

Центральноукраїнський національний технічний університет  
Механіко-технологічний факультет  
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

«Допущено до захисту»  
Завідувач кафедри  
машинобудування, мехатроніки і  
робототехніки  
канд. техн. наук, доцент  
\_\_\_\_\_ Андрій ГРЕЧКА  
15 червня 2025 р.

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**  
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти  
на тему:

**Проект приводу стрічкового конвеєру для  
транспортування деталей**

Виконав здобувач вищої освіти  
4 курсу групи ГМ(МВ)-21  
ОПП «Галузеве машинобудування»  
спеціальності 133 «Галузеве  
машинобудування»

\_\_\_\_\_ Дмитро ЯРОШЕНКО

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент

\_\_\_\_\_ Олександр СКІБІНСЬКИЙ

Рецензент:

канд. техн. наук, доцент

\_\_\_\_\_ Руслан ОСІН

# Центральноукраїнський національний технічний університет

Механіко-технологічний факультет  
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки  
Перший (бакалаврський) рівень вищої освіти  
Галузь знань: 13 Механічна інженерія  
Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування  
Освітньо-професійна програма: Галузеве машинобудування

ЗАТВЕРДЖУЮ  
Завідувач кафедри машинобудування,  
мехатроніки і робототехніки  
канд. техн. наук, доцент  
\_\_\_\_\_ Андрій ГРЕЧКА

## ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти Ярошенку Дмитру Олександровичу

### Тема роботи:

Проект приводу стрічкового конвеєру для транспортування деталей

### Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент Олександр СКІБІНСЬКИЙ  
Затверджено наказом ЦНТУ від 20 січня 2025 року № 13-13.

### Строк подання роботи до захисту:

15 червня 2024 р.

### Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Мета: підвищення швидкості міжопераційного транспортування деталей, шляхом модернізації приводу стрічкового конвеєру.

Завдання: розглянути конструктивні параметри стрічкових конвеєрів для міжопераційного транспортування деталей та особливості проектування їх елементів; провести розрахунки валів, зубчастих, клинопасових та ланцюгових передач приводу стрічкового конвеєру; виконати вибір підшипників кочіння та шпонкових з'єднань для модернізованого приводу конвеєру; розробити кресленики приводу стрічкового конвеєру та кінцевого редуктора який використовується в ньому.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи	Строк виконання роботи	Примітка
1	Опрацювання навчальної та наукової літератури по тематиці роботи	20.03.2025 р.	
2	Виконання загальної частини	01.04.2025 р.	
3	Виконання конструкторської частини	02.05.2025 р.	
4	Розробка креслеників	28.05.2025 р.	
5	Перевірка роботи на академічний плагіат	03.06.2025 р.	
6	Рецензування роботи	05.06.2025 р.	

Дата видачі завдання  
03 лютого 2025 р.

Здобувач вищої освіти \_\_\_\_\_

Дмитро ЯРОШЕНКО

Керівник роботи \_\_\_\_\_

Олександр СКІБІНСЬКИЙ

## АНОТАЦІЯ

Ярошенко Д.О. Проект приводу стрічкового конвеєру для транспортування деталей : кваліфікаційна бакалаврська робота : спец. 133 Галузеве машинобудування / наук. кер. О.І. Скібінський. Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. Кропивницький : ЦНТУ, 2025. 48 с.  
Креслеників – разом 3 аркуші формату А1.

Метою роботи є підвищення швидкості міжопераційного транспортування деталей, шляхом модернізації приводу стрічкового конвеєру.

Актуальність роботи. Загально виробниче підвищення продуктивності праці, наряду з підвищенням продуктивності механічної обробки, вимагає підвищення швидкості міжопераційного транспортування деталей. Тож модернізація існуючих транспортних систем для підвищення швидкості пересування деталей, і як наслідок, підвищення продуктивності усього циклу виготовлення продукції є актуальною задачею, вирішенню якої присвячена дана кваліфікаційна робота.

В роботі були розглянуті конструктивні параметри стрічкових конвеєрів для міжопераційного транспортування деталей та особливості проектування їх елементів; проведені розрахунки валів, зубчастих, клинопасових та ланцюгових передач приводу стрічкового конвеєру; виконі вибір підшипників кочіння та шпонкових з'єднань для модернізованого приводу конвеєру. Розроблені кресленики приводу стрічкового конвеєру та кінцевого редуктора який використовується в ньому.

**стрічковий конвеєр, редуктор, транспортування, вал, шестерня, деталь**

## ANNOTATION

Dmytro YAROSHENKO. Belt conveyor drive design for transporting parts. Qualification work for the educational level "Bachelor", specialty 133 Industrial Engineering / Scientific supervisor Oleksandr SKIBINSKYI. Central Ukrainian National Technical University. Kropyvnytskyi. 2025. 48 p.

Drawings – summary 3 sheets A1 format.

The aim of the work is to increase the speed of inter-operational transport of parts by modernising the drive of the belt conveyor.

Relevance of the work. The overall production increase in labour productivity, along with an increase in machining productivity, requires an increase in the speed of inter-operational transport of parts. Therefore, the modernisation of existing transport systems to increase the speed of movement of parts, and as a result, increase the productivity of the entire production cycle is an urgent task, the solution of which is the subject of this qualification work.

In this work, the design parameters of belt conveyors for inter-operational transport of parts and the design features of their elements were considered; calculations of shafts, gears, V-belts and chain gears of the belt conveyor drive were carried out; the choice of rolling bearings and keyway connections for the modernised conveyor drive was made. Drawings of the belt conveyor drive and the bevel gearbox used in it were developed.

**belt conveyor, gearbox, conveying, shaft, gear, part**

Центральноукраїнський національний технічний університет  
Механіко-технологічний факультет  
Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

**ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА**  
до кваліфікаційної роботи на тему:

**Проект приводу стрічкового конвеєру  
для транспортування деталей**

**КРБ.ГМ.25.07.13.00.00**

Виконав здобувач вищої освіти  
4 курсу групи ГМ(МВ)-21  
ОПП «Галузеве машинобудування»  
спеціальності 133 «Галузеве  
машинобудування»

\_\_\_\_\_ Дмитро ЯРОШЕНКО

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент

\_\_\_\_\_ Олександр СКІБІНСЬКИЙ

## ЗМІСТ

<b>Вступ</b>	7
<b>1. Загальна частина</b>	8
1.1 Класифікація стрічкових конвеєрів	8
1.2 Конструктивні особливості стрічкових конвеєрів	10
<b>2. Конструкторська частина</b>	17
2.1 Вибір електродвигуна та кінематичний розрахунок приводу	17
2.2 Розрахунок клинопасової передачі	20
2.3 Розрахунок прямозубої конічної передачі	24
2.4 Розрахунок ланцюгової передачі	29
2.5 Попередній розрахунок валів	34
2.6 Підбір підшипників кочіння та шпонкових з'єднань	35
2.7 Перевірочний розрахунок валів та підшипників	37
2.8 Розрахунок корпусних деталей	44
<b>Висновки</b>	46
<b>Список використаних джерел</b>	47

## ВСТУП

Стрічковий конвеєр – це один із найуніверсальніших типів транспортерів, що використовується в різних сферах складської логістики. Його застосовують у виробництві, автомобільній та харчовій промисловості, фармацевтиці, кур'єрських службах та інших галузях.

Застосування стрічкових конвеєрів досягло високої актуальності, як на виробничих пунктах, так і в складських приміщеннях. Широке застосування конвеєрів ведеться і в компаніях, які займаються логістикою і транспортуванням - автономне управління і робота дає змогу скорочувати витрати на робочу силу в цьому сегменті [13].

Зручність і оперативність роботи конвеєра – основні його переваги, які використовуються у сфері машинобудування, легкої промисловості, харчової індустрії та інших виробничих сферах.

Умови експлуатації стрічкового конвеєра залежать від конкретної галузі та вимог до транспортування вантажів. Наприклад, у промисловості його застосовують для переміщення вантажів у виробничих зонах, транспортування матеріалів між робочими місцями, а також для доставки товарів на етапах комплектації та відправлення.

За необхідності стрічковий конвеєр можна адаптувати до різних кліматичних умов, таких як низькі температури, висока вологість, пил і забруднення. Для цього під час його виробництва використовують матеріали, що легко очищаються. Завдяки цьому конвеєр підходить для харчової та фармацевтичної промисловості, де особливо важливі гігієна та безпека.

При виконанні роботи користуємося вказівками [8 – 10].

# 1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

## 1.1 Класифікація стрічкових конвеєрів

Стрічковий конвеєр - це замкнуте коло стрічки, яка циклічно курсує завдяки тяговому механізму. Використання таких пристроїв на виробництвах різного типу необхідне для транспортування вантажу, що дуже зручно як за наявності людського контролю, так і без нього.

Стрічковий конвеєр працює завдяки тертю вбудованого приводного барабана і самої стрічки. Вона спирається на нерухомі опори, а ковзання відбувається завдяки закріпленим роликам. Робота зі стрічковими конвеєрами особливо зручна через можливість вибору будь-якої довжини і ширини конвеєрної стрічки. У галузі видобутку корисних копалин протяжність стрічкового конвеєра може становити кілька кілометрів.

Матеріал конвеєрної стрічки залежить від характеристик матеріалу, який буде транспортуватися. Розрізняють тканинні та тросові стрічки, поверхня буває вогнетривка, масло- або жиростійка, брудовідштовхувальна, не схильна до роз'їдання кислотами тощо. Температурний режим сировини, що транспортується, впливає на властивості стрічки - термостійкість і непромокальність покриття використовується для транспортування матеріалів із підвищеними або зниженими температурами.

Залежно від характеру поверхні стрічки розрізняють прямі та жолобчасті конвеєри [13]. Прямі мають в основі гнучку стрічку з гладкою поверхнею, яка перебуває в достатньому натягу, щоб транспортувати вантаж. Жолобчастий конвеєр - це пристрій з об'ємною поверхнею, який складається з роликової опори. Підрозновидом жолобчастого конвеєра є поворотний пристрій, який застосовується для зручності переміщення вантажу. Стрічковий пристрій може кілька разів змінювати траєкторію руху, щоб доставити вантаж у потрібне місце. Конвеєри поворотного типу часто зустрічаються в кондитерських майстернях.

За типом напрямку переміщення вантажу конвеєри бувають горизонтальні, вертикальні та похилі.

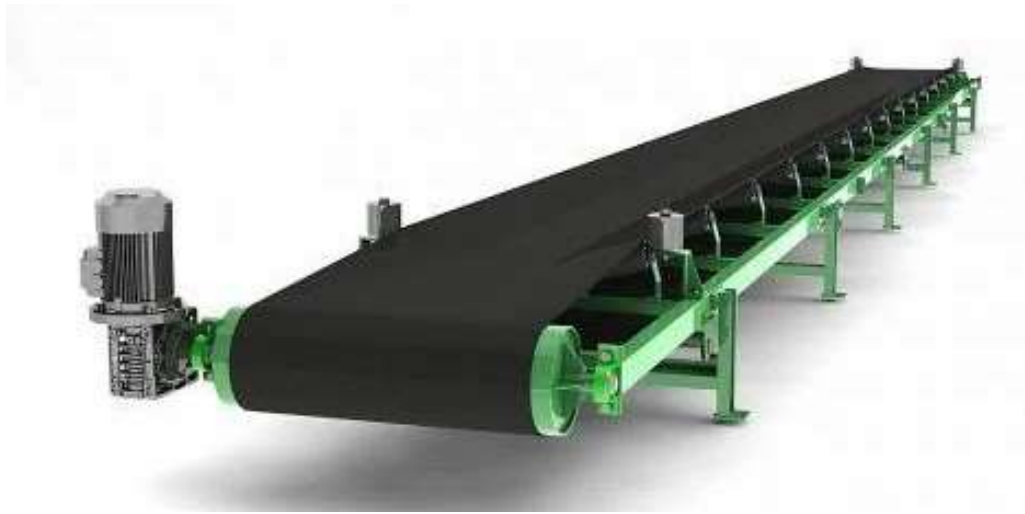


Рисунок 1.1 – Горизонтальний стрічковий конвеєр



Рисунок 1.2 – Похилий стрічковий конвеєр

Принцип роботи похилого конвеєра такий самий, як і прямого, змінюється лише градус нахилу стрічки для зручного переміщення вантажу.

