

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ**  
**ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ**  
**ТЕХНОЛОГІЙ**  
**КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему **«Удосконалення конструкції стрічкового транспортера дробильної  
дільниці каменю»**

Виконав: студент IV курсу групи Маш-42сп

Спеціальності 133 «Галузеве машинобудування»  
(шифр і назва)

Назар СТРУК  
(Ім'я та прізвище)

Керівник:

Сергій БАРАНОВИЧ  
(Ім'я та прізвище)

Дубляни 2024

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ**  
**ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ**  
**ТЕХНОЛОГІЙ**  
**КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ**

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Зав. кафедри \_\_\_\_\_

(підпис)

д.т.н., професор Віталій ВЛАСОВЕЦЬ

“        ” \_\_\_\_\_ 2023 р.

**З А В Д А Н Н Я**

на кваліфікаційну роботу студенту

**Струку Назару Володимировичу**

1. Тема роботи: **«Удосконалення конструкції стрічкового транспортера дробильної ділянки каменю»**

Керівник роботи: Баранович Сергій Миколайович, к.т.н., доцент

Затверджена наказом по університету від 27.11.2023 року № 641/к-с.

2. Строк задачі студентом закінченої роботи 14.06.2024 року

3. Вихідні дані: характеристики і конструкції транспортерів, довідкова література, СКД, ДСТУ, ISO.

4. Перелік питань, які необхідно розробити:

1. Параметри технологічної лінії сортувально-дробильно пункту

2. Конструкторська розробка

3. Охорона праці

4. Техніко-економічні показники проекту

Висновки і пропозиції

Бібліографічний список

5. Перелік графічної частини: дробильно-сортувальний пункт – 1 арк. ф.А1; види футерувань барабанів – 1 арк. ф.А1; загальний вигляд транспортера – 1 арк. ф.А1; вдосконалюваний привідний барабан – 1 арк. ф.А1; деталювання – 1 арк. ф.А1.

## 6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада Консультанта	Підпис, дата		Відмітка про виконання
		завдання видав	завдання прийняв	
1, 2, 4	Сергій Баранович, к. т. н., доц. кафедри машинобудування			
3	Іван ГОРОДЕЦЬКИЙ, к. т. н., доцент кафедри фізики, інженерної механіки та безпеки виробництва			

7. Дата видачі завдання: 28.11.2023 р.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор. №	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Відмітка про вико- нання
1.	Виконання розділу: «Параметри технологічної лінії сортувально-дробильно пункту»	28.11.23-29.12.23	
2.	Виконання розділу: «Конструкторська частина»	15.01.24-19.04.24	
3.	Виконання розділу: «Охорона праці»	22.04.24-10.05.24	
4	Виконання розділу: «Техніко-економічні показники проекту»	13.05.24-31.05.24	
5.	Завершення оформлення розрахунково- пояснювальної записки та графічної частини. Завершення роботи в цілому	3.06.24-14.06.24	

Студент \_\_\_\_\_ Назар СТРУК  
(підпис)

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Сергій БАРАНОВИЧ  
(підпис)

УДК 621.86/.87(075.32)

Удосконалення конструкції стрічкового транспортера дробильної дільниці каменю.

Струк Назар Володимирович – Кваліфікаційна робота. Дубляни: Львівський національний університет природокористування, 2024.

Кваліфікаційна робота: 67 с. текст. част., 26 рис., 1 табл., 16 джерел, 5 арк. формату А1.

Приведено аналіз сортувальної дільниці каменю зокрема завантажувально-розвантажувальних робіт та засобів їх застосування в технологічних операціях.

На основі проаналізованих аналогів машини. Проведено вдосконалення машини, зокрема розраховано необхідну потужність транспортування і розрахунок футурованого гумовою стрічкою привідного барабана стрічкового транспортера, розраховано його елементи.

Розроблено заходи для забезпечення охорони праці під час використання на підприємстві.

Розраховано техніко-економічні показники впровадження проекту в виробництво.

## зміст

	ст.
Вступ	7
1. ПАРАМЕТРИ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ЛІНІЇ СОРТУВАЛЬНО-ДРОБИЛЬНО ПУНКТУ	9
1.1. Технологічний процес на дробильно-сортувальному заводі	9
1.2. ТЕХНОЛОГІЧНІ ПАРАМЕТРИ ЛІНІЇ	13
2. КОНСТРУКЦІЙНИЙ РОЗДІЛ	16
2.1. ОГЛЯД КОНСТРУКЦІЙ ТРАНСПОРТЕРІВ ІЗ ГНУЧКИМ ТЯГОВИМ ЕЛЕМЕНТОМ	16
2.2. ПРИНЦИП ДІЇ ТРАНСПОРТЕРА	21
2.3. ГНУЧКІ ЕЛЕМЕНТИ ТРАНСПОРТЕРІВ	24
2.4. РОЛИКОВІ ОПОРИ ТРАНСПОРТЕРІВ	28
2.5. ПРИСТРОЇ ПРИВІДНІ ТА ЇХ ОСОБЛИВОСТІ БУДОВИ	32
2.6. НАТЯЖНІ ПРИСТРОЇ ТРАНСПОРТЕРІВ	34
2.7. РОЗРАХУНОК ТРАНСПОРТЕРА СТРІЧКОВОГО	38
2.7.1. РОЗРАХУНОК КОНСТРУКЦІЙНИХ ЕЛЕМЕНТІВ СТРІЧКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА	38
2.7.2. КОНСТРУЮВАННЯ ПРУЖИНИ	47
2.7.3. ПЕРЕВІРКА МІЦНОСТІ ЕЛЕМЕНТІВ КОНСТРУКЦІЇ	49
3 Охорона праці	56
3.1. ПРАВИЛА ТЕХНІКИ БЕЗПЕКИ ПІД ЧАС ЕКСПЛУАТАЦІЇ СТРІЧКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА	

3.2.	ОРГАНІЗАЦІЙНО-ТЕХНОЛОГІЧНІ РЕКОМЕНДАЦІЇ СТОСОВНО БЕЗПЕЧНОГО ПЕРЕБІГУ ВИРОБНИЧОГО ПРОЦЕСУ. РОЗРАХУНОК ЗАХИСНОГО ЗАЗЕМЛЕННЯ СТРІЧКОВОГО ТРАНСПОРТЕРА	59
4.	Визначення економічної ефективності впровадження у виробництво	59
	ВИСНОВКИ ТА пропозиції	65
	Бібліографічний СПИСОК	66

## Вступ

Підйомно-транспортні машини за принципом дії поділяються на дві окремі конструктивні групи: машини періодичної дії та машини безперервної дії. До першої групи належать вантажопідйомні крани всіх типів, ліфти, транспортні засоби (візки, навантажувачі, тягачі), підвісні рейкові та канатні дороги (періодичної дії), скрепери та інші подібні машини. До другої групи, яку також називають машинами безперервного транспорту або транспортуючими машинами, входять транспортери різних типів, пристрої пневматичного та гідравлічного транспорту, а також інші подібні транспортуючі машини.

Машини безперервної дії характеризуються безперервним переміщенням насипних або штучних вантажів по заданій трасі без зупинок для завантаження або розвантаження. Насипний вантаж розташовується суцільним шаром на несучому елементі машини – стрічці, полотні або в окремих порціях у постійно рухомих ковшах, коробах та інших ємностях, розташованих послідовно на невеликій відстані один від одного. Штучні вантажі також переміщуються безперервним потоком у заданій послідовності. При цьому робочий рух (з вантажем) і зворотний рух (без вантажу) вантажонесучого елемента машини відбуваються одночасно. Завдяки безперервності переміщення вантажу, відсутності зупинок для завантаження та розвантаження, а також поєднанню робочого та зворотного руху вантажонесучого елемента, машини безперервної дії мають високу продуктивність, що є дуже важливим для сучасних підприємств із великими вантажопотоками.

Транспортери є основними засобами для комплексної механізації та автоматизації транспортних і вантажно-розвантажувальних робіт, а також потокових технологічних операцій.

Основна функція машин безперервної дії полягає у переміщенні вантажів по заданій трасі. Крім транспортування, вони можуть розподіляти вантажі по визначених пунктах, складати їх у певних місцях, переміщати між

технологічними операціями та забезпечувати необхідний ритм виробничого процесу. Сучасне масове та крупносерійне виробництво продукції в різних галузях промисловості здійснюється потоковим методом із широким використанням автоматичних ліній. Поточковий метод виробництва та робота автоматичних ліній базуються на транспортерній передачі виробів від однієї технологічної операції до іншої. Необхідні операції з виробами, такі як загартування, відпустка, очищення, охолодження, фарбування, сушіння, пакування тощо, послідовно виконуються на рухомому транспортері. Таким чином, транспортери є складовою та невід'ємною частиною сучасного технологічного процесу – вони встановлюють і регулюють темп виробництва, забезпечують його ритмічність, сприяють підвищенню продуктивності праці та збільшенню обсягів випуску продукції.

Оскільки машини безперервної дії відіграють важливу роль у технологічному процесі та виконанні технологічних операцій, метою нашого дипломного проекту є вдосконалення стрічкового транспортера.



# 1. ПАРАМЕТРИ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ ЛІНІЇ СОРТУВАЛЬНО-ДРОБИЛЬНО ПУНКТУ

## 1.1. Технологічний процес на дробильно-сортувальному заводі

Конструктивні та компоновочні рішення дробильно-сортувальних заводів та ліній визначаються прийнятою технологією, яка встановлює характер, послідовність і кількість необхідного обладнання, а також продуктивність підприємства.

Дробильно-сортувальні заводи можуть мати обладнання, розміщене за вертикальною, горизонтальною або комбінованою схемою. При вертикальній схемі матеріал спочатку піднімається на необхідну висоту, а потім самопливом, проходячи відповідну обробку, опускається вниз. Така компоновка усуває зайві комунікації та проміжні транспортні механізми, але вимагає зведення високих виробничих будівель із складними конструктивними рішеннями. Горизонтальні схеми характеризуються багаторазовим підйомом матеріалу за допомогою транспортних засобів між окремими невисокими цехами, де розміщуються відповідні технологічні підрозділи. Найбільш поширені комбіновані схеми, які поєднують елементи вертикальної та горизонтальної схем розміщення технологічного обладнання.

Каменедробильні заводи поділяються за обсягом продукції (потужності), що випускається, на малі (до 50-100 тис. м<sup>3</sup> на рік), середні (100-250 тис. м<sup>3</sup> на рік) і великі (понад 250 тис. м<sup>3</sup> на рік). За схемою технологічного процесу вони класифікуються на заводи з відкритим циклом (матеріал проходить через дробильну машину тільки один раз) (рис. 1.1, а) та заводи із замкнутим циклом (крупні фракції матеріалу, що залишаються на ситі, після сортування повертаються на повторне дроблення) (рис. 1.2, б).

Вибір методу дроблення залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу, що дробиться, і розмірів фракцій матеріалу до та після дроблення. Стійкість гірських порід до руйнування залежить від їхньої міцності, наявності тріщин у шматках та способів впливу на них руйнівних умов.

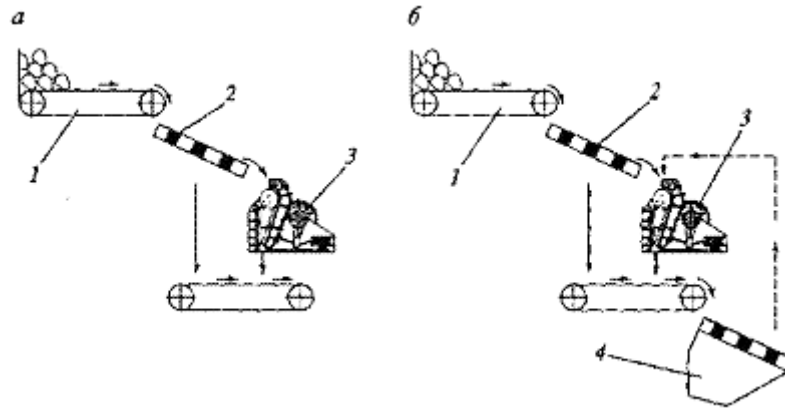


Рисунок 1.1 – Цикли подрібнення:

а - цикл відкритий; б - цикл закритий; 1 - пластинчатий живильник; 2, 4 - грохоти; 3 – дробарка каміння.

Для спрощення розробки технологічного процесу створюють кількісні та якісні схеми. Кількісна схема показує, у яких обсягах і в якій послідовності матеріал, що надходить на завод, переробляється та проходить через окремі етапи технологічного процесу. Для побудови цієї схеми необхідно знати зерновий склад матеріалу, який виходить із дробарки, залежно від її параметрів.

На основі кількісної схеми технологічного процесу і з урахуванням місцевих умов розробляється якісна схема, яка представляє собою послідовність машин і механізмів, що необхідні для обладнання заводу з урахуванням заданої річної програми виробництва.

На каменедробильних пунктах з невеликою річною продуктивністю зазвичай використовують одностадійну схему дроблення. Ця схема може працювати як за відкритим, так і за замкнутим циклом і призначена для обробки шматків початкового матеріалу розміром до 400-450 мм. Дроблення породи проводиться за допомогою однієї або кількох паралельно працюючих дробарок. Подрібнений матеріал транспортується стрічковими конвеєрами або ковшовими елеваторами до грохотів. Готовий продукт направляється в бункери або на відвали. Ця схема часто застосовується при розробці кар'єрів біля місцевості.

Двохстадійна схема дроблення стала широко використовуватися на каменедробильних пунктах середньої продуктивності, особливо при обробці шматків початкового матеріалу розміром до 700-1000 мм. В такій схемі замість кількох менших дробарок, які працюють паралельно, встановлюють одну або дві дробарки великої продуктивності. Верхній сорт (фракція) від цих дробарок направляється на вторинне дроблення в одну або декілька дробарок меншої продуктивності. Остаточне сортування проводиться на другому грохоті, куди поступає продукт вторинного дроблення, а також матеріал, що був відсортований на першому грохоті. Ця схема також передбачає роботу за замкнутим циклом.

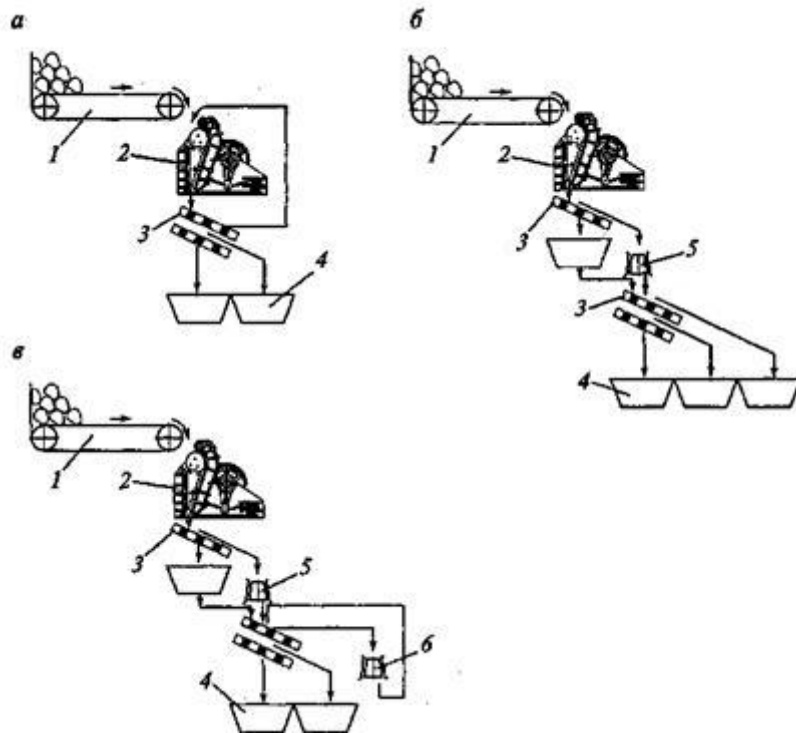


Рисунок 1.2. - Стадії подрібнення:

а – з одною стадією; б – з двома стадіями; в – з трьома стадіями; 1 – живильник системи; 2 - дробарка щокова первинного дроблення; 3 - грохоти; 4 – бункери живильників; 5 - дробарка конусна другої стадії подрібнення; 6 - дробарка конусна третьої стадії подрібнення.

Трьохстадійну схему дроблення використовують на заводах з щорічною продуктивністю понад 250 тис. м<sup>3</sup> і при обробці початкового матеріалу з розміром шматків до 1000 - 1200 мм. Ця схема вважається

найбільш гнучкою і ефективною, оскільки дозволяє виробляти як крупні, так і дрібні фракції в межах необхідних параметрів. Вона особливо ефективна при обробці міцних кам'янистих матеріалів.

