

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до виконання курсового проєкту з дисципліни
“Машини безперервного транспорту”
для студентів спеціальності
G11 "Машинобудування",
освітня програма G11.05 "Транспортні засоби" /
"Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні,
меліоративні машини і обладнання"
усіх форм навчання
“Розрахунок пересувного стрічкового конвеєра”

Методичні вказівки до виконання курсового проєкту з дисципліни «Машини безперервного транспорту» для студентів спеціальності G11 "Машинобудування", освітня програма G11.05 "Транспортні засоби" / "Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання" усіх форм навчання "Розрахунок пересувного стрічкового конвеєра" /Укл.: Р.О. Фролов, М.В. Сидоренко, Д.С. Козак. – Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка»: 2026. – 75 с.

Укладачі: Р.О. Фролов, зав. каф., канд. техн. наук.,
М.В. Сидоренко, доцент, канд. техн. наук,
Д. С. Козак, старш. викл.

Рецензент: М.В. Сидоренко, доцент, канд. техн. наук

Відповідальний за випуск: Р.О. Фролов, зав. каф., канд. техн. наук.

Затверджено
на засіданні кафедри
“Деталі машин і ПТМ”
Протокол № 9
Від 03. 06. 2026 р.

Рекомендовано
до видання
НМК М-факультета
Протокол № 9
Від 09. 06. 2026 р.

ЗМІСТ

с.

Реферат	5
Перелік умовних позначень, символів, одиниць, скорочень і термінів.....	6
Вступ.....	7
1 Визначення параметрів конвеєрної стрічки.....	9
1.1 Вихідні дані для розрахунку та проектування стрічкового конвеєра.....	9
1.2 Схема механізму пересування стрічки.....	9
1.3 Вибір швидкості руху конвеєрної стрічки	10
1.4 Визначення розрахункової масової продуктивності.....	10
1.5 Визначення ширини конвеєрної стрічки	11
1.6 Вибір типу стрічки та визначення основних її параметрів	12
1.7 Умове позначення вибраної конвеєрної стрічки	13
1.8 Визначення розподіленої ваги одного погонного метра конвеєрної стрічки.....	13
2 Визначення основних параметрів роликів опор	15
2.1 Вибір типу роликів опор конвеєра	15
2.2 Визначення розмірів та мас частин роликів опор, які обертаються.....	17
2.3 Умовні позначення роликів опор конвеєра	18
2.4 Визначення відстаней між роликівими опорами.....	19
2.5 Визначення погонних мас частин роликів опор, що обертаються	19
3 Тяговий розрахунок конвеєра	21
3.1 Визначення загального опору руху стрічки конвеєра.....	21
3.2 Визначення максимального натягу стрічки в попередньому розрахунку.....	21
3.3 Перевірка конвеєрної стрічки на міцність	22
3.4 Докладний тяговий розрахунок конвеєра.....	22
3.5 Визначення тягового зусилля	25
3.6 Визначення максимального прогину стрічки на вантажній та холостій гілці та порівняння з допуском	26
3.7 Визначення максимального натягу стрічки з урахуванням динамічних пускових навантажень	27
4 Проектування приводної станції	29
4.1 Розробка конструкції та визначення основних параметрів	

приводного барабана.....	29
4.2 Розрахунок потужності двигуна та його вибір.....	31
4.3 Вибір редуктора	32
4.4 Перевірка електродвигуна за часом пуску конвеєра.....	35
4.5 Вибір муфт приводної станції.....	37
4.6 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм.....	39
5 Проектування натяжної станції.....	41
5.1 Розробка конструкції та визначення основних параметрів натяжного барабана	41
5.2 Розрахунок ходу натяжного пристрою та визначення зусилля в натяжному пристрої	42
5.3 Вибір схеми та кратності поліспасти.....	43
5.4 Вибір вантажного каната	43
5.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана.....	45
5.6 Розрахунок потужності двигуна та його вибір	47
5.7 Вибір редуктора	48
5.8 Вибір муфт.....	51
5.9 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм.....	53
6 Розрахунок механізму пересування конвеєра.....	56
6.1 Вибір схеми механізму пересування конвеєра.....	56
6.2 Визначення максимального тиску на ходове колесо.....	56
6.3 Вибір ходових коліс.....	57
6.4 Визначення максимального загального опору пересування конвеєра.....	60
6.5 Визначення потужності двигуна та його вибір.....	62
6.6 Вибір редуктора.....	63
6.7 Вибір муфт.....	66
6.8 Вибір гальм.....	67
6.9 Перевірка двигуна за тривалістю розгону.....	70
Вказівки щодо оформлення та захисту курсового проекту.....	73
Перелік джерел посилання	75

РЕФЕРАТ

Пояснювальна записка до курсового проекту: 75 с., 42 табл., 32 рис., 6 джерел.

СТРІЧКОВИЙ КОНВЕЄР, СТРІЧКА, РЕДУКТОР, МУФТА, ЕЛЕКТРОДВИГУН, МАСОВА ПРОДУКТИВНІСТЬ, КУТ ПРИРОДНОГО ВІДКОСУ, ШИРИНА СТРІЧКИ, НАСИПНА ГУСТИНА ВАНТАЖУ, РЕЖИМ РОБОТИ, КОЕФІЦІЄНТ КОРИСНОЇ ДІЇ, РОЛИКОВА ОПОРА, РОЗПОДІЛЕНА ВАГА, РОЗПОДІЛЕНЕ НАВАНТАЖЕННЯ, МЕХАНІЗМ ПЕРЕСУВАННЯ, ПРИВІДНА СТАНЦІЯ, НАТЯЖНА СТАНЦІЯ, БАРАБАН, ДОВЖИНА, ШВИДКІСТЬ СТРІЧКИ, ПЕРЕДАТОЧНЕ ВІДНОШЕННЯ, ПОТУЖНІСТЬ, НАПРУЖЕННЯ, ДІАМЕТР КАНАТУ.

Об'єкт дослідження – пересувний стрічковий конвеєр.

Мета роботи – пошук оптимального типу проекту та проектування основних механізмів та вузлів конвеєра.

Метод дослідження – розрахунково-аналітичний, з використанням стандарт. пакетів: MatLab, Word.

У проекті вирішені такі задачі:

1. Подано характеристики конвеєра, який має бути спроектований;
2. Визначені параметри конвеєрної стрічки;
3. Визначені основні параметри роликів опор;
4. Проведено повний тяговий розрахунок конвеєра;
5. Спроектовано приводну станцію конвеєра;
6. Спроектовано натяжну станцію конвеєра;
7. Спроектовано механізм пересування конвеєра;
8. Виконано збірні креслення приводної станції, натяжної станції, конвеєра в цілому.

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ, СКОРОЧЕНЬ І ТЕРМІНІВ

Слово (визначення)	Скорочення (позначення)	Умови використання
Завдання Курсовий проект Коефіцієнт Пояснювальна записка Рисунок Рік Таблиця	Завд. КП Коеф. ПЗ Рис. р. Таб.	У тексті Бланк завдань У тексті Бланк завдань У тексті У тексті У тексті
Масова продуктивність Маса Насипна густина вантажу Кут природного укосу вантажу Кут тертя вантажу по поверхні Кут нахилу конвеєра Кут перегину тягового елемента Коефіцієнт тертя Коефіцієнт опору руху Розподілена вага Діюча сила Сила опору руху Питомий тиск Натяг тягового елемента Крутий момент Потужність Частота обертання Передаточне відношення Коефіцієнт корисної дії Швидкість Діаметр барабана Довжина конвеєра	Q m ρ φ φ_T β α f w q F W p S M P n U η , ККД v D L	У тексті і формулах

ВСТУП

За принципом дії підйомно-транспортні машини розділяють на дві самостійні конструктивні групи - машини періодичної та безперервної дії. До першого відносяться вантажопідйомні крани всіх типів, ліфти, засоби напільного транспорту (візки, навантажувачі, тягачі), підвісні рейкові та канатні дороги (періодичної дії), скрепери й інші подібні машини, а до другого (їх також називають машинами безперервного транспорту ат транспортуючих машин) - конвеєри різних типів, пристрої пневматичного і гідравлічного транспорту та подібні їм транспортуючі машини.

Стрічкові конвеєри застосовуються для транспортування штучних, кускових і сипучих вантажів, у легкій промисловості - для транспортування сировини, напівфабрикатів і готових виробів [1].

Вантажонесучим і тяговим органом стрічкового конвеєра є нескінченно гнучка стрічка, що опирається на роликові опори та обгинає на кінцях конвеєра приводний і натяжний барабани. По типу стрічки конвеєри бувають з прогумованою, сталевою та дровою стрічкою. Найбільше поширення одержали конвеєри із прогумованою стрічкою.

За профілем траси стрічкові конвеєри розділяються на горизонтальні, похилі і комбіновані.

Передача руху стрічці здійснюється фрикційним способом від приводного барабана. У приводах похилих конвеєрів може бути встановлене також стопорний пристрій (гальмо).

Необхідний первісний натяг створюється натяжним барабаном за допомогою гвинтового або вантажного натяжного пристрою. Гвинтові натяжні пристрої застосовують переважно на короткі (до 30...60 м) горизонтальних і похилих конвеєрах. У стрічкових конвеєрах великої довжини застосовуються вантажні натяжні пристрої (візкові або рамні).

Привід барабана стрічкового конвеєра складається з електродвигуна, сполучної муфти, редуктора, у деяких випадках редуктора в сполученні з варіатором, клиноремінною або ланцюговою передачею.

Всі конструктивні елементи конвеєра монтуються на опорній металокопструкції (рамі) конвеєра, закріпленій на фундаменті, несучих частинах будинку або металокопструкція має свій власний

механізм пересування. Металоконструкції конвеєрів виконуються звареними зі стандартних прокатних профілів: кутників, швелерів і т.д. [2].

До оптимальної конструкції стрічкового конвеєра пред'являються наступні вимоги: застосування стандартної прогумованої стрічки серійного виробництва, максимальне використання серійного устаткування.

Виконання усіх стадій проектування у визначений термін часу також неможливо здійснити без втілення методів автоматизованого проектування машин. Навички роботи з ЕОМ (вміння користуватися різними програмами для розрахунків) використовуються в роботі над курсовим проектом з МБТ. Тут використовуються такі програми:

MNT – програма для розрахунку основних параметрів стрічкового конвеєра;

Головною метою курсового проекту є розвиток конструкторського мислення та оцінка студентом отриманих результатів особливо з точки зору показників якості, надійності, ефективності та вартості.

Методичні вказівки призначені для того, щоб допомогти студентам при виконанні розрахункової частини проекту. У вказівках наведено необхідні ескізи та схеми, посилання на додаткову літературу.

1 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ КОНВЕЄРНОЇ СТІЧКИ

1.1 Вихідні дані для розрахунку та проектування стрічкового конвеєра

Таблиця 1.1 – Вихідні дані для проектного розрахунку конвеєра

Параметри	Значення
Довжина конвеєра L , мм	170380
Відстань між барабанами (приводним, натяжним) конвеєра L_1 , мм	161650
Швидкість конвеєра V_k , м/с	0,3
Тип насипного вантажу	щебінь
Група абразивності вантажу	Д
Густина насипного вантажу ρ , т/м ³	1,8
Кут природного укосу вантажу в спокої α_c , °	40
Кут вільного розташування вантажу на стрічці α_p , °	15
Потрібна продуктивність конвеєра, т/год.	3500
Кут нахилу конвеєра β , °	0
Режим роботи конвеєра	важкий

Загальний вид пересувного стрічкового конвеєра наведений на рисунку 1.1.

1.2 Схема механізму пересування стрічки

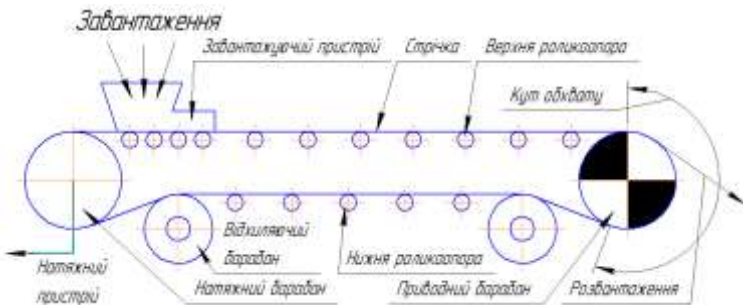


Рисунок 1.1 – Проектна схема стрічкового конвеєра

1.3 Вибір швидкості руху конвеєрної стрічки

Швидкість руху стрічки при транспортуванні насипних вантажів залежить від властивостей вантажу та ширини стрічки. Для абразивних середньокускових вантажів (каменю, щебеню, солі,) $V_C = 1,6...4 м/с$ [1].

При транспортуванні насипних вантажів швидкість стрічки попередньо можна вибрати в межах $1...2 м/с$.

Номінальну швидкість стрічки встановлюємо із ряду нормальних значень за ДСТУ EN 620:2022 [3]:

$0,25 - 0,315 - 0,4 - 0,5 - 0,63 - 0,8 - 1 - 1,25 - 1,6 - 2 - 2,5 - 3,15 - 4 - 5 - 6,3 - 8 - 10 м/с$.

Примітка:

1. Допускається приймати швидкості менш ніж $0,250 м/с$.
2. Відхилення швидкостей від вказаних допускається в межах $\pm 10\%$.

Приймаємо: $V_C^{BC} = 3,15 м/с$.

1.4 Визначення розрахункової масової продуктивності

Визначаємо розрахункову масову продуктивність (для визначення відносних навантажень на стрічку та тягового зусилля привода), т/год.

$$Q_P = \frac{Q \cdot k_{\Pi}}{k_t \cdot k_r} \quad (1.1)$$

де $k_{\Pi} = 1,25$ [4] – коефіцієнт нерівномірності завантаження конвеєра, залежить від способу та характеру завантаження;

$k_t = 0,95$ [4] – коефіцієнт використання конвеєра за часом;

$k_r = 0,96$ [4] – коефіцієнт загальний коефіцієнт готовності конвеєрної системи;

$Q = 3500$ [табл. 1.1] – задана в технічному завданні максимальна масова продуктивність, т/год.

$$Q_P = \frac{3500 \cdot 1,25}{0,95 \cdot 0,96} = 4797$$

1.5 Визначення ширини конвеєрної стрічки

Визначаємо розрахункову ширину стрічки при транспортуванні насипного вантажу (щебеню) B_{PO3P} , м

$$B_{PO3P} = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{Q_p}{K_{\Pi} \cdot V_{PO3P} \cdot K_{\beta} \cdot \rho}} + 0,05 \right) \quad (1.2)$$

$$B_{PO3P} = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{4797}{470 \cdot 3,15 \cdot 1 \cdot 1,8}} + 0,05 \right) = 1,530$$

де $K_{\Pi} = 470$ [3] – коефіцієнт продуктивності для трьох жолобчатої опори при $\alpha_{\text{ж}} = 20^\circ$ та $\alpha_p = 15^\circ$;

$K_{\beta} = 1$ [3] – коефіцієнт, який залежить від кута нахилу конвеєра $\beta = 0^\circ$;

$V_C^{BC} = 3,15$ [п. 1.3] – встановлена швидкість конвеєра, м/с;

$Q_p = 4797$ [п. 1.4] – розрахункова продуктивність стрічкового конвеєра, т/год.;

$\rho = 1,8$ – густина щебеню, т/м³.

Розрахункове значення ширини стрічки округлюємо до найближчої стандартної величини згідно ДСТУ 2676-94 [6] і отримуємо $B = 1,6$.