Застосовується для транспортування штучних і насипних речовин на складах і в промислових центрах, також для фасування вантажу в упаковку.



Рисунок 1.3 – Телескопічний стрічковий конвеєр

Телескопічний стрічковий конвеєр - практичне обладнання з можливістю зміни параметрів нахилу, напрямку і швидкості руху в процесі роботи. Зручність використання такого конвеєра у відсутності необхідності зупинити процес транспортування і звільнити стрічку від переміщуваного вантажу.

## **1.2 Конструктивні особливості стрічкових конвеєрів**

Конвеєрна стрічка служить тяговим і несучим органом у конвеєрі, що й визначає специфічні вимоги до неї: значної поздовжньої міцності (відповідно до максимального чинного на стрічку натягу); поздовжньої гнучкості (щоб уникнути надмірного збільшення діаметрів барабанів, що огинаються); поперечної гнучкості (для можливості утворення лотка на стрічці), але не надмірної (щоб лотковість не порушувалася в прольоті між роликоопорами); малої пружної і залишкової витяжки (щоб уникнути великого ходу натяжного барабана або частого перестиккування стрічки); високої опірності пробою,

абразивного зносу і старіння внаслідок вигинів на барабанах, перекочування роликоопорами, абразивної та ударної дії вантажу на навантажувальних пунктах і на роликоопорах. У районах суворого холодного клімату, а також у спекотних областях до стрічок висувають такі специфічні вимоги, як морозостійкість, стійкість до променистої теплоти тощо.

Нині випускаються гумовотканинні багатопрокладкові, однопрокладкові суцільнотканинні та гумовотросові стрічки (рис. 1.4). Усі типи стрічок складаються з каркаса, що забезпечує необхідні міцнісні та пружні властивості стрічки, і покриття (гумові обкладки), яке захищає каркас від впливу пилу, вологи, ударних навантажень тощо. Для зниження зносу бортів стрічки в деяких конструкціях укладають гумові шнури, навколо яких розміщують захисну кордну тканину. Стрічки, що піддаються сильним ударним навантаженням, виготовляють із захисними бреккерними (однією або двома) прокладками, виконаними з металевих тросів або сітки.

Каркас гумовотканинних багатопрокладкових стрічок (рис. 1.4, а) складається зазвичай з декількох прокладок 1, розділених гумовими прошарками 3 товщиною 0,2-0,3 мм (сквіджи). Тканина прокладок має міцні поздовжні нитки (так звані «нитки основи»), що сприймають тягові зусилля, і менш міцні поперечні нитки для забезпечення поперечної жорсткості («нитки качка»).

Каркас однопрокладочної стрічки складається з однієї міцної суцільнотканинної прокладки із синтетичних або сумішевих волокон (рис. 1.4, б).

Тканинні прокладки для кар'єрних конвеєрів виготовляють із поліамідних волокон (типу ТА, ТК, МК) у комбінації з поліефірними волокнами (ТЛК), а також із комбінації поліефірних і бавовняних волокон (БКНЛ): ТА-100 (тканина капронова, 100 %-ва міцність за основою в Ньютонках на міліметр ширини однієї прокладки, Н/мм), ТК-200, ТА-400, ТЛК-300, БКЛН-65 і т. д.

Гумові зовнішні обкладки товщиною від 4,5 до 16 мм на робочій поверхні стрічки і 2-8 мм з неробочого боку стрічки виготовляють із гуми різних класів залежно від вимог умов експлуатації.

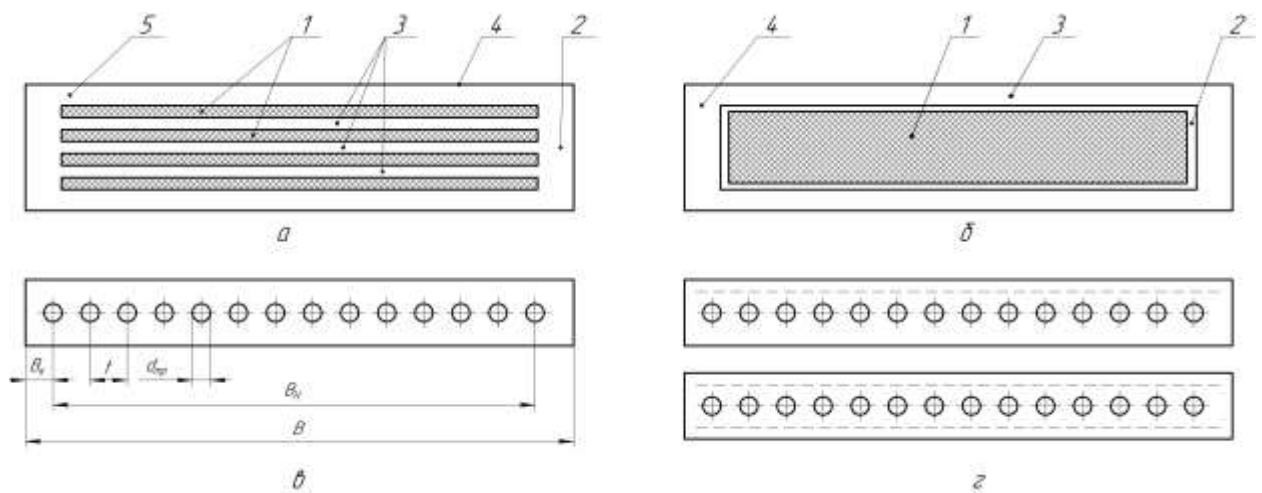


Рисунок 1.4 – Схеми поперечного перерізу стрічок:

- а – багатопрокладкова гумовотканинна стрічка: 1 – тканинні прокладки; 2 – гумові борти; 3 – гумові проміжні шари (сквіджи); 4 – гумова неробоча обкладка; 5 – гумова робоча обкладка;
- б – однопрокладкова суцільнотканинна стрічка: 1 – однопрокладковий суцільнотканинний тяговий каркас; 2 – гумовий прошарок; 3, 4 – робоча і неробоча гумові обкладки; 5 – гумовий борт;
- в – гумовотросова стрічка безтканинної конструкції (тип РТЛ, де  $B$  – ширина стрічки,  $B_n$  – несуча ширина стрічки,  $H$  – товщина стрічки,  $B_k$  – ширина гумового борту,  $d_{тр}$  – діаметр тросів,  $t$  – крок тросів);
- г – гумовотросова стрічка з однією захисною прокладкою (тип 1РТЛ);
- д – гумовотросова стрічка з двома захисними прокладками (тип 2РТЛ)

Каркас гумовотросових стрічок являє собою один ряд паралельно розташованих з певним кроком і запресованих у шарах гуми латунованих металевих тросів (рис. 1.4, в, г, д). Гумотросові стрічки випускаються міцністю 1000-6000 Н на 1 мм ширини каркаса.

Гумотросові стрічки підрозділяють на стрічки загального призначення (РТЛ), вогнестійкі (РТЛО) і вогнестійкі з підвищеною морозостійкістю (РТЛОМ) для експлуатації за температур, відповідно, від -45 до +60, від -20 до +60 і від -60 до +60 С. Стрічки міцністю 6000 Н/мм ширини випускаються тільки загального призначення і вогнестійкі. В позначення стрічки входять її міцність (Н/мм ширини) і ширина, мм: РТЛОМ 2500×1200 ТУ 38.1051531-82 (стрічка вогнестійка з підвищеною морозостійкістю, міцністю 2500 Н/мм і шириною 1200 мм). Гумотросові стрічки застосовують у конвеєрах великої довжини і продуктивності.

Привід. Основними частинами приводу (приводної станції) (рис. 1.5) стрічкового конвеєра слугують 1, 2, рідше 3 приводні барабани і приводні блоки, які приводять їх у рух. Приводний барабан може бути розвантажувальним (рис. 1.5, а) або розвантажувальний барабан може бути винесений на консоль (рис. 1.5, б).

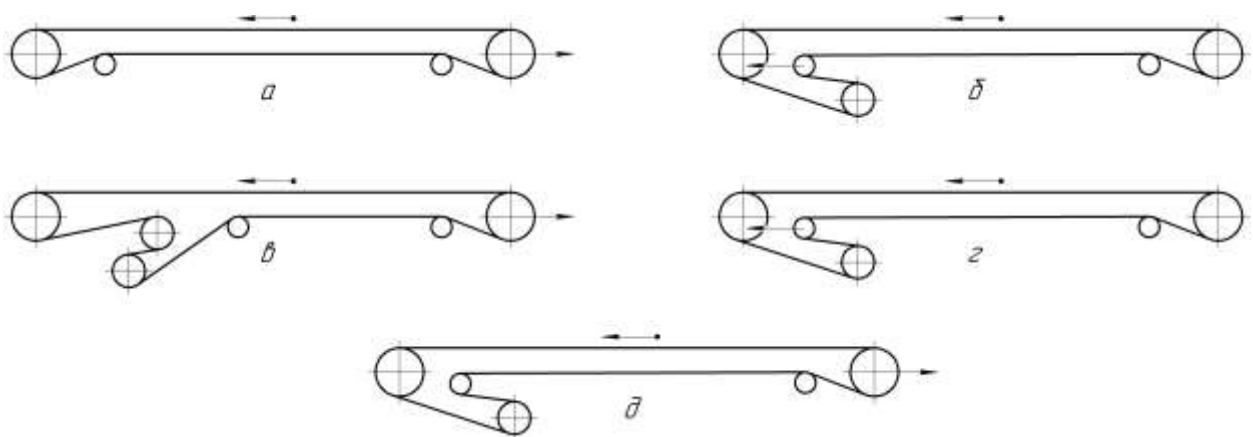


Рисунок 1.5 – Схеми обводки стрічки по барабанам

За двох приводних барабанів розвантажувальний барабан також можна винести на спеціальну консоль, але при цьому стрічка обходитиме перший приводний барабан «брудним» боком, що знижує коефіцієнт зчеплення стрічки з барабаном (рис. 1.5, в). Тому поширення набула схема, показана на рисунку 1.5, г, яка не має такого недоліку. Схема з трьома приводними барабанами застосовується на довгих конвеєрах, оскільки дає змогу зменшити натяг стрічки (рис. 1.5, д).

Приводний блок складається з електродвигуна, редуктора, сполучних муфт і гальма (рис. 1.6). Крім того, на рамі приводної станції монтуються барабани, що відхиляють стрічку, пристрої для очищення стрічки і барабана, пускова і сигнальна апаратура, а іноді також натяжний пристрій.