У всіх варіантах схем дроблення на першому етапі встановлюють шокові дробарки великої продуктивності, а іноді також конусні. На другому етапі використовують валкові, конусні та шокові дробарки меншої продуктивності.

Роторні дробарки призначені для розмелювання неабразивних гірських порід, таких як вапняки, доломіти та інші. Вони характеризуються високим ступенем дроблення і великим відсотком щебня кубоподібної форми. В порівнянні з іншими типами дробильних машин, роторні дробарки споживають менше енергії і менше чутливі до неподібнених предметів. Між первинними і вторинними дробильними машинами рекомендується встановлювати проміжний бункер, який згладжує нерівномірність подачі матеріалу. Ємність такого бункера повинна бути не менше подвійного об'єму транспортних засобів, що завантажують первинну дробарку, плюс об'єм матеріалу, що перебуває на стрічці конвеєра, який живить вторинну дробарку.

Базуючись на аналізі існуючих технологічних схем і враховуючи результати, ми розробили технологічну схему дробильно-сортувального пункту замкнутого циклу, з робочою продуктивністю 100 м<sup>3</sup>/год при максимальному навантаженні. Схема зображена на рис. 1.3.

В запропонованій технологічній схемі передбачено використання двох дробарок, позначених як дробарка 1 і дробарка 2. Дробарка 1 завантажується екскаватором. Після подрібнення щебеню вона направляє матеріал до дробарки 2 за допомогою транспортера 4. Після другої стадії дроблення матеріал проходить через сортувальну машину, яка розподіляє його по фракціям. Потім ці фракції транспортуються за допомогою транспортерів 3 до місць зберігання. Якщо матеріал не підлягає переробці після проходження через дробильно-сортувальну машину, він транспортується зворотнім

транспортером 6. Цей транспортер вивантажує щебінь через приймальний лоток 5 на транспортер 4 для повторної обробки.

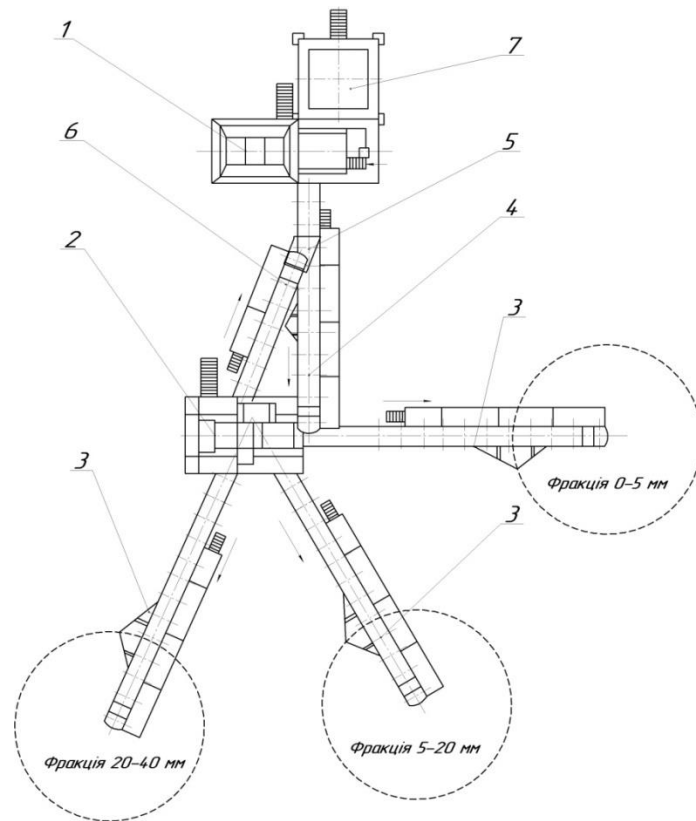


Рисунок 1.3. Схема сортувально-дробильного пункту:

- 1 – середнього дроблення дробарка; 2 – агрегат сортування і дроблення;  
3, 4, 6 – транспортери; 5 – лоток прийомний; 7 – пункт керування.

## 1.2. Технологічні параметри лінії

Дробильно-сортувальний пункт (ДСП) є одним із типів універсальних стаціонарних заводів середньої потужності.

Характеристика дробильно – сортувального пункту

Продуктивність	100 м <sup>3</sup> /год.
Вхідний не подрібнений матеріал	500 мм.
Кінцевий подрібнений продукт :	$d_1 = 0 \dots 5 \text{ мм};$
	$d_2 = 5 \dots 20 \text{ мм};$
	$d_3 = 20 \dots 40 \text{ мм}.$

Основним визначальним чинником для розробки послідовності операцій подрібнення та сортування, а також вибору відповідного обладнання є ступінь розмелювання матеріалу.

$$i = \frac{D_{\max}}{d_{\max}}, \quad (1.1)$$

де  $D_{\max}$  та  $d_{\max}$  – найбільші розміри вихідного та готового матеріалу відповідно.

Якщо одна дробарка не забезпечує потрібної ступені подрібнення, що вказана в оптимальних значеннях (наприклад, для щоккових дробарок  $i = 4 \dots 6$  і для конусних  $i = 5 \dots 8$ ), використовується багатостадійне подрібнення або замкнений цикл роботи. Це означає, що частина матеріалу з розміром більше необхідного повертається назад у ту саму дробарку. У випадку, коли в гірській масі готового щебеню більше 20%, рекомендується встановлення колосникового грохота перед дробаркою.

Кількість гірської маси, яка відсіюється на колосниковій решітці, обчислюється згідно пропорційної залежності:

$$\Pi_{di-n}^K = \frac{d_n - d_i}{D_{\max}} \cdot \Pi \cdot E_K \quad (1.2)$$

де,  $\Pi_{di-n}^K$  – к-ть гірської маси, яка відсіюється на решітці колосниковій;

$d_n$  – найбільший діаметр щебеню, що проходить через решітку пункту;

$d_i$  – найменший діаметр щебеню, що проходить через решітку пункту;

$\Pi$  – потужність дробильно-сортувального пункту;

$E_K$  – ефективність відсіювання гірської породи.  $E_K = 0,75$ .

$$\Pi_{d0-5}^K = \frac{5 - 0}{500} \cdot 100 \cdot 0,75 = 0,75 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

$$\Pi_{d5-20}^K = \frac{20 - 5}{500} \cdot 100 \cdot 0,75 = 2,25 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

$$\Pi_{d20-40}^K = \frac{40 - 20}{500} \cdot 100 \cdot 0,75 = 3 \frac{\text{м}^3}{\text{год}};$$

$$\Pi_{d0-40}^K = \Pi_{d0-5}^K + \Pi_{d5-20}^K + \Pi_{d20-40}^K \quad (1.3)$$

$$P_{d0-40}^K = 0,75 + 2,25 + 3 = 6 \text{ м}^3/\text{год.}$$

Розмір розвантажувального отвору дробарки встановлюється залежно від умов і можливостей конкретної машини. Його вибір спрямований на досягнення максимально можливого ступеня подрібнення, при цьому важливо забезпечити достатню пропускну здатність дробарки.

Якщо в складі продуктів дроблення виявляється більше 10% матеріалу з розмірами, що перевищують заданий, необхідно вжити наступні заходи: встановити дробарку другої стадії дроблення або організувати замкнутий цикл. На другій стадії дроблення використовують конусні або валкові дробарки.

Вибір типу дробарки залежить від продуктивності заводу і обсягу матеріалу, який буде відсіяний під час завантаження дробарки.

Вибираємо дробарку:

- продуктивністю:  $P = 100 - 6 = 94 \text{ м}^3/\text{год.}$ ;
- приймаємо дробарку типу СМ-16;
- розміри завантажувальної горловини 600 x 900мм;
- тип електродвигуна АО2-61: - потужністю - 75 кВт; і з частотою обертів  $720 \text{ хв}^{-1}$ ;
- розміри дробарки:
  - висота 2478 мм;
  - довжина 2850 мм;
  - ширина 2235 мм.

Вага дробарки без двигуна 14000 кг.

Дана дробарка працює в комплексі з транспортером. Котрий транспортує щебінь від дробарки до місця зберігання. Тема даного дипломного проекту полягає у вдосконаленні транспортера з максимальною потужністю, необхідною для забезпечення ефективної роботи дробильно-сортувального пункту.

## 2. КОНСТРУКЦІЙНИЙ РОЗДІЛ

### 2.1. Огляд конструкцій транспортерів із гнучким тяговим елементом

Стрічкові транспортери – це машини безперервного транспорту, у яких гнучка стрічка виступає як тяговий елемент. Вони набули широкого застосування в різних галузях промисловості та сільського господарства. Стрічкові транспортери використовуються для переміщення сипучих і штучних вантажів на різні відстані – від коротких до довгих. Їх застосовують у видобутку корисних копалин, металургії, на складах і в портах, а також як елементи навантажувальних і перевантажувальних пристроїв і машин, що виконують технологічні функції.

Однією з ключових переваг стрічкових транспортерів є їх висока продуктивність. При швидкості руху стрічки від 6 до 8 м/с і відповідній ширині, їх продуктивність може досягати від 20 000 до 30 000 тонн на годину, що значно перевищує показники інших типів транспортерів. Стрічкові транспортери можуть працювати на складних трасах, які включають горизонтальні й похилі ділянки, а також повороти в горизонтальній площині. Довжина горизонтальних транспортерів може становити від 3 до 5 км, а в окремих випадках навіть до 14 км. Завдяки простоті конструкції, легкості експлуатації, зручності контролю та автоматизації управління, стрічкові транспортери демонструють високу надійність навіть у важких умовах експлуатації.

Більше 70% стрічкових транспортерів складаються з установок, що мають привід потужністю до 400 кВт і довжину до 500 м. Для транспортерів великої довжини і високої продуктивності загальна потужність приводних двигунів може досягати 10 000 кВт.

До недоліків стрічкових транспортерів належить висока вартість стрічки та роликів, які складають приблизно 50% і 30% від загальної вартості



транспортера відповідно. Варто зазначити, що використання цих транспортерів є ускладненим при транспортуванні пилоподібних, гарячих і важких штучних вантажів, а також при кутах нахилу траси понад 18-20°.

Витрати на перевезення вантажів стрічковими транспортерами на відстань від 5 до 30 км є невеликими і значно нижчими, ніж витрати на транспортування вантажів автомобільним транспортом.

В багатокілометрових лініях, які складаються з послідовно встановлених стрічкових транспортерів, важливо зменшити їх кількість. Економічні розрахунки показують, що заміна чотирьох транспортерів довжиною по 500 м на один транспортер довжиною 2000 м суттєво знижує питомі витрати на транспортування 1 тонни вантажу на 1 км.

Стрічкові конвеєри класифікують за наступними ознаками:

- ✓ за сферою застосування стрічкові транспортери поділяються на загального призначення, спеціальні (для навантажувальних машин, транспортування людей, пересувні) і підземні;
- ✓ за формою траси стрічкові транспортери поділяються на прості з однією прямолінійною ділянкою та складні з ламаною трасою, що включає горизонтальні та похилі ділянки, з'єднані перегинами. Також існують криволінійні транспортери, які згинаються в площині стрічки, що називаються просторовими;
- ✓ За напрямком руху вантажу стрічкові транспортери поділяються на піднімальні з ухилом нагору та спускні з ухилом униз);
- ✓ За формою стрічки та розміщенням вантажу стрічкові транспортери поділяються на транспортери з плоскою та жолобчастою стрічкою, з верхньою (основний тип) і нижньою або з обома несучими галузями;
- ✓ За типом тягового елемента стрічкові транспортери поділяються на транспортери з гумовотканинною, гумо-тросовою, сталевною та дротовою стрічками;

- ✓ За кутом нахилу траси стрічкові транспортери поділяються на горизонтальні, полого похилі, круто похилі (з нахилом більше  $22^\circ$ ) і вертикальні;
- ✓ За поділом тягової і несучої функцій між елементами стрічкові транспортери поділяються на канатно-стрічкові та стрічково-ланцюгові.

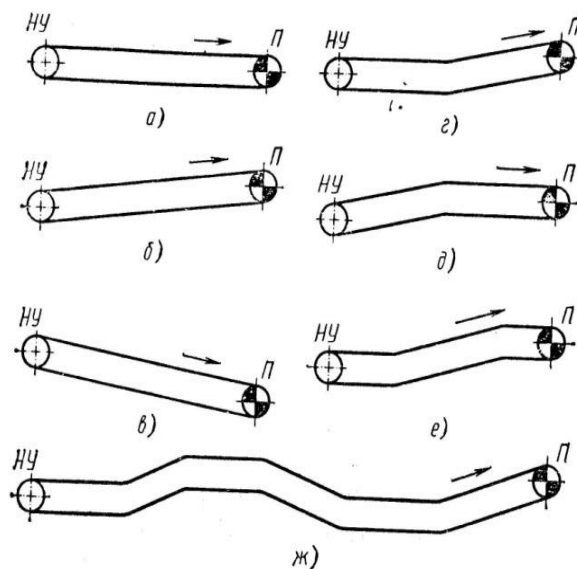


Рисунок 2.1. - Схеми трас транспортерів стрічкових т:

*а* — горизонтальна;

*б* — з ухилом нагору;

*в* — з ухилом униз;

*г* — похилого - горизонтальна;

*д* — горизонтального-похила;

*е* — горизонтально- похила;

*ж* — складного з декількома

перегинами різнойменними.

Для скорочення довжини похилого транспортера і, відповідно, зниження його вартості і займаної виробничої площі рекомендується використовувати круто похилі і вертикальні транспортери.

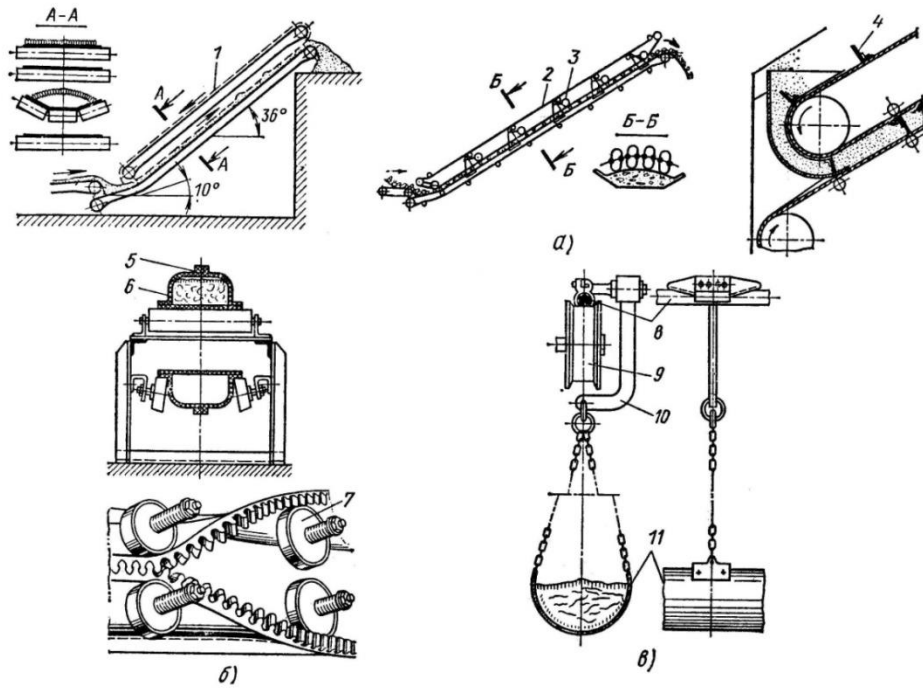


Рисунок. 2.2. – Транспортер круто похилий:

- а) з елементами пружними; б) з стрічкою трубчастою;  
в) на ланцюгу з стрічкою.

Ці транспортери можуть мати верхні притискні елементи: ланцюгову сітчасту стрічку 7, гумовотканинну стрічку 2 з котками 5 та додаткову лопатеву стрічку 4. Для матеріалів, які сильно пиляться, використовують транспортери з трубчастою стрічкою 6, обладнані застібкою типу «блискавка» 5 та пристроєм 7 для відкривання і закривання. В умовах пересіченої місцевості зручно застосовувати транспортери зі стрічкою 11, підвішеною на ланцюгах до кронштейнів 10 і сталевого дротового канату 5, що лежить на опорних блоках 9. Є також варіант транспортерів з трубчастою стрічкою і застібкою «блискавка», підвішених до сталевих дротових канатів на ланцюгах.

На рис. 2.3, а показано круто похилий стрічковий навантажувач легкого типу зі змінним кутом нахилу та поперечними планками 2 на стрічці. На рис. 2.3, б — пересувний транспортер для навантажувальних робіт на будівництві. У більшості пересувних стрічкових транспортерів застосовується мотор-

барабан 3 з вбудованим приводом і гвинтовий натяжний пристрій 1, розташований у верхній частині машини.

