

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
16 червня 2026 р.

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
за першим (бакалаврським) рівнем вищої освіти
на тему:
Модернізація приводу шнекового змішувача

Виконав здобувач вищої освіти
4 курсу групи ГМ-23мб-3
ОПП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____ Ростислав ШАТІЛОВ

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент

_____ Віталій МАЖАРА

Рецензент:
канд. техн. наук, доцент

_____ Тимофій РУДЕНКО

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 Шатілову Ростиславу Миколайовичу

Тема роботи:

Модернізація приводу шнекового змішувача

Керівник роботи:

канд. техн. наук, доцент Віталій МАЖАРА

Затверджено наказом ЦНТУ від 01 квітня 2026 року № 200-02.

Строк подання роботи до захисту:

16 червня 2026 р.

Мета та завдання кваліфікаційної роботи:

Мета: підвищення ефективності роботи шнекового змішувача шляхом обґрунтування параметрів та модернізації його приводу.

Завдання: розглянути конструктивні параметри шнекових змішувачів які можуть використовуватися для змішування кормів для худоби чи в будівельній галузі та особливості проектування їх елементів; провести розрахунки валів, зубчастих, клинопасових та ланцюгових передач приводу шнекового змішувача; виконати вибір підшипників кочіння та шпонкових з'єднань для модернізованого приводу змішувача; виконати кресленики приводу шнекового змішувача та черв'ячного редуктора який буде використовуватися в ньому.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів випускної кваліфікаційної роботи	Строк виконання роботи	Примітка
1	Опрацювання навчальної та наукової літератури по тематиці роботи	28.03.2026 р.	
2	Виконання загальної частини	12.04.2026 р.	
3	Виконання конструкторської частини	06.05.2026 р.	
4	Розробка креслеників	19.05.2026 р.	
5	Перевірка роботи на академічний плагіат	04.06.2026 р.	
6	Рецензування роботи	06.06.2026 р.	

Дата видачі завдання
13 квітня 2026 р.

Здобувач вищої освіти _____ Ростислав ШАТІЛОВ

Керівник роботи _____ Віталій МАЖАРА

АНОТАЦІЯ

Шатілов Р.М. Модернізація приводу шнекового змішувача : кваліфікаційна бакалаврська робота : спец. 133 Галузеве машинобудування / наук. кер. В.А. Мажара. Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. Кропивницький : ЦНТУ, 2026. 48 с.

Креслеників – разом 3 аркуші формату А1.

Метою даної бакалаврської роботи є підвищення ефективності роботи шнекового змішувача шляхом обґрунтування параметрів та модернізації його приводу.

Актуальність роботи. В умовах постійного зростання вартості енергоносіїв та підвищення вимог до якості продукції, модернізація приводу шнекового змішувача, є надзвичайно актуальною науково-технічною задачею. Це дозволяє не лише суттєво скоротити енергоспоживання, але й забезпечити гнучке керування технологічним процесом, підвищити надійність обладнання та його міжремонтний ресурс.

В роботі були розглянуті конструктивні параметри шнекових змішувачів які можуть використовуватися для змішування кормів для худоби чи в будівельній галузі та особливості проектування їх елементів; проведені розрахунки валів, зубчастих, клинопасових та ланцюгових передач приводу шнекового змішувача; виконі вибір підшипників кочіння та шпонкових з'єднань для модернізованого приводу змішувача. Розроблені кресленики приводу шнекового змішувача та черв'ячного редуктора який використовується в ньому.

редуктор, шнековий змішувач, мастило для редуктора, вал, шестерня

ANNOTATION

Rostyslav SHATILOV. Modernization of the screw mixer drive. Qualification work for the educational level "Bachelor", specialty 133 Industrial Engineering / Scientific supervisor Vitalii MAZHARA. Central Ukrainian National Technical University. Kropyvnytskyi. 2026. 48 p.

Drawings – summary 3 sheets A1 format.

The aim of this bachelor's thesis is to improve the efficiency of a screw mixer by justifying its parameters and modernising its drive.

Relevance of the work. In the context of constantly rising energy costs and increasing product quality requirements, modernising the screw mixer drive is an extremely relevant scientific and technical task. This not only significantly reduces energy consumption, but also ensures flexible control of the technological process, increases the reliability of the equipment and its service life between repairs.

The paper considers the design parameters of screw mixers that can be used for mixing animal feed or in the construction industry, as well as the design features of their components; calculations of shafts, gear, V-belt and chain drives of the screw mixer drive are performed; the selection of rolling bearings and key connections for the modernised mixer drive is carried out. Drawings have been developed for the screw mixer drive and the worm gear used in it.

gearbox, screw mixer, gearbox lubricant, shaft, gear

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

ПОЯСНЮВАЛЬНА ЗАПИСКА

до кваліфікаційної роботи на тему:

Модернізація приводу шнекового змішувача

КРБ.ГМ.26.06.23.00.00

Виконав здобувач вищої освіти
4 курсу групи ГМ-23мб-3
ОПП «Галузеве машинобудування»
спеціальності 133 «Галузеве
машинобудування»

_____ Ростислав ШАТІЛОВ

Керівник роботи:
канд. техн. наук, доцент

_____ Віталій МАЖАРА

Кропивницький 2026

ЗМІСТ

Вступ	7
1. Загальна частина	8
1.1 Загальне призначення та сфера застосування шнекових змішувачів	8
1.2 Класифікація та конструктивні особливості шнекових змішувачів	9
1.3 Висновки по розділу	17
2. Конструкторська частина	19
2.1 Вибір і розрахунок електродвигуна	19
2.2 Розрахунок клинопасової передачі	23
2.3 Розрахунок черв'ячної передачі	26
2.4 Розрахунок ланцюгової передачі	30
2.5 Попередній розрахунок валів	34
2.6 Конструктивні розміри черв'яка, черв'ячного колеса, шківів та зірочок	35
2.7 Конструктивні розміри корпусу та кришки редуктора	36
2.8 Перевірка довговічності підшипників	37
2.9 Перевірка міцності шпонкових з'єднань	39
2.10 Уточнюючий розрахунок валів	40
2.11 Вибір мастила для редуктора	43
Висновки	46
Список використаних джерел	47

ВСТУП

Ефективне функціонування багатьох галузей промисловості, зокрема агропромислового комплексу, хімічної, будівельної та харчової промисловості, неможливе без використання змішувального обладнання. Шнекові змішувачі є одним з найбільш поширених типів апаратів для одержання однорідних сипучих сумішей завдяки своїй конструктивній простоті, надійності та безперервності процесу.

Ключовим елементом, що визначає продуктивність, якість змішування та енергоефективність всього агрегату, є його привод. На багатьох вітчизняних підприємствах досі експлуатується значна кількість шнекових змішувачів, оснащених застарілими, нерегульованими або ступінчасто регульованими приводами. Такі системи часто працюють у неоптимальних режимах, що призводить до перевитрат електроенергії, зниження якості готового продукту через неможливість точного налаштування режиму змішування під різні рецептури, а також до підвищеного механічного зносу обладнання через жорсткі пуски.

В умовах постійного зростання вартості енергоносіїв та підвищення вимог до якості продукції, модернізація приводу шнекового змішувача, є надзвичайно актуальною науково-технічною задачею. Це дозволяє не лише суттєво скоротити енергоспоживання, але й забезпечити гнучке керування технологічним процесом, підвищити надійність обладнання та його міжремонтний ресурс.

Метою даної бакалаврської роботи є підвищення ефективності роботи шнекового змішувача шляхом обґрунтування параметрів та модернізації його приводу.

При виконанні кваліфікаційної роботи беремо до уваги рекомендації, що наведені в джерелах [1] та [2].

1 ЗАГАЛЬНА ЧАСТИНА

1.1 Загальне призначення та сфера застосування шнекових змішувачів

Шнекові (гвинтові) змішувачі є одним з найбільш поширених класів обладнання, призначеного для гомогенізації (однорідного перемішування) сипких, порошкоподібних, гранульованих та дрібнодисперсних матеріалів. Їхня основна мета – отримання однорідної суміші з двох або більше компонентів, які можуть відрізнятися за своїми фізико-механічними властивостями, такими як щільність, розмір та форма частинок.

Завдяки своїй конструктивній простоті, надійності в експлуатації та відносній універсальності, шнекові змішувачі знайшли широке застосування у численних галузях промисловості:

Аграрний сектор: виробництво комбікормів, кормових добавок (преміксів) та білково-вітамінних концентратів. Забезпечення однорідності розподілу поживних речовин, вітамінів та мікроелементів є критичним для ефективності годівлі тварин.

Харчова промисловість: виготовлення сухих сумішей для напоїв (кава 3-в-1, какао), кондитерських виробів (борошняні суміші, пудинги), спортивного харчування, спецій та приправ.

Хімічна промисловість: виробництво мінеральних добрив, побутової хімії (пральних порошків), пігментів, пластмас (змішування полімерної крихти з барвниками та стабілізаторами).

Будівельна промисловість: виготовлення сухих будівельних сумішей (цементно-піщаних, штукатурних, клейових), де потрібен точний та рівномірний розподіл в'язучих речовин, наповнювачів та модифікуючих добавок.

Фармацевтична промисловість: змішування активних фармацевтичних інгредієнтів з допоміжними речовинами (наповнювачами, розпушувачами) для подальшого таблетування або капсулювання.

Окрім основного завдання – змішування, – шнекові апарати можуть виконувати низку супутніх технологічних операцій. Залежно від конструкції, вони можуть одночасно транспортувати матеріал (горизонтально або під нахилом), зволожувати (шляхом введення рідких компонентів через форсунки), нагрівати або охолоджувати продукт (за наявності сорочки охолодження/нагріву на корпусі).

В різних літературних джерелах, зокрема [10-12] розглядаються конструктивні особливості, класифікація і етапи проектування шнекових змішувачів для різних завдань.

1.2 Класифікація та конструктивні особливості шнекових змішувачів

В основі роботи будь-якого шнекового змішувача лежить робочий орган – шнек (гвинт), який обертається всередині нерухомого корпусу (жолоба). Однак, залежно від орієнтації валу та особливостей конструкції, їх класифікують на два основних типи:

Горизонтальні шнекові змішувачі: Найбільш поширена група. Робочий вал розташований горизонтально. Вони можуть бути одно- або двовальними (одно- або двошнековими).

Вертикальні шнекові змішувачі: Вал розташований вертикально, а корпус найчастіше має конічну форму.

