

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
20 червня 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:
**Проект приводу шнекового конвеєру для
транспортування зернових культур**

Виконав здобувач вищої освіти
4 курсу групи ПМ-22-3
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг
технологій, робототехніка і 3D друк»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
_____ Олександр БОНДАР

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент
_____ Віталій МАЖАРА

Рецензент:
канд. техн. наук, доцент
_____ Олег БЕВЗ

Кропивницький 2026

Центральноукраїнський національний технічний університет

Механіко-технологічний факультет

Кафедра машинобудування, мехатроніки і робототехніки

Перший (бакалаврський) рівень вищої освіти

Галузь знань: 13 Механічна інженерія

Спеціальність: 131 Прикладна механіка

Освітньо-професійна програма: Комп'ютерний інжиніринг технологій, робототехніка і 3D друк

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри машинобудування,
мехатроніки і робототехніки

канд. техн. наук, доцент

_____ Андрій ГРЕЧКА

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти Бондарю Олександрю Вікторовичу

Тема роботи:

Проект приводу шнекового конвеєру для транспортування зернових культур

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент Віталій МАЖАРА

Затверджено наказом ЦНТУ від 01 квітня 2026 року № 199-02.

Строк подання роботи до захисту:

20 червня 2026 р.

Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Мета: підвищення швидкості транспортування сипких матеріалів, зокрема зернових культур, по елеватору та при завантаженні їх до вантажних автомобілів, шляхом модернізації приводу гвинтового конвеєру.

Завдання: проаналізувати сучасний стан та тенденції розвитку транспортно-технологічних систем для зернових культур; провести огляд існуючих конструкцій шнекових конвеєрів та встановити основні причини їх недостатньої ефективності; провести розрахунки валів, зубчастих та пасових передач приводу шнекового конвеєру; виконати вибір підшипників кочення та шпонкових з'єднань для модернізованого приводу шнекового конвеєру; розробити кресленики приводу конвеєру та 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	20.04.2026 р.	
2	Виконання загальної частини	01.05.2026 р.	
3	Виконання конструкторської частини	25.05.2026 р.	
4	Розробка креслеників	08.06.2026 р.	
5	Перевірка роботи на академічний плагіат	12.06.2026 р.	
6	Рецензування роботи	15.06.2026 р.	

Дата видачі завдання
13 квітня 2026 р.

Здобувач вищої освіти _____ Олександр БОНДАР

Керівник роботи _____ Віталій МАЖАРА

АНОТАЦІЯ

Бондар О.В. Проект приводу шнекового конвеєру для транспортування зернових культур : кваліфікаційна бакалаврська робота : спец. 131 Прикладна механіка / наук. кер. В.А. Мажара. Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. Кропивницький : ЦНТУ, 2026. 57 с.

Креслеників – разом 4 аркуші формату А1.

Метою роботи є підвищення швидкості транспортування сипких матеріалів, зокрема зернових культур, по елеватору та при завантаженні їх до вантажних автомобілів, шляхом модернізації приводу гвинтового конвеєру.

Актуальність роботи. У сучасних умовах, коли ціни на енергоносії постійно зростають, а вимоги до якості зерна стають жорсткішими, експлуатація застарілих приводів стає економічно недоцільною. Модернізація приводу шнекового конвеєра дозволяє не лише підвищити його надійність та продуктивність, а й впровадити системи автоматизованого керування, що мінімізують вплив людського фактору та оптимізують енергоспоживання. Таким чином, наукове обґрунтування та практична реалізація заходів з модернізації приводів транспортних систем для зернових культур є надзвичайно актуальним завданням для інженерно-технічної галузі України.

В роботі було проаналізовано сучасний стан та тенденції розвитку транспортно-технологічних систем для зернових культур; проведено огляд існуючих конструкцій шнекових конвеєрів та встановлено основні причини їх недостатньої ефективності; проведено розрахунки валів, зубчастих та пасових передач приводу шнекового конвеєру; виконано вибір підшипників кочення та шпонкових з'єднань для модернізованого приводу шнекового конвеєру.

шнековий конвеєр, редуктор, транспортування зернових культур, вал

ANNOTATION

Oleksandr BONDAR. Screw conveyor drive design for transporting grain crops. Qualification work for the educational level "Bachelor", specialty 131 Applied mechanics / Scientific supervisor Vitalii MAZHARA. Central Ukrainian National Technical University. Kropyvnytskyi. 2026. 57 p.

Drawings – summary 4 sheets A1 format.

The objective of this work is to increase the transportation speed of bulk materials, specifically grain crops, throughout the elevator and during loading into trucks by modernizing the screw conveyor drive.

Relevance of the Work. In modern conditions, characterized by constantly rising energy prices and tightening grain quality requirements, the operation of obsolete drive systems is becoming economically unfeasible. Modernizing the screw conveyor drive not only increases its reliability and throughput but also enables the implementation of automated control systems. These systems minimize the impact of the human factor and optimize energy consumption. Consequently, providing scientific justification and the practical implementation of measures to modernize drive systems for grain transport is a highly relevant task for Ukraine's engineering and technical sector.

The work analyzes the current state and development trends of transport and technological systems for grain crops. A review of existing screw conveyor designs was conducted, identifying the primary causes of their insufficient efficiency. Calculations were performed for the shafts, gear drives, and belt drives of the screw conveyor unit. Furthermore, rolling-element bearings and keyed joints were selected for the modernized screw conveyor drive.

screw conveyor, gearbox, grain transport, shaft

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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

**Проект приводу шнекового конвеєру
для транспортування зернових культур**

КРБ.ПМ.26.12.13.00.00

Виконав здобувач вищої освіти
4 курсу групи ПМ-22-3
ОПП «Комп'ютерний інжиніринг
технологій, робототехніка і 3D друк»
спеціальності 131 «Прикладна механіка»
_____ Олександр БОНДАР

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент
_____ Віталій МАЖАРА

Кропивницький 2026

ЗМІСТ

Вступ	7
1. Загальна частина	9
1.1 Огляд основних конструкцій шнекових конвеєрів для транспортування зернових культур	9
1.2 Особливості розрахунку продуктивності шнекового конвеєра	13
2. Конструкторська частина	16
2.1 Вибір електродвигуна шнекового конвеєра	16
2.2 Розрахунок зубчато-пасової передачі	20
2.3 Розрахунок черв'ячної передачі	23
2.4 Розрахунок циліндрично-зубчатої передачі	28
2.5 Розрахунок основних розмірів, та параметрів корпусу	43
2.6 Перевірка статичної міцності валу	45
2.7 Уточнений розрахунок валів	51
Висновки	55
Література	56

ВСТУП

Актуальність теми. На сучасному етапі розвитку світової економіки Україна впевнено утримує статус однієї з провідних аграрних держав світу. Завдяки унікальним природно-кліматичним умовам та родючим чорноземам, агропромисловий комплекс (АПК) став локомотивом національної економіки, забезпечуючи значну частку валютних надходжень та гарантуючи продовольчу безпеку не лише всередині країни, а й на глобальному рівні. Вирощування зернових, зернобобових та олійних культур є стратегічним напрямком вітчизняного сільського господарства. Щорічні врожаї обчислюються мільйонами тонн, що вимагає створення надпотужної та високоефективної інфраструктури для їх зберігання, переробки та логістики.

Проте успіх аграрного сектора залежить не лише від врожайності, а й від ефективності процесів післязбиральної обробки зерна. Транспортування та переробка зернових культур — це складний, багатоетапний технологічний ланцюг, який включає очищення, сушіння, калібрування та переміщення зернових мас на елеваторах, млинах та комбікормових заводах. У структурі собівартості кінцевого продукту витрати на внутрішньозаводське транспортування займають значну частку. Враховуючи великі обсяги виробництва, навіть незначне зниження ефективності транспортного обладнання призводить до величезних часових втрат та надлишкових енерговитрат. Саме тому питання підвищення продуктивності транспортних операцій є критично важливим для забезпечення конкурентоспроможності українського зерна на світовому ринку.

Одним із найбільш розповсюджених видів обладнання для переміщення сипких вантажів в АПК є шнекові конвеєри (гвинтові конвеєри). Популярність цих механізмів зумовлена їхньою простотою конструкції, компактністю, герметичністю, можливістю розвантаження у будь-якій точці та відносно низькою вартістю. Вони є незамінними при роботі з зерновими культурами, де потрібно забезпечити безперервну подачу сировини.

У сучасних умовах, коли ціни на енергоносії постійно зростають, а вимоги до якості зерна стають жорсткішими, експлуатація застарілих приводів стає економічно недоцільною. Модернізація приводу шнекового конвеєра дозволяє не лише підвищити його надійність та продуктивність, а й впровадити системи автоматизованого керування, що мінімізують вплив людського фактора та оптимізують енергоспоживання. Таким чином, наукове обґрунтування та практична реалізація заходів з модернізації приводів транспортних систем для зернових культур є надзвичайно актуальним завданням для інженерно-технічної галузі України.

Об’єкт дослідження – технологічний процес транспортування зернових культур за допомогою гвинтових конвеєрів на підприємствах агропромислового комплексу.

Предмет дослідження – конструктивні параметри та кінематичні характеристики приводу шнекового конвеєра, методи підвищення його енергоефективності та експлуатаційної надійності.

Мета роботи – підвищення продуктивності та зниження енергомісткості транспортування зернових культур шляхом модернізації приводу шнекового конвеєра, що дозволить скоротити час переробки сировини та покращити техніко-економічні показники роботи транспортного обладнання.

Практичне значення отриманих результатів полягає у розробці конкретних рекомендацій щодо модернізації приводів шнекових конвеєрів, які можуть бути впроваджені на елеваторах та зернопереробних підприємствах України. Це дозволить скоротити простої обладнання, зменшити витрати на ремонт та підвищити загальну пропускну здатність транспортних ліній.

Кваліфікаційну роботу виконуємо у відповідності до рекомендацій, що наведені в [1, 2].

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Огляд основних конструкцій шнекових конвеєрів для транспортування зернових культур

На сьогодні транспортно-технологічні системи зернового комплексу України перебувають на етапі глибокої трансформації. Можна виділити кілька характерних рис:

- Технологічне переоснащення елеваторів: Більшість нових лінійних та портових елеваторів оснащені високопродуктивним обладнанням провідних світових та вітчизняних виробників. Проте значна частина господарств все ще використовує техніку радянського зразка, ККД якої не перевищує 60–70%.
- Домінування безперервного транспорту: Основними елементами ТТС залишаються норії (ковшові елеватори) для вертикального переміщення та ланцюгові, стрічкові й шнекові конвеєри для горизонтально-похилого транспортування.
- Проблема енергоефективності: Витрати електроенергії на переміщення однієї тонни зерна на застарілих об'єктах у 1.5–2 рази вищі, ніж на сучасних автоматизованих комплексах.

Шнекові та стрічкові конвеєри лишаються основними механізмами які забезпечують транспортування зернових культур по елеваторам і дозволяють автоматизувати процес завантаження транспорту. Тож розглянемо основні типи шнекових конвеєрів.

Горизонтальні гвинтові конвеєри, що є найбільш поширеним типом. Складається з жолоба (U-подібного або трубчастого), всередині якого обертається гвинт. Використовуються для переміщення зерна на відстань до 30–40 метрів. Привід зазвичай розташовується з боку розвантаження або завантаження.



Рисунок 1.1 – Горизонтальний шнековий конвеєр

Похилі та вертикальні конвеєри, що призначені для підйому зерна на певну висоту (наприклад, у силоси або кузови автомобілів). У таких конструкціях використовуються тільки трубчасті корпуси, оскільки необхідно запобігти зсипанню продукту назад. Вертикальні моделі потребують значно вищих обертів шнека для створення відцентрової сили.



Рисунок 1.2 – Похилий шнековий конвеєр

Пересувні (мобільні) шнекові навантажувачі, що встановлюються на колісну базу. Це автономні установки, які часто мають телескопічну конструкцію або можливість регулювання кута нахилу. Вони незамінні на токах та тимчасових майданчиках зберігання.



Рисунок 1.3 – Пересувний шнековий конвеєр

Гнучкі шнекові конвеєри Замість жорсткого вала використовується спіраль, що дозволяє транспортувати зерно по складних траєкторіях. Вони мають меншу продуктивність, але ідеальні для обмеженого простору.