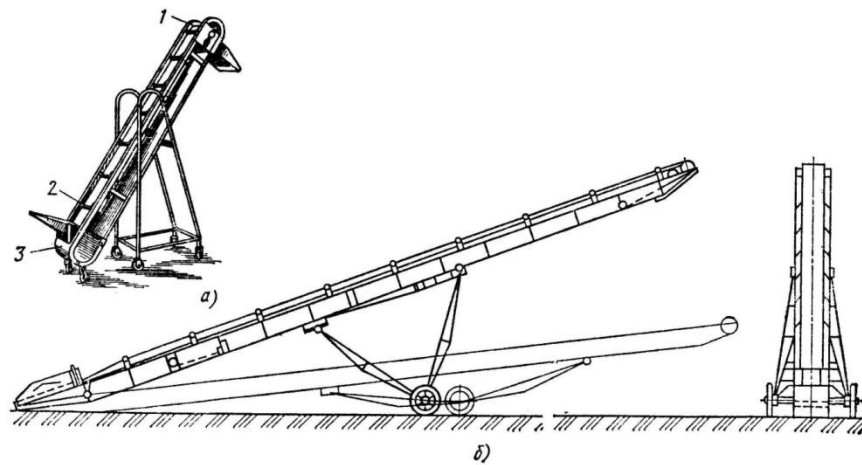


Рисунок 2.3. – Транспортери пересувні :

а) з перемінним кутом нахилу легкого типу;

б) на будівництві для завантаження.

У випадках, коли умови установки транспортерів на мостах вимагають значного зниження їхньої маси, застосовують стрічки без підтримуючих роликів опор. Маса цих стрічок може становити до 35% від загальної маси транспортера. Для підвішування таких стрічок використовують повітряні подушки (див. рис. 2.4) або постійні магніти (див. рис. 2.5).

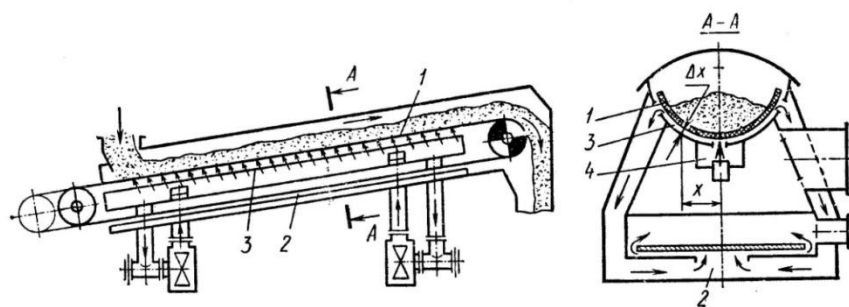


Рисунок 2.4. – Конвеєри з повітряним підвішуванням стрічки.

У першому випадку верхня і нижня галузі стрічки 1 підтримуються тонкими прошарками 2 і 3 повітря з невеликим надлишковим тиском ( $2 \cdot 10^3$  Па), на створення якого витрачається 0,3...0,8 кВт енергії на кожен метр довжини транспортера. Поширення транспортерів з повітряним

підвішуванням обмежується необхідністю використання енергоємного повітродувного обладнання, складністю збереження зазору між стрічкою і ринвою, а також проблемами із запиленням транспортованих вантажів.

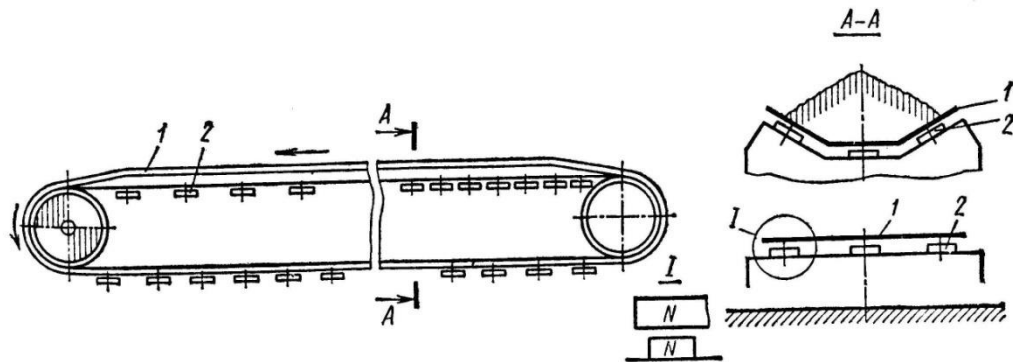


Рисунок 2.5. – Конвеєр з магнітним підвісними стрічками.

## 2.2. Принцип дії транспортера

У стрічковому транспортері загального призначення (див. рис. 2.6), несучим і тяговим елементом є нескінченна гнучка стрічка Р, яка опирається на робочу і холосту вітку роликоопор 6 і 17. Ці роликоопори обгинають привідний барабан 10 і натяжний барабан 2 на кінцях транспортера. У коротких транспортерах, часто використовуваних для переміщення штучних вантажів, робоча вітка стрічки може ковзати по дерев'яному або металевому настилі.

Рух передається стрічці фрикційним способом від привідного барабана. Первісний натяг на галузі, що збігається, стрічки створюється натяжним барабаном за допомогою натяжного пристрою 1 вантажного або гвинтового типу. Сипучий вантаж подається на стрічку через завантажувальну лійку 3, яка зазвичай встановлюється на початку транспортера біля кінцевого барабана 2. Розвантаження стрічки може здійснюватися кінцевим або проміжним способом, для чого використовують пересувний розвантажувальний візок 7 або стаціонарні плужкові скидачі. Напрямок

вивантаження вантажу з барабана забезпечується розвантажувальною коробкою 5, яка може мати одну або дві лійки.

Для очищення робочої сторони стрічки від залишених часток часто встановлюють обертові щітки 11 (картонові, гумові) або нерухомий скребок. Для багатьох типів вантажів встановлення очисного пристрою є необхідним, оскільки прилиплі частки можуть утворити на роликах нерівність, що важко видаляється, і спричинити нерівномірне їх обертання, що в свою чергу призводить до прискореного зношування стрічки. Добре очищає стрічку обертовий барабан з гумовими спіральними скребками.

Для скидання випадково потрапилих часток на внутрішню поверхню нижньої галузі стрічки перед натяжним барабаном рекомендується встановлювати додатковий скидальний шкребок 16. Очищення стрічки після приводного барабана є необхідним також тому, що прилиплі частки можуть обсіпатися від струшування на кожній опорі нижньої вітки, утворюючи завали з дрібних часток, що ускладнює експлуатацію транспортера.

Для центрування ходу обох віток стрічки і запобігання її надмірному поперечному зсуву застосовують різні роликові опори, які забезпечують центрування.

На ведучих ділянках галузей траси стрічкового транспортера встановлюють роликові батареї, які забезпечують плавний перегин стрічки, або барабани, які відхиляють її.

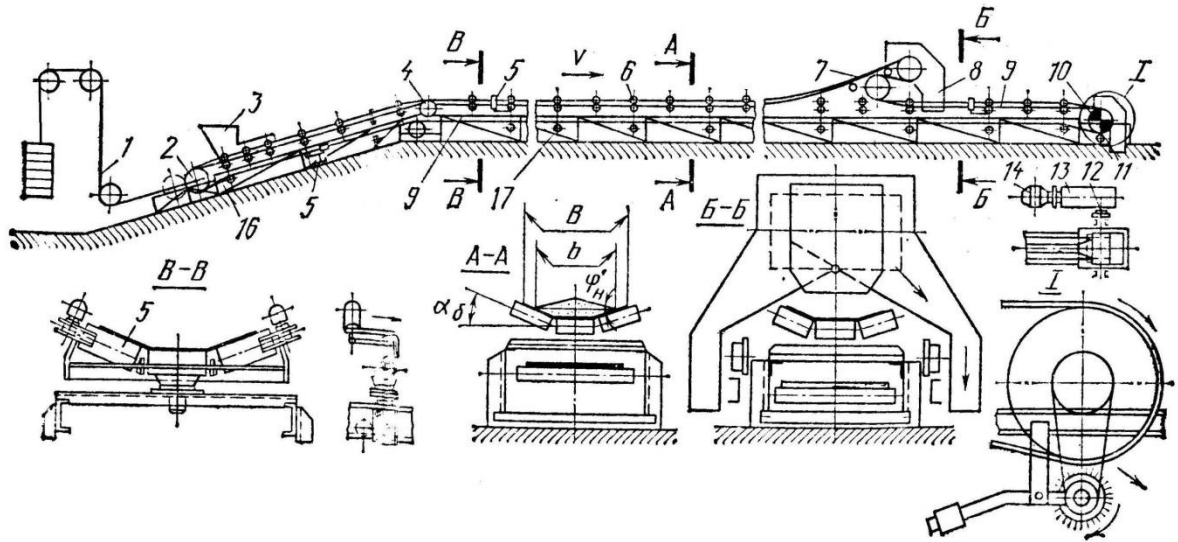


Рисунок. 2.6. Горизонтально-похилий стрічковий конвеєр.

Усі елементи транспортера закріплюються на металевій конструкції 15, яка кріпиться до фундаменту або опорних частин будівлі.

Металоконструкцію з приводом і розвантажувальною коробкою називають привідною станцією. Частина конструкції з натяжним пристроєм і завантажувальним пристроєм складає натяжну станцію. Між цими станціями розташована середня частина транспортера, яка складається з однакових лінійних секцій. Лінійні секції, перехідні ділянки, привідна і натяжна станції з'єднані за допомогою болтів. Зазвичай для сипучих вантажів використовуються багато роликів опор, які формують жолобчасту стрічку.

Ця форма стрічки при однаковій ширині й швидкості дозволяє досягти більш ніж дворазового збільшення продуктивності за рахунок уникнення просипання вантажу.

Двобарабанні скидальні візки призначені для проміжного вивантаження лише сипучих вантажів убік стрічки через патрубки, що відводять. Стационарні плужкові скидачі можна використовувати як для сипучих, так і для штучних вантажів. Відомі конструкції плужкових скидачів на пересувних візках.

Крім зазначених вище елементів, транспортери також оснащуються стопорними пристроями або двобарабанными нормально закритими гальмами. На похилих ділянках траси встановлюється обхоплювач стрічки для випадку її обриву, а також пристроями безпеки та автоматичними пристроями керування.

### **2.3. Гнучкі елементи транспортерів**

Застосування гнучкого тягового елемента в стрічкових транспортерах дозволяє перевозити вантажі з високими швидкостями руху і забезпечує плавний хід та високу продуктивність при невеликому розподіленому навантаженні. Фрикційний привід (гладкий барабан) усуває залежність тягової здатності від подовження стрічки. Конструкція є порівняно простою у виготовленні та експлуатації, має невелику власну масу. Гнучкий тяговий елемент поєднує в одній стрічці функції несучих і тягового елементів, що дозволяє уникнути проблем з шарнірами та іншими швидко зношуваними частинами.

Недоліки стрічкових транспортерів включають складність виготовлення та високу вартість через потребу в дефіцитних матеріалах, таких як каучук, бавовняна і синтетична тканини. Також вони мають невисоку міцність зовнішньої гумової обкладки, яка швидко пошкоджується при транспортуванні важких насипних вантажів. Інші недоліки включають складність з'єднання кінців стрічки, проблеми з поточним ремонтом та очищенням від липких вантажів. Додатково, для нормальної роботи фрикційного приводу потрібний підвищений первісний натяг, і стрічки можуть значно подовжуватися (до 4%) під час роботи, що вимагає великого ходу натяжного пристрою.

Транспортери зі сталеву стрічкою відрізняються від загальних транспортерів наявністю окремих елементів, оскільки сталева стрічка має підвищену твердість. Барабани для цих стрічок мають більший діаметр, а



роликові опори можуть включати диски на одній осі, пружинні ролики та настил без бортів або з бортами.

Для транспортерів із дровтовими стрічками (зображених на рис. 2.7, б), можна використовувати опори з одним горизонтальним роликом. Ці транспортери призначені для транспортування штучних вантажів, що відрізняються своєю нещільністю.

Транспортери з дротяними стрічками призначені для роботи при високих температурах до 1100 °С, тоді як транспортери зі сталевими стрічками, що володіють жаростійкістю, можуть працювати при температурах до 850 °С.

У канатно-стрічкових транспортерах (зображених на рис. 2.7, в), стрічка 5 виконує роль несучого елемента. Вона розташована на двох тягових канатах 6, які підтримуються підтримуючими блоками 7, розташованими вздовж всього транспортера. Стосується стрічково-ланцюгових транспортерів (зображених на рис. 2.7, г), де стрічка 8 поєднана з тяговим ланцюгом 9, стрічка виконує роль бічних частин, які опираються на похилі опорні ролики 10, та тяговий ланцюг підтримується напрямними блоками 11.

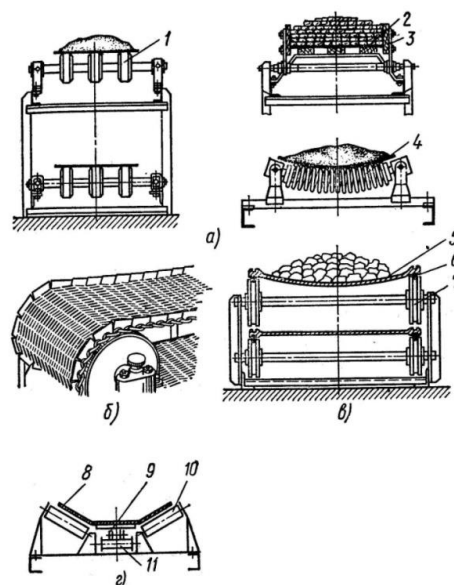


Рисунок 2.7. Елементи опорні транспортерів:

- а) з стрічкою сталевією; б) стрічка дровтяна; в) стрічкових канатних;  
г) ланцюгово-стрічкових.

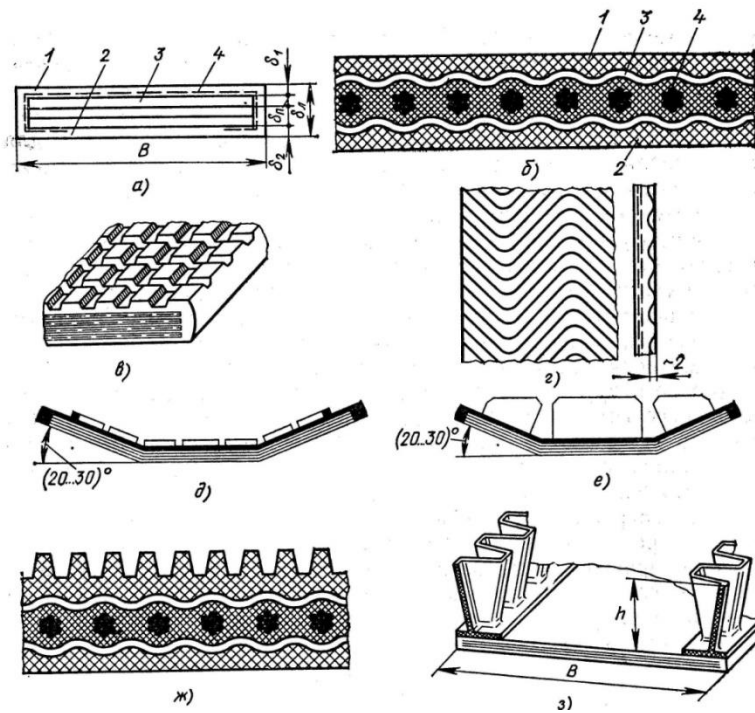


Рисунок 2.8. – Стрічки транспортуючі:

а) прорезинені; б) тросово-резинва; в) з насічкою прямокутною; г) з виступом хвильово-подібним; д) з виступом низьким переривчастим; е) з високим фасовим виступом; ж) з ребрами непереривним; з) з бортом високо-гофрованим.

Гумовотканинні стрічки вітчизняного виробництва мають складну конструкцію з багатьма шарами. Тяговий каркас цих стрічок складається з кількох шарів синтетичної (поліамід, поліефір) або комбінованої (поліефір, бавовна) тканини. Нарізні прокладки 3 (зображені на рис. 2.8, а) розташовані вздовж стрічки і пропитані гумовою сумішшю, після чого вони піддаються вулканізації. Цей процес об'єднує прокладки у єдиний тяговий каркас, який здатний витримувати значні механічні навантаження.