Збільшення ширини стрічки у зрівнянні з встановленою потребує перерахунку швидкості, м/с

$$V = \frac{B_{PO3P}^2}{B^2} \cdot V_C^{BC} \quad (1.3)$$

$$V = \frac{1,530^2}{1,6^2} \cdot 3,15 = 2,88$$

Згідно ДСТУ 2676-94 перевіряємо так, щоб відхилення ΔV розрахункової швидкості підйому V_C^{PO3P} від нормованої V_C^{BC} не перевищували $\pm 10\%$

$$\Delta V = \frac{V_C^{PO3P} - V_C^{BC}}{V_C^{BC}} \cdot 100\% \leq \pm 10\% \quad (1.4)$$

$$\Delta V = \frac{2,88 - 3,15}{3,15} \cdot 100\% = -8,6\% \leq \pm 10\%$$

Визначаємо розподілену вагу транспорт. вантажу, кг/м

$$q_B = \frac{Q_P}{3,6 \cdot V} \quad (1.5)$$

$$q_B = \frac{4797}{3,6 \cdot 2,88} = 462,7$$

1.6 Вибір типу стрічки та визначення основних її параметрів

У стрічкових конвеєрах в основному застосовують прогумовані тканеві стрічки. Залежно від умов експлуатації й призначення розрізняють п'ять типів гумовотканинних стрічок: 1; 2Р; 2; 3; 4 загального призначення, морозостійкі, теплостійкі, підвищеної теплостійкості, харчові й негорючі.

Конвеєрна стрічка складається з прокладки (поз. 1, рис. 1.2), робочої верхньої обкладки (поз. 2, рис. 1.2), неробочої нижньої обкладки (поз. 3, рис. 1.2) та бокової обкладки (поз. 4, рис. 1.2).

Згідно заданих умов експлуатації конвеєра (тяжкі) та характеристик заданого вантажу (щебінь, абразивний, середньо кусковий) обираємо гумотканеву стрічку типу 2 згідно посібника [1] з табл. 2.1.

Для обраної стрічки попередньо приймаємо кількість тягових прокладок рівним $i_H = 5$, згідно [1] при мінімальній міцності прокладки $K_P = 300 \text{ Н / мм}$ [1] та товщині однієї тягової прокладки $\delta_{HP} = 1,9 \text{ мм}$ [1].

Згідно [1, 96] товщина обкладки робочої поверхні $\delta_1 = 5 \text{ мм}$ та

неробочої $\delta_2 = 2 \text{ мм}$.

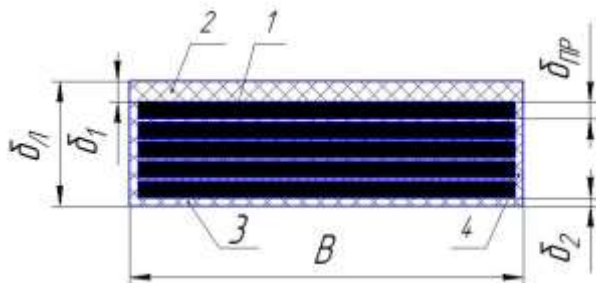


Рисунок 1.2 – Конвеєрна стрічка (гумотканева)

1.7 Умовне позначення вибраної конвеєрної стрічки

Стрічка 2 – 1600 – 5 – ТА – 300 – 5 – 2 – В

де 2 – тип конвеєрної стрічки;

1600 – ширина стрічки, мм;

5 – кількість тягових прокладок;

ТА-300 – найменування тканини;

5 – товщина робочої обкладки, мм;

2 – товщина неробочої обкладки;

В – клас міцності обкладочної гуми.

1.8 Визначення розподіленої ваги одного погонного метра конвеєрної стрічки

Визначаємо погонну масу стрічки, кг/м

$$q_C = 1,13 \cdot 10^{-3} \cdot B \cdot \delta_C \quad (1.6)$$

де $B = 1600$ – ширина стрічки, мм;

δ_C – товщина стрічки, мм.

$$\delta_C = i_{II} \cdot \delta_{PP} + \delta_1 + \delta_2 \quad (1.7)$$

де $i_{II} = 5$ – попередньо обрана кількість тягових прокладок конвеєрної гумотканевої стрічки, мм;

$\delta_{np} = 1,9$ – товщина тягової прокладки, мм;

$\delta_1 = 5$ – товщина робочої обкладки, мм;

$\delta_2 = 2$ – товщина неробочої обкладки, мм.

$$\delta_c = 5 \cdot 1,9 + 5 + 2 = 16,5 \quad q_c = 1,13 \cdot 10^{-3} \cdot 1600 \cdot 16,5 = 29,8$$

2 ВИЗНАЧЕННЯ ОСНОВНИХ ПАРАМЕТРІВ РОЛИКОВИХ ОПОР

2.1 Вибір типу роликових опор конвеєра

Роликові опори відносяться до основного елемента стрічкового конвеєра. Ролики повинні бути довговічними, мати малий опір обертанню, сприяти центруванню стрічки, забезпечувати стрічці необхідну коробчатість.

На високопродуктивних конвеєрах застосовуються ролики з виносними підшипниками на півосях (тип II).

Для робочої гілки стрічки при транспортуванні заданого вантажу (щєбін) обираємо трьохроликову опору – типу «Ж» ($\alpha_{\text{Ж}} = 20^\circ$).

Обраний тип роликових опор верхньої гілки ділимо на:

- рядові (рис. 2.1), складають основну кількість;
- що амортизують (рис. 2.2), в місці завантаження конвеєра вантажем;
- що центрують (рис. 2.3), в місцях розташування приводного та натяжного барабанів.

Для холостої гілки обираємо одно роликові опори – типу «Н» (рис. 2.4). Також для запобігання сходу стрічки крім роликових опор, які центрують, обираємо дефлекторні ролики для верхньої (рис. 2.5) та нижньої гілки (рис. 2.6).

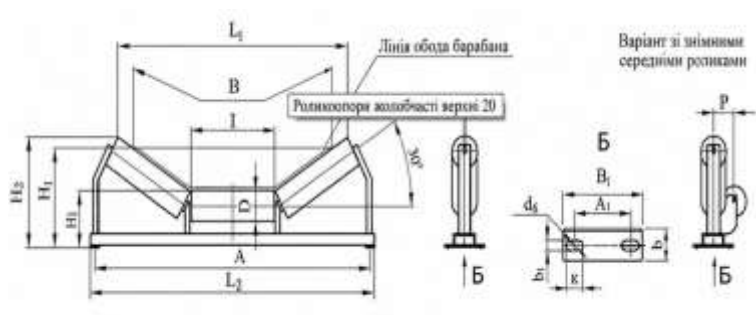


Рисунок 2.1 – Роликова опора верхня рядова

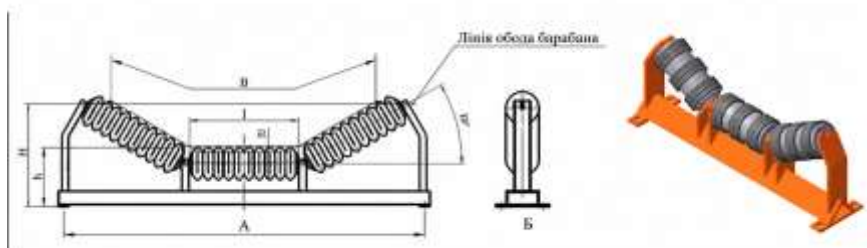


Рисунок 2.2 – Роликова опора верхня, призначена для амортизації ударів

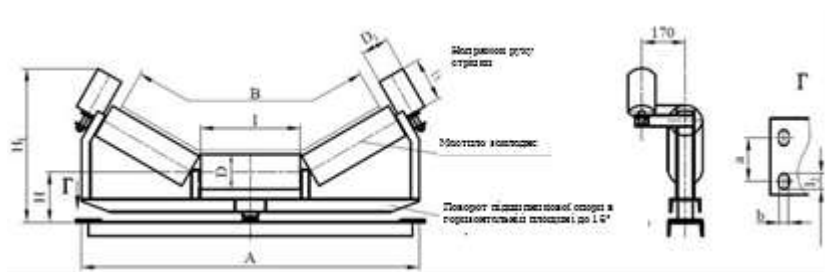


Рисунок 2.3 – Роликова опора верхня, призначена для центрування стрічки

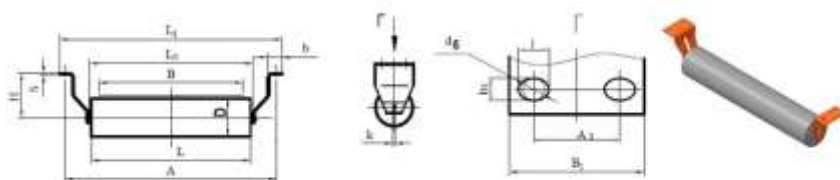


Рисунок 2.4 – Нижня роликова опора

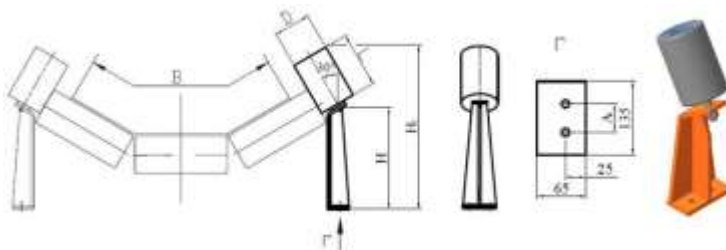


Рисунок 2.5 – Верхній дефлекторний ролик (робоча гілка)

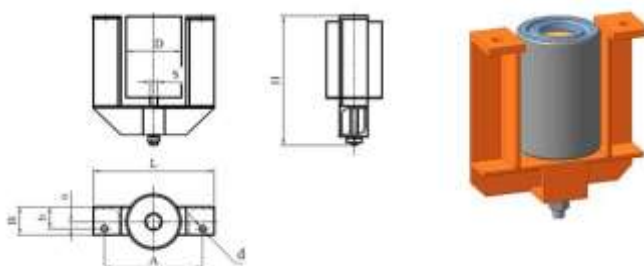


Рисунок 2.6 – Нижній дефлекторний ролик (холоста гілка)

2.2 Визначення розмірів та мас частин роликів опор, які обертаються

Діаметри ролика обираємо в залежності від ширини стрічки ($B = 1600 \text{ мм}$), її швидкості ($V_C^{POЗP} = 2,88 \text{ м/с}$) та густини транспортованого вантажу (щебінь, $\rho = 1,8 \text{ т/м}^3$) [2, 102]. Отже приймаємо діаметр ролика рівним $D_p = 159 \text{ мм}$.

Для простоти в експлуатації та обслуговуванні, а також для уніфікації елементів конвеєра діаметри ролика на всіх обраних типах роликів опор приймаємо рівними.

Розміри роликів опор відповідають каталогу лідер інжиніринг. Змащування підшипників закладне: літол-24.

Маса роликів опор [2]:

- 1) $m_{ЖТ} = 115,4$ – маса верх. рядової жолобчатої РО, кг;

- 2) $m_{ЖА} = 102,5$ – маса верх. амортизуючої жолобчатої РО, кг;
- 3) $m_{ЖЦГ} = 135,1$ – маса верх. центр. жолобчатої РО, кг;
- 4) $m_{НГ} = 61,5$ – маса нижньої плоскої жолобчатої РО, кг;
- 5) $m_{ДЖ} = 16,1$ – маса верх. дефлекторного ролика, кг;
- 6) $m_{ДН} = 15,8$ – маса нижнього дефлекторного ролика, кг.

Роликові опори конвеєрів загального призначення виконуються із жорстким кріпленням осей на опорах (тип І), які у свою чергу кріпляться болтами до рами конвеєрів.

На високопродуктивних конвеєрах застосовуються ролики з виносними підшипниками на півосях (тип ІІ).

2.3 Умовні позначення роликових опор конвеєра

Умовне позначення верхньої рядової жолобчатої роликової опори для стрічки шириною 1600 мм, діаметром ролика 159 мм та кутом нахилу ролика 20°:

Роликоопора ЖГ 160 – 159 – 20

Умовне позначення верхньої амортизуючої жолобчатої роликової опори для стрічки шириною 1600 мм, діаметром ролика 159 мм та кутом нахилу ролика 20°:

Роликоопора ЖА 160 – 159 – 20

Умовне позначення верхньої центруючої жолобчатої роликової опори для стрічки шириною 1600 мм, діаметром ролика 159 мм та кутом нахилу ролика 20°:

Роликоопора ЖЦГ 160 – 159 – 20

Умовне позначення нижньої плоскої роликової опори для стрічки шириною 1600 мм, діаметром ролика 159 мм:

Роликоопора НГ 160 – 159

Умовне позначення верхнього дефлекторного ролика для стрічки шириною 1600 мм, діаметром ролика 159 мм та кутом нахилу ролика 20°:

Ролик ДЖ 160 – 159 – 20

Умовне позначення верхнього дефлекторного ролика для стрічки шириною 1600 мм, діаметром ролика 159 мм та кутом нахилу ролика 20°:

Ролик ДН 160 – 159

2.4 Визначення відстаней між роликівими опорами

Для насипних вантажів роликові опори встановлюємо на верхній та нижній гілці конвеєра.

На середній частині (19 секцій по 8 метрів) робочої гілки відстань між роликівими опорами встановлюємо на відстані $l_p = 1,15 м$, згідно [2, 102].

В частині приводної станції роликові опори встановлюємо на відстані $l_{pII} = l_p \cdot 0,5 = 0,58 м$ [2, 102].

В частині натяжної станції роликові опори встановлюємо на відстані $l_{pH} = 0,65 м$ [3].

На холостій гілці конвеєра відстань між роликівими опорами приймаємо $l_x = 2 \cdot l_p = 2,3 м$ [2, 102].

Відхиляючі барабани встановлюємо на відстані 0,65 метра від кінцевих (приводного та натяжного) [3].

2.5 Визначення погонних мас частин роликівих опор, що обертаються

Визначаємо розподілену масу частин роликівих опор верхньої (робочої) гілки, що обертаються (для розрахунку середнє значення відстані між ними), кг/м

$$q_p = \frac{Q_p}{l_p} \quad (2.1)$$

$$q_p = \frac{56}{1,0} = 56$$

де $Q_p = 56$ – вага частин, що обертаються верхньої жолобчатої роликової опори, кг;

$l'_p = 1,0$ – середнє значення відстані між роликівими опорами верхньої робочої гілки, м.

Визначаємо погонну масу частин роликівих опор нижньої (холостої) гілки, що обертаються, кг/м

$$q_x = \frac{Q_x}{l_x} \quad (2.2)$$

$$q_x = \frac{41,9}{2,3} = 18,2$$

де $Q_x = 41,9[4]$ – вага частин, що обертаються нижньої роlikової опори, кг;

$l_x = 2,3$ – відстань між нижніми роlikовими опорами, м.