За режимом роботи змішувачі поділяються на порційні (циклічної дії) та безперервної дії. У порційних апаратах компоненти завантажуються, перемішуються протягом визначеного часу, після чого готова суміш повністю вивантажується. У змішувачах безперервної дії подача компонентів та виведення готового продукту відбуваються одночасно та безперервно.

1.2.1 Конструктивні особливості та принцип роботи горизонтальних змішувачів

Найбільш ефективним та поширеним типом горизонтального змішувача є шнековий змішувач. Його робочий орган являє собою не суцільний шнек, а комбінацію з двох (або більше) спіралей, закріплених на одному валу. Ці спіралі мають різний діаметр та протилежний напрямок навивки.



Рисунок 1.1 – Зовнішній вигляд горизонтального шнекового змішувача

Горизонтальний шнековий змішувач складається з корпусу, робочого валу, електроприводу з редуктором та вузли завантаження/вивантаження.

Корпус. Найчастіше має U-подібну форму (жолоб), що оптимально відповідає траєкторії руху зовнішніх елементів шнека та мінімізує "мертві" (неперемішувані) зони на дні. Рідше зустрічаються циліндричні корпуси (О-подібні), які зазвичай використовуються для процесів, що відбуваються під тиском або у вакуумі.



Рисунок 1.2 – Шнек змішувач

Робочий вал. Горизонтально розташований вал, на якому кріпляться змішувальні елементи.

Привід. Електродвигун з редуктором (ланцюговим або зубчастим), що забезпечує необхідний крутний момент та оптимальну швидкість обертання вала.

Вузли завантаження/вивантаження. Завантажувальні патрубки зазвичай розташовані на верхній кришці. Вивантажувальний вузол (найчастіше шиберна заслінка або секторний затвор) знаходиться у нижній точці корпусу, переважно по центру.

Ключова перевага горизонтальних змішувачів – висока інтенсивність змішування завдяки активному конвективному та зсувному руху матеріалу. Вони ідеально підходять для отримання гомогенних сумішей з компонентів, що сильно відрізняються за щільністю та розміром частинок.

Принцип роботи шнекового змішувача базується на створенні складних зустрічних конвективних потоків:

Зовнішній шнек (спіраль) має більший діаметр і розташований ближче до стінок U-подібного корпусу. Він сконструйована таким чином, що при

обертанні вала переміщує матеріал від країв змішувача до центру (або вздовж однієї стінки в один бік).

Внутрішній шнек має менший діаметр і протилежний напрямок навивки. Він захоплює матеріал у центральній частині і переміщує його у зворотному напрямку – до країв змішувача.

Така конструкція генерує інтенсивний тривимірний рух частинок у всьому об'ємі камери змішування. Окрім осевого (вздовж вала) переміщення, відбувається постійне радіальне переміщення: матеріал піднімається стрічками з нижньої частини жолоба і обсипається вниз під дією сили тяжіння.

Процес змішування в таких апаратах складається з трьох основних механізмів:

- конвективне змішування – масштабне переміщення великих мас матеріалу у протилежних напрямках, створене шнеками. Це найшвидший механізм.

- дифузійне змішування – хаотичний, індивідуальний рух частинок одна відносно одної в зонах, де матеріал "обсипається" з шнеку.

- зсувне змішування - виникає на межі шарів, що рухаються з різною швидкістю, особливо між зоною дії внутрішнього та зовнішнього шнеків.

Завдяки цьому досягається високий ступінь гомогенності (часто до 95-98%) за відносно короткий час циклу (3-15 хвилин, залежно від продукту).

Рідше зустрічаються горизонтальні змішувачі з одним або двома суцільними шнеками (подібні до гвинтових конвеєрів). Їхній принцип роботи більше покладається на транспортування та пересипання.

Одношнекові. При обертанні шнек переміщує матеріал вздовж осі. Змішування відбувається переважно за рахунок різниці швидкостей руху шарів, що прилягають до вала та до стінок корпусу, а також за рахунок обсипання матеріалу з верхньої частини витка. Ефективність такого змішування невисока.

Двошнекові. Два шнеки, що обертаються паралельно, значно інтенсифікують процес. Вони можуть бути:

- зустрічного обертання, коли шнеки обертаються назустріч один одному (один догори в центрі, інший донизу). Це створює зону стискання матеріалу між шнеками, посилюючи зсув та перемішування.

- однонаправленого обертання, коли шнеки обертаються в одному напрямку. Вони переважно виконують транспортну функцію, але якщо вони мають зачеплення, то також забезпечують ефект самоочищення та перетирання.

1.2.2 Принцип роботи вертикальних змішувачів

Вертикальні шнекові змішувачі, як правило, мають конічний корпус та один (рідше два) вертикально розташований шнек. Їхній принцип дії кардинально відрізняється від горизонтальних аналогів і є значно делікатнішим. У цьому типі апаратів робочий вал зі шнеком розташований вертикально. Такі пристрої складаються з корпусу, шнеків та приводу з редуктором.



а)



б)

Рисунок 1.3 – Робочий орган вертикального шнекового змішувача:

а – HIMEL серії V; б – Demi-mix 6

Корпус. Найчастіше має конічну форму з вершиною вниз. Це ключова особливість, що забезпечує повне гравітаційне сповзання матеріалу до зони забору шнека та гарантує повне вивантаження продукту (100% спорожнення), що є критичним у фармацевтиці чи виробництві дорогих хімікатів.

Робочий орган (шнек). Зазвичай це суцільний гвинтовий шнек, розташований у центрі або асиметрично.

Привід. Може бути розташований зверху (підвісний шнек) або знизу (опорний шнек).

Процес змішування відбувається наступним чином:

Перший етап – підйом, шнек, розташований у центрі (або асиметрично біля стінки) конуса, захоплює матеріал з нижньої, найвужчої частини ємності.

Другий етап – транспортування, обертаючись, шнек піднімає матеріал вертикально вгору.

Третій етап – розподіл та гравітація, досягнувши верхньої частини змішувача, матеріал викидається шнеком у сторони (часто за допомогою спеціального розсіювача або "фонтануючого" пристрою).

Четвертий етап – опускання, під дією сили тяжіння частинки повільно опускаються донизу вздовж стінок конічного корпусу, знову потрапляючи у зону забору шнека.

Таким чином, утворюється безперервний циркуляційний контур. Гомогенізація досягається за рахунок багаторазового проходження всього об'єму матеріалу через цей цикл. Змішування тут переважно конвективне.

Для інтенсифікації процесу та усунення "мертвих зон" (зон, де матеріал рухається слабо, наприклад, біля стінок) застосовують удосконалені конструкції, зокрема планетарні змішувачі. У таких апаратах шнек не просто обертається навколо своєї осі, але й одночасно обертається по орбіті вздовж внутрішньої стінки конічного корпусу (планетарний рух). Це гарантує, що шнек послідовно проходить через усі точки об'єму змішувача, забезпечуючи повне перемішування без застійних зон.

Вертикальні змішувачі використовуються для:

- делікатних та крихких продуктів (наприклад, чайний лист, пластівці, гранули), оскільки процес змішування є дуже м'яким, з низьким рівнем зсуву та тертя;
- продуктів, чутливих до нагрівання, оскільки енерговиділення при такому змішуванні мінімальне;
- забезпечення повного вивантаження продукту завдяки конічній формі дна, що важливо для дорогих компонентів або при частій зміні рецептур.

1.2.3 Інші конструкції змішувачів

1.2.3.1 Лопатеві змішувачі

Зовні схожі на шнекові, але замість суцільних гвинтових стрічок на валу закріплені окремі лопаті (лопатки), розташовані під різними кутами до осі обертання.

Лопаті можуть мати різну форму (прямокутні, у формі плуга). Вони встановлені так, щоб їхні траєкторії руху частково перекривалися, створюючи складний рух матеріалу.

Лопаті буквально підкидають матеріал, переміщуючи його не стільки вздовж осі, скільки у радіальному напрямку. Це створює так званий "киплячий шар" або зону флюїдизації у центрі апарату.

Такі конструкції забезпечують ще швидше змішування, ніж стрічкові (часто час циклу в 1.5-2 рази менший). Вони менш чутливі до коефіцієнта заповнення і краще працюють з крихкими матеріалами, оскільки основний рух — підкидання, а не зсув. Також вони чудово підходять для введення рідких компонентів (рідина рівномірно розпилюється на "киплячий" матеріал).

1.2.3.2 Змішувачі зі суцільним шнеком

Використовуються рідше для чистого змішування, оскільки їхня конструкція більше сприяє транспортуванню.

Конструкція аналогічна гвинтовому конвеєру. Робочий орган – суцільна гвинтова спіраль.

Для посилення змішувального ефекту їх часто роблять двовальними (двошнековими). Два шнеки можуть обертатися в одному напрямку (однонаправлене обертання) або назустріч один одному (зустрічне обертання), входячи у взаємне зачеплення (intermeshing). Такі апарати часто використовуються для в'язких, пастоподібних продуктів або для процесів, де змішування поєднується з екструзією чи нагріванням (наприклад, у полімерній промисловості).

Планетарні конічні змішувачі.

Це вдосконалений тип вертикального змішувача, що вирішує проблему потенційних "мертвих зон" біля стінок конуса.

Конструктивно він має конічний корпус та вертикальний шнек. Шнек не лише обертається навколо своєї осі, але й одночасно рухається по орбіті (планетарно) вздовж внутрішньої стінки конуса. Цей рух забезпечується спеціальним поворотним кронштейном, на якому закріплений привід шнека.

Гарантоване перемішування всього об'єму продукту. Шнек послідовно "обробляє" весь матеріал від стінки до центру. Це забезпечує найвищий ступінь гомогенності при збереженні делікатного поводження з продуктом.

1.2.3.3 Змішувачі безперервної та циклічної дії

Циклічні змішувачі мають закриту камеру. Цикл роботи: завантаження компонентів -> змішування (фіксований час) -> повне вивантаження. Ідеальні для точного дозування та роботи з різними рецептурами. Усі описані вище конструкції (стрічкові, лопатеві, вертикальні) найчастіше є циклічними.

Змішувачі безперервної дії мають чітко визначені зони входу та виходу. Компоненти подаються безперервно у заданій пропорції, переміщуються вздовж довгого корпусу шнеком і виходять з протилежного кінця вже у вигляді суміші.