Міцність каркаса стрічки залежить від матеріалу та кількості прокладок. Для захисту від тяжких умов стрічки, їх робочу сторону покривають брекерною тканиною 4, яка може бути також загорнута на борти каркасу. Каркас стрічки зверху, знизу і з торців захищений прокладками з гуми, що дозволяють витримувати зовнішні впливи. Верхня обкладка 1

стрічки, спрямована на вантаж, має збільшену товщину  $\delta_1 < 10$  мм, яка обирається враховуючи властивості транспортованого вантажу. Неробоча поверхня стрічки, яка не контактує з вантажем і покрита шаром гуми товщиною  $\delta_2 = 1...3,5$  мм, опирається на ролики і взаємодіє з приводними та натяжними барабанами. У теплостійких стрічках, верхня частина тягового каркасу під обкладкою має теплоізолюючий шар з азбесту.

Резино-тросові стрічки складаються з резино-металевого сердечника — ряду сталевих дровових канатиків і зовнішніх гумових прокладок. Для забезпечення міцності каркасу використовують тканеві прокладки. Ці стрічки характеризуються високою міцністю і використовуються в піднімальних транспортерах і горизонтальних транспортерах великих довжин до 5000 м і більше. У випадку використання стрічок з менш міцними поліефірно-бавовняними прокладками, максимальна довжина транспортера може бути обмежена до 400 м. Синтетичні стрічки вологостійкі, але при ушкодженні зовнішніх гумових прокладок тяговий каркас швидко піддається руйнуванню. Тому необхідно постійно контролювати стан зовнішніх гумових прокладок, які захищають тяговий каркас від впливу навколишнього середовища. Виявлені порізи і розриви прокладок слід негайно закрити гумовою сумішшю та піддати вулканізації.

Стандарт 20-85 "Стрічки транспортерні гумовотканинні" передбачає випуск стрічок різних типів 1, 2, 3 і 4 з тяговим каркасом із прокладок, які з'єднані гумовими прошарками. Стрічки типу 1 і 2 мають гумові обкладки з робочої і неробочої сторони, а також гумові борти. Стрічка типу 1 додатково може мати під обкладкою рідку брекерну тканину, що підвищує міцність зв'язку з каркасом. Цей тип стрічки призначений для важких умов роботи і транспортування великих кусків вантажів. Стрічка типу 2 розрахована на середні умови експлуатації. Стрічка типу 3 призначена для легких умов і має односторонню гумову прокладку і незахищені гумові борти. Стрічка типу 4 призначена для легких умов експлуатації і може мати одно- або двохпрокладковий каркас з двосторонньою резино-ву прокладкою.

## 2.4. Роликові опори транспортерів

Роликові опори є ключовими компонентами стрічкового транспортера і впливають на термін його служби, енергоефективність і загальну якість роботи. Вимоги до роликів включають зручність у встановленні і експлуатації, довговічність, економічність, мінімальний опір при обертанні і здатність забезпечувати необхідну стабільність та жорсткість для стрічки.

У робочій зоні стрічкових транспортерів, що використовуються для транспортування сипучих вантажів, використовують багатороликові опори. Для переміщення штучних вантажів застосовують прямі опори, які складаються з одного ролика (див. рис. 2.9, а). Найпоширеніші використання отримали трьох-роликові опори (див. рис. 2.9, к). Двох-роликові опори (див. рис. 2.9, б) використовуються в легких пересувних транспортерах, тоді як п'яти-роликові опори (див. рис. 2.9, в) застосовуються в транспортерах зі стрічками великої ширини. Застосування п'яти-роликових опор призводить до збільшення глибини жолоба і поліпшення вписаності стрічки між роликами, через зменшення відносних кутів перегину. Оскільки п'яти-роликові опори мають практично вдвічі більше підшипників у порівнянні з трьох-роликовими, умови експлуатації транспортерів із цими опорами ускладнюються.

Гнучкий каркас сучасних стрічок, який має порівняно невисоку поперечну твердість, дозволяє використовувати трьох-роликові опори з підвищеним кутом нахилу бічних роликів  $\alpha = 30$  та  $36^\circ$ . Це значно збільшує площу поперечного перерізу і підвищує продуктивність транспортера. Нижня частина стрічки переважно має одно-роликові опори, і лише для транспортерів з широкими стрічками може бути застосовано двох-роликові опори.

У транспортерах загального призначення використовуються роликові опори з твердим кріпленням осей (рис. 2.9, а, б). У гірничодобувній

промисловості часто застосовують транспортери з підвісними опорами, які прикріплюють до натягнутого уздовж рами сталевого дровового канату. Гнучкість підвісних опор у поздовжньому напрямку зменшує динамічні навантаження при зіткненні роликів з великими шматками вантажу.

Конструкція підвісних опор складна, і їхні шарніри можуть втрачати рухливість з часом. Опір руху стрічки на таких опорах вище, ніж на опорах з твердими осями. Такі самі недоліки характерні і для підвісних опор із гнучкою віссю зі сталевого каната (рис. 2.9, г).

При кріпленні осей роликів з фасками на кінцях (рис. 2.9, к) вони вставляються в прорізи стійок 5, які мають поперечніки 6 з кутника або швелера. Ці поперечніки кріпляться до рами транспортера за допомогою болтів. Зазвичай всі ролики опори розташовані в одній вертикальній площині. Такий спосіб установки роликів спрощує конструкцію поперечнок зі стійками, але може призводити до ушкодження прокладок стрічки в місцях контакту з торцевими краями ободових частин роликів.

При винесенні горизонтального ролика вперед або назад по ходу руху (рис. 2.9, л), що поліпшує умови перегину стрічки, конструкція поперечки зі стійками стає складнішою. Поки що не отримано переконливого пояснення доцільності установки ролика за межами площини опори, тому існуючі рекомендації мають суперечливий характер. Розв'язання цього завдання вплине на створення раціональної конструкції поперечки. Маса поперечки зі стійками для деяких транспортерів залишається великою, і у середньому вона перевищує масу обертових частин сталевих роликів у трьох-роликовій опорі в 1,2...1,5 рази.

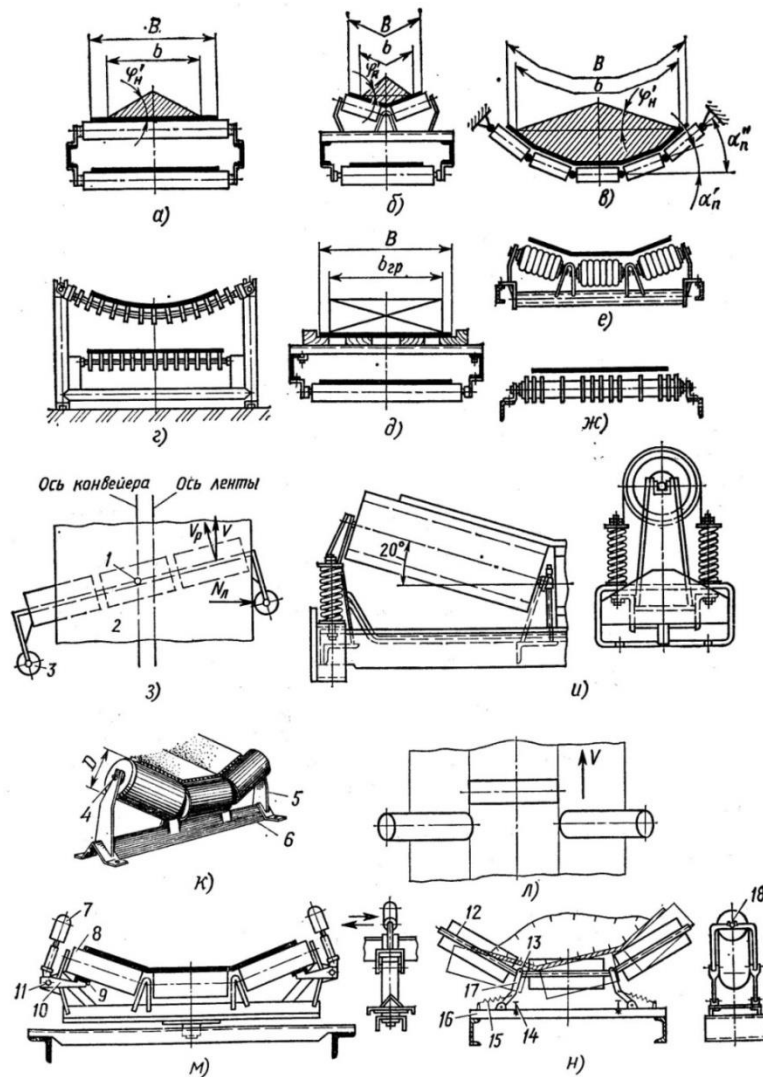


Рисунок 2.9. Роликові опори стрічкових транспортерів:

Останнім часом з'явилися опори з роликами на виносних підшипниках, які мають розширення у верхній частині стійки для установки в широкий паз корпусу підшипника.

Протягом верхньої та нижньої гілок траси встановлюють так звані рядові опори. Спеціальні опори розташовуються лише в окремих місцях транспортера для виконання додаткових функцій. До спеціальних опор належать перехідні опори, які розташовуються біля приводного барабана, центрувальні опори різних типів, опори з підресорюванням для пом'якшення ударів від падаючих шматків вантажу в пункті завантаження, пружинні опори (рис. 2.9, и), опори з гумо-металевих блоків (рис. 2.9, е), а також опори

з ободом з гумових дисків, які служать для очищення стрічки на нижній гілці транспортера (рис. 2.9, ж).

Під час розробки та експлуатації транспортерів особливу увагу слід приділяти центруванню ходу стрічки. Під час роботи транспортера стрічка постійно зміщується в поперечному напрямку через неточне стикування кінців, серповидне витягування, нерівномірну витяжку по ширині та несиметричне розміщення вантажу. На поперечне зміщення значний вплив мають точність монтажу опор та встановлення спеціальних центрувальних пристроїв. Принцип дії однієї з самоцентрувальних опор полягає в тому, що стрічка, зміщена вбік (рис. 3.9, з), повертає всю опору навколо вертикальної осі у напрямку вектора швидкості стрічки з боку її зсуву на певний кут.

Ефект повороту центрувальної опори посилюється при використанні додаткових дефлекторних роликів з вертикальними осями. Коли зміщена стрічка впливає на дефлекторний ролик із зусиллям  $N_L$ , це збільшує момент повороту опори. У результаті стрічка повертається до середини транспортера через різницю вектора швидкості стрічки та окружної швидкості роликів  $VV$  у точках контакту. Дефлекторні ролики в цій системі встановлюють з урахуванням руху стрічки перед опорою. Якщо необхідно реверсувати хід стрічки, дефлекторні ролики або не використовують взагалі, або, закріплюючи на поворотній стійці, поєднують із площиною опори (рис. 2.9, м). Під час впливу стрічки на шарнірно закріплений на стійці опори дефлекторний ролик, його важіль робить невеликий поворот навколо осі шарніра, і фрикційна накладка пригальмовує боковий ролик, викликаючи поворот всієї опори. Останнім часом використовують центрувальні станції з декількома заблокованими опорами, які автоматично включаються від привода із системою стеження.

Цікавими є самоустановлювальні роликоопори. Одна з конструкцій (рис. 3.9, н) складається з вигнутої рамки у формі жолоба 12 з гніздами 18 для осей роликів, яка спирається за допомогою шарнірів 13 на хитні важелі 17 поперечки 16. Важелі навантажені регульованими пружинами 15 для

стійкості та оснащені упорами 14. При поперечному зсуві стрічки та підвищенні тиску на зустрічний бічний ролик вся система повертається і зсувається в площині опори, зберігаючи кути встановлення між осями роликів. Збільшення кута нахилу зустрічного ролика створює зростаючий опір подальшому зсуву стрічки. Таку опору можна використовувати для центрування на горизонтальних криволінійних ділянках транспортерів, що згинаються в площині стрічки, а також при встановленні рами транспортера з різним креном.

## 2.5. Пристрої приводні та їх особливості будови

Стрічкові транспортери оснащені фрикційними приводними пристроями, які передають тягове зусилля і рух стрічці за рахунок сил тертя від приводних барабанів. Фрикційний привід забезпечує високу швидкість руху стрічки та незалежність її роботи від пружного подовження і неминучого витягування. Для запобігання прослизанню (пробуксовуванню) стрічки, необхідно створити в ній попередній натяг.

Розрахунок фрикційного приводу базується на рішенні, отриманому ще Ейлером для непружної гнучкої нитки. Пізніше теорію передачі сили тертя уточнили Н. П. Петров і Н. Е. Жуковський. Обидва вчених незалежно один від одного і майже одночасно досліджували взаємодію блоку з гнучкою ниткою, яка має певну пружність. Ідентичний підхід до розрахунку транспортерної стрічки при обхваті нею приводного барабана (рис. 2.10, а) на дузі з кутом обхвату  $\alpha$  дозволив виявити на ній дві ділянки: дугу пружного ковзання ( $\alpha c$ ) і дугу спокою ( $\alpha p$ ). На дузі пружного ковзання натяг у стрічці змінюється за законом логарифмічної спіралі. Під час обертання барабана будь-який виділений відрізок стрічки скорочується в довжині через зменшення натягу. Це явище називається пружним ковзанням стрічки по барабану і завжди спрямоване в бік більшого натягу як у стані спокою, так і при обертанні в обох напрямках.



На дузі спокою натяг стрічки та її деформація залишаються незмінними. Наявність дуги спокою свідчить про необхідний запас сили зчеплення між стрічкою і барабаном для нормальної роботи привода. Для кожного фрикційного приводу співвідношення між дугами спокою і пружного ковзання повинно бути таким, щоб уникнути пробуксовування стрічки під час запуску транспортера.

Велике збільшення тягового коефіцієнта збільшує кут обхвату, а шляхом установки, яка відхиляє (рис. 2.10, б) і декількох, або двох, привідних барабанів (рис. 2.10, в-д). Такі приводи дозволяють отримувати значний сумарний кут охоплення  $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 \leq 480^\circ$ .

Розташування приводних барабанів впливає не лише на значення кута обхвату  $\alpha$ , але й на надійність роботи привода. На схемах, показаних на рис. 2.10, в, г, стрічка обгинає другий приводний барабан, стикаючись з його ободом своєю робочою поверхнею.

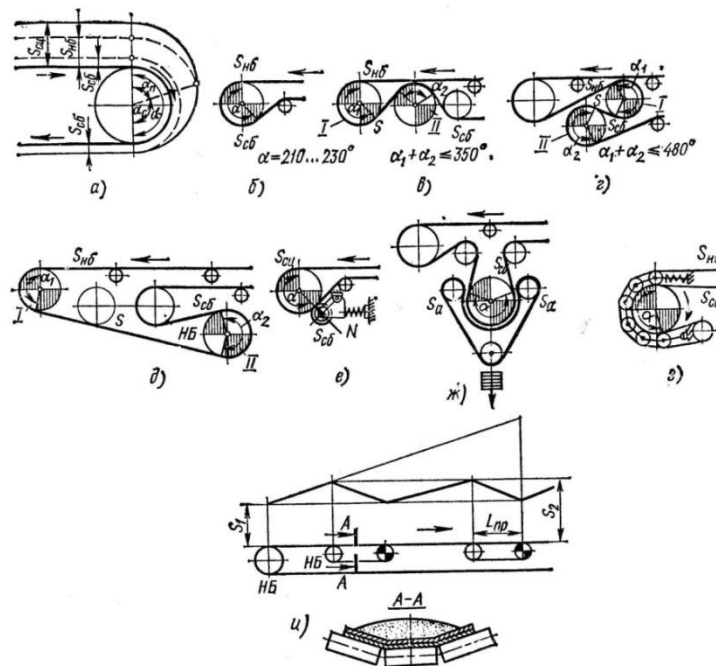


Рисунок 2.10. – Схеми фрикційних приводів стрічкових конвеєрів: а) одн привідний барабан; б) одн привідний і відхилений барабан; в – д) два привідні барабани; е) із роликом притискним; ж) із стрічкою притискною; з) із притискною стрічкою транспортерною (затягується автоматично); і) із приводними проміжними транспортерами.

Незважаючи на обов'язкове очищення цієї поверхні, окремі частинки вантажу можуть потрапляти між стрічкою і барабаном. У результаті може статися забруднення обода, зменшення коефіцієнта зчеплення зі стрічкою та її пробуксовування на обох барабанах. Щоб усунути цей недолік, збільшують відстань між приводними барабанами (рис. 2.10, д) і розташовують другий приводний барабан так, щоб уникнути його контакту з робочою поверхнею стрічки. В окремих випадках (рис. 2.10, г) при встановленні двох приводних барабанів під стрічкою доцільно використовувати третій виносний барабан для розвантаження.

Дво-барабанні приводи мають складну конструкцію та експлуатацію, значні габаритні розмірами, високу вартість й велику масу.