Незважаючи на простоту, традиційні шнекові системи мають низку технічних недосконалостей, які можна усунути шляхом модернізації приводу.

Неоптимальні режими роботи приводу. Більшість конвеєрів працюють зі сталою швидкістю обертання вала. Однак зерно різної вологості або різних культур (пшениця та соняшник) має різний коефіцієнт внутрішнього тертя. Відсутність регулювання призводить до того, що привід або працює з перевантаженням, або вхолосту, що різко знижує енергоефективність.

Високий рівень травмування зерна. При великих зазорах між шнеком і корпусом зерно потрапляє в щілину і затискається, що призводить до появи мікротріщин або дроблення. Це критично для насіннєвого матеріалу. Старі приводи не дозволяють плавно знизити швидкість для зменшення механічного впливу.

Значні енергетичні втрати при пуску. Запуск заповненого зерном шнека вимагає великого пускового моменту. У застарілих системах це призводить до значних стрибків струму, зносу передавальних механізмів та необхідності встановлення двигунів із завищеною потужністю "із запасом".

Швидкий знос підшипникових вузлів та ущільнень. Абразивний пил, що супроводжує транспортування зерна, проникає в підшипники. Якщо привід не має сучасних систем захисту та плавного ходу, вібрації пришвидшують руйнування конструкції.

Відсутність зворотного зв'язку. Традиційні приводи не інтегровані в системи автоматизації. У разі забивання (завалу) шнека привід продовжує працювати до спрацювання теплового реле, що часто призводить до розриву стрічок (якщо є пасова передача) або поломки валу.

Тож модернізація приводу дозволить адаптувати роботу конвеєра до конкретного виду вантажу, що безпосередньо впливає на продуктивність та енергозбереження.

1.2 Особливості розрахунку продуктивності шнекового конвеєра

Вихідними даними для проектування та подальшої модернізації приводу є комплекс вихідних даних, що включає фізико-механічні характеристики вантажу (зернової культури), необхідну висоту підйому, загальну дистанцію переміщення, а також задану погонну продуктивність обладнання. Спираючись на ці показники, розробляється загальна конструктивна схема установки, визначається оптимальний кут нахилу та розраховується кількість проміжних опор валу, які, згідно з технічними нормами, встановлюються з кроком 2–4 метри для запобігання прогину гвинта.

Одним із найважливіших геометричних параметрів є діаметр гвинта. Для горизонтальних і похилих систем вибір діаметра базується на гранулометричному складі сировини. При транспортуванні однорідного вантажу діаметр шнека має щонайменше у 12 разів перевищувати характерний розмір часток. Для нерозсортованих сумішей цей показник повинен бути хоча б у 4 рази більшим за максимальний лінійний розмір найбільшої фракції. Остаточне значення зовнішнього діаметра шнека D_w обирається зі стандартного ряду переважних чисел. При цьому діаметр центрального вала d_g розраховується як частка від зовнішнього діаметра і зазвичай становить $d_g \approx 0,35 \dots 0,10$ від D_w . Крок гвинтової лінії для зернових культур переважно приймається рівним зовнішньому діаметру шнека, що забезпечує стабільність потоку.

Ефективність роботи приводу безпосередньо залежить від частоти обертання гвинта, яка детермінується властивостями вантажу та габаритами робочого органу [12-18].

Максимально допустима частота обертання n (об/хв) визначається за емпіричними залежностями:

для легких та неабразивних матеріалів (до яких належить більшість зернових): $n = 62/D_w$;

для важких неабразивних середовищ: $n = 42/D_w$;

для важких абразивних вантажів: $n = 35/D_w$.

Частота обертання для вертикальних чи круто похилих пристроїв має бути більшою, ніж у пласких. Її треба встановлювати залежно від діаметру гвинтового шнеку:

D_w , (мм)	145	240	420	510
n , (об/хв)	200	160	130	70

Діаметр гвинтового шнеку розраховують за формулою:

$$D_w = 0.28 \sqrt{\frac{Q}{\xi \cdot n_w \cdot t_w \cdot \rho \cdot C_w \cdot \psi}}; \text{ м.} \quad (1.1)$$

де Q – продуктивність по масі, т/год;

$\xi = t_w/D_w$ – коефіцієнт;

t_w – крок шнеку;

ρ – щільність вантажу, т/м³;

ψ – коефіцієнт, який визначає заповнення перерізу гвинтового елемента, що залежить від типу вантажу. Тож, цей коефіцієнт для абразивних вантажів становить $\psi = 0,125$. Для вантажів, які мають низьку абразивність $\psi = 0,25$. Якщо це легкі вантажі, то $\psi = 0,32$. У випадку з легкими та неабразивними вантажами – $\psi = 0,4$.

C_β – показник, що змінюється від 1 до 0,65 при зміні кута нахилу шнека від 0° до 20°.

Наведені величини коефіцієнта заповнення ψ допускається підвищувати у 1,5–2,0 рази, якщо мова йде про короткі гвинтові конвеєри, конструкція яких не передбачає наявності проміжних підшипникових опор валу. Водночас для пилоподібних насипних матеріалів ці значення варто знижувати на 10–15%.

Після попереднього розрахунку діаметра шнека його необхідно скоригувати відповідно до стандартного ряду переважних чисел, віддаючи перевагу найближчому більшому типорозміру. На завершальному етапі обчислене значення обов'язково піддається перевірці на відповідність максимальному розміру фракцій (кусків) вантажу, що переміщується.

Продуктивність визначається залежністю:

$$Q_p = Q \cdot \rho \cdot v = 47 \cdot D_w^2 \cdot \xi \cdot n_w \cdot t_w \cdot C_w \cdot \psi; \text{ т/год.} \quad (1.2)$$

де Q_p — продуктивність, м³/год.

Під час переміщення насипних вантажів продуктивність гвинтового конвеєра, оснащеного стрічковою спіраллю, виявляється орієнтовно на 20–30% нижчою порівняно з показниками обладнання із суцільним шнеком. Що стосується необхідної потужності на валу шнека N_w , то її наближене значення обчислюється за такою математичною залежністю:

$$N_w = \frac{Q_w \cdot L}{367} (\omega \pm \sin \beta); \text{ кВт.} \quad (1.3)$$

де L — довжина конвеєра, м.

Показник w відіграє ключову роль у визначенні енерговитрат привода. Його величина суттєво варіюється залежно від фізико-механічних властивостей матеріалу: наприклад, для таких абразивних або в'язких вантажів, як вапно, кокс чи цукор, він може сягати 4,0, тоді як для легкоспіпких культур, зокрема зерна, цей коефіцієнт знижується до 1,2. При розрахунку загальної потужності знак «мінус» у формулі використовується у випадках, коли транспортування вантажу відбувається під ухилом донизу (на спуск), що зменшує навантаження на вал завдяки силі тяжіння.

2 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

В даному розділі проведемо розрахунки та розробимо креслення зубчатого редуктора, що використовується в конструкції шнекового конвеєра що слугує для передачі крутного моменту від електродвигуна, безпосередньо до гвинта конвеєра.

Вихідні дані для розрахунку:

T , Нм – крутний момент	650
ω , рад/с – кутова швидкість	4,0
Тип пасової передачі	клиновий пас
L_h , год – строк служби	20000
$T_{max}/T_{ном}$ – короточасне перенавантаження	1,2

2.1 Вибір електродвигуна шнекового конвеєра

Визначаємо потужність на вихідному валу привода

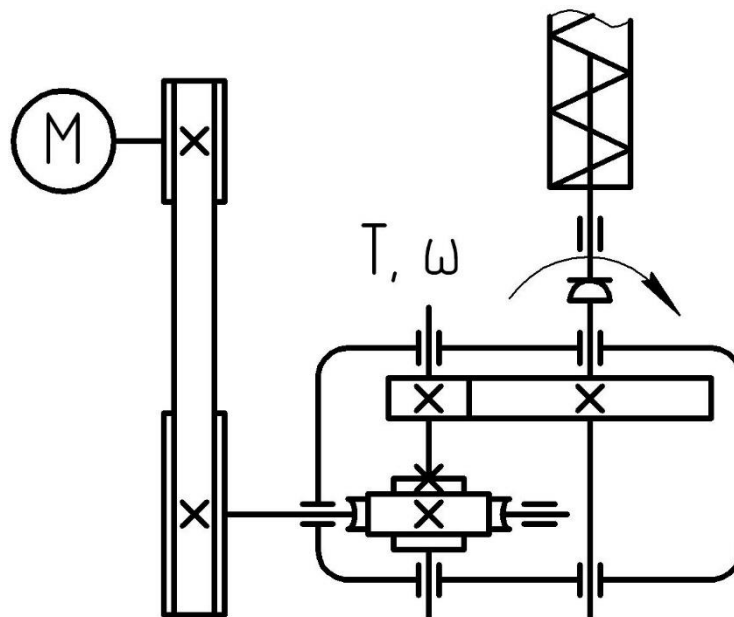


Рисунок 2.1 – Схема приводу транспортування зернових культур

Потужність електродвигуна визначається залежністю:

$$P_{\text{ел. дв. необх}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\eta_{\text{привода}}} \quad (2.1)$$

де $P_{\text{вих}}$ – потужність на валу привода.

$$T \approx 974 \frac{P}{\omega} \Rightarrow P = \frac{T \times \omega}{974} \quad (2.2)$$

$$\omega = \frac{\pi \times n}{30} \Rightarrow n = \frac{30 \times \omega}{\pi} \quad (2.3)$$

Розрахуємо потужність на валу електродвигуна:

$$P = \frac{T \times \omega}{974} = \frac{500 \times 6}{974} = 3.08 \text{ кВт}$$

Розрахуємо ККД привода:

$$\eta_{\text{привода}} = \eta_{\text{пас.}} \times \eta_{\text{парипідш.}} \times \eta_{\text{черв}} \times \eta_{\text{парипідш.}} \times \eta_{\text{цїл.зубч}} \times \eta_{\text{парипідш.}} \times \eta_{\text{муфти.}} \times \eta_{\text{парипідш.}} \quad (2.4)$$

$$\text{де } \eta_{\text{пасової передачі}} = 0,95 \dots 0,96 \quad \text{обираємо} \Rightarrow 0,97$$

$$\eta_{\text{парипідшипників кочення}} = 0,95 \dots 0,99 \quad \text{обираємо} \Rightarrow 0,99$$

$$\eta_{\text{черв'ячної передачі}} = 0,6 \dots 0,9 \quad \text{обираємо} \Rightarrow 0,8$$

$$\eta_{\text{цїліндричної зубчатої}} = 0,98 \quad \text{обираємо} \Rightarrow 0,98$$

$$\eta_{\text{муфти}} = 0,99 \quad \text{обираємо} \Rightarrow 0,99$$

Значення, що обрані, підставляємо в формулу (2.4):

$$\eta_{\text{привода}} = 0,97 \times 0,99 \times 0,8 \times 0,99 \times 0,98 \times 0,99 \times 0,99 \times 0,99 = 0,72$$

З формули (2.1):

$$P_{\text{ел. дв. необх}} = \frac{P_{\text{вих}}}{\eta_{\text{привода}}} = \frac{3.08}{0.72} = 4.28 \text{ кВт}$$

Для пасової передачі:

$$u_{\text{пас.}} = 2 \dots 4 \Rightarrow 3.5$$

Для черв'ячної передачі:

$$u_{\text{черв.}} = 20 \dots 40 \Rightarrow 30$$

Для зубчатої передачі:

$$u_{\text{пас}} = 2 \dots 5 \Rightarrow 3$$

Маємо двигун – 4A120Л2U3

Частота обертання – 2750 хв^{-1}

$T_{\text{мах}}/T_{\text{ном}}$ - 2,0

$P_{\text{двиг.}}$ – 5,0 кВт.

