

ВІННИЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет машинобудування та транспорту

Кафедра галузевого машинобудування

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

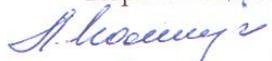
на тему:

Модернізація поворотного стола агрегатного верстата

Виконав: студент 2-го курсу, групи 1ГМ-24м
спеціальності 133 – Галузеве машинобудування
(шифр і назва напрямку підготовки)

 Володимир СОВІНСЬКИЙ
(прізвище та ініціали)

Керівник: д.т.н., професор каф. ГМ

 Леонід ПОЛІЩУК
(прізвище та ініціали)

« 11 » серпень 2025 р.

Опонент: д.т.н., професор кафедри АТМ

 Володимир МАКАРОВ
(прізвище та ініціали)

« 11 » серпень 2025 р.

Допущено до захисту

Завідувач кафедри ГМ

д.т.н., проф. Поліщук Л. К.

(прізвище та ініціали)

« 12 » серпень 2025 р.

Вінниця ВНТУ - 2025 рік

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
Кафедра галузевого машинобудування
Рівень вищої освіти II-й (магістерський)
Галузь знань – 13 Механічна інженерія
Спеціальність – 133 Галузеве машинобудування
Освітньо-професійна програма – Галузеве машинобудування
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри ГМ
д.т.н., професор Поліщук Л.К.

«18» вересня 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА МАГІСТЕРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Совінському Володимирі Богдановичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Модернізація поворотного стола агрегатного верстата», керівник магістерської кваліфікаційної роботи Поліщук Леонід Клавдійович д.т.н., професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом вищого навчального закладу від «24» вересня 2025 року № 313

2. Строк подання студентом магістерської кваліфікаційної роботи: 12.12.2025.

3. Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: 1. Базова схема поворотного стола агрегатного верстата з гідроприводом; 2. Тип привода – кроковий електрогідравлічний; 3. Кількість позицій – 36; 4. Габаритні розміри: діаметр стола, мм – не більше 1200, висота стола, мм – не більше 800.

4. Зміст текстової частини: вступ; аналіз існуючої проблеми та відомих технічних рішень; розробка кінематичної схеми удосконаленої конструкції поворотно-ділильного стола; розрахунково-конструкторський розділ; математична модель механізму повороту стола агрегатного верстата; економічний розділ; висновки.

5. Перелік графічної та ілюстративної частини (з точним зазначенням обов'язкових креслень):

5.1. Поворотний ділильний стіл агрегатного верстата – 3 лист Ф. А1;

5.2. Редуктор червячний – 1 лист Ф. А1;

5.3. Кінематична схема удосконаленої конструкції поворотного стола з гідроприводом – 1 лист Ф. А1;

5.4. Математична модель механізму повороту стола агрегатного верстата – 2 листа Ф. А1;

6. Консультанти розділів магістерської кваліфікаційної роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Спеціальна частина	Поліщук Леонід Клавдійович д.т.н., професор	08.09.2025 <i>Л. Поліщук</i>	08.12.2025 <i>Л. Поліщук</i>
Економічна частина	Ратушняк Ольга Георгіївна к.т.н., доцент	20.10.2025 <i>О. Ратушняк</i>	08.12.2025 <i>О. Ратушняк</i>

7. Дата видачі завдання 8.09.25 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назви етапів магістерської кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів МКР	Пр
1.	Вибір та узгодження теми МКР. Огляд літературних джерел.	08.09.2025-11.09.2025	<i>Л. Поліщук</i>
2.	Аналіз літературних джерел. Попередня розробка основних розділів	12.09.2025-19.09.2025	<i>Л. Поліщук</i>
3.	Затвердження теми. Розробка технічного завдання	24.09.2025-26.09.2025	<i>Л. Поліщук</i>
4.	Техніко-економічне обґрунтування теми роботи. Аналіз вирішення поставленої задачі.	29.09.2025-10.10.2025	<i>Л. Поліщук</i>
5.	Розрахунково-конструкторський розділ	14.10.2025-10.11.2025	<i>Л. Поліщук</i>
6.	Математичне моделювання механізму повороту стола агрегатного верстата	21.10.2025-01.12.2025	<i>Л. Поліщук</i>
7.	Економічний розділ.	20.10.2025-08.12.2025	<i>Л. Поліщук</i>
8.	Оформлення пояснювальної записки та графічної частини роботи	05.12.2025	<i>Л. Поліщук</i>
9.	Нормоконтроль	08.12.2025	<i>Л. Поліщук</i>
10.	Попередній захист МКР, доопрацювання, рецензування МКР	12.12.2025	<i>Л. Поліщук</i>
11.	Захист МКР на ДЕК	19.12.2025, 23.12.2025	<i>Л. Поліщук</i>

Студент

(підпис)

Совінський В.Б.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Поліщук Л.К.

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

УДК641.5.06:643(075)

Совінський В.Б. Модернізація поворотного стола агрегатного верстата. Магістерська кваліфікаційна робота зі спеціальності 133 – галузеве машинобудування, освітня програма - галузеве машинобудування. Вінниця: ВНТУ, 2025. 105 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 25 назв; рис.: 16; табл. 11.

У магістерській кваліфікаційній роботі розглянуті конструктивні рішення поворотних столів з електромеханічним гвинтовим приводом, з гідродвигуном, з рейково-зубчастою передачею та гідродвигуном, які не дозволяють без переналагодження досягти поставленої мети щодо обробки на столі різних корпусних виробів різної форми поверхні.

