МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ “ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА”

Інститут механічної інженерії та транспорту
Кафедра ПМАІ

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до бакалаврської кваліфікаційної роботи

спеціальність: 133 «Галузеве машинобудування»

Розроблення приводу горизонтально-похилого стрічкового транспортера

Виконав студент
групи МБ-41: _____ Богдан КОЛОДІЙ

Керівник: _____ Михайло БОЙКО

Консультанти: _____ к.т.н., доц. Леся СТРУТИНСЬКА

_____ к.т.н., доц. Ростислав ЯЦЮК

Завідувач
кафедрою: _____ д.т.н., проф. Василь ДМИТРІВ

Львів – 2025

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ "ЛЬВІВСЬКА ПОЛІТЕХНІКА"

Інститут механічної інженерії та транспорту	Кафедра ПМАІ

спеціальність: 133 «Галузеве машинобудування»

	"ЗАТВЕРДЖУЮ"
_____	Зав. кафедрою: д.т.н., проф. Василь ДМИТРІВ
	«____»_____ 2025 р.

ЗАВДАННЯ

на бакалаврську кваліфікаційну роботу

студенту групи МБ-41: Колодію Богдану Юрійовичу

1. Тема: "Розроблення приводу горизонтально-похилого стрічкового транспортера "

Затверджена наказом по університету № 1399-4-08 від 17.04. 2025р.

2. Термін здачі студентом закінчені роботи 10.06.25 р.

3. Вхідні дані: Принципова схема траси горизонтально-похилого стрічкового транспортера. Продуктивність 680 т/год.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки:

4.1	Титульний аркуш. Завдання. Розширена анотація. Зміст. Вступ
4.2	Технологічна частина
4.3	Конструкторська частина
4.4	Додатки (економічна частина, охорона праці, специфікації)
4.5	Перелік використаних джерел

5. Перелік графічного матеріалу:

Стрічковий транспортер (загальний вид)	1 арк. ф – А1
Вузли транспортера (складальне креслення)	2 арк. ф – А1
Деталювання елементів транспортера	1 арк. ф – А1

6. Консультанти проекту із зазначенням частин:

Частини	Консультант	Підпис, дата	
		Завдання видав	Завдання прийняв
Економічна частина	к.т.н., доц. Леся СТРУТИНСЬКА		
Охорона праці	к.т.н., доц. Ростислав ЯЦЮК		

7. Дата видачі завдання “ _____” _____ 2025 р.

Керівник _____ Михайло БОЙКО

Завдання прийняв до виконання _____ Богдан КОЛОДІЙ

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№	Назва етапів роботи	Термін виконання	Примітка
1.	Технологічна частина	30.04.25	
2.	Конструкторська частина	20.05.25	
3.	Графічна частина	25.05.25	
4.	Економічна частина	01.06.25	
5.	Охорона праці	02.06.25	
6.	Оформлення роботи	09.06.25	

Керівник _____ Михайло БОЙКО

Завдання прийняв до виконання _____ Богдан КОЛОДІЙ

Колодій Богдан Юрійович, Бойко М.В. (керівник), «Розроблення приводу горизонтально-похилого стрічкового транспортера». Бакалаврська кваліфікаційна робота. - Національний університет «Львівська політехніка», Львів, 2025.

Робота містить пояснювальну записку та графічну частину. Пояснювальна записка складається зі вступу, технологічної, конструкторської частин, додатків з: економічною частиною, охороною праці та специфікаціями до графічної частини.

Об’єкт дослідження – горизонтально-похилий стрічковий транспортер.

Предмет дослідження – розрахунок та проектування горизонтально-похилого стрічкового транспортера.

Метою бакалаврської роботи є розроблення конструкції горизонтально-похилого стрічкового транспортера.

Стрічкові транспортери довели свою ефективність у переміщенні найрізноманітніших вантажів – від сипких і кускових до штучних деталей, як по рівній горизонталі, так і під кутом підйому або спуску. Їхня популярність обумовлена високою надійністю та продуктивністю, що забезпечуються за рахунок простої, але водночас гнучкої конструкції з фрикційним приводом.

Основним робочим елементом системи є транспортуюча стрічка, рух якої генерується через тертя з приводним барабаном. Приводні вузли — електродвигун, муфта, редуктор, приводний барабан та натяжний пристрій — монтуються на міцній рамі, а для подачі і приймання вантажу застосовують відповідні завантажувальні лійки та розвантажувальні скребки.

В технологічній частині наведено аспекти застосування стрічкових транспортерів, переваги та недоліки застосування стрічкового транспортера, будова стрічкових транспортерів, види та особливості приводів транспортерів стрічкового типу, основні засади проєктування стрічкових транспортерів

В конструкторській частині здійснено постановку задачі та обумовлено вхідні дані, розрахунок основних параметрів горизонтально-похилого

стрічкового транспортера, тяговий розрахунок горизонтально-похилого стрічкового транспортера, вибір параметрів барабанів приводу, розрахунок приводної станції горизонтально-похилого стрічкового транспортера, вибір параметрів натяжної станції, перевірку горизонтально-похилого стрічкового транспортера на можливість самогальмування, розрахунок вала барабана приводу, розрахунок на проектування осі барабана натягу, розрахунок підшипників опор вала барабана приводу та осі барабана натягу.

Також розраховано економічний ефект від впровадження горизонтально-похилого стрічкового транспортера у виробництво, розроблено заходи з охорони праці при роботі з транспортером.

В графічній частині проекту приведені: загальний вид стрічкового транспортера, складальні вузли горизонтально-похилого стрічкового транспортера, деталювання його елементів, специфікації до складальних креслень.

Ключеві слова: стрічковий транспортер, траса, горизонтально-похилий, стрічка, роликові опори, тяговий розрахунок, приводна станція, натяжна станція, барабан.

Kolodii Bohdan Yuriiovych, Boyko M.V. (supervisor), “Development of a drive for a horizontally inclined belt transporter”. Bachelor's thesis. - Lviv Polytechnic National University, Lviv, 2025.

The work contains an explanatory note and a graphic part. The explanatory note consists of an introduction, technological, design parts, appendices with: economic part, labor protection and specifications for the graphic part.

The object of study is a horizontal-inclined belt conveyor.

The subject of research is the calculation and design of a horizontal-inclined belt conveyor.

The purpose of the bachelor's thesis is to develop the design of a horizontally inclined belt conveyor.

Belt conveyors have proven their effectiveness in moving a wide variety of goods - from bulk and lumpy to piece parts - both on a flat horizontal and at an angle of ascent or descent. They are popular due to their high reliability and performance, which are ensured by a simple yet flexible friction-driven design.

The main working element of the system is a conveyor belt, the movement of which is generated by friction with the drive drum. The drive units - electric motor, clutch, gearbox, drive drum and tensioner - are mounted on a sturdy frame, and appropriate loading funnels and unloading scrapers are used to feed and receive the load.

The technological part presents aspects of the use of belt conveyors, advantages and disadvantages of using a belt conveyor, the structure of belt conveyors, types and features of belt-type conveyor drives, and the basic principles of designing belt conveyors

The design part includes the statement of the problem and the definition of input data, calculation of the main parameters of a horizontal-inclined belt conveyor, traction calculation of a horizontal-inclined belt conveyor, and selection of pairs.

The economic effect of the introduction of a horizontal-inclined belt conveyor into production was also calculated, and labor protection measures were developed for working with the conveyor.

The graphic part of the project contains: general view of the belt conveyor, assembly units of the horizontal-inclined belt conveyor, details of its elements, specifications for assembly drawings.

Keywords: belt conveyor, route, horizontal-inclined, belt, roller bearings, traction calculation, drive station, tensioning station, drum.

ЗМІСТ

Вступ	8
Розділ 1. Технологічна частина 1.1. Аспекти застосування стрічкових транспортерів	10
1.2. Переваги та недоліки застосування стрічкового транспортера	11
1.3. Будова стрічкових транспортерів	11
1.4. Види та особливості приводів транспортерів стрічкового типу	13
1.5. Основні засади проєктування стрічкових транспортерів	20
Розділ ІІ. Конструкторська частина 2.1. Постановка задачі та вхідні дані	25
2.2. Розрахунок основних параметрів горизонтально-похилого стрічкового транспортера	26
2.3. Тяговий розрахунок горизонтально-похилого стрічкового транспортера	33
2.4. Вибір параметрів барабанів приводу	38
2.5. Розрахунок приводної станції горизонтально-похилого стрічкового транспортера	39
2.6. Вибір параметрів натяжної станції	41
2.7. Перевірка горизонтально-похилого стрічкового транспортера на можливість самогальмування	42
2.8. Розрахунок вала барабана приводу	44
2.9. Розрахунок на проектування осі барабана натягу	49
2.10. Розрахунок підшипників опор вала барабана приводу та осі барабана натягу	52
Висновки	53
Перелік використаної літератури	55
Додатки	57
Додаток А. Економічна частина	57
Додаток В. Охорона праці	70
Додаток С. Специфікації	76

ВСТУП

В умовах інтенсифікації виробничих процесів і переходу до високоефективних технологій машини неперервного транспорту набувають особливого значення. Конвеєри та транспортери забезпечують безперервність переміщення матеріалів, вантажів та сировини, що сприяє підвищенню продуктивності праці, зменшенню витрат часу та поліпшенню загальної організації виробництва.

Машини неперервного транспорту застосовуються в більшості галузей промисловості — від гірничо-добувної до харчової. У металургійній та хімічній промисловості вони використовуються для транспортування сировини, проміжних продуктів і готової продукції. У сільському господарстві та переробній галузі конвеєри забезпечують ефективне переміщення зерна, овочів, плодів, комбікормів та інших матеріалів, мінімізуючи втрати та витрати ручної праці.

Особливу актуальність ці системи мають для підприємств, де важливо забезпечити безперервний технологічний процес, уникнути простоїв і оптимізувати логістику внутрішнього переміщення вантажів. Завдяки автоматизації транспортування зменшується потреба в залученні ручної праці на небезпечних або монотонних ділянках, що також підвищує рівень охорони праці та безпеки на виробництві.

У контексті розвитку національної економіки України важливим є впровадження сучасних конвеєрних систем в інфраструктурні проєкти, логістичні комплекси, агропромисловий сектор та будівництво. Зокрема, в аграрному секторі України, який є стратегічно важливою складовою економіки, транспортери відіграють ключову роль у механізації процесів збирання, сортування та зберігання продукції. Їх застосування дозволяє знизити втрати врожаю, підвищити якість обробки сільськогосподарських культур та скоротити витрати.

Також важливо зазначити, що конвеєрні системи є основним елементом сучасної логістики — як на підприємствах, так і в системах

транспортування товарів на великі відстані. Усе більше логістичних центрів в Україні оснащуються автоматизованими конвеєрними лініями для сортування посилок, вантажів та поштових відправлень. Це дозволяє забезпечити оперативну обробку замовлень, що особливо актуально в умовах розвитку електронної комерції.

Крім того, розвиток машин неперервного транспорту сприяє екологічній безпеці. Завдяки їх використанню зменшується кількість транспортних операцій із застосуванням двигунів внутрішнього згоряння, що знижує рівень викидів шкідливих речовин у повітря. Сучасні конвеєрні системи дозволяють точно дозувати подачу матеріалів, мінімізуючи втрати та забруднення навколишнього середовища.

Отже, актуальність застосування машин неперервного транспорту зумовлена не лише технічними перевагами, але й економічною доцільністю, екологічною ефективністю та важливістю для сталого розвитку промисловості й народного господарства країни. У перспективі подальше вдосконалення та впровадження цих систем буде одним із ключових факторів підвищення конкурентоспроможності українських підприємств на внутрішньому й зовнішньому ринках.

Тематика даної роботи присвячена стрічковим транспортерам, зокрема розробленню приводу горизонтально-похилого стрічкового транспортера призначеного для переміщення насипних вантажів, зокрема землі. В рамках роботи насамперед описані аспекти застосування стрічкових транспортерів, їх будова, переваги та недоліки, види приводів. Далі проведено розрахунок транспортера за класичною методикою з метою його конструювання і підбору приводу.

РОЗДІЛ 1. ТЕХНОЛОГІЧНА ЧАСТИНА

1.1. Аспекти застосування стрічкових транспортерів

У сучасних умовах розвитку промисловості та господарства особливого значення набуває ефективна організація внутрішньозаводського транспорту, яка передбачає використання машин неперервної дії. Серед усього різноманіття транспортних засобів, що забезпечують безперервне переміщення вантажів, важливе місце займають стрічкові транспортери. Їх широке застосування зумовлене універсальністю, простотою конструкції, високою продуктивністю та можливістю адаптації до різних умов експлуатації.

Поява стрічкових транспортерів дала змогу значно прискорити процеси переміщення великої кількості сипких, кускових, штучних матеріалів та готової продукції. Вони активно використовуються в гірничодобувній, металургійній, цементній, вугільній, хімічній, будівельній, аграрній, харчовій промисловості та на об'єктах логістики. Їх застосування особливо доцільне на підприємствах з великою протяжністю транспортних маршрутів і необхідністю безперервного потоку матеріалів.

У результаті багаторічного розвитку стрічкові транспортери перетворилися на високотехнологічні системи з великою кількістю варіантів конструктивного виконання. Вони можуть мати горизонтальну, похилу або комбіновану трасу; відкриту або закриту конструкцію; бути стаціонарними або пересувними. Це дозволяє їм працювати як на великих підприємствах, так і в умовах обмеженого простору.

Таким чином, стрічкові транспортери посідають ключове місце серед машин неперервного транспорту завдяки своїй гнучкості, надійності та економічності. Їх впровадження у виробничі та логістичні процеси сприяє оптимізації витрат, підвищенню ефективності роботи та загальної продуктивності підприємств різних галузей. Надалі розвиток технологій у цій сфері буде спрямовано на підвищення зносостійкості стрічок, автоматизацію

управління, а також інтеграцію з цифровими системами моніторингу та аналітики.