Передавальне число:

$$u_{\text{привода}} = u_{\text{пас.}} \times u_{\text{черв.}} \times u_{\text{цїл. зубч.}} = 3.5 \times 30 \times 3 = 315$$

Кількість обертів:

$$n_{\text{вих}} = \frac{30 \times \omega}{\pi} = \frac{30 \times 6}{3,14} = 57.325 \text{ об / хв}$$

$$n_{\text{двигуна потр.}} = n_{\text{вих}} \times u_{\text{привода}} = 57,325 \times 315 = 18057,38$$

Передавальне число:

$$u_{\text{дійсне}} = \frac{u_{\text{двигуна}}}{n_{\text{вих}}} = \frac{2880}{57.325} = 50.24$$

Дійсне передавальне відношення визначається залежністю:

$$u_{\text{приводадійсне}} = u_{\text{пас.дійсне}} \times u_{\text{черв.дійсне}} \times u_{\text{цїл.зубч.дійсне}}$$

$$50.24 = u_{\text{пас.дійсне}} \times 10 \times 2.5$$

$$u_{\text{пас.дійсне}} = \frac{50.24}{10 \times 2.5} \approx 2.01$$

Визначемо потужності на валах редуктора:

$$P_I = P_{\text{ел.двиг.}} = 4.28 \text{ кВт}$$

$$P_{II} = P_I \times \eta_{\text{пас.}} \times \eta_{\text{парипідш.}} = 4.28 \times 0.97 \times 0.99 = 4.11 \text{ кВт};$$

$$P_{III} = P_{II} \times \eta_{\text{черв.}} \times \eta_{\text{парипідш.}} = 4.11 \times 0.8 \times 0.99 = 3.26 \text{ кВт};$$

$$P_{IV} = P_{III} \times \eta_{\text{цїл.зубч.}} \times \eta_{\text{парипідш.}} = 3.26 \times 0.98 \times 0.99 = 3.16 \text{ кВт};$$

$$P_V = P_{IV} \times \eta_{\text{муфти.}} \times \eta_{\text{парипідш.}} = 3.16 \times 0.99 \times 0.99 = 3.1 \text{ кВт}.$$

Визначаємо частоти обертання на валах редуктора:

$$n_I = n_{\text{ел.двиг.}} = 2880 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_{\text{пас.}}} = \frac{2880}{2.01} = 1433 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{\text{черв}}} = \frac{1433}{10} = 143.3 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_{\text{цїл.зубч}}} = \frac{143.3}{2.5} = 57.32 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_V = n_{IV} = 57.32 \text{ хв}^{-1}.$$

Визначемо кутової швидкості на валах редуктора:

$$\omega_I = \frac{\pi \times n_I}{30} = \frac{3.14 \times 2880}{30} = 301.44 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$\omega_{II} = \frac{\pi \times n_{II}}{30} = \frac{3.14 \times 1433}{30} = 149.99 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$\omega_{III} = \frac{\pi \times n_{III}}{30} = \frac{3.14 \times 143.3}{30} = 14.99 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$\omega_{IV} = \frac{\pi \times n_{IV}}{30} = \frac{3.14 \times 57.32}{30} = 5.99 \frac{\text{рад}}{\text{с}};$$

$$\omega_V = \omega_{IV} = 5.99 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Крутні моменти на валах визначаються залежностями:

$$T_I = \frac{P_I \times 10^3}{\omega_I} = \frac{4.28 \times 10^3}{301.44} = 14.2 \text{ Н} \times \text{м};$$

$$T_{II} = \frac{P_{II} \times 10^3}{\omega_{II}} = \frac{4.11 \times 10^3}{149.99} = 27.4 \text{ Н} \times \text{м};$$

$$T_{III} = \frac{P_{III} \times 10^3}{\omega_{III}} = \frac{3.26 \times 10^3}{14.99} = 217.48 \text{ Н} \times \text{м};$$

$$T_{IV} = \frac{P_{IV} \times 10^3}{\omega_{IV}} = \frac{3.16 \times 10^3}{5.99} = 527.55 \text{ Н} \times \text{м};$$

$$T_V = \frac{P_V \times 10^3}{\omega_V} = \frac{3.1 \times 10^3}{5.99} = 517.53 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Проведемо перевірку:

$$T_{V_{\text{ппер}}} = T_I \times u_{\text{привода}} \times \eta_{\text{привода}} = 14.2 \times 50.24 \times 0.72 = 520.37 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$\Delta = \frac{T_{V_{\text{ппер}}} - T_{\text{пер.}}}{T_{\text{пер.}}} \times 100\% = \frac{520.37 - 517.53}{517.53} \times 100\% = 0.55\% < 5\%$$

Похибка менше допустимої похибки у 5%.

2.2 Розрахунок зубчато-пасової передачі

Потужність двигуна:

$$P_1 = 4,3 \text{ кВт};$$

Обертання ведучого валу:

$$n_1 = 2320 \text{ об/хв};$$

Обертання веденого валу:

$$n_2 = 1350 \text{ об/хв};$$

Пускове навантаження:

$$150\% \text{ ном};$$

Робота приводу:

$$\text{двозмінна};$$

Крутний момент на швидкохідному валу,:

$$T_1 = 14.2 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Передаточне число:

$$U = 2,01.$$

Модуль

$$m = 4 \text{ мм};$$

Число зубців малого шківів

$$z_1 = 16;$$

Число зубців великого шківів:

$$z_2 = z_1 \times u_{\text{нас.}} = 2,01 \times 16 = 32,16$$

Діаметри шківів:

$$d_1 = z_1 \times m = 16 \times 4 = 64 \text{ мм}.$$

$$d_2 = z_2 \times m = 32,16 \times 4 = 128,64 \text{ мм}.$$

Встановлюємо міжосьову відстань:

$$a_{\min} = 0.5 \times (d_1 + d_2) = 0.5 \times (64 + 128.64) = 96.32 \text{ мм}.$$

$$a_{\max} = 2 \times (d_1 + d_2) = 2 \times (64 + 128.64) = 385.28 \text{ мм}.$$

$$a = (a_{\max} + a_{\min}) \div 2 = (385.28 + 96.32) = 240.8 \text{ мм.}$$

Встановлюємо довжину пасу:

$$l = 2 \times a + \left[\frac{\pi \times (d_1 + d_2)}{2} \right] + \frac{(d_2 - d_1)^2}{2 \times a} \quad (2.5)$$

$$l = 2 \times 240.8 + \left[\frac{3.14 \times (64 + 128.64)}{2} \right] + \frac{(128.64 - 64)^2}{2 \times 240.8} = 788.38 \text{ мм.}$$

Встановлюємо число зубців пасу:

$$z_p = \frac{l}{\pi \times m} \quad (2.6)$$

$$z_p = \frac{788.38}{3.14 \times 4} \approx 63 \text{ приймаємо } z_p = 63.$$

Встановлюємо фінальну довжину пасу:

$$l = z_p \times \pi \times m = 3.14 \times 4 \times 63 = 791 \text{ мм.}$$

Встановлюємо міжцентрову відстань по довжині пасу:

$$a = \frac{2 \times l - \pi \times (d_1 + d_2) + \sqrt{(2 \times l - \pi \times (d_1 + d_2))^2 - 8 \times (d_2 - d_1)^2}}{8} \quad (2.7)$$

$$a = \frac{2 \times 791 - 3.14 \times (64 + 128.64)}{8} +$$

$$+ \frac{\sqrt{(2 \times 791 - 3.14 \times (64 + 128.64))^2 - 8 \times (128.64 - 64)^2}}{8} = 242.12$$

Кут сходження:

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{d_2 - d_1}{2 \times a}\right) \quad (2.8)$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{128.64 - 64}{2 \times 242.12}\right) = 7.82^\circ$$

Встановлюємо кут обхвату малого шківів:

$$\alpha = 180 - 2 \times \gamma \quad (2.9)$$

$$\alpha = 180 - 2 \times 7.82 = 164.36^\circ$$

Встановлюємо кількість зубців які знаходяться в зачепленні з шківом ведущим:

$$z_0 = z_1 \times \frac{\alpha}{360} ; \quad (2.10)$$

$$z_0 = 16 \times \frac{164.36}{360} = 7.3$$

Маємо $z_0 = 8$;

Звіримо, щодо виконання умови: $z_0 > 6$ у нас $z_0 = 8 > 6$ умова виконується.

Граничне колове зусилля за визначених експлуатаційних обставин:

$$\omega_{m\partial} = \omega_0 \times C_p \times C_n \times C_0 \times C_z \quad (2.11)$$

де ω_0 - колова сила;

C_p - коефіцієнт, що визначає динамічність режиму навантаження;

C_n - коефіцієнт, що залежить від передавального числа;

C_0 - коефіцієнт, що залежить від числа зубців в зачепленні;

C_z - коефіцієнт, який враховує натяг вальних роликів;

$$\omega_{m\partial} = 15$$

Встановлюємо швидкість пасу:

$$V = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{1000} = \frac{3.14 \times 64 \times 2880}{1000} = 9.65 \text{ м/с.}$$

Встановлюємо колову силу:

$$F_t = \frac{1000 \times P_1}{V} = \frac{1000 \times 4.28}{9.65} = 444 \text{ Н.}$$

Ширина паса визначається залежністю:

$$b = \frac{F_t}{\omega_{m\partial} - \frac{q \times V^2}{10}} , \quad (2.12)$$

де q - маса метра пасу шириною 10 мм: $q = 0.05$ кг.

$$b = \frac{444}{15 - \frac{0.05 \times 9.65^2}{10}} = 30.55 \text{ мм.}$$

Тож $b = 32$ коли має виконуватися умова $b < d_1$ $32 < 64$.

Встановлюємо ширина шківів без бортиків:

$$B = b + m = 32 + 4 = 36 \text{ мм.}$$

Встановлюємо силу на валах передачі:

$$Q = 1.2 \times F_t = 1.2 + 444 = 533 \text{ Н.}$$

2.3 Розрахунок черв'ячної передачі

Потужність на черв'яку:

$$P_1 = 4,22 \text{ кВт;}$$

Частота обертання черв'яка:

$$n_1 = 1450 \text{ об/хв;}$$

Термін служби:

$$t = 18500 \text{ год;}$$

Передавальне число:

$$U = 12.$$

Призначаємо матеріали для черв'ячної пари: для виготовлення черв'яка використовуємо сталь марки 45. Передбачається термічна обробка до твердості 45...50 HRC із подальшим чистовим шліфуванням робочих поверхонь витків.

Черв'ячне колесо: Бр. АЖ 9-4. $\sigma_m = 200 \text{ МПа}$ $\sigma_\sigma = 400 \text{ МПа}$

Задаємося кількістю заходів черв'яка, виходячи з передавального числа:

$$z_1 = 4 \text{ ККД передачі } \eta = 0.8$$

Встановлюємо момент на валу колеса:

$$T_2 = T_{III} = 217.48 \times 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Швидкість ковзання визначається залежністю:

$$V_c = 0.0004 \times n_1 \sqrt[3]{\frac{T_2}{1000}} = 0.0004 \times 1433 \times \sqrt[3]{\frac{217.48 \times 10^3}{1000}} = 3.45 \text{ м/с}$$

При встановленій швидкості точність передачі 6;

Встановлюємо контактні напруження:

$$[\sigma_n] = 300 - 25 \times V_c = 300 - 25 \times 3.45 = 213.75 \text{ МПа}$$

Гранично допустимі контактні напруги за умов пікового навантаження:

$$[\sigma_{нМ}] = 2 \times \sigma_m = 2 \times 200 = 400 \text{ МПа}$$

Гранично допустимі напруження вигину, що відповідають базовій кількості циклів навантаження

$$N_{F0} = 10^6$$

$$[\sigma_{HF}] = 102 \text{ МПа}$$

Загальна кількість циклів навантаження за весь період експлуатації:

$$N_{\Sigma} = N_{HF} = 60 \times n_2 \times t_q = 60 \times \frac{1433}{10} \times 18000 = 154.76 \times 10^6;$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U}$$

Поправочний коефіцієнт циклічної довговічності:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{Fl}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{154.76 \times 10^6}} = 0.57$$

Гранично допустиме напруження вигину:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0^0 \times K_{FL} = 102 \times 0.57 = 58 \text{ МПа}$$

Граничне допустиме напруження вигину при піковому (короткочасному) навантаженні:

$$[\sigma_{FM}] = 0.8 \times \sigma_m = 0.8 \times 200 = 160 \text{ МПа}$$

Числове значення зубців, розраховане для заданого передавального числа:

$$z_2 = z_1 \times U = 4 \times 10 = 40$$

$28 \leq z_2 \leq 80$ - умова виконується;

Коефіцієнт основного діаметра черв'яка:

$$q = 0.25 \times z_2 = 0.25 \times 40 = 10$$

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження за шириною вінця:

$$K_{H\beta} = K_{\beta} = 1$$

Коефіцієнт внутрішнього динамічного навантаження:

$$K_{HV} = 0.03 + 0.1 \times n + 0.02 \times V_c = 0.03 + 0.1 \times 8 + 0.02 \times 3.45 = 1.169$$

Мінімально допустима міжосьова відстань, що забезпечує контактну витривалість зубів (або витків):

$$a_{\omega} = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \times \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{[\sigma_H] \times \frac{z_2}{q}} \right)^2 \times T_2 \times K_{H\beta} \times K_{HV} } \quad (2.13)$$

$$a_{\omega} = \left(\frac{40}{10} + 1 \right) \times \sqrt[3]{ \left(\frac{170}{213.75 \times \frac{40}{10}} \right)^2 \times 217.48 \times 10^3 \times 1.0 \times 1.69 } = 107.9 \text{ мм}$$

Розрахуємо розмір модуля зачеплення:

$$m = \frac{2 \times a_{\omega}}{z_2 + q} = \frac{2 \times 107.9}{40 + 10} = 4.32 \text{ мм}$$

Приймаємо $m = 5$.

