

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 гвинтового конвеєру для
транспортування стружки**

Виконав здобувач вищої освіти
4 курсу групи ГМ-22мб-3
ОПП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____ Олександр БОЖИЙ

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент

_____ Віталій МАЖАРА

Рецензент:
канд. техн. наук, доцент

_____ Олег БЕВЗ

Кропивницький 2025

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 Божому Олександрові Павловичу

Тема роботи:

Проект приводу гвинтового конвеєру для транспортування стружки

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент Віталій МАЖАРА
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 транспортування стружки з робочої зони металообробного обладнання, шляхом модернізації приводу гвинтового конвеєру.

Завдання: розглянути конструктивні параметри гвинтових конвеєрів для транспортування стружки з робочої зони металообробного обладнання та особливості проектування їх елементів; провести розрахунки валів, зубчастих та пасових передач приводу гвинтового конвеєру; виконати вибір підшипників кочення та шпонкових з'єднань для модернізованого приводу гвинтового конвеєру; розробити кресленики приводу гвинтового конвеєру та кінечно-циліндричного 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	02.04.2025 р.	
3	Виконання конструкторської частини	03.05.2025 р.	
4	Розробка креслеників	30.05.2025 р.	
5	Перевірка роботи на академічний плагіат	04.06.2025 р.	
6	Рецензування роботи	05.06.2025 р.	

Дата видачі завдання
03 лютого 2025 р.

Здобувач вищої освіти _____ Олександр БОЖИЙ

Керівник роботи _____ Віталій МАЖАРА

АНОТАЦІЯ

Божий О.П. Проєкт приводу гвинтового конвеєру для транспортування стружки : кваліфікаційна бакалаврська робота : спец. 133 Галузеве машинобудування / наук. кер. В.А. Мажара. Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. Кропивницький : ЦНТУ, 2025. 42 с.

Креслеників – разом 4 аркуші формату А1.

Метою роботи є підвищення швидкості транспортування стружки з робочої зони металообробного обладнання, шляхом модернізації приводу гвинтового конвеєру.

Актуальність роботи. Підвищення продуктивності обробки металорізального обладнання веде до збільшення кількості стружки, що утворюється за одиницю часу. Тож актуальним стає питання відведення її з зони обробки в автоматизованому режимі без зупинки обладнання. Використання шнекових конвеєрів, які розміщуються в піддоні верстату сприяє вирішенню цієї проблеми. Отже модернізація існуючих систем видалення і транспортування стружки для підвищення їх швидкості, і як наслідок, підвищення продуктивності обробки на конкретному обладнанні є актуальною задачею, вирішенню якої присвячена дана кваліфікаційна робота.

В роботі були розглянуті системи видалення і транспортування стружки з робочої зони металообробного обладнання, їх конструктивні особливості та проєктування їх елементів; проведені розрахунки валів, зубчастих та пасових передач приводу гвинтового конвеєру; виконі вибір підшипників кочення та шпонкових з'єднань для модернізованого приводу конвеєру. Розроблені кресленики приводу гвинтового конвеєру та конічно-циліндричного редуктора який використовується в ньому.

гвинтовий конвеєр, редуктор, транспортування стружки, вал, верстат, робоча зона

ANNOTATION

Oleksandr BOZhYI. Screw conveyor drive design for transporting chips. Qualification work for the educational level "Bachelor", specialty 133 Industrial Engineering / Scientific supervisor Vitalii MAZHARA. Central Ukrainian National Technical University. Kropyvnytskyi. 2025. 42 p. Drawings – summary 4 sheets A1 format.

The aim of the work is to increase the speed of chip transport from the working area of metalworking equipment by modernising the drive of a screw conveyor.

Relevance of the work. Increasing the processing productivity of metal-cutting equipment leads to an increase in the amount of chips generated per unit of time. Therefore, the issue of chip removal from the processing zone in an automated mode without stopping the equipment becomes relevant. The use of screw conveyors, which are placed in the machine pan, helps to solve this problem. Therefore, the modernisation of existing chip removal and conveying systems to increase their speed and, as a result, increase the processing performance of specific equipment is an urgent task, which is the subject of this qualification work.

The work considered systems for removing and transporting chips from the working area of metalworking equipment, their design features and the design of their elements; calculated shafts, gears and belt drives of the screw conveyor drive; selected rolling bearings and keyway connections for the modernised conveyor drive. Drawings of the spiral conveyor drive and the bevel gearbox used in it were developed.

screw conveyor, gearbox, chip conveying, shaft, machine tool, work area

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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

**Проект приводу гвинтового конвеєру
для транспортування стружки**

КРБ.ГМ.25.04.23.00.00

Виконав здобувач вищої освіти
4 курсу групи ГМ-22мб-3
ОПП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____ Олександр БОЖИЙ

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент

_____ Віталій МАЖАРА

Кропивницький 2025

ЗМІСТ

Вступ	7
1. Загальна частина	8
1.1 Систем видалення та транспортування стружки: конструкції та особливості використання	8
1.2 Будова та галузь застосування гвинтових (шнекових) конвеєрів	14
1.3 Особливості розрахунку продуктивності і потужності привода гвинтового конвеєра	17
2. Конструкторська частина	21
2.1 Вибір електродвигуна гвинтового конвеєра	21
2.2 Розрахунок зубчастої пасової передачі	24
2.3 Розрахунок конічної передачі	27
2.4 Розрахунок циліндричної передачі	30
2.5 Розрахунок діаметрів валів редуктора	32
2.6 Конструктивні розміри корпусу та кришки редуктора	33
2.7 Перевірочний розрахунок тихохідного валу редуктора та перевірка довговічності підшипників	34
2.8 Посадки конічного колеса та підшипників	37
2.9 Вибір та перевірка міцності шпонкових з'єднань	38
2.10 Вибір сорту мастила	39
2.11 Вибір та перевірка муфти	39
Висновки	40
Список використаних джерел	41

ВСТУП

Гвинтові конвеєри знайшли широке застосування в різних галузях промисловості, зокрема хімічній, харчовій, металургійній, під час виробництва будівельних матеріалів, у сільськогосподарському виробництві та машинобудуванні. Гвинтові конвеєри та живильники використовуються як робочий орган у різних пробовідбірниках, гвинтових пресах, у дорожніх машинах; у шнекороторному снігоочиснику, у підмітально-прибиральній машинах, в машинобудування для прибирання стружки з робочої зони верстатів тощо. На підприємствах із переробки торфу гвинтові конвеєри використовують як розподільні в підготовчому, сушильному і пресовому відділеннях брикетних заводів, для транспортування гарячої порошкоподібної сушарки із сушильного в пресове відділення.

Шнеки є робочим органом змішувачів під час виробництва субстратних блоків і гранульованих добрив, а також гвинтового підпресовувача брикетних пресів.

Підвищення продуктивності обробки металорізального обладнання веде до збільшення кількості стружки, що утворюється за одиницю часу. Тож актуальним стає питання відведення її з зони обробки в автоматизованому режимі без зупинки обладнання. Використання шнекових конвеєрів, які розміщуються в піддоні верстату сприяє вирішенню цієї проблеми. Отже модернізація існуючих систем видалення і транспортування стружки для підвищення їх швидкості, і як наслідок, підвищення продуктивності обробки на конкретному обладнанні є актуальною задачею, вирішенню якої присвячена дана кваліфікаційна робота. Роботу виконуємо у відповідності до рекомендацій [9] та [10].

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Систем видалення та транспортування стружки: конструкції та особливості використання

Система транспортування стружки є частиною автоматизованої системи видалення відходів з поточкових ліній і ГПС. З видаленням стружки і змащувально-охолоджувальної рідини із зони обробки не тільки полегшується робота ріжучого інструменту, а й підвищується його довговічність. При високошвидкісному різанні в стружку відводиться майже 100% теплоти, що виділяється. Тому невідведена стружка під впливом теплоти спричиняє деформацію елементів конструкцій верстата, а отже, істотно впливає на точність обробки. Повне видалення стружки із зони обробки є дуже важливим під час роботи без оператора в умовах «безлюдної» технології.

Вид стружки, одержуваної під час обробки, істотно впливає на спосіб її відведення. Так, під час обробки деталей зі сталі утворюється в'юнкова або зливна стружка, яка особливо незручна для транспортування. Тому під час обробки часто застосовують різні способи її дроблення.

Під час обробки виробів із чавуну в зоні різання утворюється не тільки велика, але й дрібна стружка і пил, які осідають на поверхнях, що труться, і тим самим прискорюється їхнє зношування. Для видалення чавунної стружки рекомендується застосовувати централізовану систему відсмоктування. Вона має бути сконструйована таким чином, щоб частинки пилу відсмоктувалися з-під інструменту. Для видалення дрібної стружки, як чавунної, так і сталевий, в деяких випадках застосовують пневмовідсмоктувач у поєднанні з підведенням стисненого повітря у важкодоступні місця, в які може набиватися стружка.