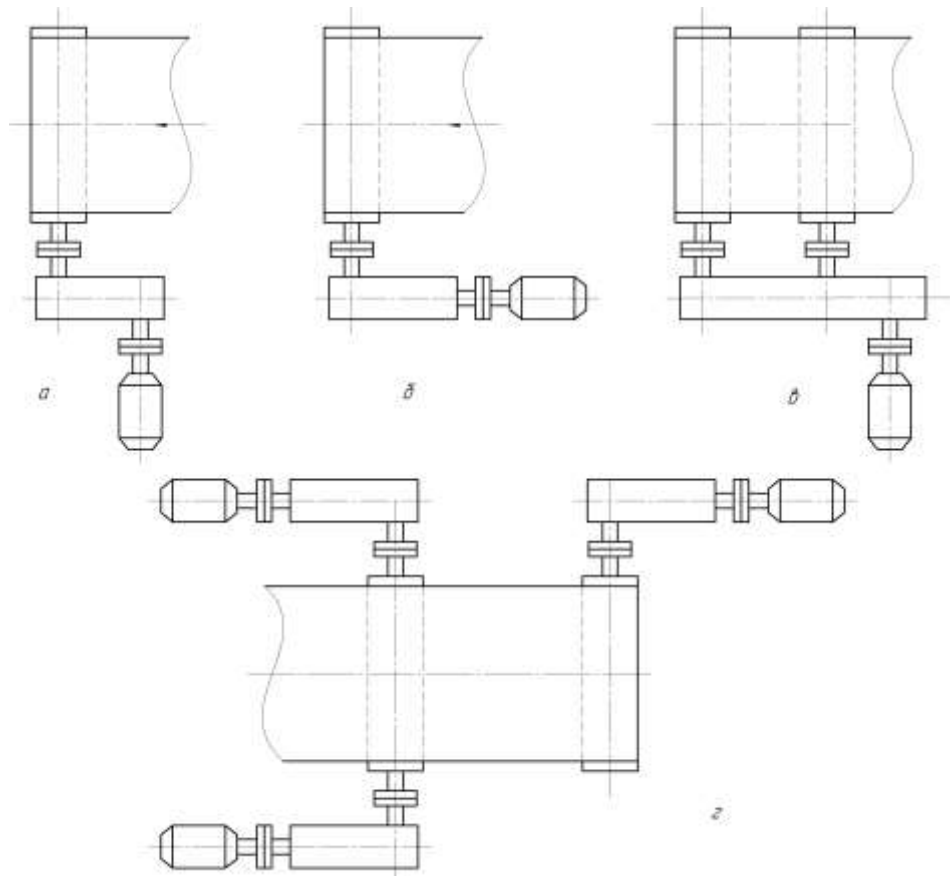


Рисунок 1.6 – Схеми розташування приводних станцій:  
а, в – співвісні; б, г – перпендикулярні

Розрізняють співвісні (рис. 1.6 а, в) і перпендикулярні (рис. 1.6 б, г) схеми розташування приводних станцій. Перші характеризуються простотою передачі обертального моменту, другі - компактністю.

Вибір тієї чи іншої схеми приводу визначається, головним чином, необхідною потужністю й обґрунтовується в кожному конкретному випадку розрахунком. Приводні станції стаціонарних конвеєрів монтують на фундаменті, а пересувні, які переміщують трактором або лебідкою, - на понтонній плиті, на рейковому або неприводному гусеничному ході. Потужні і важкі станції встановлюються на приводному гусеничному або крокуючому ході.

Натяжні пристрої. Натяжні пристрої стрічкового конвеєра призначені для підтримання натягу конвеєрної стрічки в межах, необхідних для обмеження

провисання її на вантажній гілці, і передавання приводом необхідного тягового зусилля. Натяжні пристрої встановлюють зазвичай у місцях найменшого натягу стрічки: на гілці, що збігає, біля привода (горизонтальні та слабопохилі конвеєри) або в хвостовій частині (похилі конвеєри).

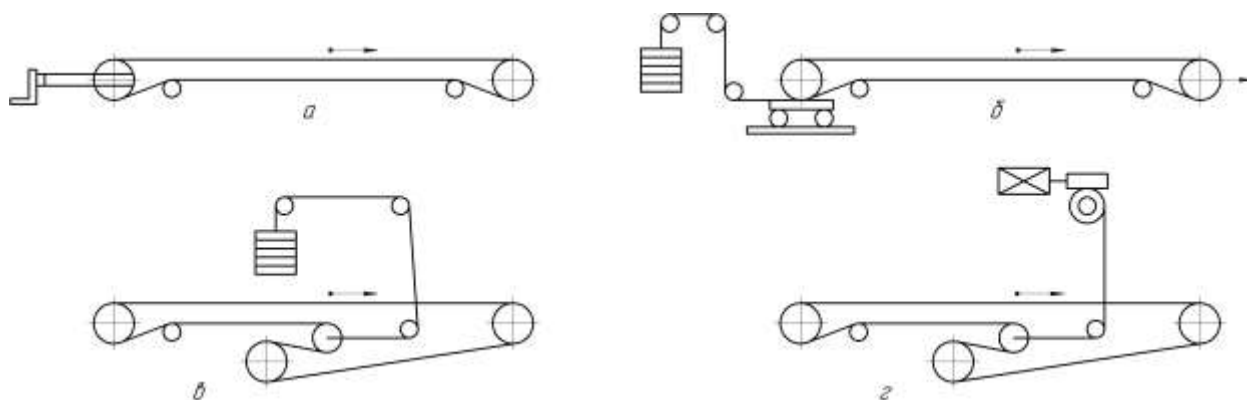


Рисунок 1.7 – Схеми натяжних пристроїв

Натяжні пристрої можуть бути ручними, вантажними і лебідочними (рис. 1.7). Ручні натяжні пристрої (зазвичай гвинтові с ручними лебідками) встановлюють на конвеєрах невеликої довжини, оскільки вони мають невеликий хід і потребують періодичного підтягування, по мірі витягування стрічки (рис. 1.7, а). Грузові натяжні пристрої забезпечують постійний натяг стрічки, але вони достатньо громісткі і застосовуються, зазвичай, в стаціонарних конвеєрах (рис. 1.7, б, в). В лебідочних натяжних пристроях натяжний барабан приводиться до руху електричною лебідкою. Ці натяжні пристрої можуть автоматично збільшувати натяг стрічки, аби не було пробуксовування в період пуску, чи зменшувати його в період зупинки конвеєра (рис. 1.7, г).

Переваги використання стрічкових конвеєрів:

- безперервність роботи конвеєра дає змогу не припиняти роботу в будь-який час на виробництвах і складах;
- автоматична робота стрічкового конвеєра призводить до збільшення продуктивності та відсутності необхідності контролю людиною. Сюди не

входять випадки комбінованої роботи конвеєра і працівника в процесі виготовлення або пакування продукції;

- стрічкові конвеєри різного напрямку дають змогу транспортувати вантаж будь-якої ваги і текстури, він переміщується під будь-якими кутами і напрямками;

- управління стрічковими конвеєрами просте й оперативне, налаштування параметрів можливе в процесі їхньої роботи, що скорочує витрату часу на налагодження системи транспортування;

Застосування стрічкових конвеєрів досягло високої актуальності, як на виробничих пунктах, так і в складських приміщеннях. Чудове застосування конвеєрів знайшлося і в компаніях, які займаються логістикою і транспортуванням - автономне управління і робота дає змогу скорочувати витрати на робочу силу в цьому сегменті.

Зручність і оперативність роботи конвеєра - основні його переваги, які використовуються у сфері машинобудування, легкої промисловості, харчової індустрії та інших виробничих сферах.

Використання стрічкових конвеєрів в якості допоміжних пристроїв в складі роботизованих комплексів розглядалося в роботах [13] та [15].

## 2 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

В цьому розділі кваліфікаційної роботи необхідно провести розрахунки і виконати кресленики конічного редуктора, який буде використовуватися в приводі стрічкового конвеєра, що може бути використаний для транспортування деталей між металообробним обладнанням.

Технічні характеристики конвеєра:

Тягове зусилля	$F_t = 5,5 \text{ кН.}$
Окружна швидкість	$V = 1,2 \text{ м/с.}$
Діаметр	$D = 0,4 \text{ м.}$
Довжина	$L = 0,4 \text{ м.}$
Короткочасне перевантаження	$\frac{T_{max}}{T_{ном}} = 1.6.$
Строк служби	$Lh = 18000 \text{ год.}$
Тип пасової передачі	Клинова.

### 2.1 Вибір електродвигуна та кінематичний розрахунок приводу

Визначасмо потрібну потужність електродвигуна:

$$P_{\epsilon} = \frac{F_t \cdot V}{1000} = \frac{5,5 \cdot 10^3 \cdot 1,2}{1000} = 6,6 \text{ кВт} \quad (2.1)$$

$$P_{\text{ел.двиг}} = \frac{P_{\epsilon}}{\eta_{заг}} = \frac{6,6}{0,81} = 8,15 \text{ кВт}, \quad (2.2)$$

$$\eta_{заг} = \eta_{кп} \cdot \eta_{кп} \cdot \eta_{лп} \cdot \eta_{мп}^3 = 0,95 \cdot 0,96 \cdot 0,92 \cdot 0,99^3 = 0,81 \quad (2.3)$$

де  $\eta_{кп}$  - ККД пасової передачі (для клинового паса  $\eta_{кп} = 0,95$ );

$\eta_{кп}$  - ККД зубчатої конічної передачі (для закритої передачі  $\eta_{кп} = 0,96$ );

$\eta_{лп}$  - ККД ланцюгової передачі (для відкритої передачі  $\eta_{лп} = 0,92$ );

$\eta_{мп}$  - ККД однієї пари підшипників кочення ( $\eta_{мп} = 0,99$ ).

$$n_b = \frac{60000 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60000 \cdot 1,2}{3,14 \cdot 400} = 57,32 \text{ об/хв} \quad (2.4)$$

$$n_{\min} = n_6 \cdot U_{\min}^{kn} \cdot U_{\min}^{kn} \cdot U_{\min}^{nn} \quad (2.5)$$

$$n_{\min} = 57,32 \cdot 2 \cdot 2 \cdot 2 = 343,92 \text{ об/хв.}$$

$$n_{\max} = n_6 \cdot U_{\max}^{kn} \cdot U_{\max}^{kn} \cdot U_{\max}^{nn} \quad (2.6)$$

$$n_{\max} = 57,32 \cdot 5 \cdot 4 \cdot 6,3 = 7222,32 \text{ об/хв.}$$

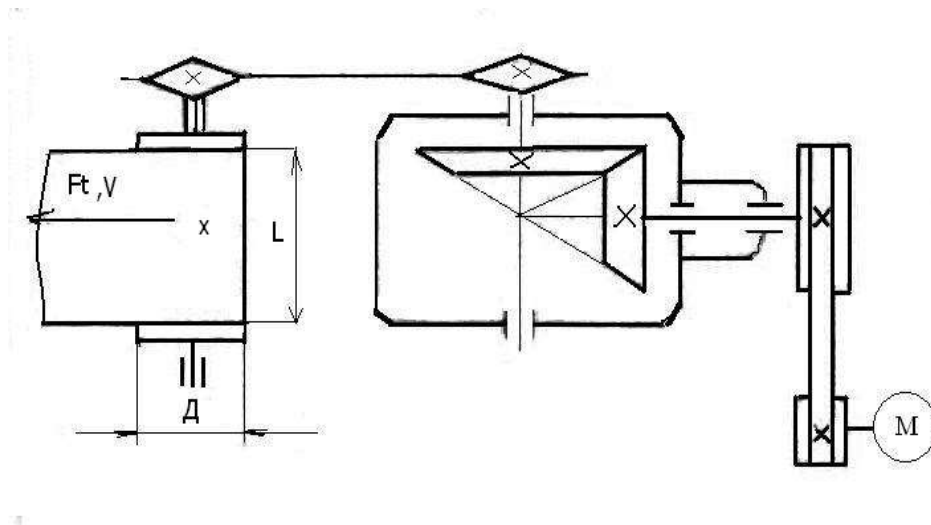


Рисунок 2.1 – Схема приводу стрічкового конвеєра

З використанням довідникових джерел, проводимо вибір електродвигуна і приймаємо електродвигун 4А132М2У3 за ГОСТ 19523-81 з частотою обертання 2900 об/хв, потужністю 11 кВт. Інші характеристики

даного електродвигуна  $\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}} = 1,6$ , ККД = 88%,  $\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}} = 2,2$ ,  $\cos \varphi = 0,9$ .

Розрахуємо загальне передавальне число приводу:

$$U_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{ел.двиг}}}{n_6} = \frac{2900}{57,32} = 50,59 \quad (2.7)$$

Приймаємо передавальне число ланцюгової передачі  $U_{\text{лн}} = 4$  та передавальне число конічної передачі  $U_{\text{кн}} = 4$ .

Тоді передаточне число пасової передачі визначається залежністю:

$$U_{кн} = \frac{U_{заг}}{U_{кн} \cdot U_{лн}} = \frac{50.59}{4 \cdot 4} = 3,16 \quad (2.8)$$

Проведемо розрахунки потужності обертів, кутових швидкостей та моментів на кожному валу привода.

