$ - коефіцієнт безпеки,

$k_t = 1$ - температурний коефіцієнт,

$y = 1$ - коефіцієнт обертання.

Необхідна динамічна вантажопідйомність

$$C_{tr} = \left(\frac{L_n 60n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} P \leq C_k = 27,1243 \text{ кН} > C_k = 9,84 \text{ кН}$$

де $L_n = 10000$ - необхідна довговічність вальниці,

$n = 150$ об/хв - частота обертання валу,

$p = 10/3$ - степеневий показник,

$P = 35,2264$ кН - еквівалентне розрахункове
навантаження на вальницю.

Так як $C_{tr} > C_k$, тоді попередньо прийнята вальниця №
3610 не підходить.

Найближча вальниця має за каталогом динамічну
вантажопідйомність більше необхідної - вальниця
середньої серії №3620 з $C_k = 363$ кН.

Тоді $C_{tr} = 271,243$ кН $< C_k = 363$ кН приймаємо роликову
радіальну сферичну вальницю №3620 за **ДСТУ**
ГОСТ 520:2014.

2.3.2.2 Розрахунок плішкового з'єднання.

Розрахунок плішкового з'єднання валу вібробудника з зубчастим колесом і дебалансом.

За діаметром валу - 115 мм приймаємо призматичну плішку 32 x 18 x 200 ДСТУ ГОСТ 24071:2005 (ІСО 3912:1977).

Найбільш небезпечною деформацією для плішки та паза є зім'яття від крутного моменту

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{dl_p h} \leq [\sigma_{зм}] = 0,6 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 30 \text{ МПа}$$

де $T = 47,8$ - крутний момент,

$d = 0,115$ - діаметр валу,

$l_p = 0,168$ - робоча довжина плішки, яка дорівнює прямолінійній робочій частині бокової грані,

$h = 0,018$ - висота плішки,

$[\sigma_{зм}] = 30 \text{ МПа}$ - припустиме напруження на зім'яття при роботі зі слабкими поштовхами.

Розраховуємо плішку на зріз

$$\tau_3 = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau_3] = 0,16 \text{ МПа} \leq [\tau_3] = 20 \text{ МПа}$$

де $T = 47,8$ - крутний момент,

$b = 0,032$ - ширина плішки,

$l_p = 0,168$ - робоча довжина плішки,

$d = 0,115$ - діаметр валу,

$[\tau_3] = 30$ МПа - припустиме напруження на зріз при роботі зі слабкими поштовхами.

Розрахунок плішкового з'єднання валу вібробудника з муфтою.

За діаметром валу - 70 мм приймаємо призматичну плішку 20 x 12 x 56 ДСТУ ГОСТ 24071:2005 (ІСО 3912:1977).

Проводимо розрахунок плішки на зім'яття

$$\sigma_{зм} = \frac{4T}{dl_p h} \leq [\sigma_{зм}] = 6,4 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 30 \text{ МПа}$$

де $T = 47,8$ - крутний момент,

$d = 0,07$ - діаметр валу,

$l_p = 0,036$ - робоча довжина плішки, яка дорівнює прямолінійній робочій частині бокової грані

$h = 0,012$ - висота плішки,

$[\sigma_{зм}] = 30$ МПа - припустиме напруження на зім'яття при роботі зі слабкими поштовхами.

Розраховуємо плішку на зріз

$$\tau_3 = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau_3] = 1,9 \text{ МПа} \leq [\tau_3] = 20 \text{ МПа}$$

де $T = 47,8$ - крутний момент,
 $b = 0,02$ - ширина плішки,
 $l_p = 0,036$ - робоча довжина плішки,
 $d = 0,007$ - діаметр валу,
 $[\tau_3] = 20$ МПа - припустиме напруження на зріз.

2.3.3. Проектування і розрахунок дебалансу.

Визначаємо статичний момент маси одного дебалансу. Він визначається в залежності від спільного статичного моменту маси дебалансу $m_0 r_0$ число дебалансів - 8:

$$m_{01} r_{01} = \frac{m_0 r_0}{8} = 0,46 \text{ кг} \times \text{м}$$

де $m_0 r_0 = 3,65$ кг х м - спільний статичний момент маси дебалансів.

Конструктивну схему дебалансів приймаємо у вигляді кільцевого сектора (рис.2.3).