Видалення стружки від робочих зон верстатів може виконуватися за допомогою конвеєрів різних типів [14]. Так, для транспортування сипучої стружки, яка утворюється під час обробки крихких матеріалів (чавун, бронза тощо), застосовують стрічкові, скребкові, ланцюгові конвеєри. Для

транспортування сталевій зливній стружки, яка має великий об'єм за малої густини, використовуються шнекові конвеєри і скребково-штангові. Звичайні транспортери розташовуються під підлогою цеху, а вакуумні - для дрібної сипучої стружки, над верстатами.

На рисунку 1.1 наведено деякі принципові схеми конвеєрів, що застосовуються для видалення стружки від робочих зон верстатів. На рисунку 1.1, а показано пластинчастий, а на рисунку 1.1, б – скребковий конвеєри. Вони мають раму 5, на одному кінці якої встановлено привід 1, а на іншому - натяжну станцію 4. Стружка, потрапляючи в приймач 2, транспортується несучими органами 3 від зони різання. Ці конвеєри в основному застосовують для транспортування елементоподібної чавунної або сталевій стружки.

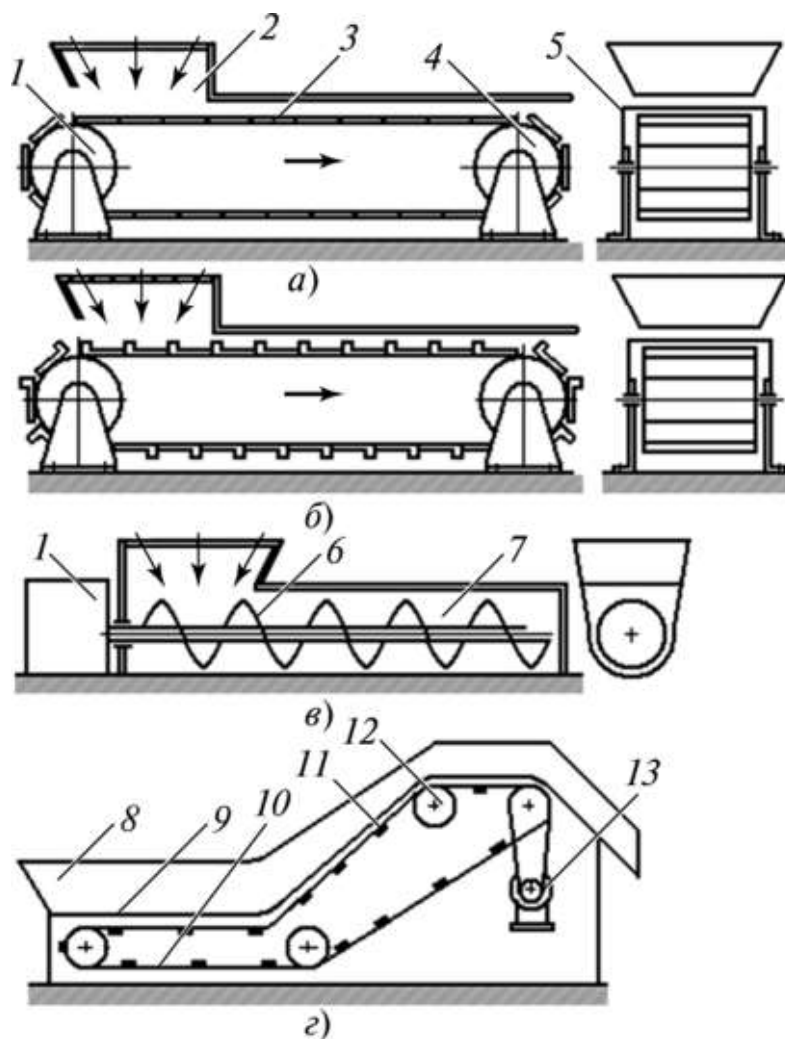


Рисунок 1.1 – Принципові схеми конвеєрів для видалення і транспортування стружки від робочих зон верстатів:

а – пластинчастий; б – скребковий; в – шнековий; г – магнітний

Шнекові конвеєри (рис. 1.1, в) найзручніші для транспортування як дрібної подрібненої, так і крученої стружки. Як робочий орган у них використано шнек (гвинт) 6, що розміщений у кориті 7. Стружка в кориті не обертається разом із гвинтом через тертя об стінки, а тому пересувається вздовж корита від приводу 1. Ці конвеєри бувають одношнекові та двошнекові [16]. Вони можуть працювати при горизонтальному, похилому і вертикальному положенні. При роботі з охолодженням шнекові конвеєри виконують герметичними. Простота конструкції, відсутність зовнішніх рухомих частин, компактність, надійність роботи і, нарешті, можливість переміщення стружки в закритому з усіх боків кориті є перевагами шнекових конвеєрів.



Рисунок 1.2 – Шнековий конвеєр

Шнекові конвеєри можуть з успіхом застосовуватися для переміщення сталеві та алюмінієвої стружки, тому що для конвеєра не небезпечно намотування стружки на гвинт. Крім того, він частково дробить стружку, що полегшує її подальше транспортування.

Типова конструкція шнекового конвеєра показана на рисунку 1.3.

У нерухомій трубі 4 на підшипниках 1 і 3 обертається гвинт-шнек 2 від приводу 7. Стружка завантажується через люк 5 і під час обертання шнека захоплюється ним і транспортується до розвантажувального люка 6.

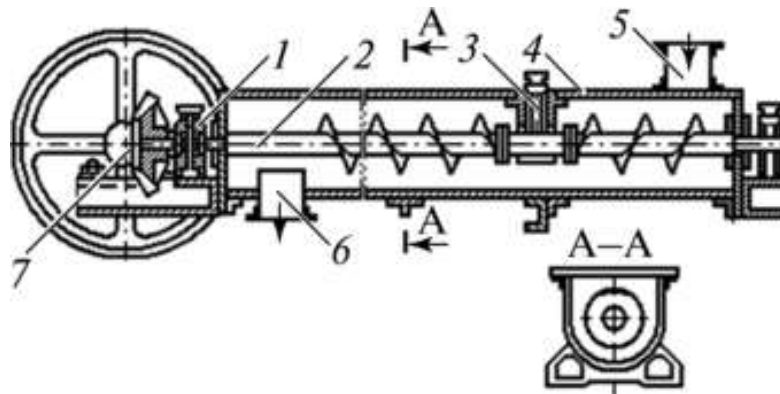


Рисунок 1.3 – Типова конструкція шнекового (гвинтового) конвеєра:
1,3 - опорні підшипники гвинта-шнека; 2 - гвинт-шнек; 4 - нерухома труба; 5 - завантажувальний люк; 6 - розвантажувальний люк; 7 - привід конвеєра

Пластинчастий транспортер для видалення стружки наведено на рисунку 1.4. Він може бути, як рухомим, так і стаціонарним, що полегшує його встановлення та дає можливість застосування під час зміни локації виробництва. Зазвичай має дві частини одну горизонтальну, а іншу похилу. Також важливо враховувати форму, обсяг і масу стружки, матеріал, витрату СОЖ.

Для локального відведення стружки від верстатів застосовують магнітний конвеєр. Він являє собою нескінченний ланцюг, перекинута через зірочки, одна з яких приводиться в рух від редуктора. На ланцюзі розташовані постійні магніти з кроком, що дорівнює приблизно 0,25 довжини шляху заокруглення конвеєра на скиданні. Верхня гілка конвеєра розташована під приймальною лійкою і нерухомою несучою поверхнею, виготовленою з нержавіючої листової сталі.



Рисунок 1.4 – Пластинчатий конвеєр

Між магнітами і несучою поверхнею залишають невеликий зазор з урахуванням глибини магнітного поля. Стружка, потрапляючи у лійку, орієнтується поблизу магнітів і ковзає по несучій поверхні. На скиданні стружка спрямовується в тару, відведену для збору, або в інший транспортер. Застосування магнітних конвеєрів обмежене – тільки для транспортування стружки з феромагнітних матеріалів (сталь, чавун). Такі конвеєри виконуються автономними й органічно не пов'язані з верстатом, тож у разі оброблення деталей із неферомагнітних матеріалів магнітний конвеєр можна легко замінити іншим.



Рисунок 1.5 - Вібротранспортер

Для локального відведення стружки від робочої зони верстата можуть також використовуватися вібротранспортери (рис. 1.5), в яких вібралоток розміщують у корито верстата на самостійній рамі або кріплять до корита на віброгасильних опорах. Під впливом вібрацій лотка стружка отримує імпульси руху і переміщається до стружкозбірника, що знаходиться поза верстатом.

Пневматичні відсмоктувальні пристрої являють собою сопло з гнучким шлангом, пов'язаним з потужним пневмоприводом. Сопло розташовується в робочій зоні верстата поблизу ріжучого інструменту. Струмінь повітря, що всмоктується через сопло, захоплює за собою велику елементну стружку або дрібну зливну. У трубопроводі, по якому рухається стружка, є відгалуження для подачі стружки в резервуар типу циклону. У резервуарі стружка отримує обертальний рух. Відцентрові сили відкидають стружку до стінок резервуара, виконаних конусоподібно. Від стін стружка, втративши кінетичну енергію, зсипається через отвір у дні резервуара в стружкоприймач [14].