## **2.6. Натяжні пристрої транспортерів**

Натяжні пристрої використовуються для досягнення потрібного мінімального ступеня натягу гнучкого елемента. Цей мінімальний натяг визначається такими факторами, як максимальна сила, що може бути передана фрикційним приводом, величина прогину на ділянках з провисом, динамічні навантаження та інші аспекти.

Натяжні пристрої класифікуються за принципом дії на вантажні, механічні, гідравлічні і пневматичні. За розташуванням в просторі їх поділяють на горизонтальні як показано на рисунках 2.11 а, б, г) і вертикальні як показано на рисунку 2.11 в.

Вантажні пристрої класифікуються залежно від їх розташування на трасі транспортера: деякі розміщуються у хвостовій частині (показано на рисунках 2.11 а, б), а інші встановлюються як проміжні (показано на рисунках 2.11 в, г).

Вантажні натяжні пристрої мають переваги у тому, що вони автоматично компенсують подовження тягового елемента і забезпечують постійний натяг протягом експлуатації.

Один з недоліків вантажних натяжних пристроїв полягає в їхній великій габаритності і складнощях у використанні на пересувних машинах через значну вагу.

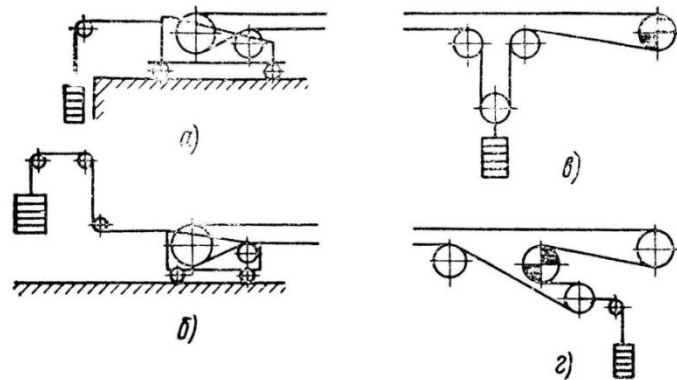


Рисунок 2.11. – Вантажні натяжні пристрої:

а, б - розміщення в хвостовій частині транспортера – горизонтальний;

в, г - вертикальні проміжні та горизонтальні.

Якщо вантажний натяжний пристрій розміщується у хвостовій частині горизонтального транспортера, динамічні навантаження можуть знизити натяг холостої вітці нижче мінімально припустимого рівня  $S_{min}$ . У той же час, якщо пристрій розташований біля привідної головної зірочки, динамічні навантаження під час пуску транспортера не зменшують натяг холостої вітки нижче  $S_{min}$ , оскільки цей рівень визначається масою вантажу пристрою, який знаходиться безпосередньо в зоні  $S_{min}$ . Тому, для ланцюгових транспортерів, доцільніше розміщувати вантажні натяжні пристрої поблизу привода. Це забезпечує стабільність натягу в холостій вітці та під час роботи транспортера.

Розміщення натяжного пристрою біля привода в горизонтальних і похилих транспортерах гарантує мінімальний натяг тягового елемента, що є важливим в порівнянні з іншими варіантами його розташування.

Гвинтові пристрої (як показано на рисунку 2.12 а) використовуються в стрічкових транспортерах невеликої довжини до 60 метрів. Пружинно-

гвинтові пристрої (як показано на рисунку 2.12 б), що включають пружину для гвинта, застосовуються в ланцюгових транспортерах для амортизації випадкових пікових навантажень в ланцюгу, наприклад, при застряганні вантажу між ланцюгом і зірочкою. Ці пристрої дозволяють також компенсувати залишкове подовження ланцюга на початковій стадії експлуатації.

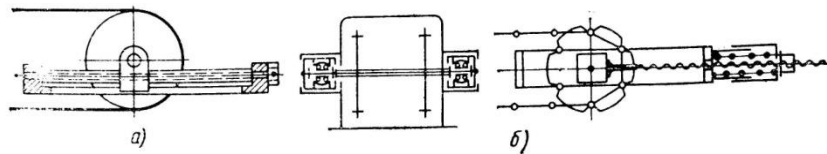


Рисунок 2.12. – Механічні пристрої натягу:

а - гвинтові; б - гвинтово пружинні.

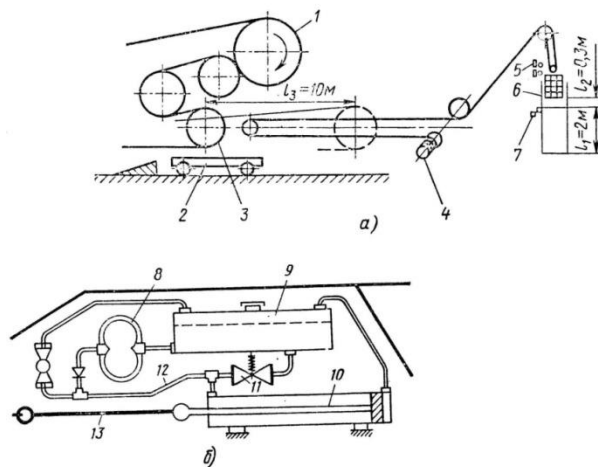


Рисунок 2.13 – Натяжні пристрої автоматичної дії:

а) лебідково-вантажне; б) гідравлічне; 1 - барабан приводний; 2 - візок; 3 - барабан натяжний; 4 - лебідка; 5, 7 - вимикачі кінцеві; 6 - вантаж; 10 - гідроциліндр; 11 - хід вантажу під час пуску транспортера; 12 - хід вантажу, який компенсує витяжку стрічки транспортера; 13 - хід барабана.

Рейковий пристрій подібний до гвинтового, однак замість гвинта використовується рейка, яка взаємодіє з шестернею, що обертається за допомогою рукоятки.

Лебідковий натяжний пристрій працює на тому ж принципі, що й вантажний, але замість вантажу використовується автоматична лебідка, яка забезпечує постійний натяг гнучкого елемента транспортера.

У лебідко-вантажному натяжному пристрої зображеному на рисунку 2.13, а, натяг гнучкого елемента транспортера забезпечується за допомогою натяжного вантажу. Лебідка використовується для автоматичного витягання троса, що піднімає вантаж, якщо стрічка перевищує допустиме залишкове подовження.

На рисунку 2.13, б показана схема гідравлічного натяжного пристрою, який автоматично підтримує заданий натяг транспортерної стрічки. У цій схемі використовується гідроциліндр (позначений як 10), чий шток пов'язаний з рухомим напрямним барабаном транспортерної стрічки. Гідроциліндр через трубопровід (позначений як 12) з'єднаний з шестерневим насосом (позначений як 8), що отримує живлення з резервуара (позначений як 9).

Під час роботи насоса масло через зворотний клапан по трубопроводу 12 надходить в штокову частину гідроциліндра. Поршень гідроциліндра переміщується, приводячи у рух натяжний барабан стрічкового транспортера, поки натяг стрічки не досягне заданого значення, яке визначається тиском, налаштованим на пропускному клапані В. Цей процес забезпечує постійний натяг стрічки під час її роботи.

На насос 8 встановлено окремий двигун. У тяговому канаті 13 вбудовано датчик зусиль, а на одному з підтримувальних роликів стрічки встановлено тахогенератор, який використовується як датчик швидкості руху стрічки. Під час розгону транспортера цей пристрій забезпечує підвищений натяг, необхідний для створення додаткового тягового зусилля. Після завершення розгону датчик швидкості передає сигнал на відповідні

електричні схеми, наприклад, проміжні реле, що призводить до зниження натягу стрічки. Натяг контролюється за допомогою датчика зусиль.

## 2.7. Розрахунок транспортера стрічкового

Вихідні дані для розрахунку стрічкового транспортера:

1. Продуктивність транспортера  $Q=27.7$  кг/с
2. Довжина транспортера стрічкового  $L=15$ м.
3. Висота піднімання вантажу транспортером 3м.
4. Вантаж транспортування – щебінь.

### 2.7.1. Розрахунок конструкційних елементів стрічкового транспортера

Визначення кута нахилу стрічкового транспортера  $\beta$ .

Кут тертя руху визначається за формулою:

$$f_p = tg\gamma_p, \quad (2.1)$$

де  $f_p$  – коеф. тертя руху;

$$f_p = 0,8 \cdot f_0 = 0,8 \cdot 0,74 = 0,592$$

де  $f_0 = 0,74$ ; – коеф. тертя спокою [1].

$0,592 = tg\gamma_p$  з нерівності знаходимо кут  $\gamma_p$ :

$$\gamma_p = arctg 0,592 = 34^\circ \quad (2.2)$$

За умовою, кут нахилу транспортера повинен бути на 4-5 градусів менший, ніж кут тертя вантажу по стрічці при русі. З урахуванням цього, приймається, що кут  $\beta$  дорівнює 30 градусів.

З вибираємо значення для матеріалу щебінь:

Густина  $\rho$ , -  $1100 \text{ кг}/\text{м}^3$  ;

Кут природного нахилу (природного відкосу)  $\varphi_0^0$  в спокої -  $35^\circ$  [1];

Вибір параметрів приводних прогумованих плоских пасів зроблено на користь синтетичних ниток ГА-300, що мають міцність прокладки на основі 300 Н/мм. Це означає, що конвеєрна стрічка буде з поліамідних ниток.

Ширина стрічки  $B$  для транспортера (плоско стрічкового):

$$B = \sqrt{\frac{Q}{0,16 \cdot V \cdot C \cdot \rho \cdot tg\varphi_p}} \quad (2.3)$$

де  $Q$  – продуктивність стрічкового транспортера  $Q = 27,7$  кг/с;

$V$  – швидкість руху стрічки,  $V = 2 \frac{м}{с}$ ; [10];

$C$  – коеф, що враховує вплив кута нахилу стрічки транспортера і ступеня сточення верхнього шару вантажу на продуктивність  $C = 0,85$

$\rho$  - густина щебеню  $1200 \frac{кг}{м^3}$ ;

$\varphi_p$  – кут природного нахилу (природного відкосу) вантажу під час руху.

Кут природного нахилу (природного відкосу) вантажу під час руху:

$$\varphi_p = 0,7 \cdot \varphi_0^0 \quad (2.4)$$

$$\varphi_p = 0,7 \cdot 35 = 24,5^\circ$$

$$B = \sqrt{\frac{27,7}{0,16 \cdot 2 \cdot 0,85 \cdot 1200 \cdot tg24,5^\circ}} = 0,431 м$$

Отже, ширина стрічки транспортера  $B = 500$ мм. Обравши стандартні значення кількості тягових прокладок з урахуванням їх номінальної міцності четвертого типу 55 Н/мм – 4 шт.

Довжина завантажувального пристрою визначається за формулою:

$$l_0 = \frac{V_c^2}{2g(f \cos\beta - \sin\beta)} \quad (2.5)$$

$$l_0 = \frac{2^2}{2 \cdot 9,81(0,592 \cos 20^\circ - \sin 20^\circ)} = 0,95 м$$

де  $V_c$  - швидкість стрічки транспортера,  $V_c = 2 \frac{м}{с}$

$g$  - прискорення вільного падіння,  $g = 9,81 м/с^2$ ;

$\beta$  - кут нахилу стрічкового транспортера,  $\beta = 20^\circ$

З нормальних лінійних розмірів приймаємо:  $l_6 = 950$  мм.

Сили опору руху тягового органу стрічкового транспортера:

а) сила опору  $F_{роз}$

$$F_{роз} = \frac{QV_c^2}{V_c} \quad (2.6)$$

$$F_{роз} = \frac{27,7 \cdot 2^2}{2} = 55,4 \text{ Н}$$

б) сила опору переміщенню стрічки транспортера з вантажем на прямолінійній ділянці:

$$F_n = (q_e + q_m)Lg(K_c \cos\beta + \sin\beta) \quad (2.7)$$

де  $q_e$  - маса щебеню на 1 м довжини стрічкового транспортера, кг/м;

$q_m$  - маса стрічки транспортера довжиною 1 м, кг/м;

$K_c$  – коеф. опору руху стрічки транспортера,  $K_c = 0,1$ ;

$$q_e = \frac{Q}{W} \frac{\text{кг}}{\text{м}}; \quad (2.8)$$

$$q_m = \rho_c \delta B, \frac{\text{кг}}{\text{м}} \quad (2.9)$$

$$q_e = \frac{27,7}{2} = 13,85 \frac{\text{кг}}{\text{м}}; \quad q_m = 1100 \cdot 0,009 \cdot 0,5 = 4,95 \frac{\text{кг}}{\text{м}};$$

де  $\rho_c$  - густина стрічки транспортера,

$\rho_c = 1100 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$  для прогумованих стрічок ;

$\delta$  - товщина стрічки транспортера, м.

$$\delta = \sum \delta_{пр} + \sum \delta_{об}, \text{ мм} \quad (2.10)$$

де  $\sum \delta_{пр}$  - сумарна товщина тягових устілок стрічки.

$$\sum \delta_{пр} = \delta_1 z, \text{ мм} \quad (2.11)$$

$$\sum \delta_{пр} = 1,2 \cdot 4 = 4,8 \text{ мм}$$

де  $\delta_1$  – товщина однієї устілки стрічки,

$$\delta_1 = 1,2 ;$$

$z$  – к-ть устілок,  $z = 4$ .

Сумарна товщина устілок:



$$\sum \delta_{об} = \delta_p + \delta_{нр}, \text{ мм} \quad (2.12)$$

$$\sum \delta_{об} = 3.0 + 1.0 = 4.0 \text{ мм}$$

де  $\delta_p$  і  $\delta_{нр}$  - товщина устілок робочої і неробочої поверхні стрічок транспортера. Для 4 типу стрічки загального призначення  $C=(3.0/1.0)$  – в чисельнику товщини гумової устілки на робочій поверхні стрічки транспортера.

$$\delta = 4.8 + 4 = 8.8 \text{ мм} = 0.0088 \text{ м} = 0.009 \text{ м}$$

$$F_H = (13.85 + 4.95)15.0 \cdot 9.81(0.1 \cdot \cos 20^\circ + \sin 20^\circ) = 354.57 \text{ Н}$$

Довжини, діаметр роликів опорних транспортера і кути їх нахилу (рис.2.14. і рис.2.15)

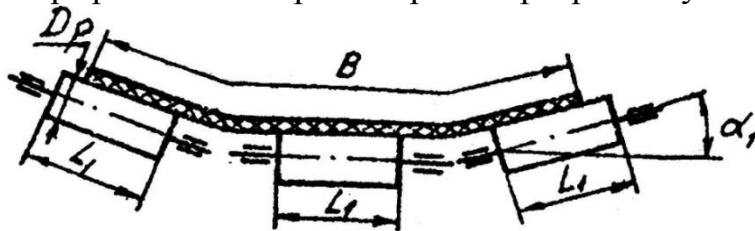


Рисунок 2.14 – Схема роликів опорних транспортера для конвеєрної стрічки.

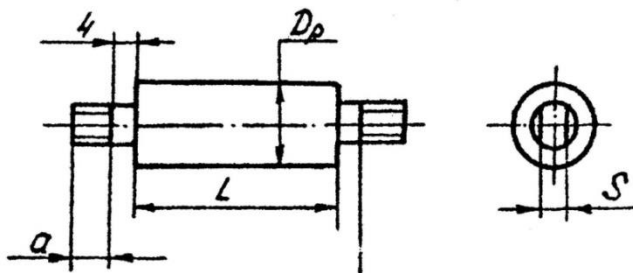


Рисунок 2.15 – Ролик опорний

Тоді:

Ширина стрічки транспортера  $B = 0.5 \text{ м}$ ;

Діаметр ролика транспортера  $D_p = 108 \text{ мм}$ ;

Довжина жолобчастого ролика транспортера  $L_1 = 200 \text{ мм}$ .

Відстань між роликами під робочою поверхнею стрічки транспортера приймають  $l_p = 1.2 \text{ м}$ ; під неробочою віткою у 2 рази більша, тобто  $2.4 \text{ м}$ .

Відстань в місцях завантаження між роликами на транспортері:

$$l_{p3} = 0.5 \cdot l_p \quad (2.13)$$

$$l_{p3} = 0.5 \cdot 1 = 0.5 \text{ м}$$

Відповідно до вибраного з таблиць прийємо гладкий ролик. Ролик Г-108×200-16×14.

Конструктивні розміри роликів:

Г – гладкий ролик транспортера;

Діаметр ролика транспортера  $D_p = 108 \text{ мм}$ ;

Довжина ролика транспортера  $L = 200 \text{ мм}$ ;

Ширина лиски на ролику,  $S = 14 \text{ мм}$ .;

Довжина лиски ролика транспортера  $a = 16 \text{ мм}$ .