Фактична міжосьова відстань, скоригована за стандартним значенням модуля:

$$a_{\omega} = \frac{m \times (z_2 + q)}{2} = \frac{5 \times (40 + 10)}{2} = 125 \text{ мм}$$

Кут підйому профілю витка, що відповідає ділильному діаметру
 $\gamma = 21^{\circ}48'05''$

Розрахункові ділильні діаметри елементів черв'ячної пари:

$$d_{\omega_1} = q \times m = 10 \times 5 = 50 \text{ мм};$$

$$d_{\omega_2} = z_2 \times m = 40 \times 5 = 200 \text{ мм}.$$

Фактична швидкість ковзання у зачепленні черв'ячної пари:

$$V_c = \frac{\pi \times d \omega_1 \times n_1}{60000 \times \cos \gamma} = \frac{3.14 \times 50 \times 1433}{60000 \times 0.93958} = 3.99 \text{ м/с}$$

Необхідно уточнити параметри, зокрема при швидкості ковзання $V_c = 3.99 \text{ м/с}$ встановлюємо контактні напруження:

$$[\sigma'_n] = 300 - 25 \times V_c = 300 - 25 \times 3.99 = 200.25 \text{ МПа}$$

Рекомендований ступінь точності за ДСТУ, що відповідає робочим швидкостям ковзання $V_c = 3.99 \text{ м/с}$ - 8.

Коефіцієнт інерційної складової навантаження, зумовлений робочою швидкістю зачеплення $V_c = 3.99 \text{ м/с}$ та точності - 8:

$$K_{HV} = 0.03 + 0.1 \times n + 0.02 \times V_c = 0.03 + 0.1 \times 8 + 0.02 \times 3.99 = 1.18$$

Еквівалентний кут тертя для трибопари «сталевий черв'як — бронзовий вінець» за заданого швидкісного режиму $V_c = 3.99 \text{ м/с}$:

$$\varphi' = 1^{\circ}40'$$

ККД передачі:

$$\eta' = (0.95 \dots 0.96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = 0.96 \frac{\operatorname{tg} 21^{\circ}48'05''}{\operatorname{tg} 23^{\circ}28'05''} = 0.88$$

Дійсний обертовий момент на вихідному валу черв'ячної передачі:

$$T'_2 = 9550 \times 10^3 \frac{N_1 \times U \times \eta'}{n_1} = 9550 \times 10^3 \frac{4.11 \times 10 \times 0.88}{1433} = 241 \times 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

На основі уточнених геометричних параметрів передачі необхідно виконати перерахунок міжосьової відстані або визначити фактичне контактне навантаження. Оскільки раніше прийняте значення міжосьової відстані було збільшене порівняно з розрахунковим, на даному етапі доцільно провести перевірочний розрахунок контактних напружень.

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{z_2}{q}} \times \sqrt{\left(\frac{\frac{z_2}{q} + 1}{a_w} \right)^2 \times T'_2 \times K_{H\beta} \times K'_{HV}} \quad (2.14)$$

$$\sigma_H = \frac{170}{\frac{40}{10}} \times \sqrt{\left(\frac{\frac{40}{10} + 1}{125}\right)^2} \times 241 \times 10^3 \times 1.0 \times 1.18 = 181.3 < [\sigma'_H] = 200.25 \text{ МПа}$$

Проводимо перевірочний розрахунок контактної міцності зубів черв'ячного колеса при дії пікових (короткочасних) навантажень:

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \times \sqrt{\frac{T_{M2}}{T'_2}} = 181.3 \times \sqrt{2} = 256.4 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 400 \text{ МПа}$$

Здійснюємо оцінку міцності зубів на вигин за еквівалентними параметрами, що дозволяє звести розрахунок черв'ячного зачеплення до розрахунку циліндричного зубчастого колеса.

$$z_e = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{0.93958^3} = 48$$

Параметр профілю зуба, що визначає його згинну жорсткість та міцність: $Y_f = 1.45$; $K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1.0$; $K_{FV} = K_{HV} = 1.18$

$$\sigma_F = \frac{2 \times T_2 \times \cos \gamma}{1.2 \times d_1 \times d_2 \times m} \times Y_f \times K_{F\beta} \times K_{FV} = \frac{2 \times 241 \times 10^3 \times 0.939584}{1.2 \times 200 \times 50 \times 5} \times 1.45 \times 1.0 \times 1.18 = 12.9 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 58 \text{ МПа}$$

Проводимо перевірочний розрахунок на згинну міцність зубів колеса при піковому (короткочасному) навантаженні:

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \times \frac{T_{M2}}{T'_2} = 12.9 \times 2 = 25.8 \text{ МПа} < [\sigma_{FM}] = 106 \text{ МПа}$$

Результуючі геометричні та кінематичні параметри передачі:

$$z_1 = 4 \quad ; \quad z_2 = 40 \quad ; \quad d_1 = d\omega_1 = 50 \text{ мм} \quad ; \quad d_2 = d\omega_2 = 200 \text{ мм} \quad ; \quad a_\omega = 125 \text{ мм}$$

Характеристика в'язкості масла, обрана за умовою мінімізації зносу та втрат на тертя [16] $\nu_{100} = 23 \text{ cSt}$ (або $23 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$).

2.4 Розрахунок циліндрично-зубчастої передачі

Потужність яка передається черв'яком:	$P_1 = 3,5 \text{ кВт};$
Частота обертання черв'яка:	$n_1 = 145,5 \text{ об/хв};$
Строк служби:	$t_n = 19000 \text{ год};$
Передаточне число:	$U = 2,2.$

Режим експлуатації характеризується постійним номінальним навантаженням із двократним пусковим перевантаженням. Передача проєктована як нереверсивна із забезпеченням 6-го класу шорсткості робочих поверхонь. З огляду на жорсткі обмеження габаритних розмірів редуктора, особливу увагу приділено підбору високоміцних матеріалів.

Для малогабаритної шестерні з радіусом до 100 мм:

$$\sigma_B = 850 \text{ МПа}; \sigma_m = 600 \text{ МПа}; 230 \dots 300 \text{ НВ}_1;$$

Для зубчастого колеса середніх габаритів з радіусом до 300 мм:

$$\sigma_B = 800 \text{ МПа}; \sigma_m = 580 \text{ МПа}; 241 \text{ НВ}_2;$$

Визначаємо допустимі напруження згину для шестерні:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim 1}}{S_p} \times Y_S \times Y_R \quad (2.15)$$

На попередньому етапі визначається показник втомної міцності зубців на вигин, що корелює з розрахунковою кількістю циклів перемінних навантажень:

$$\sigma_{F \lim 1} = \sigma_{F \lim b}^0 \times K_{FC} \times K_{FL1}, \quad (2.16)$$

де показник границі витривалості при деформації згину встановлюється відповідно до базової кількості циклів перемінних напружень:

$$\sigma_{F \lim 1}^0 = 1.8 \times \text{HB}_1 = 1.8 \times 265 = 477 \text{ МПа}$$

Параметр, що визначає реверсивність прикладених зусиль, при односпрямованому режимі роботи приймається рівним одиниці. $K_{FC} = 1.0$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{FL1} = m_f \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE1}}} \quad (2.17)$$

При $HV < 350$: $m_f = 6$;

Нормативна кількість циклів перемінних напружень, що приймається за базу випробувань:

$$N_{FO} = 4 \times 10^6$$

Розрахункова сумарна кількість циклів перемінних напружень протягом усього терміну експлуатації:

$$N_{FL1} = N_{E1} = 60 \times n_1 \times t_n = 60 \times 143.3 \times 18000 = 1.55 \times 10^8$$

Відповідно:

$$K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{1.55 \times 10^8}}, \text{ проте так як: } N_{FL1} = 1.55 \times 10^8 > N_{FO} = 4 \times 10^6$$

приймаємо $K_{FL1} = 1$;

Відповідно:

$$\sigma_{F \lim 1} = 477 \times 1.0 \times 1.0 = 477 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт безпеки:

$$S_F = S'_F \times S''_F = 1.75 \times 1.0 = 1.75,$$

де $S'_F = 1.75$ (табл. 3,19), $S''_F = 1.0$;

Коефіцієнт інтенсивності впливу конструкційних концентраторів на міцнісні характеристики обраного матеріалу $Y_S = 1.0$;

Показник, що визначає вплив мікрогеометрії перехідної кривої зубця на його міцнісні характеристики $Y_R = 1.0$

Нормативне допустиме зусилля (напруженість), яке здатна витримати робоча поверхня зубця шестерні без втрати цілісності:

$$[\sigma_F] = \frac{477}{1.75} \times 1.0 \times 1.0 = 272 \text{ МПа}$$

Нормативне значення напружень згину, що є безпечним для експлуатації вінця великого колеса передачі:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim 2}}{S_p} \times Y_S \times Y_R \quad (2.18)$$

Попередньо обчислюється границя витривалості зубців при згині, значення якої прямо залежить від сумарної кількості змін навантаження за весь термін експлуатації:

$$\sigma_{F \lim 2} = \sigma_{F \lim b2}^0 \times K_{FC} \times K_{FL2}, \quad (2.19)$$

де допустиме напруження згину визначається на основі вихідної кількості змін навантаження, що прийнята за базу випробувань:

$$\sigma_{F \lim 2}^0 = 1.8 \times HB_2 = 1.8 \times 241 = 434 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт реверсивності, що коригує межу витривалості залежно від напрямку навантаження, у випадку однобічної дії зусиль не враховується $K_{FC} = 1.0$

Коефіцієнт, що коригує допустимі напруження залежно від сумарного числа циклів навантаження:

$$K_{FL2} = m_f \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE2}}} \quad (2.20)$$

При $HB < 350$: $m_f = 6$;

Вихідний показник циклічної довговічності при дії навантажень змінного характеру:

$$N_{FO} = 4 \times 10^6$$

Інтегральна величина циклів змінного навантажувального впливу, що приведена до заданого рівня напружень:

$$N_{FL2} = N_{E2} = 60 \times n_2 \times t_n = 60 \times \frac{143.3}{2.5} \times 18000 = 0.62 \times 10^8$$

$$U = \frac{n_2}{n_1} \Rightarrow n_2 = \frac{n_1}{U}$$

Тож:

$$K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{0.62 \times 10^8}},$$

проте оскільки: $N_{FL2} = 0.62 \times 10^8 > N_{FO} = 4 \times 10^6$

приймаємо $K_{FL2} = 1$;

Маємо:

$$\sigma_{F \lim 2} = 434 \times 1,0 \times 1,0 = 434 \text{ МПа}$$

Показник запасу міцності, що гарантує надійність конструкції під впливом розрахункових навантажень:

$$S_F = S'_F \times S''_F = 1.75 \times 1.0 = 1.75,$$

де $S'_F = 1.75$ (табл. 3,19), $S''_F = 1.0$.

Коефіцієнт інтенсивності впливу конструкційних концентраторів на міцнісні характеристики обраного сплаву $Y_S = 1.0$; Коригувальний множник стану поверхні, який враховує ступінь чистоти обробки ділянки переходу до ніжки зуба $Y_R = 1.0$.