1.2. Переваги та недоліки застосування стрічкового транспортера

До основних переваг стрічкових транспортерів належить здатність переміщувати вантажі на значні відстані без потреби у частих перевантаженнях, що забезпечує економію енергії та скорочення експлуатаційних витрат. Такі транспортери мають низький рівень шуму, не потребують великої кількості обслуговуючого персоналу, можуть працювати в автоматичному режимі та легко інтегруються в сучасні виробничі лінії. Крім того, їх просто адаптувати до змін маршруту або умов роботи завдяки модульній будові.

Разом з тим, як і будь-які інші машини, стрічкові конвеєри мають певні обмеження. Вони менш ефективні при транспортуванні матеріалів із високою вологістю або липких вантажів, які можуть налипати на стрічку або елементи конструкції. Також стрічка є зношуваним елементом, який потребує періодичної заміни, а при роботі у важких умовах (високі температури, абразивність, агресивні речовини) строк її служби значно скорочується. Крім того, транспортування дуже важких або ударних вантажів потребує додаткового зміцнення конструкції.

1.3. Будова стрічкових транспортерів

Стрічковий транспортер (рис. 1.1) — це машина неперервної дії, основним елементом якої є замкнена у кільце гнучка стрічка, що рухається по роликових опорах (роликоопорах) за допомогою привідного барабана. Вантаж розміщується безпосередньо на стрічці й транспортується разом з нею до місця вивантаження. У найпростішому вигляді конструкція такого транспортера складається з привідної та натяжної станцій, роликоопор, стрічки, підстави (рами), а також системи завантаження та розвантаження. У

багатьох випадках також використовуються засоби очищення стрічки, пристрої захисту, механізми натягу та регулювання траси.

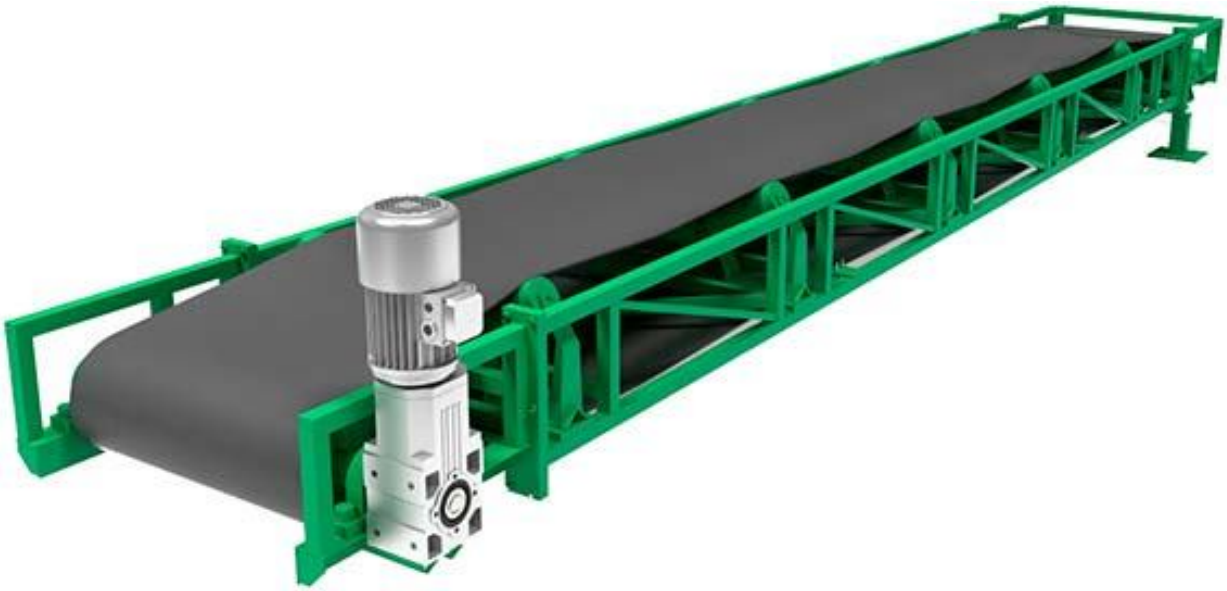

Рис. 1.1. Приклад конструкції стрічкового транспортера.

Щодо призначення окремих елементів стрічкового транспортера, то стрічка виконує роль основного несучого і тягового елемента, на який безпосередньо укладається вантаж. Вона може виготовлятися з гуми, ПВХ, тканинно-армованих матеріалів або металу, залежно від умов експлуатації. Роликоопори підтримують стрічку в горизонтальному або похилому положенні, запобігаючи її провисанню та зменшуючи тертя. Привідна станція з приводним барабаном забезпечує рух стрічки, передаючи крутний момент від електродвигуна через редуктор. Натяжна станція відповідає за підтримання постійного натягу стрічки, що необхідно для її стабільної роботи.

Система завантаження зазвичай включає завантажувальні лійки або приймальні пристрої, які забезпечують рівномірне надходження матеріалу на стрічку. Важливе значення має система розвантаження, яка може бути у вигляді нерухомих або рухомих скидачів, а також поворотних жолобів. У випадках, коли потрібно здійснювати розвантаження у кількох точках,

використовують спеціальні механізми — наприклад, каретки, що пересуваються вздовж транспортера.

До допоміжних пристроїв належать системи очищення стрічки, які зазвичай розташовуються після розвантажувальної ділянки. Вони видаляють залишки матеріалу, що налипли на стрічку, запобігаючи їх накопиченню та зменшуючи знос. Захисні пристрої включають елементи, що забезпечують безпеку обслуговування: огородження, аварійні вимикачі, пристрої контролю положення стрічки та інші.

1.4. Види та особливості приводів транспортерів стрічкового типу

У стрічкових транспортерах переміщення стрічки забезпечується завдяки обертанню спеціального барабана, навколо якого вона огинається. Основним джерелом руху виступає сила тертя між стрічкою та поверхнею цього барабана, отже, у таких системах реалізується принцип фрикційної передачі. Однією з найважливіших частин приводу такого транспортера є приводний барабан, кількість яких може змінюватися залежно від конфігурації та потужності установки — зазвичай використовують один, два або три. Сам барабан отримує обертання від електродвигуна, який з’єднаний з ним через редуктор. З’єднання між двигуном і редуктором, а також між редуктором і барабаном здійснюється за допомогою муфт, які можуть бути як компенсуючого, так і запобіжного типу. Крім основних компонентів, до складу приводу також входять обвідні барабани, які допомагають утримувати стрічку на заданій траєкторії, а також гальмівні пристрої й система керування роботою приводу.

Залежно від конструктивних особливостей та потреб виробництва, приводи стрічкових транспортерів поділяються на кілька типів. Найпростішим є варіант з одним приводним барабаном, який може працювати в парі з одним або двома електродвигунами — така схема належить до найпоширеніших у практиці. Такий привод зображено на рис 1.2.

Більш складною є система з двома приводними барабанами, причому існує два її конструктивні виконання. У першому варіанті (див. рис. 1.3) обидва барабани розміщуються поруч з одного боку транспортера, що дозволяє компактно організувати привідну частину. У другому (див. рис. 1.4 а та б) — барабани встановлюються на протилежних кінцях стрічки, забезпечуючи рівномірніший розподіл зусиль уздовж усього маршруту переміщення.

Існують також приводи, у яких задіяно три барабани (див. рис. 1.5): іноді всі вони змонтовані поруч, утворюючи єдину привідну групу, а в деяких випадках один із барабанів винесено на інший бік конвеєра, що дозволяє гнучко адаптувати систему до конкретних умов експлуатації.

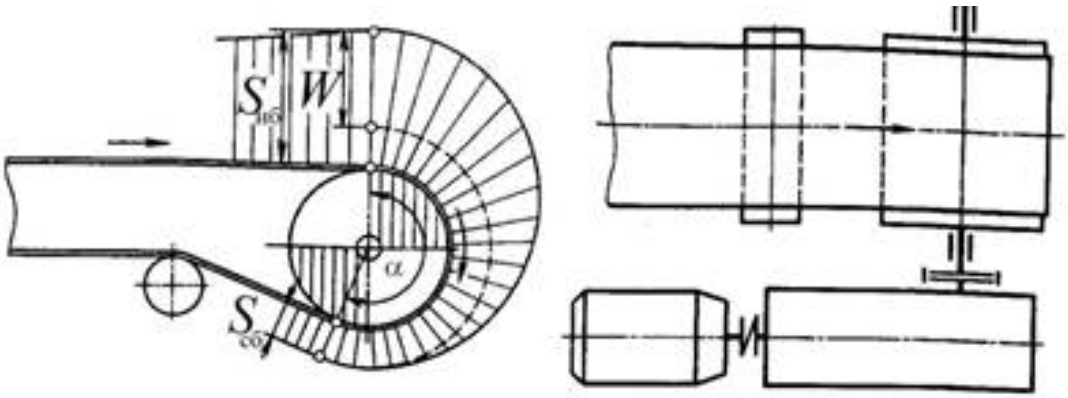

Рис. 1.2. Схема привода з одним барабаном.

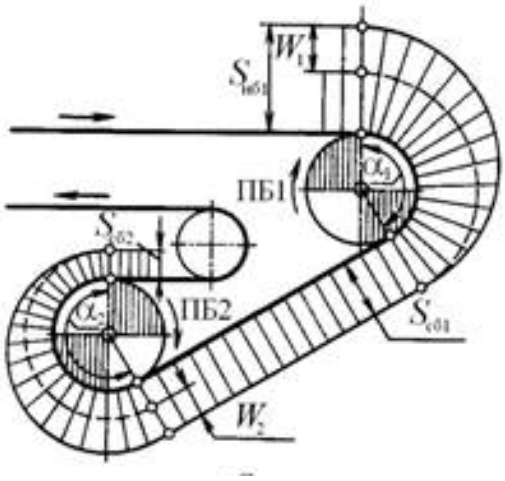

Рис. 1.3. Привод конвеєра з двома барабанами розташованими поруч.

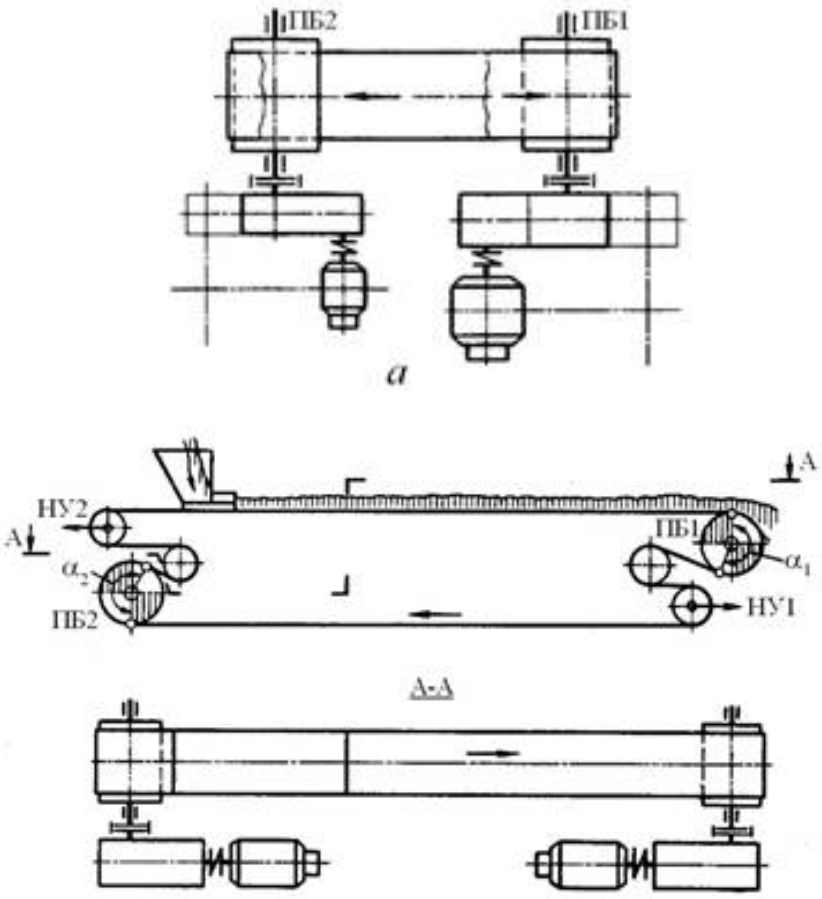

Рис. 1.4. Привод конвеєра з двома барабанами на протилежних кінцях конвеєра або стрічки.

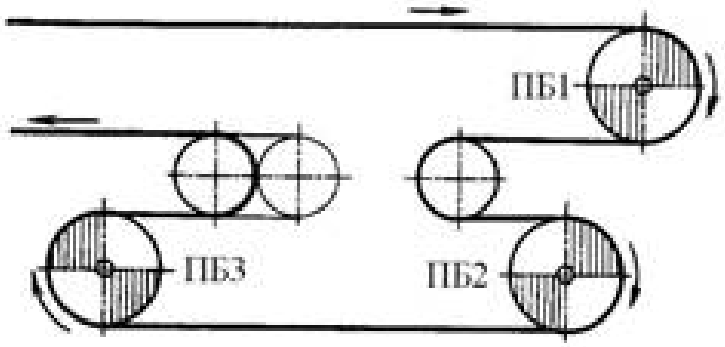

Рис. 1.5. Привод стрічкового конвеєра з трьома барабанами.