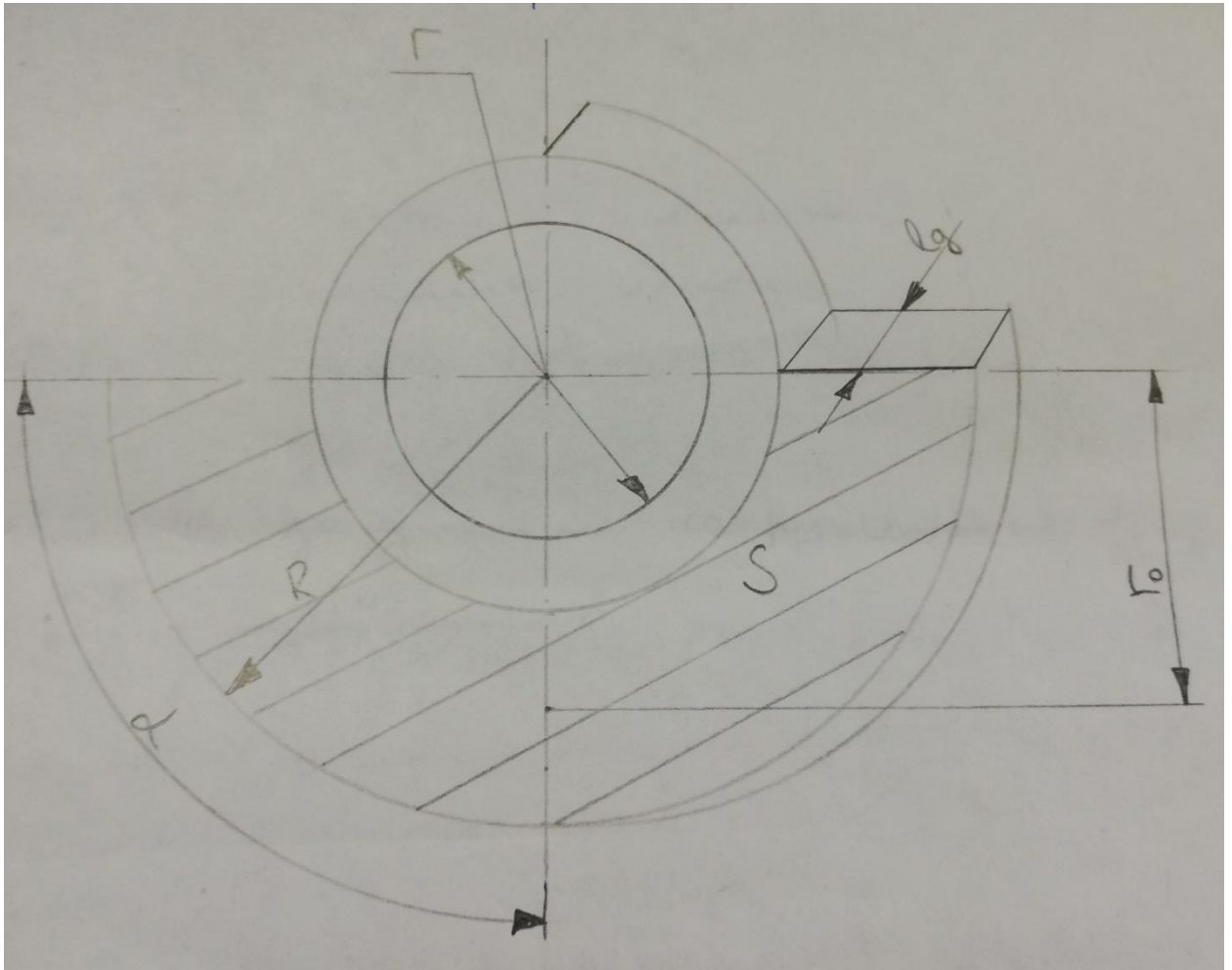


Рис.2.3 конструктивна схема дебалансу

Приймаємо конструктивно значення радіусу $R = 0,17$ м, $r = 0,076$ м при посадочному діаметрі валу $d_{\text{в}} = 0,115$ м.

Кут $\alpha = 90$ градусів.

Для розрахунку використовуємо залежність

$$\alpha_{\text{рад}} = \frac{\pi\alpha}{180} = 1,57 \text{ рад}$$

Знаходимо площу кільцевого сектору:

$$S = \alpha_{\text{рад}}(R^2 + r^2) = 0,036 \text{ м}^2$$

Ексцентриситет:

$$r_{01} = \frac{2R^3 - r^3 \sin \alpha}{3R^2 - r^2 \alpha \text{рад}} = 0,082 \text{ м}$$

Оскільки статичний момент $m_{01}r_{01}$ одного дебалансу відомий, вишукуємо масу дебалансу:

$$m_0 = \frac{m_{01}r_{01}}{r_{01}} = 5,61 \text{ кг}$$

Тоді товщина дебалансу

$$l_g = \frac{m_0}{S\rho} = 0,02 \text{ м}$$

де $\rho = 78750 \text{ кг/м}^3$ – щільність сталі.

2.3.4. Розрахунок приводного валу.

2.3.4.1 Розрахунок критичної кутової швидкості валу.

Перевіряємо приводний вал на стійкість, задля чого розраховуємо критичну кутову швидкість валу, яка повинна перевищувати кутову швидкість обертання не

менше чим ніж в 1,3 рази.

Для карданного валу застосовуємо трубу

Труба 89 x 4 ДСТУ 8938: 2019.

Довжина - 385 ± 1,8 та маса - 3,2 кг

Критична кутова швидкість

$$\omega_{кр} = 1,24 \times 10^6 \sqrt{\frac{D^2 + d^2}{L^2}} = 7374 \text{ c}^{-1} \geq 1,3\omega = 1,3 \times 157 = 204 \text{ c}^{-1}$$

де D - 9 см - зовнішній діаметр труби,

d - 8 см - внутрішній діаметр труби,

L - 45 см - розрахункова довжина валу (поміж шарнірами).

Умова $\omega_{кр} \geq 1,3\omega_k$ виконується.

2.3.4.2 Розрахунок плішкового з'єднання.

Розраховуємо плішкове з'єднання приводного валу з напівмуфтою.

За діаметром валу - 70 мм приймаємо призматичну плішку 20 x 12 x 90 ДСТУ ГОСТ 24071:2005 (ІСО 3912:1977).

Найнабезпечною для плішки і пазу є деформація - зім'яття від крутного моменту.

$$\sigma_{\text{зм}} = \frac{4T}{dl_p h} \leq [\sigma_{\text{зм}}] = 3,3 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{зм}}] = 100 \text{ МПа}$$

де $T = 47,8$ - крутний момент,
 $d = 0,07$ - діаметр валу,
 $l_p = 0,07$ - робоча довжина плішки, яка дорівнює
 прямолінійній робочій частині бокової грані
 $h = 0,012$ - висота плішки,
 $[\sigma_{\text{зм}}] = 30 \text{ МПа}$ - припустиме напруження на
 зім'яття.

Розраховуємо плішку на зріз

$$\tau_z = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau_z] = 1,1 \text{ МПа} \leq [\tau_z] = 60 \text{ МПа}$$

де $T = 47,8$ - крутний момент,
 $b = 0,02$ - ширина плішки,
 $l_p = 0,07$ - робоча довжина плішки,
 $d = 0,07$ - діаметр валу,
 $[\tau_z] = 60 \text{ МПа}$ - припустиме напруження на зріз.

2.3.4.2 Розрахунок шлицевого з'єднання.

Розрахунок шлицевого з'єднання приводного валу з
 напівмуфтою.

Розрахунок виконуємо, як перевірочний за

напруженням на зім'яття.