У більшості випадків стружка відводиться в стружкоприймач разом із мастильно-охолоджувальною рідиною. Тому стружку перед брикетуванням слід очистити у відстійниках, магнітних сепараторах, фільтрувальних установках або в інших подібних пристроях [16].

Для поліпшення транспортабельності та зручності переплавлення стружку брикетують. На спеціальних брикетувальних пресах у гарячому або холодному стані стружку стискають і перетворюють на монолітний брикет, зменшуючи її об'єм у 10-15 разів.

1.2 Будова та галузь застосування гвинтових (шнекових) конвеєрів

Широкого застосування гвинтові конвеєри набули завдяки простоті конструкції та експлуатації, невеликим габаритам, можливості транспортування гарячих, пилящих і гостропахнучих вантажів, зручності проміжного завантаження і розвантаження. Крім цього, при використанні шнека легко поєднати транспортування матеріалу з технологічними операціями, наприклад, перемішуванням, охолодженням, сушінням.

Переміщення матеріалу у гвинтовому конвеєрі відбувається волоком нерухомим жолобом при обертанні гвинта. Звідси високі питомі енерговитрати на транспортування вантажу і підвищений знос гвинта і жолоба, ймовірність заклинювання частинок твердих матеріалів між гвинтом і жолобом, налипання в'язких матеріалів на поверхні гвинта. Тому гвинтові конвеєри не рекомендується застосовувати для транспортування липких, в'язких, а також абразивних вантажів. До недоліків гвинтових конвеєрів належать також скупчення вантажу біля проміжних опор і пов'язані з цим перевантаження приводу.

Гвинтові конвеєри поділяються на горизонтальні, похилі та вертикальні. Похилі гвинтові конвеєри, своєю чергою, поділяються на пологопохилі, у яких кут нахилу конвеєра β не перевищує кута природного укосу матеріалу, що транспортується, ϕ , і крутопохилі, що мають $\beta > \phi$.

За принципом дії пологопохилі гвинтові конвеєри подібні до горизонтальних, а крутопохилі - до вертикальних.

У вертикальному гвинтовому конвеєрі гвинт має підвищену частоту обертання. Відцентровою силою матеріал притискається до стінок жолоба, і сила тертя між матеріалом і стінками, що виникає при цьому, перешкоджає спільному його обертанню з гвинтом, унаслідок чого вантаж проштовхується похилою гвинтовою поверхнею вгору вздовж осі конвеєра.

Гвинтовий конвеєр зображено на рисунку 1.6, він складається з гвинта 1, жолоба 2, завантажувального 3 і розвантажувального 4 пристроїв. Вал

гвинта спирається на кінцеві 5 і проміжні підвісні підшипники 6. Як опори використано підшипники кочення. Для зменшення габаритів проміжних опор у них встановлюють підшипники ковзання.

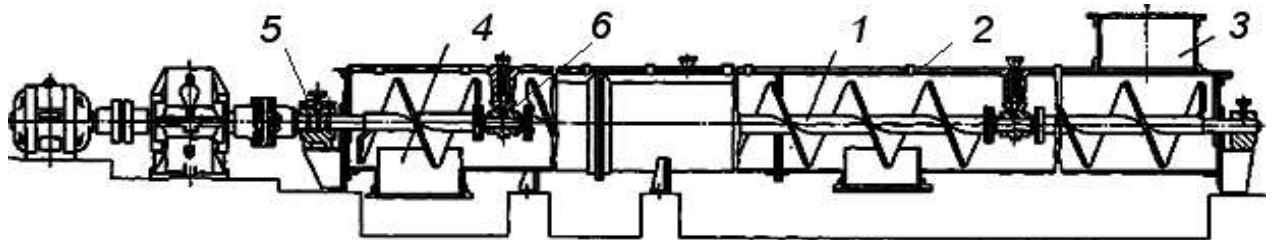


Рисунок 1.6 – Конструкція гвинтового конвейера

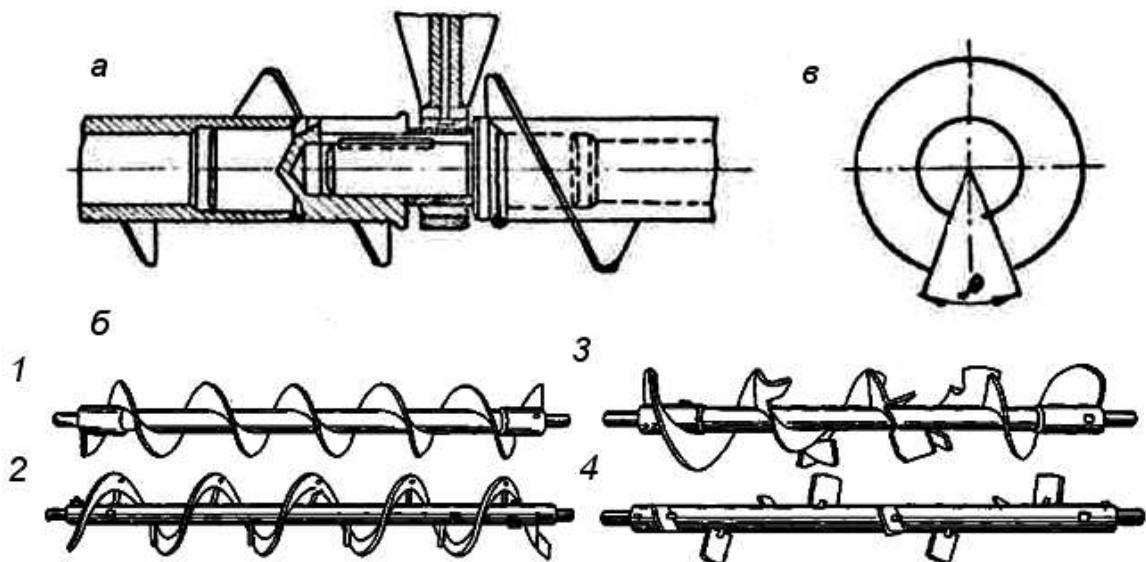


Рисунок 1.7 – Елементи гвинтових конвеєрів:

а – встановлення проміжної опори; б – типи гвинтів (1 – суцільний, 2 – стрічковий гвинти, 3 – лопатевий суцільний, 4 – лопатевий переривчастий); в – заготовка витка

Один із кінцевих підшипників, частіше з боку розвантажувального отвору, роблять упорним. При такому розташуванні упорного підшипника вал гвинта працює на розтягнення.

Змащування підшипників відбувається по трубках від прес-маслянок, закріплених на верхніх поперечинах жолоба. гвинт конвеєра зазвичай має

порожнистий вал і складається з окремих секцій завдовжки 1,5 ÷ 3,5 м, які з'єднуються між собою пальцями (рис. 1,7 а).

За довжини конвеєра понад 3 м у місці з'єднання секцій встановлюють проміжні опори. Проміжні опори частково перекривають поперечний переріз жолоба. Тому, щоб не відбувалося забивання матеріалу біля проміжних опор, коефіцієнт використання поперечного перерізу жолоба у гвинтових конвеєрів менший, ніж в інших транспортувальних машинах. На підприємствах для подачі стружки із сушильного відділення до пресового послідовно встановлено два гвинтові конвеєри довжиною кожен по 9,5 м. Замість жолоба використано трубу стандартної довжини. Гвинт закріплений на двох кінцевих опорах. Відсутність проміжних опор дала змогу підвищити наповнення жолоба і відповідно продуктивність конвеєрів.

Гвинт виконаний із суцільною поверхнею у вигляді стрічки, закріпленої на спицях (рис. 1.7), або окремих лопатей, розташованих по гвинтовій лінії. Суцільні гвинти використовуються для переміщення сухих порошкових або дрібнозернистих матеріалів, не схильних до злежування, лопатеві та стрічкові гвинти застосовують під час транспортування злежуваних вантажів або для забезпечення перемішування матеріалу в процесі його пересування.

Гвинтову поверхню суцільного гвинта створюють з окремих витків, які виготовляють зі сталевий плоскій кільцевої заготовки завтовшки 1 ÷ 1,5 мм із радіальним вирізом (рис. 1.7). Під час вигину заготовки виходить виток.

Розміри заготовки (рис. 1.7 в) визначають за формулами, що наведено нижче.

Зовнішній діаметр:

$$D_0 = d_0 + (D - d) \quad , \quad (1.1)$$

Внутрішній діаметр:

$$d_0 = \frac{(D - d) \sqrt{S^2 + (\pi d)^2}}{\sqrt{S^2 + (\pi D)^2} - \sqrt{S^2 + (\pi d)^2}} \quad , \quad (1.2)$$

Кут вирізу:

$$\beta_0 = \frac{360 \left(\pi d_0 - \sqrt{S^2 + (\pi d)^2} \right)}{\pi d_0}, \quad (1.3)$$

де D і d – відповідно, зовнішній і внутрішній діаметри гвинта; S – крок гвинта.