Проведений аналіз відомих конструкцій поворотних столів показав необхідність удосконалення поворотно-ділильного стола з кроковим електрогідравлічним двигуном і передавальним механізмом, які забезпечують значну кількість позицій без переналагодження.

Виконано розрахунок основних кінематичних та силових параметрів приводу, черв'ячного редуктора та відкритої та закритої циліндричної передачі, компоновка редуктора та розрахунок і конструювання валів, вибір та перевірочний розрахунок підшипників.

Розроблена математична модель механізму повороту стола агрегатного верстата.

Проведено розрахунки з визначення економічної ефективності застосування розробленої системи гальмування.

Графічна частина складається з 4 креслень, ілюстративна – з 3 плакатів.

Ключові слова: агрегатний верстат, механізм повороту, стіл, математична модель, модернізація.

ABSTRACT

Sovinsky V.B. Modernization of the rotary table of an aggregate machine tool. Master's qualification work in specialty 133 - branch mechanical engineering, educational program - branch mechanical engineering. Vinnytsia: VNTU, 2025. 105 p.

In Ukrainian. Bibliography: 25 titles; Fig.: 16; Table. 11.

The master's qualification work considers the design solutions of rotary tables with an electromechanical screw drive, with a hydraulic motor, with a rack-and-pinion transmission and a hydraulic motor, which do not allow achieving the set goal of processing various body products of various surface shapes on the table without readjustment.

The analysis of known designs of rotary tables showed the need to improve the rotary-dividing table with a step electrohydraulic motor and a transmission mechanism, which provide a significant number of positions without readjustment.

The calculation of the main kinematic and power parameters of the drive, worm gear and open and closed cylindrical gear, the layout of the gear and the calculation and design of shafts, the selection and verification calculation of bearings have been performed.

A mathematical model of the table rotation mechanism of the aggregate machine tool has been developed.

Calculations have been made to determine the economic efficiency of using the developed braking system.

The graphic part consists of 4 drawings, the illustrative part consists of 3 posters.

Keywords: aggregate machine tool, rotation mechanism, table, mathematical model, modernization.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	8
1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧОЇ ПРОБЛЕМИ ТА ВІДОМИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ	10
1.1 Суть технічної проблеми	10
1.2 Аналіз існуючих технічних рішень.....	12
1.3 Опис технічних характеристик нової конструкції (ВПВ)	15
1.4 Висновок до розділу 1.....	18
2. РОЗРОБКА КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ УДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ПОВОРОТНО-ДІЛИЛЬНОГО СТОЛА	19
2.1 Розробка кінематичної схеми удосконаленої конструкції поворотного стола з електрогідравлічним приводом	19
2.2 Висновки до розділу 2.....	20
3. РО	
ЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ.....	21
3.1 Розрахунок кінематичних і силових параметрів привода	21
3.2 Розрахунок черв'ячного редуктора	25
3.3 Розрахунок відкритої циліндричної передачі	35
3.4 Розрахунок закритої циліндричної передачі	42
3.5 Компоновка редуктора та розрахунок і конструювання валів	51
3.6 Вибір та перевірочний розрахунок підшипників	67
3.7 Висновки до розділу 3.....	71
4 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТОЛА АГРЕГАТНОГО ВЕРСТАТА.....	72
4.1 Розробка динамічної моделі механізму повороту агрегатного верстата...72	
4.2 Побудова математичної моделі механізму повороту стола верстата.....77	

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ			
Змн.	Лист	№ докум.	Підпис	Дата				
Розроб.		Совінський В.Б.			Модернізація поворотного стола агрегатного верстата	Літ.	Арк.	Акрушів
Перевір.		Поліщук Л.К.					6	125
Реценз.						ВНТУ, гр. 1ГМ-24м		
Н. Контр.		Поліщук Л.К.						
Затверд.		Поліщук Л.К.						

4.3 Висновки до четвертого розділу.....	84
5. ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА.....	85
5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки	85
5.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи.....	88
5.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки.....	95
5.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності..	97
5.5 Висновки до економічного розділу.....	99
ВИСНОВКИ.....	101
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	102
Додаток А (обов'язковий). Технічне завдання.....	106
Додаток Б (обов'язковий). Графічна частина.....	111
Додаток В(обов'язковий). Специфікації	117
Додаток Г(обов'язковий). Ілюстративна частина.....	121
Додаток Д(обов'язковий). Протокол перевірки кваліфікаційної роботи на наявність текстових запозичень.....	124

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		7

ВСТУП

Автоматичні лінії, що призначені для обробки складних корпусних деталей, які виготовляються в умовах крупносерійного та масового виробництва з великим обсягом фрезерних, свердлильно-розточних і різьбонарізних робіт, компонують з агрегатних верстатів. Використання багатошпindelного інструментального оснащення дозволяє на одній позиції обробити до 60...80 отворів, що дає можливість підвищити продуктивність обробки в порівнянні з обробкою корпусів у неавтоматизованому виробництві. Однотипність технологічних операцій і, відповідно, конструкторських рішень верстатів призначених для виконання цих операцій, привела до широкої уніфікації вузлів агрегатних верстатів та транспортних пристроїв.

Агрегатні верстати призначені для обробки конкретних виробів, їх збирають із спеціальних та нормалізованих вузлів, які складають до 70-80 % загальної кількості вузлів у верстаті [1, 2].

Основними уніфікованими одиницями агрегатних верстатів є силові вузли, багатошпindelні пристрої, базові корпусні деталі, шпindelні вузли і затискні пристрої. За допомогою цих вузлів скорочується термін та витрати на конструювання та виготовлення автоматичних ліній, що є основною перевагою агрегатних верстатів.