Конструктивно такий змішувач це довгий горизонтальний жолоб (О- або U-подібний) з одним або двома шнеками, витки або лопаті яких налаштовані не лише на змішування, але й на примусове осьове транспортування.

Використовуються на високопродуктивних, однотипних виробництвах, де не потрібна часта зміна рецептури (наприклад, виробництво сухих будівельних сумішей у великих обсягах).

Вибір конкретного виду та конструкції шнекового змішувача є компромісним рішенням, яке залежить від десятків факторів: фізико-механічних властивостей компонентів (сипкість, щільність, розмір, крихкість, абразивність), необхідної продуктивності, вимог до гомогенності та чистоти обладнання.

1.3 Висновки по розділу

Редуктор це пристрій для зниження швидкості обертання двигуна і він є критичним вузлом, що адаптує енергію двигуна до реальних та жорстких умов роботи змішувача.

Основна функція редуктора — знизити високу швидкість (1500 об/хв) двигуна і пропорційно збільшити крутний момент. Шнеку не потрібна швидкість, йому потрібна сила для переміщення щільних, злипаних мас.

Старі черв'ячні чи циліндричні редуктори мають низький ККД (60-70%) і сильно нагріваються. Сучасні циліндричні або планетарні редуктори мають ККД >95%, передаючи більше потужності на вал, а не в тепло, що дозволяє економити електроенергію або ставити двигун меншої потужності.

Також редуктор має витримати згаданий вище піковий пусковий момент та удари. Важливим є не лише номінальна потужність, але й сервіс-фактор

редуктора. Старі редуктори часто обиралися "на межі". Модернізація передбачає встановлення редуктора з належним сервіс-фактором (часто 1.5-2.0 і вище для важких умов), що гарантує виживання під час ударів. Сучасні редуктори мають кращу конструкцію зубчастих передач, наприклад косозубі, які краще розподіляють навантаження, ніж прямозубі [17].

Редуктор у змішувачі сприймає не лише крутний момент. Вага шнека (особливо у консольних конструкціях) та матеріал, що тисне на нього, створюють величезні радіальні (згинаючі) та осьові (штовхаючі) сили на вихідному валу. Дешеві редуктори загального призначення мають слабкі підшипники на вихідному валу, які швидко руйнуються від таких навантажень. Сучасні редуктори мають посилений підшипниковий вузол, міцніший корпус та вихідний вал збільшеного діаметру, що розраховані на десятиліття роботи під такими комбінованими навантаженнями.

Заміна старого, неефективного редуктора на сучасний високоефективний, наприклад з циліндричною або конічно-циліндричною передачею, пряму знижує споживання електроенергії. Крім того, сучасні редуктори мають кращі системи ущільнень (запобігають витoku мастила та потраплянню пилу) та більший міжсервісний інтервал, що знижує загальні витрати [18].

Тож модернізація редуктора – це не просто заміна старого на нове. Це можливість привести привод у відповідність до реальних, важких умов експлуатації, які диктуються складною фізикою процесу змішування. Сучасний редуктор забезпечує надійність при пікових навантаженнях, витримує згинаючі сили від валу і робить це з максимальною енергоефективністю.

2 КОНСТРУКТОРСЬКА ЧАСТИНА

Проведемо розрахунки і виконаємо кресленики редуктора, який може бути використано в приводі шнекового змішувача.

Технічні характеристики:

$P_{в.}$, кВт - зусилля на вихідному валі	2,8
$V_{в.}$, м/хв. – колова швидкість обертання вихідного валу	2000
Тип пасової передачі	КП
L_h , год - строк служби	5000
$T_{max}/T_{ном}$ - короткочасне перевантаження	1,35

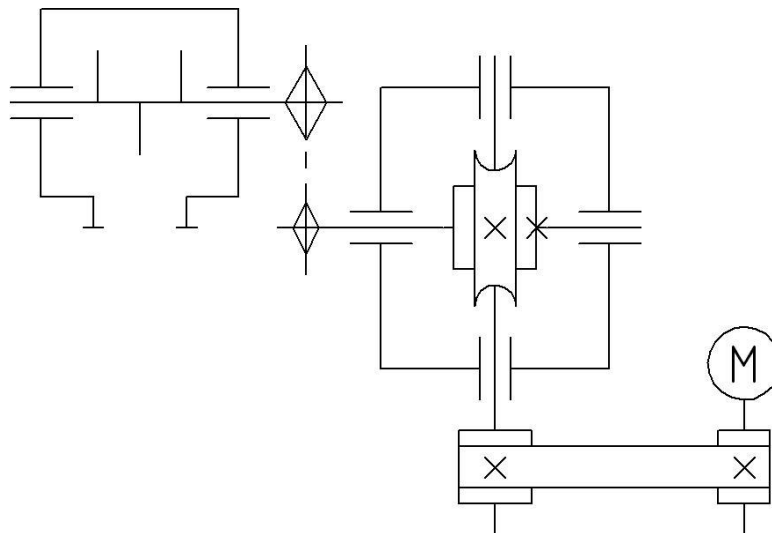


Рисунок 2.1 – Схема приводу шнекового змішувача

2.1 Вибір і розрахунок електродвигуна

2.1.1 Визначаємо необхідну потужність електродвигуна:

$$P_{дв} = \frac{P_{в.}}{\eta_{заг}}, \quad (2.1)$$

де

$P_{в.}$ - потужність на виході;

$\eta_{заг}$ - загальний ККД привода.

Визначаємо потужність на виході:

$$P_B = \frac{F_B \cdot V_B}{1000} = \frac{1500 \cdot 0.85}{1000} = 1.28 \text{ кВт}; \quad (2.2)$$

Визначаємо загальний ККД привода:

$$\eta_{\text{заг}} = \eta_{\text{пас.п.}} \cdot \eta_{\text{чер.п.}} \cdot \eta_{\text{лан.п.}} \cdot \eta_{\text{підш.}}^3 \quad (2.3)$$

$\eta_{\text{пас.п.}}$ - ККД пасової передачі, приймаємо 0.95;

$\eta_{\text{чер.п.}}$ - ККД черв'ячної передачі, приймаємо 0.75;

$\eta_{\text{лан.п.}}$ - ККД ланцюгової передачі, приймаємо 0.93;

$\eta_{\text{підш.}}$ - ККД пари підшипників, приймаємо 0.99;

$$\eta_{\text{заг}} = 0.95 \cdot 0.75 \cdot 0.93 \cdot 0.99^3 = 0.64;$$

$$P_{\text{дв}}^{\text{пот}} = \frac{1.28}{0.64} = 2.0 \text{ кВт};$$

2.1.2 Знаходимо діапазон частоти обертання валу електродвигуна:

Визначаємо оберти на вихідному валу:

$$n_B = \frac{60000 \cdot V_B}{\pi \cdot d_A} = \frac{60000 \cdot 0.85}{3.14 \cdot 300} = 54.14 \text{ об/хв.}; \quad (2.4)$$

Діапазон частот обертання електродвигуна:

$$n_{\text{MIN}} \leq n_{\text{дв}} \leq n_{\text{MAX}}$$

$$n_{\text{MIN}} = n_B \cdot U_{\text{кп.п.}}^{\text{MIN}} \cdot U_{\text{чер.п.}}^{\text{MIN}} \cdot U_{\text{лан.п.}}^{\text{MIN}} = 54.14 \cdot 1.8 \cdot 14 \cdot 1.8 = 2455.79 \text{ об/хв.};$$

$$n_{\text{MAX}} = n_B \cdot U_{\text{кп.п.}}^{\text{MAX}} \cdot U_{\text{чер.п.}}^{\text{MAX}} \cdot U_{\text{лан.п.}}^{\text{MAX}} = 54.14 \cdot 1.8 \cdot 80 \cdot 5 = 38980.80 \text{ об/хв.}$$

З умови $n_{\text{MIN}} \leq n_{\text{дв}} \leq n_{\text{MAX}}$ приймаємо електродвигун: типу 4А80В2У3:

Синхронна частота обертів 3000 об/хв.;

Потужність $P = 2.2 \text{ кВт}$;

Частота обертання $n = 2850 \text{ об/хв.}$;

Параметри вибраного двигуна відповідають умові:

$$2455.79 < 2850 < 38980.80;$$

2.1.3 Визначаємо необхідну потужність на кожному валу:

Потужність на першому валу:

$$P_I = P_{дв}^{пот} = 2.0 \text{ кВт};$$

Потужність на другому валу:

$$P_{II} = P_{дв} \cdot \eta_{кп.п.} \cdot \eta_{п.пцш.} = 2.0 \cdot 0.95 \cdot 0.99 = 1.88 \text{ кВт};$$

Потужність на третьому валу:

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{чеп.п.} \cdot \eta_{п.п.} = 1.88 \cdot 0.75 \cdot 0.99 = 1.40 \text{ кВт};$$

Потужність на четвертому валу:

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{лан.п.} \cdot \eta_{п.п.} = 1.40 \cdot 0.93 \cdot 0.99 = 1.28 \text{ кВт};$$

2.1.4 Знаходимо загальне передаточне число привода:

$$U_{заг} = \frac{n_{дв}}{n_B} = \frac{2850}{54.14} = 54.64; \quad (2.5)$$

Розбиваємо передаточне число по степеням привода:

$$U_{кп.п.} = 1.316;$$

$$U_{чеп.п.} = 20 \text{ (2 зах.)};$$

$$U_{лан.п.} = 2;$$

2.1.5 Визначаємо частоту обертання кожного валу привода:

Частота обертання першого валу:

$$n_1 = n_{дв} = 2850 \text{ об/хв.};$$

Частота обертання другого валу:

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{кп.п.}} = \frac{2850}{1.316} = 2165.66 \text{ об/хв.};$$

Частота обертання третього валу:

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{чеп.п.}} = \frac{2165.66}{20} = 108.28 \text{ об/хв.};$$

Частота обертання четвертого валу:

$$n_4 = \frac{n_3}{U_{\text{ЛАН.П.}}} = \frac{108.28}{2} = 54.14 \text{ об/хв.};$$

2.1.6. Визначаємо кутову швидкість на кожному валу:

Кутова швидкість на першому валу:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3.14 \cdot 2850}{30} = 298.30 \text{ рад/с}; \quad (2.6)$$

Кутова швидкість на другому валу:

$$\omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{3.14 \cdot 2165.66}{30} = 226.67 \text{ рад/с};$$

Кутова швидкість на третьому валу:

$$\omega_3 = \frac{\pi \cdot n_3}{30} = \frac{3.14 \cdot 108.28}{30} = 11.33 \text{ рад/с};$$

Кутова швидкість на четвертому валу:

$$\omega_4 = \frac{\pi \cdot n_4}{30} = \frac{3.14 \cdot 54.14}{30} = 5.67 \text{ рад/с.}$$

2.1.7 Визначаємо крутний момент на кожному валу привода:

Крутний момент на першому валу:

$$T_1 = \frac{P_I}{\omega_1} = \frac{2000}{298.30} = 7.38 \text{ Н м}; \quad (2.7)$$

Крутний момент на другому валу:

$$T_2 = \frac{P_{II}}{\omega_2} = \frac{1880}{226.67} = 9.13 \text{ Н м};$$

Крутний момент на третьому валу:

$$T_3 = \frac{P_{III}}{\omega_3} = \frac{1400}{11.33} = 135.92 \text{ Н м};$$

Крутний момент на четвертому валу:

$$T_4 = \frac{P_{IV}}{\omega_4} = \frac{1280}{5.67} = 250.44 \text{ Н м.}$$

2.2 Розрахунок клинопасової передачі

Вихідні дані з попередніх розрахунків:

$$P_I = 2.2 \text{ кВт};$$

$$n_1 = 2850 \text{ об/хв.};$$

$$n_2 = 2165.66 \text{ об/хв.};$$

$$T_2 = 9.13 \text{ Н м.}$$

Згідно таб.1.1 [3] дану потужність можна передавати пасами таких перерізів: О, А, Б.