Нормативне значення напружень, що є безпечним для експлуатації вінця великої зубчастої ланки:

$$[\sigma_F] = \frac{434}{1.75} \times 1.0 \times 1.0 = 248 \text{ МПа}$$

Максимально дозволений поріг згинальних напружень у зачепленні ведучого колеса при дії екстремальних робочих зусиль:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{\sigma_{F \lim M1}}{S_{FM1}} \times Y_S \quad (2.21)$$

Розрахунок базується на виявленні критичного рівня напруженості, за якого матеріал зубчастого вінця ще не переходить у стан залишковій деформації чи зламу:

$$\sigma_{F \lim M1} = 4.8 \times HB_1 = 4.8 \times 265 = 1272 \text{ МПа}.$$

Показник запасу міцності, що гарантує стабільну роботу конструкції під впливом розрахункових навантажень:

$$S_{FM1} = S'_{FM1} \times S''_{FM1} = 1.75 \times 1.0 = 1.75,$$

де $S'_{FM1} = 1.75$; $S''_{FM1} = 1.0$

Коефіцієнт інтенсивності впливу конструкційних концентраторів на міцнісні характеристики та втомну тривалість матеріалу $Y_S = 1$;

Тож:

$$[\sigma_{FM1}] = \frac{1272}{1,75} \times 1,0 = 727 \text{ МПа}$$

Розрахунковий поріг міцності зубців на вигин, що приймається за основний критерій оцінки статичної витривалості при роботі в екстремальних режимах:

$$[\sigma_{FM2}] = \frac{\sigma_{F \lim M2}}{S_{FM2}} \times Y_S \quad (2.22)$$

Визначається ліміт навантажуваності, що гарантує збереження первинної геометричної форми зубців та унеможливорює виникнення крихких тріщин:

$$\sigma_{F \lim M2} = 4,8 \times HB_2 = 4,8 \times 241 = 1175 \text{ МПа} .$$

Коефіцієнт безпеки:

$$S_{FM2} = S'_{FM2} \times S''_{FM2} = 1,75 \times 1,0 = 1,75 ,$$

де $S'_{FM2} = 1,75$; $S''_{FM2} = 1,0$

Коефіцієнт інтенсивності впливу конструкційних концентраторів на міцнісні характеристики та втомну довговічність матеріалу:

$$Y_S = 1;$$

Відповідно:

$$[\sigma_{FM2}] = \frac{1175}{1,75} \times 1,0 = 661 \text{ МПа} .$$

Нормативне значення контактної напруженості в зоні зачеплення малої шестерні, встановлене згідно з механічними властивостями матеріалу:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \lim 1}}{S_{H1}} \times Z_R \times Z_V \quad (2.23)$$

На попередньому етапі обчислюється границя контактної витривалості активних поверхонь зубців, значення якої коригується залежно від приведеної кількості циклів навантаження:

$$\sigma_{H \lim 1} = \sigma_{H \lim b1} \times K_{HL1}, \quad (2.24)$$

де допустимий рівень контактних напружень корелює з базовим показником циклічності, який характеризує межу витривалості конкретного сплаву:

$$\sigma_{H \lim b1} = 2 \times HB_1 + 70 = 2 \times 265 + 70 = 600 \text{ МПа}$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL1} = m_H \sqrt{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}}, \quad (2.25)$$

де базове число циклів змінних навантажень $N_{HO1} = 1.8 \times 10^7$.

Сукупне число змін циклу навантаження, яке є еквівалентним за ступенем втомного пошкодження робочих поверхонь зубців:

$$N_{HE1} = N_{E1} = 60 \times n_1 \times t_n = 60 \times 143,3 \times 18000 = 1,55 \times 10^8$$

Відношення:

$$\frac{N_{HE1}}{N_{HO1}} = \frac{1,55 \times 10^8}{1,8 \times 10^7} > 1 \text{ тому коефіцієнт довговічності визначаємо по}$$

формулі:

$$K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} \geq 0,9 \text{ тобто } K_{HL1} = \sqrt[24]{\frac{1,8 \times 10^7}{1,55 \times 10^8}} = 0,9$$

Розрахунковий поріг контактних напружень, при якому забезпечується цілісність поверхневого шару зубців протягом заданого ресурсу:

$$\sigma_{H \lim 1} = 600 \times 0,9 = 540 \text{ МПа}$$

Показник запасу надійності для зубців, матеріал яких має ізотропні (однакові за об'ємом) механічні властивості: $S_{H1} = 1,1$

Показник, що характеризує залежність витривалості від фактичної шорсткості профілів у місцях їхнього спряження: $Z_R = 0,95$

Коефіцієнт, що характеризує залежність внутрішніх напружень від колової швидкості обертання вхідної ланки передавального механізму:
 $Z_V = 1,0$.

Розрахунковий поріг поверхневої витривалості матеріалу шестерні, що гарантує відсутність втомного викришування протягом усього ресурсу:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{540}{1,1} \times 0,95 \times 1,0 = 466 \text{ МПа}$$

Розрахунковий поріг поверхневої витривалості матеріалу зубчастого колеса, що гарантує відсутність втомного викришування протягом усього ресурсу:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H \lim 2}}{S_{H2}} \times Z_R \times Z_V \quad (2.26)$$

На попередньому етапі обчислюється границя контактної витривалості активних поверхонь зубців, значення якої коригується залежно від приведеної кількості циклів навантаження:

$$\sigma_{H \lim 2} = \sigma_{H \lim b2} \times K_{HL2}, \quad (2.27)$$

де вихідне значення контактної міцності матеріалу визначається на основі стандартної кількості циклів навантажувального впливу, що прийнята за еталон:

$$\sigma_{H \lim b1} = 2 \times HB_2 + 70 = 2 \times 241 + 70 = 552 \text{ МПа}.$$

Коефіцієнт довговічності:

$$K_{HL2} = m_H \sqrt{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}}, \quad (2.28)$$

де вихідний показник циклічності, відносно якого встановлюються розрахункові значення допустимих напружень у зачепленні:

$$N_{HO2} = 1.7 \times 10^7$$

Приведений сумарний показник циклічності навантаження, що відображає накопичену втому матеріалу зубців протягом усього терміну служби привода:

$$N_{HE2} = N_{E2} = 60 \times n_2 \times t_n = 60 \times \frac{143,3}{2,5} \times 18000 = 0,62 \times 10^8.$$

Відношення:

$$\frac{N_{HE2}}{N_{HO2}} = \frac{0,62 \times 10^8}{1,7 \times 10^7} > 1 \text{ тому коефіцієнт довговічності визначаємо по}$$

формулі:

$$K_{HL2} = \sqrt[24]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} \geq 0,9 \text{ тобто } K_{HL2} = \sqrt[24]{\frac{1,7 \times 10^7}{0,62 \times 10^8}} = 0,95$$

Контактна міцність:

$$\sigma_{H \lim 2} = 552 \times 0,95 = 524 \text{ МПа}.$$

Критерій експлуатаційного запасу міцності для зубчастих вінців, виготовлених із матеріалів із рівномірним розподілом властивостей за перерізом: $S_{H1} = 1,1$.

Параметр, що відображає вплив мікрорельєфу контактних зон на втомну міцність зубчастої пари: $Z_R = 0,95$

Параметр, що відображає вплив лінійної швидкості на ділильному колі шестерні на інтенсивність динамічних зусиль у зачепленні: $Z_V = 1,0$.

Гранично дозволена величина контактного тиску для робочих поверхонь зубців веденої ланки (колеса):

$$[\sigma_{H2}] = \frac{524}{1,1} \times 0,95 \times 1,0 = 453 \text{ МПа}.$$

Гранично дозволена величина контактного тиску для робочих поверхонь передачі:

$$[\sigma_H] = 0,45 \times ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) = 0,45 \times (466 + 453) = 414 \text{ МПа}.$$

Перевіряємо умову:

$$[\sigma_H] = 414 \text{ МПа} < 1.23 \times [\sigma_{H \min}] = 1.23 \times 453 = 557 \text{ МПа}$$

Тобто умова виконана. Тому приймаємо допустиме контактне напруження передачі: $[\sigma_H] = 414 \text{ МПа}$.

Нормативне значення напруженості в зоні контакту, яке використовується як критерій перевірки зубчастої пари на дію граничного навантаження:

- для шестерні $[\sigma_{HM1}] = 2.8 \times \sigma_m = 2.8 \times 600 = 1680 \text{ МПа}$.

- для колеса $[\sigma_{HM2}] = 2.8 \times \sigma_m = 2.8 \times 525 = 1546 \text{ МПа}$.

Оцінка робочих поверхонь зубчастого зачеплення за критерієм контактної витривалості.

Встановлення поперечного габариту вхідної ланки передачі, виходячи з умов контактної міцності та заданої міжосьової відстані:

$$d\omega_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \times T_{H1} \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \times K_{HV} \times (Z_H \times Z_M \times Z_E)^2}{\psi_d \times [\sigma_H]^2}} \times \frac{U+1}{U} \quad (2.29)$$

На підготовчому етапі встановлюється перелік базових параметрів та констант, що складають вихідну базу для подальших обчислень.

Номінальне силове навантаження на ведучому елементі зачеплення, генероване сервоприводом маніпулятора при постійній потужності:

$$T_{H1} = 9550 \times 10^3 \times \frac{N_1}{n_1} = 9550 \times 10^3 \times \frac{3.26}{143.3} = 217258 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Попередньо оцінене значення лінійної швидкості в зоні ділительного кола, що визначає майбутній режим роботи передачі:

$$V = 0.0125 \times \sqrt[3]{N_1 \times n_1^2} = 0.0125 \times \sqrt[3]{3.26 \times 143.3^2} = 0.51 \text{ м/с}$$

При даній швидкості необхідний клас точності коліс – 9;

Показник частки участі кожної пари зубців у сприйнятті загального моменту, що залежить від ступеня точності виготовлення передачі:

$$K_{H\alpha} = 1.1;$$

Відносний показник ширини зубчастого вінця, обраний з урахуванням рівноважного (симетричного) розміщення вальних опор у корпусі привода:

$$\psi_d = (0,7 \dots 0,9) ; \quad \psi_{d_{\max}} = 0,7 \times 1,6 = 1,12.$$

Перевіряємо умову:

$$\psi_d = K \times \frac{\pi}{z_1 \times \lg \beta}$$

Приймаємо:

$$K = 2$$

Кут нахилу: $\beta = 16^0$;

Мінімальна кількість зубів шестерні: $z_{1\min} = 16$;

Розрахована кількість зубів шестерні: $z_1 = z_{1\min} + 2 = 16 + 2 = 18$;

$$\psi_d = 2 \times \frac{3,14}{18 \times 0,28674} = 1,21$$

Параметр, що характеризує нерівномірність концентрації зусиль уздовж контактної лінії зубців через перекоси валів та пружні деформації: $K_{H\beta} = 1,07$;

Параметр, що відображає інтенсивність внутрішніх динамічних впливів, зумовлених кінематичною похибкою передачі та швидкісним режимом: $K_{HV} = 1,038$;

Геометричний параметр, що характеризує кривину профілів у зоні зачеплення та її вплив на розподіл контактних напружень:

$$Z_H = 1,76 \times \cos \beta = 1,76 \times \cos 16^0 = 1,69;$$

Розрахунковий множник модуля пружності та коефіцієнта Пуассона, який характеризує жорсткість взаємодії спряжених поверхонь: $Z_M = 275 \text{ МПа}$;

Коефіцієнт, що характеризує зниження питомого тиску завдяки збільшенню інтегральної довжини контактних профілів у косозубій передачі:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_2}};$$

де показник ступеня неперервності зачеплення, що визначає частку циклу взаємодії однієї пари зубців у торцевій площині:

$$\varepsilon_2 = \left(1,88 - 3,2 \times \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right) \times \cos \beta = \left(1,88 - 3,2 \times \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{45} \right) \right) \times \cos 16^\circ = 1.6$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{1.6}} = 0.79;$$

Початковий діаметр шестерні:

$$d\omega_1 = \sqrt[3]{\frac{2 \times 217258 \times 1.1 \times 1.07 \times 1.038 \times (1.69 \times 275 \times 0.79)^2}{1.21 \times 414^2}} \times \frac{2.5 + 1}{2.5} = 78.46 \text{ мм}$$

Модуль зачеплення:

$$m = \frac{d\omega_1}{z_1} \times \cos \beta = \frac{78.46}{16} \times \cos 16^\circ = 4.1898 \text{ мм}$$

Розрахункова величина модуля приводиться до найближчого більшого значення з нормативного ряду згідно з ДСТУ/ISO $m = 4 \text{ мм}$. По стандартному модулю $m = 4 \text{ мм}$ перераховуємо початковий діаметр:

$$d\omega_1 m = \frac{m \times z_1}{\cos \beta} = 74,906 \text{ мм}$$

Уточнювальна оцінка напруженого стану контактних поверхонь для підтвердження надійності передавального механізму.