Приймаємо шлицеве з'єднання

D – 8 x 62 x 72 – 12.

центроване за зовнішнім діаметром

$$\sigma_{зм} = \frac{2T}{d_c Z l h \varphi} \leq [\sigma_{зм}] = 0,7 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = 20 \text{ МПа}$$

де T = 47,8 – крутний момент,

Z = 8 – число шлиців,

d_c = 67 см – середній діаметр шлицевого з'єднання,

h = 4 мм – висота поверхні контакту,

l = 100 мм – довжина шліца,

φ = 0,7 – коефіцієнт, який враховує нерівномірність розподілення навантаження поміж шлицями,

[σ_{зм}] = 20 МПа – припустиме напруження на зім'яття робочих поверхонь.

Посадка зубчастого з'єднання приймаємо за ДСТУ 2742-94 Муфти зубчасті. Технічні умови

$$D - 8 \times 62 \frac{H8}{C9} \times 72 \frac{H12}{a11} \times 12 \frac{D10}{d10}$$

2.3.4.4 Розрахунок пальця муфти приводного валу.

Палець поставлений в отвори з'єднаних деталей без зазору.

Сила зсуву сприймається пальцем, який працює на зріз

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 S i} \leq [\tau] = 0,5 \text{ МПа} \leq [\tau] = 128 \text{ МПа}$$

де $F = 531 \text{ Н}$ - сила зсуву,

$Z = 6$ - число болтів (пальців),

$i = 1$ - число площин зрізу,

$d = 16 \text{ мм}$ - діаметр пальця,

$[\tau_3] = 128 \text{ МПа}$ - припустиме напруження на зріз.

2.3.5 Розрахунок котка.

Розрахунок котка зводимо до розрахунку осі котка. На котки діє вимушена сила. Приймаємо значення вимушуючої сили, яка діє на один коток - 22,5 кН.

Складаємо розрахункову схему осі котка і будуємо епюру вигинаючого моменту.

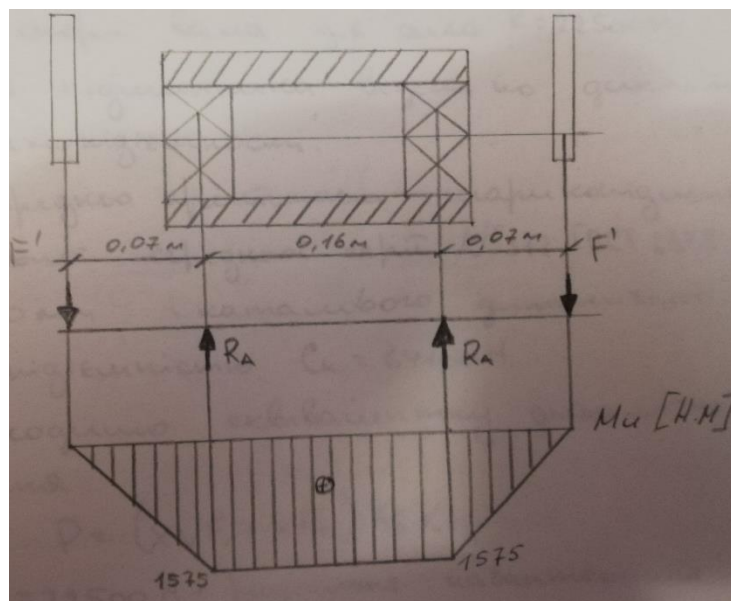


Рис. 2.4 Схема вісі котка

Знаходимо реакції в опорах А та В.

$$R_a = R_b = F = 22,5 \text{ кН}$$

Згинаючий момент

$$M = Fl = 1,575 \text{ кН} \times \text{м}$$

Тоді розрахунковий діаметр вісі котка

$$d = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma_{-1}]}} = 0,056 \text{ м}$$

де $[\sigma_{-1}] = 13 \times 10^6$ – припустиме знакозмінне напруження.

2.3.5.1 Розрахунок і вибір вальниці.

Вихідні дані: частота обертання валу – 10 обертів на хвилину, необхідна довговічність вальниці 10000 годин, на опори валу діє сила 22,5 кН.

Вибір вальниці ведемо за динамічною вантажопідйомністю.

Попередньо приймаємо вальницю №312 ДСТУ 9078:2021 з діаметром 60 мм та динамічною вантажопідйомністю 64,1 кН.

Знаходимо еквівалентну динамічне навантаження

$$P = (x_v F_v + x_a F_a) k_b k_t = 33,75 \text{ кН}$$

де $F_v = 22,5$ кН – радіальне навантаження на вальницю,
 $F_a = 0$ – осьове навантаження на вальницю,

$x = 1$ - коефіцієнт радіального навантаження,

$y = 0$ - коефіцієнт осьового навантаження,

$k_t = 1$ - температурний коефіцієнт,

$k_b = 2$ - коефіцієнт безпеки,

$v = 1$ - коефіцієнт обертання.

Необхідна динамічна вантажопідйомність

$$C_{tr} = \left(\frac{L_n 60n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} P \leq C_k = 60,75 \text{ кН} > C_k = 64,1 \text{ кН}$$

де $L_n = 10000$ - необхідна довговічність вальниці,

$n = 10$ об/хв - частота обертання валу,

$p = 3$ - степеневий показник,

$P = 33,76$ кН - еквівалентне розрахункове навантаження

на вальницю.

Так як $C_{tr} < C_k$, тоді попередньо прийнята вальниця № 312 підходить.

2.3.6 Розрахунок блоку.

Розрахунок блоку зводимо до розрахунку осі блоку. Обираємо матеріал для осі - Ст. 5. Так, як вісь блоку нерухома і знаходиться під дією навантаження 27,6 кН, розраховуємо її на міцність при згинанні.

Розрахункову вісь блоку можна розглядати, як вільно лежачу двохопорну балку з двома силами 13,8 кН з боку вальниць.

Складаємо розрахункову схему осі блоку і будуємо

епюру згинаючого моменту.