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

Приймаємо згідно таб.1.1 [3] переріз паса А.

По таб.1.4 [3] приймаємо діаметр меншого шківa $D_1 = 125 \text{ мм}$.

Визначаємо швидкість паса:

$$V = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3.14 \cdot 125 \cdot 2850}{60 \cdot 1000} = 18.64 \text{ м/с.} \quad (2.8)$$

Визначаємо діаметр більшого шківa:

$$D_2 = D_1 \cdot U_{\text{кп.п.}} = 125 \cdot 1.316 = 161.21 \text{ мм.} \quad (2.9)$$

Згідно з ДСТУ 1284-68 приймаємо діаметри шківів:

$$D_1 = 125 \text{ мм; та } D_2 = 160 \text{ мм.}$$

По стандартним значенням діаметрів шківів визначаємо дійсні частоти обертання валів:

$$n_2 = (1 - \xi) \cdot \frac{D_1 \cdot n_1}{D_2} = (1 - 0.02) \cdot \frac{125 \cdot 2850}{160} = 2182 \text{ об/хв.} \quad (2.10)$$

Уточнюємо передаточне число:

$$U_{\text{кп.п.}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2850}{2182} = 1.306. \quad (2.11)$$

Вибираємо згідно з ДСТУ 1284-68 розміри перерізу паса, мм:

b_p – ширина паса, $b_p = 11$ мм;

h – висота паса, $h = 8$ мм;

A – площа перерізу, $A = 81$ мм²;

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a_{MIN} = 0.55 \cdot (D_1 + D_2) + h = 0.55 \cdot (125 + 160) + 8 = 164.75 \text{ мм};$$

$$a_{MAX} = 2 \cdot (D_1 + D_2) = 2 \cdot (125 + 160) = 570 \text{ мм};$$

$$a = \frac{a_{MIN} + a_{MAX}}{2} = \frac{164.75 + 570}{2} = 367.375 \text{ мм}. \quad (2.12)$$

Визначаємо довжину паса:

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

$$l = 2 \cdot 367.375 + \frac{3.14}{2} \cdot (125 + 160) + \frac{(160 - 125)^2}{4 \cdot 367.375} = 1183.03 \text{ мм}.$$

За стандартом приймаємо довжину паса найближчу до розрахункової:

$$l = 1250 \text{ мм}.$$

Уточнюємо міжосьову відстань:

$$a = 0.25 \left[l - \pi \cdot D_{CEP} + \sqrt{(l - \pi \cdot D_{CEP})^2 - 2 \cdot (D_2 - D_1)^2} \right] \quad (2.14)$$

$$a = 0.25 \left[1250 - 3.14 \cdot 142.5 + \sqrt{(1250 - 3.14 \cdot 142.5)^2 - 2 \cdot (160 - 125)^2} \right] = 400 \text{ мм}.$$

Мінімальна міжосьова відстань для монтажу паса:

$$a_{MIN} = a - 0.01 \cdot l = 400 - 0.01 \cdot 1250 = 387.5 \text{ мм}.$$

Максимальна міжосьова відстань для підтягування паса:

$$a_{MAX} = a + 0.025 \cdot l = 400 + 0.025 \cdot 1250 = 431.25 \text{ мм}.$$

Визначаємо число пробігів паса в секунду:

$$v = \frac{V}{l \cdot 10^{-3}} = \frac{18.64}{1250 \cdot 10^{-3}} = 14.91 \text{ м/с}, \quad (2.15)$$

$$v_d = 15 \text{ м/с},$$

$$v < v_d.$$

Визначаємо кут обхвату:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{(D_2 - D_1) \cdot 57}{a} = 180^\circ - \frac{(160 - 125) \cdot 57}{400} = 175^\circ. \quad (2.16)$$

Коефіцієнт кута обхвату:

$$C_\alpha = 1 - 0.003 \cdot (180 - \alpha) = 1 - 0.003 \cdot (180 - 175) = 0.985;$$

Коефіцієнт швидкості:

$$C_v = 1.05 - 0.0005 \cdot V^2 = 1.05 - 0.0005 \cdot 18.64^2 = 0.912;$$

Приймаємо корисне напруження, Н/мм:

$$\text{При } \sigma_o = 1.2: \sigma_{tdo} = 1.78.$$

Вибираємо коефіцієнт динамічності і навантаження: $C_p = 1$.

Корисне допустиме напруження в заданих умовах:

$$\sigma_{td} = \sigma_{tdo} \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p = 1.78 \cdot 0.985 \cdot 0.912 \cdot 1 = 1.60. \quad (2.17)$$

Колове зусилля:

$$F_T = \frac{1000 \cdot P_I}{V} = \frac{1000 \cdot 2.2}{16.64} = 118 \text{ Н}. \quad (2.18)$$

Визначаємо число пасів:

$$z = \frac{F_T}{\sigma_{td} \cdot A} = \frac{118}{1.60 \cdot 81} = 0.91, \quad (2.19)$$

приймаємо $z = 1$.

Позначення паса: А – 1250 ДСТУ 1284-68.

Визначаємо силу, яка діє на вали:

$$Q = 2 \cdot \sigma_o \cdot z \cdot \frac{\sin \alpha}{2} = 2 \cdot 1.2 \cdot 1 \cdot \frac{0.9990}{2} = 97 \text{ Н}. \quad (2.20)$$

2.3 Розрахунок черв'ячної передачі

2.3.1 Проектний розрахунок

Орієнтоване значення швидкості:

$$V_s = 4\omega_1 \cdot \sqrt{T_2} \cdot 10^{-3} = 4 \cdot 226.67 \cdot \sqrt{135.92} \cdot 10^{-3} = 4.66 \text{ м/с}; \quad (2.21)$$

Вибираємо матеріал черв'яка і вінця черв'ячного колеса: черв'як – сталь 45; вінець черв'ячного колеса – бронза БрА10Ж4Н4.

Допустиме контактне напруження для зубців черв'ячних коліс виготовлених з безолов'яних бронз, допустиме контактне напруження визначають із умови опору заїданню залежно від швидкості ковзання V_s і беруть $[\sigma_H] = [\sigma_H]_0$ за таблицею 2.1 [4]:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 = 300 - 25 \cdot V_s = 300 - 25 \cdot 4.66 = 183.5 \text{ Н};$$

Допустиме напруження на втомний злам:

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL}, \quad (2.22)$$

де $[\sigma_F]_0$ - допустиме напруження для бази випробувань;

N_{FO} , Н/мм², яке залежить від границь міцності σ_B та текучості σ_T ;

K_{FL} - коефіцієнт довговічності;

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}, \quad (2.23)$$

де N_{FE} - еквівалентне число циклів навантаження зубців за строк служби;

$$N_{FE} = K_{FE} \cdot N_{\Sigma}, \quad (2.24)$$

де N_{Σ} - загальне число циклів за строк служби при постійному навантаженні $K_{FE} = 1$;

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot n_2 \cdot t = 60 \cdot 108.28 \cdot 5000 = 32484000;$$

$$N_{FE} = 1 \cdot 32484000 = 32484000;$$

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{100000}{32484000}} = 0.68;$$

$$[\sigma_F]_0 = 0.16 \cdot \sigma_B = 0.16 \cdot 650 = 104 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_F] = 104 \cdot 0.68 = 70.72 \text{ Н/мм}^2;$$

Гранично допустиме напруження $[\sigma_H]_{MAX}$ та $[\sigma_F]_{MAX}$:

$$[\sigma_H]_{MAX} = 2 \cdot \sigma_T = 2 \cdot 430 = 860 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma_F]_{MAX} = 0.8 \cdot \sigma_T = 0.8 \cdot 430 = 344 \text{ Н/мм}^2;$$

Призначаємо число заходів черв'яка і обчислюємо число зубців черв'ячного колеса:

$$z_1 = 2; z_2 = z_1 \cdot U_{\text{чЕР.П.}} = 2 \cdot 20 = 40;$$

Задаємося коефіцієнтом діаметра черв'яка - $q = 8$.

Задаємося коефіцієнтом навантаження:

$$K_H = K_\beta \cdot K_v = 1.2 \dots 1.4,$$

де K_β - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по ширині вінця черв'ячного колеса;

K_v - коефіцієнт динамічного навантаження;

Обчислюємо міжосьову відстань з умови міцності за контактними напруженнями:

$$a_w = 31 \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H}{([\sigma_H] \cdot z_2 / q)^2}} = 31 \left(\frac{40}{8} + 1 \right) \cdot \sqrt[3]{\frac{135920 \cdot 1.4}{(187 \cdot 40 / 8)^2}} = 113.30 \text{ мм.}$$

Одержане розрахункове значення округлюємо до найближчого більшого стандартного значення за ГОСТ 2144-76: $a_w = 125 \text{ мм.}$

За стандартним значенням a_w і номінальному передаточному числу приймаємо основні параметри передачі [4]:

- число зубців черв'ячного колеса: $z_2 = 40$;
- модуль: $m = 5 \text{ мм}$;
- коефіцієнт діаметра черв'яка: $q = 10$;
- коефіцієнт зміщення: $x = 0$;

- фактичне передаточне число: $U = 20$.