Потужності на кожному валу:

$$P_I = P_{ел.д} = 8,15 \text{ кВт}$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{кн} \cdot \eta_{нн} = 8,15 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 7,67 \text{ кВт}$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{чн} \cdot \eta_{нн} = 7,67 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 7,29 \text{ кВт}$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{лн} \cdot \eta_{нн} = 7,29 \cdot 0,92 \cdot 0,99 = 6,64 \text{ кВт}$$

Оберти на кожному валу:

$$n_1 = n_{ел.д} = 2900 \text{ об/хв.}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{кн}} = \frac{2900}{3,16} = 917,72 \text{ об/хв.}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{кн}} = \frac{917,72}{4} = 229,43 \text{ об/хв.}$$

$$n_4 = \frac{n_{III}}{U_{лн}} = \frac{229,43}{4} = 57,35 \text{ об/хв.}$$

Кутові швидкості на кожному валу:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 2900}{30} = 303,53 \text{ рад/с.}$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3,14 \cdot 917,72}{30} = 96,05 \text{ рад/с.}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3,14 \cdot 229,43}{30} = 24 \text{ рад/с.}$$

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = \frac{3,14 \cdot 57,32}{30} = 5,99 \text{ рад/с.}$$

Моменти на кожному валу:

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{8,15 \cdot 10^3}{303,53} = 26,85 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2} = \frac{7,67 \cdot 10^3}{96,05} = 79,85 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3} = \frac{7,29 \cdot 10^3}{24} = 303,75 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$T_4 = \frac{P_4 \cdot 10^3}{\omega_4} = \frac{6,64 \cdot 10^3}{5,99} = 1108,51 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

## 2.2 Розрахунок клинопасової передачі

Вихідні дані для розрахунку:

1. Двигун – асинхронний, короткозамкнений.
2. Потужність, що передається валом  $P_1 = 8,15$  кВт.
3. Частота обертання ведучого шківа  $n_1 = 2900$  об/хв.
4. Частота обертання веденого шківа  $n_2 = 917,72$  об/хв.
5. Момент на валу  $T_2 = 79,85$  Нм.
6. Пускове навантаження до 150% нормального.
7. Робоче навантаження з незначними поштовхами.
8. Робота однозмінна.
9. Передаточне число  $U=3,16$ .

Згідно таблицею 1.1 [5] дану потужність можна передавати пасами таких перерізів: Б, В.

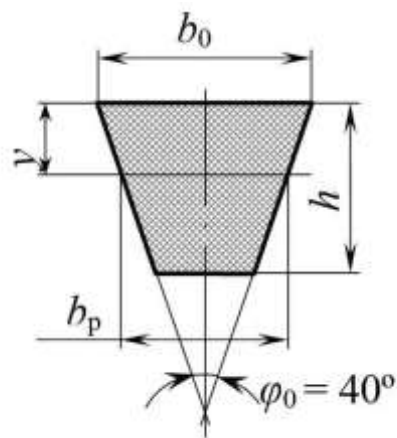


Рисунок 2.2 Переріз паса «В»

З різних перерізів паса доцільно брати менший, бо при прийнятому діаметрі меншого шківів  $D_1$  можна отримати більше значення відношень  $D_1/h$ , а значить, понизити напруження згину і суттєво збільшити довговічність паса.

Приймаємо згідно таблиці 1.1 [5] переріз паса В.

По таблиці 2.8 [1, с. 77] параметри переріз паса "В":  $b_p = 19$  мм;  $h = 13,5$  мм;  $b_0 = 22$  мм;  $y_0 = 4,8$  мм;  $F_1 = 2,3$  см<sup>2</sup>;  $L = 1800...10600$  мм;  $d_{\min} = 200$  мм;  $q = 0,3$  кг/м.

У відповідності до таблиці 1.4 [5] приймаємо діаметр меншого шківів  $D_1 = 200$  мм.

Швидкість паса визначається залежністю:

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 2900}{60 \cdot 1000} = 30,35 \text{ м/с.} \quad (2.9)$$

Діаметр більшого шківів визначається залежністю:

$$D_2 = D_1 \cdot U \cdot (1 - \xi) = 200 \cdot 3,16 \cdot (1 - 0,02) = 619 \text{ мм.} \quad (2.10)$$

де  $\xi = 0,02$  - коефіцієнт пружного ковзання.

Відповідно до ДСТУ 1284-68 та таблицею 1.3 [5] приймаємо діаметри шківів  $D_1 = 200$  мм,  $D_2 = 630$  мм.

По стандартним значенням діаметрів шківів визначаємо дійсні частоти обертання валів:

$$n_2 = (1 - \xi) \cdot \frac{D_1 \cdot n_1}{D_2} = (1 - 0,02) \cdot \frac{200 \cdot 2900}{630} = 902,2 \text{ об/хв.} \quad (2.11)$$

Уточнюємо передаточне число:

$$U = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2900}{902,2} = 3,21. \quad (2.12)$$

Вибираємо з таблиці 1.5 [5] та згідно з ДСТУ 1284-68 розміри перерізу паса.

Ширина паса –  $b_p = 19$  мм.

Висота паса –  $h = 13,5$  мм.

Площа перерізу –  $A = 230$  мм<sup>2</sup>.

Міжосьова відстань визначається залежностями:

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (D_1 + D_2) + h = 0,55 \cdot (200 + 630) + 13,5 = 470 \text{ мм.}$$

$$a_{\max} = 2 \cdot (D_1 + D_2) = 2 \cdot (200 + 630) = 1660 \text{ мм.}$$

$$a = \frac{a_{\min} + a_{\max}}{2} = \frac{470 + 1660}{2} = 1065 \text{ мм.}$$

Визначаємо довжину паса:

$$l = 2 \cdot a + \left( \frac{\pi \cdot (D_1 + D_2)}{2} \right) + \frac{(D_1 - D_2)^2}{4 \cdot a} \quad (2.13)$$

$$l = 2 \cdot 1065 + \left( \frac{3,14 \cdot (200 + 630)}{2} \right) + \frac{(200 - 630)^2}{4 \cdot 1065} = 3477 \text{ мм.}$$

Приймаємо довжину паса, що є найближчою до розрахункової, за таблицю 1.6 [5] і маємо  $l = 3550 \text{ мм}$ .

Уточнюємо міжосьову відстань за допомогою залежності:

$$a = \frac{2 \cdot l - \pi \cdot (D_1 + D_2) + \sqrt{(2 \cdot l - \pi \cdot (D_1 + D_2))^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{8} \quad (2.14)$$

$$a = \frac{2 \cdot 3550 - 3,14 \cdot (200 + 630) + \sqrt{(2 \cdot 3550 - 3,14 \cdot (200 + 630))^2 - 8 \cdot (630 - 200)^2}}{8} = 1102,486$$

Мінімальна міжосьова відстань для монтажу паса:

$$a_{\min} = a - 0,01 \cdot l = 1102,486 - 0,01 \cdot 3550 = 1067 \text{ мм.} \quad (2.15)$$

Максимальна міжосьова відстань для підтягування паса при видовженні:

$$a_{\max} = a + 0,025 \cdot l = 1102,486 + 0,025 \cdot 3550 = 1191,2 \text{ мм.} \quad (2.16)$$

Визначаємо число пробігів паса в секунду:

$$v = \frac{V}{l \cdot 10^{-3}} = \frac{30,35}{3550 \cdot 10^{-3}} = 8,55 \text{ с}^{-1}. \quad (2.17)$$

$$V_d = 15,$$

$$v \ll V_d$$

Умова виконується.

Визначаємо кут обхвату шкива:

$$\alpha = 180 = \frac{(D_2 - D_1) \cdot 57}{a} = 180 - \frac{(630 - 200) \cdot 57}{1102,486} = 158^\circ \quad (2.18)$$

Визначаємо коефіцієнт кута обхвату:

$$C_\alpha = 1 - 0,003 \cdot (180 - \alpha) = 1 - 0,003 \cdot (180 - 158) = 0,93. \quad (2.19)$$

Визначаємо коефіцієнт швидкості:

$$C_v = 1,05 - 0,0005 \cdot v^2 = 1,05 - 0,0005 \cdot 30,35^2 = 0,59. \quad (2.20)$$

По таблиці 1.2 [5] приймаємо корисне напруження при  $\sigma_0 = 1,2$  Н/мм  
 $[\sigma_t]_0 = 1,51$  Н/мм.

По таблиці 2.5 [5] вибираємо коефіцієнт динамічності і навантаження  $C_p = 1$ . Тоді корисне допустиме напруження в заданих умовах:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p = 1,51 \cdot 0,93 \cdot 0,59 \cdot 1 = 0,83 \text{ Н/мм}^2 \quad (2.21)$$

Колове зусилля визначається залежністю:

$$F_t = \frac{1000 \cdot P_1}{V} = \frac{1000 \cdot 8,15}{30,35} = 268,5 \text{ Н.} \quad (2.22)$$

Визначаємо число пасів:

$$z = \frac{F_t}{[\sigma_t] \cdot A} = \frac{268,5}{0,83 \cdot 230} = 1,41 \quad (2.23)$$

Остаточне число пасів  $z = 2$ . Отже позначення паса: пас В – 3550:

де В – тип паса; 3550 – довжина паса.

Сила, яка діє на вали визначається залежністю:

$$Q = 2 \cdot \sigma_0 \cdot z \cdot A \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 2 \cdot 1,2 \cdot 2 \cdot 230 \cdot \sin\left(\frac{158}{2}\right) = 1083,7 \text{ Н.} \quad (2.24)$$

де  $\sigma_0$  - напруження від початкового натягу, Н/мм<sup>2</sup>;

A - розрахункова площа перерізу паса (пасів), мм<sup>2</sup>.

Зовнішній діаметр і ширина ободу:

$$d_{e1} = D_1 + 2 \cdot b = 200 + 2 \cdot 5,7 = 211,4 \text{ мм.}$$

$$d_{e2} = D_2 + 2 \cdot b = 630 + 2 \cdot 5,7 = 641,4 \text{ мм.}$$

$$M = (z - 1) \cdot e + 2 \cdot f = (2 - 1) \cdot 25,5 + 2 \cdot 17 = 59,5 \text{ мм.}$$

### 2.3 Розрахунок прямозубої конічної передачі

Проведемо вибір матеріалів деталей передачі і визначемо допустимі напруження. Тож, шестерня – поліпшена сталь 45; твердість  $HB_1=210$ ; границя текучості  $\sigma_T = 450$  Н/мм<sup>2</sup>. Колесо – нормалізована сталь 45; твердість  $HB_1=180$ ; границя текучості  $\sigma_T = 360$  Н/мм<sup>2</sup>.

Визначаємо базові границі витривалості зубців передачі:

- контактні:

$$\sigma_{H1} = 2HB_1 + 70 = 2 \cdot 210 + 70 = 490 \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_{H2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 180 + 70 = 430 \text{ Н/мм}^2;$$

- при згині:

$$\sigma_{F0} = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 210 = 378,$$

$$\sigma_{F0} = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 180 = 324,$$

$$\sigma_{F0} = 378 + 324 = 702.$$

Визначаємо допустиме контактне напруження:

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H1}}{S_H} \cdot K_{HL} = \frac{490}{1,1} \cdot 1 = 445,45,$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H2}}{S_H} \cdot K_{HL} = \frac{430}{1,1} \cdot 1 = 390,9,$$

$$[\sigma]_H = \frac{[\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}}{2} = \frac{445,45 + 390,9}{2} = 418,$$

де  $K_{HL}$  - коефіцієнт довговічності;

$S_H$  - коефіцієнт безпеки.