Визначення периферійної швидкості на дільному колі, виходячи з розрахункового габариту першої ланки передавального механізму $d\omega_1 = 74.906 \text{ мм}$:

$$V = \frac{\pi \times d\omega_1 \times n_1}{60 \times 1000} = \frac{3.14 \times 74.906 \times 143.3}{60 \times 1000} = 0.56 \text{ м/с}.$$

Встановлений швидкісний режим зачеплення допускає використання 9-го класу точності виготовлення, що повністю узгоджується з попередньо обраними параметрами проєктування. Уточнюємо по швидкості $V = 0.56 \text{ м/с}$ коефіцієнти, що входять у формулу:

$$K'_{HV} = 1.039;$$

$$K'_{H\alpha} = 1.13;$$

$$K'_V = 1.0;$$

Діаметр шестерні:

$$d'\omega_1 = d\omega_1 \times \sqrt[3]{\frac{K'_{HV} \times K'_{H\alpha} \times (K'_V)^2}{K_{HV} \times K_{H\alpha} \times (K_V)^2}} = 74.906 \times \sqrt[3]{\frac{1.039 \times 1.13 \times (1)^2}{1.038 \times 1.1 \times (0.9)^2}} = 81.101 \text{ мм}$$

Ідентифікація модуля зачеплення здійснюється з урахуванням скоригованого геометричного розміру ведучого колеса, що дозволяє визначити параметри зубчастого вінця:

$$m' = \frac{d'\omega_1}{z_1} \times \cos \beta = \frac{81.101}{16} \times \cos 16^\circ = 4.33 \text{ мм}.$$

Обчислене значення модуля зачеплення приводиться до стандартного номіналу $m = 4 \text{ мм}$, який повністю збігається з параметром, прийнятим на попередніх етапах проектування. На підставі отриманих значень модуля та кількості зубців, обчислений діаметр початкового кола малої шестерні набуває значення $d\omega_1 = 74.906 \text{ мм}$.

Ширина зубчастого вінця при:

$$\psi_d = \frac{b\omega}{d\omega_1};$$

$$b\omega = \psi_d \times d\omega_1 = 1.21 \times 74.906 = 90.64 \text{ мм}.$$

Приймаємо: $b\omega = 95 \text{ мм}$

Аналіз напруженого стану зачеплення в режимі максимального навантажувального впливу для запобігання пластичним деформаціям.

Розрахунковий рівень напруженості профілів зубців у режимі максимального навантажувального впливу, що відповідає пусковим режимам привода:

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \times \sqrt{\frac{T_M}{T_1}} \leq [\sigma_{HM}], \quad (2.30)$$

де розрахунковий показник поверхневого тиску в полюсі зачеплення, обчислений за уточненими геометричними та динамічними параметрами:

$$\begin{aligned}\sigma_{HM} &= Z_H \times Z_M \times Z_E \times \sqrt{\frac{2 \times T_{H1} \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \times K_{HV}}{b \omega \times d^2 \omega_1}} \times \frac{U+1}{U} = \\ &= 1.69 \times 275 \times 0.79 \times \sqrt{\frac{2 \times 217258 \times 1.13 \times 1.07 \times 1.039}{95 \times 74.906^2}} \times \frac{2.5+1}{2.5U} = \\ &= 439 \text{ МПа} > [\sigma_H] = 414 \text{ МПа}\end{aligned}$$

Розбіжність між фактичними та гранично допустимими контактними напруженнями становить 5,5%, що є прийнятним для прецизійних приводів маніпуляторів.

Показник максимальної напруженості при піковому навантаженні дорівнює:

$$\sigma_{HM} = 439 \times \sqrt{2} = 621 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 1546 \text{ МПа};$$

Контрольна оцінка витривалості зубців за критерієм напружень згину в небезпечному перерізі основи профілю.

Величина фактичної згинової напруженості становить:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} \times Y_{\beta} \times \frac{W_{FT}}{m} \leq [\sigma_{F1}];$$

На підготовчому етапі встановлюються параметри, що детермінують геометрію зачеплення.

Зокрема, обчислюється еквівалентна кількість зубців для обох елементів передачі, що необхідно для коректного вибору коефіцієнтів форми:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{(\cos \beta)^3} = \frac{18}{0.9612^3} = 19; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{(\cos \beta)^3} = \frac{45}{0.9612^3} = 51$$

Геометричний показник профілю, що відображає вплив конфігурації зуба та положення критичного перерізу на його згинову міцність:

$$Y_{F1} = 4.134;$$

Розрахунковий множник геометрії зачеплення, який враховує позитивний вплив кута нахилу зубчастого вінця на втомну міцність ніжок зубців: $Y_{F2=3.6}$;

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta^0}{140} = 1 - \frac{16}{140} = 0.89;$$

Питоме навантаження:

$$W_{Ft} = \frac{2 \times T_{F1}}{d\omega_1 \times b\omega} \times K_{F\alpha} \times K_{F\beta} \times K_{FV}; \quad (2.31)$$

Параметр внутрішньої динаміки зачеплення, що характеризує дискретність передачі навантаження між контактними парами зубців:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \times (n - 5)}{4 \times \varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1.6 - 1) \times (9 - 5)}{4 \times 1.6} = 1.0;$$

Розрахунковий множник поздовжньої концентрації зусилля, який відображає відхилення від паралельності осей зубчастих коліс у корпусі редуктора: $K_{F\beta} = 1.16$;

Розрахунковий множник динамічної складової зусилля, який коригує значення статичного напруження залежно від колової швидкості та класу точності: $K_{FV} = 1.1$;

Відповідно:

$$W_{Ft} = \frac{2 \times 217258}{74.906 \times 95} \times 1.0 \times 1.16 \times 1.1 = 78 \text{ Н / мм}$$

Фактичне значення напруження вигину, що виникає в основі зуба при сприйнятті розрахункового моменту на валу:

- шестерні: $\sigma_{F1} = 4,13 \times 0,89 \times \frac{78}{4} = 72 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F1}] = 272 \text{ МПа}$;
- колеса: $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 72 \times \frac{3.6}{4.13} = 63 \text{ МПа} \leq [\sigma_{F1}] = 248 \text{ МПа}$;

Аналіз опірності зубів руйнуванню при згині під впливом екстремальних зусиль, характерних для пускових режимів роботи привода.

Обчислена величина напружень у робочих зонах зубчастої передачі, зумовлена дією короткочасного максимального перевантаження:

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \times \frac{T_M}{T_1} \leq [\sigma_{FM}] \quad (2.32)$$

Параметр діючої напруженості при вигині, що детермінує здатність зубчастого вінця зберігати цілісність при багатоциклового прикладанні зусиль:

Для зубів шестерні: $\sigma_{F1} = 72 \text{ МПа};$

Для зубів зубчастого колеса: $\sigma_{F2} = 63 \text{ МПа};$

Гранична величина згинової напруженості в небезпечному перерізі ніжки зуба, що виникає при дії пікового крутного моменту на ступені редуктора:

Для зубів шестерні: $\sigma_{FM1} = 72 \times 2 = 144 \text{ МПа} < [\sigma_{FM}] = 727 \text{ МПа};$

Для зубів зубчастого колеса:

$$\sigma_{FM2} = 63 \times 2 = 126 \text{ МПа} < [\sigma_{FM}] = 661 \text{ МПа};$$

Остаточне затвердження конструктивних та геометричних характеристик ступеня редуктора на основі проведених перевірок розрахунків:

$$z_1 = 18; \quad z_2 = 45;$$

$$m = 4 \text{ мм}; \quad \beta = 16^\circ;$$

$$b\omega = 95; \quad d\omega_1 = 74.906 \text{ мм};$$

$$d\omega_2 = \frac{m \times z_2}{\cos \beta} = \frac{4 \times 45}{0.9612} = 187.266 \text{ мм};$$

Обчислення головного геометричного параметра передачі — міжосьової відстані, що забезпечує необхідну контактну витривалість активних поверхонь зубців:

$$a\omega = \frac{0.5 \times m \times (z_1 + z_2)}{\cos \beta} = \frac{0.5 \times 4 \times (18 + 45)}{0.9612} = 131.086 \text{ мм};$$

З метою уніфікації корпусних деталей редуктора виконується округлення міжосьової відстані до найближчого цілого числа з наступною корекцією кута нахилу лінії зуба β . Встановлюються фінальні значення міжосьової відстані $a\omega_2 = 132 \text{ мм}$ та кута нахилу:

$$\cos \beta = \frac{0.5 \times m \times (z_1 + z_2)}{a \omega} = \frac{0.5 \times 4 \times (16 + 45)}{132} = 0.95455;$$

$$\beta = 17^{\circ}34';$$

Коригування значень ділільних діаметрів шестерні та колеса відповідно до уточненої міжосьової відстані та фактичного кута нахилу зубчастого вінця:

$$d\omega_1 = \frac{m \times z_1}{\cos \beta} = \frac{4 \times 16}{0.95455} = 75 \text{ мм};$$

колеса:

$$d\omega_2 = \frac{m \times z_2}{\cos \beta} = \frac{4 \times 45}{0.95455} = 189 \text{ мм}.$$

Міжосьова відстань:

$$a\omega_2 = \frac{d\omega_1 + d\omega_2}{2} = \frac{75 + 189}{2} = 132 \text{ мм}.$$

2.5 Розрахунок основних розмірів, та параметрів корпусу

Встановлення товщини основних стінок корпусної деталі, яка детермінує масу виробу та здатність конструкції гасити вібрації під час роботи передачі:

$$\delta = 0.025 \times a\omega_T + 3 = 0.025 \times 132 + 3 = 6.3 .$$

Приймаємо: $\delta = 8 \text{ мм};$

Товщина стінки кришки редуктора:

$$\delta_1 = 0.02 \times a\omega_T + 3 = 0.02 \times 132 + 3 = 6.3;$$

Приймаємо: $\delta = 8 \text{ мм};$

Визначення товщини опорного фланця під кришку редуктора, виходячи з умов забезпечення щільності рознімання та запобігання перекосам при складанні:

$$S = (1.5 \dots 1.75) \times \delta = 1.75 \times 8 = 20 \text{ мм};$$

Товщина нижнього фланця корпусу:

$$S_2 = 2,35 \times \delta = 2,35 \times 8 \approx 18 \text{ мм};$$

Товщина фланця кришки корпусу:

$$S = (1.5 \dots 1.75) \times \delta_1 = 1.5 \times 8 = 12 \text{ мм};$$

Встановлення діаметра основних болтів кріплення, який детермінує ширину нижнього фланця та розміщення опорних бобишок корпусної деталі:

$$d_1 = (0.03 \dots 0.036) \times a \omega_T + 12 = 0.035 \times 132 + 12 \approx 18 \text{ мм};$$

Кількість болтів

$$z = 0.005(L_0 + B_0) = 0.005(188 + 156) = 1.72 \Rightarrow 4$$

L_0 та B_0 - довжина та ширина основи корпусу;

Розрахунковий діаметр кріпильних елементів горизонтального розніму, що забезпечують необхідну щільність прилягання кришки до корпусу редуктора:

$$d_2 = (0.7 \dots 0.75) \times d_1 = 0.7 \times 18 = 12 \text{ мм}.$$

Діаметр болтів, які стягують фланці корпусу та кришки:

$$d_3 = (0.5 \dots 0.6) \times d_1 = 0.5 \times 18 \Rightarrow 8 \text{ мм}$$

Визначення габаритної ширини нижньої приливної частини редуктора, виходячи з необхідності формування надійної бази для встановлення на фундамент:

$$m = k + 1.5 \times \delta = 63 + 1.5 \times 8 = 72.45 \text{ мм}.$$

$$k = d_1 \times 3.5 = 18 \times 3.5 = 63.$$

Забезпечення гарантованого вільного простору в зоні обертання зубчастої пари для компенсації можливих осьових зміщень та температурних деформацій вузла:

$$b = 1.2 \times \delta = 1.2 \times 8 \approx 10 \text{ мм}.$$

2.6 Перевірка статичної міцності валу

Ведучий вал:

Крутний момент, що передає вал: $T = 517.33 \text{ Н} \cdot \text{м};$

Ділильний діаметр зубчастого колеса: $d_1 = 180 \text{ мм};$

Ширина колеса: $b = 90 \text{ мм};$

Ділильний діаметр муфти: $d_2 = 100 \text{ мм};$

Обчислення складових сил взаємодії в зубчастому зачепленні та реакцій у муфті, які детермінують напружений стан валів редуктора.