Поворотні ділильні столи є важливою складовою агрегатного верстата, від технічних параметрів якого, певною мірою залежать функціональні можливості верстата в цілому. Ступінь уніфікації таких пристроїв залежить від приводу стола, його кінематичної схеми, складових вузлів та деталей, а також від конструкції самого стола, що забезпечує широкий діапазон ділильних поворотів без конструктивних змін приводу і стола.

Метою роботи є покращення функціональних можливостей агрегатного верстата шляхом створення поворотного ділильного стола широкої уніфікації.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі основні **задачі**:

- провести техніко-економічне обґрунтування теми магістерської кваліфікаційної роботи;

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		8

- виконати аналіз відомих технічних рішень, по основі якого розроблено конструктивну схему поворотного ділильного стола;
- провести проєктні розрахунки розробленої конструкції та розрахунки на міцність основних ланок приводного механізму;
- виконати математичне моделювання механізму повороту стола агрегатного верстата;
- встановити ефективність використання розробленого пристрою і термін окупності витрат на його проєктування.

Об’єкт дослідження – технологічний процес групової обробки отворів на поворотному столі агрегатного верстата.

Предмет дослідження – механізм повороту агрегатного верстата.

Методи дослідження: порівняльний аналіз кінематичних схем та елементів конструкцій, економічних показників механізму повороту агрегатних верстатів та застосування методів математичного моделювання для виконання теоретичних досліджень.

Новизна одержаних результатів:

- обґрунтовано напрямки створення та технічні рішення удосконалених конструкцій механізму повороту агрегатного верстата;
- удосконалено математичну модель динамічних процесів механічної системи повороту.

Публікації – тези доповіді на тему «Модернізація поворотного стола агрегатного верстата» на Всеукраїнську науково-практичну інтернет-конференцію студентів, аспірантів та молодих науковців «Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи» (МН-2026 р.).

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		9

1. АНАЛІЗ ІСНУЮЧОЇ ПРОБЛЕМИ ТА ВІДОМИХ ТЕХНІЧНИХ РІШЕНЬ

1.1 Суть технічної проблеми

Агрегатні верстати призначені для обробки конкретних виробів, їх збирають із спеціальних та нормалізованих вузлів, які складають до 70 – 80 % загальної кількості вузлів у верстаті [1, 3]. Важливим вузлом агрегатного верстата є силовий поворотний стіл, який виготовляється з різними механічними передачами та приводними пристроями. Від конструкції застосованих механічних передач та виду привода залежать функціональні можливості силового поворотного стола. В існуючій конструкції поворотного столу використано гідромотор, рейкова зубчаста передача, в якій для зміни параметрів ділильного повороту необхідна заміна зубчастого колеса та стола з відповідними фіксуючими отворами.

Підвищити універсальність, розширити функціональні можливості, а отже значно скоротити терміни підготовки щодо випуску нової продукції, можна за допомогою удосконалення конструкції силового поворотного стола шляхом використання комплектного електрогідравлічного крокового двигуна, поворотного ділильного стола з великою кількістю фіксуючих отворів, передавального механізму з простими циліндричними прямозубими передачами.

Основна задача, яка вирішується при розробці нового поворотного ділильного стола агрегатного верстата – це зменшення терміну підготовки виробництва на випуск нової корпусної деталі та розширення його функціональних можливостей.

Поставлена задача досягається за рахунок використання електрогідравлічного крокового двигуна з простим передавальним механізмом та суттєвим збільшенням кількості фіксуючих отворів у столі.

Порівняємо технічні показники аналогу і розроблюваного виробу . Основні параметри, одиниці вимірювання та співвідношення параметрів нової розробки до параметрів аналогу подано у табл. 1.1.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		10

Таблиця 1.1 - Технічні показники аналогу і нового виробу

Показники (параметри)	Одиниці вимірювання	Нова розробка	Аналог	Відношення параметрів нової розробки до параметрів аналога
Тип приводу	-	гідравлічний	Електрогідрвалічний, кроковий	-
Кількість фіксуєчих положень	Од.	6	не менше 36	6
Тип механічної передачі	-	рейкова	Циліндрична зубчаста	-
Термін переходу на випуск нової продукції	хв	6	60	10

Порівнянням параметрів нової розробки і аналога, які наведені в табл. 1, можна зробити такі висновки.

Застосування електрогідрвалічного крокового двигуна дає можливість здійснювати високоточні ділильні повороти на заданий кут для обробки відповідної поверхні заготовки, який визначатиметься відповідними фіксуєчими отворами в столі, до того ж, при цьому використовується передавальний механізм простої конструкції. Враховуючи наявність великої кількості фіксуєчих отворів в поворотному столі нової розробки (не менше 36 отворів), які розташовані з різним кроком, можна досягти підвищення універсальності застосування такого пристрою в агрегатних верстатах для обробки різнотипних корпусних деталей.

Розроблена конструкція поворотного ділильного столу дає можливість суттєво скоротити підготовку виробництва на випуск нової продукції (на 4 години кожного виду) та розширити номенклатуру оброблюваних деталей.

Основна задача, яка вирішується при розробці нового поворотного ділильного столу агрегатного верстата – це зменшення терміну підготовки

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		11

виробництва на випуск нової корпусної деталі та розширення його функціональних можливостей.

Поставлена задача досягається за рахунок використання електрогідравлічного крокового двигуна з простим передавальним механізмом та суттєвим збільшенням кількості фіксуючих отворів у столі.