Визначаємо допустимі нормальні напруження при розрахунках на втомну міцність на злам:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F0}}{S_F} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} = \frac{702}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 = 401 \text{ Н/мм}^2 \quad (2.25)$$

де  $\sigma_{F0}$  - базова границя витривалості при згині, Н/мм<sup>2</sup>;

$S_F$  - коефіцієнт безпеки, 1,75 при ймовірності не руйнування зубців 0,9;

$K_{FC}$  - коефіцієнт впливу наряду прикладання навантаження на зубці;

$K_{FL}$  - коефіцієнт довговічності.

Визначаємо гранично допустимі напруження:

$$[\sigma]_{H \max} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 450 \cdot 360 = 252000 \text{ Н/мм}^2 \quad (2.26)$$

$$[\sigma]_{F \max} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 450 \cdot 360 = 129600 \text{ Н/мм}^2 \quad (2.27)$$

Визначаємо зовнішній ділительний колеса:

$$d_{e2} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} \cdot u \sqrt{1+u^2}}{\Psi_{d2} [\sigma]_H^2}}, \quad (2.28)$$

$$d_{e2} = 91,5 \sqrt[3]{\frac{79,85 \cdot 10^3 \cdot 1,13 \cdot 4 \sqrt{1+4^2}}{0,15 \cdot 390,9^2}} = 367,75 \text{ мм.}$$

де  $K_d$  - коефіцієнт, що залежить від механічних властивостей матеріалів передачі і форми спряжених поверхонь зубців, 91,5 (Н/мм<sup>2</sup>);

$T_2$  - момент, що передається валом шестерні, Н мм;

$K_{H\beta}$  - коефіцієнт концентрації навантаження;

$u$  - передаточне число;

$\Psi_{d2}$  - коефіцієнт ширини вінців  $b$  зубчастих коліс ;

$[\sigma]_H$  - розрахункове допустиме контактне напруження, Н/мм<sup>2</sup>.

Розрахункове значення  $d_{e2}$  округлюємо до більшого стандартного значення по таблиці 14 [6] за ДСТУ ISO 677:2007. Одночасно, у відповідності з передаточним числом передачі  $u$  вибираємо ширину зубчатих вінців  $b$ .

Приймаємо  $d_{e2} = 355$  мм,  $b = 52$  мм.

Приймаємо кількість зубців шестерні та колеса:

$$z_1 = z_2 = 21, \quad u = 21 \cdot 4 = 84.$$

Визначаємо зовнішній модуль за залежністю:

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{355}{84} = 4,22 \text{ мм.} \quad (2.29)$$

Округлюємо значення  $m_e$  до найближчого стандартного у відповідності до таблиці 4 [6], і отримуємо  $m_e = 4,5$ .

Визначаємо фактичне значення  $d_{e2\phi} = m_e \cdot z_2 = 4,5 \cdot 84 = 378$  і оцінюємо його відхилення від стандартного значення:

$$\Delta d_{e2} = \left| \frac{d_{e2} - d_{e2\phi}}{d_{e2}} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{355 - 378}{355} \right| \cdot 100\% = 2,4\% \leq 3\%,$$

де  $d_{e2}$  - стандартне значення.

Визначаємо основні розміри зубчатих коліс:

- кути ділільних конусів:

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 4 = 75,96^\circ,$$

$$\delta_1 = 90^\circ - 75,96^\circ = 13,64^\circ;$$

- зовнішні ділільні діаметри:

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 4,5 \cdot 21 = 94,5 \text{ мм},$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2 = 4,5 \cdot 84 = 378 \text{ мм};$$

- зовнішні діаметри вершин зубців:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 94,5 + 2 \cdot \cos 13,64^\circ = 103,25 \text{ мм},$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 378 + 2 \cdot \cos 75,96^\circ = 380,2 \text{ мм};$$

- зовнішні діаметри впадин:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1 = 94,5 - 2,4 \cdot 4,5 \cdot \cos 13,64^\circ = 84 \text{ мм},$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4 \cdot m_e \cdot \cos \delta_2 = 378 - 2,4 \cdot 4,5 \cdot \cos 75,96^\circ = 380 \text{ мм};$$

- зовнішня конусна відстань:

$$Re = \frac{m_e}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{4,5}{2} \sqrt{21^2 + 84^2} = 194,8;$$

- кут головки зубця:

$$\theta_a = \arctg \frac{m_e}{Re} = \arctg \frac{4,5}{194,8} = 1,32^\circ;$$

- кут ніжки зубця:

$$\theta_f = \arctg \frac{1,2 \cdot m_e}{Re} = \arctg \frac{1,2 \cdot 4,5}{194,8} = 0,82^\circ;$$

- кути конусів вершин зубців:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a = 13,64 + 1,32 = 14,96^\circ,$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a = 75,96 + 1,32 = 77,28^\circ;$$

- кути конусів впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f = 13,64 - 0,82 = 11,85^\circ,$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f = 75,96 - 0,82 = 75,14^\circ;$$

- середній модуль:

$$m_m = m_e - \frac{b}{z_1} \cdot \sin \delta_1 = 4,5 - \frac{52}{21} \cdot \sin 13,64^\circ = 3,89;$$

- середній діаметр шестерні, мм:

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1 = 3,89 \cdot 21 = 81,69.$$

Визначаємо середню колову швидкість передачі:

$$V_m = \omega_2 \cdot \frac{d_{m1}}{2} = 96,05 \cdot \frac{0,08169}{2} = 3,92 \text{ м/с},$$

де  $\omega_2$  - кутова швидкість валу шестерні, рад/с;

$d_{m1}$  - середній діаметр шестерні, м.

Призначаємо 8 ступінь точності передачі за таблицею 5 [6].

Обчислюємо сили, що діють в передачі:

- колова сили:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 79,85}{0,08169} = 1954,95 \text{ Н};$$

- радіальна сила шестерні  $F_{r1}$ , яка дорівнює осьовій силі колеса  $F_{a2}$ :

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1954,95 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 13,64^\circ = 687,42 \text{ Н};$$

- осьова сила шестерні  $F_{a1}$ , яка дорівнює радіальній силі колеса  $F_{r2}$ :

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 = 1954,95 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 75,96^\circ = 167,79 \text{ Н},$$

де  $\alpha = 20^\circ$  - кут зачеплення.

Перевірочні розрахунки.

Проведемо перевірочний розрахунок на контактну витривалість. Умова контактної витривалості визначається залежністю:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \sqrt{\frac{2T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot \sqrt{1+u^2}}{0,83 \cdot b \cdot d_{e1}^2} \cdot \frac{1}{u}} \leq [\sigma]_H \quad (2.30)$$

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 275 \sqrt{\frac{2 \cdot 79,85 \cdot 10^3 \cdot 1,13 \cdot 1,14 \cdot \sqrt{1+4^2}}{0,83 \cdot 52 \cdot 94,5^2} \cdot \frac{1}{4}} = 359 \leq 418, \text{ Н/мм}^2$$

де  $Z_H = 1,76$  – коефіцієнт, що враховує форму спряжених поверхонь зубців;

$Z_M$  – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів передачі;

$K_{Hv}$  – коефіцієнт динамічного навантаження (приймається за таблицею 6 [6] з пониженням точності на один ступінь у порівнянні з фактичною);

$u$  - передаточне число.

Проведемо перевірочний розрахунок на втомний злам зубців. Умова витривалості зубців на згин визначається залежністю:

$$\sigma_F = Y_F \cdot \frac{2,41 \cdot T_2 \cdot 10^3 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}}{b \cdot d_{m1} \cdot m_m} \leq [\sigma]_F \quad (2.31)$$

$$\sigma_F = 4 \cdot \frac{2,41 \cdot 79,85 \cdot 10^3 \cdot 1,25 \cdot 1,33}{52 \cdot 81,7 \cdot 3,89} = 16 \leq 401,$$

де  $Y_F$  – коефіцієнт форми зубця, визначається за таблицею 7 [6] в залежності від еквівалентної кількості зубців  $Z_v$ ;

$K_{F\beta}$  – коефіцієнт концентрації навантаження;

$K_{Fv}$  – коефіцієнт динамічного навантаження визначається за таблицею 8 [6] з пониженням точності на один ступінь у порівнянні з фактичною.

Виконаємо перевірочні розрахунки при перевантаженнях. Розрахунки виконуються на статичну міцність за контактними напруженнями і на злам.

Умови міцності:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_H} \leq [\sigma]_{H \max} \quad (2.32)$$

$$\sigma_{H \max} = 1072,83 \sqrt{2,2} = 1591,26 \text{ Н/мм}^2 \leq 252000 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot K_F \leq [\sigma]_{F \max} \quad (2.33)$$

$$\sigma_{F \max} = 0,016 \cdot 2,2 = 0,035 \text{ Н/мм}^2 \leq 129600 \text{ Н/мм}^2,$$

де  $\sigma_H$  і  $\sigma_F$  - розрахункові напруження;

$K_H = T_{\max} / T_{\text{ном}}$  - коефіцієнт перевантаження, приймаємо за характеристикою електродвигуна;

$[\sigma]_{H \max}$  і  $[\sigma]_{F \max}$  - гранично допустиме напруження.

## 2.4 Розрахунок ланцюгової передачі

Вихідні дані для проектного розрахунку:

$P_3 = 7290 \text{ Вт}$  – потужність на валу ведучої зірочки;

$T_3 = 303750 \text{ Н*мм}$  – обертовий момент на цьому ж валу;

$\omega_3 = 24 \text{ рад/с}$  – кутова швидкість ведучої зірочки;

$u = 4$  – передаточне число передачі.

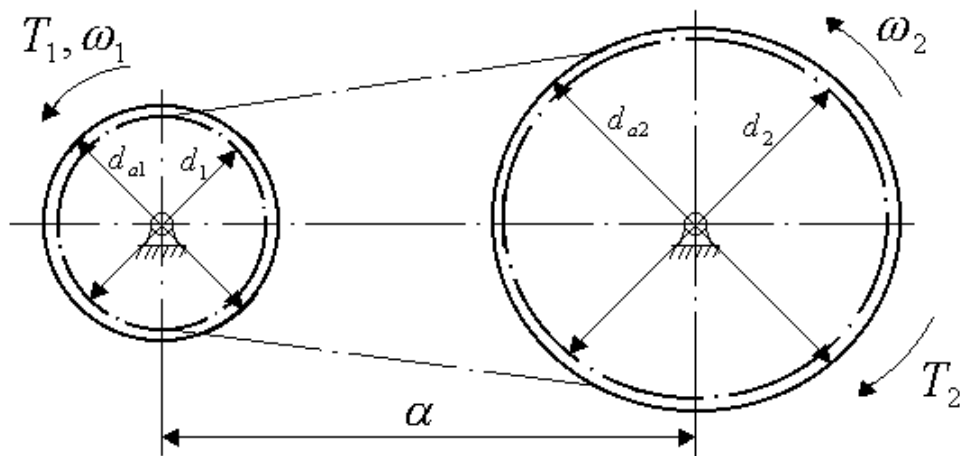


Рисунок 2.3 Схема ланцюгової передачі

Приймаємо по таблиці 4.1 [7] число зубців ведучої зірочки  $z_1$  залежно від передаточного числа передачі  $u$ . Рекомендується приймати  $z_1$  непарним. Тож  $z_1 = 23$ .

Визначаємо число зубців веденої зірочки  $z_2$ :

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (2.34)$$

$$z_2 = 23 \cdot 4 = 92.$$

Перевіряємо умову:

$$z_2 \leq z_{\max} = 100 \dots 120$$

$$92 \leq 100 \dots 120$$

Визначаємо коефіцієнт експлуатації:

$$K_e = K_d \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_{p\Gamma} \cdot K_3 \cdot K_p, \quad (2.35)$$

де  $K_d$  - коефіцієнт динамічного навантаження;

$K_a$  - коефіцієнт міжосьової відстані передачі;

$K_H$  - коефіцієнт, що враховує кут нахилу передачі;

$K_{p\Gamma}$  - коефіцієнт, що залежить від способу регулювання натягу ланцюга;

$K_3$  - коефіцієнт способу змащування ланцюга;

$K_p$  - коефіцієнт режиму роботи.