Обчислення складових сил взаємодії в зачепленні зубчастої пари: колової, радіальної та осьової, які діють на робочі поверхні коліс:

- колова сила:
$$F_{tk} = \frac{2 \times T}{d_1} = \frac{2 \times 517.33 \times 10^3}{180} = 5750 \text{ Н};$$

- радіальна сила:

$$F_{rk} = F_{tk} \times \operatorname{tg} \alpha \times \cos \beta = 5750 \times \operatorname{tg} 20^\circ \times \cos 16^\circ = 2012 \text{ Н};$$

- осьова сила:

$$F_{ak} = F_{tk} \times \operatorname{tg} \alpha \times \sin \beta = 5750 \times \operatorname{tg} 20^\circ \times \sin 16^\circ = 577 \text{ Н};$$

- колова сила у муфті:

$$F_{tm} = \frac{2 \times T}{d_2} = \frac{2 \times 517.33 \times 10^3}{100} = 10351 \text{ Н};$$

Визначення зусиль у точках опори валів у вертикальній та горизонтальній площинах для подальшої побудови епюр сумарних згинувих моментів.

У вертикальній площині:

$$R''_A = \frac{-F_{rk} \times c \times F_{ak} \times \frac{d}{2}}{a + c} = \frac{-2012 \times 164 \times 577 \times 90}{70.5 + 164} = -1186 \text{ Н};$$

$$R''_B = \frac{-F_{rk} \times a \times F_{ak} \times \frac{d}{2}}{a + c} = \frac{-2012 \times 70.5 \times 577 \times 90}{70.5 + 164} = -826 \text{ Н};$$

$$R'''_A = R'''_B = \frac{F_{ak} \times \frac{d}{2}}{2 \times (a + C)} = \frac{577 \times 90}{2 \times (70.5 + 164)} = 111H;$$

Перевіряємо:

$$R''_A - F_{rk} + R''_B = 0;$$

$$1186 - 2012 + 826 = 0 \Rightarrow 0 = 0;$$

У горизонтальній площині:

$$R'_B = \frac{F_{tk} \times a + \frac{F_{tm}}{3} \times l}{a + c} = \frac{5750 \times 70.5 + 3450 \times 311}{70.5 + 164} = 6304H;$$

$$R'_A = \frac{F_{tk} \times c - \frac{F_{tm}}{3} \times l}{a + c} = \frac{5750 \times 164 - 3450 \times 70.65}{70.5 + 164} = 2896H;$$

Перевіряємо:

$$-R'_A - F_{tk} + R'_B + \frac{F_{tm}}{3} = 0;$$

$$-2896 - 5750 + 6304 + 3450 = 0 \Rightarrow 0 = 0;$$

Визначення результуючих векторів радіальних зусиль у підшипникових вузлах шляхом геометричного додавання складових реакцій у взаємно перпендикулярних площинах:

$$R_A = \sqrt{(R'_A)^2 + (R''_A)^2 + (R'''_A)^2} = \sqrt{(2896)^2 + (1186)^2 + (111)^2} = 3131H;$$

$$R_B = \sqrt{(R'_B)^2 + (R''_B)^2 + (R'''_B)^2} = \sqrt{(6304)^2 + (826)^2 + (111)^2} = 6359H;$$

Визначення величин згинальних моментів, що виникають у поперечних перерізах вала під впливом горизонтальних складових активних сил:

$$M_{x1} = R''_A \times a = 1186 \times 70.5 = 83613H;$$

$$M_{x2} = R''_B \times c = 1186 \times 164 = 135464H;$$

Визначення величин згинальних моментів, що виникають у поперечних перерізах вала під впливом вертикальних складових активних сил:

$$M_{y1} = -R'_A \times a = -2896 \times 70.5 = -204168H \cdot \text{мм};$$

$$M_{y2} = -R'_A \times (a + c) + (F_{tk} \times c) = -2896 \times (70.5 + 164) + 5750 \times 164 = 263925H \cdot \text{мм}$$

$$M_{y1} = \frac{F_{tm}}{3} \times (b + c) - R'_B \times c = 3450 \times (70.5 + 164) - 6304 \times 164 = -204168 H \cdot mm;$$

$$M_{y1} = \frac{F_{tm}}{3} \times b = 3450 \times 70.5 = 263925 H \cdot mm;$$

Сумарні згинальні моменти:

$$M_1 = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{83613^2 + 204168^2} = 220626 H \cdot mm;$$

$$M_2 = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{135464^2 + 204168^2} = 245021 H \cdot mm;$$

$$M_3 = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{0 + 204168^2} = 263925 H \cdot mm;$$

Визначення еквівалентних моментів у розрахункових перерізах вала, що враховують сумарну дію згину та кручення для оцінки загальної напруженості конструкції:

$$M_{np1} = \sqrt{M_1^2 + (\alpha \times T)^2} = \sqrt{220626^2 + (0,58 \times 517330)^2} = 372433 H \cdot mm;$$

$$M_{np2} = \sqrt{M_2^2 + (\alpha \times T)^2} = \sqrt{245021^2 + (0,58 \times 517330)^2} = 387384 H \cdot mm$$

$$M_{np3} = \sqrt{M_3^2 + (\alpha \times T)^2} = \sqrt{263925^2 + (0,58 \times 517330)^2} = 399609 H \cdot mm$$

$$M_{np4} = \sqrt{M_4^2 + (\alpha \times T)^2} = \sqrt{0 + (0,58 \times 517330)^2} = 300051 H \cdot mm$$

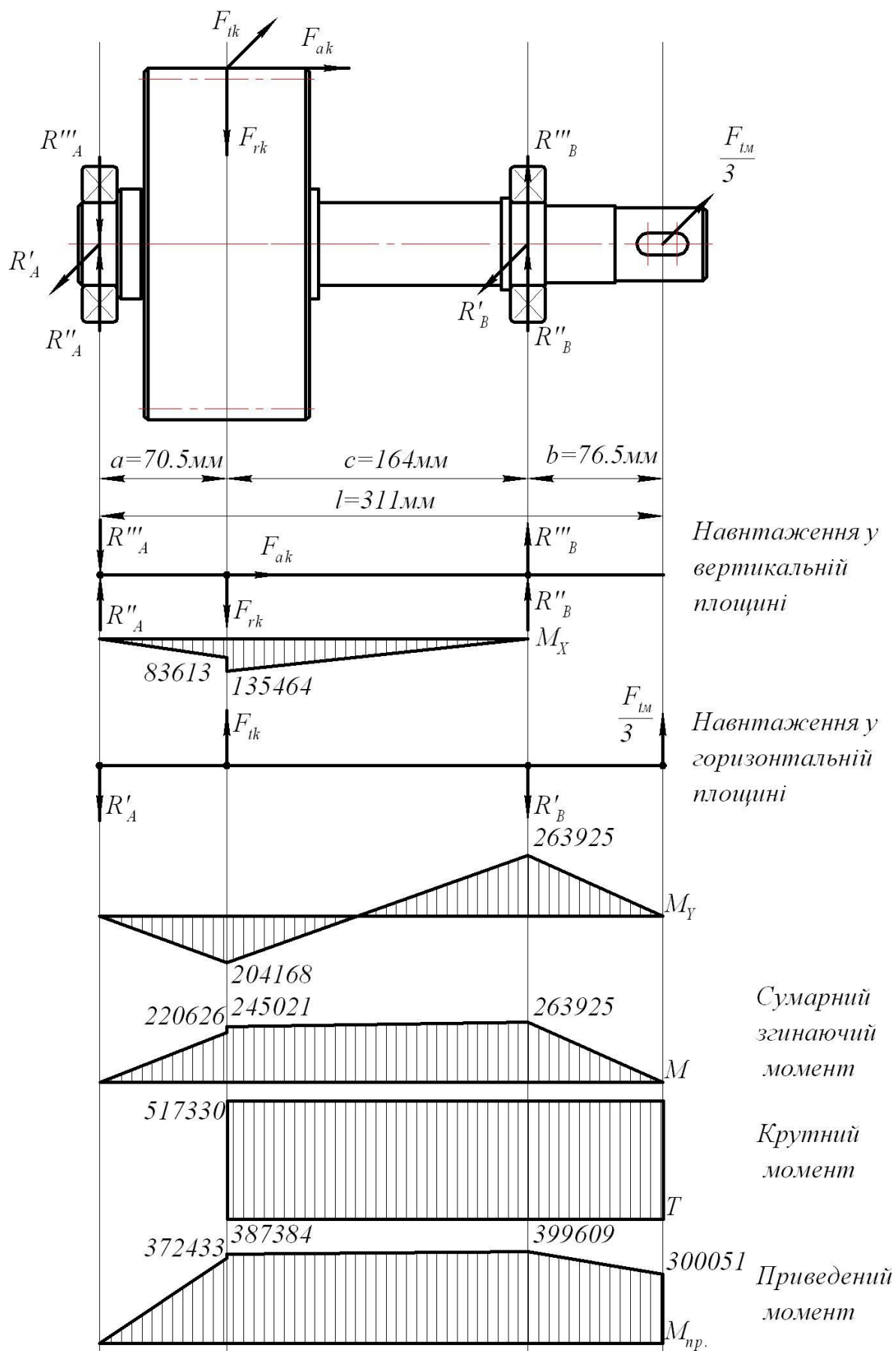


Рисунок 2.2 – Епюри згинальних та крутних моментів

Виконання перевірного розрахунку підшипників на задану напруженість при стабільному режимі навантаження. Згідно з конструктивними особливостями вузла, до встановлення прийняті однорядні радіальні кулькові підшипники.

З попередніх розрахунків маємо:

Радіальне навантаження на підшипник: $F_r = 2012 H$;

Осьове навантаження на підшипник: $F_a = 577 H$;

Діаметр вала у місці посадки підшипника: $d_n = 45 \text{ мм}$;

Кутова швидкість вала: $\omega = 5,99 \text{ рад/с}$;

Експлуатаційний режим підшипникових опор характеризується стабільним навантаженням без динамічних збурень. Тепловий стан вузла залишається в межах нормативних значень (до 100°C), а жорсткість валопроводу виключає потребу в застосуванні самовстановлюваних підшипників.

Номінальна довговічність підшипника: $L_n = 75000 \text{ год}$;

Зважаючи на характер навантаження опорних вузлів редуктора, де радіальні сили є визначальними, обрано радіальний кульковий підшипник середньої серії 207. Згідно з ГОСТ 8338-75, обрана опора має паспортні значення вантажопідйомності: статичну $C_0 = 18600 H$ та динамічну $C = 33200 H$.

Обертається внутрішнє кільце.

Приймаємо коефіцієнт обертання: $V = 1$;

Коефіцієнт безпеки: $K_\sigma = 1$;

Температурний коефіцієнт: $K_m = 1$;

Відношенню: $\frac{F_a}{F_c} = \frac{577}{18600} = 0.031$;

відповідає коефіцієнт осьового навантаження: $e = 0.2$;

Відношенню: $\frac{F_a}{(V \times F_r)} = \frac{577}{1 \times 2012} = 0.29 > e = 0.22$;

відповідають коефіцієнт радіального навантаження: $X = 0.56$;

та коефіцієнт осьового навантаження: $Y = 1.99$;

Еквівалентне динамічне навантаження підшипника:

$$P = (X \times V \times F_r + Y \times F_a) \times K_\sigma \times K_m = (0.56 \times 1 \times 2012 + 1.99 \times 577) \times 1 \times 1 = 2275 H$$

Значення частоти обертання внутрішнього кільця підшипника, яке відповідає кутовій швидкості вала редуктора та детермінує часовий ресурс експлуатації опори:

$$n = \frac{30 \times \omega}{\pi} = \frac{30 \times 5.99}{3.14} = 57 \text{ хв}^{-1};$$

По таблицям [6] при довговічності підшипника $L_n = 75000 \text{ год}$ і частоті обертання кільця: $n = 57 \text{ хв}^{-1}$ відношення $\frac{C}{P} = 12,93$. Відповідно потрібна вантажопід'ємність підшипника:

$$C = 12,93 \times 2275 = 29416 H;$$

Результати розрахунку підтверджують працездатність підшипникових опор.