Жолоб гвинтового конвеєра роблять із листової сталі товщиною 3÷6 мм. Зазор між гвинтом і жолобом має становити 8÷10 мм. Зверху жолоб закривається знімними кришками. Випускні отвори перекриваються шибєрними затворами і мають розміри за шириною і довжиною не менше діаметра гвинта [16].

1.3 Особливості розрахунку продуктивності і потужності привода гвинтового конвеєра

Продуктивність гвинтового конвеєра визначають за формулою:

$$Q = 3600 \frac{\pi D^2}{4} S n \psi \rho c = 2830 D^2 S n \psi \rho c \quad (1.4)$$

Звідки, діаметр гвинта:

$$D = \sqrt{\frac{Q}{2830 S n \psi \rho c}}, \quad (1.5)$$

де ψ – коефіцієнт наповнення жолоба (табл. 1.1); c – коефіцієнт, що враховує зниження продуктивності в похилих конвеєрів, на кожні 5° нахилу конвеєра (під час транспортування матеріалу вгору) відбувається зменшення продуктивності на 10%; n – частота обертання гвинта, c^{-1} .

Крок гвинта для горизонтальних конвеєрів $S = D$, для похилих конвеєрів при $\beta > 8^\circ$ $S = 0,8D$.

Уводячи співвідношення між діаметром і кроком гвинта k_s , тобто $S = k_s D$, і підставляючи величину S у (1.4), отримаємо діаметр гвинта:

$$D = \sqrt[3]{\frac{Q}{2830k_s m \psi \rho c}} \quad (1.6)$$

Частоту обертання гвинта приймають залежно від фізико-механічних властивостей матеріалу (табл. 1.1). Найбільшу допустиму частоту обертання (c^{-1}) визначають за формулою:

$$n_{\max} = \frac{A}{60\sqrt{D}} \quad (1.7)$$

де A – коефіцієнт, що залежить від фізико-механічних властивостей матеріалу (табл. 1.1).

Таблиця 1.1 – Показники для розрахунку гвинтових конвеєрів

Вантажі	Розрахункові коефіцієнти			Частота обертання гвинта n , c^{-1}
	ψ	A	w	
Легкі та неабразивні (зернові продукти, борошно, тирса)	0,4	65	1,2	0,84-2,0
Легкі та малоабразивні (крейда, вугільний пил, торф, азбест)	0,3	50	1,6	0,84-2,0
Важкі та малоабразивні (сіль, кусковий вугілля, глина суха)	0,25	45	2,5	0,65-1,5
Важкі й абразивні (стружка, цемент, зола, пісок, шлак, подрібнена руда)	0,125	30	4,0	0,65-1,5
Вологі, що злежуються (сира глина)	0,125	30	4,0	0,35-1,0

Швидкість транспортування, м/с

$$v = Sn \quad (1.8)$$

При переміщенні кускових матеріалів проводиться перевірка на кусковатість:

- для сортованих вантажів:

$$D \geq (1 \div 12)a , \quad (1.9)$$

для несортованих вантажів:

$$D \geq (4 \div 6)d_{\max} \quad (1.10)$$

Розрахунок продуктивності гвинтових конвеєрів полягає у визначенні діаметра гвинта за заданої продуктивності конвеєра за формулами (1.2) і (1.3) з урахуванням фізико-механічних властивостей матеріалу і розмірів шматків (1.5). Обчислений діаметр шнека округлюють до найближчого значення за ГОСТ 2037-82: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,32; 0,4; 0,5; 0,65, 0,8 м і уточнюють частоту обертання гвинта n .

Потужність приводу гвинтових конвеєрів можна визначити за формулою з урахуванням загального коефіцієнта опору руху w (табл. 1.1), що залежить від властивостей вантажу, який переміщується. Під час уточненого визначення потужності приводу слід обчислити окремі складові опору переміщенню вантажу: W_1 – зусилля вздовж гвинта для підймання вантажу; W_2 – силу тертя вантажу об дно жолоба; W_3 – силу тертя між гвинтом і матеріалом; силу тертя в підшипниках; силу внутрішнього тертя в матеріалі.

Зусилля вздовж гвинта для підйому вантажу

$$W_1 = q_{zp} gL \sin \beta , \quad (1.11)$$

де q_{zp} – погонне навантаження, кг/м, що визначається залежністю:

$$q_{zp} = \frac{Q}{3,6v} . \quad (1.12)$$

Сила тертя вантажу об дно жолоба:

$$W_2 = q_{zp} gL f \cos \beta . \quad (1.13)$$

Для подолання сил W_1 і W_2 , спрямованих уздовж осі конвеєра, з боку гвинта на матеріал передається зусилля P , спрямоване перпендикулярно до площини гвинта.

$$P = \frac{(W_1 + W_2)}{\cos \alpha_B} , \quad (1.14)$$

де α_B – кут нахилу гвинтової лінії;

$$\operatorname{tg} \alpha_B = \frac{S}{\pi D} \quad (1.15)$$

Сила трения при проскальзывании винта относительно груза

$$W_3 = P f' \quad (1.16)$$

где f' – коэффициент трения вантажу об гвинт.

Потужність на подолання сил внутрішнього тертя і в підшипниках вала гвинта можна врахувати за допомогою коефіцієнта запасу $k_3 = 1,15 \div 1,25$.

Тоді потужність приводу гвинтового конвеєра

$$N_{дв} = \frac{[(W_1 + W_2)v + W_3 v_{окр}] k_3}{1000 \eta_{пр}} \quad (1.17)$$

де $v_{кол}$ – колова швидкість гвинта.

При виконанні рекомендації щодо заповнення жолоба матеріалом і правил експлуатації витрата енергії в гвинтових конвеєрах за ГОСТ 2037-82 не повинна перевищувати 0,02 кВт год/т. Крутний момент (Нм) на валу гвинта

$$M_B = 1000 \frac{N \eta_{пр}}{2 \pi n k_3} \quad (1.18)$$

Найбільша поздовжня сила, що діє на гвинт (Н)

$$W = \frac{M_B}{r \operatorname{tg}(\alpha_B + \varphi_B)} \quad (1.19)$$

де r - радіус, на якому діє сила W , орієнтовно $r = (0,7 \div 0,8) D/2$;

φ_B - кут тертя вантажу об поверхню гвинта, $\operatorname{tg} \varphi_B = f$.

2 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

В даному розділі бакалаврської роботи проведемо розрахунки та розробимо креслення зубчатого редуктора, що використовується в конструкції гвинтового конвеєра і слугує для передачі крутного моменту від електродвигуна, безпосередньо до шнеку конвеєра.

Вихідні дані для розрахунку:

T , Н*м – крутний момент привода	400
ω , рад/с – кутова швидкість привода	3,1
Тип пасової передачі	КЛ
L_h , год – строк служби	18000
$T_{max}/T_{ном}$ – короткочасне перенавантаження	1,6

2.1 Вибір електродвигуна гвинтового конвеєра

Визначаємо потужність на вихідному валу привода

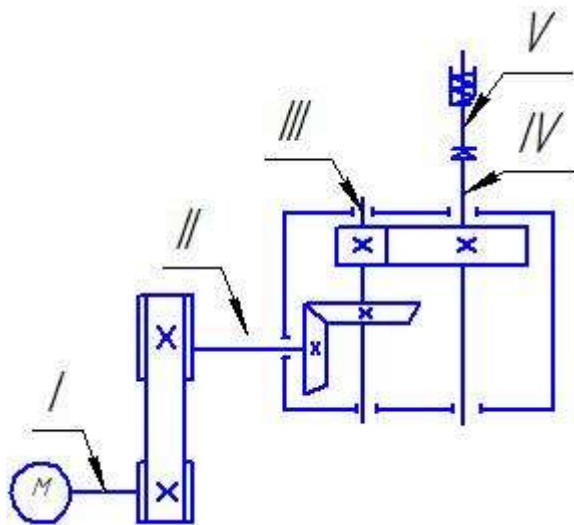


Рисунок 2.1 – Схема привода транспортування стружки

$$P_B = \frac{T \times \omega}{1000} = \frac{600 \times 4,6}{1000} = 2,76 \text{ кВт}$$

Визначаємо частоту обертання валу привода

$$n_B = \frac{\omega \times 30}{\pi} = \frac{4,6 \times 30}{3,14} = 43,9 \text{ об/хв.}$$

Визначаємо загальний коефіцієнт привода

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{зп}} \times \eta_{\text{кп}} \times \eta_{\text{цп}} \times \eta_M \times \eta_{\text{ппк}}^4$$

де, $\eta_{\text{зп}}=0,96$ – ККД зубчастопасової передачі; $\eta_{\text{кп}}=0,96$ – ККД конічної передачі; $\eta_{\text{цп}}=0,97$ – ККД циліндричної передачі; $\eta_M=0,99$ – ККД муфти; $\eta_{\text{ппк}}=0,99$ – ККД пари підшипників кочення

$$\eta_{\text{заг}} = 0,96 \times 0,96 \times 0,97 \times 0,99 \times 0,99^4 = 0,85$$

Визначаємо потрібну потужність електродвигуна

$$P_{\text{ел.дв.}} = \frac{P_B}{\eta_{\text{заг}}} = \frac{2,76}{0,85} = 3,25 \text{ кВт}$$