Значення коефіцієнтів  $K$  наведені в таблиці 4.2 [7].

$$K_e = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 2,34$$

Задаємося орієнтовно допустимим тиском  $[q]$  в шарнірах ланцюга за даними таблиці 4.3 [7] приймаємо  $[q] = 26,5$  Н/мм<sup>2</sup>.

Обчислюємо необхідний крок ланцюга:

$$P \geq 2,823 \sqrt{\frac{T_3 \cdot K_e}{z_1 \cdot [q] \cdot m_p}} = 2,823 \sqrt{\frac{303750 \cdot 2,34}{23 \cdot 26,5 \cdot 1}} = 29,7 \text{ мм}. \quad (2.36)$$

де  $T_3$  - момент на валу ведучої зірочки, Н\*мм;

$K_e$  - коефіцієнт експлуатації;

$z_1$  - число зубців ведучої зірочки;

$[q]$  - допустимий тиск в шарнірах ланцюга, Н/мм<sup>2</sup>;

$m_p$  - коефіцієнт рядності.

Вибираємо з таблиці 4.4 [7] ланцюг з відповідним кроком:

ПР-31,75-8850 ГОСТ 13568-75;

Крок ланцюга:  $P = 31,75$  мм;

Руйнівне навантаження:  $F_p = 88500$  кН;

Проекція опорної поверхні шарніра:  $A = 252$  мм<sup>2</sup>;

Маса 1 м ланцюга:  $m = 3,80$  кг.

Визначаємо довжину ланцюга в кроках (число ланок ланцюга  $l_p$ ):

$$l_p = 2a_p + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{a_p}, \quad (2.37)$$

де  $a_p$  - міжосьова відстань передачі в кроках,  $a_p = 40$ ;

$z_1$  і  $z_2$  - числа зубців відповідно ведучої і веденої зірочок.

$$l_p = 2 \cdot 40 + \frac{23 + 92}{2} + \left( \frac{92 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{1}{40} = 140,52 \text{ мм.}$$

Округлюємо  $l_p$  до найближчого парного числа і уточнюємо розрахункову міжосьову відстань  $a$ , мм:

приймаємо  $l_p = 142$  мм;

$$a = \frac{P}{4} \cdot \left( l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right) \quad (2.38)$$

$$a = \frac{31,75}{4} \cdot \left( 142 - \frac{23 + 92}{2} + \sqrt{\left( 142 - \frac{23 + 92}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left( \frac{92 - 23}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right) = 1294 \text{ мм.}$$

Визначаємо основні розміри зірочок:

- ділительний діаметр ведучої зірочки:

$$d_1 = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{23}} = 233,2 \text{ мм;}$$

- ділительний діаметр веденої зірочки:

$$d_2 = \frac{P}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{92}} = 930 \text{ мм};$$

- діаметр кола виступів ведучої зірочки:

$$d_{a1} = \frac{P}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z_1}} + 0,5 \cdot P = \frac{31,75}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{23}} + 0,5 \cdot 31,75 = 247 \text{ мм};$$

- діаметр кола виступів веденої зірочки:

$$d_{a2} = \frac{P}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{z_2}} + 0,5 \cdot P = \frac{31,75}{\operatorname{tg} \frac{180^\circ}{92}} + 0,5 \cdot 31,75 = 945,3 \text{ мм}.$$

Перевірочні розрахунки.

Перевіряємо за таблицею 4.5 [7] виконання умови:

$$\omega_3 \leq \omega_{3\max},$$

$$24 \leq 63$$

де  $\omega_{1\max}$  - гранична кутова швидкість ведучої зірочки.

Визначаємо середню колову швидкість:

$$V = \omega_3 \cdot \frac{d_1}{2} = 24 \cdot \frac{0,233}{2} = 2,798 \text{ м/с}, \quad (2.39)$$

де  $\omega_3$  - кутова швидкість ведучої зірочки, рад/с;

$d_1$  - діаметр ведучої зірочки, м.

Обчислюємо колову силу:

$$F_t = \frac{P_3}{V} = \frac{7290}{2,798} = 2605 \text{ Н}, \quad (2.40)$$

де  $P_3$  - потужність, яку передає передача, Вт.

Перевіряємо обраний ланцюг на зносостійкість:

$$q = \frac{F_t \cdot K_e}{A} \leq [q] \quad (2.41)$$

$$q = \frac{2605 \cdot 2,34}{252} = 24,19 \text{ Н/мм}^2 \leq 26,5 \text{ Н/мм}^2,$$

де  $q$  - розрахунковий тиск в шарнірах, Н/мм<sup>2</sup>;

$A$  - проекція опорної поверхні шарніра, мм<sup>2</sup>;

$[q]$  - допустимий тиск в шарнірах, Н/мм<sup>2</sup>.

Обчислюємо натяг ланцюга від відцентрових сил:

$$F_v = mV^2 = 3,8 \cdot 2,798^2 = 29,75 \text{ Н}, \quad (2.42)$$

де  $m$  - маса 1 м ланцюга, кг.

Визначаємо натяг від власної ваги вітки:

$$F_o = K_f amg = 4 \cdot 1,294 \cdot 3,8 \cdot 9,81 = 192,95 \text{ Н}, \quad (2.43)$$

де  $K_f$  - коефіцієнт провисання ланцюга, який залежить від кута нахилу передачі до горизонту і стрілки провисання  $f$ ; для передачі з кутом нахилу до  $40^\circ$   $K_f = 4$ .

Перевіряємо ланцюг за запасом міцності:

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + F_o} \geq [S] \quad (2.44)$$

$$S = \frac{88500}{2605 \cdot 1 + 192,95} = 31,6 \geq 8,5,$$

де  $F_p$  - руйнівне навантаження, Н;

$[S]$  - допустимий коефіцієнт запасу міцності за даними таблиці 4.6 [7].

Виконуємо наближений розрахунок ланцюга на довговічність за допустимим числом ударів за секунду:

$$\nu = \frac{z_1 \cdot \omega_3}{\pi \cdot l_p} \leq [\nu] \quad (2.45)$$

$$\nu = \frac{23 \cdot 24}{3,14 \cdot 142} = 1,24 \leq 12,$$

де  $\nu$  - розрахункове число ударів за секунду, с<sup>-1</sup>;

$[\nu]$  - допустиме число ударів за секунду за таблиці 4.7 [7].

Перевіряємо ланцюг на резонанс:

$$\omega_{3p} = \frac{\pi}{z_1 \cdot a} \sqrt{\frac{F_t}{m}} \neq \omega_3 \quad (2.46)$$

$$\omega_{3p} = \frac{3,14}{23 \cdot 1,294} \sqrt{\frac{2605}{3,8}} = 2,96 \neq 24,$$

де  $\omega_{3p}$  - резонансна частота, рад/с;

$F_t$  - колова сила, Н (силами  $F_v$  і  $F_o$  нехтуємо);

$z_1$  - число зубців ведучої зірочки;

$a$  - міжосьова відстань, м;

$m$  - маса 1 м ланцюга, кг.

Кутова швидкість зірочки  $\omega_3$  повинна відрізнятися від резонансної частоти  $\omega_{3p}$  не менше як на 30% (в той чи інший бік).

Визначити навантаження на вали зірочок  $F_B$  :

$$F_B = K_B \cdot F_t = 2605 \cdot 1,15 = 2995,75, \quad (2.47)$$

де  $K_B$  - коефіцієнт навантаження вала,  $K_B = 1,15$ .

## 2.5 Попередній розрахунок валів

Визначаємо діаметр вихідного кінця швидкохідного вала:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{KP}]}} = \sqrt[3]{\frac{79,85 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 29,85 \text{ мм.} \quad (2.48)$$

Приймаємо діаметр  $d_B = 30$  мм.

Діаметр цапфи під підшипник приймаємо  $d_{II} = 35$  мм.

Визначаємо діаметр вихідного кінця тихохідного вала:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{KP}]}} = \sqrt[3]{\frac{303,75 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 42,35 \text{ мм.} \quad (2.49)$$

Приймаємо діаметр  $d_B = 45$  мм.

Діаметр цапфи під підшипник приймаємо  $d_{II} = 50$  мм.

Діаметр під зубчате колесо  $d_{3к} = 55$  мм.

Визначаємо діаметр вихідного кінця вала привода:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{T_4 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau_{KP}]}} = \sqrt[3]{\frac{1108,51 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30}} = 56,95 \text{ мм.} \quad (2.50)$$

Приймаємо діаметр вихідного кінця вала  $d_B = 60$  мм.

Під підшипник приймаємо діаметр  $d_H = 65$  мм.

## 2.6 Підбір підшипників кочення та шпонкових з'єднань

### 2.6.1 Підбір підшипників кочіння

Для швидкохідного валу приймаємо підшипники:

- роликовий радіально-упорний - 7307 ДСТУ ГОСТ 520:2014

$d = 35$  мм,  $D = 80$  мм,  $B = 21$  мм,  $C_{0 \text{ стат}} = 34600$  Н,  $C_{0 \text{ динам}} = 47200$  Н,

$Y = 1,881$ ,  $Y_0 = 1,035$ ,  $c = 0,319$ .

Для тихохідного валу приймаємо підшипники:

- роликовий радіально-упорний - 7310 ДСТУ ГОСТ 520:2014

$d = 50$  мм,  $D = 110$  мм,  $B = 29$  мм,  $C_{0 \text{ стат}} = 74400$  Н,  $C_{0 \text{ динам}} = 94700$  Н,

$Y = 1,937$ ,  $Y_0 = 1,065$ ,  $c = 0,310$ .

Для валу привода приймаємо підшипники:

- роликовий радіально-упорний - 7313 ДСТУ ГОСТ 520:2014

$d = 65$  мм,  $D = 140$  мм,  $B = 33$  мм,  $C_{0 \text{ стат}} = 109000$  Н,  $C_{0 \text{ динам}} = 131000$  Н,

$Y = 1,966$ ,  $Y_0 = 1,081$ ,  $c = 0,305$ .

## 2.6.2 Вибір та перевірка шпонкових з'єднань

Для швидкохідного вала. Діаметр хвостовика на який надівається шків  $d_{шк} = 30\text{ мм}$  приймаємо шпонку  $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 28\text{ мм}$   $t_1 = 3,3\text{ мм}$ .

Розраховуємо шпонку на міцність:

$$\sigma_M = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_B \cdot (h + t_1) \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 79,85 \cdot 10^3}{30 \cdot (8 + 3,3) \cdot (28 - 10)} = 26\text{ МПа.} \quad (2.51)$$

$$\sigma_M < [\sigma_M] 26\text{ МПа} < 110\text{ МПа,}$$

умова виконується.

Діаметр хвостовика на який надівається шестерня  $d_{шк} = 30\text{ мм}$  приймаємо шпонку  $b \times h \times l = 10 \times 8 \times 45\text{ мм}$ ,  $t_1 = 3,3\text{ мм}$ .

Розраховуємо шпонку на міцність:

$$\sigma_M = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_B \cdot (h + t_1) \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 79,85 \cdot 10^3}{30 \cdot (8 + 3,3) \cdot (45 - 10)} = 13,46\text{ МПа.} \quad (2.52)$$

$$\sigma_M < [\sigma_M]$$

$$13,46\text{ МПа} < 110\text{ МПа,}$$

умова виконується.

Для тихохідного вала. Діаметр хвостовика на який надівається зірочка  $d = 45\text{ мм}$ . Приймаємо шпонку  $b \times h \times l = 14 \times 9 \times 45\text{ мм}$ ,  $t_1 = 3,8\text{ мм}$ .

Розраховуємо шпонку на міцність:

$$\sigma_M = \frac{2T_3 \cdot 10^3}{d_B \cdot (h + t_1) \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 303,75 \cdot 10^3}{45 \cdot (9 + 3,8) \cdot (45 - 14)} = 50\text{ МПа.} \quad (2.53)$$

$$\sigma_M < [\sigma_M]$$

$$50\text{ МПа} < 110\text{ МПа,}$$

умова виконується.