3 ТЯГОВИЙ РОЗРАХУНОК КОНВЕЄРА

3.1 Визначення загального опору руху стрічки конвеєра

Для наближеного розрахунку загальне зусилля опору усталеного руху стрічки, завантаженою рівномірним навантаженням по всій трасі конвеєра, визначаємо за формулою 3.1

$$W_0 = k_D \cdot L_1 \cdot g \cdot [(q_B + q_P + q_C) \cdot w + (q_C + q_X) \cdot w'] \quad (3.1)$$

де W_0 – зусилля опору руху горизонтального конвеєра при усталеному русі стрічки, Н;

$k_D = 1,6$ [3] – узагальнений коефіцієнт місцевих опорів;

$L_1 = 161,65$ [табл. 1.1] – горизонтальна проекція відстані між осями кінцевих барабанів конвеєра, м;

$g = 9,81$ – прискорення вільного падіння, м/с²;

$q_B = 462,7$ – розподілене навантаження вантажу, кг/м;

$q_C = 29,8$ – розподілене навантаження стрічки, кг/м;

$q_P = 56$ – розподілене навантаження частин, що обертаються роликів опор верхньої гілки, кг/м;

$q_X = 18,2$ – розподілене навантаження частин, що обертаються роликів опор нижньої гілки, кг/м;

$w = 0,06$ [табл. 4.9, 3] – коефіцієнт опору робочої гілки;

$w' = 0,04$ [табл. 4.9, 3] – коефіцієнт опору холостої гілки.

$$W_0 = 1,6 \cdot 161,65 \cdot 9,81 \cdot \left[(462,7 + 56 + 29,8) \cdot 0,06 + (29,8 + 18,2) \cdot 0,04 \right] = 88372,7$$

3.2 Визначення максимального натягу стрічки в попередньому розрахунку

Визначаємо максимальний натяг стрічки, Н

$$S_{MAX} = k_3 \cdot W_0 \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1} \quad (3.2)$$

де $k_{зч} = 1,3$ – коефіцієнт запасу привода по зчепленню;

$e^{\mu\alpha} = 1,73$ [3, табл. 4.3] – прийнятий повний тяговий коефіцієнт.

$$S_{MAX} = 1,3 \cdot 88372,7 \cdot \frac{1,87}{1,87 - 1} = 251083$$

3.3 Перевірка конвеєрної стрічки на міцність

Розраховуємо необхідну кількість прокладок стрічки

$$i \geq \frac{S_{MAX} \cdot C_{\Pi}}{k_p \cdot B} \quad (3.3)$$

де $i = 5$ – попередньо прийняте число прокладок тягового каркаса стрічки;

$S_{MAX} = 293395,7$ [3] – найбільший розрахунковий натяг стрічки, Н;

$k_p = 300$ [п. 2.3] – міцність при розриві однієї прокладки, Н/мм;

$C_{\Pi} = 8$ [3] – коефіцієнт запасу міцності стрічки;

$B = 1600$ [п. 2.2] – ширина стрічки, мм.

$$i_{\Pi} \geq \frac{251083 \cdot 8}{300 \cdot 1600} = 4,18$$

Розрахунок показує, що попередньо взята кількість прокладок достатня для забезпечення міцності конвеєрної стрічки. Але потрібно перевірити стрічку з урахуваннях пускових динамічних навантажень.

3.4 Докладний тяговий розрахунок конвеєра

Тяговий розрахунок конвеєра при усталеному русі стрічки виконуємо методом послідовного підсумовування всіх сил опору руху стрічки по всій трасі конвеєра від точки збігання стрічки із приводного барабана, до точки набігання стрічки на приводний барабан.

Для виконання тягового розрахунку контур всієї траси конвеєра по ходу руху стрічки розділяємо на окремі ділянки по виду опорів: горизонтальні, повороти, завантаження. Нумерація точок та розрахунок починається із точки збігання стрічки з приводного барабана та триває по всьому контурі траси до кінцевої точки розрахунку. Для визначення дійсних натягів у кожній точці траси, при

використанні фрикційного приводу, за основу беремо теорію фрикційних приводів традиційних стрічкових конвеєрів, і тяговий розрахунок проводимо аналогічно [рис. 3.1].

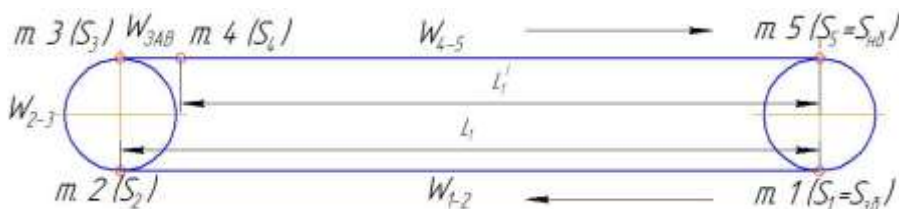


Рисунок 3.1 – Схема для докладного тягового розрахунку конвеєра

Визначаємо натяг стрічки в точках контуру, Н

$$S_{3B} = S_1 \quad (3.4)$$

$$S_2 = S_1 + W_{1-2} \quad (3.5)$$

$$S_3 = S_2 + W_{2-3} = S_1 + W_{1-2} + W_{2-3} \quad (3.6)$$

$$S_4 = S_3 + W_{3AB} = S_1 + W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3AB} \quad (3.7)$$

$$S_5 = S_4 + W_{4-5} = S_1 + W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3AB} + W_{4-5} = S_1 \cdot e^{\mu\alpha} \quad (3.8)$$

Визначаємо опір на холостій гілці, Н

$$W_{1-2} = (q_C + q_X) \cdot g \cdot L \cdot w' \quad (3.9)$$

де $g = 9,81 \approx 10$ – прискорення вільного падіння, m/c^2 ;

$w' = 0,04 [1]$ – коефіцієнт опору стрічки по роликівим опорам (важкі умови роботи);

$L_1 = 161,65$ [табл. 1.1] – відстань між кінцевими барабанами, м;

$q_C; q_X$ – відповідно розподілена вага стрічки та роликівим опор холостої гілки, kg/m ;

$$W_{1-2} = (29,8 + 18,2) \cdot 10 \cdot 161,65 \cdot 0,04 = 3103,7$$

Визначаємо опір при огинанні стрічкою натяжного барабана (при куті обхвату стрічкою барабана $\geq 180^\circ$), Н

$$W_{2-3} = 0,06 \cdot S_2 \quad (3.10)$$

$$W_{2-3} = 0,06 \cdot (S_1 + 3103,7) = 0,06S_1 + 186,2$$

Визначаємо опір на завантаженій гілці, Н

$$W_{4-5} = (q_B + q_C + q_P) \cdot g \cdot L'_1 \cdot w \quad (3.11)$$

де $w = 0,06 [1]$ – коефіцієнт опору стрічки по роликівим опорам (важкі умови роботи);

$L'_1 = 160$ – відстань між приводним барабаном та направляючими лотка, м;

$q_B = 462,7$ – розподілена вага вантажу, кг/м.

$q_P = 56$ – розподілена вага роликівих опор робочої гілки, кг/м.

$$W_{4-5} = (462,7 + 29,8 + 56) \cdot 10 \cdot 160 \cdot 0,06 = 57961,2$$

Визначаємо опір в місці завантаження конвеєра, Н

$$W_{3AB} = \frac{Q \cdot f_L \cdot (V - V_1)}{3,6 \cdot (f_L - \operatorname{tg} \beta - k_B \cdot f_B)} \quad (3.12)$$

де $V_1 = 0,5 \cdot V_C^{PO3P} = 1,44 [3]$ – швидкість вантажу в напрямку транспортування, м/с;

$k_B = 0,272 [\text{ф.3.13}]$ – коефіцієнт бокового тиску на направляючі борти;

$$k_B = \frac{Q}{3600 \cdot b_{CP}^2 \cdot V_{CP} \cdot \rho} \quad (3.13)$$

$$k_B = \frac{4797}{3600 \cdot 1,12^2 \cdot 2,16 \cdot 1,8} = 0,272$$

$V_{CP} = (V_C^{PO3P} + V_1) / 2 = 2,16 [1]$ – середня швидкість, м/с;

$$b_{CP} = 0,7 \cdot B = 1,12 [1]$$

$f_L = 0,63 [1]$ – коефіцієнт тертя вантажу по стрічці;

$f_B = 0,5 [1]$ – коефіцієнт тертя вантажу по бортам завантажувального лотка.

$$W_{3AB} = \frac{4797 \cdot 0,63 \cdot (2,88 - 1,44)}{3,6 \cdot (0,63 - 0,272 \cdot 0,5)} = 1848,5$$

Визначаємо з формули 4.5 S_1 , Н

$$S_1 + W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3AB} + W_{4-5} = S_1 \cdot e^{\mu\alpha}$$

$$S_1 + 3103,7 + 0,06 \cdot S_1 + 186,2 + 1848,5 + 57961,2 = S_1 \cdot \frac{1,87}{1,3}$$

де $e^{\mu\alpha} = 1,73$ [3] – повний тяговий коефіцієнт (залежить від кута обхвату (210°) стрічкою барабана та умов роботи конвеєра (дуже вологі)).

$$S_1 \cdot 0,378 = 62913,4$$

$$\text{Отже } S_1 = 166437,5$$

З урахуванням того, що $S_{нб} = \frac{e^{\mu\alpha}}{k_{зч}} \cdot S_{зб}$, то отримуємо [рис. 3.2],

результати розрахунку зведемо до таблиці 3.1:

$$S_{нб} = \frac{1,87}{1,3} \cdot 166437,6 = 239414$$

Таблиця 3.1 – Значення натягів в характерних точках

Точка	S_1	S_2	S_3	S_4	S_5
Натяг, Н	166437,5	169541,2	179713,7	181562,2	239414

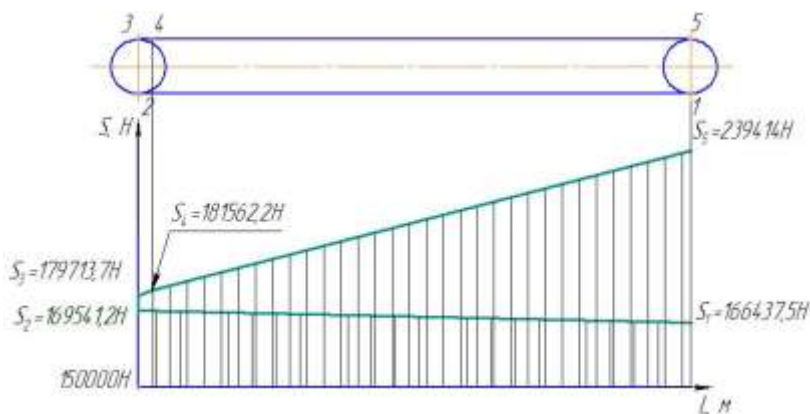


Рисунок 3.2 – Діаграма натягу стрічки в точках конвеєра

3.5 Визначення тягового зусилля

Визначаємо тягове зусилля на приводному барабані, Н

$$W = S_{HB} - S_{ЗБ} \quad (3.14)$$

$$W = 239414 - 166437 = 72976,5$$

3.6 Визначення максимального прогину стрічки на вантажній та холостій гілці та порівняння з допуском

Максимальний прогин вантажної гілки стрічки визначається за наступною формулою:

$$f_{GP} = \frac{(q_C + q_B) \cdot l_P \cdot g}{K_1 \cdot S_P^{MIN}} \leq [f_{GP}] \quad (3.15)$$

де K_1 – коефіцієнт який враховує довжину та складність траси ($K_1 = 5$ – для конвеєрів довжиною до 100 м, $K_1 = 5$ – для конвеєрів довжиною понад 100 м та складною трасою); [3, 109]

Визначаємо прогин стрічки на вантажній гілці, м

$$f_{GP} = \frac{(29,8 + 462,7) \cdot 1,15^2 \cdot 9,81}{8 \cdot 85621} = 0,009 \leq 0,023$$

де $[f_{GP}] = (1,5\% \div 2\%) \cdot l_P = 0,023$ – допускний прогиб стрічки на вантажній гілці, м;

$q_B = 462,7$ – розподілена вага вантажу, кг/м.

$q_C = 29,8$ – розподілене навантаження стрічки, кг/м;

$S_{min} = S_3 = 85621$ – мінімальний натяг на завантаженій гілці (без коефіцієнта запасу).

Визначаємо прогин стрічки на холостій гілці, м

$$f_{GP} = \frac{29,8 \cdot 2,3^2 \cdot 9,81}{8 \cdot 80774,6} = 0,0024 \leq 0,046$$

де $[f_{GP}] = (1,5\% \div 2\%) \cdot l_X = 0,046$ – допускний прогиб стрічки на холостій гілці, м;

$S_{min} = S_2 = 80774,6$ – мінімальний натяг на холостій гілці (без коефіцієнта запасу).

3.7 Визначення максимального натягу стрічки з урахуванням динамічних пускових навантажень

$$S_{\text{пуск}} = S_{\Pi} + W_{\text{ep}}^{\Pi} + W_X^{\Pi} + a \cdot (m_p + m_X) \quad (3.16)$$

де S_{Π} – пусковий натяг гілки, що збігає, створюване НП, Н;

$$S_{\Pi} = (S_2 + S_3) \cdot 1,2 \quad (3.17)$$

$$S_{\Pi} = (80774,6 + 85621) \cdot 1,2 = 199674,7$$

W_P^{Π} – опір верхньої вантажної гілки, розраховане з урахуванням пускового коефіцієнта опору руху, Н;

$$W_P^{\Pi} = (W_{34B} + W_{4-5}) \cdot 1,2 \quad (3.18)$$

$$W_P^{\Pi} = (1848,5 + 57961,2) \cdot 1,2 = 71771,6$$

W_X^{Π} – опір нижньої холостої гілки, розраховане з урахуванням пускового коефіцієнта опору руху, Н;

$$W_X^{\Pi} = W_{1-2} \cdot 1,2 \quad (3.19)$$

$$W_X^{\Pi} = 3103,7 \cdot 1,2 = 3724,4$$

$$a = k \cdot V \sqrt{\frac{\omega_{\Pi} \cdot \cos \beta + \sin \beta}{\varepsilon \cdot L_0}} \quad (3.20)$$

$$a = 0,4 \cdot 1,6 \sqrt{\frac{0,084 \cdot 1}{0,015 \cdot 326}} = 0,13$$

де a – прискорення стрічки при пуску, м/с²;

$\omega_{\Pi} = 1,4 \cdot \omega = 0,06 \cdot 1,4 = 0,084$ [1] – коефіцієнт опору при пуску;

$k = 0,4$ – коефіцієнт, що враховує довжину конвеєра (при $L_0 > 300$);

$L_0 = 326$ – довжина всієї стрічки, м;

$\varepsilon = 0,015$ – відносне подовження.

$$a_{\text{max}} = K_{\text{без}} \cdot g \cdot (f \cdot \cos \beta - \sin \beta) \quad (3.21)$$

$$a_{\text{max}} = 0,6 \cdot 9,81 \cdot 0,8 \cdot 1 = 4,71$$

де $K_{\text{без}} = 0,6$ [4] – коефіцієнт безпеки;

f – коефіцієнт зовнішнього тертя.

$$m_p = (q_C + q_B + q_P \cdot k_I) \cdot L_1 = (29,8 + 464,7 + 56 \cdot 0,8) \cdot 161,65 = 94791,6 \quad \text{– маса частин,}$$

що поступово рухаються та приведених до стрічки частин роликів опор робочої гілки, що обертаються, кг;

$m_p = (q_C + q_X \cdot k_I) \cdot L_1 = (29,8 + 18,2 \cdot 0,8) \cdot 161,65 = 7041,5$ – маса частин, що поступово рухаються та приведених до стрічки частин роликів опор холостої гілки, що обертаються, кг;

$k_I = 0,8$ – коефіцієнт інерції частин, що обертаються.

Так як, $a < a_{\max}$, то вантаж не проковзує по стрічці.

$$S_{\text{пуск}} = 258532,2 + 53294,3 - 713,04 +$$

$$+ \frac{0,1}{9,81} (2 \cdot 62 + 840 + 85 + 222) + (1 + 0,07) 1900 = 313148 \text{ Н}$$

Порівнюємо $S_{\text{пуск}}$ з найбільшим розрахунковим натягом стрічки S_{MAX} , %

$$\Delta = \frac{S_{\text{пуск}} - S_{\text{MAX}}}{S_{\text{пуск}}} \cdot 100\% \leq [\Delta] = 10\% \quad (3.22)$$

$$\Delta = \frac{288409 - 251083}{288409} \cdot 100\% = 12,9\% \leq [\Delta] = 10\%$$

Перевіряємо вибір міцності стрічки при номінальному запасі міцності [2, с. 104]

$$i \geq \frac{n \cdot S_{\text{нб}}}{[\sigma_{pi}] \cdot B} = \frac{8 \cdot 288409}{300 \cdot 1600} = 4,8$$

Прийняте число прокладок стрічки проходить при номінальному запасі міцності.

Приймаємо: $i_{II} = 5$ (ТА-300).

4 ПРОЕКТУВАННЯ ПРИВІДНОЇ СТАНЦІЇ

Призначення приводу – забезпечити рух тягового елемента конвеєра з вантажем (рис. 4.1). Створення необхідної тягової сили конвеєра забезпечується силою тертя, що виникає між стрічкою та поверхнею приводного барабана.