Серед усіх типів приводів, найпоширенішим у стрічкових транспортерах є варіант з одним приводним барабаном. Така система вирізняється конструктивною простотою, зручністю в експлуатації та високою надійністю. Завдяки компактним розмірам і нескладному пристрою,

вона добре підходить для умов обмеженого простору. Стрічка в цьому випадку огинає лише один барабан, що мінімізує кількість перегинів та зменшує зношування. Кут охоплення стрічкою барабана при такому рішенні досягає значення, достатнього для забезпечення належного тертя, хоча цей параметр є дещо обмеженим у порівнянні з більш складними приводами.

Приводи з одним барабаном зазвичай мають невелику потужність — як правило, до кількох десятків кіловат, що робить їх оптимальними для транспортних задач середньої складності. У багатьох випадках саме такого типу конвеєри використовують для переміщення заготовок або готових виробів між робочими позиціями в межах одного цеху чи лінії. Однією з технічно ефективних модифікацій є виконання, в якому електродвигун з редуктором вбудовані безпосередньо в корпус приводного барабана. Це рішення дозволяє суттєво зекономити місце, що особливо актуально у випадках обмежених виробничих площ.

Попри низку переваг, такі приводи мають і певні недоліки. До них, зокрема, належить невеликий кут охоплення стрічкою барабана, що обмежує ефективність передавання рушійного зусилля за допомогою тертя. Крім того, у таких системах спостерігається не надто високий показник використання міцності стрічки, тобто її ресурс може використовуватися не повною мірою.

Приводи стрічкових транспортерів з двома барабанами відзначаються більшою складністю конструкції та більшими габаритами у порівнянні з одно-барабанними варіантами. З огляду на це, їх надійність дещо нижча, оскільки наявність додаткових вузлів збільшує ймовірність технічних збоїв. Крім того, стрічка, огинаючи одразу два барабани, утворює більшу кількість перегинів, що сприяє її прискореному зносу і, відповідно, зменшенню загального терміну експлуатації. Водночас подібні схеми мають і позитивні сторони: зокрема, вони забезпечують рівномірніший розподіл тягових навантажень між барабанами, що позитивно впливає на роботу приводу в цілому, особливо за підвищених навантажень.

Ще один варіант — приводи з трьома барабанами — застосовуються, як правило, у стрічкових транспортерах значної довжини, де потрібна передача великого зусилля та стабільна робота на довгих трасах транспортування. Такі приводи дозволяють краще врівноважити навантаження на стрічку і забезпечити стабільний рух вантажу на великій відстані.

Тип приводу, а також оптимальне місце його розташування в системі визначаються низкою технічних факторів. До основних належать: довжина транспортної лінії, конфігурація маршруту (горизонтальний, похилий, ламаний профіль), значення коефіцієнта тертя між приводним барабаном і внутрішньою поверхнею стрічки, а також рівень використання допустимої міцності стрічки. Усі ці параметри враховують при розрахунку та проектуванні системи, що дозволяє підібрати найбільш ефективне рішення для конкретних умов експлуатації.

На рисунку 1.6. представлено узагальнену схему, яка слугує орієнтиром для вибору оптимального розміщення приводу в системі стрічкового конвеєра. Вона враховує характерні параметри транспортної траси, такі як її довжина, профіль, а також технологічні особливості переміщуваного матеріалу. Подібні схеми використовуються на етапі проєктування для забезпечення рівномірного навантаження на стрічку, стабільної роботи приводу та мінімізації енергетичних втрат. Застосування такої рекомендаційної схеми дає змогу підвищити ефективність роботи конвеєра, оптимізувати розподіл тягових зусиль та покращити експлуатаційні характеристики транспортної системи загалом.

На рисунку 1.7. подано узагальнену рекомендаційну схему, що дозволяє обрати найбільш доцільний тип приводу для стрічкового конвеєра залежно від умов його застосування. У схемі враховано ключові фактори, зокрема довжину транспортної лінії, профіль траси, тип вантажу, очікуване навантаження та режим роботи обладнання. Подібні рекомендації дають змогу ще на стадії проєктування визначити, чи буде доцільним використання одного, двох або трьох приводних барабанів, що, в свою чергу, впливає на

надійність, енергоефективність і ресурс стрічки. Такий підхід дозволяє підібрати привід, що забезпечить стабільну роботу конвеєра у заданих умовах, з мінімальними втратами та максимальною ефективністю.

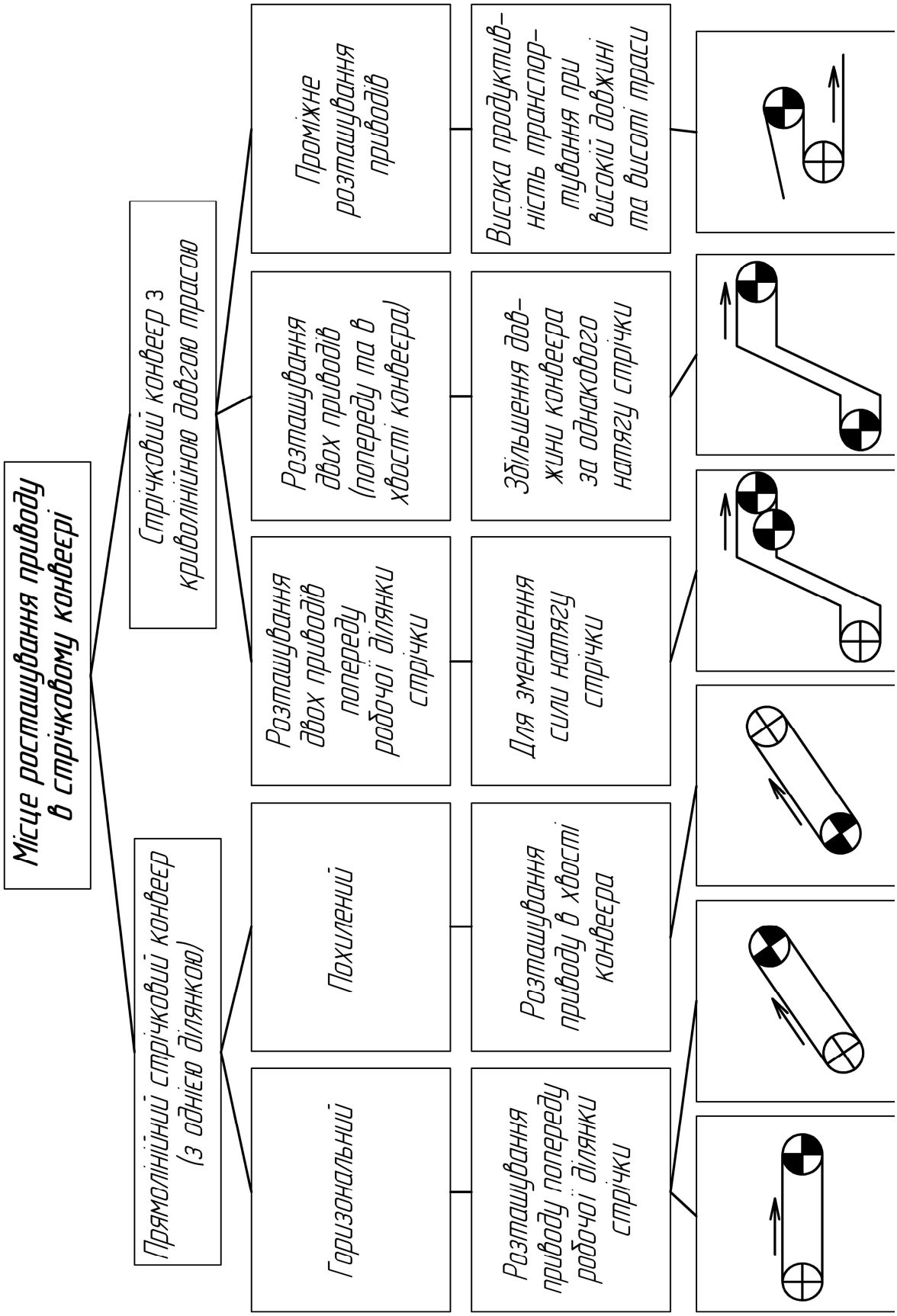

Рис. 1.6. Схема визначення місця розміщення приводу стрічкового конвеєра.

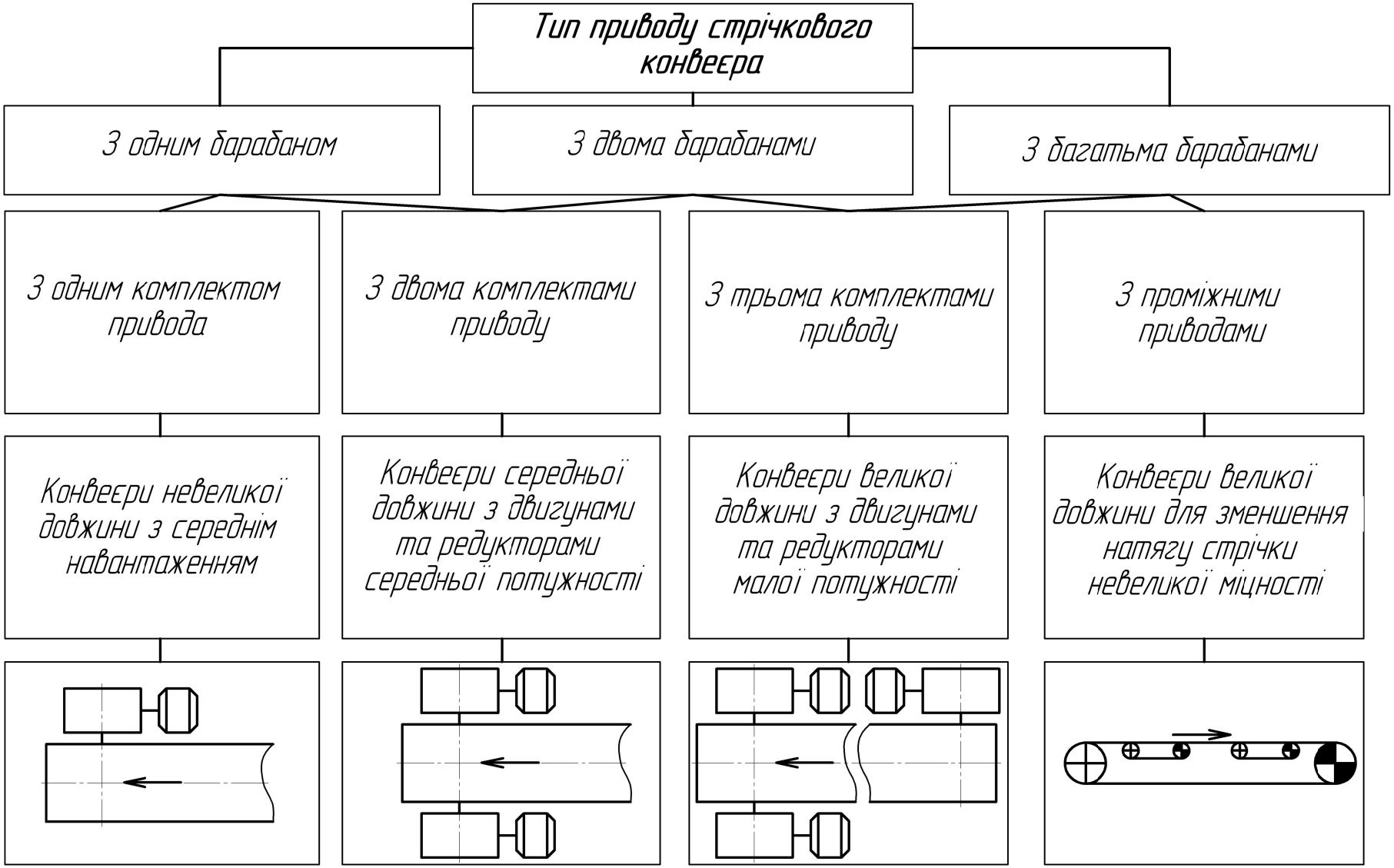

Рис. 1.7. Схема визначення виду приводу стрічкового конвеєра.

1.5. Основні засади проєктування стрічкових транспортерів

Перед тим як приступити до проєктування або вибору готового стрічкового транспортера, необхідно чітко визначити кілька ключових факторів. По-перше, слід з'ясувати тип вантажу, який буде транспортуватися, оскільки це безпосередньо впливає на вибір конструкції та матеріалів. Також важливими є параметри, пов'язані з максимальною необхідною продуктивністю транспортування, умовами експлуатації транспортера, що включають його роботу в приміщенні чи на відкритому просторі, а також кліматичні умови, які можуть суттєво вплинути на вибір матеріалів і конструкцій.

Особливу увагу варто приділити вантажам насипного типу, для яких необхідно визначити кілька фізичних параметрів. Серед них — густина вантажу в насипному стані, розміри окремих частинок, вологість, коефіцієнти тертя з зовнішніми поверхнями та між самими частинками. Якщо деякі з цих параметрів відсутні, їх можна оцінити за допомогою логічних міркувань на основі вже відомих даних.

Крім того, важливо враховувати умови експлуатації транспортера, що безпосередньо впливають на розрахунки при виборі матеріалів для елементів транспортера, визначенні коефіцієнтів опору руху ходової частини, а також параметрів довговічності, змащування та обслуговування. До умов експлуатації належать не лише виробничі чинники, але й температурні умови, що можуть варіюватися від дуже високих до низьких температур. При цьому важливо враховувати гірші умови, які можуть виникати в процесі експлуатації, для того щоб конвеєр залишався ефективним навіть у несприятливих ситуаціях.

Процес розрахунку транспортера можна поділити на два етапи. Спочатку проводиться попередній розрахунок, на якому визначаються основні параметри транспортера відповідно до технічного завдання, яке визначає його призначення та умови роботи. Це дає можливість сформувати загальну картину, в яку вписуються основні характеристики. Після цього

проводиться перевірочний розрахунок, на якому детально аналізуються міцність елементів конструкції, їх здатність витримувати навантаження, а також узгодженість обраних параметрів з вимогами, що були визначені на етапі попереднього розрахунку. У процесі перевірочного розрахунку уточнюються величини параметрів, що були визначені раніше, та проводиться остаточна перевірка відповідності результатів технічним вимогам.