Визначаємо частоту обертання вала

$$n_{\text{min}} < n_{\text{ел.дв.}} < n_{\text{max}}$$

$$n_{\text{min}} = n_B \times U_{\text{зп}}^{\text{min}} \times U_{\text{кп}}^{\text{min}} \times U_{\text{цп}}^{\text{min}} = 43,9 \times 1,8 \times 1,8 \times 2,24 = 318,6 \text{ об/хв}$$

$$n_{\text{max}} = n_B \times U_{\text{зп}}^{\text{max}} \times U_{\text{кп}}^{\text{max}} \times U_{\text{цп}}^{\text{max}} = 43,9 \times 4 \times 4 \times 6,3 = 4425,12 \text{ об/хв.}$$

Приймаємо електродвигун типу 4А90L 2У3, $n=2840$ об/хв., $P=3$ кВт

$$318,6 < 2840 < 4425,12$$

Знаходимо загальне передаточне число привода

$$U_{\text{заг}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_B} = \frac{2840}{43,9} = 65$$

Передаточне число конічної передачі $U_{\text{кп}}=4$

Передаточне число циліндричної передачі $U_{\text{цп}}=4,5$

Передаточне число зубчастопасової передачі

$$U_{\text{зп}} = \frac{U_{\text{заг}}}{U_{\text{кп}} \times U_{\text{цп}}} = \frac{65}{4 \times 4,5} = 3,6$$

Визначаємо частоту обертання кожного валу привода

Частота обертання I вала

$$n_1 = n_B = 2840 \text{ об/хв;}$$

Частота обертання II вала

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{зпп}} = \frac{2840}{3,6} = 788,9 \text{ об/хв};$$

Частота обертання III вала

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{кп}} = \frac{788,9}{4} = 197,2 \text{ об/хв};$$

Частота обертання IV вала

$$n_4 = \frac{n_3}{U_{цп}} = \frac{197,2}{4,5} = 43,9 \text{ об/хв};$$

Частота обертання V вала

$$n_5 = n_4 = 43,9 \text{ об/хв.}$$

Визначаємо кутову швидкість на кожному валу привода:

$$\omega_1 = \frac{\pi n_1}{30} = \frac{3,14 \times 2840}{30} = 297,25 \text{ рад/с};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi n_2}{30} = \frac{3,14 \times 788,9}{30} = 82,57 \text{ рад/с};$$

$$\omega_3 = \frac{\pi n_3}{30} = \frac{3,14 \times 197,2}{30} = 20,64 \text{ рад/с};$$

$$\omega_4 = \frac{\pi n_4}{30} = \frac{3,14 \times 43,9}{30} = 4,6 \text{ рад/с};$$

$$\omega_5 = \omega_4 = 4,6 \text{ рад/с.}$$

Визначаємо необхідну потужність на кожному валу

$$P_1 = P_{дв} = 3,25 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \times \eta_{зпп} \times \eta_{ппк} = 3,25 \times 0,96 \times 0,99 = 3,12 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \times \eta_{кп} \times \eta_{ппк} = 3,12 \times 0,96 \times 0,99 = 2,97 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_3 \times \eta_{цп} \times \eta_{ппк} = 2,97 \times 0,97 \times 0,99 = 2,85 \text{ кВт};$$

$$P_5 = P_4 \times \eta_{м} \times \eta_{ппк} = 2,85 \times 0,99 \times 0,99 = 2,76 \text{ кВт.}$$

Визначаємо крутний момент на кожному валу привода

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{3250}{297,35} = 10,9 \text{ Н * м};$$

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{3120}{82,57} = 36,46 \text{ Н * м};$$

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{2970}{20,64} = 143,9 \text{ Н * м};$$

$$T_4 = \frac{P_4}{\omega_4} = \frac{2850}{4,6} = 619,6 \text{ Н * м};$$

$$T_5 = \frac{P_5}{\omega_5} = \frac{2760}{4,6} = 600 \text{ Н * м.}$$

Таблиця 2.1 – Результати розрахунків

Вал	Потужність P, кВт	Частота обертання вала n, об/хв	Кутова швидкість ω , рад/с	Обертний момент T, Н*м	Передаточне число U
I	3.25	2840	297.25	10.9	$U_{\text{заг}} = 65$
II	3.12	788.9	82.57	36.46	$U_{\text{кп}} = 4$
III	2.97	197.2	20.64	143.9	$U_{\text{цп}} = 4.5$
IV	2.85	43.9	4.6	619.6	$U_{\text{зпп}} = 3.6$
V	2.76	43.9	4.6	600	

2.2 Розрахунок зубчастої пасової передачі

Для з'єднання електродвигуна з редуктором використовується зубчастопасова передача, розрахунок якої ми й проведемо в даному розділі.

Вихідні дані:

Двигун – асинхронний коротко замкнутий.

Потужність, яка передається $P_1 = 3.25$ кВт.

Частота обертання ведучого шківa $n_1 = 2840$ об/хв.

Частота обертання веденого шківa $n_2 = 788,9$ об/хв.

Пускове навантаження до 150% нормального.

Робоче навантаження з незначними поштовхами.

Робота однозмінна.

Момент на швидкохідному валу $T_1 = 10,9$ Н*м.

Передаточне число $U_{\text{зпп}} = 3.6$.

Приймаємо модуль $m=4$.

Приймаємо число зубців меншого шківa $z_1 = 18$.

Приймаємо число зубців більшого шківa:

$$z_2 = U \times z_1 = 3.6 \times 18 = 65.$$

Розрахункові діаметри шківів, мм

$$d_1 = m \times z_1 = 4 \times 18 = 72.$$

$$d_2 = m \times z_2 = 4 \times 65 = 260.$$

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a_{min} = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5(72 + 260) = 166 \text{ мм};$$

$$a_{max} = 2(d_1 + d_2) = 2(72 + 260) = 664 \text{ мм};$$

$$a = \frac{a_{min} + a_{max}}{2} = \frac{166 + 664}{2} = 415 \text{ мм}.$$

Визначаємо довжину паса:

$$l = 2a + \left[\frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right] + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \times 415 + \left[\frac{3.14(72 + 260)}{2} \right] + \frac{(260 - 72)^2}{4 \times 415} = 1372.53 \text{ мм}.$$

Визначаємо число зубців паса

$$z_p = \frac{l}{\pi m} = \frac{1372.53}{3.14 \times 4} = 109.$$

Приймаємо $z_p=125$

Кінцева довжина паса:

$$l = \pi m z_p = 3.14 \times 4 \times 125 = 1570 \text{ мм}.$$

Визначимо міжосьову відстань по кінцевій прийнятій довжині паса:

$$a = \frac{2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} = \frac{2 \times 1570 - 3.14(72 + 260) + \sqrt{[2 \times 1570 - 3.14(72 + 260)]^2 - 8(260 - 72)^2}}{8} = 515.8 \text{ мм}.$$

Визначаємо половину кута сходження віток, град

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{d_2 - d_1}{2a}\right) = \arcsin\left(\frac{260 - 72}{2 \times 515.8}\right) = 10.5$$

Визначаємо кут обхвату меншого шківa

$$\alpha = 180 - 2\gamma = 180 - 2 \times 10.5 = 159$$

Визначаємо число зубців паса, які знаходяться одночасно в зачепленні з ведучим шківом:

$$z_0 = z_1 \frac{\alpha}{360} = 18 \frac{159}{360} = 7.95,$$

Приймаємо $z_0 = 8$.

Перевіряємо виконання умови $z_0 \geq 6$ – умова виконується

Допустима колова сила при заданих умовах роботи, Н/мм

Приймаємо вибрані розрахункові коефіцієнти:

$C_p=1$ – коефіцієнт динамічності режиму навантаження;

$C_u=1$ – коефіцієнт передаточного числа;

$C_z=1$ – коефіцієнт числа зубців, що знаходяться в зачепленні;

$C_o=0,6$ – коефіцієнт, що враховує наявність натягу вальних роликів;

$\omega_0=25$ – питома колова сила, що передається.

$$\omega_{\text{доп}} = \omega_0 \times C_p \times C_u \times C_o \times C_z = 25 \times 1 \times 1 \times 0,6 \times 1 = 15 \text{ Н/мм.}$$

Визначаємо швидкість паса, м/с

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 72 \times 2840}{60 \times 1000} = 10.7$$

Визначаємо колову силу, Н

$$F_1 = \frac{1000 P_1}{V} = \frac{1000 \times 3.25}{10.7} = 303.7$$

Визначаємо ширину паса, мм

$$b = \frac{F_1}{\omega_{\text{доп}} - \frac{qV^3}{10}} = \frac{303.7}{15 - \frac{0.05 \times 10.7^3}{10}} = 34.24$$

Розрахункове значення b заокруглюємо до найближчого нормального $b=40$ і при цьому повинна виконуватись умова $b \leq d_1$ – умова виконується.