Визначаємо кут підйому витка [4]: $\gamma = 11^\circ 18' 36'' = 11.310^\circ$.

Обчислюємо швидкість ковзання:

$$V_s = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000 \cdot \cos \gamma} = \frac{3.14 \cdot 50 \cdot 2182}{60000 \cdot 0.9805} = 5.82 \text{ м/с.} \quad (2.25)$$

Визначаємо основні розміри черв'яка і черв'ячного колеса:

Черв'як:

ділильний діаметр: $d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм}$;

діаметр вершин витків: $d_{a1} = m \cdot (q + 2) = 5 \cdot (10 + 2) = 60 \text{ мм}$;

діаметр впадин: $d_{f1} = m \cdot (q - 2.4) = 5 \cdot (10 - 2.4) = 38 \text{ мм}$;

довжина черв'яка: $b_1 = (11 + 0.06 \cdot z_2) \cdot m + 25 = (11 + 0.06 \cdot z_2) \cdot m + 25 = 92 \text{ мм}$.

Черв'ячне колесо:

ділильний діаметр: $d_2 = m \cdot z_2 = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм}$;

діаметр вершин витків: $d_{a2} = m \cdot (z_2 + 2 + 2 \cdot x) = 5 \cdot (40 + 2 + 2 \cdot 0) = 210 \text{ мм}$;

діаметр впадин: $d_{f2} = m \cdot (z_2 - 2.4 + 2 \cdot x) = 5 \cdot (40 - 2.4 + 2 \cdot 0) = 188 \text{ мм}$;

найбільший діаметр: $d_{am2} \leq d_{a2} + 1.5m = 217.5$, приймаємо 216 мм;

ширина черв'ячного колеса: $b_2 \leq 0.75 \cdot d_{a1} = 0.75 \cdot 60 = 45 \text{ мм}$.

Колова сила черв'яка, що дорівнює осьовій силі черв'ячного колеса:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 9130}{50} = 365 \text{ Н.} \quad (2.26)$$

Колова сила черв'ячного колеса, що дорівнює осьовій силі черв'яка:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 135920}{200} = 1360 \text{ Н.} \quad (2.27)$$

Радіальні сили:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1360 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 495 \text{ Н} \quad (2.28)$$

α - профільний кут черв'яка в осьовому перерізі: $\alpha = 20^\circ$.

2.3.2 Перевірочні розрахунки

У відповідності з швидкістю ковзання за ДСТУ 3675-81 призначаємо ступінь точності [4]: для черв'ячної передачі з швидкістю ковзання $V_s = 5.82$ м/с приймаємо 8 ст. точності.

Уточнюємо значення допустимих контактних напружень, враховуючи фактичне значення $V_s = 5.82$:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_0 = 300 - 25 \cdot V_s = 300 - 25 \cdot 5.82 = 154.5 \text{ Н/мм}^2.$$

Уточнюємо коефіцієнт навантаження:

$$K_H = K_F = K_\beta \cdot K_v; \quad (2.29)$$

Коефіцієнт концентрації навантаження:

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - x), \quad (2.30)$$

де θ - коефіцієнт деформації черв'яка $\theta = 86$;

x - коефіцієнт, що враховує вплив режиму роботи: $x = 1$.

$$K_\beta = 1 + \left(\frac{40}{86} \right)^3 \cdot (1 - 1) = 1.$$

Коефіцієнт динамічного навантаження визначають залежно від ступеня точності і швидкості ковзання: $K_v = 1.4$.

$$K_H = K_F = 1 \cdot 1.4 = 1.4;$$

Перевіряємо умову контактної міцності:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2 / q} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot (z_2 / q + 1)^3}{a_w^3}}, \quad (2.31)$$

$$\sigma_H = \frac{170}{40/10} \cdot \sqrt{\frac{135920 \cdot 1.4 \cdot (40/10 + 1)^3}{125_w^3}} = 148.31 < 154.5 \text{ Н/мм}^2.$$

Визначимо еквівалентне число зубців черв'ячного колеса:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{0.9805^3} = 43. \quad (2.32)$$

Коефіцієнт форми зубців черв'ячного колеса: $Y_F = 1.48$.

Перевіримо дотримання умови міцності на згин зубців черв'ячного колеса:

$$\sigma_F = 1.4 \cdot Y_F \cdot \frac{T_2 \cdot K_F}{d_2 \cdot b_2 \cdot m \cdot \cos \gamma} \quad (2.33)$$

$$\sigma_F = 1.4 \cdot 1.48 \cdot \frac{1.5920 \cdot 1.4}{200 \cdot 40 \cdot 5 \cdot 0.9805} = 10.05 < 104 \text{ Н/мм}^2.$$

Проведемо перевірочні розрахунки на перевантаження:

Умова міцності:

$$\sigma_{HMAX} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{\Pi}} \leq [\sigma_H]_{MAX}. \quad (2.33)$$

$$\sigma_{FMAX} = \sigma_F \cdot K_{\Pi} \leq [\sigma_F]_{MAX}. \quad (2.33)$$

$$K_{\Pi} = \frac{T_{MAKC}}{T_{НОМ}} = 1.35$$

$$\sigma_{HMAX} = 148.31 \cdot \sqrt{1.35} = 164.31 < 860 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{FMAX} = 10.05 \cdot 1.35 < 344 \text{ Н/мм}^2.$$

2.4 Розрахунок ланцюгової передачі

2.4.1 Проектний розрахунок

Вихідні дані до розрахунку:

Потужність на валу ведучої зірочки: $P_1 = 1540 \text{ Вт}$;

Обертний момент на валу ведучої зірочки: $T_1 = 135920 \text{ Н мм}$;

Кутова швидкість на валу ведучої зірочки: $\omega_1 = 11.33 \text{ рад/с}$;

Передаточне число ланцюгової передачі: $U = 2$.

Приймаємо число зубців ведучої зірочки [4]: $z_1 = 27$;

Визначаємо число зубців веденої зірочки:

$$z_2 = z_1 \cdot U = 27 \cdot 2 = 54.$$

Перевіряємо умову: $z_2 \leq z_{\max} = 100 \dots 120$; $54 < 100 \dots 120$;

Обчислюємо коефіцієнт експлуатації:

$$K_E = K_D \cdot K_A \cdot K_H \cdot K_{PG} \cdot K_3 \cdot K_P, \quad (2.34)$$

Де $K_D = 1$ - динамічний коефіцієнт при спокійному навантаженні;

$K_A = 1$ - враховує вплив міжосьової відстані;

$K_H = 1$ - враховує вплив кута нахилу лінії центрів;

$K_{PG} = 1.25$ - враховує спосіб регулювання натягу ланцюгу;

$K_3 = 1.5$ - при періодичному змащуванні;

$K_P = 1$ - враховує тривалість роботи на добу.

$$K_E = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1.25 \cdot 1.5 \cdot 1 = 1.875.$$

Задаємося допустимим тиском в шарнірах ланцюга: $[q] = 30.7 \text{ Н/мм}^2$.

Обчислюємо необхідний крок ланцюга:

$$P \geq 2.82 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_E}{z_1 \cdot [q]}} = 2.82 \cdot \sqrt[3]{\frac{135920 \cdot 1.875}{27 \cdot 30.7}} = 19.03 \text{ мм}. \quad (2.35)$$

Вибираємо ланцюг з відповідним кроком [4]: ПР-19.05-3180; $P=19.05$ мм; $F_p = 31800 \text{ Н}$; $A=106 \text{ мм}^2$; $m=1.90 \text{ кг}$;

Довжина ланцюга:

$$l_p = 2a_p + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{a_p}; \quad (2.36)$$

$$l_p = 2 \cdot 40 + \frac{27 + 54}{2} + \left(\frac{54 - 27}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{1}{40} = 120 \text{ мм}.$$

Уточнюємо розрахункову міжосьову відстань:

$$a = \frac{P}{4} \cdot \left[l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(l_p - \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right] \quad (2.37)$$

$$a = \frac{19.05}{4} \cdot \left[120 - \frac{27 + 54}{2} + \sqrt{\left(120 - \frac{54 - 27}{2 \cdot 3.14} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{54 - 27}{2 \cdot 3.14} \right)^2} \right] = 750 \text{ мм}.$$

Основні розміри зірочок:

Ділильні діаметри:

$$d = \frac{P}{\sin \frac{180}{z}}; \quad (2.38)$$

$$d_1 = \frac{19.05}{\sin \frac{180}{27}} = 164.22 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{19.05}{\sin \frac{180}{54}} = 328.44 \text{ мм}.$$

Діаметри кола виступів:

$$d_a = \frac{P}{\operatorname{tg} \frac{180}{z}} + 0.5 \cdot P; \quad (2.39)$$

$$d_{a1} = \frac{19.05}{\operatorname{tg} \frac{180}{27}} + 0.5 \cdot 19.05 = 172.49 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = \frac{19.05}{\operatorname{tg} \frac{180}{54}} + 0.5 \cdot 19.05 = 337.41 \text{ мм};$$

2.4.2 Перевірочні розрахунки

Перевіряємо виконання що до кутової швидкості:

$$\omega_1 \leq \omega_{\text{MAX}};$$

$$11.33 < 90.$$

Визначаємо середню кутову швидкість:

$$V = \omega_1 \cdot \frac{d_1}{2} = 11.33 \cdot \frac{0.164}{2} = 0.93 \text{ м/с}. \quad (2.40)$$

Визначаємо колову силу:

$$F_T = \frac{P_1}{V} = \frac{1540}{0.93} = 1655 \text{ Н}; \quad (2.41)$$

Перевіряємо ланцюг на зносостійкість:

$$q = \frac{F_T \cdot K_E}{A} = \frac{1655 \cdot 1.875}{106} = 29.27 < 30.7 \text{ Н/мм}^2 \quad (2.42)$$

Обчислюємо натяг ланцюга від відцентрових сил:

Визначаємо натяг від власної ваги:

$$F_O = K_f \cdot a \cdot m \cdot g,$$

де K_f - коефіцієнт провисання ланцюга: $K_f = 4$;

g - прискорення вільно падаючого тіла, м/с^2 .

$$F_O = 4 \cdot 0.75 \cdot 1.9 \cdot 9.8 = 56 \text{ Н}.$$

Перевіряємо ланцюг за запасом міцності:

$$S = \frac{F_P}{F_T \cdot K_d + F_O} = \frac{31800}{1655 + 56} = 18.59 > 8.2. \quad (2.43)$$

Визначаємо наближений розрахунок ланцюга на довговічність за допустимим числом ударів в секунду [4]:

$$\nu = \frac{z_1 \cdot \omega_1}{\pi \cdot l_p} = \frac{27 \cdot 11.33}{3.14 \cdot 120} = 0.81 < 18 \text{ 1/с} \quad (2.44)$$

Перевіряємо ланцюг на резонанс:

$$\omega_{1P} = \frac{\pi}{z_1 \cdot a} \cdot \sqrt{\frac{F_T}{m}} = \frac{3.14}{27 \cdot 0.75} \cdot \sqrt{\frac{1655}{1.9}} = 4.57 \text{ рад/с}; \quad (2.45)$$

$$\omega_{1P} \neq \omega_1 - \text{умова виконується};$$

Визначаємо коефіцієнт навантаження на вали зірочок:

$$F_B = K_B \cdot F_T,$$

де K_B - коефіцієнт навантаження валу $K_B = 1.05$;

$$F_B = 1.05 \cdot 1655 = 1738 \text{ Н}.$$

2.5 Попередній розрахунок валів

Швидкохідний вал.