При цьому доцільно здійснити розрахунки для стрічкових транспортерів універсального типу, які використовують стрічку з прогумованого матеріалу. Це той тип транспортера, який аналізується в рамках цієї роботи, і для якого буде виконано більш детальне дослідження і проектування:

1. Проведення загальних розрахунків стрічкового транспортера.

На початковому етапі проектування необхідно деталізувати та розширити вихідні параметри майбутнього транспортера, закладені в технічному завданні. Перш за все слід уточнити характеристики вантажу — його насипну щільність, розміри та форму часток, вологість та коефіцієнти тертя з матеріалом стрічки і опорами. Паралельно визначають умови експлуатації: чи працюватиме транспортер у приміщенні чи під відкритим небом, які температурні й кліматичні навантаження передбачаються, чи є пил, агресивні середовища або підвищена вологість.

Важливо також прописати параметри траси переміщення — довжину маршруту, його геометрію та профіль, кількість і характер погонів і поворотів. На цьому ж етапі формулюються дані щодо схем завантаження й розвантаження матеріалу: тип приймальних лійок, скидачів або дозувальних пристроїв, а також їх продуктивність і розташування.

Не менш значущим є вибір місця та типу приводу, способу натягу стрічки і конструкції натяжного механізму, а також ухвалення рішення про необхідність встановлення засобів очищення стрічки — скребків, щіток чи мийних установок. Усі ці складові, які часто не зазначені в первісному ТЗ,

мають бути введені «вхідними даними» розрахунку, поставлені розробникам як завдання для попереднього аналізу й уточнення. Це забезпечує комплексний підхід та знижує ризик технічних коригувань на пізніших стадіях проєктування.

2. Попереднє визначення типу тягового органу стрічкового транспортера.

На цьому етапі, спираючись на вихідні технічні дані, здійснюють ґрунтовний відбір параметрів рушійного елемента — транспортної стрічки та привідного агрегату. Передусім необхідно оцінити максимальну силу натягу стрічки, яку визначають за умовами граничного завантаження й урахуванням характеристик матеріалу вантажу. На основі цієї величини попередньо підбирають потужність електродвигуна та тип редуктора, орієнтуючись на баланс між енергоспоживанням і запасом міцності.

Далі переходять до вибору матеріалу та конструкції стрічки. Для прогумованих тканинних покриттів оцінюють кількість армувальних шарів, товщину гумової суміші та вагу на метр довжини. При цьому враховують експлуатаційні умови: абразивність вантажу, кліматичні коливання температури, гігієнічні вимоги (для харчових і фармацевтичних галузей) та можливість агресивного середовища. Зіставивши отримані характеристики з каталогом типових стандартних розмірів, обирають найближчу більшу за параметрами стрічку, що знаходиться у серійному виробництві.

Особливістю попереднього етапу є його адаптивний характер: остаточний вибір тягового елемента може змінюватися після повного тягового розрахунку, у рамках якого уточнюються розподіл навантажень по довжині траси, запас міцності та вплив температурно-вологісних факторів на робочі характеристики. Такий підхід забезпечує підготовку декількох варіантів конфігурації приводу, що дозволяє гнучко реагувати на результат перевірочного розрахунку та відповідати жорстким вимогам технічного завдання.

3. Етап вибору напрямних та підтримуючих частин транспортера. На цьому етапі проектування проводиться детальне визначення конструкції напрямних та підтримуючих частин транспортера, а також елементів, що формують його кінці. Важливо точно розрахувати місце їх розташування на транспортному шляху, з урахуванням геометрії траси та особливостей навантажень. Також визначають габарити та вагу цих частин, що є критичними для загальної стабільності та надійності системи.

Додатково на цьому етапі розраховують натяжний пристрій тягового органу, визначають його тип та параметри, що необхідні для підтримки належного натягу стрічки, зокрема, обирається оптимальний механізм для забезпечення безперебійної роботи транспортера. Також важливим є проектування та розрахунок пристроїв завантаження та розвантаження, що включають елементи для переміщення вантажу на початковій та кінцевій точці траси.

Якщо проектування передбачає необхідність використання механізмів для очищення стрічки, то на цьому етапі визначають їх тип та характеристику. Це може бути важливим фактором для забезпечення тривалої та ефективної роботи транспортера, особливо в умовах високих навантажень або підвищеної забрудненості вантажів.

4. Тяговий розрахунок стрічкового транспортера.

Цей етап є завершальним і підсумковим в процесі проектування транспортера. Використовуючи методику обходу траси (замкнутого контуру тягового елемента — стрічки), детально аналізують умови роботи транспортера та визначають натяг на кожній ділянці траси. Це дає можливість точно розрахувати тягове зусилля та необхідну потужність для приводу.

Після цього перевіряють міцність обраного тягового елемента на витримування передбачених робочих навантажень. Якщо міцність виявляється недостатньою, вибирають інший тип або розмір стрічки, і весь процес розрахунку повторюється.

Далі виконують розрахунок приводу тягових барабанів, що включає визначення коефіцієнта корисної дії приводу, вибір передавального відношення, тип редуктора, потужність і марку електродвигуна. Цей етап забезпечує оптимальну і ефективну роботу системи.

Також проводиться розрахунок натяжного пристрою, який підтримує стабільний натяг стрічки, і, якщо необхідно, перевіряють міцність інших механізмів та елементів транспортера, щоб упевнитися у їхній здатності витримувати навантаження під час експлуатації.

РОЗДІЛ 2. КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

2.1. Постановка задачі та вхідні дані

Як було наголошено у вступі тематика даної роботи присвячена стрічковим транспортерам, зокрема розробленню *приводу горизонтально-похилого стрічкового транспортера* призначеного для переміщення насипних вантажів, зокрема землі для формування виливок. Умови роботи транспортера є важкими на відкритому повітрі цілорічно. Розвантаження транспортера відбувається скидальним візком оснащеним двома барабанами. Згідно поставленого завдання, схема траси даної машини неперервного транспорту представлено на рис. 2.1.

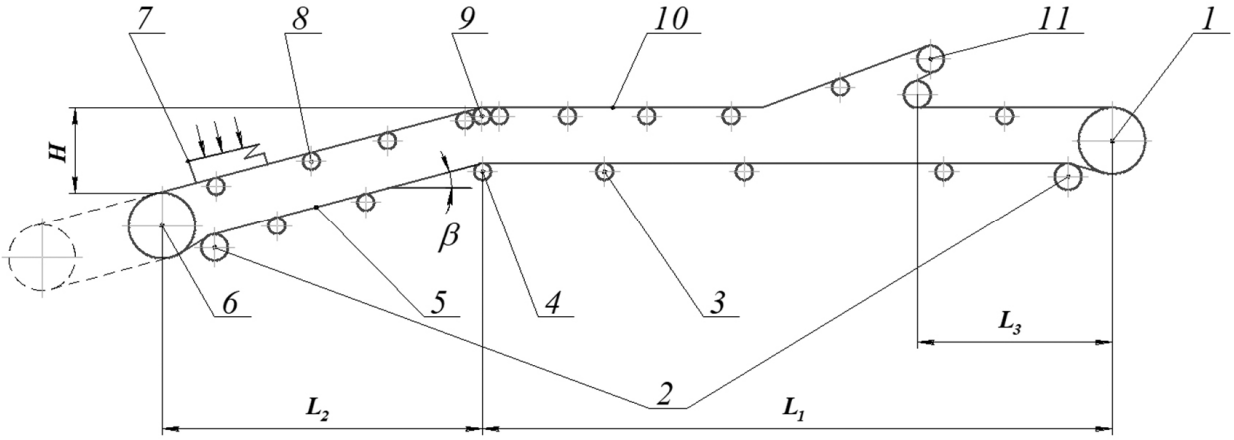

Рис. 2.1. Схема траси горизонтально-похилого стрічкового транспортера.

На рис. 2.1. позначено: 1 – барабан приводу; 2 – барабани відхилення стрічки коло приводної та натяжної станцій; 3 – ролики на холостій ділянці траси; 4 – відхиляючий ролик на перехідній ділянці траси; 5 – холоста ділянка траси; 6 – натяжна станція / барабан; 7 – завантажувальний пристрій; 8 – ролики на робочій ділянці траси; 9 – роликова батарея на перехідній ділянці траси; 10 – робоча ділянка траси; 11 – розвантажувальний пристрій у вигляді візка оснащеного двома барабанами.

Вхідними числовими даними на проектування горизонтально-похилого стрічкового транспортера будуть:

- продуктивність транспортування вантажу: Q = 680 т/год;

- кут природного відкосу насипного вантажу: $\varphi_0 = 30^\circ \div 45^\circ$;
- кут нахилу траси (похилої ділянки транспортера до горизонту) $\beta = 14\,\text{град}$;
- умовний кут охоплення транспортуючою стрічкою барабана приводу: $\alpha = 210\,\text{град}$;
- густина насипом матеріалу транспортування (формувальної землі для виливок) $\rho = 1.25\,\text{т}/\text{м}^3$;
- коефіцієнт внутрішнього тертя в насипному вантажі: $f = 0.5 \div 0.7$;
- коефіцієнт зовнішнього тертя насипного вантажу по стрічці транспортування: $f_л = 0.4 \div 0.7$;
- величина похилої ділянки траси транспортера $L_2 = 15\,\text{м}$;
- величина горизонтальної ділянки траси транспортера $L_1 = 20\,\text{м}$;
- величина перехідної горизонтальної ділянки між барабаном приводу та розвантажувальним пристроєм $L_3 = 5\,\text{м}$;

середній термін експлуатації транспортера за добу: 12 – 18 годин;

- орієнтовні розміри шматка землі, що транспортується $a^{/} = 0.5...2\,\text{мм}$;
- умови експлуатаційного довкілля: вологість повітря атмосфери до 55…99 %; наявність пилу в повітрі до 100…150 мг/м^3; температура довкілля $-21...+35\,^\circ\text{C}$.

2.2. Розрахунок основних параметрів горизонтально-похилого стрічкового транспортера

2.2.1. Визначимо теоретичну продуктивність горизонтально-похилого стрічкового транспортера з виразу:

$$Q_т = Q \cdot \frac{k_н}{k_м},\ [\text{т}/\text{год}],$$

де $k_н = 1.1 \div 1.5$ – коефіцієнт урахування нерівномірності завантаження траси / стрічки;

$k_м = 0.8 \div 0.95$ – параметр, що враховує паузи в роботі.

Отже, матимемо:

$$Q_т = 680 \cdot \frac{1.1}{0.95} = 787.4 \text{ т/год}.$$

2.2.2. Ширину стрічки горизонтально-похилого стрічкового транспортера обчислимо з виразу:

$$B_1 = \frac{1}{k_B} \cdot \sqrt{\frac{Q_т}{(A_Q + B_Q \cdot C_\beta \cdot tg\varphi_н) \cdot V \cdot \rho}}, \text{ [м]},$$

де $k_B \approx 0.9$ – коефіцієнт, що враховує те; що стрічка буде завантажена не на всю ширину

$V = 2.5$ м/с – прийнята швидкість руху стрічки виходячи з параметрів вантажу, за довідковими даними;

$\rho = 1.25 \text{ т/м}^3$ – густина землі насипом (матеріал для транспортування);

$\varphi_н = (0.75 \div 1.0) \cdot \varphi_o$ – кут, що формує купа вантажу з горизонтом стрічки;

A_Q, B_Q – коефіцієнти, що враховують опір роликових опор транспортера:

$$A_Q = 300 \cdot \frac{\sin\alpha_Б - 0.33 \cdot \sin 3\alpha_Б}{1 - \sin\alpha_Б},$$

$$B_Q = 66.7 \cdot \left(\frac{\sin 1.5\alpha_Б}{\sin 0.5\alpha_Б}\right)^2,$$

де $\alpha_Б = 20^\circ \div 30^\circ$ – межі кута нахилу бокового ролика;

C_β – коефіцієнт, що враховує похилу ділянку на трасі горизонтально-похилого стрічкового транспортера:

$$C_\beta = \left(1 - \frac{tg\beta}{tg\varphi_н}\right)^2 \cdot \cos\beta,$$

тут β – кут нахилу траси горизонтально-похилого стрічкового транспортера (заданий як вхідна величина в розрахунку).

Отже матимемо:

$$\varphi_н = 0.8 \cdot 45^\circ = 36^\circ,$$

$$C_\beta = \left(1 - \frac{tg14^\circ}{tg36^\circ}\right)^2 \cdot \cos 14^\circ = 0.42,$$

$$B_Q = 66.7 \cdot \left(\frac{\sin 1.5 \cdot 25^\circ}{\sin 0.5 \cdot 25^\circ}\right)^2 = 527.7,$$

$$A_Q = 300 \cdot \frac{\sin 25^\circ - 0.33 \cdot \sin 3 \cdot 25^\circ}{1 - \sin 25^\circ} = 54,$$

$$B_1 = \frac{1}{0.9} \cdot \sqrt{\frac{787.4}{\left(54 + 527.7 \cdot 0.42 \cdot tg36^\circ\right) \cdot 2.5 \cdot 1.25}} = 1.2 \text{ м}.$$

Тепер перевіримо отриману ширину стрічки горизонтально-похилого стрічкового транспортера відносно максимального розміру шматка землі, що транспортується:

$$B_1 \geq 2a^{/} + 200\text{мм},$$
$$1200 \geq 2 \cdot 2 + 200,$$
$$1200\text{мм} \geq 240 \text{ мм}.$$

З отриманого B_1 беремо стандарту стрічку шириною $B = 1200$ мм.