Для тихохідного вала. Діаметр валу на який надівається зубчате колесо  $d = 55\text{ мм}$ . Приймаємо шпонку  $b \times h \times l = 16 \times 10 \times 56\text{ мм}$ ,  $t_1 = 4,3\text{ мм}$ .

Розраховуємо шпонку на міцність:

$$\sigma_M = \frac{2T_3 \cdot 10^3}{d_B \cdot (h + t_1) \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 303,75 \cdot 10^3}{55 \cdot (10 + 4,3) \cdot (56 - 16)} = 19\text{ МПа.} \quad (2.54)$$

$$\sigma_M < [\sigma_M]$$

$$19 \text{ МПа} < 110 \text{ МПа},$$

умова виконується.

Для вала привода. Діаметр валу на який надівається зірочка  $d=60$  мм.

Приймаємо шпонку  $b \times h \times l = 18 \times 11 \times 72$  мм,  $t_1 = 4,4$  мм.

Розраховуємо шпонку на міцність, МПа:

$$\sigma_M = \frac{2T_4 \cdot 10^3}{d_B \cdot (h + t_1) \cdot (l - b)} = \frac{2 \cdot 1108,51 \cdot 10^3}{60 \cdot (11 + 4,4) \cdot (72 - 18)} = 44 \text{ МПа}. \quad (2.55)$$

$$\sigma_i < [\sigma_M]$$

$$44 \text{ МПа} < 110 \text{ МПа},$$

умова виконується.

## 2.7 Перевірочний розрахунок валів та підшипників

### 2.7.1 Перевірочний розрахунок валів

Визначаємо сили, які діють в зачепленні:

- колова сила:

$$F_{t1} = \frac{2T_2}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 79850}{81,69} = 1954,95 \text{ Н}, \quad (2.56)$$

- радіальна сила:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1954,95 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 13,64^\circ = 687,42 \text{ Н}, \quad (2.57)$$

- осьова сила:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1954,95 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 13,64^\circ = 167,79 \text{ Н}. \quad (2.58)$$

Відстань між опорами вала:

$$l = l_1 + l_2 + l_3 = 70 + 80 + 70 = 220 \text{ мм},$$

$$l_1 = B_1 + \Delta + \frac{B_{II}}{2} = 49,5 + 10 + \frac{21}{2} = 70 \text{ мм},$$

$$l_2 = \frac{B_{II}}{2} + \frac{B_{II}}{2} + 59 = \frac{21}{2} + \frac{21}{2} + 59 = 80 \text{ мм},$$

$$l_3 = \frac{B_{II}}{2} + \frac{l_M}{2} + 41,5 = 70 \text{ мм},$$

$$l_4 = \frac{B_1}{2} + \Delta + \frac{B_{II}}{2} = \frac{49,5}{2} + 10 + \frac{21}{2} = 45,25 \text{ мм},$$

де  $\Delta = 10$  мм – зазор між зубчатим колесом і підшипником;

$B_{II} = 21$  мм – ширина підшипника для вала діаметром 35 мм;

$B_1 = 49,5$  мм – ширина зубчатого колеса.

Реакції опор у вертикальній площині:

$$\Sigma M_{AX} = 0;$$

$$F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{r1} \cdot l_4 + R_{BX} \cdot l_2 - F_{KII} \cdot (l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_{BX} = \frac{-F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r1} \cdot l_4 + F_{KII} \cdot (l_2 + l_3)}{l_2} =$$

$$= \frac{-167,79 \cdot \frac{82}{2} + 687,42 \cdot 45,25 + 1083,7 \cdot (80 + 70)}{80} = 2334,77 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_{BX} = 0;$$

$$-F_{r1} \cdot (l_4 + l_2) + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{AX} \cdot l_2 - F_{KII} \cdot l_3 = 0;$$

$$R_{AX} = \frac{-F_{r1} \cdot (l_4 + l_2) + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{KII} \cdot l_3}{l_2} =$$

$$= \frac{-687,42 \cdot (45,25 + 80) + 167,79 \cdot \frac{82}{2} - 1083,7 \cdot 70}{80} = -1938,49 \text{ Н}.$$

Перевірка реакцій

$$\Sigma F_x = 0;$$

$$-F_{r1} + R_{AX} - R_{BX} + F_{KII} = 0,$$

$$-687,42 + 1938,49 - 2334,77 + 1083,7 = 0; \quad 0 = 0.$$

Згинальні моменти у вертикальній площині:

$$M_{XI-I} = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{r1} \cdot l_4$$

$$M_{XI-I} = 167,79 \cdot \frac{82}{2} - 687,42 \cdot 0 = 6,879 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{XII-II} = F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{r1} \cdot (l_4 + l_2);$$

$$M_{XII-II} = 167,79 \cdot \frac{82}{2} - 687,42 \cdot (45,25 + 0) = -24,226 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{XIII-III} = F_{кП} \cdot l_3;$$

$$M_{XIII-III} = 1083,7 \cdot 70 = 75,859 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Реакції опор в горизонтальній площині:

$$\Sigma M_{AY} = 0;$$

$$-F_{t1} \cdot l_4 + R_{BY} \cdot l_2 = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{F_{t1} \cdot l_4}{l_2} = \frac{1954,95 \cdot 45,25}{80} = 1105,77 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_{BY} = 0;$$

$$-F_{t1} \cdot (l_4 + l_2) - R_{AY} \cdot l_2 = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{-F_{t1} \cdot (l_4 + l_2)}{l_2} = \frac{-1954,95 \cdot (45,25 + 80)}{80} = -3060,72 \text{ Н}.$$

Перевірка реакцій

$$\Sigma F_Y = 0;$$

$$-F_{t1} - R_{BY} + R_{AY} = 0,$$

$$-1954,95 - 1105,77 + 3060,72 = 0;$$

$$0 = 0.$$

Згинальні моменти у горизонтальній площині:

$$M_{Y(I-I)} = -R_{AY} \cdot l_4 = -3060,72 \cdot 45,25 = -13,849 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Сумарні згинаючі моменти в перерізах вала:

$$M_{\text{сум}(I-I)} = \sqrt{(M_{X(I-I)})^2 + (M_{Y(I-I)})^2} = \sqrt{(6,879 \cdot 10^3)^2 + (13,849 \cdot 10^4)^2} = 13,866 \cdot 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{\text{сум}(II-II)} = \sqrt{(M_{X(II-II)})^2 + (M_{Y(II-II)})^2} = \sqrt{(24,226 \cdot 10^3)^2 + 0^2} = 24,226 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$M_{\text{сум}(B)} = \sqrt{(M_{X(B)})^2 + (M_{Y(B)})^2} = \sqrt{(75,859 \cdot 10^3)^2 + 0^2} = 75,859 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Нормальні напруження в перерізі I-I:

$$\sigma_{3r} = \frac{M_{3r(I-I)}}{W_z} = \frac{M_{3r(I-I)}}{0,1d^3} = \frac{13,866 \cdot 10^4}{0,1 \cdot 30^3} = 51,4 \text{ МПа}.$$

Номінальні напруження кручення в перерізі I-I:

$$\tau = \frac{T_{KP}}{W_p} = \frac{T_{KP}}{0,2 \cdot d^3} = \frac{79,85 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 30^3} = 14,8 \text{ МПа}.$$

Напруження стиску від осьової сили в зачепленні в перерізі I-I:

$$\sigma_c = \frac{F_{a1}}{A} = \frac{F_{a1} \cdot 4}{\pi \cdot d^2} = \frac{167,79 \cdot 4}{3,14 \cdot 30^2} = 0,24 \text{ МПа}.$$

Еквівалентні напруження в перерізі вала I-I:

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_{3r} + \sigma_c)^2 + 4\tau^2} = \sqrt{(51,4 + 0,24)^2 + 4 \cdot 14,8^2} = 59,5 \text{ МПа}.$$

Максимальне еквівалентне напруження при короткочасних перевантаженнях:

$$\sigma_{E \max} = \sigma_E \cdot K_{II} = 59,5 \cdot 2,2 = 130,9 \text{ МПа},$$

де  $K_{II} = \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}} = 2,2$  - коефіцієнт, що враховує короткочасні

перевантаження.

Допустиме еквівалентне напруження:

$$[\sigma]_E = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 360 = 288 \text{ МПа},$$

умова статичної міцності вала в перерізі I-I виконується, оскільки

$$\sigma_{E \max} = 130,9 \text{ МПа} \leq [\sigma]_E = 288 \text{ МПа}.$$

Границі втоми матеріалу вала:

$$\sigma_{-1} \approx 0,45 \cdot \sigma_B = 0,45 \cdot 610 = 274,5 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} \approx 0,25 \cdot \sigma_B = 0,25 \cdot 610 = 152,5 \text{ МПа.}$$

Амплітудні нормальні та дотичні напруження:

$$\sigma_a = \frac{M_{3\Gamma(I-I)}}{W_{OH}} = \frac{13,866 \cdot 10^4}{0,1 \cdot 30^3} = 51,4 \text{ МПа,}$$

$$\tau_a = \frac{T_{KP}}{2 \cdot W_{PH}} = \frac{79,85 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,2 \cdot 30^3} = 7,39 \text{ МПа.}$$

Середнє значення нормальних напружень від дії осьової сили, що стискає вал:

$$\sigma_m = \frac{F_{a1}}{A} = \frac{F_{a1} \cdot 4}{3,14 \cdot 30^2} = \frac{167,79 \cdot 4}{3,14 \cdot 30^2} = 0,24 \text{ МПа,}$$

середні дотичні напруження:

$$\tau_m = \tau_a = 7,39 \text{ МПа.}$$

Ефективні коефіцієнти концентрації напружень за таблицею 5.1 [11]  
 $K_\sigma = 1,75$ ;  $K_\tau = 1,5$ .

Коефіцієнти, що враховують чутливість матеріалу валу до асиметрії циклу зміни напружень:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot \sigma_B = 0,02 + 10^{-4} \cdot 610 = 0,14;$$

$$\psi_\tau = 0,5 \cdot \psi_\sigma = 0,5 \cdot 0,14 = 0,07.$$

Коефіцієнт, що враховує вплив абсолютних розмірів перерізу валу за таблицею 5.2 [11]  $K_d = 0,88$ .