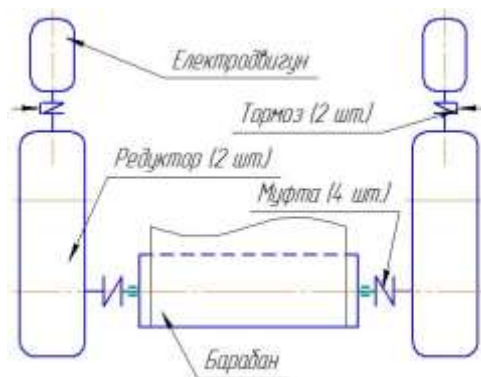


Рисунок 4.1 – Схема приводної станції стрічкового конвеєра

4.1 Розробка конструкції та визначення основних параметрів приводного барабана

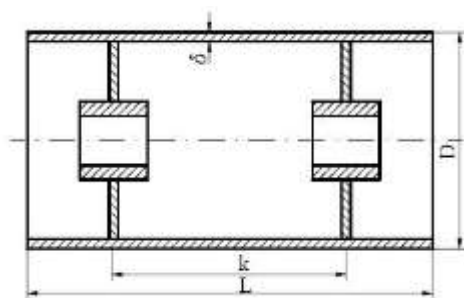


Рисунок 4.2 – Схема приводного барабана

Зовнішній діаметр барабана (рис 4.2) визначається його

призначенням, натягом стрічки, шириною стрічки та типом тягового каркаса.

Визначаємо зовнішній діаметр приводного барабана, мм

$$D_{II} = K_1 \cdot K_2 \cdot i \quad (4.1)$$

де $K_1 = 300$ [3] – коефіцієнт, що враховує міцність прокладок;

$K_2 = 1$ [3, 74] – коефіцієнт, що враховує призначення барабана (для приводного);

$i = 5$ [п. 4.4] – кількість прокладок.

$$D_{II} = 190 \cdot 1 \cdot 5 = 950$$

Отже згідно ДСТУ 2676-94 приймаємо: $D_{II} = 1000$ мм.

Для збільшення зчеплення між барабаном та стрічкою барабан виконуємо футерованим гумою.

Визначаємо діаметр футерованого барабана, мм

$$D_{II(\Phi)} = D_{II} + 2 \cdot \delta_{\Phi} \quad (4.2)$$

$$D_{II(\Phi)} = 1000 + 2 \cdot 30 = 1060$$

Довжину приводного барабана приймаємо згідно ДСТУ 2676-94.

Приймаємо: $L_B = 1800$ мм.

Визначаємо товщину обода барабана, мм

$$\delta = 0,005 \cdot D_{II} + (4...6) \text{ мм} \quad (4.3)$$

$$\delta = 0,005 \cdot 1000 + (4...6) = 9...11$$

Приймаємо: $\delta = 11$.

Перевірка приводного барабана по питомому тиску, МПа

$$P = \frac{360 \cdot S_{нб}}{\alpha \cdot \pi \cdot D_{\phi} \cdot B} \cdot \frac{e^{\mu \alpha} + 1}{e^{\mu \alpha}} \leq [P] = 0.2...0.3 \text{ МПа} \quad (4.4)$$

де $[P] = 0.2...0.3$ – допустимий тиск, МПа.

$$P = \frac{360 \cdot 239414}{240 \cdot 3,14 \cdot 1,0 \cdot 1,6} \cdot \frac{1,87 + 1}{1,87} = 0,092 \leq 0,2...0,3$$

Визначаємо відстань між втулками, мм

$$K = 0,9 \cdot B \quad (4.5)$$

$$K = 0,9 \cdot 1600 = 1440$$

Визначаємо зовнішній діаметр відхиляючого барабана, мм

$$D_{II} = 190 \cdot 0,65 \cdot 5 = 617,5$$

де $K_2 = 0,85$ [3] – коефіцієнт, що враховує призначення барабана (для відхиляючого).

Умовне позначення відхиляючого барабана:

$$16063 - 100$$

Отже згідно ДСТУ 2676-94 приймаємо: $D_B = 800$ мм.

Обираємо приводний барабан рисунок 4.3.

Умовне позначення барабана для конвеєра з шириною стрічки 1600 мм, діаметром барабана 1000 мм, футерованого, з підшипником діаметром 180 мм, з двома консолями:

$$160100\Phi - 180 - 2$$

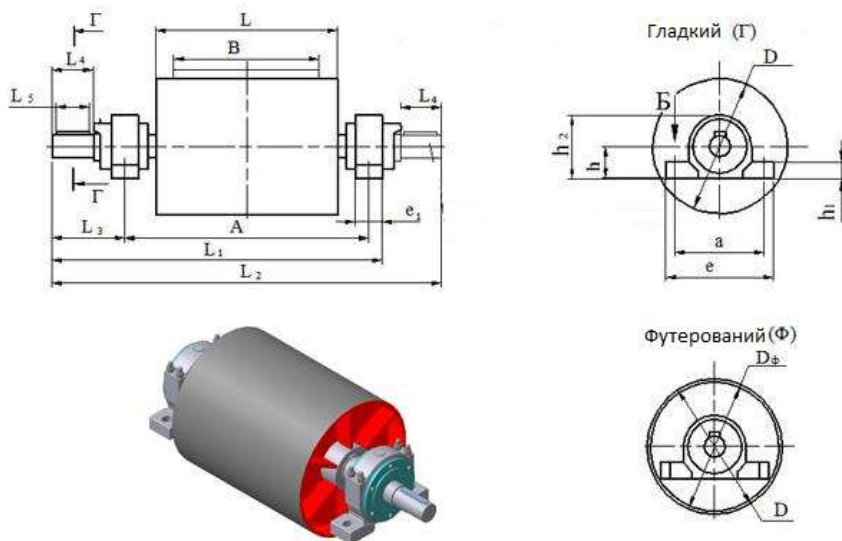


Рисунок 4.3 – Загальний вид приводного барабану (футерованого)

4.2 Розрахунок потужності двигуна та його вибір

Електродвигун вибираємо з каталогу по розрахунковій потужності, кВт

$$P_{дв} = k_3 \cdot \frac{W \cdot V_C^{POЗP}}{1000 \cdot \eta_0 \cdot \eta_B \cdot n} \quad (4.6)$$

$$P_{дв} = 1,1 \cdot \frac{79976,5 \cdot 2,88}{1000 \cdot 0,92 \cdot 0,96 \cdot 2} = 130,4$$

де $W = 79976,5$ – тягове зусилля, Н;

$V_C^{POЗP} = 2,88$ – розрахункова швидкість конвеєрної стрічки, м/с;

$n = 2$ – кількість двигунів;

$\eta_0 = 0,92$ – ККД передач приводу;

$\eta_B = 0,96$ – ККД приводного барабана;

$k_3 = 1,1$ – коефіцієнт запасу потужності електродвигуна з табл.

4.1.

Згідно знайденої потужності вибираємо двигун (рис. 4.4).

Таблиця 4.1 – Характеристика двигуна

Параметри	Значення
Серія	5А
Типорозмір	M280M4
Потужність P_{δ} , кВт	132,0
Частота обертання при заданому режимі роботи n_{δ} , хв ⁻¹	1485
Момент інерції ротора I_p , кгм ²	1,7
Максимальний крутний момент T_{max} , Н·м	
Вага електродвигуна $m_{дв}$, кг	930
ККД приводу η , %	95
Кількість пар полюсів	4

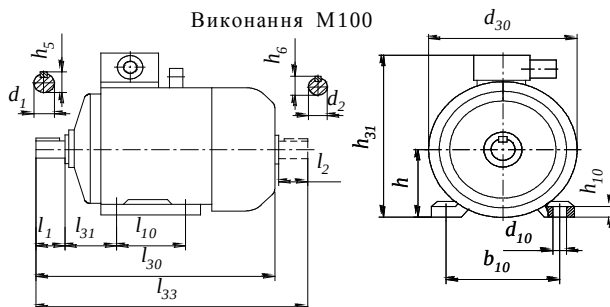


Рисунок 4.4 – Електродвигун загальної серії 5Аз коротко замкнутим ротором

4.3 Вибір редуктора

Визначаємо передаточне відношення механізму приводної станції

$$U = \frac{n_d}{n_\sigma} \quad (4.7)$$

$$U = \frac{1485}{51,91} = 28,61$$

де $n_\sigma = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D_{П(\Phi)}} = \frac{60 \cdot 2,88}{3,14 \cdot 1,06} = 51,91$ – частота обертання барабана, хв⁻¹;

$V = 2,88$ – швидкість руху стрічки, м/с;

$D_{П(\Phi)} = 1,06$ – діаметр приводного барабана, м.

Редуктор вибираємо, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи з табл. 4.2.

Умовне позначення редуктора:

Редуктор КЦ2-1300-28-41ЦУ2

Редуктор КЦ2-1300-28-42ЦУ2

Обраний редуктор [табл. 4.2] (рис. 4.5) перевіряємо так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості руху стрічки V_C^Φ від заданої $V_C^{POЗP}$ не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \frac{V_C^\Phi - V_C^{POЗP}}{V_C^{POЗP}} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (4.8)$$

$$\Delta V = \frac{2,91 - 2,88}{2,88} \cdot 100\% = 1,1\% \leq 5\%$$

Таблиця 4.2 – Характеристика редуктора

Параметри	Значення
Типорозмір	КЦ2 - 1300
Передаточне відношення U_p	28
Фактичне передаточне відношення U_p	28,3
Потужність P_p , кВт	146
Частота обертання при заданому режимі роботи n_p , хв ⁻¹	1500
Момент на тихохідному валу M_T , Н·м	209000
Маса редуктора m , кг	5240
Схема збирання	41,42
ККД редуктора, %	94

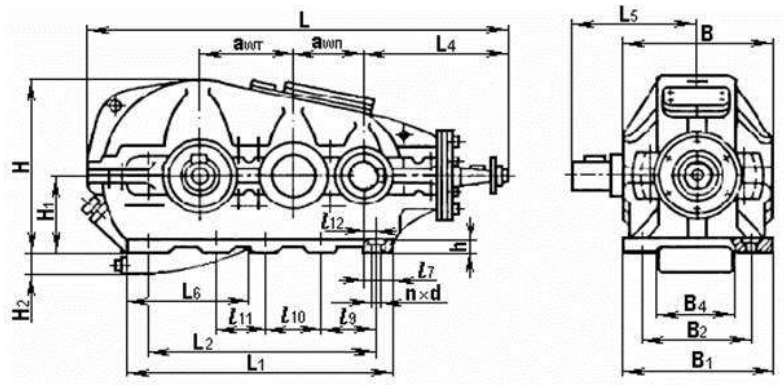


Рисунок 4.5 – Редуктор типу КЦ2

Визначаємо фактичну швидкість руху стрічки, м/с

$$V_C^\Phi = \frac{\pi \cdot D_{\Pi(\Phi)} \cdot n_\partial}{60 \cdot U_p} \quad (4.9)$$

$$V_C^\Phi = \frac{3,14 \cdot 1,06 \cdot 1485}{60 \cdot 28,3} = 2,91$$

Визначаємо фактичну масову продуктивність конвеєра, т/ч

$$Q_\phi = (K_\Pi \cdot K_\beta \cdot (0,9 \cdot B - 0,05)^2 \cdot V_C^\Phi \cdot \rho) \cdot \frac{k_t \cdot k_\Gamma}{k_\Pi} \quad (4.10)$$

$$Q_\phi = (470 \cdot 1 \cdot (0,9 \cdot 1,6 - 0,05)^2 \cdot 2,91 \cdot 1,8) \cdot \frac{0,95 \cdot 0,96}{1,25} = 3470$$

4.4 Перевірка електродвигуна за часом пуску конвеєра

Знаючи прискорення, визначаємо мінімальний час пуску, с

$$t_{\Pi \min} = \frac{V_C^\Phi}{a} \quad (4.11)$$

$$t_{\Pi \min} = \frac{2,91}{0,13} = 22,4$$

Визначаємо час пуску конвеєра по пускових характеристиках

електродвигуна привода, с

$$t_D = \frac{\sum GD^2 \cdot n_H \cdot g}{375(M_{II} - M_{CT})K_y} \quad (4.12)$$

де $K_y = 0,8$ [6, с. 135] – коефіцієнт, що враховує пружне подовження стрічки;

M_{CT} – статичний момент електродвигуна, Н·м

$$M_{CT} = \frac{W \cdot D_{II(\Phi)} \cdot n_B}{2 \cdot n_H} \quad (4.13)$$

$$M_{CT} = \frac{56135,8 \cdot 1,06 \cdot 52,45}{2 \cdot 1485} = 1051$$

W – загальне тягове зусилля, Н

$$W = \frac{1}{K_3} (S_{15} - S_1) \quad (4.14)$$

$$W = \frac{1}{1,3} (239414 - 166437,5) = 56135,8$$

n_B – частота обертання приводного барабана, об/хв.

$$n_B = 60 \cdot \frac{V_C^\phi}{\pi \cdot D_B} \quad (4.15)$$

$$n_B = 60 \cdot \frac{2,91}{3,14 \cdot 1,06} = 52,46$$

M_{II} – середній пусковий момент електродвигуна, Н·м

$$M_{II} = (1,2 \div 1,5) M_{CT} \quad (4.16)$$

$$M_{II} = 1,35 \cdot 1051 = 1418,9$$

$\sum GD^2$ – маховий момент частин, що рухаються, конвесра, кг·м²

$$\sum GD^2 = K_K (GD^2)_P + \frac{365 \cdot V_C^{\phi^2} \cdot \eta}{n_H^2} \left[(q_B + 2q_C) \cdot L + \right] + K_D \cdot G_{вp} \quad (4.17)$$

$$\sum GD^2 = 1,15 \cdot 1,7 + \frac{365 \cdot 2,91^2 \cdot 0,92}{1485^2} \cdot [(462,7 + 2 \cdot 29,8) \cdot 326 + 0,9 \cdot (140 \cdot 56 + 70 \cdot 41,9)] = 234$$

де $K_K = 1,15$ – коефіцієнт приведення обертових частин механізму привода до ротора двигуна;

$(GD^2)_P = 1,7$ [табл. 4.1] – маховий момент ротора електродвигуна, кг·м²;

$\eta = 0,9$ – загальний КПД механізмів привода;

$V_C^\phi = 2,91$ – фактична швидкість руху стрічки, м/с;

$n_H = 1485$ [табл. 4.1] – номінальна частота обертання ротора двигуна, хв⁻¹;

$K_D = 0,9$ – коефіцієнт, що враховує, що окружна швидкість частини обертових мас менше швидкості стрічки;

G_{ep} – сумарна маса обертових частин конвеєра (роликові опори верхньої та нижньої гілки) [4, т. 4.75].

$$t_D = \frac{234 \cdot 1485 \cdot 9,81}{375(1418,9 - 1051) \cdot 0,8} = 30,9$$

$t_D \geq t_{\min}$, $30,9 > 22,4$ с., отже, умова пуску конвеєра дотримується.

4.5 Вибір муфт приводної станції

Для з'єднання вала електродвигуна з швидкохідним валом обраного редуктора та вала редуктора з валом барабана використовуємо муфту, яка може у деякій мірі компенсувати не співвісність валів, яка виникає в процесі виготовлення та монтажу.

4.5.1 Обираємо муфту для з'єднання вала редуктора з валом барабана:

Визначаємо розрахунковий крутний момент на валу приводного барабана, Н·м

$$M_{кр} = k_3 \cdot W \cdot \frac{D_{II}}{2} \quad (4.18)$$

$$M_{кр} = 1,1 \cdot 79976,5 \cdot \frac{1,06}{2} = 46626,3$$

де $W = 79976,5$ – тягове зусилля, Н;

$k_3 = 1,1$ – коефіцієнт запасу та неврахованих втрат;

$D_{II} = 1,06$ – діаметр приводного барабана, м.