Якби стандартна прийнята ширина стрічки суттєво відрізнялась від отриманої розрахунком, то слід провести уточнення швидкості стрічки, бо ширина впливає на продуктивність, за формулою:

$$V_{факт} = \frac{B_1^2}{B^2} \cdot V_1.$$

У нас – без змін:

$$V_{факт} = \frac{1.2^2}{1.2^2} \cdot 2.5 = 2.5 \text{ м/с}.$$

В кінцевому результаті, правильність отриманих значень ширини і стрічки перевіримо через коефіцієнт використання ширини стрічки транспортера:

$$k_B = 0.9 - \frac{0.05}{B} \geq 0.8.$$

Матимемо:

$$|k_B = 0.9 - \frac{0.05}{1.2} = 0.96 \geq 0.8.$$

Вище було прийнято даний коефіцієнт за 0.9, умова нерівності виконується, ширина стрічки підібрана вірно.

2.2.3. Вибір та розрахунок роликових опор

Крок між роликовими опорами визначимо залежно від ширини стрічки та насипної густини вантажу, що транспортується:

$$l_p = 1200 \text{ мм};$$

$$l_x = (1.5 \div 2.0) \cdot l_p == 2.0 \cdot 1200 = 2400 \text{ мм}.$$

Діаметр ролика вибираємо залежно від ширини стрічки горизонтально-похилого стрічкового транспортера, швидкості її руху, та насипної густини вантажу (землі):

$$D_p = D_x = 108 \text{ мм}.$$

Маса частин роликової опори, що перебувають в русі.

Робоча гілка траси горизонтально-похилого стрічкового транспортера:

$$m_p = [A_m + Б_m \cdot (B - 0.4)] \cdot D_p^2 \cdot 10^{-4}, [кг],$$

де $A_m = 15$, $Б_m = 12$ – коефіцієнти емпіричного типу, що враховують вид ролика в опорі; D_p – прийнятий діаметр ролика.

Холоста гілка траси горизонтально-похилого стрічкового транспортера:

$$m_x = [6 + 14 \cdot (B - 0.4)] \cdot D_p^2 \cdot 10^{-4}, [кг].$$

Після підстановки чисел буде:

$$m_p = [15 + 12 \cdot (1.2 - 0.4)] \cdot 108^2 \cdot 10^{-4} = 28.7 \text{ кг},$$

$$m_x = [6 + 14 \cdot (1.2 - 0.4)] \cdot 108^2 \cdot 10^{-4} = 20.1 \text{ кг}.$$

2.2.4. Вибір та розрахунок типу стрічки горизонтально-похилого стрічкового транспортера.

Приймаємо матеріал стрічки комбінований – гумово-тканинний. Марка стрічки ТА-100. Умови роботи стрічки тяжкі. Міцність тягової прокладки стрічки горизонтально-похилого стрічкового транспортера 100 Н/м. Тканина стрічки комбінована – бавовна та поліефір. Товщина однієї тягової прокладки складає 1.1 мм, кількість прокладок може варіюватись від однієї до п'яти. Загальна ширина стрічки є в межах 0.3 – 3 метри.

Схему перерізу стрічки показано на рис. 2.2.:

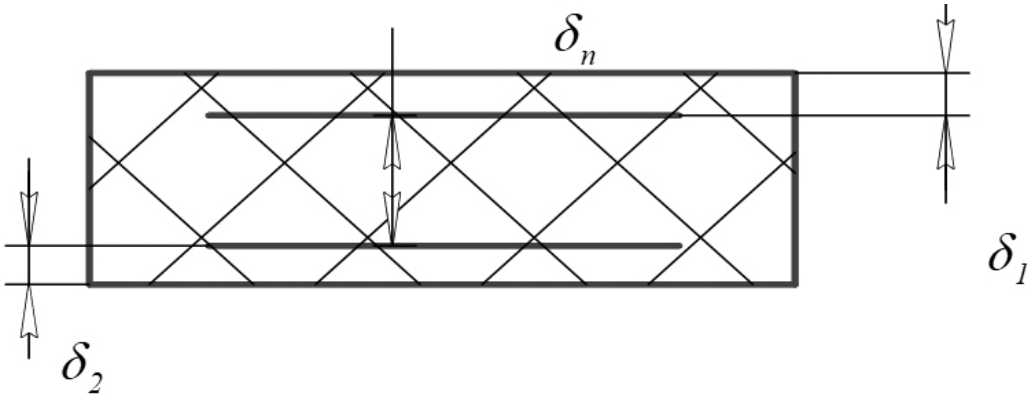

Рис. 2.2. Схема перерізу стрічки горизонтально-похилого стрічкового транспортера.

Її розрахункова товщина визначається з виразу:

$$\delta_л = i_n \cdot \delta_{пi} + \delta_1 + \delta_2,$$

тут $i_n = 2$ – кількість тягових прокладок;

$\delta_{пi} = 1.1$ – товщина однієї прокладки;

$\delta_1 = 6;8;10$ мм – значення товщин робочої та $\delta_2 = 2;3;3.5$ мм неробочої частини перерізу стрічки.

Отже, матимемо:

$$\delta_л = 2 \cdot 1.1 + 8 + 3.5 = 13.7 \text{ мм}.$$

2.2.5. Розрахунок розподілених мас горизонтально-похилого стрічкового транспортера

Погонна маса вантажу по стрічці:

$$q = \frac{Q_т}{3.6 \cdot V}, [кг/м].$$

В чисельному вигляді:

$$q = \frac{787}{3.6 \cdot 2.5} = 87 \text{ кг/м}.$$

Погонна маса рухомих частин роликових опор:

Робоча гілка траси:

$$q_р = \frac{m_р}{l_р}, [кг/м],$$

$$q_р = \frac{28.7}{1.2} = 24 \text{ кг/м}.$$

Холоста гілка траси:

$$q_х = \frac{m_х}{l_х}, [кг/м],$$

$$q_х = \frac{20.1}{2.4} = 8.4 \text{ кг/м}.$$

Погонна маса стрічки горизонтально-похилого стрічкового транспортера:

$$q_о = 1.13 \cdot 10^{-3} \cdot B \cdot \delta_л, [кг/м].$$

$$q_о = 1.13 \cdot 10^{-3} \cdot 1200 \cdot 13.7 = 18.6 \text{ кг/м}.$$

2.2.6. Визначення коефіцієнтів та сил місцевого опору рухові вздовж траси горизонтально-похилого стрічкового транспортера

Коефіцієнти опору рухові на рядових роликових опорах (робоча гілка траси):

$$\omega_р = 0.03...0.04,$$

$$\omega_х = 0.03.$$

Коефіцієнти опору рухові стрічки на відхиляючих барабанах (їх встановлено біля барабану приводу та перегині ділянки траси:

$\omega_{п_1} = 0.03 \div 0.05$ – біля барабану приводу;

$\omega_{п_2} = 0.03 \div 0.1$ – на перегині ділянки траси.

Коефіцієнти опору рухові стрічки біля барабану натягу (поворот стрічки на 180 градусів):

$$\omega_{п_3} = 0.06 \div 0.08.$$

Коефіцієнти опору рухові стрічки на зовнішньому випуклому перегині траси (робоча гілка):

$$\omega_{вип} = \omega_р \cdot \beta,$$

де $\beta = 14^\circ$ – кут нахилу похилої ділянки горизонтально-похилого стрічкового транспортера,

Отже:

$$\omega_{вип} = 0.03 \cdot 0.244 = 0.007.$$

Сила опру рухові стрічки в ділянці завантаження стрічки насипним вантажем:

$$W_{з.у.} = \frac{Q_т \cdot f_л \cdot (V - V_1)}{3.6 \cdot (f_л - tg\beta - k_б \cdot f_б)}, [Н],$$

де $f_л = 0.7$ – коефіцієнт тертя землі (вантажу) об гуму стрічки;

$f_б = 0.5$ – коефіцієнт тертя землі (вантажу) об похилі борти стрічки зумовлені роликовими опорами;

$V_1 = 0.5 \cdot V$ – проекція швидкості потоку землі при завантаженні на стрічку в напрямі її руху;

$k_б$ – коефіцієнт бокового тиску насипного вантажу на стінки жолоба завантажувального вузла:

$$k_б = \frac{h_{ср}}{b_{ср}} = \frac{Q_т}{3600 \cdot b_{ср}^2 \cdot V_{ср} \cdot \rho},$$

де: $b_{ср} = 0.7 \cdot B$;

$V_{ср} = \frac{V + V_1}{2} = \frac{3}{4} \cdot V$ – середня швидкість руху;

Отримаємо в числах:

$$V_{ср} = \frac{2.5 + 0.5 \cdot 2.5}{2} = 1.88 \text{ м/с},$$

$$b_{ср} = 0.7 \cdot 1.2 = 0.84 \text{ м},$$

$$k_б = \frac{787}{3600 \cdot 0.84^2 \cdot 1.88 \cdot 1.25} = 0.13,$$

$$W_{з.у.} = \frac{787 \cdot 0.7 \cdot (2.5 - 1.25)}{3.6 \cdot (0.7 - tg14^\circ - 0.13 \cdot 0.5)} = 1286 \text{ Н}.$$

2.3. Тяговий розрахунок горизонтально-похилого стрічкового транспортера

Тяговий розрахунок потрібний для визначення необхідної потужності двигуна приводу для забезпечення роботи транспортера із заданими параметрами. Характерні точки транспортера і розміри траси для розрахунку зображено на схемі 2.3.:

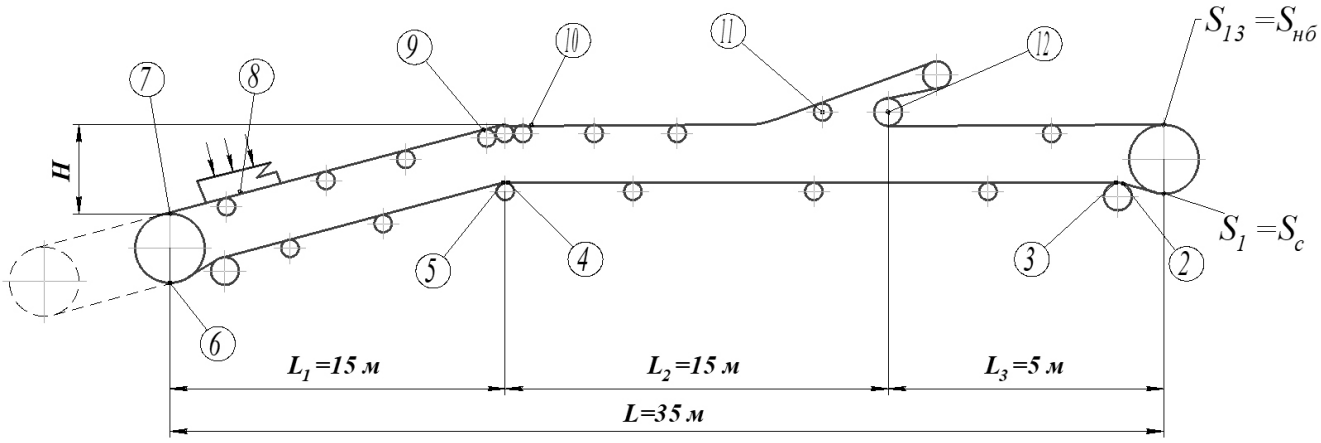

Рис. 2.3. Схема траси горизонтально-похилого стрічкового транспортера для тягового розрахунку.

2.3.1. Точки мінімального натягу стрічки на трасі

Виходячи з практичного досвіду для робочої гілки мінімальний натяг стрічки буде в точці 7 траси – там де вона сходить з барабана натягу.

Для холостої ділянки траси матимемо мінімальний натяг стрічки в точці 1 – там де вона сходить з барабана приводу, якщо виконуватиметься умова:

$$\omega_x \geq \frac{q_o \cdot H}{(q_o + q_p) \cdot L},$$

$$0.03 \geq \frac{18.6 \cdot 3.7}{(18.6 + 24) \cdot 35} = 0.046.$$

Як бачимо – умова не виконується, тому мінімальний натяг стрічки буде в точці 6 – на початку ділянки нахилу біля барабана натягу.

2.3.2. Визначення мінімальної сили натягу стрічки на трасі.

Робоча гілка траси горизонтально-похилого стрічкового транспортера:

$$S_{min_p} = 10 \cdot (q_o + q) \cdot g \cdot l_p,$$

$$S_{min_p} = 10 \cdot (18.6 + 87.5) \cdot 9.8 \cdot 1.2 = 12477 \text{ Н}.$$

Холоста гілка траси:

$$S_{min_x} = 10 \cdot q_o \cdot g \cdot l_x,$$

$$S_{min_x} = 10 \cdot 18.6 \cdot 9.8 \cdot 2.4 = 4375 \text{ Н}.$$

2.3.3. Визначення сил натягу стрічки в точках траси (схема 2.3).

Дане визначення розпочнемо з точки на холостій гілці там де натяг стрічки мінімальний, а далі – за годинниковою стрілкою по трасі, від точки до точки шляхом обходження контура траси.

Сили натягу в точках траси на обидвох гілках будемо рахувати за формулами.