Діаметр вихідного кінця при допустимім напруженні $[\tau_K] = 15 \text{ МПа}$:

$$d_{B1} = \sqrt{\frac{16 \cdot T_2}{\pi \cdot [\tau_K]}} = \sqrt{\frac{16 \cdot 9130}{3.14 \cdot 15}} = 14.58 \text{ мм}, \quad (2.46)$$

приймаємо $d_{B1} = 16 \text{ мм}$;

Діаметр під підшипники: $d_{П1} = 25 \text{ мм}$.

Черв'як з валом виконуємо за одне ціле.

Тихохідний вал.

Діаметр вихідного кінця при допустимім напруженні $[\tau_K] = 30 \text{ МПа}$:

$$d_{B2} = \sqrt{\frac{16 \cdot T_3}{\pi \cdot [30]}} = \sqrt{\frac{16 \cdot 135920}{3.14 \cdot 30}} = 30.26 \text{ мм}, \quad (2.47)$$

приймаємо $d_{B2} = 32 \text{ мм}$;

Діаметр валу під підшипники $d_{П2} = 40 \text{ мм}$;

Діаметр під зубчатим колесом $d_K = 45 \text{ мм}$.

Вал змішувача.

Діаметр вихідного кінця при допустимім напруженні $[\tau_K] = 30 \text{ МПа}$:

$$d_{B3} = \sqrt{\frac{16 \cdot T_4}{\pi \cdot [30]}} = \sqrt{\frac{16 \cdot 250440}{3.14 \cdot 30}} = 34.91 \text{ мм}, \quad (2.48)$$

приймаємо 35 мм;

Діаметр валу під підшипники; $d_{П3} = 40 \text{ мм}$;

Діаметри останніх частин валів назначають виходячи з конструктивних міркувань при компоновці редуктора.

2.6 Конструктивні розміри черв'яка, черв'ячного колеса, шківів та зірочок

Черв'як виконуємо за одне ціле з валом, його розміри розраховано вище: $d_1 = 50\text{мм}$; $d_{a1} = 60\text{мм}$; $b_1 = 92\text{мм}$.

Черв'ячне колесо: $d_2 = 200\text{мм}$; $d_{a2} = 210\text{мм}$; $b_2 = 45\text{мм}$;

Діаметр маточини черв'ячного колеса:

$$d_m = (1.6 \div 1.8) \cdot d_k = (1.6 \div 1.8) \cdot 45 = 72 \div 81\text{мм},$$

приймаємо $d_m = 75\text{мм}$.

Довжина маточини черв'ячного колеса:

$$l_m = (1.2 \div 1.8) \cdot d_k = (1.2 \div 1.8) \cdot 45 = 54 \div 81\text{мм},$$

приймаємо $l_m = 65\text{мм}$.

Ведений шків клинопасової передачі: $D_2 = 160\text{мм}$;

Діаметр маточини шківа:

$$d_{mш2} = 1.6 \cdot d_{B1} = 1.6 \cdot 16 = 28.8\text{мм},$$

приймаємо $d_{mш2} = 30\text{мм}$.

Довжина маточини шківа:

$$l_{mш2} = (1.2 \div 1.6) \cdot d_{B1} = (1.2 \div 1.) \cdot 16 = 19.2 \div 28.8\text{мм},$$

приймаємо $l_{mш2} = 26\text{мм}$.

Ведуча зірочка: $d_3 = 164.22\text{мм}$; $d_{a3} = 172.49\text{мм}$.

Діаметр маточини зірочки:

$$d_{mз1} = 1.6 \cdot d_{B2} = 1.6 \cdot 32 = 51.2\text{мм},$$

приймаємо $d_{mз1} = 52\text{мм}$.

Довжина маточини зірочки:

$$l_{mз1} = (1.2 \div 1.6) \cdot d_{B2} = (1.2 \div 1.) \cdot 32 = 38.4 \div 51.2\text{мм},$$

приймаємо $l_{mз1} = 45\text{мм}$.

Ведена зірочка: $d_4 = 328.44\text{мм}$; $d_{a4} = 337.41\text{мм}$;

Діаметр маточини зірочки:

$$d_{M32} = 1.6 \cdot d_{B3} = 1.6 \cdot 32 = 56 \text{ мм},$$

приймаємо $d_{M32} = 56 \text{ мм}$.

Довжина маточини зірочки:

$$l_{M32} = (1.2 \div 1.6) \cdot d_{B3} = (1.2 \div 1.) \cdot 35 = 42 \div 56 \text{ мм},$$

приймаємо $l_{M31} = 55 \text{ мм}$.

2.7 Конструктивні розміри корпусу та кришки редуктора

Товщина стінок корпусу та кришки:

$$\delta = 0.04 \cdot a + 2 = 0.04 \cdot 125 + 2 = 7 \text{ мм}.$$

приймаємо $\delta = 8 \text{ мм}$;

$$\delta_1 = 0.032 \cdot a + 2 = 0.032 \cdot 125 + 2 = 6 \text{ мм}.$$

приймаємо $\delta_1 = 8 \text{ мм}$;

Товщина фланців верхнього поясу корпусу та поясу кришки:

$$b = 1.5 \cdot \delta = 1.5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

$$b_1 = 1.5 \cdot \delta_1 = 1.5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}.$$

Товщина фланців нижнього поясу редуктора:

$$p = 2.35 \cdot \delta = 2.35 \cdot 8 = 18.8 \text{ мм}.$$

приймаємо $p = 20 \text{ мм}$.

Діаметр фундаментальних болтів:

$$d_1 = (0.03 \div 0.036)a + 12 = (0.03 \div 0.036) \cdot 125 + 12 = (15.75 \div 16.5) \text{ мм};$$

Приймаємо болти з різьбою M16.

Кріплячи кришку до корпусу у підшипників:

$$d_2 = (0.7 \div 0.75) \cdot d_1 = (0.7 \div 0.75) \cdot 16 = (11.2 \div 12) \text{ мм}.$$

Приймаємо болти з різьбою M12.

З'єднуючих кришку з корпусом:

$$d_3 = (0.5 \div 0.6) \cdot d_1 = (0.5 \div 0.6) \cdot 16 = (8 \div 9.6)_{\text{мм}}.$$

Приймаємо болти з різьбою М10.

2.8 Перевірка довговічності підшипників

З попередніх розрахунків маємо: $F_{T2} = 1360\text{Н}$, $F_{R2} = 495\text{Н}$; $F_{a2} = 365\text{Н}$.

З першого етапу компоновки: $l_2 = 95\text{мм}$.

Реакції опор:

В площині ХZ:

$$R_{z3} = R_{z4} = \frac{F_{T2}}{2} = \frac{1360}{2} = 680\text{ Н}; \quad (2.49)$$

Перевірка: $R_{z3} + R_{z4} - F_T = 680 + 680 - 1360 = 0$.

В площині YZ:

$$R_{y3} \cdot l_2 + F_{R2} \cdot \frac{l_2}{2} - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0; \quad (2.50)$$

$$R_{y3} = \frac{-F_{R2} \cdot \frac{l_2}{2} + F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2}}{l_2} = \frac{-495 \cdot \frac{95}{2} + 365 \cdot \frac{210}{2}}{95} = 155\text{ Н};$$

$$R_{y4} \cdot l_2 - F_{R2} \cdot \frac{l_2}{2} - F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0 \quad (2.51)$$

$$R_{y4} = \frac{F_{R2} \cdot \frac{l_2}{2} + F_{A2} \cdot \frac{d_2}{2}}{l_2} = \frac{495 \cdot \frac{95}{2} + 365 \cdot \frac{210}{2}}{95} = 650\text{ Н};$$

Перевірка: $R_{y3} - R_{y4} + F_R = 155 - 650 + 495 = 0$.

Сумарні реакції:

$$P_{R3} = \sqrt{R_{z3}^2 + R_{y3}^2} = \sqrt{680^2 + 155^2} = 698\text{Н}; \quad (2.52)$$

$$P_{R4} = \sqrt{R_{z4}^2 + R_{y4}^2} = \sqrt{680^2 + 650^2} = 940\text{Н}. \quad (2.53)$$

Осьові складові радіальних реакцій конічних підшипників:

$$S_3 = 0.83 \cdot e \cdot P_{R3} = 0.83 \cdot 0.28 \cdot 689 = 162 \text{ Н}; \quad (2.54)$$

$$S_4 = 0.83 \cdot e \cdot P_{R4} = 0.83 \cdot 0.28 \cdot 940 = 218 \text{ Н}. \quad (2.55)$$

e – коефіцієнт впливу осьового навантаження, $e=0.28$;

Осьові навантаження: в нашому випадку $S_3 < S_4$

$$P_{A3} = F_{A2} > S_4 - S_3,$$

$$\text{тоді } P_{A3} = S_3 = 162 \text{ Н};$$

$$P_{A4} = F_{A2} + S_3 = 365 + 162 = 527 \text{ Н}.$$

Для правого (з індексом 3) підшипника відношення:

$$\frac{P_{A3}}{P_{R3}} = \frac{162}{698} = 0.23 < e,$$

тому при розрахунку еквівалентного навантаження осьові сили не враховуються.