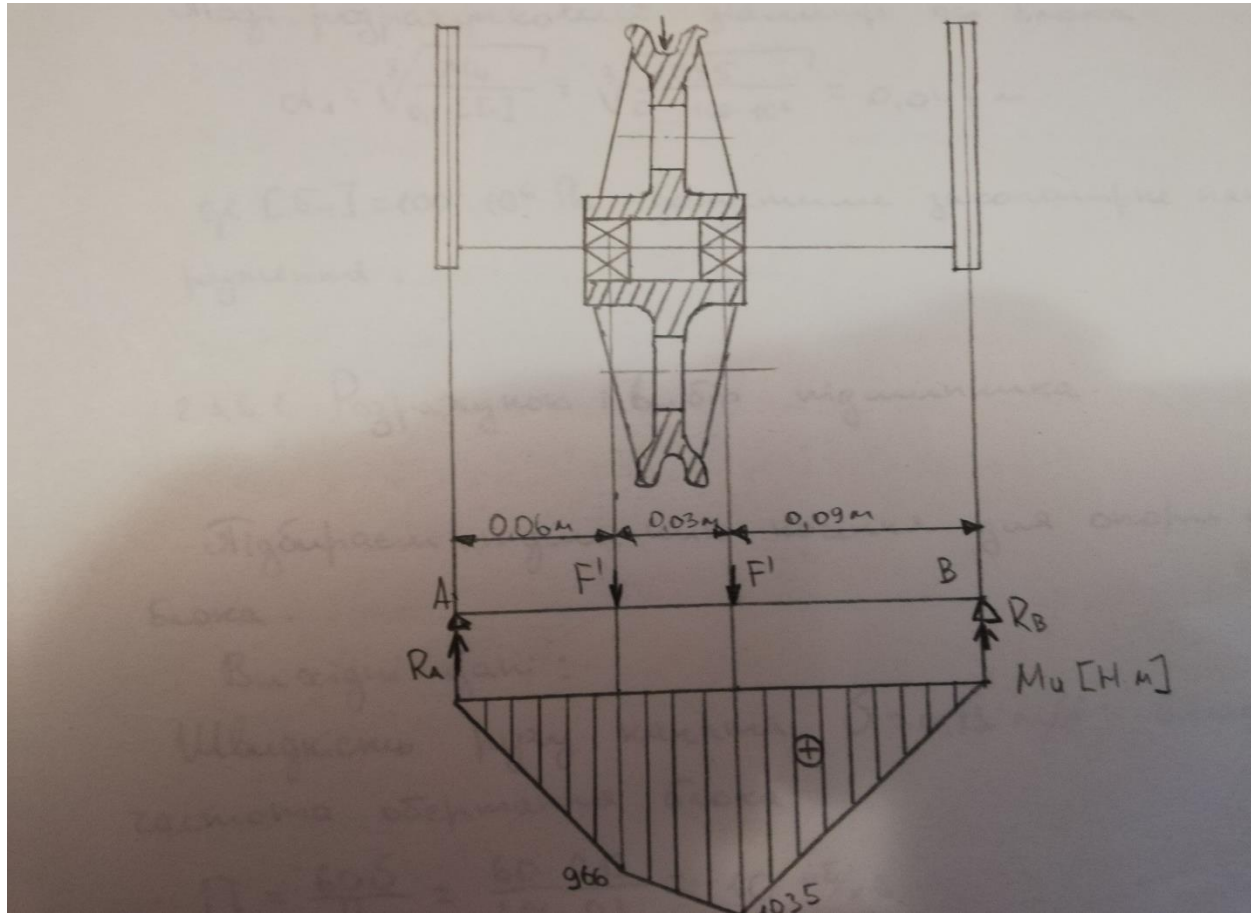


Рис. 2.5 Схема осі блоку.

Знаходимо реакції в опорах А та В:

$$R_A = \frac{F \cdot 0,12 + F \cdot 0,009}{0,18} = 16,1 \text{ кН}$$

$$M[A] = R_B \cdot 0,18 - F \cdot 0,06 - F \cdot 0,09$$

$$R_B = \frac{F \cdot 0,06 + F \cdot 0,009}{0,18} = 11,5 \text{ кН}$$

Згинаючий момент:

$$M_{41} = K_A \cdot 0,06 = 966 \text{ Н х м}$$

$$M_{41} = K_B \cdot 0,09 = 1035 \text{ Н х м}$$

Тоді розрахунковий діаметр осі блоку:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M}{0,1[\sigma_{-1}]}} = 0,047 \text{ м}$$

де $[\sigma_{-1}] = 100$ МПа - припустиме закономірне напруження.

2.3.6.1 Розрахунок блоку та вибір вальниці.

Обираємо вальницю кочення для опор осі блоку.

Вихідні дані:

Швидкість руху ливни - 0,13 м/с, тоді частота обертання блоку

$$n = \frac{60v}{\pi P_k} = 10 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$$

Необхідна довговічність вальниці 10000 годин.

На вальницю діє сила 13,8 кН

Вибір вальниці ведемо за динамічною вантажопідйомністю.

Попередньо приймаємо вальницю №310 ДСТУ 9078:2021 з діаметром 50 мм та динамічною вантажопідйомністю 48,5 кН.

Знаходимо еквівалентну динамічне навантаження

$$P = (xvF_v + xF_a)k_b k_t = 20,7 \text{ кН}$$

де $F_v = 13,8$ кН- радіальне навантаження на вальницю,

$F_a = 0$ - осьове навантаження на вальницю,

$x = 1,2$ - коефіцієнт радіального навантаження,

$y = 0$ - коефіцієнт осьового навантаження,

$k_t = 1$ - температурний коефіцієнт,

$k_b = 1,5$ - коефіцієнт безпеки,

$v = 1$ - коефіцієнт обертання.