Сила опору від переміщення стрічки транспортера на неробочій його ділянці:

$$F_x = q_m L g (K_c \cos \beta - \sin \beta) \quad (2.14)$$

$$F_x = 4.95 \cdot 15.0 \cdot 9.81 (0.1 \cos 20^\circ - \sin 20^\circ) = -180.67 \text{ Н}$$

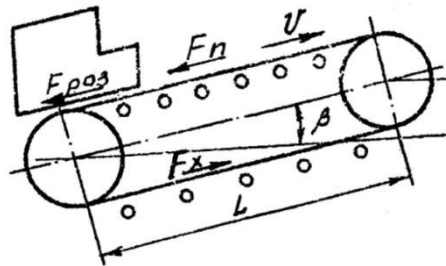


Рисунок 2.16 – Схема сил опору переміщення тягового органу транспортера.

Сила опору під час розвантажування транспортера  $F_p$  :

$$F_p = 2.7 q_v g B; \quad (2.15)$$

$$F_p = 2.7 \cdot 1 \cdot 13.85 \cdot 9.81 \cdot 0.5 = 183.42 \text{ Н}$$

Визначення колової сили на ведучому барабані транспортера:

$$F_t = C_1 (F_{\text{роз}} + F_n + F_x + F_p) \text{ Н} \quad (2.16)$$

де,  $C_1 = 1.3$  Коеф., що враховує опір, який стрічка створює при перегибах на всіх барабанах, окрім головного, і опір її обертанню на цих же барабанах.

$$F_t = 1.3(55.4 + 354.57 + (-180.67) + 183.42) = 412.72 \text{ Н}$$

Методом обходу по контуру визначаємо натяг в перерізі третьої і четвертої активних і другої і першої холостих віток транспортера:

а) для робочої вітки:

$$F_4 = K_0 \frac{F_t e^{fa}}{e^{fa} - 1} \text{ Н} \quad (2.17)$$

де  $K_0$  – коеф. запасу натягу під час натягу вантажем;  $K_0 = 1.0$

$f$  – коеф. тертя зчеплення барабаном (футерований гумою)  $f = 0.5$

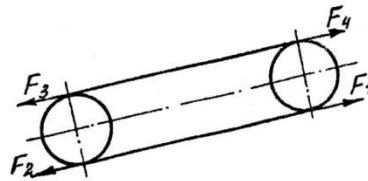


Рисунок 2.17 – Схема сил натягу віток транспортера.

$$F_4 = 1,0 \cdot \frac{412,72 \cdot 2,72^{0,5 \cdot 3,14}}{2,72^{0,5 \cdot 3,14} - 1} = 521,19 \text{ Н;}$$

$$F_3 = F_4 - F_{\text{роз}} - F_{\text{н}}; \text{ Н} \quad (2.18)$$

$$F_3 = 521,19 - 55,4 - 354,57 = 111,22 \text{ Н}$$

б) Неробочої (холостої) вітки транспортера.

$$F_2 = F_3 / C_1 \quad (2.19)$$

$$F_2 = \frac{111,22}{1,3} = 85,553 \text{ Н}$$

$$F_1 = F_2 - F_x, \text{ Н} \quad (2.20)$$

$$F_1 = 85,55 - (-180,67) = 266,22 \text{ Н}$$

Для стаціонарних транспортерів з прогумованою стрічкою, діаметр привідного барабану - це розмір барабану, який забезпечує привід руху стрічки транспортера:

$$D_{\text{пр}} = 120 \cdot Z \text{ мм} \quad (2.21)$$

де,  $Z$  – к-ть тягових устілок стрічки.

$$D_{\text{пр}} = 120 \cdot 5 = 600 \text{ мм.}$$

Привідний барабан на ведучому валу зазвичай фіксується за допомогою шпонок. Натяжний барабан обертається разом із стрічкою. Діаметр привідного і натяжного барабанів однаковий і однаково великий.

Натяг транспортерної стрічки здійснюється при допомозі вантажу.

Тоді потужність двигуна складе:

$$P_{\text{дв}} = K_n \frac{F_t V}{\eta} C_0, \text{Вт.} \quad (2.22)$$

де,  $K_n = 1.1$  коеф, що враховує короткочасне перевантаження;

$\eta = 0.7$  – к.к.д. приводу;

$C_0 = 1.3$  коеф., що враховує втрати на перегін стрічки транспортера і в опорах.

$$P_{\text{дв}} = 1,1 \frac{412,72 \cdot 2}{0,7} 1,3 = 1686,256 \text{Вт} = 1,686 \text{кВт.}$$

Приймаємо двигун серії 4 А 100 L6 :  $P_n = 2,2 \text{кВт}$ ,  $n=1000 \text{ хв}^{-1}$ .

Передавальне число приводу:

$$U = \omega_{\text{дв}} / \omega_{\text{б}} \quad (2.23)$$

де,  $\omega_{\text{дв}}$  – кутова швидкість двигуна;

$\omega_{\text{б}}$  - швидкість кутова барабана.

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n}{30}; \quad (2.24)$$

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{3,14 \cdot 1000}{30} = 104,6 \text{ с}^{-1}$$

$$\omega_{\text{б}} = \frac{2V}{D_{\text{пр}}}; \quad (2.25)$$

$$\omega_{\text{б}} = \frac{2 \cdot 2}{0,55} = 7,27 \text{ с}^{-1}$$

де,  $V$  – швидкість стрічки транспортера, м/с;

$D_{\text{пр}}$  – діаметр привідного вала транспортера, м.

$$U = \frac{104,6}{7,27} = 14,38$$

Ми розробляємо схему транспортера і проводимо розрахунок його основних параметрів.

Вибираємо редуктор конічно-циліндричний КЦ1 - 200,  $U_{ред} = 6.3$ .

Складаємо кінематичну схему приводу стрічкового транспортера:

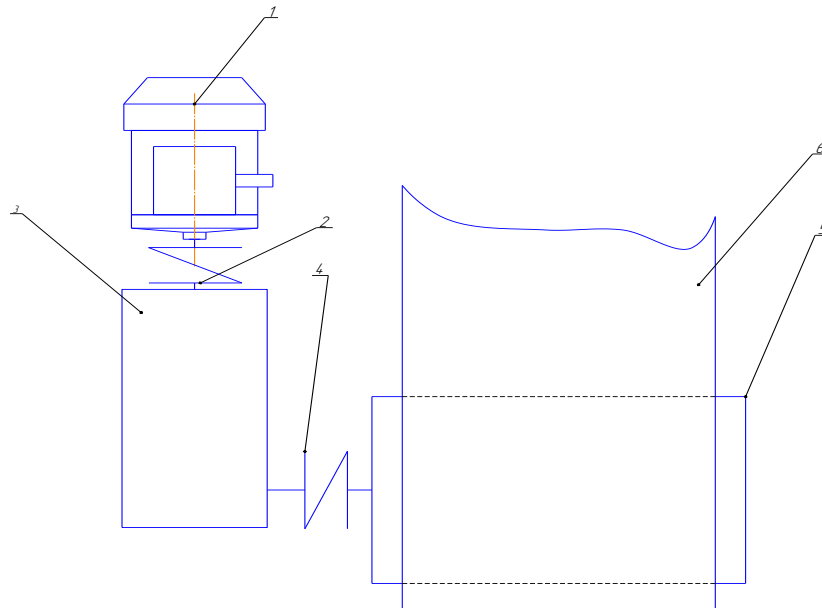


Рисунок 2.18 – Кінематична схема приводу стрічкового транспортера:

1- двигун; 2- фланцева муфта; 3 – редуктор; 4 – фланцева муфта; 5 – стрічка транспортера; 6 - барабан привідний транспортера.

Складаємо кінематичну схему натяжного барабану транспортера.

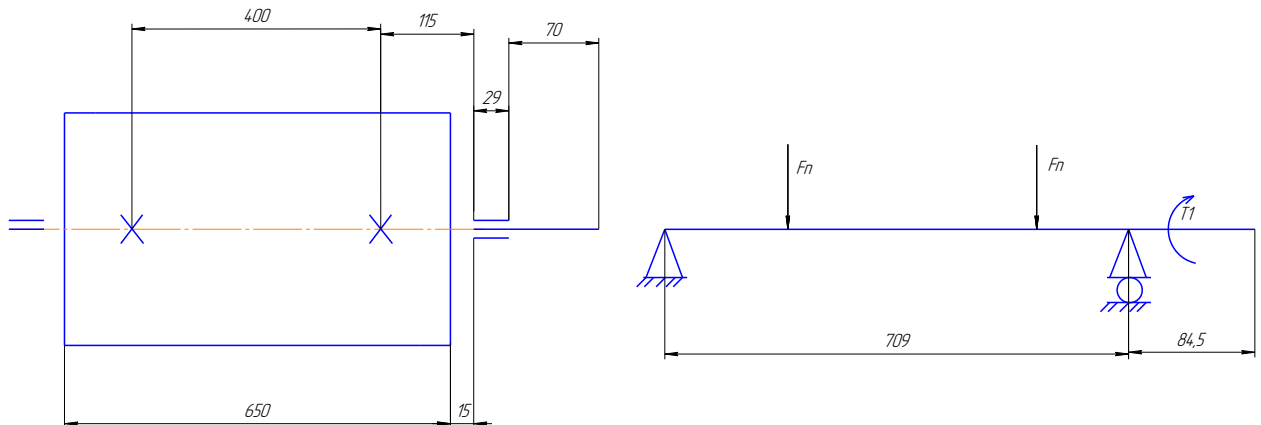


Рисунок 2.19 – Схема натяжного барабану транспортера:

$L = 650$  мм – довжина натяжного барабану транспортера;

$b = 29$  мм - ширина опорних підшипників;

$l_1 = 70$  мм – довжина маточини з'єднувальної муфти;

$\delta = 15$  мм – необхідний зазор;

$L_2$  – відстань між серединами шпонок на валу.

$$L_1 = L + 2\delta + b \quad (2.26)$$

$$L_1 = 650 + 2 \cdot 15 + 29 = 709 \text{ мм}$$

$$L_2 = \frac{b}{2} + l_1 \quad (2.27)$$

$$L_2 = \frac{29}{2} + 70 = 84,5 \text{ мм}$$

$$F_n = 0,5(F_4 + F_1) \quad (2.28)$$

$$F_n = 0,5(521,19 + 266,22) = 393,71 \text{ Н}$$

Розрахунок вала натяжного барабану.

Діаметра вихідного кінця вал визначаємо за формулою:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16T}{\pi[\tau_k]}}; \quad (2.29)$$

де  $[\tau_k]$  –напруження кручення,  $[\tau_k] = 20 \text{ Н/мм}^2$ ;

$T$  – крутний момент; Н·мм.

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 520 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = \sqrt[3]{\frac{8320000}{62,8}} = 50,96 \text{ мм};$$

Приймаємо діаметр 52 мм,

Міцність шпонкових з'єднань. Шпонки призначені з округленим торцем. Матеріал - сталь 45.

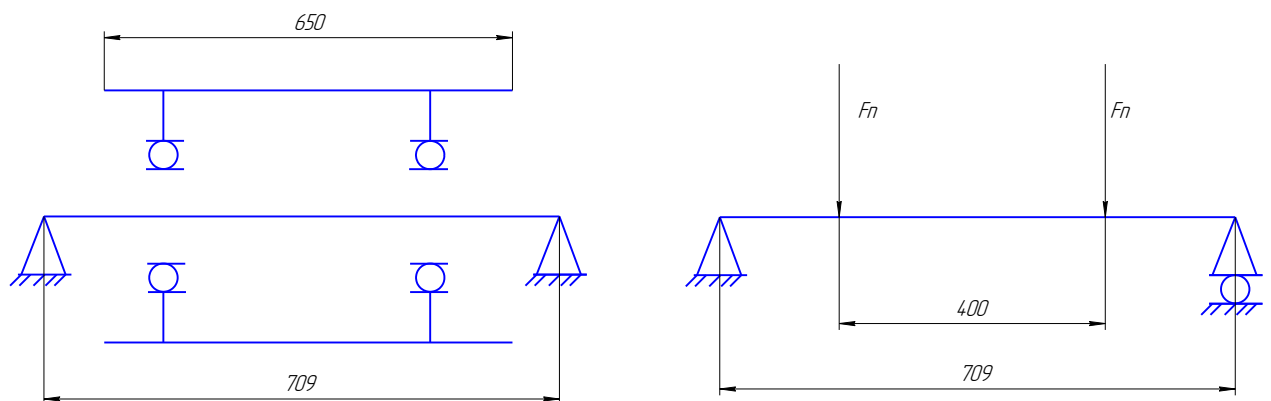


Рисунок 2.20 – Схема натяжного барабану транспортера.

Сила натягу стічки барабаном транспортера:

$$F_n = 0,5(F_2 + F_3) \quad (2.30)$$

$$F_n = 0.5(85.55 + 111.22) = 98.38 \text{ Н.}$$

Сила зворотнього ходу стрічки.

$$F_{3x} = [q_6 L (\sin \beta - K_c \cos \beta) - 2q_m C_2 L K_c \cos \beta] g, \text{ Н.} \quad (2.31)$$

Приймаємо  $C_2=1,4$

$$F_{3x} = [13.85 \cdot 15 (\sin 20 - 0.1 \cdot \cos 20) - 2 \cdot 4.95 \cdot 1.4 \cdot 15 \cdot 0.1 \cos 20] \cdot 9.81 = 313.92 \text{ Н.}$$

Таблиця. 2.1 Характеристики підшипника:

Позначення	d	D	B	r	Вантажопідйомність	
					C	C0
	Розміри підшипника, мм					
46311	55	120	29	3	58.4	34.2

### 2.7.2. Конструювання пружини

Матеріал пружини – сталь вуглецевий дріт II класу.

Для розрахунку приймаємо допустиме напруження [1].

Знаходимо міцність пружини за формулою:

$$\tau = 0,4 \cdot \sigma_6 \leq [\tau], \quad (2.32)$$

$$\tau = 0,4 \cdot 160 = 64 \frac{\text{кгс}}{\text{мм}^2} \approx 640 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \leq 750$$

де,  $\tau$  – міцність пружини.

$\sigma_6$  – межа міцності при відстані не нижче ніж  $160 \text{ кгс/мм}^2$ . [11];

$[\tau] = 750 \text{ Н/мм}^2$  допустиме напруження.

Розраховуємо діаметр дротини з формули:

$$\tau = k \frac{8Pc}{\pi d^2}; \quad (2.33)$$

де,  $P$  - сила розтягуюча пружину  $P = 314 \text{ Н}$ ;

$c$  – індекс пружини  $c = 10$ .

$k$ - коефіцієнт, що враховує вплив кривизни витків і поперечної сили.  $k$  розраховується за формулою:

$$k \approx \frac{4c+2}{4c-3}, \quad (2.34)$$

$$k \approx \frac{4 \cdot 10 + 2}{4 \cdot 10 - 3} = \frac{42}{37} = 1,13.$$

Звідси

$$d \geq \sqrt{\frac{k \cdot 8P \cdot c}{\pi \cdot [\tau]}}; \quad (2.35)$$

$$d \geq \sqrt{\frac{1,13 \cdot 8 \cdot 314 \cdot 10}{3,14 \cdot 640}} = \sqrt{14,125} = 3,75 \text{ мм}$$

Округливши до більшого числа ми отримуємо, що діаметр дротини  $d = 4$  мм. Звідси знаходимо:

$$D_o = cd \quad (2.36)$$

$$D_o = 10 \cdot 4 = 40 \text{ мм}$$

Приймаємо, що пружина має  $n = 17$  витків.

Розраховуємо пружина на жорсткість за формулою:

$$\lambda = \frac{8P \cdot D_o^3 \cdot n}{G \cdot d^4} \quad (2.37)$$

де,  $n$  – число робочих витків пружини витків;

$G = 8,0 \cdot 10^4$  – модуль зсуву для сталі.

$$\lambda = \frac{8 \cdot 314 \cdot 40^3 \cdot 17}{8,0 \cdot 10^4 \cdot 4^4} = 133,45$$

Знаходимо  $H_o$  ненагружену пружину (разом з зачепами)

$$H_o = nd + D_o \quad (2.38)$$

$$H_o = 17 \cdot 4 + 40 = 108 \text{ мм}$$

Розраховуємо довжину  $l_o$  заготовки дротини для пружини:

$$l_o = \frac{\pi \cdot D_o \cdot n}{\cos \alpha} + l_{np} \quad (2.39)$$

де  $l_{np}$  - довжина причепів:

$$l_{np} = 2\pi D \quad (2.40)$$

$$l_{np} = 2 \cdot 3,14 \cdot 40 = 251,2 \text{ мм}$$



$\alpha$  - кут підйому витка пружини в середньому приймають від 6-9°.