Для лівого підшипника (з індексом 4) відношення:

$$\frac{P_{A4}}{P_{R4}} = \frac{527}{940} = 0.56 > e, \text{ враховуємо осьові сили.}$$

Еквівалентне навантаження:

$$P_{E3} = P_{R3} \cdot V \cdot K_\delta \cdot K_T = 698 \cdot 1 \cdot 1.3 \cdot 1 = 907 \text{ Н};$$

$$V = 1 \quad K_\delta = 1.3 \dots 1.5 \quad K_T = 1$$

$$P_{E4} = (X \cdot P_{R4} \cdot V + Y \cdot P_{A4}) \cdot K_\delta \cdot K_T = (0.56 \cdot 940 \cdot 1 + 1.55 \cdot 527) \cdot 1.3 \cdot 1 = 1746 \text{ Н}$$

$$X=0.56;$$

$$Y=1.55.$$

Розрахункова довговічність:

$$L = \left(\frac{C}{P_{E4}} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{66}{1.746} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{66}{1.746} \right)^3 \cdot \sqrt[3]{\frac{66}{1.746}} = 181273 \text{ млн. об.}; \quad (2.56)$$

Розрахункова довговічність:

$$L_H = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_3} = \frac{181273 \cdot 10^6}{60 \cdot 108.28} = 2.79 \cdot 10^7 \text{ год.}; \quad (2.57)$$

Розрахунок підшипників інших валів проводимо аналогічно.

2.9 Перевірка міцності шпонкових з'єднань

Шпонки призматичні зі округленими торцями. Розміри перетинів шпонок та їх довжини по ГОСТ 23360-78.

Матеріал шпонок: сталь 45 нормалізована.

Напруження змину і умова міцності:

$$\sigma_{3M}^{\max} = \frac{2 \cdot T}{d(h - t_1) \cdot (l - b)} \cdot \quad (2.58)$$

Допустимі напруження зминання при сталій маточині $[\sigma_{3M}] = 100 \div 120 \text{ МПа}$.

Швидкохідний вал: $d_{B1} = 16 \text{ мм}$, $b \times h = 5 \times 5$, $t_1 = 3 \text{ мм}$;

довжина шпонки $l = 20 \text{ мм}$;

момент на швидкохідному валу $T_2 = 9.13 \text{ Нм}$.

$$\sigma_{3M}^{\max} = \frac{2 \cdot 9130}{16(5 - 3) \cdot (20 - 5)} = 38.04 \text{ МПа} < 100 \dots 120 \text{ МПа};$$

Тихохідний вал: $d_{B2} = 32 \text{ мм}$, $b \times h = 10 \times 8$, $t_1 = 5.5 \text{ мм}$;

довжина шпонки $l = 40 \text{ мм}$;

момент на тихохідному валу $T_3 = 135.92 \text{ Нм}$.

$$\sigma_{3M}^{\max} = \frac{2 \cdot 135920}{32(8 - 5) \cdot (40 - 10)} = 94.39 \text{ МПа} < 100 \dots 120 \text{ МПа};$$

$d_K = 45 \text{ мм}$, $b \times h = 14 \times 9$, $t_1 = 5.5 \text{ мм}$;

довжина шпонки $l = 56 \text{ мм}$;

момент на тихохідному валу $T_3 = 135.92 \text{ Нм}$.

$$\sigma_{3M}^{\max} = \frac{2 \cdot 135920}{16(14 - 5.5) \cdot (56 - 14)} = 41.09 \text{ МПа} < 100 \dots 120 \text{ МПа};$$

Вал змішувача: $d_{B3} = 35 \text{ мм}$, $b \times h = 10 \times 8$, $t_1 = 5.5 \text{ мм}$;

довжина шпонки $l = 55 \text{ мм}$;

момент на тихохідному валу $T_4 = 250.44 \text{ Нм}$.

$$\sigma_{3M}^{\max} = \frac{2 \cdot 250440}{35(10-5) \cdot (55-10)} = 119.25 \text{ МПа} < 100 \dots 120 \text{ МПа}.$$

2.10 Уточнюючий розрахунок валів

Тихохідний вал.

Матеріал – сталь 45, термічна обробка – нормалізація, $\sigma_B = 570 \text{ МПа}$ [5].

Межі витривалості:

$$\sigma_{-1} = 0.43 \cdot \sigma_B = 0.43 \cdot 570 = 246 \text{ МПа}.$$

$$\tau_{-1} = 0.58 \cdot \sigma_{-1} = 0.58 \cdot 570 = 142 \text{ МПа}.$$

Перетин А-А: діаметр валу в цьому перетині $d_K = 50 \text{ мм}$. Концентрацію напруження викликає наявність шпонкової канавки: по табл. 8.5 [5] $k_\sigma = 1.59$ та $k_\tau = 1.68$; по табл. 8.8 [5] масштабні фактори $\varepsilon_\sigma = 0.835$ та $\varepsilon_\tau = 0.715$; коефіцієнти $\psi_\sigma = 0.15$ та $\psi_\tau = 0.1$.

Крутний момент: $T = 135.92 \text{ Нм}$.

Згинаючі моменти в горизонтальній площині:

$$M_{z3} = R_{y3} \cdot \frac{l}{2} = 155 \cdot 47.5 = 7362.5 \text{ Нмм}; \quad (2.59)$$

$$M_{z4} = -R_{y4} \cdot \frac{l}{2} = 650 \cdot 47.5 = -30875 \text{ Нмм}. \quad (2.60)$$

Згинаючі моменти в вертикальній площині:

$$M_{y3} = M_{y4} = R_{z3} \cdot \frac{l}{2} = 680 \cdot 47.5 = 32300 \text{ Нмм}. \quad (2.61)$$

Сумарний згинаючий момент в перетині А-А:

$$M_3 = \sqrt{M_{z3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{7362.5^2 + 32300^2} = 33128.5 \text{ Нмм}. \quad (2.62)$$

$$M_4 = \sqrt{M_{z4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{-30875^2 + 32300^2} = 44683 \text{ Нмм}. \quad (2.63)$$

Момент протидії крученню ($d = 45\text{мм}$, $b = 14$, $t_1 = 5.5\text{мм}$):

$$W_{KHETTO} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}. \quad (2.64)$$

$$W_{KHETTO} = \frac{3.14 \cdot 45^3}{16} - \frac{14 \cdot 5.5 \cdot (45 - 5.5)^2}{2 \cdot 45} = 17978.5\text{мм}^3.$$

Момент протидії згину:

$$W_{HETTO} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}. \quad (2.65)$$

$$W_{HETTO} = \frac{3.14 \cdot 45^3}{32} - \frac{14 \cdot 5.5 \cdot (45 - 5.5)^2}{2 \cdot 45} = 9037\text{мм}^3.$$

Амплітуда та середнє напруження циклу дотикових напружень:

$$\tau_v = \tau_M = \frac{T_2}{2 \cdot W_{KHETTO}} = \frac{135920}{2 \cdot 17978} = 3.78 \text{ МПа}. \quad (2.66)$$

Амплітуда та середнє напруження нормальних напружень:

$$\sigma_v = \frac{M_4}{W_{HETTO}} = \frac{44683}{9037} = 4.95 \text{ МПа}; \quad (2.67)$$

$$\sigma_M = 0.$$

Коефіцієнт запасу міцності по нормальним напруженням:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \cdot \sigma_v + \psi_\sigma \cdot \sigma_M} = \frac{246}{\frac{1.59}{0.835} \cdot 4.95} = 26.09. \quad (2.68)$$

Коефіцієнт запасу міцності по дотиковим напруженням:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} \cdot \tau_v + \psi_\tau \cdot \tau_M} = \frac{142}{\frac{1.68}{0.715} \cdot 3.78 + 0.1 \cdot 3.78} = 15.34. \quad (2.69)$$

Результуючий коефіцієнт запасу міцності для перетину А-А:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{26.09 \cdot 15.34}{\sqrt{26.09^2 + 15.34^2}} = 13.22. \quad (2.70)$$