Необхідна динамічна вантажопідйомність

$$C_{tr} = \left(\frac{L_n 60n}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}} P \leq C_k = 27,614 \text{ кН} > C_k = 48,5 \text{ кН}$$

де $L_n = 10000$ - необхідна довговічність вальниці,

$n = 10$ об/хв - частота обертання валу,

$p = 3$ - степеневий показник,

$P = 20,7$ кН - еквівалентне розрахункове навантаження на вальницю.

Так як $C_{tr} < C_k$, тоді попередньо прийнята вальниця № 310 підходить.

2.3.7 Розрахунок пружини.

Пружини призначені для віброізоляції електродвигуна і розташовані у прямовисній та поземній площинах. Частота коливань рами електродвигуна може змінюватися

за рахунок зміни пружності пружини регульовальними гвинтами. Якщо пружини відрегульовані вірно, рама електродвигуна у встановленому режимі роботи буде нерухома.

Віброзачисна шина представляє собою одномасову систему. Для виконання умов віброізоляції і забезпечення режиму коливань сумарна жорсткість пружин

$$C_0 = \omega_0^n m_k = 5,92 \text{ кН/м}$$

де $\omega/\omega_0 = 7 \dots 10$, тоді $\omega_0 = 157 \text{ с}^{-1}$

$$m_k = m_{dv} + m_p = 197 \text{ кг}$$

m_{dv} – 135 кг – маса двигуна,

m_p – 62 кг – маса рами,

$C_1 = C_0/n = 14,8 \text{ кН/м}$ – жорсткість однієї пружини,

Жорсткість пружини

$$C_1 = \frac{Gd^4}{8\Delta D^3} = 14,8 \frac{\text{Н}}{\text{м}}$$

де $G = 8 \times 10^{10} \text{ Па}$ – модуль зсуву,

$d = 10 \text{ мм}$ – діаметр прута,

$\Delta = 75 \text{ мм}$ – середній діаметр пружини.

Тоді число витків

$$n = \frac{Gd^4}{8C_1\Delta^3} = 16$$

Число робочих витків $n = Z/C$

де Z - жорсткість одного витка,

C - жорсткість пружини

$$Z = nC = 237 \text{ кН/м.}$$

За каталогом обираємо пружину, яка має жорсткість одного витка 237 кН/м.

Приймаємо пружину 184 **ДСТУ ГОСТ** 13769:2008 1 класу 3 розряду, зовнішній діаметр пружини 10 мм, сила пружини при мах. деформації 2360 Н, діаметр дроту 85 мм, жорсткість одного витка 237 кН/м, максимальна деформація одного витка - 9,96 мм, максимальне напруження при обертанні 56 кгс x с/мм², P_1 - попередня сила деформацій - 300 Н, P_2 - робоча сила деформації 1350 Н, відносний інерційний зазор пружини - 0,4.

Робочий хід:

$$h = \frac{P_2 - P_1}{C_1} = 0,07 \text{ м}$$

Визначаємо величину критичної швидкості

$$\sigma_{кр} = \tau_3 \frac{\left(1 - \frac{P_2}{P_1}\right)}{3,58} = 7 \text{ м/с}$$

де τ_3 - 56 кгс/мм - максимальна деформація 1 -го витка.

Визначаємо розміри пружини.

$$\text{Середній діаметр пружини } D_0 = D - d = 75 \text{ мм}$$

$$\text{Індекс пружини } C = \frac{D_0}{d} = 7,5$$

Попередня деформація

$$F_1 = \frac{P_2}{C_1} = 20,3 \text{ мм}$$

Робоча деформація

$$F_2 = \frac{P_2}{C_1} = 159,4 \text{ мм}$$

Висота пружини при максимальній деформації

$$H_3 = (n_1 + 1 - n_3)d = 170 \text{ мм}$$

де n_1 - повне число витків,

n_3 - 1,5 число зашлифованих витків.

Висота пружини у вільному вигляді

$$H_0 = (H_3 + F_3) = 329,4 \text{ мм}$$

Висота пружини при робочій деформації

$$H_2 = (H_0 + F_2) = 238 \text{ мм}$$

Висота пружини при попередній деформації

$$H_2 = (H_0 - F_1) = 309,1 \text{ мм}$$

Крок пружини

$$t = f_3 + d = 19,96 \text{ мм}$$

Довжина розвернутої пружини

$$L = 3,2D_0n_1 = 4200 \text{ мм}$$

Вага пружини

$$Q = 19,25 \times 10^{-6} \times D_0 \times d^2 \times n_1 = 2,6 \text{ кг}$$

Площа яку займає пружина

$$W = 0,785^2 \times H_1 = 1753099 \text{ мм}^3$$

2.3.8 Розрахунок і вибір линви

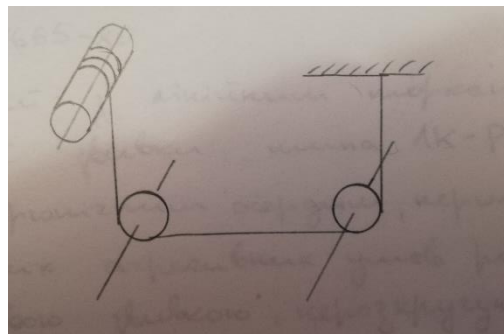


Рис.2.6 Схема линво-блочної системи

Приймаємо простий поліспагт кратністю $U = 2$, тоді ККД поліспагту

$$\eta_{\text{п}} = \frac{(1 - \eta_{\text{а}}^4)\eta_{\text{б}}}{(1 - \eta_{\text{б}})U} = 0,97$$

Максимальне зусилля у витку линви, намотаної на барабан

$$S_{max} = \frac{Q}{Z\eta_0} = 14,227 \text{ кН}$$

де Q - 55200 - вага віброзахисної шини,

Z - 4 - загальна кількість витків линви яких висить вантаж.

η_0 - 0,97 загальний ККД линво-блочної системи

Розривне зусилля в линві

$$S_p = S_{max}n_k = 56,907 \text{ кН}$$

де n_k - 4 - коефіцієнт запасу міцності линви.