Приймаємо  $\alpha = 9^\circ$ .

$$l_0 = \frac{3,14 \cdot 40 \cdot 17}{\cos 9} + 251,2 = 2413 \text{ мм}$$

### 2.7.3. Перевірка міцності елементів конструкції

Під час розрахунку на міцність елементу конструкції L - подібного важеля (рис.2.21) будемо трактувати, як балку у вигляді консолі при зосередженому кінці консолі. Проведемо перевірочний розрахунок на міцність елемента конструкції при згині, трактуючи його як балку з одним зосередженим навантаженням кінцем (консольним).

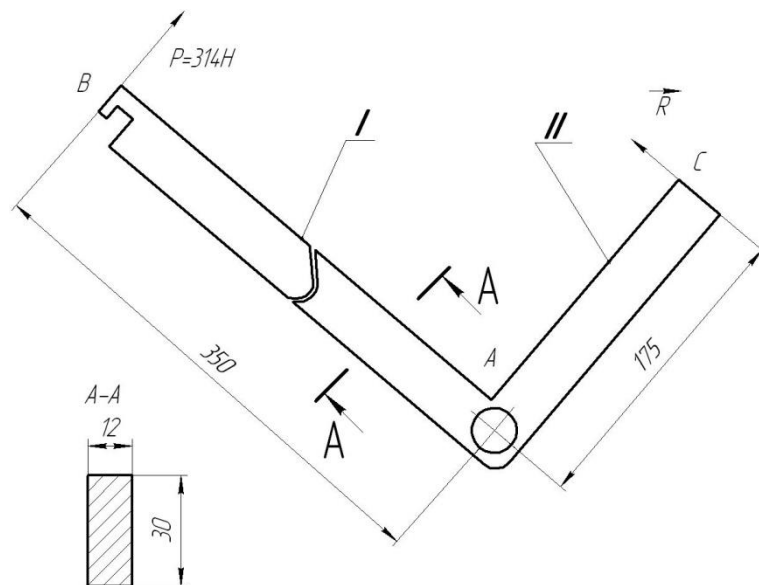
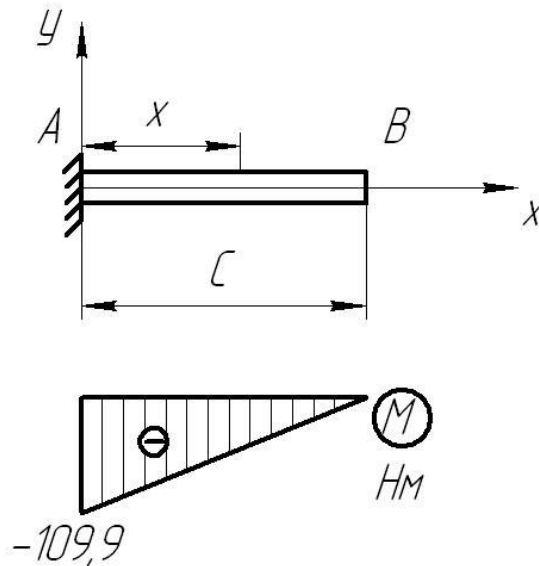


Рисунок 2.21 – L- подібний важіль.

Максимальне нормальне напруження при згині :

$$G = \frac{|M_{max}|}{W_x} \leq [G] \quad (2.41)$$

Рисунок 2.22 – Епюра згинаючого моменту елементу *I*.

Згинаючий момент:

$$M_x = -P(l - x) \quad (2.42)$$

При  $x=0$   $M_A = -P(l - l) = 0$

$$x=l \quad M_B = -P \cdot l = -314\text{Н} \cdot 0,35\text{м} = -109,9 \text{ Нм (рис.3.22)}$$

Будуємо епюру згинаючих моментів  $l = 350\text{мм} = 0,35\text{м}$

Момент опору поперечного перерізу:

$$W_x = \frac{bh^2}{6} \quad (2.43)$$

$$W_{x1} = \frac{0,012 \cdot 0,030^2}{6} = 1,8 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$$

Згинальний момент:  $|M_{max}| = 109,9 \text{ Нм}$

Нормальне напруження:

$$\sigma_{max} = \frac{109,9}{1,8 \cdot 10^{-6}} = 61,055 \text{ МПа}$$

Отже  $\sigma_{max} = 61,055 \text{ МПа}$

Допстиме нормальне напруження під час згину для пластичних матеріалів:

$$[\sigma] = \sigma_T / [n], \quad (2.44)$$

де,  $\sigma_T$  - межа текучості матеріалу при розтязі;

$[n]$  – допустими коеф. запасу міцності,  $[n] = 1,4 \dots 1,6$

Приймаємо  $[n] = 1,5$

Для пластичного матеріалу, з якого виготовляється конструктивний елемент **I** (сталь 45), межа текучості при розтязі:  $G_T = 360 \text{ МПа}$  [1]

Тоді допустиме нормальне напруження для сталі 45 при згині:

$$[G] = \frac{360}{1,5} = 240 \text{ МПа.}$$

З умови міцності видно, що  $G_{\max I} = 61,055 \text{ МПа} \leq [G] = 240 \text{ МПа}$ .

Отже, умова міцності для довшої частини **L** – подібного важеля **I** виконується (рис.2.21).

Для визначення зусилля  $R$ , що діє на частину **II** **L** – подібного важеля складемо рівняння моментів моментів сил відносно точки **A** (рис.2.21):

$$\Sigma M_{iA} = 0, -P \cdot 0,35 + R \cdot 0,175 = 0 \quad (2.45)$$

Тоді

$$R = \frac{P \cdot 0,35}{0,175} \quad (2.46)$$

$$R = \frac{314 \cdot 0,35}{0,175} = 628 \text{ Н}$$

Модуль максимального згинаючого моменту, що діє на частину **II** **L** – подібного важеля(рис.2.21).

$$|M_{\max}| = R \cdot l_1 \quad (2.47)$$

$$|M_{\max}| = 628 \cdot 0,175 = 109,9 \text{ Нм}$$

$l_1 = 0,175 \text{ м}$  - довжина другої частинки **L**- подібного важеля.

Отже, на частині **I** і **II** **L** – подібного важеля діють однакові згинаючі моменти  $|M_{\max}| = 109,9 \text{ Нм}$ .

Моменти опору поперечного перерізу частин **I** і **II** однакові:

$$W_{xI} = W_{xII} = \frac{bh^2}{6} \quad (2.48)$$

$$W_{xI} = W_{xII} = 4,05 \cdot 10^6 \text{ м}^3$$

в частині **II** **L** – подібного важеля виникає таке саме максимальне нормальне напруження  $G_{\max}$ , як і в частині **I**:

$$G_{\max I} = G_{\max II} = 61,055 \text{ МПа.}$$

Тому умова міцності при згині для частини II також виконується

$$G_{\max II} = 61,055 \text{ МПа} \leq [G] = 240 \text{ МПа.}$$

Проведемо перевірку міцності при стиску елемента конструкції кронштейна 13 (01.37.93/к-с.09.03.000. СК).

Умова міцності при розтягу статистично має вигляд:

$$G = R/F \leq [G], \quad (2.49)$$

де  $R = 628 \text{ Н}$

Площа перерізу

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \quad (2.50)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot 0,016^2}{4} = 2,01 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$G = \frac{628}{2,01 \cdot 10^{-4}} = 312,44 \cdot 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 3,1244 \cdot 10^6 \text{ Па} = 3,1244 \text{ МПа,}$$

Допустиме напруження  $[G] = 240 \text{ МПа}$ .

Легко помітити, що умова міцності виконується із значним запасом:

$$G = 3,1244 \text{ МПа} \leq [G] = 240 \text{ МПа.}$$

Перевіримо міцність деталі талреп за послабленим перерізом (рис.2.23).

При розтязі:

Площа послабленого перерізу талрепа :

$$F = \pi R^2 - \pi r^2 - 2(R - r) \cdot 0,010 \quad (2.51)$$

де,  $R = 15 \text{ мм} = 0,015 \text{ м}$ ;

$r = 12 \text{ мм} = 0,012 \text{ м}$ .

$$F = 3,14 \cdot 0,015^2 - 3,14 \cdot 0,012^2 - 2(0,015 - 0,012) \cdot 0,010 = 1,943 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

$$G = \frac{P}{F} \quad (2.52)$$

$$G = \frac{314}{1,943 \cdot 10^{-4}} = 1,616 \cdot 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 1,616 \text{ МПа}$$

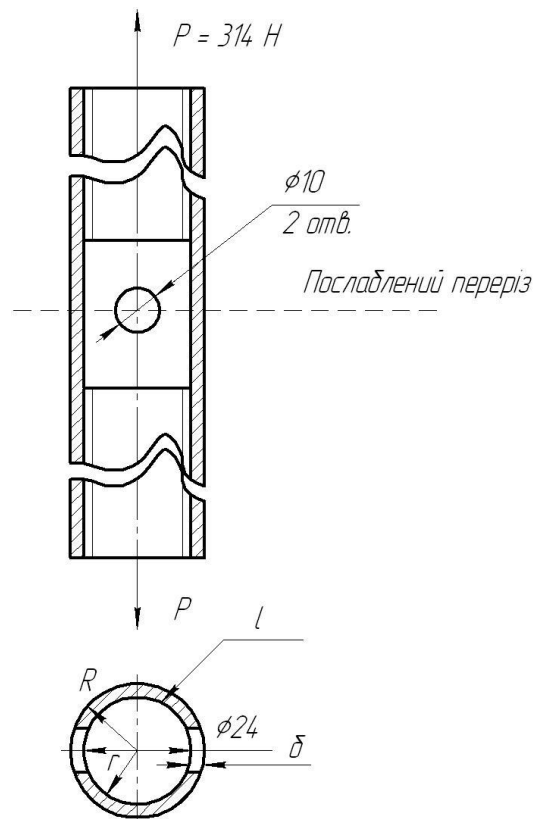


Рисунок 2.23. Загальний вигляд талрепа.

Перевіримо чи виконується умова міцності при розтягу – стиску для талрепа в послабленому перерізі:

$$G = \frac{P}{F} \leq [G] \quad (2.53)$$

$$G = 1,616 \text{ МПа} \leq [G] = 240 \text{ МПа.}$$

Отже, умова міцності виконується із значним запасом.

Проведемо перевірку міцності на зріз зажиму.

Умова міцності на зріз має вигляд:

$$\tau_{зр} = \frac{P}{F_{зр}} \leq [\tau_{зр}] \quad (2.54)$$

де,  $\tau_{зр}$  – розрахункове напруження зрізу;

$P$  – загальне навантаження з'єднання,  $P = 314 \text{ Н}$

$F_{зр}$  – площа зрізу з'єднувальної деталі,

$$F_{зр} = 2 \frac{\pi d^2}{4} \quad (2.55)$$

$$d = 12 \text{ мм} = 0,012 \text{ м};$$

$[\tau_{зр}]$  – допустиме дотичне напруження на зріз,

$$[\tau_{зр}] = 0,5 \dots 0,6[G] \quad (2.56)$$

де,  $[G] = 240 \text{ МПа}$  - допустиме напруження при розтягу для сталі 45.

$$\text{Прийmemo } [\tau_{зр}] = 0,6[G] = 0,6 \cdot 240 \text{ МПа} = 144 \text{ МПа.}$$

Зрізу зажиму відбувається по двох площинах, тому площа зрізу:

$$F_{зр} = 2 \cdot \frac{3,14 \cdot 0,012^2}{4} = 2,261 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Розрахункове напруження зрізу:

$$\tau_{зр} = \frac{314}{2,261 \cdot 10^{-4}} = 1,388 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 1,388 \text{ МПа}$$

За умовою міцності на зріз:

$$\tau_{зр} = 1,388 \text{ МПа} \leq [\tau_{зр}] = 144 \text{ МПа.}$$

Отже, умова міцності на зріз зажиму виконується із значним запасом.

Проведемо перевірку міцності зажиму на зминання.

Умова міцності на зминання має вигляд:

$$G_{зм} = \frac{P}{F_{зм}} \leq [G_{зм}] \quad (2.57)$$

де,  $G_{зм}$  - нормальне напруження зминання,

$P$  - навантаження на з'єднувану деталь,  $P = 314 \text{ Н}$

$F_{зм}$  – розрахункова площа зминання;

$[G_{зм}]$  - допустиме напруження на зминання,  $[G_{зм}] = [G] = 240 \text{ МПа}$

Площа зминання (01.37.93/к-с.09.03.011.).

$$F_{зм} = 2 \cdot 0,012 \cdot 0,008 = 1,92 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Береться коефіцієнт 2, оскільки зминання йде по двох частинах зажиму.

Напруження зминання:

$$G_{зм} = \frac{314}{1,92 \cdot 10^{-4}} = 163,5 \cdot 10^4 \text{ Па} = 1,635 \text{ МПа}$$

За умовою міцності на зминання:

$$G_{зм} = 1,635 \text{ МПа} \leq [G_{зм}] = 240 \text{ МПа.}$$

Отже, умова міцності зажиму зминання виконується із значним запасом.

Поведемо перевірку міцності на зріз осі талрепа

$$\tau_{зр} = \frac{P}{F_{зр}} \leq [\tau_{зр}] \quad (2.58)$$

де,  $\tau_{зр}$  – розрахункове напруження зрізу;

$P$  – загальне навантаження з'єднання,  $P = 314 \text{ Н}$

$F_{зр}$  – площа зрізу з'єднувальної деталі,

$$F_{зр} = \frac{\pi d^2}{4} \quad (2.59)$$

$d = 30 \text{ мм} = 0,030 \text{ м};$

Зрізу осі талрепа відбувається по двох площинах, тому площа зрізу:

$$F_{зр} = \frac{3,14 \cdot 0,030^2}{4} = 7,065 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

Розрахункове напруження зрізу:

$$\tau_{зр} = \frac{314}{7,065 \cdot 10^{-4}} = 44,4 \cdot 10^4 \frac{\text{Н}}{\text{м}^2} = 0,44 \text{ МПа}$$

За умовою міцності на зріз:

$$\tau_{зр} = 0,44 \text{ МПа} \leq [\tau_{зр}] = 144 \text{ МПа.}$$

Отже, міцність всіх елементів конструкції забезпечена.

### **3. ОХОРОНА ПРАЦІ**

#### **3.1 Правила техніки безпеки під час експлуатації стрічкового транспортера**

Транспортери, або конвеєри, є основними засобами комплексної механізації і автоматизації транспортних, навантажувально-розвантажувальних робіт. У технологічних процесах для транспортування сировини і інших вантажів застосовуються стаціонарні і пересувні транспортери різних типів і конструкцій: підвісні, горизонтальні, похилі, пластинчасті, ланцюгові, стрічкові, скребкові, роликові, ковшові, гвинтові, вібраційні та інші. Для запобігання травмуванню людей рухомі частини транспортерів (привідні та натяжні пристрої, вимикаючі барабани, опорні та підтримуючі стрічку ролики, пасові й інші рухомі елементи передач, шківни, муфти, кінці валів і тому подібне) в зонах робочих місць, до яких можливий доступ обслуговуючого персоналу і осіб, що працюють поблизу і можуть опинитися біля конвеєра, повинні бути огорожені металевими кожухами або сіткою. Тягарі вертикальних натяжних станцій повинні огорожуватись на висоту не менше 2 м від підлоги.

Для обслуговування транспортерів допускаються особи, які пройшли навчання (відповідний інструктаж) з охорони праці. Перед пуском транспортера в роботу необхідно провести його зовнішній огляд, перевірити кріплення всіх частин, наявність заземлення, справність електрообладнання. Провести пробний холостий запуск без завантаження. Перевірити, чи спрацьовують кінцеві вимикачі. Впевнившись, що транспортер працює справно, можна приступати до його експлуатації.

Усунення виявлених недоліків, регулювання і налагодження вузлів, натяг ланцюгів і стрічки, змащення поверхонь, що труться, та очищення транспортера необхідно проводити при його повній зупинці, вимкненому електродвигуні і заблокованій проти можливості вмикання пускової кнопки. При виконанні цих робіт необхідно повісити на пусковому пристрої плакат: "Не вмикати - працюють люди!".



Органи управління (рукоятки, кнопки та інше) встановлюють в місцях, які забезпечують добрий нагляд за конвеєром під час його роботи. Транспортери обладнуються звуковою та світловою сигналізацією (сирена, дзвінок, світильники), що попереджує про їх запуск або про аварійну ситуацію.

Транспортери в головній і хвостовій частинах повинні бути обладнані аварійними кнопками "Стоп" для миттєвої їх зупинки. Транспортери, що погано проглядаються по всій довжині, в місцях підвищеної небезпеки, у разі необхідності, додатково обладнуються кнопками "Стоп" (зі сторони проходу). Кнопки "Стоп" також встановлюються при великій довжині транспортера через кожні 10 м і фарбуються в червоний колір.