Розрахунковий момент муфти дорівнює, Н·м

$$M_{р.м} = k_1 \cdot k_2 \cdot M_{кр} = 1,0 \cdot 1,3 \cdot 46626,3 = 60614,9$$

де $k_1 = 1,0$ – поломка муфти викликає аварію машини без людських жертв;

$k_2 = 1,3$ – коефіцієнт, що враховує характер навантаження.

Обчислений крутний момент є розрахунковою основою для вибору типорозміру муфти з табл. 4.3.

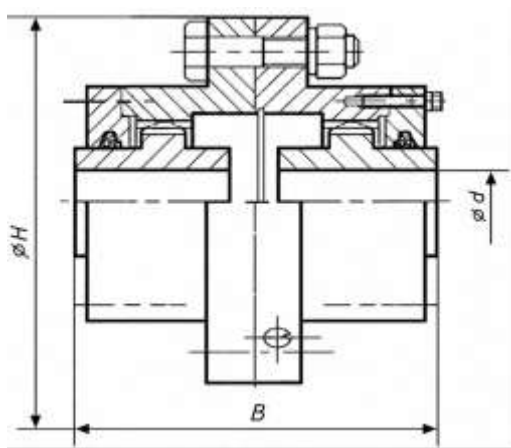


Рисунок 4.6– Зубчаста муфта

Умовне позначення зубчатої муфти:

Муфта зубчаста 1-6300-190-1-170-1

Таблиця 4.3 – Основні параметри муфти

Параметри	Значення
Номінальний крутний момент T_H , Н·м	63000
Найменування муфти	МЗ-10
Маса муфти m , кг	265

4.5.2 Обираємо муфту для з'єднання вала редуктора з валом двигуна:

Муфту вибираємо пружну втулково-пальцьову МПВП (рис. 4.7) за таблицею 4.4 по розрахунковому моменту, Н·м

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{\max} \quad (4.19)$$

$$T_M = 849,3 \cdot 1,3 \cdot 1,2 = 1324,9 \leq T_M^{\max}$$

$$\text{де } T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_o}{\pi \cdot n_o} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 132,0}{3,14 \cdot 1485} = 849,3 - \text{номінальний момент,}$$

який передає муфта, Н·м;

Таблиця 4.4 – Основні параметри муфти

Параметри	Значення
Номінальний крутний момент T_H , Н·м	2000
Кількість пальців	10
Маса муфти m , кг	38,6
Частота обертання n_M , хв ⁻¹	2280

$$T_M^{\max} \leq 2 \cdot T_M - \text{найбільший короткочасний момент.}$$

Умовне позначення пружної втулочно-пальцевої муфти:

МПВП 2000-90-1, 2-22-II, 2-УЗ

4.6 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм

Визначаємо необхідний гальмівний момент на валу електродвигуна, який перешкоджає руху стрічки під дією вантажу T_T , Н·м

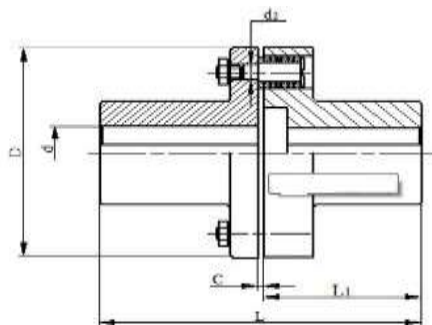


Рисунок 4.7 – Пружна втулочно-пальцева муфта

$$T_T = [q \cdot g \cdot H - C_0 \cdot (W - q \cdot g \cdot H)] \cdot \frac{D_{П(\phi)}}{2 \cdot U_p} \cdot \eta_0 \quad (4.20)$$

$$T_T = -0,5 \cdot 79976,5 \cdot \frac{1,06}{2 \cdot 28,3} \cdot 0,94 = -703,9$$

де $W = 79976,5$ – тягове зусилля, Н;

$D_{П(\phi)} = 1,06$ – діаметр приводного футерованого барабана, м;

$U_p = 28,3$ [табл. 4.2] – передаточне відношення редуктора;

$\eta_0 = 0,94$ – ККД редуктора.

Згідно розрахунку гальмівного моменту видно, що встановлення гальма не потрібно, тому що вантаж на стрічці сам себе гальмує.

5 ПРОЕКТУВАННЯ НАТЯЖНОЇ СТАНЦІЇ

Для забезпечення необхідного притиснення стрічки до приводного барабана, компенсації витяжки та виключення неприпустимого провисання стрічки всі стрічкові конвеєри забезпечуються натяжним пристроєм, що може бути гвинтовим, вантажним, лебідковим. Гвинтові пристрої застосовуються тільки на коротких конвеєрах (до 50 м), на інших вантажні та лебідкові.

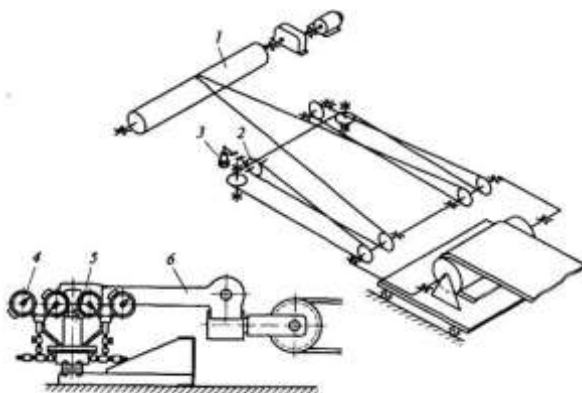


Рисунок 5.1 – Схема натяжної станції конвеєра

5.1 Розробка конструкції та визначення основних параметрів натяжного барабана

Конструкцію та основні параметри натяжного барабана приймаємо рівним приводного барабана.

Приймаємо: $D_H = 1000 \text{ м.}$

Приймаємо: $L_B = 1800 \text{ м.}$

Приймаємо: $\delta = 12 \text{ мм.}$

Приймаємо: $K = 1440 \text{ мм.}$

Умовне позначення натяжного візка для конвеєра з шириною стрічки 1600 мм, діаметром барабана 1000 мм, з підшипником діаметром 180 мм, з очисником та 2х3 шт. вантажними блоками (рис.5.2):

160100ТПЛО – 180

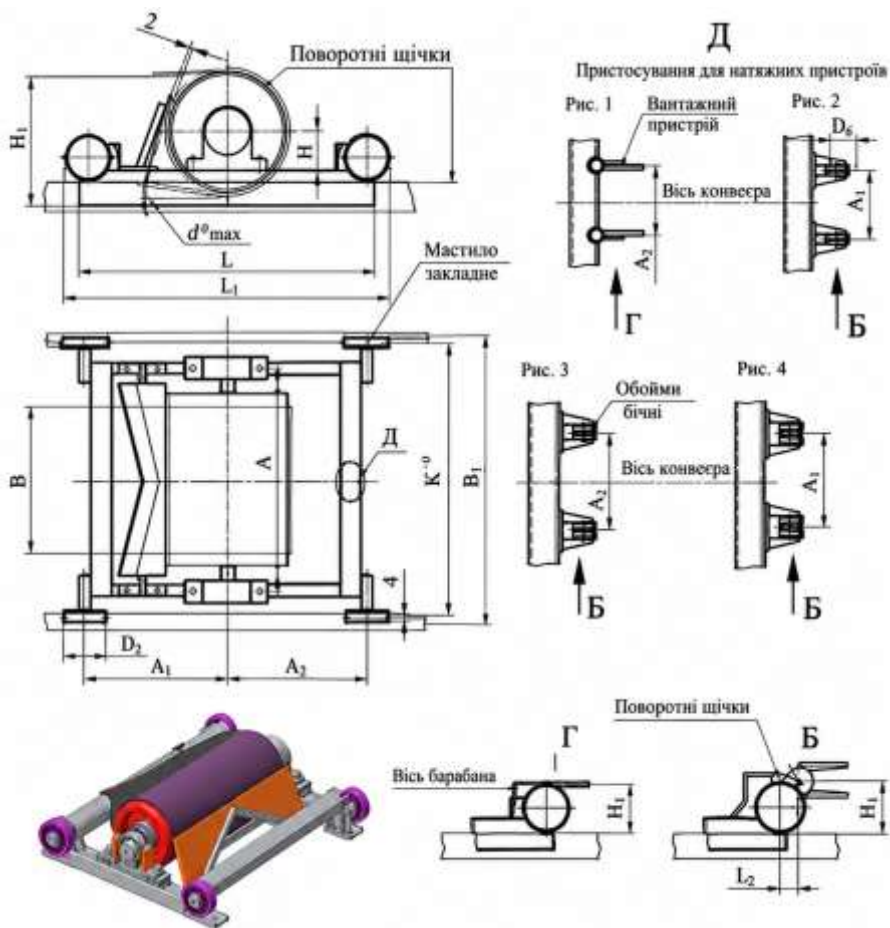


Рисунок 5.2 – Загальний вид натяжного візка з не футерованим барабаном

5.2 Розрахунок ходу натяжного пристрою та визначення зусилля в натяжному пристрої

Визначаємо хід у натяжному пристрої, мм

$$X_{\text{НП}} = X_{\text{м}} + X_{\text{р}} \quad (5.1)$$

де $X_{\text{м}} = L_1 = 2930$ – монтажний хід, мм;

$X_{\text{р}} = k_{\text{Н}} \cdot k_{\text{С}} \cdot L_{\text{СТР}} \cdot \varepsilon = 1 \cdot 0,99 \cdot 161500 \cdot 0,015 = 2400$ – робочий хід, мм;

$k_{\text{Н}} = 1$ – коефіцієнт кута нахилу;

$\varepsilon = 0,015$ [3] – коефіцієнт подовження стрічки;

$k_{\text{С}} = 0,99$ – коефіцієнт використання стрічки по натягу.

$$X_{\text{НП}} = 2930 + 2400 = 5330$$

Приймаємо: $X_{\text{НП}} = 5330 \text{ м.}$

Визначаємо зусилля в натяжному пристрої, Н

$$F_{\text{НУ}} = S_2 + S_3 + W_{\text{В}} \quad (5.2)$$

де $W_{\text{В}} = (S_2 + S_3) \cdot 0,04 = (80774,6 + 85621) \cdot 0,04 = 6655,8$ – опір пересуванню візка натяжного пристрою, Н;

$S_2 = 80774,6$ – натяг холостої гілки з боку НП (без коефіцієнта запасу), Н;

$S_3 = 85621$ – натяг завантаженої гілки (без коефіцієнта запасу), Н.

$$F_{\text{НУ}} = 80774,6 + 85621 + 6655,8 = 173051,4$$

5.3 Вибір схеми та кратності поліспасти

Обираємо схему та кратність поліспасти згідно функціонального призначення, конструкції крана та вказівок викладача. Отже обираємо здвоєний поліспаст з кратністю 2.

Після вибору поліспасти викреслюємо його схему (рис 5.3).

Визначаємо ККД поліспасти

$$\eta_{\text{п}} = \frac{1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{i_{\text{п}} - 1}}{i_{\text{п}}} \quad (5.3)$$

$$\eta_{\text{п}} = \frac{1 + 0,98}{2} = 0,99$$

де $\eta = 0,98$ – ККД блоку на підшипниках кочення;
 $i_n=2$ – кратність поліпасти.

5.4 Вибір вантажного каната

У відповідності з правилами канат обираємо за розривним зусиллям $F_{розр}$, Н

$$F_{розр} = Z_p \cdot F_{max} \leq [F]_{розр} \quad (5.4)$$

$$F_{розр} = 2,5 \cdot 43699,9 = 109249,8 \leq [114500]$$

де $Z_p=4,5$ – коефіцієнт запасу міцності каната згідно режиму роботи;

F_{max} – найбільше зусилля в канаті, Н

$$F_{max} = \frac{F_{HY}}{a \cdot i_n \cdot \eta_n} \quad (5.5)$$

$$F_{max} = \frac{173051,4}{2 \cdot 2 \cdot 0,99} = 43699,9$$

де $F_{HY} = 173051,4$ – зусилля в натяжному пристрої, Н;

$a = 2$ – кількість гілок каната, які намотуються на барабан за рисунком 5.3.

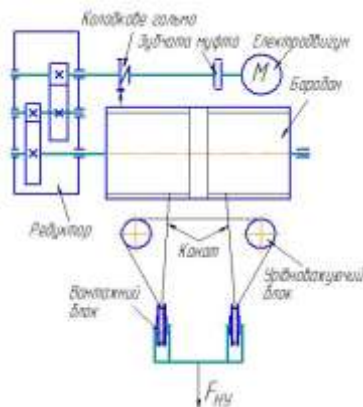


Рисунок 5.3 – Кінематична схема та схема поліпасти механізму натягу стрічки

Канат обираємо за ДСТУ EN 12385-1:2013. “Канати сталеві дротяні. Безпека. Частина 1. Загальні вимоги” згідно розривного зусилля.

Обираємо сталевий канат подвійного завивання ЛК-Р конструкції $6 \times 19 (1+6+6/6) + 1$ о.с. за ДСТУ EN 12385-1:2013. “Канати сталеві дротяні. Безпека. Частина 1. Загальні вимоги” [табл. 5.1], з умовним позначенням:

Канат 15 – Г – В – О – Н – 1568

Таблиця 5.1 – Характеристики канату

Параметри	Значення
Розрахункова площа перерізу, мм ²	86,28
Маркувальна група, МПа	1568
Діаметр d_k , мм	15
Маса каната (1000м), кг	844
Розривне зусилля $F_{розр}$, Н	114500

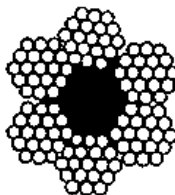


Рисунок 5.4 - Канат подвійного завивання типу ЛК – Р конструкції $6 \times 19 (1+6+6/6) + 1$ о.с.

5.5 Розрахунок розмірів блоків та барабана

Визначаємо допускний діаметр барабана (D_1), вантажного (D_2) та урівноважуючого (D_3) блоку по центру каната, мм

$$D_1 = h_1 \cdot d_k \quad (5.4)$$

$$D_2 = h_2 \cdot d_k \quad (5.5)$$

$$D_3 = h_3 \cdot d_K \quad (5.6)$$

$$D_1 = 12,5 \cdot 15 = 187,5$$

$$D_1 = 14 \cdot 15 = 210$$

$$D_1 = 12,5 \cdot 15 = 187,5$$

де d_K – діаметр каната, мм;

h_1, h_2, h_3 [3] – коефіцієнти, які залежить від типу машини і групи режиму роботи, (табл.1.5).

Блоки для блочних обойм вибираємо з таблиці 5.2.

Приймаємо: $D_1 = 190 \text{ мм}$, $D_2 = 250 \text{ мм}$, $D_3 = 250 \text{ мм}$.

Таблиця 5.2 – Коефіцієнт « h_1 » вибору діаметру барабану, « h_2 » – вантажного блоку та « h_3 » – урівноважуючого блоку

Режими роботи, групи режиму роботи, групи класифікації механізмів відповідно		Коефіцієнти вибору діаметрів		
за правилами Держгіртехнагляду	за ISO 4301/1-86	h_1	h_2	h_3
Легкий (Л)	M1	11,2	12,5	11,2
	M2	12,5	14,0	12,5
	M3	14,0	16,0	12,5
	M4	16,0	18,0	14,0
	M5	18,0	20,0	14,0
Середній (С)	M6	20,0	22,4	16,0
Важкий (В)	M7	22,4	25,0	16,0
Дуже важкий (ДВ)	M8	25,0	28,0	18,0

Визначаємо число витків нарізок на барабані

$$Z = \frac{X_M \cdot i_n}{\pi \cdot D_1} + 4,5 \quad (5.7)$$

$$Z = \frac{3 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,19} + 4,5 = 14,55$$

де $X_p = 3$ – робочий хід натяжного візка (з урахуванням запасу 1,2), м;

$D_1 = 0,19$ – прийнятий діаметр барабана по центру каната першого шару, м;

$i_n = 2$ – кратність поліспасти;

4,5 [4] – число витків кріплення каната та запасних.