Обираємо линву 11,5-Ж-Н-1666 ДСТУ Б В.2.8-10-98

Вантажна линва з лінійним торканням дротів подвійної завивки типу ЛК-Р конструкції 6 x 19 з органічним осердям, першої марки, для жорстких агресивних умов роботи, правою хрестовою завивкою, не розкручуюсь, діаметром 11,5 мм з розривним зусиллям 66,650 кН та межею міцності 1666 МПа.

3. Техногенна безпека.

3.1 Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих чинників, що пов'язані з якимось станом об'єкта.

В процесі роботи на установці оператор та люди, що знаходяться в зоні дії машини наражаються на дію небезпечних і шкідливих чинників.

Під небезпечними виробничими чинниками розуміється дія небезпечних і шкідливих виробничих чинників.

Під небезпечними виробничими чинниками розуміється дія на людину, яка в певних умовах призведе до травми або різкого погіршення здоров'я.

Під шкідливими виробничими чинниками розуміється дія на людину, що призведе в певних умовах до професійного захворювання або зниження працездатності.

Місця над і біля яких відбувається процес дроблення гірських порід, а також зона праці людей біля об'єкту відноситься до зон стало діючих небезпечних виробничих чинників.

Далі розглянемо деякі з цих чинників:

повітря робочої зони;

робота, яка виконується робочими, відноситься до роботи середньої важкості (енерговитрати 80 Дж/год);

Згідно з ДБН 3.3.6.042-99 оптимально температура повітря дорівнює 17 ...23 °С. В холодний період року температура забезпечується системою повітряного опалення. Вентиляція в цеху по способу переміщення є природною.

За методом дії – загальною.

Вібрація та шум .

В робочому приміщенні шум викликають наступні чинники:

робота електроприводу;

робота підшипників;

зношені деталі та вузли;

металеві конструкції огорожі та інше.

Шум на виробництві спричиняє велику шкоду, впливаючи на організм людини, що спричиняє зниження продуктивності праці. За ДБН 3.3.6.037-99 шум не повинен перевищувати 80 Дб.

Значне послаблення шуму можна отримати завдяки якісному монтажу отриманих вузлів машини, динамічному балансуванню та своєчасному проведенню технічних обслуговувань та ремонтів. Для зменшення шуму, який виникає в роботі електроприводу, необхідно застосовувати звукоізоляцію, задля цього привод розміщують в звукоізоляційному кожусі.

Причиною виникнення вібрації при роботі машини і механізмів може бути виникнення не зрівноважених силових систем. В нашому випадку джерелом вібрації є механізм бетоноукладача.

Систематичний вплив загальних вібрацій (з рівнем віброшвидкості більше 108 Дб) може бути причиною вібраційної хвороби – стійких порушень фізіологічних функцій організму, обумовлених дією вібрації на центральну нервову систему людини.

За ДБН 3.3.6.039 - 99 гігієнічна норма вібрації, які діють на людину в виробничих умовах:

Віброшвидкість - $1,3\text{м/с} * 10^{-2}$, не більше;

Рівень віброшвидкості - 108 Дб, не більше.

Для зменшення вібрації при конструюванні машин і проектуванні технологічних процесів перевага повинна віддаватися таким кінематичним та технологічним схемам, за яких динамічні процеси були б зведені до мінімуму. Також для боротьби з вібрацією використовуються: вібродемфування та віброізоляційні матеріали.

3.2 Пожежна безпека

При роботі бетоноукладачої установки використовуються матеріали, які не горять.

Виникнення пожежі можливе лише внаслідок загоряння електропроводки (коротке замкнення), неякісне з'єднання дротів, перевантаження тощо.

Виробнича споруда по вибухо- та пожежній безпеці відноситься до категорії В. Ступінь вогнестійкості споруди -1. Протипожежний захист забезпечується застосуванням засобів пожежогасіння, а також пожежною сигналізацією та організацією евакуації людей. В якості засобів пожежогасіння використовують вуглекислотні вогнегасники марки ОУ - 5 . В процесі експлуатації, монтажу, ремонту обладнання забороняється перекривати та загороджувати проходи і виходи з споруди, доступу до засобів гасіння пожежі. Число виходів для евакуації людей з врахуванням всіх вимог згідно ДБН 1.1.7 - 2002.

Таблиця 3

Аналіз шкідливих і небезпечних виробничих чинників,
що пов'язані з експлуатацією розвантажувального
комплексу

| Чинник | Джерело | Кількісна оцінка чинника | Норматив |
|-------------------------------|----------------------|---|----------------------|
| Шкідливі виробничі чинники | | | |
| Шум | Робота віброплощадки | Менше 80 дБ для промисловості | ДСТУ ГОСТ 31170:2006 |
| Вібрація | | Амплітуда 0,5 мм | |
| Мікроклімат на робочому місці | Відкритий майданчик | Відносна вологість 70 відсотків, температура 18...20 градусів Цельсія | ДБН 3.3.6.042 - 1999 |
| Запиленість | Будівельні матеріали | ЛДК - 4 мг на метр кубічний | ДСТУ 2456 -94 |

| | | | |
|-----------------------|---|---|------------------------------|
| Психофізіологіч ий | Відповідальніс ть за життя людей у зоні роботи дробарок | Збереження обладнання | |
| Електричний струм | Електродроти машини та інш. | Сила струму, час дії на організм людини | ДСТУ Б А.2.4 - 24:2008 |

3.3 Електробезпека

В умовах експлуатації потужних енергосистем, електричних машин та апаратів та комп'ютеризації виробництва важливого значення набуває проблема в електробезпеці – захисті електротехнічного персоналу та інших осіб, які обслуговують електроустаткування від ураження електричним струмом.

60-85% смертельних уражень електричним струмом відбувається в електроустановках напругою до 1000 В (127-380 В).

Безпека людини на виробництві залежить від багатьох факторів і, зокрема, від рівня електробезпеки. Грамотне вирішення проблеми електробезпеки має забезпечувати людині використання електричної енергії в будь-яких умовах без ризику для життя.

Електробезпека - це система організаційних та технічних заходів і засобів, які забезпечують захист людей від шкідливого та небезпечного електричного струму, електричної дуги, електромагнітного поля та статичної електрики.