Технічні вимоги, що висуваються до об'єкту проектування:

- поворотний ділильний стіл агрегатного верстата повинен відповідати вимогам згідно ГОСТ 4.39-86, ГОСТ 27011-86, ГОСТ 7599-82;
- встановлене безвідмовне напрацювання на добу – 16 годин;
- встановлене безвідмовне напрацювання – 10000 годин;
- встановлений строк служби до першого капітального ремонту – 12 років;
- встановлений ресурс поточності поворотного стола до першого середнього ремонту – 15000 годин;
- коефіцієнт технічного використання – 085;
- робоча зона агрегатного стола повинна бути захищена від потрапляння до неї оператора під час роботи;
- органи керування агрегатним столом повинні бути зручно розташовані і легко вмикатися.

1.2 Аналіз існуючих технічних рішень

Автоматичні лінії з агрегатних верстатів є одним із найбільш ефективних засобів автоматизації.

Важливою особливістю ліній цього типу є значне зростання продуктивності в порівнянні з лініями на базі типового обладнання. Агрегатні верстати – верстати спеціалізовані. Їх створюють у відповідності з вимогами технологічного процесу для обробки конкретної деталі, що дозволяє використати широкі можливості диференціації і концентрації операцій, багатопозиційну обробку, обробку деталі одночасно з декількох сторін тощо. Лінії збирають із агрегатів та механізмів, які випускаються серійно, що зменшує затрати на автоматизацію, значно скорочує

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		12

термін проектування, виготовлення та налагодження ліній, підвищує надійність роботи [3, 4].

Автоматичні лінії з агрегатних верстатів допускають багаторазове використання складових елементів, що дозволяє змінювати існуючі технологічні процеси та об'єкт виробництва.

Лінії з агрегатних верстатів призначені в основному для обробки корпусних деталей, які мають складну форму і велику кількість технологічних переходів. Найбільше поширення отримала обробка осьовими інструментами (свердління, зенкерування, нарізання різьби).

Широко застосовують фрезерування площини і пазів, а також використовуються інші види обробки (точіння, протягування, контрольні та складанні операції).

Основним напрямком розвитку автоматизації на базі агрегатних верстатів є розширення технологічних можливостей ліній, використання їх не тільки в масовому але й в серійному виробництві, вдосконалення структури для підвищення продуктивності і якості обробки.

Важливою задачею є продовження робіт щодо широкої уніфікації і стандартизації елементів, з яких компонуються автоматичні лінії. Насамперед це стосується основних базових механізмів – силових головок, командоапаратів, конвеєрів, поворотних столів, тощо. Це ж стосується всіх інших агрегатів лінії – електрошаф, інструментального оснащення, шукачів пошкоджень, системи сигналізації тощо.

Підвищення продуктивності здійснюється за рахунок раціональної диференціації і концентрації операцій, створення більш досконалих ріжучих інструментів, скорочення холостих ходів у циклі, підвищення надійності роботи.

Висока надійність роботи лінії залежить від надійності її механізмів та агрегатів, одним з найважливіших яких є поворотний ділильний стіл.

В агрегатних верстатах для подачі заготовок в робочу зону використовують поворотні столи, які оснащені механізмами із зворотно-поступальним прямолінійним рухом та ділильно-поворотні, які бувають суцільними та

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		13

кільцевими. Кільцеві механізми застосовуються у випадках обробки невеликих за розмірами деталей, коли силові вузли можна розташувати на центральній колоні. Перевагою цих столів є більш вільний доступ на всі робочі позиції до інструментальних груп, що спрощує налагодження.

Перевагу у застосуванні в агрегатних верстатах отримали суцільні столи, як більш універсальні. Залежно від енергоносія для позиціонування в них використовують пневматичні, пневмогідрравлічні, гідрравлічні та електромеханічні приводи.

На практиці існує багато різних нормалізованих конструкцій поворотних столів.

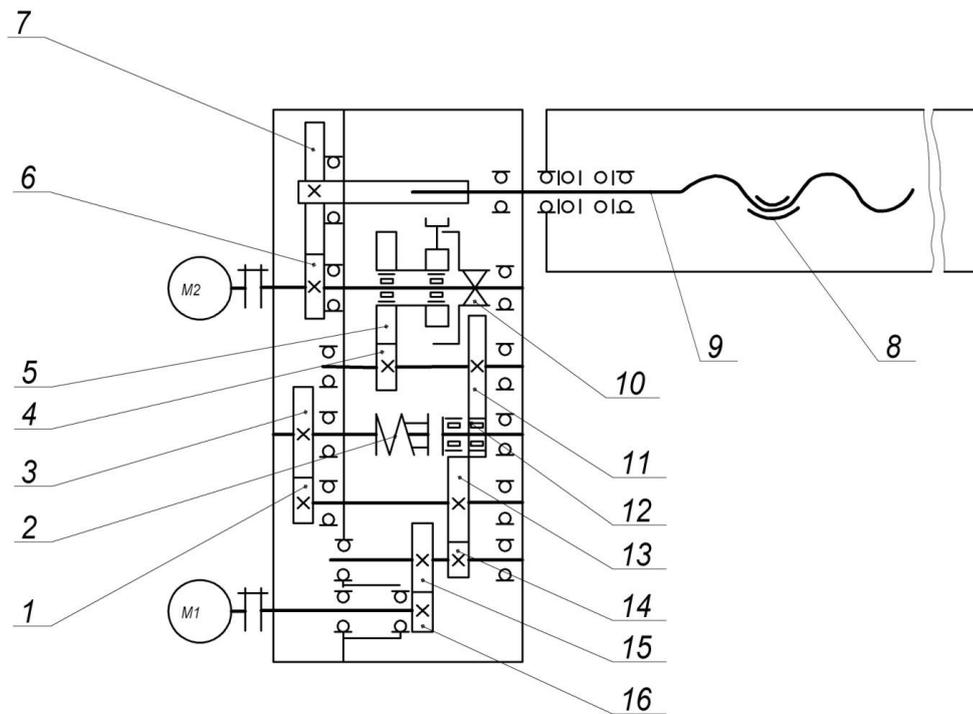


Рисунок 1.1 – Кінематична схема силового стола з електромеханічним гвинтовим приводом