Приймаємо: $Z = 14$.

Визначаємо довжину нарізки на барабані, мм

$$l = Z \cdot p \quad (5.8)$$

$$l = 14 \cdot 17 = 238$$

де $p \geq 1,1d_k = 1,1 \cdot 15 = 16,5$ – крок нарізки на барабані, мм.

Приймаємо: $p = 17$ мм.

Визначаємо загальну довжину барабана, мм:

при здвоєному поліспасті – $L = 2l + 2b + c$, (5.9)

$$L = 2 \cdot 238 + 2 \cdot 51 + 70 = 648$$

де $b = 3p = 3 \cdot 16 = 51$ – довжина гладкої частини на кінцях барабана, мм;

c – довжина гладкої частини між нарізками, $c = 70 \dots 120$ мм.

Приймаємо: $c = 70$ мм.

Товщину стінки барабана приймаємо, мм

для сталевго барабана:

$$\delta = 0,01D + 3, \quad \text{або} \quad \delta \approx 1,2d_k. \quad (5.10)$$

$$\delta = 1,2 \cdot 15 = 18$$

Приймаємо: $\delta = 20$ мм.

З умов технології виготовлення литих барабанів вимога $\delta \geq 12$ мм зберігається.

Стінки барабана перевіряємо по напруженню стиску, МПа

$$\sigma_{CT} = \frac{F_{max}}{\delta \cdot p} \leq [\sigma]_{CT} \quad (5.11)$$

$$\sigma_{CT} = \frac{43699,9}{0,020 \cdot 0,017} = 128,5 \leq [140]$$

де $[\sigma]_{CT} = 140$ МПа – для барабанів зі сталі 35Л.

Умови перевірки стінки барабана по напруженню стиску виконуються.

Перевірку барабана по напруженню на згин не проводимо, так як виконується умова $L \leq 3 \cdot D_o (D_1)$.

5.6 Розрахунок потужності двигуна та його вибір

Електродвигун вибираємо з каталогу по статичній потужності, кВт

$$P_{CT} = \frac{2 \cdot F_{HV} \cdot V_H}{\eta_3} \quad (5.12)$$

$$P_{CT} = \frac{2 \cdot 43699,9 \cdot 0,022}{0,88} = 4,33$$

де $F_{HV} = 173051,4$ Н;

$V_H = 0,022$ – швидкість руху натяжного візка, м/с;

$\eta_3 = 0,88$ – загальний ККД механізму натягу;

$\eta_3 = \eta_n \cdot \eta_o \cdot \eta_p \cdot \eta_M$ – ККД, відповідно, поліспаста, барабана, редуктора та муфти; звичайно приймають $\eta_3 = 0,85 \dots 0,9$.

Допускається приймати $P_o = (0,85 \dots 0,9) P_{CT}$.

Згідно знайденої статичної потужності з таблиці вибираємо двигун [табл. 5.3].

Обрано електродвигун загальної серії 4А з короткозамкнутим ротором (рис. 4.4).

Таблиця 5.3 – Характеристика двигуна

Параметри	Значення
Серія	4А
Типорозмір	A132S8Y3
Потужність P_{∂} , кВт	4,0
Частота обертання при заданому режимі роботи n_{∂} , хв ⁻¹	720
Момент інерції ротора I_p , кгм ²	$4,25 \cdot 10^{-2}$
Максимальний крутний момент T_{max} , Н·м	
Вага електродвигуна $m_{ДВ}$, кг	77
ККД приводу η , %	95
Кількість пар полюсів	4

5.7 Вибір редуктора

Визначаємо передаточне відношення механізму підйому

$$U = \frac{n_{\partial}}{n_{\phi}} \quad (5.13)$$

$$U = \frac{720}{4,43} = 162,52$$

де $n_{\phi} = \frac{60 \cdot V_n \cdot i_n}{\pi D} = \frac{60 \cdot 0,022 \cdot 2}{3,14 \cdot 0,19} = 4,43$ – частота обертання барабана, хв⁻¹;

$V_n = 0,022$ – швидкість підйому вантажу, м/с;

$D = 0,190$ – діаметр барабана по центру каната, м;

$i_n = 2$ – кратність поліспасти.

Редуктор вибираємо, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи по [табл. 5.4].

Умовне позначення редуктора:

Редуктор 1Ц3У-355М-160-11ЦУ2

Таблиця 5.4– Характеристика редуктора

Параметри	Значення
Типорозмір	1ЦЗУ-350М
Передаточне відношення U_p	160
Фактичне передаточне відношення U_p	163,37
Потужність P_p , кВт	5,6
Частота обертання при заданому режимі роботи n_p , хв ⁻¹	700
Момент на тихохідному валу M_T , Н·м	12000
Маса редуктора m , кг	750
Схема збирання	11
ККД приводу η , %	96

Обраний редуктор [табл. 5.5] (рис. 5.6) перевіряємо так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості натягування V_H^Φ від заданої V_H не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \frac{V_H^\Phi - V_H}{V_H} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (5.14)$$

$$\Delta V = \frac{0,0219 - 0,022}{0,022} \cdot 100\% = -0,46\% \leq 5\%$$

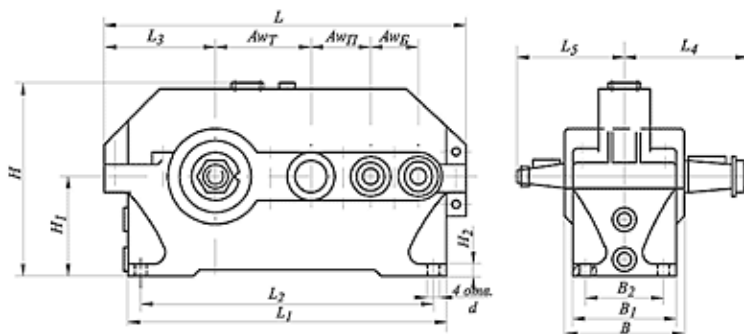


Рисунок 5.6 – Редуктор циліндричний трьохступеневий типу 1ЦЗУ

Визначаємо фактичну швидкість підйому, м/с

$$V_H^\phi = \frac{\pi \cdot D_\phi \cdot n_\phi}{60 \cdot i_n \cdot U_p} \quad (5.15)$$

$$V_H^\phi = \frac{3,14 \cdot 0,190 \cdot 720}{60 \cdot 2 \cdot 163,37} = 0,0219$$

Допускний граничний момент, який передається редуктором, Н·м,

$$T_{ГР} = \psi \cdot T_p \quad (5.16)$$

$$T_{ГР} = 1,25 \cdot 12000 = 15000$$

де $T_p = 5000$ [табл. 5.5] – табличне значення моменту на тихохідному валу редуктора;

$\psi = 1,25$ [табл. 5.5] – кратність пускового моменту.

Таблиця 5.5 – Залежність кратності від режиму роботи

Група режиму роботи	М1-М3	М4	М5	М6
Кратність ψ	1,25	1,6	2,0	2,5

5.8 Вибір муфти

Для з'єднання вала електродвигуна з швидкохідним валом обраного циліндричного редуктора використовуємо муфту, яка може у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів, яка виникає в процесі виготовлення та монтажу.

Муфту вибираємо пружну втулково-пальцьову МПВП з тормозним шківом (рис. 5.7) за таблицею [табл. 5.6] по розрахунковому моменту, Н·м

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{\max} \quad (5.17)$$

$$T_M = 53,07 \cdot 1,2 \cdot 1,1 = 70,05 \leq T_M^{\max}$$

де $T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_\phi}{\pi \cdot n_\phi} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 4,0}{3,14 \cdot 700} = 53,07$ – номінальний момент, який передає муфта, Н·м;

Таблиця 5.6 – Основні параметри муфти

Параметри	Значення
Типорозмір	МПВП-Т125
Найбільший момент T_M , Н·м	125
Маса муфти m , кг	16,6
Частота обертання n_p , хв ⁻¹	4620
Діаметр тормозного шківa, $D_{ш}$, мм	200

$K_1 = 1,2$ [табл. 5.7] – коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_2 = 1,1$ [табл. 5.7] – коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму;

$T_M^{max} \leq 2 \cdot T_M$ - найбільший короткочасний момент.

Обираємо муфту для з'єднання вала редуктора з валом барабана механізму натягування, муфту вибираємо пружну втулково-пальцьову МПВП (рис. 4.7) за таблицею 5.7 по розрахунковому моменту, Н·м.

Визначаємо розрахунковий крутний момент на валу приводного барабана, Н·м

$$M_{кр} = k_s \cdot 2 \cdot F_{HY} \cdot \frac{D_B}{2} \quad (4.18)$$

$$M_{кр} = 1,1 \cdot 43046 \cdot \frac{0,19}{2} = 8996,6$$

Таблиця 5.7 – Значення коефіцієнтів K_1 та K_2

Механізм	K_1	K_2			
		1М, 2М, 3М	4М	5М	6М
		Л	С	В	В
Підйому	1,8	1,1	1,2	1,3	1,4
Пересування	1,2				
Зміни вильоту	1,8				
Повороту	1,4				

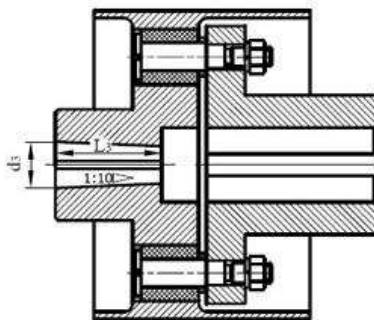


Рисунок 5.7 – Пружна втулочно-пальцева муфта з тормозним шківом

Розрахунковий момент муфти [табл. 5.8] дорівнює, Н·м

$$M_{p.m} = k_1 \cdot k_2 \cdot M_{кр} = 1,1 \cdot 1,3 \cdot 8996,6 = 12865,1$$

де $k_1 = 1,0$ – поломка муфти викликає аварію машини без людських жертв;

$k_2 = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує характер навантаження.

Таблиця 5.8 – Основні параметри муфти

Параметри	Значення
Номінальний крутний момент $T_{кр}$, Н·м	16000
Кількість пальців	10
Маса муфти m , кг	265,7
Частота обертання n_M , хв ⁻¹	1140

Умовне позначення пружної втулочно-пальцевої муфти:

МПВП 16000-125-1

5.9 Визначення гальмівного моменту та вибір гальм

Гальма механізму підйому вантажу обираємо по необхідному гальмівному моменту T_G , Н·м

$$T_{\Gamma} = \frac{10^4 \cdot Q_{\max} D_{\delta} \cdot \eta_o}{2i_n \cdot U_p} K_{\Gamma} \quad (5.18)$$

$$T_{\Gamma} = \frac{173051,4 \cdot 0,190 \cdot 0,97}{2 \cdot 2 \cdot 160} \cdot 1,25 = 62,3$$

де $K_{\Gamma} = 1,25$ – коефіцієнт запасу гальмування для М2 режиму роботи;

$D_{\delta} = 0,190$ – діаметр барабана по осі каната, м;

U_p [табл. 5.4] – передаточне відношення редуктора;

$i_n = 2$ – кратність поліспасту

Типорозмір гальм вибираємо за таблицею 5.9 так, аби виконувалось нерівність:

$$\begin{aligned} T_{\Gamma.K} &\geq T_{\Gamma} \\ 80 &\geq 62,3 \end{aligned} \quad (5.19)$$

де $T_{\Gamma.K}$ - номінальний гальмівний момент гальм за таблицею.

Обираємо тип гальм ТКТ-200 (рис. 5.8).

Таблиця 5.9 – Основні параметри обраних гальм

Параметри	Значення
Тип гальма	ТКТ-200
Діаметр гальмівного шківа D, мм	200
Ширина гальмівної колодки В, мм	90
Гальмівний момент при ПВ100%, Н·м	80
Відхід колодок шківа ε, мм	0,63
Тип магніту	МО-200Б
Маса гальма з гідро штовхачем , кг	30
Хід штока, мм	3,0
Габаритні розміри	548x407x177

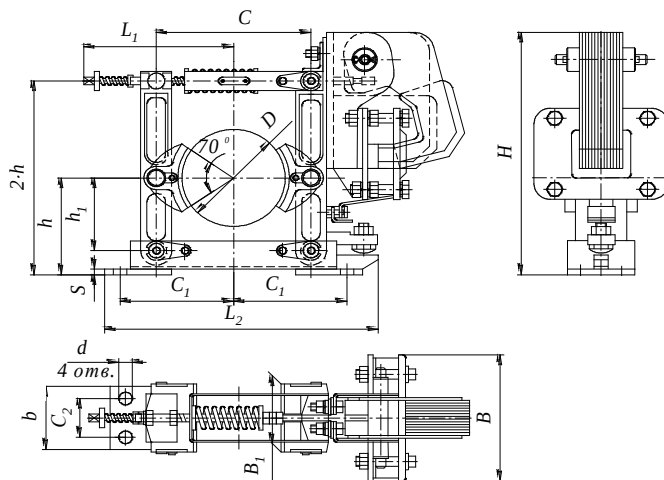


Рисунок 5.8 – Колодкові гальма типу ТКТ

6 РОЗРАХУНОК МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КОНВЕЄРА

6.1 Вибір схеми механізму пересування конвеєра

Механізм пересування конвеєра виконуємо з приводними колесами (в складі букс) з індивідуальним приводом. Механізм виконуємо таким чином, що лише одна пара коліс приводної та натяжної станції має свій індивідуальний привід (всього 4 привода на весь конвеєр), який складається з електродвигуна (1), муфти з тормозним шківом (4), гальма (2) та вертикального циліндричного редуктора (3) на консолі відповідного приводного колеса (5) (рис. 6.1).



Рисунок 6.1 – Кінематична схема механізму пересування конвеєра

6.2 Визначення максимального тиску на ходове колесо

Згідно технічного завдання та зі схеми конвеєра ходові колеса механізму пересування даного конвеєра (рис. 6.2) діляться на:

- ходові колеса приводної станції (2 приводних та 2 не приводних);
- ходові колеса натяжної станції (2 приводних та 2 не приводних);
- ходові колеса середньої частини конвеєра (4 не приводних на кожен секцію).

Визначаємо максимальний тиск на колесо при рівномірному навантаженні на кожне колесо, Н

$$R = \frac{Q_i \cdot 10}{4} \quad (6.1)$$

для приводної станції конвеєра:

$$R_{IC} = \frac{34100 \cdot 10}{4} = 85250$$

де $Q_{ПС} = 34100$ – вага приводної станції з вантажем, кг.

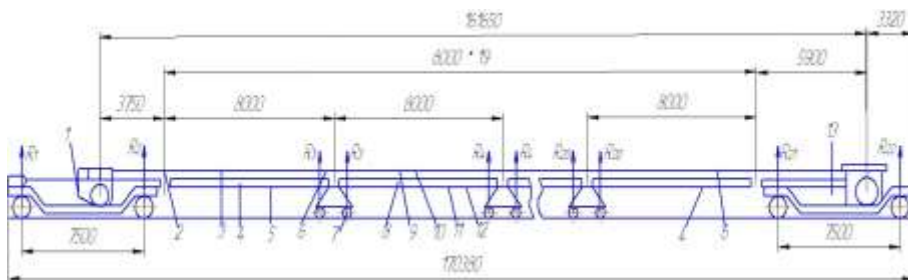


Рисунок 6.2 – Схема стрічкового пересувного конвеєра

для натяжної станції конвеєра:

$$R_{HC} = \frac{22040 \cdot 10}{4} = 55100$$

де $Q_{HC} = 22040$ – вага натяжної станції з вантажем, кг.