Електричний струм, який проходить крізь живий організм, чинить термічну, електролітичну та біологічну дію. Термічна та електролітична дія властива будь-яким провідникам, а біологічна - тільки живій тканині.

Термічна (теплова) дія струму виявляється в опіках окремих ділянок тіла, нагріванні до високої температури кровоносних судин, нервів, серця, мозку та інших органів, які перебувають на шляху протікання струму, що викликає серйозні функціональні розлади цих органів й організму в цілому.

Електролітична (хімічна) дія струму виражається в розкладі (електролізі) органічних рідин, в тому числі й крові, що супроводжується значними порушеннями їх фізико-хімічного складу.

Біологічна дія струму виявляється в подразненні та збудженні живих тканин організму, а також у порушенні внутрішніх біоелектричних процесів, які протікають у нормально діючому організмі й тісно пов'язані з його життєвими органами.

Подразнювальна біологічна дія на тканини організму може бути прямою, коли струм проходить безпосередньо по цих тканинах, і рефлекторною, тобто дія відбувається через центральну нервову систему, а шлях струму пролягає за межами цих тканин.

Механічна (динамічна) дія струму виявляється в

розшаруванні, розриві та інших подібних пошкодженнях різних тканин організму, в тому числі м'язової тканини, стінок кровоносних судин легеневої тканини тощо внаслідок електродинамічного ефекту, а також миттєвого вибухоподібного утворення пари від перенагрітої струмом рідини тканини і крові.

Різноманітність дій електричного струму на організм людини може призвести до різних електротравм, які умовно можна звести до двох видів: місцевих електротравм, коли виникає місцеве пошкодження організму, і загальних електротравм, так званих електричних ударів, коли уражається (або створюється загроза ураження) весь організм через порушення нормальної діяльності життєво важливих органів і систем.

Електричний опік – найбільш поширена електротравма. Залежно від умов виникнення розрізняють два основних види опіків: струмовий (або контактний), який виникає в електроустановках з відносно невеликою напругою – не вище 2 кВ, при проходженні струму безпосередньо крізь тіло людини внаслідок контакту зі струмопровідною частиною. При більш високій напрузі, як правило, утворюється електрична дуга або іскра, яка й спричиняє виникнення опіку другого виду – дугового

Електрометалізація шкіри – проникнення у верхні шари шкіри дрібних частинок металу, що розплавилися під дією електричної дуги. Уражена частина шкіри має жорстку поверхню, колір якої визначається кольором сполуки металу, який потрапив у шкіру. Електрометалізація шкіри не становить небезпеки і з

часом зникає, як і електричні знаки.

Електрофтальмія - запалення зовнішньої оболонки ока, роговиці та кон'юнктиви (слизової оболонки, яка покриває очне яблуко), що виникає у разі дії потужного потоку ультрафіолетових променів, які енергійно поглинаються клітинами організму і викликають у них фізичні зміни. Таке можливе при появі електричної дуги - джерела інтенсивного випромінювання не тільки видимого світла, а й ультрафіолетових та інфрачервоних променів. Звичайно хвороба триває кілька днів. У разі ураження рогової оболонки лікування є складнішим і довготривалішим.

Електричний удар - електротравма, зумовлена рефлекторною дією електричного струму (який діє через нервову систему), внаслідок чого починаються спазми м'язів або інших тканин, порушується серцево-судинна діяльність. Залежно від виду ураження електричні удари поділяються на чотири групи (ступеня):

I - спазматичне скорочення м'язів без втрати свідомості;

II - спазматичне скорочення м'язів зі втратою свідомості, але з працюючим серцем та системою дихання;

III - втрата свідомості з порушенням серцевої діяльності або дихання (або того й іншого разом);

IV - клінічна смерть. Відсутність дихання та кровообігу.

Клінічна смерть - короточасний перехідний стан від життя до смерті, який настає з моменту припинення діяльності серця та легенів. У людини, яка перебуває у стадії клінічної смерті, відсутні усі ознаки життя:

вона не дихає, серце не працює, больові подразнення не викликають ніякої реакції, зіниці ока дуже розширені й не реагують на світло. Тривалість клінічної смерті визначається з моменту припинення серцевої діяльності та дихання до початку загибелі клітин кори головного мозку, у більшості випадків вона триває 4-6 хвилин. При загибелі здорової людини від випадкової причини, наприклад, від електричного струму, тривалість клінічної смерті може становити 7-8 хвилин, а в разі смерті людини через тяжку хворобу серця, легень тощо лише кілька секунд. Проте якщо в цей період надати постраждалому допомогу, тобто штучним диханням забезпечити збагачення його крові киснем, а непрямим масажем серця налагодити в організмі штучний кровообіг і тим самим забезпечити клітини організму киснем, то розвиток смерті можна буде припинити, а життя повернути.

Біологічна, або істинна, смерть - необоротне явище, яке характеризується зупинкою біологічних процесів у клітинах та тканинах і розкладом білкових структур. Вона починається після закінчення періоду клінічної смерті.

3.4 Технічні заходи попередження електротравм при переході напруги на неструмоводні частини електроустановок

Захисне заземлення застосовують у мережах з напругою до 1000 В з ізолюваною нейтраллю та в мережах, напругою вище 1000 В з будь-яким режимом нейтралі джерела живлення.

Захисне заземлення – це навмисне електричне з'єднання із землею або з її еквівалентом металевих струмопровідних нормально неструмовідних частин, які можуть опинитися під напругою.

Захист від ураження струмом забезпечується шляхом приєднання корпусу до заземлювача, який має малий опір заземлення R та малий коефіцієнт напруги доторкання α . Оскільки опір заземлення малий, то основна частина струму замикання на землю пройде саме через нього, а через людину, пройде малий (безпечний) струм. У цьому і полягає суть захисного заземлення. Причому струм, що пройде через людину зменшиться у стільки разів, у скільки опір людини більший за опір заземлення.