Для горизонтальних ділянок траси, відповідно:

$$S_i = S_{i-1} + (q_o + q + q_p) \cdot L \cdot \omega_p \cdot g \text{ - робоча,}$$

$$S_i = S_{i-1} + (q_o + q_x) \cdot L \cdot \omega_x \cdot g \text{ - холоста.}$$

Для похилих ділянок траси, відповідно:

$$S_i = S_{i-1} + (q_o + q + q_p) \cdot L \cdot \omega_p \cdot g + (q_o + q) \cdot H \text{ - робоча,}$$

$$S_i = S_{i-1} + (q_o + q_x) \cdot L \cdot \omega_x \cdot g - (q_o + q) \cdot H \text{ - холоста.}$$

На випуклих ділянках траси:

$$S_i = S_{i-1} \cdot (1 + \omega_{вип}),$$

$$S_i = S_{i-1} + S_{i-1} \cdot \omega_{пi}, \ (\omega_{пi} = \omega_{п1}, \ \omega_{п2}, \ \omega_{п3}).$$

Після підстановки матимемо:

$$S_{min_x} = S_6 = 4375 \text{ Н},$$

$$S_7 = S_6 + S_6 \cdot \omega_{п3} = 4375 + 4375 \cdot 0.08 = 4725 \text{ Н},$$

Отримане значення S_7 в точці 7 порівняємо зі значенням S_{min_p}:

- коли $S_7 > S_{min_p}$ – натяг в точці 7 рівний S_7;

- коли $S_7 < S_{min_p}$ – натяг в точці 7 рівний в S_{min_p}.

$$S_7 = 4725 \text{ Н} < S_{min_p} = 12477 \text{ Н}.$$

Отже, натяг в точці 7 рівний $S_7 = 12477$ Н.

Далі по точках:

$$S_8 = S_7 + W_{з.п.} =$$

$$= 12477 + 1286 = 13763 \text{ Н},$$

$$S_9 = S_8 + (q_o + q + q_p) \cdot L_1 \cdot \omega_p \cdot g + (q_o + q) \cdot H =$$

$$= 13763 + (18.6 + 87.5 + 24) \cdot 20 \cdot 0.035 \cdot 9.8 + (18.6 + 87.5) \cdot 9.8 \cdot 3.7 = 15048 \text{ Н},$$

$$S_{10} = S_9 \cdot (1 + \omega_{вип}) =$$

$$15048 + 15048 \cdot 0.0085 = 15176 \text{ Н},$$

$$S_{11} = S_{10} + (q_o + q + q_p) \cdot (L_1 + L_2) \cdot \omega_p \cdot g =$$

$$= 15175 + (18.6 + 87.5 + 24) \cdot 30 \cdot 0.03 \cdot 9.8 = 16323 \text{ Н},$$

$$S_{12} = (S_{11} + q \cdot g \cdot h_т) \cdot (1 + \omega_{п3})^2 =$$

$$= (16323 + 87.5 \cdot 9.8 \cdot 1.5) \cdot (1 + 0.06)^2 = 18843 \text{ Н},$$

$$S_{13} = S_{12} + (q_o + q + q_p) \cdot L_3 \cdot \omega_p \cdot g =$$

$$= 18843 + (18.6 + 87.5 + 24) \cdot 5 \cdot 0.03 \cdot 9.8 = 19006 \text{ Н}.$$

Таким чином максимальний натяг стрічки будемо мати в точці контакту стрічки з барабаном приводу: $S_{13} = S_{нб} = 19006\,Н$

Тепер уточнимо кількість прокладок в стрічці за формулою:

$$i_{пф} = \frac{S_{max} \cdot C_п}{k_р \cdot B},$$

тут $S_{max} = S_{нб}$ – сила максимального натягу в стрічці при роботі транспортера;

$C_п = 8 \div 9$ – запас міцності стрічки, що визначається типом траси транспортера (в нашому випадку наявна похила і горизонтальна ділянки);

$k_р$ – границя міцності розриву для одного мм тягового каркаса;

$B = 1200$ мм – ширина стрічки транспортера прийнята вище.

В результаті отримаємо:

$$i_{пф} = \frac{19066 \cdot 9}{100 \cdot 1200} = 1.43.$$

Вище було прийнято $i_п = 2 > i_{пф} = 1.43$, тому стрічка має витримати експлуатаційне навантаження.

Далі продовжуємо по точках:

$$S_7 = S_{min_р} = 12477\ Н,$$

$$S_6 = \frac{S_7}{1 + \omega_{п_3}} = \frac{12477}{1 + 0.07} = 11661\ Н,$$

$$S_5 = S_6 - (q_o + q_x) \cdot L_2 \cdot \omega_x \cdot g + q_o \cdot H \cdot g =$$

$$= 11661 + (18.6 + 8.4) \cdot 15 \cdot 0.03 \cdot 9.8 + 18.41 \cdot 3.7 \cdot 9.8 = 12448\ Н,$$

$$S_4 = \frac{S_5}{1 + \omega_{п_2}} =$$

$$= \frac{12448}{1 + 0.07} = 11634\ Н,$$

$$S_3 = S_4 - (q_o + q_x) \cdot L_2 \cdot \omega_x \cdot g =$$

$$= 11634 - (18.6 + 8.4) \cdot 20 \cdot 0.03 \cdot 9.8 = 11475\ Н,$$

$$S_2 = \frac{S_3}{1+\omega_{п_2}} =$$

$$= \frac{11475}{1+0.07} = 10725 \text{ Н},$$

$$S_1 = S_2 = S_c = 10725 \text{ Н}.$$

Усі отримані результати натягу по точкам зведемо в одну таблицю 2.1.

Табл. 2.1.

№ точки траси												
1.	**2.**	**3.**	**4.**	**5.**	**6.**	**7.**	**8.**	**9.**	**10.**	**11.**	**12.**	**13.**
Величини сил натягу в точках траси, Н												
10725	10725	11475	11634	12448	11661	12477	13763	15048	15176	16323	18843	19006

За результатами розрахунку побудована діаграма (рис. 2.4):

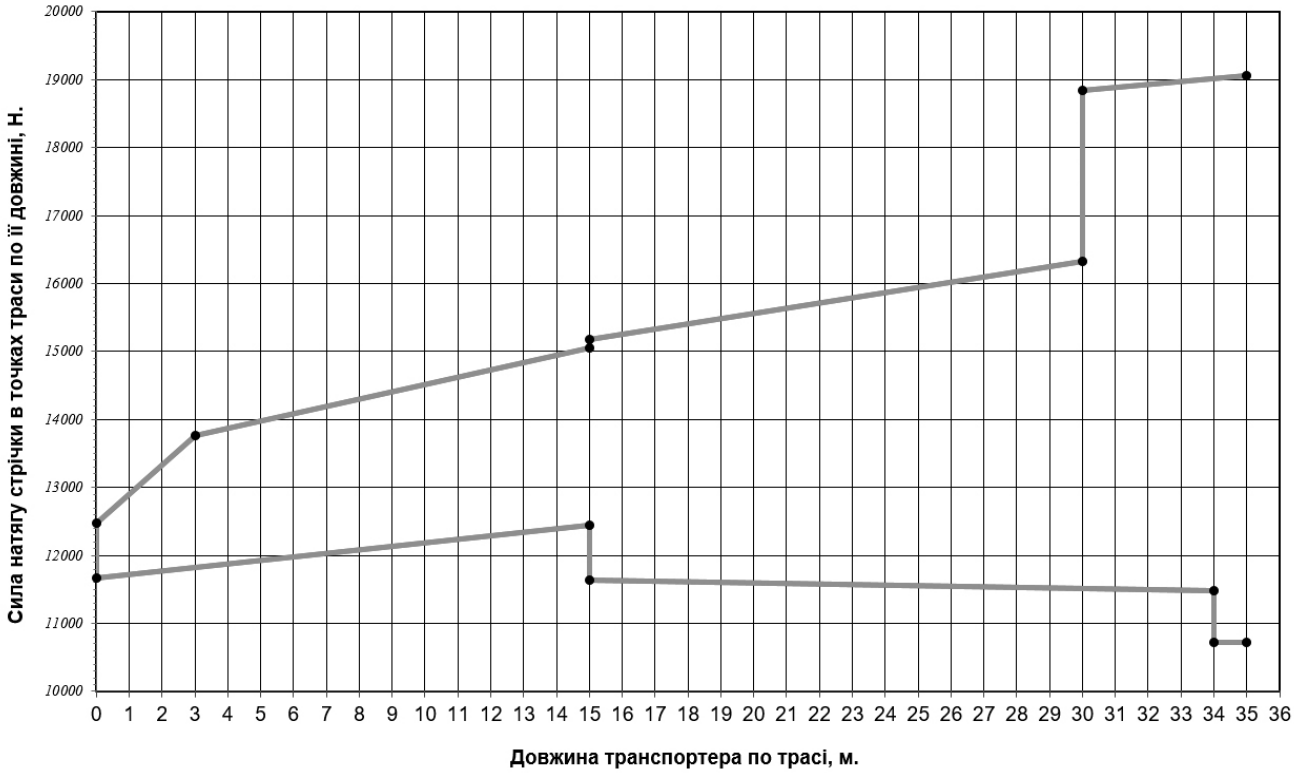

Рис. 2.4. Діаграма розподілу сил натягу стрічки горизонтально-похилого стрічкового транспортера по його довжині.

Тягове зусилля горизонтально-похилого стрічкового транспортера в кінцевому результаті буде таким:

$$F = S_{нб} - S_c,$$

$$F = 19006 - 10725 = 8281\,Н.$$

Повний тяговий коефіцієнт горизонтально-похилого стрічкового транспортера буде таким:

$$e^{\mu_o \alpha} = \frac{F \cdot k_{зч}}{S_c} + 1,$$

де $k_{зч} = 1.3 \div 1.4$ – коефіцієнт запасу приводу транспортера по зчепленню зі стрічкою.

Отже:

$$e^{\mu_o \alpha} = \frac{8281 \cdot 1.4}{10725} + 1 = 2.$$

Необхідний кут охоплення стрічкою барабана приводу горизонтально-похилого стрічкового транспортера:

$$\alpha = \frac{\ln\left(\frac{F \cdot k_{сц}}{S_{сб}} + 1\right)}{\mu_o},$$

де $\mu_o = 0.15$ – коефіцієнт тертя стрічки об поверхню барабана приводу.

Отже:

$$\alpha = \frac{\ln\left(\frac{8281 \cdot 1.4}{10725} + 1\right)}{0.15} = 4.6\ рад \approx 265^\circ.$$

Розраховане значення кута охоплення склало $\alpha = 265^\circ$. При формуванні вхідних даних на проектування транспортера нами було взято величину $\alpha^{/} < 210^\circ$, що є меншим. Тому для урухомлення стрічки застосовуємо двохбарабанний привід.

2.4. Вибір параметрів барабанів приводу

Так як транспортер працюватиме на горизонтальній поверхні, діаметр барабанів має відповідати нерівності:

$$D_б \geq (125 \div 160) \cdot i, \text{ мм},$$

Матимемо:

$$D_б \geq (125 \div 160) \cdot 2 = 250...320 \text{ мм}.$$

З конструктивних міркувань беремо: $D_{ст} = 500$ мм.

Але барабани будуть обкладені зовні шаром гуми. Тому їх діаметр буде:

$$D_ф = D_{ст} + 2 \cdot \delta_ф,$$

де $\delta_ф$ – товщина гуми з однієї сторони барабану.

Довжина барабана має бути більшою за ширину стрічки:

$$L_б = B + (150 \div 200).$$

Отже:

$$D_ф = 500 + 2 \cdot 1.0 = 502 \text{мм}.$$

$$L_б = 1200 + (150 \div 200) = 1350...1400 \text{ мм}.$$

2.5. Розрахунок приводної станції горизонтально-похилого стрічкового транспортера

Приводна станція горизонтально-похилого стрічкового транспортера складатиметься з двигуна, редуктора, двох барабанів з валами на підшипникових опорах та з’єднувальних муфт.

Двигун приводу має мати таку потужність:

$$N_{пр} = \frac{F \cdot V}{1000 \cdot \eta_о \cdot \eta_б},$$

де $\eta_о = 0.9$ – сумарний ККД усіх передач приводної станції;

$\eta_б = 0.94$ – ККД барабанів приводу.

В результаті матимемо:

$$N_{пр} = \frac{8281 \cdot 2.5}{1000 \cdot 0.9 \cdot 0.94} = 23 \text{ кВт}.$$

Встановлювана потужність двигуна має бути наступною:

$$N = k_у \cdot N_{пр},$$

де $k_у = 1.1 \div 1.35$ – коефіцієнт запасу потужності двигуна приводу горизонтально-похилого стрічкового транспортера.

Після підстановки числових значень матимемо:

$$N = 1.3 \cdot 23 = 29.9 \text{ кВт}.$$

З каталогів вибираємо двигун з дещо більшою потужністю марки 4АР180М4У3, який має такі параметри: потужність - $N = 30$ кВт, кількість обертів на валі $n = 1460$ об/хв, діаметр валу приєднання - $d_{вих} = 48$ мм.

Тоді кількість обертів приводного барабану буде така:

$$n_б = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D_б},$$

$$n_б = \frac{60 \cdot 2.5}{3.14 \cdot 0.5} = 95 \text{ об/хв}.$$

Тоді необхідне передавальне число редуктора приводу буде:

$$i_р = \frac{n_{дв}}{n_б} = \frac{1460}{95} \approx 15.$$

Відповідно до такої потужності приводу та такого передавального відношення вибираємо редуктор: 2Ц2-200Н, що має вхідний вал діаметром $d_{вх} = 48$ мм, та вихідний - $d_{вих} = 100$ мм.

Між двигуном та редуктором, для з’єднання їх валів встановлюємо пружні втулкові пальцеві муфти, які ще додатково компенсуватимуть нерівності монтажу двигуна та редуктора на раму приводу.

Вихідний вал редуктора та вал барабану приводу з’єднуємо за допомогою зубчастих муфт, які відключають обертання барабану при його заклиненні.