для секції середньої частини конвеєра:

$$R_C = \frac{6174,3 \cdot 10}{4} = 15435,8$$

де Q_c – вага однієї секції середньої частини з вантажем, кг;

$$m_{MK}^C = 1290 \text{ – вага металоконструкції однієї секції, кг.}$$

$$Q_C = m_{MK}^C + m_{\mathcal{K}I} \cdot 5 + m_{\mathcal{K}II} + m_{HI} \cdot 3 + m_{\mathcal{D}H} \cdot 2 + m_{\mathcal{D}K} + q_C \cdot 8 + q_B \cdot 8 \quad (6.2)$$

$$Q_C = 1290 + 115,4 \cdot 5 + 135,1 + 61,5 \cdot 3 + 15,8 \cdot 2 + 16,1 + 29,8 \cdot 8 + 462,7 \cdot 8 = 6174,3$$

6.3 Вибір ходових коліс

Ходові колеса механізму пересування конвеєра обираємо з урахуванням максимального навантаження R , швидкості

пересування $V_K = 0,3 \text{ м/с}$ [табл. 1.1] та групи режиму роботи механізму (ПВ=40%).

6.3.1 Вибір ходових коліс приводної станції

Для приводної станції конвеєра згідно $R_{ПС} = 85250 \text{ Н}$, обираємо колеса кранові ходові (рис. 6.3) на кутових буксах, тип рейки Р50 (рис. 6.5).

Умовне позначення колеса:

K2РП-710-1

6.3.2 Вибір ходових коліс натяжної станції

Для натяжної станції конвеєра згідно $R_{ПС} = 85250 \text{ Н}$, так як, $R_{ПС} = 85250 > 55100$, обираємо колеса кранові (рис. 6.3) ходові на кутових буксах, тип рейки Р50 (рис. 6.5) таблиця 6.1.

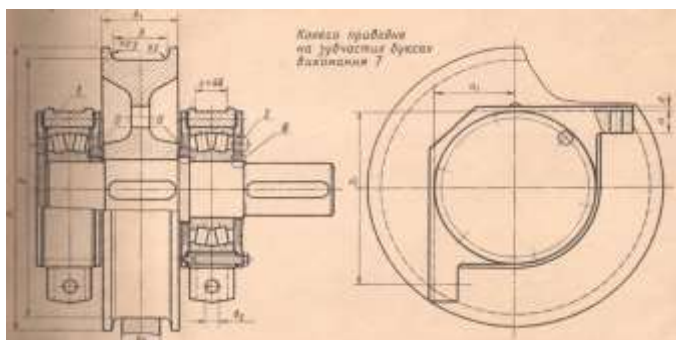


Рисунок 6.3 – Колесо крановое ходовое приводное на кутовых буксах

6.3.3 Вибір ходових коліс середньої частини конвеєра

Для середньої частини конвеєра (секції) ходові колеса обираємо одноребордні не приводні (рис. 6.4) згідно $R_C = 15435,8 \text{ Н}$, тип рейки Р50 (рис. 6.5).

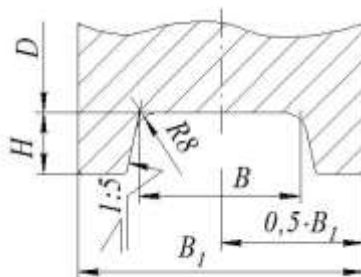


Рисунок 6.4 – Колесо кранове ходове дворебордне

6.3.4 Параметри ходових коліс механізму пересування конвеєра [9, 11]

Таблиця 6.1 – Параметри ходових коліс

Параметри	Значення		
	Приводна станція	Середня частина	Натяжна станція
Швидкість руху, м/с	0,3	0,3	0,3
Допускний тиск на колесо при ПВ=40%, кН	250,0	128,0	250,0
Тип колеса	дворебордне	одноребордне	дворебордне
Діаметр колеса, мм	710	400	710
Тип рейки	P50	P50	P50
Висота реборди Н, мм	30	25	30
Ширина колеса В ₁ , мм	160	130	1160
Ширина доріжки кочення В, мм	110	105	110
Внутрішній діаметр колеса, мм	135	85	135

Діаметр цапф валів коліс дорівнює
 $d_{ц} = (0,2 \dots 0,3) D = (0,2 \dots 0,3) \cdot 400 = 80 \dots 120 \text{ мм.}$

Приймаємо середнє значення для всіх коліс: $d_{ц} = 120 \text{ мм.}$

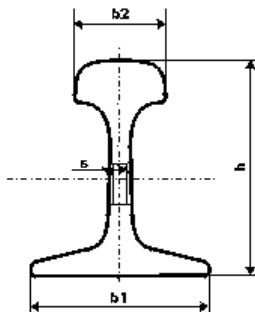


Рисунок 6.5 – Залізничні рейки

6.4 Визначення максимального загального опору пересування конвеєра

Визначаємо максимальний загальний опір пересування конвеєра, Н

$$W_{\Pi} = W_{TP}^3 + W_I + W_V \quad (6.3)$$

де W_{TP} – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс конвеєра з ребордами, Н

$$W_{TP}^3 = W_{ТПП} + W_{ТПН} + 19 \cdot W_{TPC} \quad (6.4)$$

$$W_{TPi} = \frac{10 \cdot Q_i}{D_i} (2 \cdot \mu + f \cdot d) \cdot K_p \quad (6.5)$$

де $W_{ТПП}$ – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс конвеєра з ребордами приводної секції, Н;

$W_{ТПН}$ – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс конвеєра з ребордами натяжної секції, Н;

W_{TPC} – сила опору від тертя у підшипниках та на доріжках кочення ходових коліс конвеєра з ребордами середньої частини (секції), Н.

$$W_{ТПП} = \frac{10 \cdot 34100}{71} (2 \cdot 0,03 + 0,015 \cdot 12) \cdot 3,5 = 5594,5$$

$$W_{ТПН} = \frac{10 \cdot 22040}{71} (2 \cdot 0,03 + 0,015 \cdot 12) \cdot 3,5 = 3615,9$$

$$W_{TPC} = \frac{10 \cdot 6175}{40} (2 \cdot 0,03 + 0,015 \cdot 12) \cdot 3,5 = 1266,4$$

де $Q_C = 6175$ – вага однієї секції середньої частини з вантажем, кг;

$Q_{HC} = 22040$ – вага натяжної станції з вантажем, кг;

$Q_{PC} = 34100$ – вага приводної станції з вантажем, кг;

$D_K^{PC} = 400$ – діаметр ходового колеса приводної станції, мм;

$D_K^{HC} = 400$ – діаметр ходового колеса натяжної станції, мм;

$D_K^C = 320$ – діаметр ходового колеса середньої частини (секції), мм;

$\mu = 0,03$ – коефіцієнт тертя у підшипниках кочення;

$f = 0,015$ – коефіцієнт тертя ковзання;

$d = 85$ – діаметр цапфи вала колеса, мм;

K_p – коефіцієнт тертя реборд з рейками;

$K_p = 3,5$ – для механізму пересування конвеєра.

$$W_{TP}^3 = 5594,5 + 3615,9 + 19 \cdot 1266,4 = 33272$$

Визначаємо силу інерції конвеєра при допустимому прискоренні, Н

$$W_I = 10 \cdot (Q_{PC} + Q_{HC} + 19 \cdot Q_C) \cdot [a] \quad (6.6)$$

$$W_I = 10 \cdot (34100 + 22040 + 19 \cdot 6175) \cdot 0,3 = 346930$$

$[a] = 0,2 \dots 0,3 \text{ м/с}^2$ – допустиме прискорення.

Приймаємо: $[a] = 0,2 \text{ м/с}^2$.

Визначаємо силу опору від кута нахилу рейкової колії по якій рухається конвеєр, Н

$$W_y = 10 \cdot (Q_{PC} + Q_{HC} + 19 \cdot Q_C) \cdot \alpha \quad (6.7)$$

$$W_I = 10 \cdot (34100 + 22040 + 19 \cdot 6175) \cdot 0,0015 = 2601,9$$

де $\alpha = 0,001 \div 0,002$ – синус кута нахилу.

Згідно формули 6.2 повний опір руху візка дорівнює, Н

$$W_{II} = 33272 + 346930 + 2601,9 = 382803,9$$

6.5 Визначення потужності двигуна та його вибір

Потужність двигуна механізму пересування крана або візка, кВт

$$P = \frac{W_{II} \cdot V_K}{10^3 \cdot \eta_3 \cdot \psi \cdot n} \quad (6.8)$$

$$P = \frac{382803,9 \cdot 0,3}{10^3 \cdot 0,83 \cdot 1,5 \cdot 4} = 23,06$$

де $W_{II} = 382803,9$ – загальний максимальний опір руху конвеєра, Н;

$n = 4$ [п. 6.1] – кількість приводів на механізм пересування;

$V_K = 0,3$ [табл. 1.1] – швидкість руху конвеєра, м/с;

η_3 – ККД приводу з зубчастими редукторами, $\eta_3 = 0,8 \dots 0,9$;

$\psi = 1,5 \dots 1,6$ [2] – середня кратність пускового моменту двигуна.

З табл. 6.2 вибираємо двигун типу МТФ, еквівалентна потужність якого, кВт

$$P_{EKB} \leq P_o \leq P \quad (6.9)$$

$$2,97 \leq 22,0 \leq 23,06$$

де $P_{EKB} = P_{CT} \cdot \gamma \cdot K_{25} \leq P_{25} = 3,17 \cdot 1,25 \cdot 0,75 = 2,97 \leq 27,0$;

P_{CT} – потужність при усталеному русі, кВт

$$P_{CT} = \frac{(W_{TP}^3 + W_y) \cdot V_K}{10^3 \cdot \eta_3 \cdot n} \quad (6.10)$$

$$P_{CT} = \frac{(33272 + 2601,9) \cdot 0,3}{10^3 \cdot 0,85 \cdot 4} = 3,17$$

де γ – коефіцієнт, який залежить від відношення часу пуску до часу роботи механізму;

$\gamma = 1,25$ – для механізмів пересування кранів;

$K = 0,75$ – коефіцієнт, залежний від групи режиму роботи механізму.

Обираємо двигун серії: МТФ411-6 (рис. 6.6).

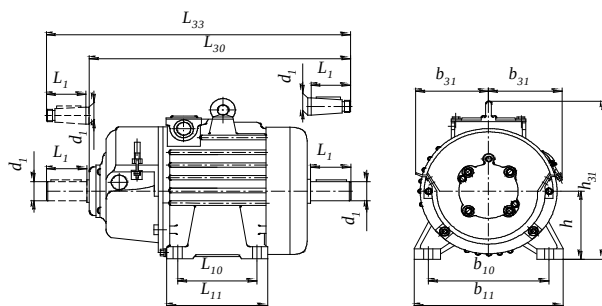


Рисунок 6.6 – Електродвигун крановий серії МТФз фазним ротором

$P_{25} = 27,0$ – потужність двигуна при ПВ=25% згідно табл. 6.2.

Таблиця 6.2 – Характеристика електродвигуна

Параметри	Значення
Серія	MTF
Типорозмір	411-6
Потужність P_{ϕ} , кВт	22,0
Частота обертання при заданому режимі роботи n_{ϕ} , хв ⁻¹	965
Момент інерції ротора I_P , кгм ²	0,5
Максимальний крутний момент T_{max} , Н·м	650
Маса, кг	280

6.6 Вибір редуктора

Визначаємо передаточне відношення механізму пересування

$$U = \frac{n_{\phi}}{n_6} \quad (6.11)$$

$$U = \frac{965}{14,33} = 67,34$$

$$\text{де } n_K = \frac{60 \cdot V_K}{\pi \cdot D_K^{II}} = \frac{60 \cdot 0,3}{3,14 \cdot 0,4} = 14,33 - \text{частота приводного колеса, хв}^{-1};$$

$V_K = 0,3$ – швидкість пересування візка, м/с;

$D_K^{II} = 0,4$ – діаметр приводного колеса, м.

Редуктор вибираємо, виходячи з розрахункової потужності, частоти обертання двигуна, передаточного числа і режиму роботи таблиця 6.3.

Таблиця 6.3 – Характеристика редуктора

Параметри	Значення
Типорозмір	ВКУ-950М
Передаточне відношення U_p	71
Фактичне передаточне відношення U_p^ϕ	68,28
Потужність P_p , кВт	38,6
Частота обертання при заданому режимі роботи n_p , хв ⁻¹	1000
Момент на тихохідному валу M_T , Н·м	24600
Маса редуктора m , кг	1530
ККД η	0,92
Загальна міжосьова відстань A , мм	950
Схема збирання	11 (лівий); 22 (правий)

Розрахункова потужність, кВт

$$P_p = K_p \cdot P \quad (6.12)$$

$$P_p = 1,7 \cdot 22,0 = 37,4$$

де $K_p = 1,7$ – відповідно, для групи режимів роботи 4М, для редукторів ВКУ.

P – найбільша потужність, яку передає редуктор. Відхилення передаточного числа механізму пересування від номінального значення допускається в межах $\pm 5\%$.

Умовне позначення редуктора:

Редуктор ВКУ-950М-71-11-У3

Редуктор ВКУ-950М-71-22-У3

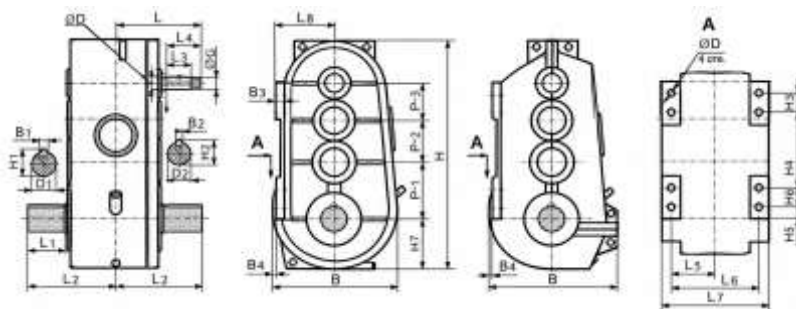


Рисунок 6.7 – Редуктор циліндричний вертикальний трьохступеневий типу ВКУ-М

Обраний редуктор [табл. 6.3] (рис. 6.7) перевіряємо так, щоб відхилення ΔV фактичної швидкості пересування візка V_K^ϕ від заданої V_K не перевищували $\pm 5\%$

$$\Delta V = \frac{V_K^\phi - V_K}{V_K} \cdot 100\% \leq 5\% \quad (6.13)$$

$$\Delta V = \frac{0,296 - 0,3}{0,3} \cdot 100\% = -1,3\% \leq \pm 5\%$$

Визначаємо фактичну швидкість пересування візка, м/с

$$V_\phi = \frac{\pi \cdot D_\phi \cdot n_\phi}{60 \cdot U_p} \quad (6.14)$$

$$V_\phi = \frac{3,14 \cdot 0,4 \cdot 965}{60 \cdot 68,28} = 0,296$$

Умова допустимої величини відхилення фактичної швидкості

пересування візка від заданої виконується.

6.7 Вибір муфти

Для з'єднання вала електродвигуна з швидкохідним валом редуктора використовуємо муфту, яка може у деякій мірі компенсувати неспіввісність валів, яка виникає в процесі виготовлення та монтажу.