Заземлювальним пристроєм називають сукупність конструктивно об'єднаних заземлювальних провідників та заземлювача.

Заземлювач – провідник або сукупність електрично з'єднаних провідників, які перебувають у контакті із землею або її еквівалентом.

Опір захисного заземлення в електроустановках напругою до 1000 В і потужністю понад 100 кВА не повинен перевищувати 4 Ом.

Відповідно до Правил улаштування електроустановок (ПУЕ) захисне заземлення потрібно робити: при напрузі змінного струму 380 В і вище та 440 В і вище для постійного струму – у всіх електроустановках; при номінальних напругах змінного струму вище 42 В та постійного струму вище 110 В – лише в електроустановках, що знаходяться у приміщеннях з підвищеною небезпекою, особливо небезпечних, а також у

зовнішніх електроустановках; при будь-якій напрузі змінного та постійного струму – у вибухонебезпечних установках.

Занулення застосовується у чотири провідних мережах, напругою до 1000 В з глухо заземленою нейтраллю.

Занулення – це навмисне електричне з'єднання з нульовим захисним провідником металевих нормально неструмовідних частин, які можуть опинитись під напругою.

Нульовий захисний провідник – це провідник, який з'єднує частини, що підлягають зануленню, з глухо заземленою нейтральною точкою обмотки джерела струму або її еквівалентом.

При зануленні у випадку замикання фазного провідника на корпус електроустановки виникає однофазне коротке замикання, тобто замикання між фазним та нульовим провідниками. Струм короткого замикання / , який виникає при цьому, повинен забезпечити спрацьовування елементів максимального струмового захисту.

При зануленні надзвичайно важливе значення має правильний вибір запобіжників та автоматичних вимикачів відповідно до величини струму короткого замикання петлі фаза-нуль.

Захисне вимикання – це швидкодіючий захист, який забезпечує автоматичне вимкнення електроустановки (не більше ніж за 0,2 с) при виникненні в ній небезпеки ураження струмом.

Перелік використаної літератури

1. Назаренко ІІ. Машини для виробництва будівельних матеріалів: Підручник. Київ.: КНУБА. 1999.

2. Назаренко І. І. Прикладні задачі теорії вібраційних систем: Навчальний посібник (2-е видання). Київ.: Видавничий Дім «Слово», 2010.

3. Назаренко, І. І.; ДЕЛЕМБОВСЬКИЙ, М. М. Забезпечення надійності віброущільнючих машин при проектуванні, конструюванні, виготовленні та експлуатації. *Техніка Будівництва. Київ, КНУБА, Вип, 2013, 11: 60-64.*

4. Гайдамака А.В. Деталі машин. Основи теорії та розрахунків. Харків. НТУ ХПІ, 2020. – 274 с.

5. Шаляпіна, Т. С., & Назаренко, І. І. (2014). Дослідження впливу основних параметрів та умов експлуатації на оптимальне використання засобів механізації будівельною організацією. *Ways to Improve Construction Efficiency, (31), 114-117.*

6. Тертишний О.О., Опарін С.О., Рябік П.В. Механічні процеси в хімічній технології. – Дніпропетровськ: ДВНЗ УДХТУ, 2015. –215 с.

7. Механізація та автоматизація навантажувально-розвантажувальних робіт : метод. вказівки до вик. курс. роботи для студ. денної форми навч. спец. «Організація перевезень та управління на залізничному транспорті» Ю. Левицький, О. Ю. Папахов, Г. І. Музикіна, І. Л. Журавель. –Дніпропетровськ : Вид-во Дніпропетр. нац. ун-ту залізн. трансп. ім. акад. В. Лазаряна, 2009. –35 с.

8. Технологічні процеси при залізничних контейнерних перевезеннях : монографія І М. І. Луханін, Г. І. Музикіна, П. В. Бех, І. Л. Журавель ; Дніпропетр. нац. ун-т залізн. трансп. ім. В. Лазаряна. -Д. : СВИДЛЕР А. Л" 2009. -121 с.

9. Яцківський Л. Ю. Загальний курс транспорту: навч. посібник І л. Ю. Яцківський, Д. В. Зеркалов. -К.: Арістей, 2007. -544 с. 10. Разгрузка вагонов хопперов [Електронний ресурс]. -Режим доступу: <http://ttcec.by/transporternyie-sisteshyi-d-lya-razgruzk/> (дата звернення 05.05.2023 р). -Назва з екрана.

10. Дмитриченко, М.Ф. Основи теорії транспортних процесів і систем [Текст]: навч. посібник для ВНЗ /М.Ф. Дмитриченко, Л.Ю. Яцківський, С.В. Ширяєва, В.З. Докуніхін. - К.: Видавничий Дім «Слово», 2009. - 336 с.

11. Зеркалов, Д.В. Довідник залізничника. Кн. 1:Перевезення вантажів [Текст] / Д.В. Зеркалов. - К.: Основа, 2004. - 522 с.

12. Котенко, А.М. Математичні моделі вантажних перевезень [Текст]: навч. посібник / А.М.Котенко, А.О.Ковальов, М.М.Кузнецов - Харків : УкрДАЗТ, 2003. - 102с.17.Котенко, А.М. Управління вантажною і комерційною роботою на залізничному транспорті [Текст]: підручник /А.М. Котенко. - Харків: ПП вид-во "Нове слово", 2003. - Ч. 1. -388 с.18.

13.Котенко, А.М. Управління вантажною і комерційною роботою на залізничному транспорті

[Текст]: підручник /А.М. Котенко. - 2-е вид. -
Харків: ПП вид-во "Нове слово", 2005. -Ч. 2. - 384 с

14. Яцківський, Л.Ю. Загальний курс транспорту. Кн.

2[Текст]: навч. посібник / Л.Ю. Яцківський, Д.В.

Зеркалов. - К.:Арістей, 2007. - 504 с.257

15. Данілін О.М.Техногеннабезпека об'єктів та
технологій: курс лекцій / Данілін О.М. - Х.: НУЦЗУ,
2015. - 89.