Коефіцієнти запасу втомної міцності за нормальними та дотичними напруженнями:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \cdot \sigma_a}{K_d} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{274,5}{\frac{1,75 \cdot 51,4}{0,88} + 0,14 \cdot 0,24} = 2,685;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \cdot \tau_a}{K_d} + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{152,5}{\frac{1,5 \cdot 7,39}{0,88} + 0,07 \cdot 7,39} = 11,63.$$

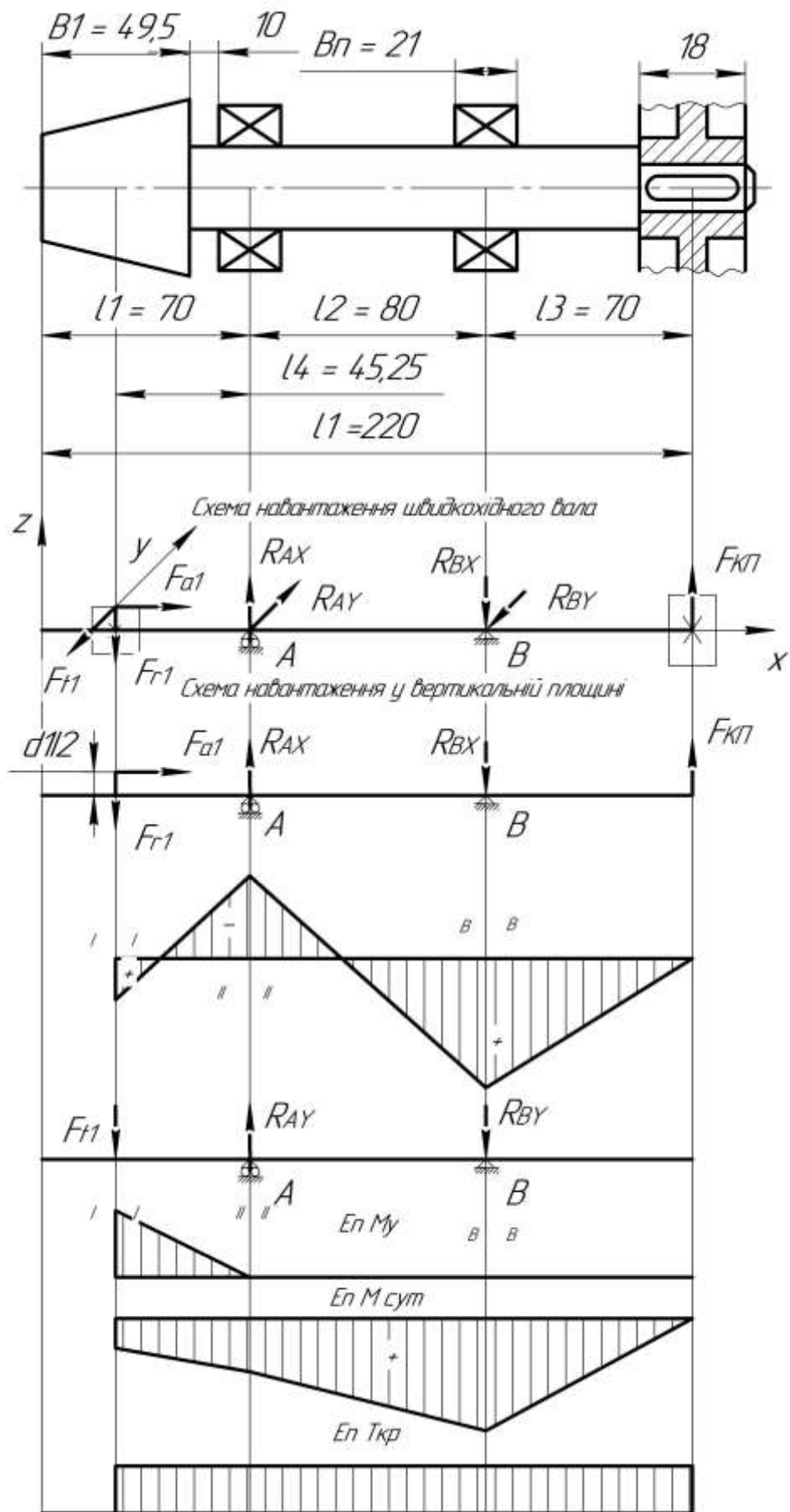


Рисунок 2.4 Схеми навантаження та епюри швидкохідного вала

Загальний розрахунковий коефіцієнти запасу втомної міцності в перерізі вала I-I:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} = \frac{2,685 \cdot 11,63}{\sqrt{2,685^2 + 11,63^2}} = 2,61.$$

Мінімально допустимий коефіцієнт запасу міцності для валів редукторів

$$[S] = 1,5 \dots 2,5.$$

$$S = 2,61 \geq [S] = 1,5 \dots 2,5.$$

Таким чином, і міцність, і жорсткість забезпечені.

### 2.7.2 Перевірочний розрахунок підшипників

Перевірочний розрахунок підшипників швидкохідного вала.

Підшипник роликовий радіально-упорний 7307

Динамічна вантажопід'ємність  $C=47200\text{H}$ ,  $e=0,319$ .

Навантаження: осьове  $F_a=13849\text{H}$  радіальне  $F_r=687,42\text{H}$ ,

необхідна довговічність  $L_n=18000\text{г}$ , умова  $V=1,0$ ,  $K_6=1,0$ ,  $K_T=1,0$ .

Вибираємо коефіцієнти  $X$  і  $Y$ .

$$\text{Відношення } \frac{F_a}{F_r} = \frac{13849}{687,42} = 20.$$

$$\text{Оскільки } \frac{F_a}{F_r} > e \quad \text{то} \quad X = 0,4 \quad \text{а} \quad Y = 1,035$$

Визначаємо еквівалентне навантаження :

$$P = (X \cdot Y \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_{\delta} \cdot K_{\delta} = (0,4 \cdot 1,035 \cdot 687,42 + 1,035 \cdot 13849) \cdot 1 \cdot 1 = 14618,3\text{H}$$

Номінальний термін експлуатації в мінімальних обертах:

$$L = a \left( \frac{C}{P} \right)^m = 0,7 \left( \frac{47200}{14618,3} \right)^{\frac{10}{3}} = 34,81 \text{ млн. об.}$$

де  $0,7$  – коефіцієнт, який залежить від якості матеріалу підшипника;

$m = 10/3$  - для роликових підшипників.

Номінальний термін експлуатації в годинах:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \cdot L = \frac{10^6}{60 \cdot 29,15} \cdot 34,81 = 19902,8 \text{ год.}$$

## 2.8 Розрахунок корпусних деталей

Визначаємо товщину стінки корпусу:

$$\delta = 0.05 \cdot R_e + 1 = 0.05 \cdot 194,8 + 1 = 10,74 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $\delta = 11$  мм.

Визначаємо товщину стінки кришки:

$$\delta_1 = 0.04 \cdot R_e + 1 = 0.04 \cdot 194,8 + 1 = 8,8 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $\delta_1 = 9$  мм.

Визначаємо товщину верхнього фланця корпусу:

$$S = 1.6 \cdot \delta = 1.6 \cdot 11 = 18 \text{ мм.}$$

Визначаємо товщину нижнього фланця корпусу:

$$S_2 = 2.35 \cdot \delta = 2.35 \cdot 11 = 25,85 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $S_2 = 26$  мм.

Визначаємо товщину фланця кришки редуктора:

$$S_1 = 1.6 \cdot \delta = 1.6 \cdot 11 = 18 \text{ мм.}$$

Визначаємо діаметр фундаментних болтів:

$$d_1 = 0.072 \cdot R_e + 12 = 0.072 \cdot 194,8 + 12 = 26 \text{ мм.}$$

Приймаємо болт М27.

Визначаємо діаметр болтів, що стягують корпус і кришку в районі бобишок:

$$d_2 = 0.7 \cdot d_1 = 0.7 \cdot 26 = 18 \text{ мм.}$$

Приймаємо болт М18.

Визначаємо діаметр болтів, що стягують корпус і кришку по контуру:

$$d_3 = 0.5 \cdot d_1 = 0.5 \cdot 26 = 13 \text{ мм.}$$

Приймаємо болт М14.

Визначимо ширину опорної поверхні нижнього фланця корпусу:

$$m = k + 1.5 \cdot \delta = 60 + 1.5 \cdot 11 = 76.5 \text{ мм.}$$

Встановимо товщину ребер корпусу:

$$C_1 = 1 \cdot \delta = 1 \cdot 11 = 11 \text{ мм.}$$

Визначимо мінімальний зазор між колесом і корпусом:

$$b = 1.1 \cdot \delta = 1.1 \cdot 11 = 12 \text{ мм.}$$

Координати стягуючого болта в районі бобишки:

$$C_2 = 1.15 \cdot d_2 = 1.15 \cdot 18 = 21 \text{ мм.}$$

## 2.9 Змащування конічної передачі

Рекомендована кінематична в'язкість мастила при температурі  $50^{\circ}$  для ванни конічних редукторів при швидкості ковзання 3,92 м/с буде мати значення  $85 \text{ мм}^2/\text{с}$ .

Ємкість ванни:

$$0.6 \cdot 3.92 = 2.35 \text{ л.}$$

Марка мастила И-12А.

Шестерня занурюється в мастило:

$$2 \cdot t = 2 \cdot 9 = 18 \text{ мм.}$$

Відстань від поверхні вершин зубчастого колеса до дна ванни

$$6 \cdot t = 2 \cdot 9 = 20 \text{ мм.}$$

## ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота присвячена модернізації приводу стрічкового конвеєра, який використовується для міжопераційного транспортування деталей по дільниці.

1. В роботі було проведено аналіз літературних джерел присвячених класифікації, конструктивним особливостям та проектуванню стрічкових конвеєрів.

2. Проведено модернізаційні розрахунки валів, зубчастих клинопасових, ланцюгових передач приводу стрічкового конвеєру.

3. Виконано вибір підшипників кочіння та шпонкових з'єднань для модернізованого приводу конвеєру.

4. Розроблено кресленики приводу стрічкового конвеєру та кінцевого редуктора який використовується в ньому.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Атлас деталей машин : навч. посібник для техн. вузів. Харків : Основа, 1996. 256 с.
2. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и конструирование деталей машин. Харьков : «Основа», 1991. 276с.
3. Методичні вказівки з застосування ПЕОМ до розрахунків пасових передач для студентів механічних спеціальностей / Ю.А. Невдаха та ін., – Кропивницький: ЦНТУ, 2019, 52с.
4. Деталі машин. Курсове проектування. Частина 1 : навч. посіб. / Невдаха Ю.А., Пирогов В.В, Невдаха А.Ю., Пукалов В.В. Кропивницький : Лисенко В.Ф., 2018. 252 с.
5. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчёт и проектирование деталей машин : учеб. пособие для техн. Вузов. Ч.2. 2-е изд., перераб. и доп. Харьков. Выща шк. Изд-во при ХГУ, 1988. 142с.
6. Методичні вказівки розрахунки циліндричних та конічних зубчатих передач для студентів механічних спеціальностей / Невдаха Ю.А., Златопольський Ф.Й., Маломуж Г.І, Невдаха А.Ю. Кіровоград : КНТУ, 2008. 40 с.
7. Методичні вказівки з застосуванням ПЕОМ до розрахунків черв'ячних та ланцюгових передач для студентів механічних спеціальностей / Філімоніхін Г.Б. Невдаха Ю.А., Невдаха А.Ю., Пирогов В.В., – Кропивницький. ЦНТУ, 2019. 47 с.
8. Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти : метод. рекомендації до виконання кваліфікаційної роботи за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти спец. 131 «Прикладна механіка» / [уклад. : К. Щербина, В. Шмельов, О. Скрипник, А. Гречка, О. Кузик] ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т, каф. машинобудування, мехатроніки і робототехніки, каф. матеріалознавства і ливарного виробництва. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024 – 16 с.

9. Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти : метод. рекомендації з оформлення кваліфікаційної роботи : спец. 131 Прикладна механіка / [уклад. : В. А. Мажара, А. І. Гречка, В. В. Свяцький та ін.] ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т, каф. машинобудування, мехатроніки і робототехніки. Кропивницький : ЦНТУ, 2024 – 40 с.

10. Боровик О. В., Малашин М. О. Довідник з креслення. Стандарти ISO : навчально-методичний посібник. Хмельницький: Видавництво НАДПСУ, 2014. 104 с.

11. Розрахунки валів. Методичні вказівки для самостійної роботи студентів. /Укл.: Ю. А. Невдаха, Г. І. Маломуж, Ф. Й. Златопольський, В. М. Лушніков, А. Ю. Невдаха. – Кіровоград: КНТУ, 2010. 48 с.

12. Шевченко О.В., Беляєва А.Ю. Кінематичний аналіз. Практикум до виконання практичних та лабораторних робіт [Електронний ресурс] : навч. посіб. Київ : КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. 86 с.

13. Pavlenko I. I. Robotic technological complexes: monograph / I. I. Pavlenko, V. A. Mazhara; under the editorship I. I. Pavlenko. – Kropyvnytskyi: KOD, 2019. – 382 p.

14. Боженко Л. І. Технологія машинобудування. Проектування технологічного спорядження : посібник. Львів : Світ, 2001. 296 с.

15. Павленко І. І., Мажара В. А. Продуктивність функціонування двозахватних промислових роботів на позиціях допоміжних пристроїв. // Прогресивні технології і системи машинобудування : міжнародний зб. наук. пр. – Донецьк : ДонНТУ, 2005. – Вип. 30. – С. 170–175. – URL: <https://dspace.kntu.kr.ua/handle/123456789/5049>