Проводимо розрахунок призматичних шпонок на міцність за параметрами контактного тиску та зсуву.

Вихідні данні:

$$b = 12 \text{ мм}; \quad h = 8 \text{ мм};$$

$$t_1 = 5.0 \text{ мм}; \quad t_2 = 3.3 \text{ мм};$$

$$l = 70 \text{ мм}; \quad l_p = 58 \text{ мм};$$

$$[\sigma_{зм}] = (160 \dots 180) \text{ МПа};$$

$$[\tau_{зп}] = (60 \dots 80) \text{ МПа};$$

$$\sigma_{зм} = \frac{2 \times T}{l_p \times d \times (h - t_1)} = \frac{2 \times 517.33 \times 10^3}{58 \times 40 \times (8 - 5.0)} = 149 \text{ МПа} \leq [\sigma_{зм}] = (160 \dots 180) \text{ МПа}$$

$$\tau_{зм} = \frac{2 \times T}{l_p \times d \times b} = \frac{2 \times 517.33 \times 10^3}{58 \times 40 \times 12} = 37 \text{ МПа} \leq [\tau_{зм}] = (60 \dots 80) \text{ МПа}$$

Тож умова виконується.

2.7 Уточнений розрахунок валів

При аналізі втомної міцності враховується специфіка навантаження вала: амплітудні напруження згину діють за симетричним законом обертання, а напруження кручення — за віднульовим циклом, що відповідає стабільному передавальному моменту з урахуванням пускових режимів.

Виконання перевірного розрахунку вала на витривалість у потенційно небезпечних перерізах. Розрахунок передбачає порівняння фактичного коефіцієнта запасу міцності S із мінімально допустимим $[S]$.

При цьому враховується асиметрія циклів навантаження для згинальних та дотичних напружень.

Розрахунок ведемо для більш підходящих небезпечних перерізів:

Ведучий вал

Матеріал валу – Сталь 45. Термічна обробка – покращення. Для якої:

$$\sigma_B = 400 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 363 \text{ МПа};$$

Номінальні напруження у перерізі А-А

$$\sigma_{ze} = 32 \times \frac{M_{max}}{\pi \times d^3} = 32 \times \frac{245021}{3.14 \times 50^3} = 20 \text{ МПа};$$

$$\tau = 16 \times T \times \pi \times d^3 = 16 \times 517330 \times 3.14 \times 50^3 = 21.1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_c = \frac{4 \times F_{ak}}{\pi \times d^2} = \frac{4 \times 577}{3.14 \times 50^2} = 0.3 \text{ МПа}$$

$$\sigma_c = \sqrt{(\sigma_{ze} + \sigma_c)^2 + 4 \times \tau^2} = \sqrt{(20 + 0.3)^2 + 4 \times 21.1^2} = 47 \text{ МПа}$$

Визначення максимального еквівалентного напруження в розрахункових перерізах вала під час пускових режимів, що супроводжуються піковими значеннями моментів згину та кручення:

$$\sigma_{E \max} = \sigma_E \times K_{II} = 47 \times 2.2 = 104 \text{ МПа}.$$

Визначення допустимої величини сумарних напружень, що порівнюється з піковими значеннями при перевантаженнях для запобігання виникненню залишкових деформацій:

$$[\sigma_E] = 0,8 \times \sigma_m = 0,8 \times 363 = 290 \text{ МПа}.$$

Умова статичної міцності:

$$\sigma_{E \max} = 104 \text{ МПа} < [\sigma_E] = 290 \text{ МПа}.$$

Розрахунок валу на втомну міцність:

На основі попереднього аналізу встановлено, що критичний стан конструкції досягається в перерізі А-А. Наявність шпонкового паза, виконаного пальцевою фрезою, створює суттєву концентрацію напружень, що зумовлює необхідність проведення уточненого розрахунку коефіцієнта запасу міцності саме для цієї ділянки вала.

Наявність комбінованого навантаження в критичному перерізі А-А потребує роздільного визначення коефіцієнтів запасу міцності за нормальними (S_σ) та дотичними (S_τ) напруженнями. На основі цих значень за принципом суперпозиції встановлюється результуючий коефіцієнт запасу S .

Границі втоми матеріалу:

$$\sigma_{-1} = 0,45 \times \sigma_g = 0,45 \times 400 = 180 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,25 \times \sigma_g = 0,25 \times 400 = 100 \text{ МПа};$$

Обчислення амплітуд нормальних і дотичних напружень у небезпечному перерізі, виходячи з геометрії вала та діючих на нього розрахункових моментів:

$$\sigma_a = \frac{M_{1\max}}{W_{он}} = \frac{245021}{11051} = 180 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \frac{T}{2 \times W_{pn}} = \frac{245021}{0,25 \times 400} = 11,1 \text{ МПа};$$

При визначенні моментів опору перерізу вала враховано вплив шпонкової канавки. Використання значень «нетто» дозволяє врахувати реальну несучу здатність вала в зоні встановлення зубчастого колеса:

$$W_{он} = \frac{\pi \times d^3}{32} - \frac{b \times t_1 \times (d - t_1)^2}{2 \times d} = \frac{3,14 \times 50^3}{32} - \frac{12 \times 5 \times (50 - 5)^2}{2 \times 50} = 11051 \text{ мм}^2;$$

$$W_{pn} = \frac{\pi \times d^3}{16} - \frac{b \times t_1 \times (d - t_1)^2}{2 \times d} = \frac{3.14 \times 50^3}{16} - \frac{12 \times 5 \times (50 - 5)^2}{2 \times 50} = 23316 \text{ мм}^2;$$

Визначення постійних складових циклу — середніх нормальних та дотичних напружень, що відображають асиметрію навантаження валопроводу при передачі сталого крутного моменту:

$$\sigma_m = \frac{F_{a2}}{\left(\frac{\pi \times d^2}{4} - b \times t_1 \right)} = \frac{577}{\left(\frac{3.14 \times 50^2}{4} - 12 \times 5 \right)} = 0.31 \text{ МПа};$$

$\tau_m = \tau_a = 11,1 \text{ МПа}$ - для випадку перенавантаження тільки у один бік;

Врахування впливу концентрації напружень від шпонкового паза через ефективні коефіцієнти витривалості. Вибір значень базується на марці сталі вала та технологічному факторі (виконання паза пальцевою фрезею), що детермінує втомну міцність деталі;

Визначення параметрів чутливості матеріалу вала до асиметрії циклу навантаження, що дозволяють врахувати вплив середніх напружень на границю витривалості конструкційної сталі:

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \times 10^{-4} \times \sigma_g = 0,02 + 2 \times 10^{-4} \times 589 = 0,14;$$

$$\psi_\tau = 0,5 \times \psi_\sigma = 0,5 \times 0,14 = 0,07;$$

Корекція границі витривалості матеріалу за допомогою коефіцієнтів впливу абсолютних розмірів. Це дозволяє врахувати зниження несучої здатності вала зі збільшенням його габаритів у порівнянні з еталонними випробувальними зразками:

$$K_d = 0.82.$$

Встановлення значень коефіцієнтів запасу за основними видами навантаження. Дані показники дозволяють оцінити ступінь наближення напруженого стану вала до критичної межі втомного руйнування при згині та крученні окремо:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{K_\sigma \times \sigma_a}{K_d} + \psi_\sigma \times \sigma_m \right)} = \frac{180}{\left(\frac{1.76 \times 22}{0.82} + 0.14 \times 0.31 \right)} = 2.8;$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{K_{\tau} \times \tau_a}{K_d} + \psi_{\tau} \times \tau_m \right)} = \frac{100}{\left(\frac{1.54 \times 11.1}{0.82} + 0.7 \times 11.1 \right)} = 4.3$$

Обчислення результуючого коефіцієнта запасу міцності валопроводу. Даний показник синтезує вплив згину та кручення, дозволяючи провести верифікацію вала на відповідність нормативним вимогам безпеки:

$$S = \frac{S_{\sigma} \times S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 \times S_{\tau}^2}} = \frac{2.8 \times 4.3}{\sqrt{2.8^2 \times 4.3^2}} = 2.25;$$

Оскільки мінімальний допустимий коефіцієнт запасу міцності $[S]_{\min} = 1.5$, то втомна міцність вала у перерізі А-А забезпечується.

Коректування розміру – непотрібне.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота присвячена модернізації приводу шнекового конвеєра, який призначений для транспортування зернових культур та автоматизації процесу їх завантаження у вантажні автомобілі.

1. В роботі було проаналізовано сучасний стан та тенденції розвитку транспортно-технологічних систем для зернових культур в Україні.

2. Проведено огляд існуючих конструкцій шнекових конвеєрів та виявлені основні причини їх недостатньої ефективності.

3. Виконано модернізаційні розрахунки валів, зубчастих пасових, передач приводу шнекового конвеєру.

4. Вибрано підшипники кочення та параметри шпонкових з'єднань для модернізованого приводу шнекового конвеєру.

5. Розроблено кресленики приводу шнекового конвеєру та редуктора який використовується в ньому.

ЛІТЕРАТУРА

1. Мажара, В. А., Гречка, А. І., Свяцький, В. В., Щербина, К. К., Мірзак, В.

- Я., Селєхова, В. М., ... & Шмельов, В. М. (2024). Кваліфікаційна робота за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти. Спец. 131 «Прикладна механіка». Кропивницький : ЦНТУ, 2024 – 40 с.
2. Щербина, К. К., Шмельов, В. М., Скрипник, О. В., Гречка, А. І., & Кузик, О. В. (2024). Кваліфікаційна робота зі спеціальності 131 «Прикладна механіка» за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти. Кропивницький : ЦНТУ, 2024 – 16 с.
 3. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и конструирование деталей машин. Харьков : «Основа», 1991. 276с.
 4. Методичні вказівки з застосування ПЕОМ до розрахунків пасових передач для студентів механічних спеціальностей / Ю.А. Невдаха та ін., –Кропивницький: ЦНТУ, 2019, 52с.
 5. 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.
 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. Боровик О. В., Малашин М. О. Довідник з креслення. Стандарти ISO : навчально-методичний посібник. Хмельницький: Видавництво НАДПСУ, 2014. 104 с.
 10. 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.
11. 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.
 12. Pavlenko I. I. Robotic technological complexes: monograph / I. I. Pavlenko, V. A. Mazhara; under the editorship I. I. Pavlenko. – Kropyvnytskyi: KOD, 2019. – 382 p.
 13. Мажара, В. А., Щербина, К. К., Артюхов, А. М., Тененика, С. А., & Шестаков, І. С. (2024). Система автоматизованого проєктування технологічного оснащення. // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. – Кропивницький : ЦНТУ, 2024. – Вип. 54. – С. 12-23.
 14. Мажара В. А. Комп'ютерна статистика в технології машинобудування. – 2017. – Кропивницький: ЦНТУ, 2017. – 52 с.
 15. Мажара В. А., Годунко М. О. Основи гнучкого автоматизованого виробництва. – 2018.
 16. Мажара В. Дослідження впливу тертя в шарнірах захватного пристрою на силу затиску // НАУКА–ВИРОБНИЦТВО. – 2025. – С. 115-117.
 17. Artemenko, D., S. Leshchenko, V. Onopa, V. Majara, and V. Deikun. Analysis of the combined coulter point of the precision seed drill. *Agricultural Engineering International: CIGR Journal*, 24(4), 2022: 57-71.
 18. Mazhara, V., Artiukhov, A., Hodunko, M., Shcherbyna, K., & Tenenyka, S. (2025). Structural Design of Robotic Complexes. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин : загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб. – Кропивницький : ЦНТУ, 2025. – Вип. 55. – С. 43-49.