Ширина шківів без бортів:

$$B = b + m = 40 + 4 = 44 \text{ мм.}$$

Сила, яка діє на вали передачі:

$$Q = 1.2 F_1 = 1.2 \times 303.7 = 364.44 \text{ Н.}$$

Попередній натяг паса для усунення зазорів в зачепленні повинен перевищувати центробіжні сили:

$$S = 1.1qbv^2 = 1.1 \times 0.05 \times 40 \times 10.7^2 251.9 \text{ Н.}$$

2.3 Розрахунок конічної передачі

2.3.1 Проектний розрахунок

Визначаємо зовнішній ділительний діаметр:

$$d_{e2} \geq K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} U \sqrt{1 + U^2}}{\psi_{d2} [\sigma]_H^2}}$$

де K_d – коефіцієнт, що залежить від механічних властивостей матеріалів передачі і форми спряжених поверхонь зубців, для сталевих коліс стандартних передач без зміщення $K_d=91,5 \text{ Н/мм}^2$;

T_1 – момент, що передається валом шестерні, Н*мм;

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

U – передаточне число;

ψ_{d2} – коефіцієнт ширини вінців b зубчастих коліс відносно діаметра.

$$d_{e2} \geq 91,5 \sqrt[3]{\frac{36,46 \times 1,13 \times 4 \sqrt{1 + 4^2}}{0,15 \times 120^2}} = 125,97 \text{ мм}$$

Приймаємо $d_{e2}=125 \text{ мм}$, $b=18 \text{ мм}$.

Знаходимо кількість зубців шестерні і колеса:

$$z_1 = 17$$

$$z_2 = z_1 \times m = 17 \times 4 = 68$$

Обчислюємо зовнішній модуль

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{125}{68} = 1.8 \text{ мм}$$

Приймаємо $2,0 \text{ мм}$

Визначаємо фактичне значення ділительного діаметру:

$$d_{e2\phi} = m_e \times z_2 = 2.0 \times 68 = 136$$

$$\Delta d_{e2} = \left| \frac{d_{e2} - d_{e2\phi}}{d_{e2}} \right| 100\% = \left| \frac{125 - 136}{125} \right| 100\% = 1.9\% \leq 2\%$$

Кути ділительних конусів:

$$\delta_2 = \arctg U = 75^\circ 96'$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 75^\circ 96' = 14^\circ 04'$$

Зовнішній ділительний діаметр:

$$d_{e1} = m_e \times z_1 = 2.0 \times 17 = 34 \text{ мм}$$

$$d_{e2} = 125 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр вершини зубців:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1 = 34 + 2 \times 2 \times \cos 14^\circ 04' = 38 \text{ мм}$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2 = 125 + 2 \times 2 \times \cos 75^\circ 96' = 126 \text{ мм}$$

Зовнішній діаметр впадин:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2.4m_e \cos \delta_1 = 34 - 2.4 \times 2 \times \cos 14^\circ 04' = 29 \text{ мм}$$

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2.4m_e \cos \delta_2 = 125 - 2.4 \times 2 \times \cos 75^\circ 96' = 124 \text{ мм}$$

Зовнішня конусна відстань:

$$R_e = \frac{m_e}{2} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \frac{2}{2} \sqrt{17^2 + 68^2} = 70 \text{ мм}$$

Кут головки зубця:

$$\theta_a = \arctg \frac{m_e}{R_e} = \arctg \frac{2}{70} = 0.91$$

Кут ніжки зубця:

$$\theta_f = \arctg \frac{1.2m_e}{R_e} = \arctg \frac{1.2 \times 2}{70} = 0.96$$

Кути конусів вершин зубців:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_a = 14.04 + 0.91 = 14.95$$

$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_a = 75.96 + 0.91 = 76.87$$

Кути конусів впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_f = 14.04 - 0.96 = 13.08$$

$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_f = 75.96 - 0.96 = 75$$

Середній модуль:

$$m_m = m_e - \frac{b}{z_1} \sin \delta_1 = 2 - \frac{18}{17} \sin 14.04 = 1.76 \text{ мм}$$

Середній діаметр шестерні:

$$d_{m1} = m_m z_1 = 1.76 \times 17 = 29.58 \text{ мм}$$

Знаходимо середню колову швидкість передачі за формулою:

$$V_m = \omega_2 \frac{d_{m1}}{2} = 82.57 \frac{0.02958}{2} = 1.22 \text{ Н/м}$$

Приймаємо ступінь точності 8

Обчислити сили, що діють в передачі. Колова сила:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{m1}} = \frac{2 \times 36.46}{29.58} = 2.47 \text{ Н}$$

Радіальна сила шестерні F_{r1} , яка дорівнює осьовій силі колеса F_{a2} :

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 2.47 \times \operatorname{tg} 20^\circ \times \cos 14.04 = 0.87$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = 2.47 \times \operatorname{tg} 20^\circ \times \sin 14.04 = 0.22$$

2.3.2.Перевірочний розрахунок

Перевірочний розрахунок на контактну витривалість. Умова контактної витривалості:

$$\sigma_H = z_H z_m \sqrt{\frac{2T_2 K_H \beta K_{HV}}{0.83 b d_{e1}^2} \times \frac{\sqrt{1 + U_\phi^2}}{U_\phi}} \leq [\sigma]_H$$

$$\sigma_H = 1.76 \times 275 \sqrt{\frac{2 \times 36.46 \times 1.13 \times 1.08}{0.83 \times 18 \times 34^2} \times \frac{\sqrt{1 + 4^2}}{4^2}} = 66.86 < 120$$

Перевірочний розрахунок на втомний злам зубців. Умова витривалості зубців на згин.

$$\sigma_F = Y_F \frac{2.41 T K_{F\beta} F_{FV}}{b d_{m1} m_m} = 4.08 \frac{2.41 \times 36.46 \times 1.25 \times 1.1}{18 \times 29.58 \times 1.76} = 0.53$$

2.4 Розрахунок циліндричної передачі

2.4.1 Проектний розрахунок

Розраховуємо міжосьову відстань:

$$a \geq K_a(U + 1) \sqrt[3]{\frac{T_3 K_{H\beta}}{U \psi_{ba} [\sigma]^2}}$$
$$a = 49(4.5 + 1) \sqrt[3]{\frac{143.9 \times 1.00}{4.5 \times 0.25 \times 60^2}} = 88.6 \text{ мм}$$

Приймаємо $a = 90$ мм

Визначаємо модуль передачі:

$$m = (0.01 \dots 0.02)a = 0.02 \cdot 90 = 1,8 \text{ мм.}$$

Приймаємо $m = 2$ мм

Обчислюємо сумарну кількість зубців:

$$z_{\Sigma} = \frac{2a}{m} = \frac{2 \times 90}{2} = 90$$

Знаходимо кількість зубців шестерні

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{U + 1} = \frac{90}{4,5 + 1} = 16$$

Знаходимо кількість зубців колеса

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 90 - 16 = 74$$

Уточнюємо передаточне число

$$U_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{74}{16} = 4.5$$

Обчислюємо основні розміри зубчастих коліс.

Ділильний діаметр:

$$d_1 = mz_1 = 2 \times 16 = 32 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_2 = 2 \times 74 = 148 \text{ мм}$$

Діаметр вершин:

$$d_{a1} = m(z_1 + 2) = 2(16 + 2) = 36 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = m(z_2 + 2) = 2(74 + 2) = 152 \text{ мм}$$

Діаметр впадин:

$$d_{f1} = m(z_1 - 2.5) = 2(16 - 2.5) = 27 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = m(z_2 - 2.5) = 2(74 - 2.5) = 143 \text{ мм}$$

Ширина вінців:

$$b_2 = \psi_{ba} a = 0.25 \times 90 = 25 \text{ мм}$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 25 + 5 = 30 \text{ мм}$$

Обчислюємо колову швидкість передачі:

$$V = \omega_1 \frac{d_1}{2} = 20.64 \frac{0.032}{2} = 3.3 \text{ м/с}$$

Приймаємо ступінь точності 8

2.4.2 Перевірочні розрахунки

Умова контактної витривалості:

$$\sigma_H = z_H z_m \sqrt{\frac{2T_3 K_{H\beta} K_{HV}}{b d_1^2} \times \frac{U_\phi + 1}{U_\phi}} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_{H1} = 1,76 \times 275 \sqrt{\frac{2 \times 143,9 \times 1,00 \times 1,16}{25 \times 32^2} \times \frac{4,5 + 1}{4,5}} = 55,78$$

$$\sigma_{H1} = 1,76 \times 275 \sqrt{\frac{2 \times 143,9 \times 1,00 \times 1,16}{30 \times 32^2} \times \frac{4,5 + 1}{4,5}} = 60$$

Умова витривалості зубців на згин:

$$\sigma_{f1} = Y_F \frac{2T_3 K_{F\beta} K_{FV}}{b d_1 m} = 4.28 \frac{2 \times 143.9 \times 1.1 \times 1.38}{25 \times 32 \times 2} = 1.17$$

$$\sigma_{f1} = Y_F \frac{2T_3 K_{F\beta} K_{FV}}{b d_1 m} = 4.28 \frac{2 \times 143.9 \times 1.1 \times 1.38}{30 \times 32 \times 2} = 0.97$$

Перевірочні розрахунки на перенавантаження. Умова міцності:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_H} \leq [\sigma_H]_{\max}$$

$$\sigma_{H \max 1} = 55.78 \sqrt{1.4} = 65.9$$

$$\sigma_{H \max 2} = 60\sqrt{1.4} = 71.04$$

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \sqrt{K_n}$$

$$\sigma_{F \max 1} = 0.97\sqrt{1.4} = 1.15$$

$$\sigma_{F \max 2} = 1.17\sqrt{1.4} = 1.38$$

Визначення сил, що діють в передачі.