Муфту вибираємо пружну втулково-пальцьову МПВП з тормозним шківом (рис. 5.7) за таблицею 6.4 по розрахунковому моменту, Н·м

$$T_M = T_H \cdot K_1 \cdot K_2 \leq T_M^{\max} \quad (6.15)$$

$$T_M = 217,8 \cdot 1,2 \cdot 1,2 = 313,6 \leq T_M^{\max}$$

де $T_H = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot P_\delta}{\pi \cdot n_\delta} = \frac{10^3 \cdot 30 \cdot 22,0}{3,14 \cdot 965} = 217,8$ – номінальний момент,

який передає муфта, Н·м;

Таблиця 6.4 – Основні параметри муфти [10]

Параметри	Значення
Типорозмір	МПВП-710
Найбільший момент T_M , Н·м	710
Маса муфти m , кг	17,0
Частота обертання n_p , хв ⁻¹	3600
Діаметр муфти, D_M , мм	190
Момент інерції муфти I_p , кгм ²	0,125

$K_1 = 1,2$ [табл. 5.8] – коефіцієнт, який враховує ступінь відповідальності механізму;

$K_2 = 1,2$ [табл. 5.8] – коефіцієнт, який враховує режим роботи механізму (4М).

$$T_M^{\max} \leq 2 \cdot T_M - \text{найбільший короткочасний момент.}$$

Умовне позначення муфти:

МПВП 710-61-1-65-1

Обираємо муфту для з'єднання вала редуктора з валом приводного колеса, муфту вибираємо пружну втулково-пальцьову МПВП (рис. 4.7) за таблицею 6.5 по розрахунковому моменту, Н·м

Визначаємо розрахунковий крутний момент на валу приводного барабана, Н·м

$$M_{кр} = U_p \cdot T_H \quad (6.16)$$

$$M_{кр} = 68,28 \cdot 217,8 = 14871,4$$

Розрахунковий момент муфти дорівнює, Н·м

$$M_{p.m} = k_1 \cdot k_2 \cdot M_{кр} = 1,0 \cdot 1,1 \cdot 14871,4 = 16358,5$$

де $k_1 = 1,0$ – поломка муфти викликає аварію машини без людських жертв;

$k_2 = 1,1$ – коефіцієнт, що враховує характер навантаження.

Таблиця 6.5 – Основні параметри муфти

Параметри	Значення
Номінальний крутний момент $T_{кр}$, Н·м	16000
Кількість пальців	10
Маса муфти m , кг	296,1
Частота обертання n_M , хв ⁻¹	1140

Умовне позначення пружної втулково-пальцьової муфти:

МПВП 16000-140-1

6.8 Вибір гальм

Гальма механізму [табл. 6.6] пересування конвеєра вибираємо та регулюємо за гальмівним моментом, який забезпечує допустиме сповільнення при гальмуванні конвеєра, Н·м

$$T_{\Gamma} = \frac{I_{3B}^{\Gamma} \cdot \omega_d}{t_{\Gamma}} - T_{CT}^{\Gamma} \quad (6.17)$$

де ω_d – кутова швидкість двигуна, с⁻¹;

$$\omega_d = \frac{\pi \cdot n}{30} \quad (6.18)$$

$$\omega_d = \frac{3,14 \cdot 965}{30} = 101,1$$

$$t_{\Gamma} = \frac{V_K}{[a]} \quad (6.19)$$

$$t_{\Gamma} = \frac{0,3}{0,2} = 1,5$$

t_{Γ} – тривалість гальмування конвеєра з вантажем, с;

$[a] = 0,2 \dots 0,3$ м/с².

Визначаємо зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас, кгм²

$$I_{3B}^{\Gamma} = \delta \cdot (I_P + I_M) + m \cdot \frac{R^2}{U_P^2} \cdot \eta_3 \quad (6.20)$$

$$I_{3B}^{\Gamma} = 1,1 \cdot (0,5 + 0,125) + 43366,3 \frac{0,355^2}{68,28^2} \cdot 0,83 = 1,411$$

де $\delta(I_P + I_M)$ – момент інерції обертаючих мас, $\delta = 1,1 \dots 1,2$;

$I_P = 0,5$ [табл. 6.2] – момент інерції ротора двигуна, кгм²;

$I_M = 0,125$ [табл. 6.4] – момент інерції муфти, кгм²;

$m = (Q_{ПС} + Q_{НС} + 19 \cdot Q_C) / 4 =$

$= (34100 + 22040 + 19 \cdot 6175) / 4 = 43366,3$ – маса конвеєра з

вантажом;

$R = 0,355$ – радіус колеса, м;

$U_P = 68,28$ – передаточне число редуктора;

$\eta_3 = 0,83$ – загальний ККД.

Момент сил опору при усталеному русі навантаженого конвеєра, Н·м

$$T_{CT} = \frac{W_{II} \cdot D}{2 \cdot U_P \cdot \eta_3} \quad (6.21)$$

$$T_{CT} = \frac{8318 \cdot 0,71}{2 \cdot 68,28 \cdot 0,83} = 58,2$$

де W_{II} – опір руху навантаженого конвеєра, який визначається формулами підрозділу 6.4, Н;

$D = 0,71$ – діаметр ходового колеса, м.

$$T_{\Gamma} = \frac{1,411 \cdot 101,1}{1,5} - 58,2 = 36,9$$

Таблиця 6.6 – Основні параметри обраних гальм

Параметри	Значення
Тип гальма	ТКТ-200/100
Діаметр гальмівного шківa D, мм	200
Ширина гальмівної колодки B, мм	70
Гальмівний момент при ПВ=40%, Н·м	40
Відхід колодок шківa ε, мм	0,4
Тип магніту	МО-100Б
Маса гальма з гідро штовхачем , кг	25
Габаритні розміри	475x395x130

Вибрані гальма [таблиця 6.6] перевіряємо за тривалістю гальмування ненавантаженого конвеєра за умовою

$$t_{\Gamma}^1 = \frac{I_{3B}^{1T} \cdot \omega}{T_{\Gamma} + T_{CT}^1} \geq t_{\Gamma \min} \quad (6.22)$$

Момент сил опору при усталеному русі ненавантаженого конвеєра при гальмуванні, Н·м

$$T_{CT}^1 = \frac{W_T^1 \cdot D}{2 \cdot U_P \cdot \eta_3} \quad (6.23)$$

$$T_{CT}^1 = \frac{1675,7 \cdot 0,71}{2 \cdot 68,28 \cdot 0,83} = 10,49$$

де W_T^1 – опір руху ненавантаженого конвеєра, який визначається за формулами підрозділу 6.4, при $Q = 0$, $K_P = 1$;

$D = 0,71$ – діаметр ходового колеса, м.

Визначаємо зведений момент інерції рухомих мас (без вантажу),
кгм²

$$I_{3B}^{1T} = \delta(I_P + I_M) + m^1 \frac{R^2}{U_P^2} \eta_3 \quad (6.24)$$

$$I_{3B}^{1T} = 1,1 \cdot (0,5 + 0,125) + 24858,3 \cdot \frac{0,355^2}{68,28^2} \cdot 0,83 = 1,245$$

де m^1 – маса конвеєра без вантажу, кг.

Визначаємо мінімальний час гальмування $t_{\Gamma \min}$ ненавантаженого конвеєра, при якому відсутнє ковзання коліс по рейках ($K_{цл} > 1,2$), с

$$t_{\Gamma \min} = \frac{1200 \cdot G \cdot V_K}{R_{ПП}^{1\min} \cdot \varphi} \quad (6.25)$$

$$t_{\Gamma \min} = \frac{1200 \cdot 24,858 \cdot 0,3}{80623 \cdot 0,12} = 0,92$$

де $G = 24,858$ – маса конвеєра без вантажу, т;

$V_K = 0,3$ – швидкість руху, м/с;

$R_{ПП}^{1\min} = 80623$ – найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажу, Н;

φ – коефіцієнт зчеплення коліс з рейками (при роботі на повітрі $\varphi = 0,12$).

$$t_{\Gamma}^1 = \frac{1,245 \cdot 101,1}{40 + 10,49} = 2,49 \geq 0,92$$

6.9 Перевірка двигуна за тривалістю розгону

Для конвеєра з вантажем перевірка електродвигуна за часом розгону, с

$$t_P = \frac{I_{3B} \cdot \omega_{\partial}}{T_{II}^{CP} - T_{CT}} \leq [t_P] = 4 \div 5 \quad (6.26)$$

$$t_P = \frac{1,411 \cdot 101,1}{348,2 - 58,2} = 0,49 \leq [t_P] = 4 \div 5$$

де $I_{3B} = 0,996$ [п. 6.8] – зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас (з вантажем), кгм

T_{Π}^{CP} – середній пусковий момент двигуна,
 $T_{\Pi}^{CP} = T_H \cdot \psi = 1,6 \cdot 217,6 = 348,2$;

T_H – номінальний момент двигуна, Н·м;

$$T_H = \frac{P_{\partial} \cdot 10^3}{\omega_{\partial}} \quad (6.27)$$

$$T_H = \frac{22 \cdot 10^3}{101,1} = 217,6$$

$P_{\partial} = 22,0$ – потужність двигуна, кВт;

$\omega_d = 101,1$ [п. 6.8] – кутова швидкість двигуна, с⁻¹;

$\psi = 1,5 \dots 1,6$ – середня кратність пускового моменту;

$T_{CT} = 58,2$ [п. 6.8] – момент сил опору при усталеному русі навантаженого конвеєра, Н·м.

Умови перевірки вибраного двигуна за часом пуску виконуються.

Визначаємо тривалість розгону конвеєра без вантажу, с

$$t_p^1 = \frac{I_{3B}^1 \cdot \omega}{T_{\Pi}^{CP} - T_{CT}^1} \quad (6.28)$$

$$t_p^1 = \frac{1,245 \cdot 101,1}{348,2 - 10,49} = 0,37$$

де $I_{3B}^1 = 1,245$ [п. 6.8] – зведений до валу двигуна момент інерції рухомих мас (без вантажу), кгм;

$T_{CT}^1 = 10,49$ [п. 6.8] – момент сил опору при усталеному русі ненавантаженого конвеєра, Н·м.

Сила інерції при розгоні не конвеєра, Н

$$W_i = 10^3 \cdot G \cdot \frac{V_K}{t_p^1} \quad (6.29)$$

$$W_i = 10^3 \cdot 24,858 \cdot \frac{0,3}{0,26} = 28682,3$$

де $G = 24,858$ – маса конвеєра без вантажу, т;

$V_K = 0,3$ – швидкість руху, м/с;

Сумарний опір від тертя в підшипниках та на доріжках ковзання ходових коліс конвеєра без вантажувизначається за формулами п. 6.4, при $Q = 0$.

Опір у цапфах приводних коліс при русі без вантажу, Н

$$W_{TP}^{IPP} = R_{IPP}^{1min} f \cdot d \cdot \frac{1}{D} \quad (6.30)$$

$$W_{TP}^{IPP} = 80623 \cdot 0,02 \cdot 0,120 \cdot \frac{1}{0,71} = 272,6$$

де $R_{IPP}^{1min} = 80623$ – найменше зусилля на приводні колеса при русі без вантажу, Н;

$f = 0,015 \dots 0,02$ – коефіцієнт тертя у цапфах приводних коліс;

$d = 0,120$ – діаметр цапфи, м;

$D_\phi = 0,71$ – діаметр ходового приводного колеса, м.

Коефіцієнт запасу зчеплення колеса з рейкою при розгоні без вантажу (для чотирьох приводних коліс)

$$K_{CЦ} = \left(\frac{R_{IPP}^{1min} \cdot \varphi}{W_T^1 + W_i - W_T^{IPP}} \right) \cdot 4 \geq 1,2 \quad (6.31)$$

$$K_{CЦ} = \frac{80623 \cdot 0,2}{1302,8 + 71705,8 - 272,6} = 0,54 \cdot 4 = 2,16 \geq 1,2$$

де φ – коефіцієнт зчеплення колеса з рейкою, при роботі на відкритому повітрі $\varphi = 0,2$.

ВКАЗІВКИ ЩОДО ОФОРМЛЕННЯ ТА ЗАХИСТУ КУРСОВОГО ПРОЄКТУ

Курсовий проєкт повинен складатися з пояснювальної записки ПЗ та графічної частини. ПЗ курсової роботи складає 25...40 сторінок рукописного або друкованого на персональному комп'ютері тексту, виконаних на стандартних аркушах білого паперу формату А4 210 x 297мм з однієї сторони. Аркуші слід з'єднати в зошит. ПЗ необхідно виконати згідно з вимогами ДСТУ 3008:2015 "Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення".

РПЗ складається з наступних розділів: титульний лист, завдання на курсову роботу, календарний, зміст, реферат, перелік умовних позначень, передмова або вступу, розрахунково-пояснювальні розділи, заключна частина, список використаних джерел та використані в роботі додатки.

Реферат включає: свідчення про об'єм курсової роботи, кількість ілюстрацій, таблиць, використаних джерел, ключові слова і далі текст реферату.

Текст реферату повинен відображати об'єкт курсової роботи, ціль роботи, метод виконання роботи, одержані результати та їх новизну, ефективність технічних рішень, галузь застосування, основні характеристики спроектованої машини.

В передмові необхідно в короткій формі обґрунтувати актуальність теми на основі аналізу шляхів удосконалення відповідного типу машин безперервного транспорту по темі роботи.

В розрахунково-пояснювальній частині проводиться опис конструкції та аналіз роботи машини.

В ПЗ повинні бути необхідні розрахунки, коментарі, пояснення, розрахункові схеми, діаграма натягів, поперечні січення конвеєра, стрічки., роликів опор.

У висновках слід в короткій формі проаналізувати ефективність пропозицій по модернізації машин безперервного транспорту, реалізованих в курсовій роботі, викласти результати теоретичних або експериментальних досліджень, відмітити реальність роботи, можливість застосування її у виробництво.

До списку літератури повинні увійти джерела, використані при виконанні роботи.

В додаток включають розрахунки, таблиці допоміжні, специфікації креслень.

Графічна частина роботи повинна досить повно розкривати конструкцію спеціального промислового транспорту та його вузлів.

Графічна частина складається з 3...4 аркушів формату А1, на яких викреслено загальний вигляд машини, приводну станцію, натяжну станцію, яка проектується у відповідності з ДСТУ ISO 128:2005 [4].

На кресленні слід розмістити необхідні розрізи та січення. Також тут вказуються необхідні розміри, технічна характеристика машини. Кутовий штамп креслення заповнюється згідно з вимогами ДСТУ ISO 128:2005. На креслення виконується специфікація, яка як додаток входить останньою сторінкою в ПЗ.

Завдання виписує викладач на бланку, який підписує керівник роботи з визначенням терміну її та студент-виконавець. Закінчену курсову роботу підписує студент-виконавець і керівник-викладач. Керівник на ПЗ повинен зазначити допуск проєкта до захисту. Захищають проєкт перед комісією кафедри з двох або трьох викладачів.

Захист роботи складається з короткої доповіді студента 10...15 хвилин про виконану роботу і з відповідей на запитання.

Оцінка враховує якість і правильність доповіді та відповідей на запитання студента, самостійність та оригінальність технічних рішень, наявність наукових досліджень, ступінь використання технічної літератури і стандартів, інженерний рівень виконання ПЗ та графічної частини роботи і інше.

При виконання курсового проєкту студент керується приведеним в методичних вказівках порядком розрахунків і табличними матеріалами. Для більш глибокого вивчення матеріалу необхідно використовувати спеціальну літературу [5].

Перелік джерел посилання

1. Дереза О. О. Машины безперервного транспорту : навч. посіб. / О. О. Дереза. Мелітополь : Таврійський державний агротехнологічний університет, 2016. 108 с.
2. Ляшук О. Створення та модернізація транспортно-технологічних систем : монографія. Тернопіль, 2019. 280 с. ISBN 978-617-7331-96-3.
3. ДСТУ EN 620:2022. Підйимально-транспортувальне устаткування та системи неперервної дії. Конвеєри стрічкові стаціонарні для сипких матеріалів. Вимоги щодо безпеки (EN 620:2021, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022. 54 с.
4. ДСТУ ISO 128-1:2005. Кресленики технічні. Загальні принципи оформлення. Частина 1. Передмова та покажчик понять стандартів ISO серії 128 (ISO 128-1:2003, IDT). Київ : Держспоживстандарт України, 2007. 12 с.
5. Розрахунок пересувного стрічкового конвеєра : методичні вказівки до виконання курсового проекту з дисципліни «Машины безперервного транспорту» для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» (освітня програма «Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання») усіх форм навчання / уклад.: О. М. Руднєв, Р. О. Фролов. Запоріжжя : ЗНТУ, 2019. 102 с.
6. ДСТУ 2676-94. Конвеєри стрічкові стаціонарні. Загальні технічні вимоги. Київ : Держстандарт України, 1994. 27 с.