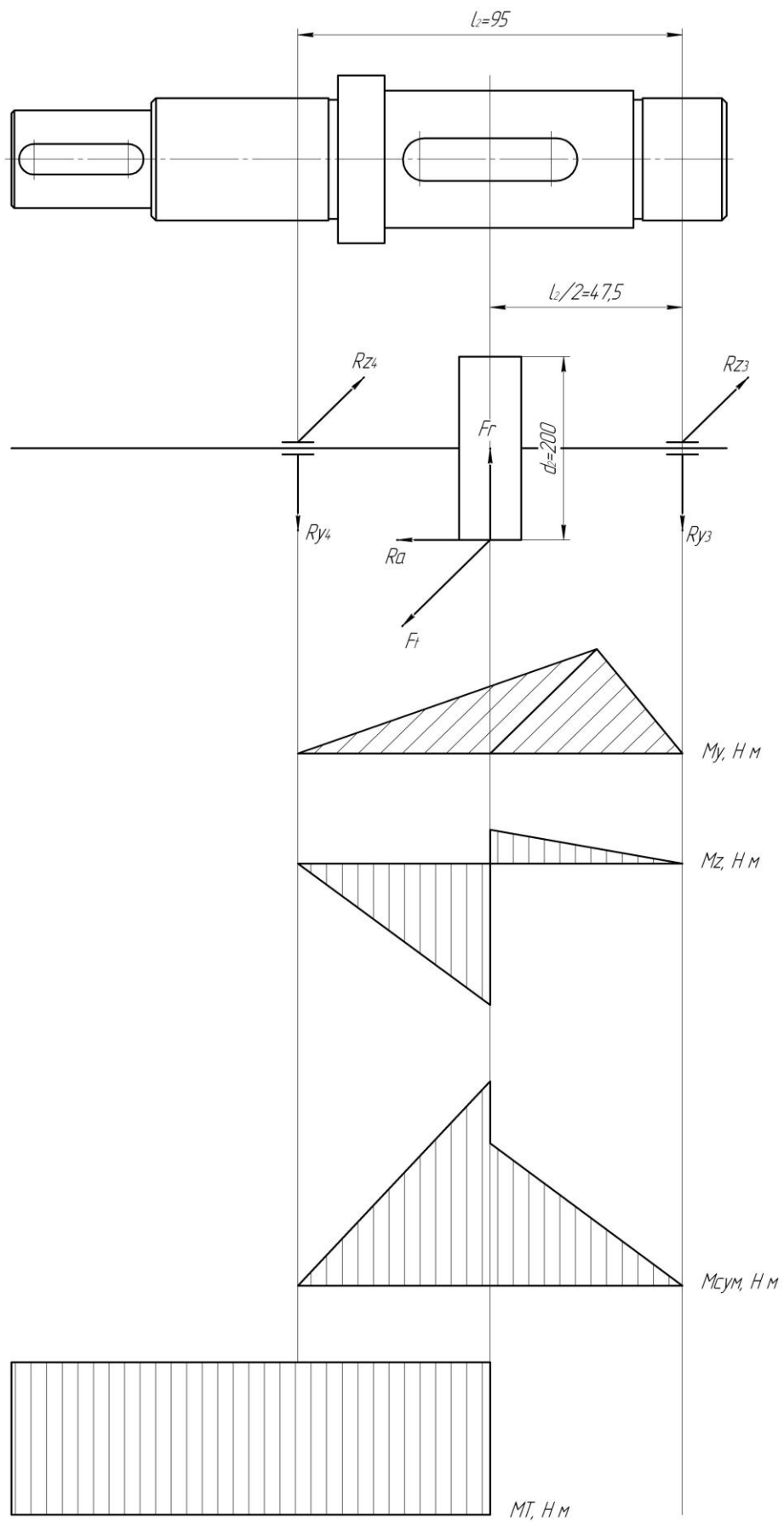


Рисунок 2.1 – Навантаження та епюри швидкісного валу

2.11 Вибір мастила для редуктора

Редуктор є одним з найважливіших елементів шнекового змішувача. Його основна функція – перетворення високої кутової швидкості та низького крутного моменту вхідного валу (зазвичай від електродвигуна) у низьку кутову швидкість та високий крутний момент на вихідному валу. Цей процес неминуче пов'язаний з інтенсивною механічною взаємодією, тертям та високими навантаженнями.

В цьому контексті мастильний матеріал перестає бути просто "допоміжною" рідиною; він стає критично важливим конструкційним елементом, що напряду визначає ефективність, довговічність та надійність всього вузла. Економія на якості мастила або неправильний його підбір неминуче призводить до значно більших фінансових втрат через прості обладнання, передчасний знос та катастрофічні поломки.

Якісне мастило виконує одночасно декілька життєво важливих завдань:

- зменшення тертя та зносу як найбільш очевидна функція [13].

Мастило створює на поверхнях зубів шестерень та в підшипниках тонку, але міцну плівку (гідродинамічну, еластогідродинамічну або граничну), яка фізично розділяє рухомі металеві поверхні. Це запобігає прямому контакту "метал-по-металу", мінімізуючи тертя ковзання та кочення, і, як наслідок, абразивний знос, пітинг (викришування) та задири;

- відведення тепла (охолодження). У процесі роботи редуктора до 10% енергії, що передається, може втрачатися на тертя [13-15], перетворюючись на тепло. Мастило виступає як основний теплоносій, поглинаючи тепло з зон контакту (зубчасті зачеплення, підшипники) і переносячи його на корпус редуктора, звідки воно розсіюється в навколишнє середовище. Без ефективного охолодження виникає перегрів, що веде до деградації самого мастила та термічних деформацій деталей;

- захист від корозії та окислення. Деталі редуктора виготовлені з металів, вразливих до корозії. Це може бути спричинено як вологістю, що

потрапляє ззовні (конденсат через "дихання" редуктора при змінах температур), так і агресивними продуктами окислення самого мастила. Якісні мастила містять спеціалізовані інгібітори корозії, які пасивують металеві поверхні;

- очищення та видалення продуктів зносу. Мікроскопічні частинки металу, що неминуче з'являються в процесі припрацювання та нормального зносу, є високоабразивними. Мастило захоплює ці частинки, а також пил чи бруд, що потрапили ззовні, і утримує їх у зваженому стані, не даючи накопичуватися в робочих зонах;

- демпфування (поглинання) ударних навантажень та шуму. Масляна плівка в зоні контакту зубів має певну в'язкість та пружність, що дозволяє їй пом'якшувати ударні навантаження, які виникають при входженні зубів у зачеплення. Це значно знижує рівень вібрації та шуму під час роботи механізму.

Вибір мастила залежить від типу редуктора (циліндричний, конічний, черв'ячний, гіпоїдний), умов експлуатації (навантаження, швидкість, температура) та середовища. Всі редукторні мастила умовно поділяються за типом базової основи.

Мінеральні мастила. Це продукти переробки нафти. Вони є найбільш поширеними та доступними.

Синтетичні мастила. Це продукти хімічного синтезу, створені для роботи в екстремальних умовах, де мінеральні мастила не справляються.

Напівсинтетичні мастила. Це компроміс – суміш мінеральної (зазвичай високоочищеної, гідрокрекінгової) та синтетичної основи. Вони пропонують кращі характеристики, ніж чисті мінеральні масла (особливо при низьких температурах), але за помірнішу ціну, ніж синтетичні масла.

Ключові властивості масел:

1. В'язкість. Найважливіший параметр. Визначає здатність мастила створювати плівку потрібної товщини. Вимірюється в cSt (сантистоксах) і класифікується за ISO VG (наприклад, ISO VG 220, 320, 460). Занадто низька

в'язкість – плівка руйнується; занадто висока – великі енерговтрати на перемішування, перегрів.

2. Протизносність. Активуються при помірних навантаженнях, створюючи на поверхні захисний шар.

3. Протизадирність. Критично важливі для важконавантажених редукторів. Зазвичай це сполуки сірки та фосфору. При екстремальному тиску та температурі в зоні контакту вони хімічно реагують з металом, створюючи тонку "жертвну" плівку, яка запобігає зварюванню та задиранню поверхонь.

4. Інгібіторне окислення. Уповільнюють хімічну деградацію мастила при високих температурах, запобігаючи утворенню шламу та лакових відкладень.

5. Інгібітори корозії та іржі. Захищають металеві поверхні від дії води та кислот.

6. Антипінювання. Спінювання мастила є катастрофою – суміш повітря та олії не здатна змащувати. Ці присадки руйнують бульбашки повітря.

Тож робимо висновок, що мастило в редукторі – це не просто рідина, а складний, високотехнологічний продукт, що виконує функції конструкційного матеріалу. Вибір якісного мастила (мінерального для стандартних умов чи синтетичного для екстремальних), з правильним класом в'язкості та необхідним пакетом присадок (особливо EP), є фундаментальною інвестицією в надійність обладнання [15]. Це гарантує не лише досягнення розрахункового ресурсу редуктора, але й забезпечує максимальну ефективність передачі потужності та мінімізує загальну вартість володіння обладнанням.

Отже об'єм масляної ванни з розрахунку 0.25 дм^3 мастила на 1кВт наданої потужності: $V = 0.25 \cdot 2.2 = 0.55 \text{ дм}^3$.

При контактних напруженнях $\sigma_H = 148.31 \text{ МПа}$ та швидкості $V = 5.6 \text{ м/с}$ рекомендована в'язкість мастила повинна бути приблизно $15 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$.

Тож приймаємо мастило авіаційне МС22 за ГОСТ20799-75.

ВИСНОВКИ

Кваліфікаційна робота присвячена модернізації приводу шнекового змішувача, який може використовувється для змішування кормів для худоби чи в будівельній галузі.

1. У роботі проведено аналіз літературних та інтернет джерел, в яких розглядаються конструктивні особливості, класифікація і етапи проектування шнекових змішувачів для різних завдань.

2. Проведено модернізаційні розрахунки валів, зубчастих клинопасових, ланцюгових передач приводу шнекового змішувача.

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

4. Розроблено кресленики приводу шнекового змішувача та черв'ячного одноступінчастого редуктора який використовується в ньому.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Мажара, В. А., Гречка, А. І., Свяцький, В. В., Щербина, К. К., Мірзак, В. Я., Селехова, 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. Невдаха Ю. А., Невдаха А. Ю. Деталі машин. Застосування ПК при розрахунку клинопасових передач. Кропивницький: ЦНТУ, 2018, 15с.

4. Філімоніхін, Г. Б., Невдаха, Ю. А., Невдаха, А. Ю., & Пирогов, В. В. (2019). Деталі машин. Застосування ПЕОМ до розрахунку черв'ячних та ланцюгових передач. – Кропивницький : ЦНТУ, 2019. - 46 с.

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. Невдаха Ю. А., Невдаха А. Ю., Пирогов В. В. Деталі машин та основи конструювання. М-во освіти і науки України, Центральноукраїн. нац. техн. ун-т. - Кропивницький : ЦНТУ, 2019. - 51 с.

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. 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.

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

10. 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.
11. Pavlenko I. I. Robotic technological complexes: monograph / I. I. Pavlenko, V. A. Mazhara; under the editorship I. I. Pavlenko. – Kropyvnytskyi: KOD, 2019. – 382 p.
12. Мажара В. А., Годунко М. О. Основи гнучкого автоматизованого виробництва. – 2018. – Кропивницький.: ЦНТУ, 2018. – 32 с.
13. Мажара, В. (2025). Дослідження впливу тертя в шарнірах захватного пристрою на силу затиску. Наука–виробництву, С. 115-117.
14. Годунко, М. О., Мажара, В. А., Щербина, В. К., & Кравченко, Р. А. (2026). Дослідження залежності сил затиску в захватному пристрої робота від його конструктивних параметрів та межі міцності деталі. Центральноукраїнський науковий вісник. Технічні науки, (14(45), 22–31.
15. Плечко О. В., Мажара В. А. Вплив тертя на сили затиску в захватних пристроях промислових роботів // Наука–виробництву, 2013. – 2013. – С. 97.
16. Боровик О. В., Малашин М. О. Довідник з креслення. Стандарти ISO : навчально-методичний посібник. Хмельницький: Видавництво НАДПСУ, 2014. 104 с.
17. Валявський, І. А., Лисенко, О. В., & Лисенко, І. А. (2023). Технологічне обладнання з паралельною кінематикою. - Кропивницький : ЦНТУ, 2023. - 281 с.
18. Mazhara, V., Artiukhov, A., Hodunko, M., Shcherbyna, K., & Tenenyka, S. (2025). Structural Design of Robotic Complexes. Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кропивницький: ЦНТУ, 2025. – Вип. 55. – С. 43-49.