На рис. 1.1 наведена кінематична схема силового стола з електромеханічним гвинтовим приводом, який складається з електродвигуна M1 робочої подачі, який через передавальний механізм, що складається із зубчастих передач передає рух на гвинт 9, а від нього на гайку 8, що зв'язана із силовим столом. Для забезпечення

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		14

прискорених переміщень під час холостого руху використовується електродвигун М2. Для забезпечення привода від перевантажень в передавальному механізмі на проміжному валу встановлена запобіжна муфта 2. Зміна позиціонування здійснюється за допомогою використання змінних зубчастих коліс 13 – 16.

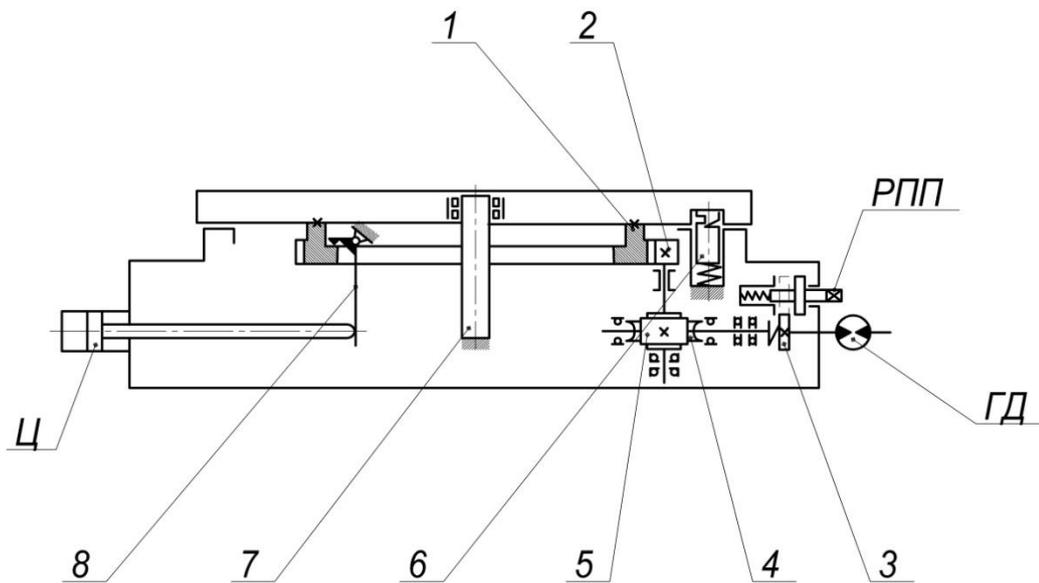


Рисунок 1.2 – Кінематична схема поворотно-ділильного стола з гідродвигуном

На рис. 1.2 зображена кінематична схема поворотно-ділильного стола з гідродвигуном [5], який містить гідродвигун ГД, вал якого через муфту з'єднано з швидкохідним черв'ячним валом 5 черв'ячного редуктора. На вихідному кінці вертикально встановленого тихохідного вала, на якому закріплено черв'ячне колесо 4, розміщено привідну шестірню 2, яка кінематична зв'язана із зубчастим вінцем 1, що жорстко закріплений з планшайбою стола. Для фіксації стола в заданому положенні застосовується фіксатор 6, а для підйому стола з метою розвантаження приводу повороту використовується гідроциліндр Ц.