Дані муфти розраховують по передавальному крутному моменту, відповідно, вхідного та вихідного валів редуктора:

$$M_{вих} = F \cdot \frac{D_{ст}}{2} \cdot k_з,$$

де $k_з = 1.25 \div 1.3$ – коефіцієнти запасу по передавальному крутному моменту.

$$M_{вхід} = F \cdot \frac{D_{ст}}{2 \cdot i_р \cdot \eta_0} \cdot k_з.$$

Отже:

$$M_{вих} = 8281 \cdot \frac{0.5}{2} \cdot 1.3 = 2691\ Н \cdot м,$$

$$M_{вхід} = 8281 \cdot \frac{0.5}{2 \cdot 15 \cdot 0.9} \cdot 1.3 = 200\ Н \cdot м.$$

2.6. Вибір параметрів натяжної станції

Для забезпечення стабільної роботи транспортера стрічка повинна щільно прилягати до приводного барабана, бути достатньо натягнутою та не провисати. Ці умови досягаються за допомогою натяжного пристрою, що входить до складу конструкції розроблюваного в роботі горизонтально-похилого стрічкового транспортера.

Автоматичне регулювання натягу стрічки виконує шахтна лебідка, яка переміщує натяжний візок і підтримує оптимальний рівень натягу в процесі експлуатації конвеєра.

Натяжний візок включає раму, натяжний барабан, блокову обойму, з’єднувальні елементи, систему очищення барабана та блокову раму. Спеціальні гвинти та гайки, які з’єднують корпус підшипника з рамою блоків, дозволяють точно регулювати положення стрічки відносно барабана.

Величина зусилля натягу має бути такою:

$$W_н = S_{нб} - S_{сб},$$

де $S_{нб}$ – обчислене вище зусилля в стрічці в точці, що набігає на барабан натягу;

S_c – обчислене вище зусилля в стрічці транспортера в точці, що зходить з барабана натягу;

Матимемо:

$$W_н = 11661 - 12477 = 816 \text{ Н}.$$

Потужність двигуна натягу:

$$N_{пр} = \frac{K_з \cdot P_н \cdot V}{\eta_o},$$

де $\eta_o = 0.92$ – загальний ККД привода барабана натягу, що враховує втрати на барабані, тертя кочення в опорах, в лебідці тощо;

$K_з = 1.1 \div 1.35$ – коефіцієнт запасу приводу натягу транспортера по потужності.

Отже, матимемо:

$$N_{пр} = \frac{1.1 \cdot 816 \cdot 2.5}{0.92} = 2.439 \text{ кВт}.$$

З отриманих значень вибираємо двигун з дещо більшою потужністю: марка АІРС80В2У2, потужність - $N = 2.5$ кВт, кількість обертів - $n = 3000$ об/хв, вихідний діаметр - $d_{вих} = 22$ мм.

Редуктор після двигуна: РЧ-100-31, що передає потужність $N = 2.33$ кВт, кількість обертів $n = 1800$ об/хв, вхідний діаметр $d_{вх} = 21 \backslash 25$ мм, вихідний діаметр - $d_{вих} = 70$ мм.

З'єднувальну муфту між двигуном та редуктором вибираємо виходячи з крутного моменту, що та має передавати:

$$M_Б = W_o \cdot \frac{D_{ст}}{2 \cdot i_p \cdot \eta_0} \cdot k_з =$$

$$= 816 \cdot \frac{0.5}{2 \cdot 160 \cdot 0.92} \cdot 1.35 = 2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Виходячи з отриманих розрахункових даних вибираємо еластичну муфту 160-25 МН 5809-65, яка може передавати кількість обертів $n_{max} = 3300$ об/хв.

2.7. Перевірка горизонтально-похилого стрічкового транспортера на можливість самогальмування

В транспортерах, що мають похилі ділянки, можливе виникнення явища, коли під дією сили тяжіння і вимкнутому приводі, вантаж починає рухатись в протилежну сторону до експлуатаційного напрямку переміщення. Щоб унеможливити таку ситуацію на привід слід ставити гальмо, яке б блокувало реверс приводу.

Розглянемо найбільш критичну ситуацію, коли вантаж є лише на похилій ділянці траси. Відповідно зусилля, яке хоче перемістити стрічку транспортера донизу, протилежно до експлуатаційного напряму руху рівне qH. Тоді опір, який чинить конструкція транспортера цьому переміщенню рівна:

$$W_{звор} = (q_o + q_p) \cdot L \cdot \omega_p + (q_o + q_x) \cdot L \cdot \omega_x + q \cdot L_1 \cdot \omega_p .$$

Коли $qH < G_т W_{звор}$ - гальмо можна не ставити, сили тертя в конструкції транспортера не дозволять реверсний рух стрічки.

$G_т = 0.55 \div 0.65$ – коефіцієнт зменшення опору рухові.

Отже, матимемо:

$$W_{звор} = (18.6 + 24) \cdot 35 \cdot 0.03 + (18.6 + 8.4) \cdot 35 \cdot 0.03 + 87 \cdot 15 \cdot 0.03 = 112.23 \text{ кг},$$

$$\begin{matrix} 87 \cdot 3.7 < 0.55 \cdot 112.23 \\ 321.19 < 61.7 \end{matrix} .$$

Приходимо до висновку, що гальмо потрібне. Гальмівний момент, потрібний для втримання стрічки від зворотного руху буде обчислено з виразу:

$$M_т^б = (q \cdot H - G_т \cdot W_{обр}) \cdot \frac{D_б}{2} .$$

Конструктивно гальмо ставимо на швидкохідному валі редуктора. Його вибираємо з розрахованого гальмівного моменту на цьому валі.

$$M_т^Д = k_{зт} \cdot \frac{M_т^б}{i_р} \cdot \eta_o ,$$

де $i_р = 8$ – передаточне число редуктора;

$\eta_o = 0.9$ – ККД привода транспортера;

$k_{зт} = 1$ – коефіцієнт запасу гальмування.

Отже, матимемо:

$$M_т^б = (87 \cdot 3.7 - 0.55 \cdot 112.23) \cdot \frac{0.5}{2} = 65 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_т^Д = 1 \cdot \frac{65}{15} \cdot 0.9 = 3.9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Гальмо ставимо марки «ТКТ».

2.8. Розрахунок вала барабана приводу

Розрахунок валів такого призначення переважно проводять за два етапи. Спершу роблять проектний розрахунок, який полягає в тому, що, виходячи з прикладених розрахованих навантажень, розраховують основні розміри вала барабана приводу. Цей розрахунок може бути наближеним, коли вважають, що вал підлягає тільки деформації крученням. При цьому наявність деформацій згину враховують тим, що понижують у формулі величину допустимого напруження кручення:

$$\tau_к = \frac{M_к}{10 \cdot W_p} \le [\tau_{-1}],$$

де $\tau_к$ и $[\tau_{-1}] = 12$ МПа – допустиме понижене напруження кручення матеріалу вала барабана приводу;

$M_к$ – крутний момент прикладений до вала барабана приводу;

$W_p = 0.2 \cdot d^3$ – момент опору вала відповідного перерізу, що підлягає крученню:

де d – мінімальний діаметр вала барабана приводу:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_к}{0.2 \cdot [\tau_{-1}]}}.$$

Наближений розрахунок проводять з урахуванням того, що на вал одночасно піддається деформаціям кручення та згину. Тоді умова міцності валу має бути така:

$$\sigma_{пр} = \frac{M_{екв}}{10 \cdot W} \le [\sigma_{-1}],$$

де $\sigma_{пр}$ – приведене напруження, що виникає в матеріалі вала при його експлуатації;

$[\sigma_{-1}] = 55$ МПа – допустиме напруження при згині вала, яка він витримує;

$W = 0.1 \cdot d^3$ – момент опору вала відповідного перерізу, що підлягає крученню:

де d – мінімальний діаметр вала барабана приводу:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{екв}}{[\sigma_{-1}]}}.$$

$M_{екв}$ – еквівалентний момент згину та кручення прикладений до вала:

$$M_{экв} = \sqrt{M_{зг}^2 + 0.75 \cdot M_к^2}.$$

На рис. 2.5. зображена класична схема для побудови епюра та розрахунку валів барабанів приводу стрічкових транспортерів. На рисунку позначено і прийнято: $B = 1200$ мм, $l_б = 1400$ мм, $l_о = 1750$ мм, $L = 2200$ мм. До валу прикладені поперечні навантаження - сили P_1, які зумовлюють згин валу. Дані сили викликані натягом стрічки, що облягає барабан приводу. Також до валу прикладено момент кручення $M_к$, який передається від приводу.

Сумарне поперечне навантаження прикладене до вала барабана буде:

$$P = S_{нб} + S_с.$$

Але дане навантаження прикладене до валу через ступиці барабана:

$$P_1 = \frac{S_{нб} + S_с}{2}.$$

Матимемо:

$$P_1 = \frac{19006 + 10725}{2} = 14866\,\text{Н}.$$

Крутний момент на барабані буде таким:

$$M_к = S_{нб} \cdot \frac{D_б}{2} - S_{сб} \cdot \frac{D_б}{2},$$

де $S_{нб} - S_c = W_o$ – тягове зусилля на барабані.

Отже матимемо:

$$M_к = 19006 \cdot \frac{0.5}{2} - 10725 \cdot \frac{0.5}{2} = 2070.3\,\text{Н} \cdot \text{м}.$$

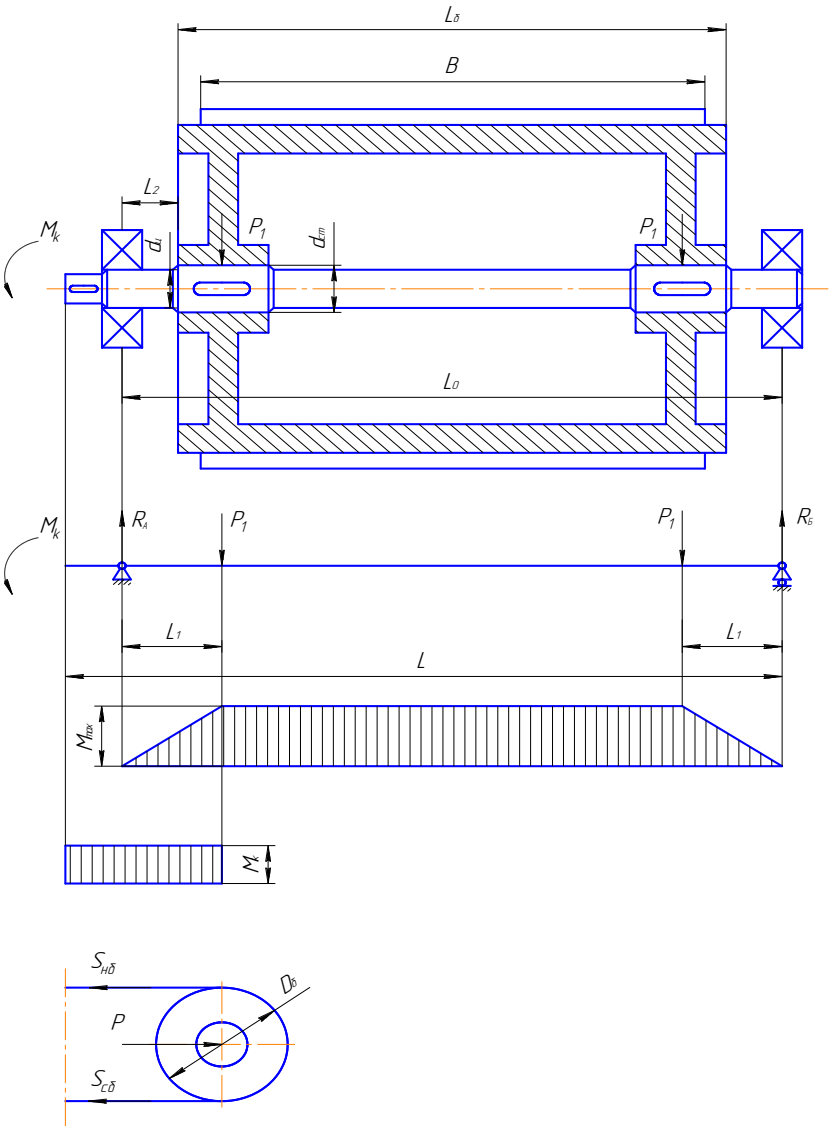

Рис. 2.5. Розрахункова схема вала привода стрічкового транспортера.

Значення максимального згинального моменту на валі:

$$M_{зг} = R_A \cdot l_1,$$

де $R_A = P_1$ – реакція опори;

$l_1 = 2 \cdot l_2 = 2 \cdot 0.5 \cdot (l_о - l_б)$ – відстань від центра опори вала до середини ступиці.

Отже:

$$M_{зг} = 14866 \cdot (1.75 - 1.4) = 5203\,Н \cdot м.$$

Згинальний момент у валі перед ступицею барабана:

$$M_1 = R_A \cdot l_2 = 14866 \cdot 0.175 = 2602\,Н \cdot м.$$

Тепер визначимо діаметри вала та еквівалентний момент:

$$d_к = \sqrt[3]{\frac{2070.3 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 12}} = 95\,мм,$$

$$W_р = 0.2 \cdot 0.095^3 = 2 \cdot 10^{-4}\,м^3,$$

$$\tau_к = \frac{2070.3}{10 \cdot 2 \cdot 10^{-4}} = 1.04\ МПа \le 12\ МПа,$$

$$M_{екв} = \sqrt{5203^2 + 0.75 \cdot 2070.3^2} = 5503.3\,Н \cdot м,$$

$$d_и = \sqrt[3]{\frac{5503.3 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 55}} = 80\,мм,$$

$$W = 0.1 \cdot 0.08^3 = 51 \cdot 10^{-6}\,м^3,$$

$$\sigma_{пр} = \frac{5503.3}{10 \cdot 51 \cdot 10^{-6}} = 11\ МПа \le 55\ МПа.$$

Після того як було визначено мінімальний діаметр вала в його небезпечному перерізі, розраховують решта його діаметрів та довжин ступеней, і проектують сам вал (див. графічну частину роботи).