Конструкція транспортера повинна виключати можливість падіння, зміни положення або сповзання вантажів, що транспортуються; це стосується транспортерів будь-якого типу та конструкції.

Транспортери, призначені для транспортування вантажів, які виділяють пил, пару або газу, повинні обладнуватися аспіраційними системами або витяжною вентиляцією для видалення цих шкідливих речовин. А ті, що призначені для транспортування вологих або липких вантажів, повинні бути закриті кожухами або щитами в місцях, де можливе бризкоутворення, і мати пристрої для очищення від налипання бруду на транспортну стрічку, привідні, кільцеві та направляючі барабани. Пробуксовування стрічки по привідному барабану не допускається. У випадку його виникнення, воно повинно бути ліквідоване способами, передбаченими конструкцією транспортера (збільшенням натягу стрічки, збільшенням тиску пружинного ролика і т. п.).

Робота стаціонарних стрічкових транспортерів без пристроїв, що контролюють швидкість, не допускається. При послабленні натягу стрічки забороняється змащувати привідні барабани в'язкими речовинами (смола, каніфоль і т. п.). Відстань від нижньої стрічки конвеєра до підлоги повинна бути не менше 0,15 м.

Швидкість руху стрічки транспортера при ручному розвантаженні штучного вантажу повинна бути не більша:

- 0,5 м/с - якщо маса вантажу не перевищує 5,0 кг;

- 0,3 м/с - якщо маса найбільшого вантажу перевищує 5,0 кг. При автоматичному завантаженні і розвантаженні поштучного або сипкого вантажу швидкість може бути до 1 м/с.

На транспортерах, які входять до автоматизованих транспортних або технологічних систем, повинні бути передбачені пристрої для автоматичної їх зупинки у разі виникнення аварійної ситуації.

У схемі управління транспортера також повинно передбачатися блокування, яке виключає можливість повторного його включення до ліквідації аварійної ситуації.

На технологічних лініях, які складаються із декількох транспортерів або конвеєрів, які послідовно встановлені і одночасно працюють разом з іншими машинами (живильниками, норіями, дробарками і т. п.), приводи транспортерів і всіх машин повинні бути заблоковані так, щоб у випадку раптової зупинки якоїсь з машин або конвеєра попередні транспортери або машини автоматично зупинялись, а наступні продовжували працювати до повного сходу з них вантажу. Транспортери з багатьма приводами повинні мати гальмові пристрої на кожному приводі.

Транспортери, крім підвісних, слід монтувати так, щоб відстань по вертикалі від верхніх виступаючих частин транспортера або вантажу, що транспортується, до нижніх поверхонь виступаючих будівельних конструкцій (комунікаційних систем) була не менше 0,6 м.

Для стаціонарних транспортерів повинна бути передбачена можливість механізованого або ручного прибирання підлоги від бруду або вантажу, що розсипався (зачистка) без їх зупинки.

Для обслуговування і ремонту транспортерів повинні передбачатися проходи.

Ширина проходів повинна бути не менше:

- 0,7 м - для транспортера, що обслуговується з одного боку;

- 1,0 м - для пластинчастого транспортера, що обслуговується з двох боків;

- 1,0 м - між паралельно встановленими транспортерами;
- 1,2 м - між паралельно встановленими пластинчастими транспортерами, що обслуговуються з двох боків;

Для монтажу і ремонту стаціонарних транспортерів мінімальна ширина проходів у виробничих приміщеннях повинна бути не менша 0,7 м; висота проходів - 2,2 м, і 1,8 м - для транспортерів, встановлених в галереях, тунелях і на естакадах.

За необхідності, для переходу через транспортери, що мають довжину понад 20 м, в зручних місцях траси обладнують перехідні містки з площадками, шириною не менше 0,7 м, що мають поручні висотою не менше 1 м. Східці містків роблять з нахилом до горизонту не більше 45°. На ділянках транспортерів, огляд яких проводять не частіше 1 разу за зміну, допускається встановлювати містки з вертикальними сходами, шириною не менше 0,6 м. Настили містків і площадок повинні бути суцільними і неслизькими. Містки через транспортери повинні розміщатися на відстані один від одного не більше 50 м у виробничих приміщеннях і 100 м у галереях та на естакадах.

### **3.2. Організаційно-технологічні рекомендації стосовно безпечного перебігу виробничого процесу. Розрахунок захисного заземлення стрічкового транспортера**

Умова. Заземленню підлягає обладнання її струмо-провідними частинами промислової електричної мережі з напругою 6/0,4 кВ, 50 Гц. Грунт - суглинок. Виміри проводились при сухому ґрунті,  $\rho_{вим} = 100 \text{ Ом} \cdot \text{м}$ . Довжина кабельної лінії – 8 км, довжина повітряної лінії – 20 км.

Заземлювальний контур - прямокутник з розмірами 20x30 м. Для вертикальних стрижнів беруть кутикову сталь розміром 40x40 мм, довжиною 2.5 м, глибиною 0,75 м. За з'єднувальну смугу - стальну шину з перетином 40x4 мм. Природні заземлювачі з опором розтіканню струму 17 Ом.

1. Визначаємо величину струму на землю у мережі понад 1000 В дорівнює

$$I_3 = \frac{U}{350} (35l_k + l_n) \quad (3.1)$$

$$I_3 = \frac{6000(35 \cdot 8 + 20)}{350} = 5 \text{ A}$$

Припустимо, що

$$10 \text{ Ом} \leq R_3 \leq \frac{125}{I_3} \quad (3.2)$$

$$10 \text{ Ом} \leq R_3 = \frac{125}{5} = 25 \text{ Ом}$$

Опір заземлення  $R_3 = 10 \text{ Ом}$ .

2. Розраховуємо питомий опір ґрунту:

$$\rho = \rho_{\text{вим}} \cdot \Psi \quad (3.3)$$

$$\rho = 100 \cdot 1,4 = 140 \text{ Ом} \cdot \text{м}$$

Коефіцієнт сезонності вибираємо із [3]  $\Psi = 1,4$

3. Визначаємо опір природнього заземлювача  $R_n = 17 \text{ Ом}$ .

4. Визначаємо опір штучного заземлювача.

$$R_v = \frac{R_n R_{\zeta}}{R_n - R_{\zeta}} \quad (3.4)$$

$$R_{\zeta} = \frac{17 \cdot 10}{17 - 10} = 24,3 \text{ Ом}$$

5. Визначаємо опір одиничного заземлювача

$$R_a = 0,366 \frac{\rho}{l_a} \left( \lg \frac{2l_a}{d} + \frac{1}{2} \lg \frac{4t_a + l_a}{4t_a - l_a} \right) \quad (3.5)$$

$$R_a = 0,366 \frac{140}{2,5} \left( \lg \frac{2 \cdot 2,5}{0,038} + \frac{1}{2} \lg \frac{4 \cdot 2 + 2,5}{4 \cdot 2 - 2,5} \right) = 46,4 \text{ Ом}$$

Діаметр стрижня:

$$d = 0,95b = 0,95 \cdot 40 = 0,038 \text{ м}$$

6. Приблизна кількість стрижнів.

$$n' = \frac{R_a}{R_v} \quad (3.6)$$

$$n' = \frac{46,4}{23,3} \approx 2$$

Виходячи з розмірів контуру

$$n' = P / a \quad (3.7)$$

$$n' = 1000 / 2.5 = 40$$

Де  $P$  – периметр прямокутника, м;

$a$  - відстань між стрижнями, м.

Приймаємо що кількість стрижнів дорівнює 40шт.

7. За таблицею 4 коефіцієнт використання вертикальних стрижнів  $n_a = 0,41$ .

8. Розрахунковий опір розтікання струму при прийнятій кількості стрижнів

$$R_{розв} = \frac{R_6}{n' \cdot \eta_6} \quad (3.8)$$

$$R_{розв} = \frac{46,4}{40 \cdot 0,41} = 2,58 \text{ Ом}$$

9. Розрахунковий опір розтікання струму у з'єднувальній смузі

$$R_r = 0,366 \frac{\rho}{l_r} \lg \frac{2l_r^2}{t \cdot b} \quad (3.9)$$

$$R_r = 0,366 \frac{140}{100} \lg \frac{2 \cdot 100^2}{0,77 \cdot 0,04} = 2,97 \text{ Ом}$$

10. Розрахунковий опір розтіканню струму у з'єднувальній смузі із врахуванням коефіцієнта екранування

$$R_{розr} = \frac{R_r}{n_c \cdot \eta_c} \quad (3.10)$$

$$R_{розr} = \frac{2,97}{1 \cdot 0,19} = 120,89 \text{ Ом}$$

За [3] коефіцієнт використання смуги  $\eta_c = 0,19$ .

11. Еквівалентний опір розтікання струму групового заземлювача

$$R = \frac{1}{\frac{1}{R_{розв}} + \frac{1}{R_{розr}}} \quad (3.11)$$

$$R = \frac{1}{\frac{1}{2,58} + \frac{1}{120,89}} = 2,18 \text{ Ом}$$

12. Опір розтікання струму групового заземлювача  $R$  набагато менший, ніж 10 Ом, тому зменшуємо кількість стрижнів до 20 шт. Робимо перерахунок.

13. Розрахунковий опір розтікання струму при прийнятій кількості стрижнів

$$R_{розв} = \frac{R_g}{n' \cdot \eta_g} \quad (3.12)$$

$$R_{розв} = \frac{46,4}{20 \cdot 0,41} = 8,59 \text{ Ом}$$

14. Еквівалентний опір розтікання струму групового заземлювача

$$R = \frac{1}{\frac{1}{R_{розв}} + \frac{1}{R_{розг}}} \quad (3.13)$$

$$R = \frac{1}{\frac{1}{8,59} + \frac{1}{120,89}} = 8,1 \text{ Ом}$$

Опір не більший від максимально допустимого, тому можна вважати, що кількість вертикальних заземлювачів та з'єднувальна смуга вибрані правильно.

#### 4. ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ВПРОВАДЖЕННЯ У ВИРОБНИЦТВО

Проведемо розрахунок економічної ефективності від вдосконалення барабану транспортера стрічкового профутурованого гумовою стрічкою.

Визначаємо затрати праці на одиницю роботи, люд-год./ т:

$$T = \frac{\sum n_i}{W_r}; \quad (4.1)$$

де  $n_i$  – кількість операторів,  $n_i = 2$ ;

$W_r$  – продуктивність транспортера за годину змінного часу, т/год.

Тоді, для базової машини:

$$T_c = \frac{2,0}{98} = 0,0204;$$

для вдосконаленої машини:

$$T_n = \frac{2,0}{100} = 0,02.$$

Визначаємо зниження затрат праці внаслідок застосування вдосконаленої машини за формулою, %:

$$C_T = \frac{T_c - T_n}{T_c} \cdot 100\% = \frac{0,0204 - 0,02}{0,0204} \cdot 100\% = 1,96 \%; \quad (4.2)$$

Визначаємо економію праці на одиницю роботи, люд-год./т:

$$E_n = T_c - T_n = 0,0204 - 0,0200 = 0,0004 \quad (4.3)$$

Визначаємо річну економію праці вдосконаленої машини, люд-год./т:

$$E_{np} = (T_c - T_n) \cdot W_{np} = E_n \cdot W_{np} = 0,0004 \cdot 140000 = 56 \quad (4.4)$$

Визначаємо показник росту продуктивності праці за формулою:

$$B = \frac{T_c}{T_n} * 100 = \frac{0,0204}{0,02} * 100 = 102 \%; \quad (4.5)$$

Згідно даних нормативів приймаємо річне завантаження вдосконаленої машини  $T_3 = 1400$  год/рік.

Типові капіталовкладення по машинах визначаємо за формулою, грн/т:

$$K_n = \frac{B}{T_z \cdot W_r}; \quad (4.6)$$

тоді, для базової машини, грн./т:

$$K_n^c = \frac{450000}{1400 \cdot 98} = 3,27 ;$$

для вдосконаленої машини, грн./т:

$$K_n^n = \frac{455000}{1400 \cdot 100} = 3,25.$$

Визначаємо металомісткість процесу, кг/т:

$$M = \frac{G_m}{Q}; \quad (4.7)$$

де  $G_m^c$  – маса базової машини,  $G_m^c = 65$  кг;

$G_m^n$  – маса вдосконаленої машини,  $G_m^n = 67$  кг;

$Q_c$  – річний виробіток базової машини,  $Q_c = 137200$  т;

$Q_m$  – річний виробіток вдосконаленої машини,  $Q_m = 140000$  т.

Тоді, для базової машини, грн.:

$$M_c = \frac{65}{137200} = 0,000473;$$

для вдосконаленої машини, грн.:

$$M_n = \frac{67}{140000} = 0,00048.$$

Визначаємо значення металомісткості за формулою, %:

$$C_m = \frac{M_c - M_n}{M_c} \cdot 100\%; \quad (4.8)$$

Тоді,

$$C_m = \frac{0,000473 - 0,00048}{0,000473} \cdot 100\% = -1,47\%;$$

Отже, показник росту продуктивності праці складе 102%, а металомісткість -1,47%,



## ВИСНОВКИ ТА ПРОПОЗИЦІЇ

Провівши ґрунтовний аналіз будови існуючих машини призначених для транспортування сипких матеріалів запропоновано вдосконалення конструкції даної машини, а саме футуруванням гумовою стрічкою привідного барабана стрічкового транспортера, що ефективніше за існуючі способи футурувань.

Запропонована конструкція в порівнянні з відомою забезпечує спрощений процес футурування привідного барабана стрічкового транспортера, зменшити час обслуговування, складання і розбирання привідного барабана вцілому, продовжити ресурс працездатності.

У конструкційній частині розраховано стрічковий транспортер та елементи натяжного пристрою футурування стрічки привідного барабана та його конструктивні елементи. Розраховано привод та сконструйовано основні складальні одиниці і деталі запропонованого пристрою футурування барабана.

В розділі “охорона праці” проведено аналіз можливих чинників травмонебезпечних ситуацій під час експлуатації стрічкового транспортера проведено розрахунок заземлення транспортера.

Здійснено розрахунок техніко-економічної оцінки запропонованого вдосконалення стрічкового транспортера для впровадження у виробництво.

## БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК

1. Бондарєв В.С. та ін. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підйимальних і транспортувальних машин.- К.: Вища школа, 2009.-734с.
2. Булей І. А. Проектування підприємств з виробництва і ремонту сільськогосподарських машин. – К.: Вища школа, 1993. – 288с.
3. Бутко Д.А., Луценков В.Л., Лехман С.Д. Практикум з охорони праці. – К.: Урожай, 1995. – 144 с.
4. Ванін В. В., Блюк А. В., Гнітецька Г. О. Оформлення конструкторської документації : Навч. посібн. 4-те вид., випр. і доп. – К.: Каравела, 2012. – 200с.
5. Гряник Т.М. та ін. Охорона праці. – К.: Урожай, 1997. – 272 с.
6. Іванченко Ф.К. Підйомно-транспортні машини. – К.: Вища школа, 1993.- 413 с.
7. ДСТУ 3321:2003. Система конструкторської документації. Терміни та визначення основних понять.
8. ДСТУ ISO 128-1:2005. Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 1. Передмова та покажчик понять стандартів ISO серії 128.
9. ДСТУ ГОСТ 2.001:2006 Єдина система конструкторської документації. Загальні положення (ГОСТ 2.001-93, IDT)
10. Малащенко В. О., Янків В. В. Деталі машин. Курсове проектування. – Львів : Новий світ-2000, 2006. – 252 с.
- 11.Коруняк П.С., Баранович С.М. Підйомно-траспортні машини. Лабораторний практикум- ЛНАУ, 2005.
12. Павлице В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин – Львів: Афіша, 2003. – 560 с.
13. Стукалець І. Г. Основи інженерного аналізу технічних об'єктів. Курс лекцій для студентів інженерних спеціальностей. Львів : ЛНУП, 2022. – 109 с.

14. Стукалець І. Г., Швець О. П. Методичні рекомендації до оформлення графічної частини кваліфікаційної роботи освітнього рівня «Бакалавр» для студентів факультету механіки та енергетики за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування». Львів : ЛНАУ, 2021. – 62 с.

15. Стукалець І. Г., Березовецький С. А., Баранович С. М. «Оформлення робочих креслеників складальних одиниць». Методичні рекомендації до виконання лабораторної роботи з дисципліни інженерна та комп'ютерна графіка. Львів : ЛНАУ – 2017 р. – 29 с.

16. Чернілевський Д.В., Павленко В.С., Любик М.В. Деталі машин. – К.: НМК130, 1992. – 360 с.