						08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			15

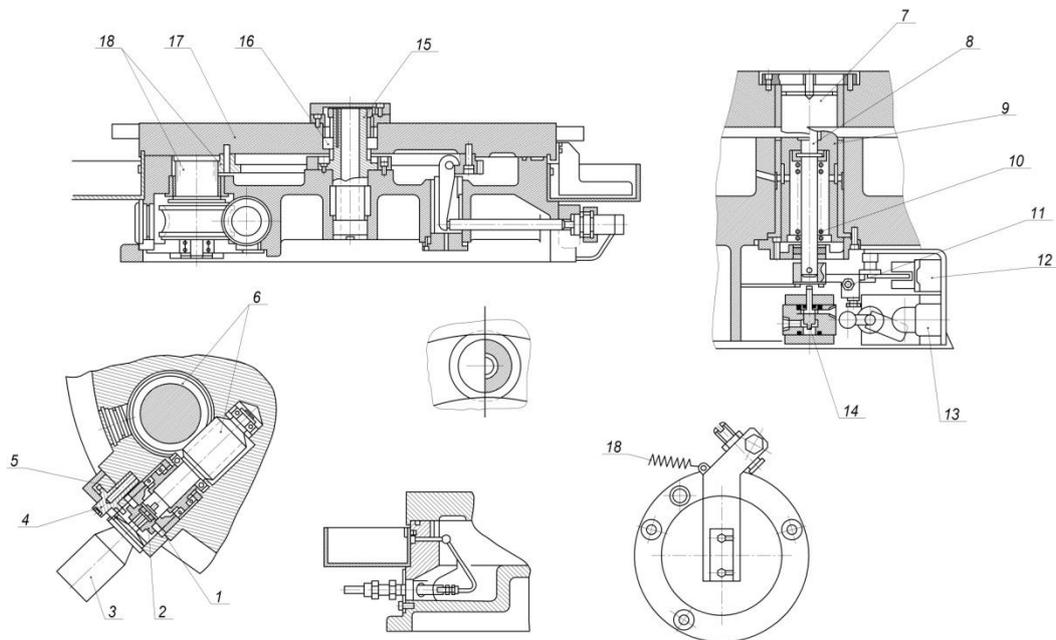


Рисунок 1.3 – Конструктивна схема поворотно-ділильного стола з гідродвигуном

Для налагоджувальних та настановних переміщень може бути використаний ручний привід повороту планшайби РПП, від якого рух передається на шестерню ручного приводу 3.

На рис. 1.3 подана конструктивна схема такого поворотно-ділильного стола [6].

На рис 1.4 наведено поворотно-ділильний стіл, який за своєю технічною суттю є найбільш близьким для розв’язування в проекті задач.

Він складається з корпуса 1, в якому змонтовано решта всіх вузлів та деталей, планшайби 2, на якій встановлюється пристосування та заготовки, механізму фіксації та керування зубчастою муфтою 3, в який входить гідроциліндр, шток якого зв’язаний з фіксатором планшайби та важелем розвантаження. Крім того від штока передається рух на зубчасту передачу 4 з ексцентриком, який служить для керування кулачковою муфтою 5, що з’єднує зубчасте колесо 6 з валом механізму повороту стола. Механізм повороту стола складається з гідроциліндра 7, з штоком якого зв’язана рейка, що через зубчасте колесо 6, вал 2, муфту 5 передає рух на зубчасті колеса 8 та 9, а через них на планшайбу.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		16

1.3 Висновок до розділу 1

1. Розглянуто конструктивні рішення поворотних столів з електромеханічним гвинтовим приводом, з гідродвигуном, з рейково-зубчастою передачею та гідродвигуном, які не дозволяють без переналагодження досягти поставленої мети щодо обробки на столі різних корпусних виробів різної форми поверхні.
2. Тому розробка удосконаленого поворотно-ділильного стола з кроковим електрогідравлічним двигуном і передавальним механізмом, які забезпечують значну кількість позицій без переналагодження є актуальною техніко-економічною задачею.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		18

2 РОЗРОБКА КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ УДОСКОНАЛЕНОЇ КОНСТРУКЦІЇ ПОВОРОТНО-ДІЛИЛЬНОГО СТОЛА

2.1 Розробка кінематичної схеми удосконаленої конструкції поворотного стола з електрогідравлічним приводом

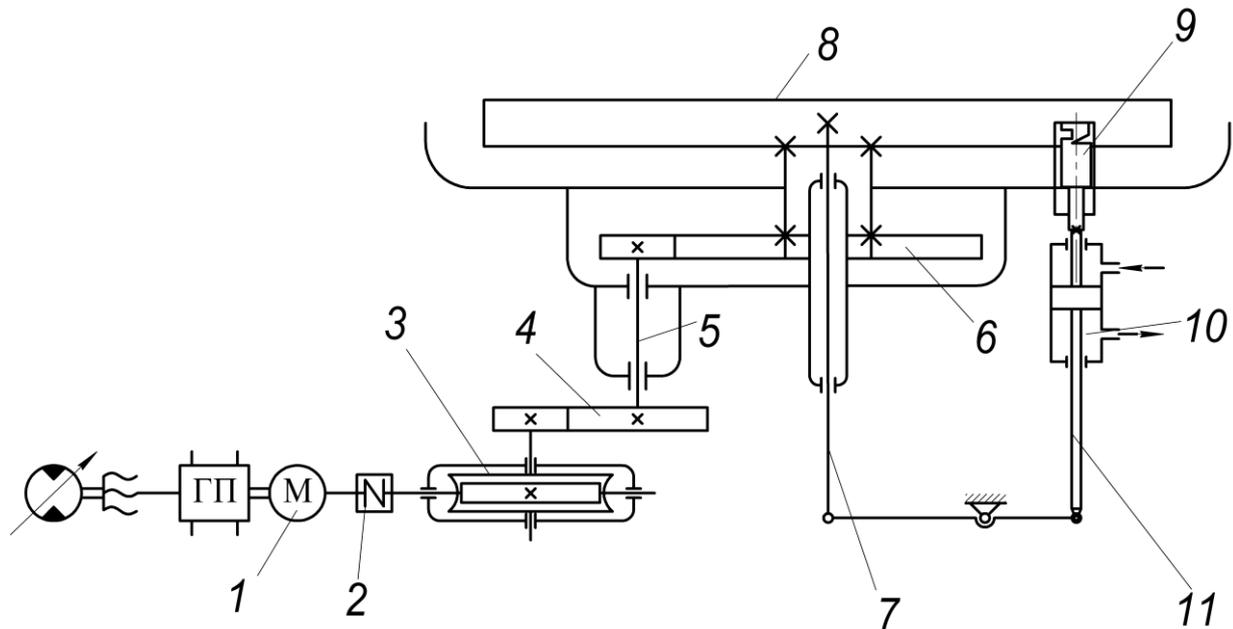


Рисунок 2.1 – Кінематична схема удосконаленої конструкції
поворотного стола з електрогідравлічним приводом