Діаметри ступиці та цапфи визначимо з виразів:

$$d_{ст} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{зг}^2 + 0.75 \cdot M_к^2}}{[\sigma_{-1}]}},$$

$$d_ц = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_1^2 + 0.75 \cdot M_к^2}}{[\sigma_{-1}]}}.$$

Так як на валі в місці ступиці буде сформовано шпонковий паз, то його діаметр в цьому місці збільшуємо на 6-10%. Також розраховані діаметри валу слід узгодити зі стандартизованими, наприклад, під посадку підшипника.

Отже матимемо:

$$d_{ст} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{\left(5203 \cdot 10^3\right)^2 + 0.75 \cdot \left(2070.3 \cdot 10^3\right)^2}}{0.2 \cdot 55}} \approx 80\,мм.$$

Діаметр ступиці конструктивно збільшуємо до $d_{ст} = 120\,мм$.

$$d_ц = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{\left(2602 \cdot 10^3\right)^2 + 0.75 \cdot \left(1035 \cdot 10^3\right)^2}}{0.2 \cdot 55}} \approx 110\,мм.$$

Після завершення розробки конструкції вала переходять до другого етапу проектування вала - уточненого розрахунку. На цьому етапі визначають реальний запас міцності, враховуючи вплив концентраторів напруги, таких як шпонкові пази, переходи між різними діаметрами, канавки для настановних кілець або виходу ріжучого інструменту, отвори для кріпильних елементів тощо.

$$п = \frac{п_\sigma \cdot п_\tau}{\sqrt{п_\sigma^2 + п_\tau^2}} \geq [п],$$

де $[п] \approx 1.5 \div 2.5$ – допустимий коефіцієнт запасу міцності вала;

$п_\sigma$ и $п_\tau$ – відповідно коефіцієнти запасу по згину та крученню:

$$п_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon} \cdot \sigma_a} \cdot \beta; \quad п_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon} \cdot \tau_a} \cdot \beta,$$

де $\sigma_{-1} = 55$ МПа; $\tau_{-1} = 100$ МПа – значення допустимих напружень згину та кручення;

$k_\sigma = 2.3$; $k_\tau = 0.74$ – коефіцієнти, що враховують концентрації напружень в перерізах вала;

$\varepsilon = 0.73$ – чинник, що враховує зміни границь витривалості валу;

$\beta = 1.4$ – чинник, що враховує зміцнення валу при його виготовленні;

$$\sigma_a = \frac{M_{зг}}{10 \cdot W}; \ \tau_a = \frac{M_к}{20 \cdot W_p} \ .$$

Отже, матимемо:

$$\sigma_a = \frac{5203}{10 \cdot 51 \cdot 10^{-6}} = 10.2 \text{ МПа},$$

$$\tau_a = \frac{2070.3}{20 \cdot 2 \cdot 10^{-4}} = 0.5 \text{МПа},$$

$$п_\sigma = \frac{55 \cdot 10^6}{\frac{2.3}{0.73} \cdot 10.2 \cdot 10^6} \cdot 1.4 = 1.7,$$

$$п_\tau = \frac{100 \cdot 10^6}{\frac{0.74}{0.73} \cdot 0.5 \cdot 10^6} \cdot 1.4 = 2.8,$$

$$п = \frac{1.9 \cdot 2.8}{\sqrt{1.9^2 + 2.8^2}} = 1.63 \geq 1.5 .$$

2.9. Розрахунок на проектування осі барабана натягу

Розрахункова схема осі зображена на рис. 2.6. Її можна представити як шарнірно закріплену балку.

Конструктивно беремо розміри необхідні для проектування осі: $B = 1200 \text{мм}$, $l_б = 1400 \text{мм}$, $l_o^/ = 1650 \text{мм}$.

Методика розрахунку осі є аналогічною як і для вала, тільки тут відсутнє кручення. Діаметр осі визначимо з формули:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{зг}}{[\sigma_{-1}]}} .$$

Сили навантаження на вісь передаються через ступиці барабана натягу. Навантаження викликане натягнутою стрічкою:

$$P_2 = \frac{S_{нб}^/ + S_c^/}{2} .$$

Матимемо:

$$P_2 = \frac{11661 + 12477}{2} = 12069\,Н.$$

Максимальний згинальний момент:

$$M_{зг} = R'_A \cdot l_1,$$

де $R'_A = P_2$ – реакції опори осі;

$l_1 = 2 \cdot l_2 = 2 \cdot 0.5 \cdot (l_о - l_б)$ – відстань від центра опори до середини ступиці барабана.

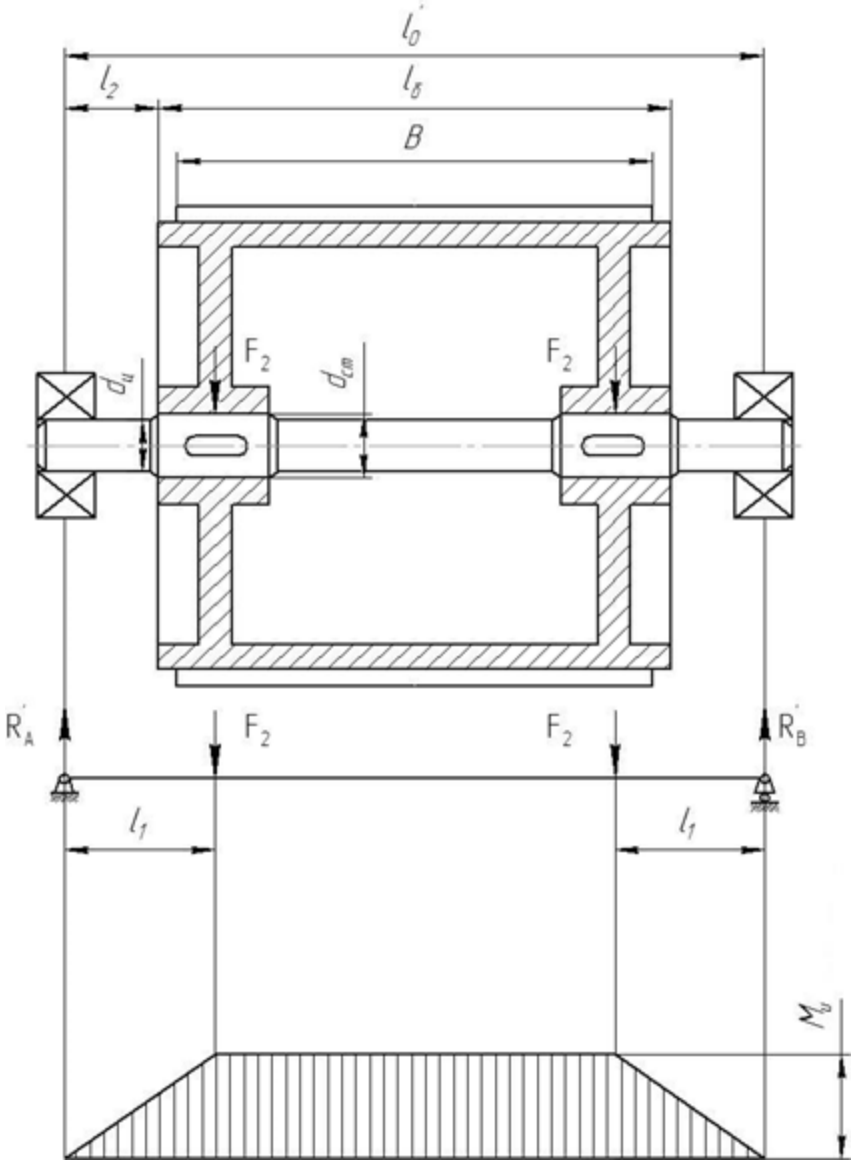

Рис. 2.6. Розрахункова схема осі барабана натягу.

Отже:

$$M_{зг} = 12069 \cdot (1.65 - 1.4) = 3017\,Н \cdot м.$$

Згинальний момент в перерізі осі перед ступицею:

$$M_1 = R_A^{/} \cdot l_2 = 12069 \cdot 0.175 = 2112\,Н \cdot м\,.$$

Діаметр осі в небезпечному перерізі буде таким:

$$d = \sqrt[3]{\frac{3017 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 55}} = 65\,мм\,,$$

$$W = 0.1 \cdot 0.065^3 = 3 \cdot 10^{-5}\ м^3\,,$$

$$\sigma_{пр} = \frac{3017}{10 \cdot 3 \cdot 10^{-5}} = 10\ МПа \le 55\,МПа\,.$$

Діаметр ступиці і цапфи рахуємо за формулами:

$$d_{ст} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{зг}^2}}{[\sigma_{-1}]}}\,,$$

$$d_{ц} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_1^2}}{[\sigma_{-1}]}}\,.$$

Так як на осі в місці ступиці буде сформовано шпонковий паз, то її діаметр в цьому місці збільшуємо на 6-10%. Також розраховані діаметри осі слід узгодити зі стандартизованими, наприклад, під посадку підшипника.

Матимемо:

$$d_{ст} = \sqrt[3]{\frac{3017 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 55}} \approx 145\,мм\,.$$

Збільшуємо до $d_{ст} = 150\,мм$.

$$d_{ц} = \sqrt[3]{\frac{2112 \cdot 10^3}{0.2 \cdot 55}} \approx 140\,мм\,.$$

Після теоретичного конструювання осі проведено її уточнений розрахунок, що полягатиме у визначенні фактичного коефіцієнта запасу міцності осі за формулою:

$$п = \frac{п_\sigma}{\sqrt{п_\sigma^2}} = 1\,.$$

2.10. Розрахунок підшипників опор вала барабана приводу та осі барабана натягу

Розрахунок підшипників проводять шляхом визначення їх динамічної вантажопідйомності:

$$C = P_{екв} \cdot \sqrt[3]{L},$$

де $P_{екв} = P_1 = R_A = 14866 H$;

L – довговічність підшипника:

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6},$$

де $L_h = 5000$ годин – експлуатаційний час роботи підшипника для важких умов;

n – діаметр вала (осі).

Отже матимемо:

$$L = \frac{60 \cdot 95 \cdot 5000}{10^6} = 30 \text{ млн. циклів},$$

$$C = 14866 \cdot \sqrt[3]{30} = 46 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

За отриманими даними та відповідними посадочними діаметрами слід вибрати тип та марку підшипника. При цьому перевагу слід надати тим підшипникам, які само встановлюються.

ВИСНОВКИ

1. В умовах інтенсифікації виробничих процесів і переходу до високоефективних технологій машини неперервного транспорту набувають особливого значення. Конвеєри та транспортери забезпечують безперервність переміщення матеріалів, вантажів та сировини, що сприяє підвищенню продуктивності праці, зменшенню витрат часу та поліпшенню загальної організації виробництва.

2. Стрічкові транспортери довели свою ефективність у переміщенні найрізноманітніших вантажів – від сипких і кускових до штучних деталей, як по рівній горизонталі, так і під кутом підйому або спуску. Їхня популярність обумовлена високою надійністю та продуктивністю, що забезпечуються за рахунок простої, але водночас гнучкої конструкції з фрикційним приводом.

3. Основним робочим елементом системи є транспортуюча стрічка, рух якої генерується через тертя з приводним барабаном. Приводні вузли — електродвигун, муфта, редуктор, приводний барабан та натяжний пристрій — монтуються на міцній рамі, а для подачі і приймання вантажу застосовують відповідні завантажувальні лійки та розвантажувальні скребки.

4. В технологічній частині наведено аспекти застосування стрічкових транспортерів, переваги та недоліки застосування стрічкового транспортера, будова стрічкових транспортерів, види та особливості приводів транспортерів стрічкового типу, основні засади проєктування стрічкових транспортерів

5. В конструкторській частині здійснено постановку задачі та обумовлено вхідні дані, розрахунок основних параметрів горизонтально-похилого стрічкового транспортера, тяговий розрахунок горизонтально-похилого стрічкового транспортера, вибір параметрів барабанів приводу, розрахунок приводної станції горизонтально-похилого стрічкового транспортера, вибір параметрів натяжної станції, перевірку горизонтально-похилого стрічкового транспортера на можливість самогальмування, розрахунок вала барабана приводу, розрахунок на проектування осі барабана

натягу, розрахунок підшипників опор вала барабана приводу та осі барабана натягу.

Параметри розробленого транспортера:

- Вантаж, що транспортується - земля формувальна.
- Продуктивність - 680 т/год.
- Насипна густина - 1.25 т/м3.
- Ширина стрічки - 1 200 мм.
- Швидкість руху стрічки - 2.5 м/с.
- Максим. натяг - 19 006 Н.

6. Проведено економічне обґрунтування доцільності розробки та впровадження у виробництво запроектованого горизонтально-похилого стрічкового транспортера, призначеного для переміщення різноманітних насипних матеріалів.

Проведені розрахунки показали, що проектна розробка є кращою за своїми параметрами щодо порівнюваного з нею аналога, а показник якості спроектованого транспортера підйомного типу складає 1,255.

Розрахований індекс конкурентоспроможності запроектованого горизонтально-похилого стрічкового транспортера типу є більшим за 1-цю, що підтверджує можливість успішної реалізації цього товару на ринку. З'являється можливість оптимізувати ціну продажу нового транспортера до величини 718356,37 грн., а також підвищити його рентабельність до 33,29 %.

7. Запроектована конструкція стрічкового транспортера СТР-2 дає змогу створити безпечні умови праці при його експлуатації, обслуговуванні та ремонті. При розробленні транспортера проаналізовано рівень мікроклімату на ділянці, де буде функціонувати транспортер, визначено допустиме освітлення та рівні шуму. Також вжито заходів із виконання електробезпеки операторів транспортера та розроблено заходи пожежної профілактики.