Колові сили:

$$F_t = \frac{2T_3}{d_1} = \frac{2 \times 143.9}{0.032} = 8993.75 \text{ Н.}$$

Радіальні сили:

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 8993.75 \operatorname{tg} 20^\circ = 3273.46 \text{ Н.}$$

2.5 Розрахунок діаметрів валів редуктора

Розраховуємо другий вал редуктора. Діаметр вихідного кінця валу при допустимому дотичному напруженні $[\tau_k]=15\text{МПа}$

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0.2[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{36460}{0.2 \times 15}} = 22.99 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{\Pi} = 25 \text{ мм.}$

Розраховуємо третій вал редуктора $[\tau_k]=40\text{МПа.}$

$$d_{B2} = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0.2[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{143900}{0.2 \times 40}} = 24,2 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{\Pi} = 25 \text{ мм}$

Розраховуємо тихохідний вал редуктора:

$$d_{B3} = \sqrt[3]{\frac{T_4}{0.2[\tau_k]}} = \sqrt[3]{\frac{619600}{0.2 \times 40}} = 33,5 \text{ мм.}$$

Приймаємо $d_{\Pi} = 35 \text{ мм}$

2.6 Конструктивні розміри корпусу та кришки редуктора

Товщина стінок корпусу та кришки:

$$\delta = 0,025a + 3 = 0,025 \times 90 + 3 = 6,22 \text{ мм.}$$

Приймаємо $\delta = 8 \text{ мм.}$

$$\delta_1 = 0,02a + 3 = 0,02 \times 90 + 3 = 5,77 \text{ мм.}$$

Приймаємо $\delta_1 = 8 \text{ мм.}$

Товщина фланців поясів корпусу та кришки:

$$\text{Верхнього поясу } b=1,5; \quad \delta=1,5*8=12 \text{ мм}; \quad b_1=1,5*8=12 \text{ мм.}$$

$$\text{Нижнього поясу } p=2,35; \quad \delta=2,35*8=18 \text{ мм.}$$

Приймаємо $p = 20 \text{ мм.}$

Діаметр болтів. Фундаментних:

$$d_1 = (0,03 \div 0,036)a + 12 = (0,03 \div 0,036)100 + 12 = (15 \div 15,6) \text{ мм.}$$

Приймаємо болти М16.

Кріплячи кришку до корпусу у підшипників:

$$d_2 = (0,7 \div 0,75)d_1 = (0,7 \div 0,75)16 = (11,2 \div 12) \text{ мм.}$$

Приймаємо болти М12.

З'єднуючих кришку з корпусом:

$$d_3 = (0,5 \div 0,6)d_1 = (0,5 \div 0,6)16 = (8 \div 9,6)$$

Приймаємо болти М8.

2.7 Перевірочний розрахунок тихохідного валу редуктора та перевірка довговічності підшипників

Вихідні данні:

$$F_t = 8997.75 \text{ H}; F_r = 3273.46 \text{ H}; d_2=148 \text{ мм}; l_T = 117\text{мм}; l_B=75 \text{ мм}.$$

Вертикальна площина. Визначаємо опорні реакції, Н:

$$\begin{aligned} \Sigma M_4=0; -R_{cy} \times l_T - F_r \times l_2 &= 0 \\ R_{cy} &= \frac{-F_r \times l_2}{l_T} = \frac{-3273.46 \times 35}{117} = -980 \text{ H} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_2=0; F_r \times l_1 - R_{Dy} \times l_T &= 0 \\ R_{Dy} &= \frac{F_r \times l_1}{l_T} = \frac{3273.46 \times 82}{117} = 2294 \text{ H} \end{aligned}$$

$$\text{Перевірка: } \Sigma Y=0; -R_{cy} - F_r + R_{Dy} = 0$$

$$-(-980)-3273.46+2294=0$$

Будуємо епюру згинаючих моментів відносно осі Х в характерних перетинах 1...4, Н*м.

$$M_{x1} = 0$$

$$M_{x2} = -R_{cy} \times l_1 = -(-980) \times 82 = 80.3$$

$$M_{x3} = 0$$

$$M_{x2} = R_{Dy} \times l_2 = 2294 \times 35 = 80.3$$

$$M_{x4} = 0$$

Горизонтальна площина. Визначаємо опорні реакції, Н:

$$\begin{aligned} \Sigma M_4 = 0; R_{cx} \times l_T + F_t \times l_2 &= 0 \\ R_{cx} &= \frac{-F_t \times l_2}{l_T} = \frac{-8997.75 \times 35}{117} = -2692 \text{ H} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_2 = 0; -F_t \times l_1 + R_{Dx} \times l_T &= 0 \\ R_{Dx} &= \frac{F_t \times l_1}{l_T} = \frac{8997.75 \times 82}{117} = 6306 \text{ H} \end{aligned}$$

$$\text{Перевірка: } \Sigma X=0; -R_{cx} - F_t + R_{Dx} = 0.$$

$$-(-2692)-8997.75+6306=0.$$

Будуємо епюру згинаючих моментів відносно осі Y в характерних перетинах 1...4, Н*м.

$$M_{y1} = 0$$

$$M_{y2} = R_{cx} \times l_1 = -2692 \times 82 = -220.74$$

$$M_{y3} = 0$$

$$M_{y4} = 0$$

Будуємо епюру крутних моментів:

$$M_K = M_z = \frac{F_t d_2}{2} = \frac{8997.75 \times 0.148}{2} = 665.84 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Визначаємо сумарні радіальні реакції, Н:

Для опори С:

$$R_c = \sqrt{R_{cx}^2 + R_{cy}^2} = \sqrt{(-2692)^2 + (-980)^2} = 2864.83 \text{ Н.}$$

Для опори D:

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{6306^2 + 2294^2} = 6710.3 \text{ Н.}$$

Визначаємо сумарний згинальний момент в найбільш небезпечних перетинах

$$M_{зг} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{80.3^2 + (-220.74)^2} = 234.9 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Визначаємо довговічність прийнятого роликотідшипника 7308 тихохідного вала редуктора.

Вихідні дані:

Реакції в підшипниках $R_1=2864.83$ Н, $R_2=6710.3$ Н.

Кутова швидкість вала, $\omega_3=20,64$ рад/с

Термін служби редуктора, $L_h=16000$ год.

Характеристика підшипника: $C=61000$ Н; $e=0,28$; $y=2,16$ [6, ст. 43]

$V=1$; $K_\delta=1.2$; $K_T=1$; $x=0.4$ [6, ст. 20] .

Визначаємо осьові складові радіальних реакцій:

$$F_{s1} = 0.83eF_{r1} = 0.83 \times 0.28 \times 3273.46 = 761 \text{ Н.}$$

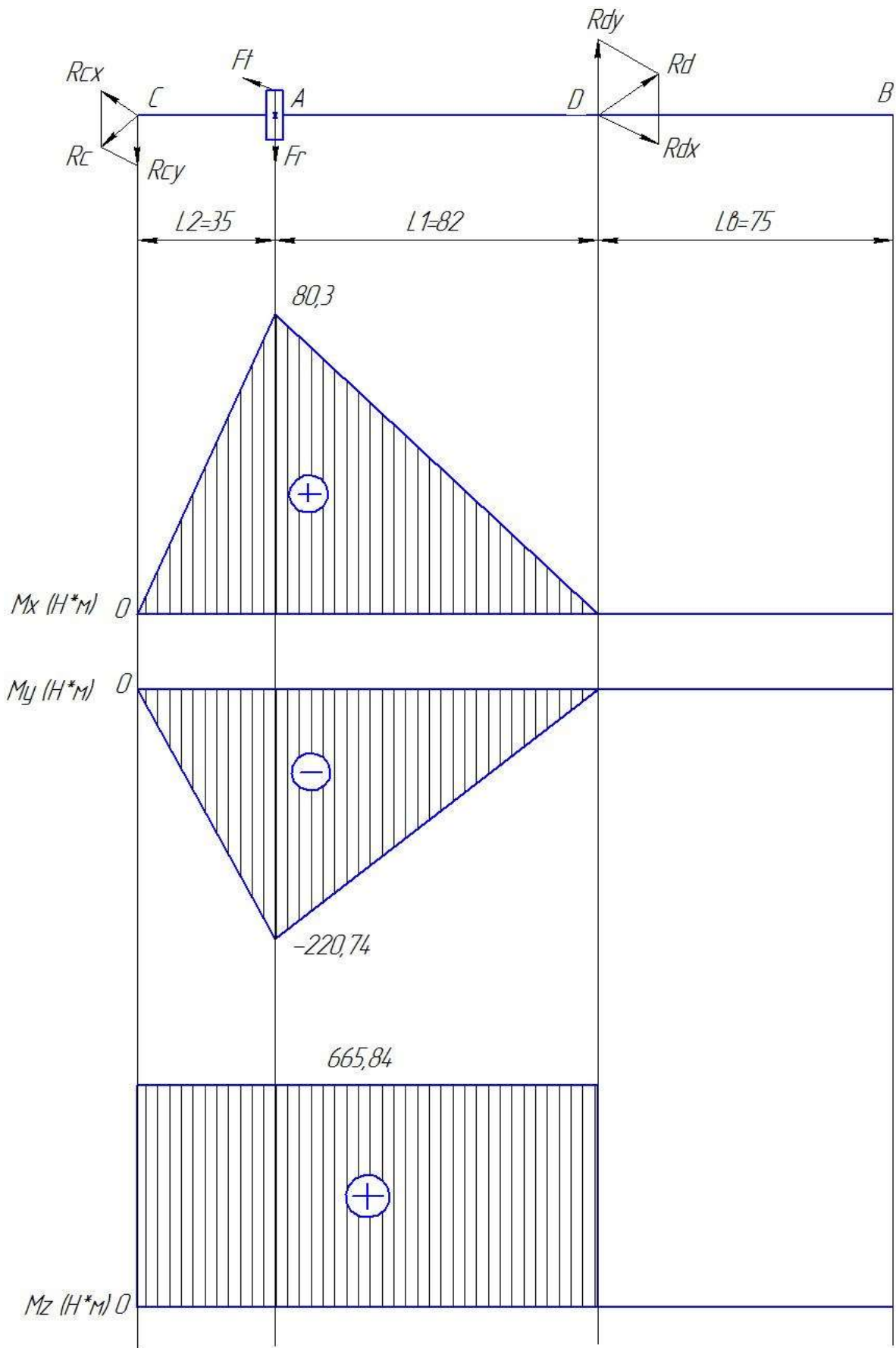


Рисунок 2.2 – Епюри згинальних моментів

Визначаємо осьові навантаження підшипника:

$$R_{a1} = F_{s1} = 761H.$$

Визначаємо відношення:

$$\frac{R_{a1}}{VF_{r1}} = \frac{761}{1 \times 3273.46} = 0.23 < e = 0.28.$$

Знаходимо еквівалентне навантаження:

$$R_{E1} = VF_{r1}K_{\delta}K_T = 1 \times 3273.46 \times 1.2 \times 1 = 3928.15H.$$

Визначаємо довговічність по більшому значенню еквівалентного навантаження:

$$L_h = \frac{10^6}{573\omega_3} \left(\frac{C}{R_{E1}} \right)^{10/3} = \frac{10^6}{573 \times 20.64} \left(\frac{61000}{3928.15} \right)^{10/3} = 782736.73 > 16000$$

Довговічність підшипника забезпечена.

2.8 Посадки конічного колеса та підшипників

Посадки назначаємо в відповідності з вказівками [4, табл. 10, 13].

Посадка конічного колеса на вал Н7/р6 по ГОСТ 25347-82.

Посадка шестерні циліндричної передачі на вал редуктора Н7/н6.

Посадка шківів зубчастопасової передачі на вал редуктора Н7/н6.

Шийки валів під підшипники виконуємо з відхиленням вала к6.

Відхилення отворів в корпусі під зовнішні кільця по Н7.

Інші посадки назначаємо користуючись даними [4, табл. 10, 13].

2.9 Вибір та перевірка міцності шпонкових з'єднань

Шпонки призматичні з округленими торцями. Розмір перерізів шпонок та їх довжини по ДСТУ 23360-78. Матеріал шпонок сталь 45 нормалізована.

Напруження змину і умова міцності:

$$\sigma_{3M}^{max} = \frac{2T}{d(h-t_1)(l-b)}$$

Допустимі напруження зминання при сталевій маточині $[\sigma_{3M}] = 100 - 200$ МПа.

Другий вал:

$$d_{B1} = 25 \text{ мм}; b \cdot h = 8 \cdot 7; t_1 = 4 \text{ мм};$$

довжина шпонки $l = 30$;

момент на валу $T_2 = 36,46 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$$\sigma_{3M}^{max} = \frac{2 \times 36460}{25(7-4)(30-8)} = 59,58 \text{ МПа} < 100 \dots 200 \text{ МПа}.$$

Третій вал:

$$d_{B1} = 30 \text{ мм}; b \cdot h = 10 \cdot 8; t_1 = 5 \text{ мм};$$

довжина шпонки $l = 30$;

момент на валу $T_3 = 143,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$$\sigma_{3M}^{max} = \frac{2 \times 143900}{30(8-5)(30-10)} = 119,92 \text{ МПа} < 100 \dots 200 \text{ МПа}.$$

Тихохідний вал:

$$d_{B1} = 40 \text{ мм}; b \cdot h = 10 \cdot 8; t_1 = 5,5 \text{ мм};$$

довжина шпонки $l = 30$;

момент на валу $T_4 = 619,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$$\sigma_{3M}^{max} = \frac{2 \times 619600}{40(8-5,5)(30-10)} = 160,4 \text{ МПа} < 100 \dots 200 \text{ МПа}.$$

$$d_K = 25 \text{ мм}; b \cdot h = 8 \cdot 7; t_1 = 4 \text{ мм};$$

довжина шпонки $l = 30$;

момент на валу $T_4 = 619,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$$\sigma_{3M}^{max} = \frac{2 \times 619600}{25(7-4)(30-8)} = 190,4 \text{ МПа} < 100 \dots 200 \text{ МПа}.$$

2.11 Вибір сорту мастила

Змазування конічного зачеплення та підшипників виконується розбризкуванням рідкого мастила.

Об'єм масляної ванни з розрахунку $0,25 \text{ дм}^3$ мастила на 1 кВт наданої потужності : $V=0.25 \cdot 3=0.75 \text{ дм}^3$.

Встановлюємо в'язкість мастила. При контактних напруженнях $\sigma_H=120 \text{ МПа}$ та швидкості $V=7,179 \text{ м/с}$ рекомендована в'язкість мастила повинна бути приблизно $25 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Приймаємо мастило авіаційне МС22 по ДСТУ 20799-75.

2.12 Вибір та перевірка муфти

Вибираємо пружну муфту втулко-пальцеву, ДСТУ 21424-75, відрізняється простою конструкцією та зручністю монтажу і демонтажу. Пружні елементи покращують удари та вібрації, компенсують невеликі похибки монтажу і деформації валів.

Вибираємо муфту з крутним моментом 1000 Нм .

Розраховуємо на допустиме тиснення поміж пальцями та пружними елементами:

$$p = \frac{2,10^3 T}{z D_0 d l} = \frac{2,10^3 \times 1000}{8 \times 140 \times 50 \times 110} = 34 \times 10^{-6} \text{ МПа} < [p] = 2 \dots 3$$

де z - число пальців; l - довжина пружного елемента, мм; d - діаметр пальців, мм D_0 - діаметр кола розташування центрів пальців, мм;

Розрахунки на згин. Допустимим напруження.

$$[\sigma_F] = (0,4 \dots 0,5) \sigma_T = (0,4 \dots 0,5) 353 = 141,2 \dots 176,5.$$

де σ_T - границя текучості матеріалу пальців.

$$\sigma_F = \frac{10^4 M_p l_n}{D_0 z d^3} = \frac{10^4 \cdot 1000 \cdot 85}{140 \cdot 8 \cdot 50^3} = 6,07 \leq [\sigma_F] = 141,2 \dots 176,5.$$

де l_n - довжина пальця, мм; z - кількість пальців;

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота присвячена модернізації приводу гвинтового конвеєра, який використовується для транспортування стружки з робочої зони металообробного обладнання.

1. В роботі було проведено аналіз літературних джерел, які присвячені системам видалення і транспортування стружки з робочої зони металообробного обладнання, їх конструктивним особливостям та проектуванню гвинтових конвеєрів.

2. Проведено модернізаційні розрахунки валів, зубчастих пасових, передач приводу гвинтового конвеєру.

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

4. Розроблено кресленики приводу гвинтового конвеєру та конічно-циліндричного 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. Розрахунок підшипників кочення для студентів механічних спеціальностей / Златопольський Ф.Й., Невдаха Ю.А., Довжук С.О., Невдаха А.Ю. – Кіровоград : КНТУ, 2011. 54с.
7. 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.
8. 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.
9. Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти: методичні рекомендації до виконання кваліфікаційної роботи за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти спеціальності 131 «Прикладна

механіка» всіх форм навчання / К. К. Щербина та ін., – Кропивницький : ЦНТУ, 2024. 16 с.

10. 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.

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

12. 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.

13. 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.

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

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

16. Основи гнучкого автоматизованого виробництва : метод. вказ. до викон. самостійної роботи : студ. спец. "Прикладна механіка" / [уклад. : В. А. Мажара, М. О. Годунко] ; М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т, каф. технології машинобудування. – Кропивницький : ЦНТУ, 2018. – 32 с.