На рис. 2.1 зображено кінематичну схему удосконаленої конструкції поворотного стола з гідроприводом, що містить поворотний електрогідравлічний кроковий двигун 1, вал якого через пружну муфту 2 з'єднано з швидкохідним валом черв'ячного редуктора 3 [7]. На вихідному кінці тихохідного вала редуктора 3 закріплено шестерню відкритої прямозубої циліндричної передачі 4, зубчасте колесо якої консольно розміщене на проміжному валу 5 привода, встановленого вертикально. На протилежному кінці зазначеного вала нерухомо встановлено шестерню прямозубої циліндричної передачі 6, яка зчеплена з зубчастим колесом цієї передачі, що закріплена на торцевій поверхні силового стола 8. Фіксація за позиціювання стола здійснюється механізмом фіксації 9, який

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		19

через два штоки гідроциліндра 10 та важільний механізм 11 зв'язаний з валом поворотного стола. За допомогою важільного механізму 11 здійснюється одночасне розвантаження стола і виведення фіксуючого елемента з контакту зі столом.

2.2 Висновки до розділу 2

На підставі багатофакторного аналізу кінематичних схем механізмів повороту верстатів розроблена кінематична схема уніфікованого механізму повороту агрегатного верстата для виконання широкого спектру технологічних операцій.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		20

3. РОЗРАХУНКОВО-КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Розрахунок кінематичних і силових параметрів привода

Параметри поворотного ділильного стола:

- позиціювання до 30 с.
- максимальна потужність вихідної ланки РС = 3 кВт.
- діаметр стола – до 1200 мм.
- висота стола – до 600 мм.
- число фіксацій – 36.

3.1.1 Кінематична схема приводу поворотного ділильного стола

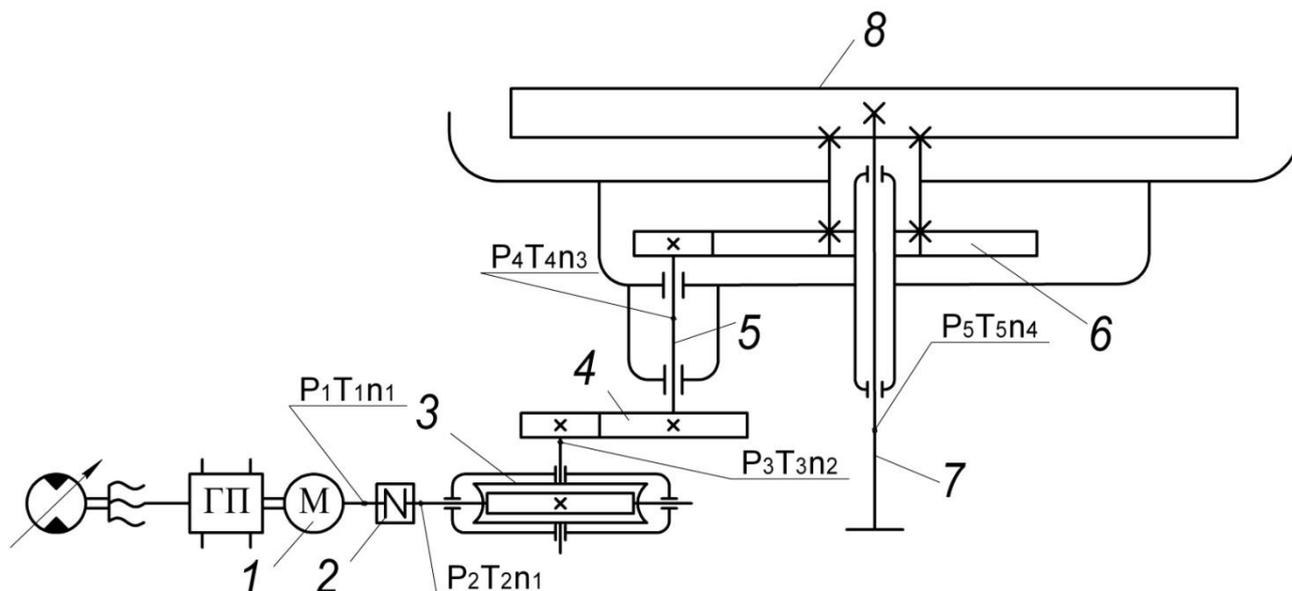


Рисунок 3.1 – Кінематична схема привода

Привод містить поворотний електрогідравлічний кроковий двигун 1, вал якого через пружну муфту 2 з'єднано з швидкохідним валом черв'ячного редуктора 3. На вихідному кінці тихохідного вала редуктора 3 закріплено шестерню відкритої прямозубої циліндричної передачі 4, зубчасте колесо якої консольно розміщене на проміжному валу 5 привода, встановленого вертикально. На протилежному кінці зазначеного вала нерухомо встановлено шестерню

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		21

прямозубої циліндричної передачі 6, яка зчеплена з зубчастим колесом цієї передачі, що закріплена на торцевій поверхні силового стола 8.

3.1.2 Розрахунок кінематичних параметрів [8]

Кутова швидкість обертання стола за тривалості позиціонування $t_n = 30\text{с}$ і за умови повороту найвіддаленішої поверхні оброблювальної деталі, що знаходиться на діаметрально протилежній стороні від вихідного положення кут $\alpha = 180^\circ$, визначається:

$$\omega_c = \frac{\alpha}{t_n} = \frac{3,14}{30} = 0,105\text{с}^{-1}, \quad (3.1)$$

Відповідно частота обертання n_c :

$$n_c = \frac{30 \cdot \pi}{3,14} = \frac{30 \cdot 0,105}{3,14} = 1 \text{ об/хв};$$

Для зменшення тривалості позиціонування збільшимо частоту обертання стола до $n_c = 4 \text{ об/хв}$.

Визначимо загальний ККД привода:

$$\eta_3 = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5^3 \cdot \eta_6 \quad (3.2)$$

де η_1 – ККД муфти [];

η_2 – ККД черв'ячної передачі;

η_3 – ККД відкритої прямозубої циліндричної передачі;

η_4 – ККД закритої прямозубої циліндричної передачі;

η_5 – ККД підшипників кочення;

η_6 – ККД підшипників ковзання.

Користуючись формулою (3.2) визначаємо загальний ККД привода:

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		22

$$\eta_3 = 0,99 \cdot 0,75 \cdot 0,95 \cdot 0,98 \cdot 0,99^3 \cdot 0,985 = 0,67$$

Визначаємо потужність приводного двигуна:

$$P_{\text{дв}} = P_1 = \frac{P_C}{\eta_3} = \frac{3}{0,67} = 4,48 \text{ кВт.} \quad (3.3)$$

Приймаємо електрогідравлічний поворотний кроковий двигун Э32Г18-23, у якого $P_{\text{max}} = 5,5$ кВт, максимальна частота обертання $n_{\text{дв}} = 2000$ хв⁻¹, діаметр вихідного вала $d_v = 22$ мм, найбільша керуюча частота $f = 8000$ Гц.

Визначимо загальне передаточне відношення привода:

$$U_3 = \frac{n_{\text{дв}}}{n_C} = \frac{2000}{4} = 500 \quad (3.4)$$

Виконуємо підбір передаточних чисел механічних передач привода, зважаючи при цьому на необхідність забезпечення їх цілих значень з метою здійснення точних переміщень.

Приймаємо $U_1 = 28$ – передаточне число редуктора.

Тоді для прямозубих циліндричних передач:

$$U_2 = 3,$$

$$U_3 = \frac{U_3}{U_1 \cdot U_2} = \frac{500}{28 \cdot 3} = 5,95 \quad (3.5)$$

Приймаємо $U_3 = 6$.

Загальне передаточне число:

$$U_3 = U_1 \cdot U_2 \cdot U_3 = 28 \cdot 3 \cdot 5 = 504;$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		23

Уточнимо частоту обертів вихідного вала і визначимо також частоти обертання на всіх валах привода, хв^{-1} :

$$n_c = n_4 = \frac{n_1}{U_3} = \frac{2000}{504} = 3,97;$$

$$n_2 = \frac{n_1}{U_1} = \frac{2000}{28} = 71,43;$$

$$n_3 = \frac{n_2}{U_2} = \frac{71,43}{3} = 23,8.$$

Визначимо потужності на валах привода, кВт:

$$P_1 = 4,48;$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_5 = 4,48 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 4,39; \quad (3.7)$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_5 = 4,39 \cdot 0,75 \cdot 0,99 = 3,26;$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_3 \cdot \eta_5 = 3,26 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 3,07;$$

$$P_5 = P_4 \cdot \eta_4 \cdot \eta_6 = 3,07 \cdot 0,98 \cdot 0,985 \approx 3.$$

Знаходимо величини крутних моментів на валах привода, Н·м:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{4,48}{2000} = 21,39;$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_1} = 9550 \cdot \frac{4,39}{2000} = 20,96;$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		24

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{P_3}{n_2} = 9550 \cdot \frac{3,26}{71,43} = 435,85; \quad (3.8)$$

$$T_4 = 9550 \cdot \frac{P_4}{n_3} = 9550 \cdot \frac{3,07}{23,8} = 1231,86;$$

$$T_5 = 9550 \cdot \frac{P_5}{n_4} = 9550 \cdot \frac{3}{3,97} = 7216,6.$$

3.2 Розрахунок черв'ячного редуктора [9]

Вихідні дані:

- крутний момент на валу черв'ячного колеса $T_2 = 20,96$ Н·м;
- передаточне число $U = 28$;
- частота обертання черв'яка $n_1 = 2000$ об/хв;
- режим навантаження – середній нормальний.

За таблицею 3.1 та відомому значенню передаточного числа визначаємо число витків (заходів) черв'яка і число зубців колеса:

Таблиця 3.1 Рекомендації, щодо вибору числа витків черв'яка

z_1	4(3)	2	1
U	8..16	16..25	26..80

Вибираємо z_1 рівним 1.

$$z_2 = z_1 \cdot U = 1 \cdot 28 = 28; \quad (3.9)$$

Вибір матеріалу.

Очікуємо швидкість ковзання:

$$V_s = 0.0004 \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2}{1000}}; \quad (3.10)$$

$$V_s = 0.0004 \cdot 2000 \cdot \sqrt[3]{\frac{20,96}{1000}} = 0,24 \text{ м/с.}$$

З врахуванням V_s обираємо матеріал вінця черв'ячного колеса: БрАЖ 9-4.
Розрахунок допустимих напружень.

Для коліс із бронзи, що мають границю міцності $\sigma_B = 400 \text{ МПа}$, небезпечним є заїдання, і допустимі напруження призначають в залежності від ковзання v_c без врахування кількості циклів навантаження. В нашому випадку по таблиці 3.30 із [6] в залежності від матеріалу черв'яка і швидкості ковзання без врахування кількості циклів навантаження приймаємо

$$[\sigma_H]_2 = 300 - 25 \cdot V_s, \text{ МПа}; \quad (3.11)$$

$$[\sigma_H]_2 = 300 - 25 \cdot 0,24 = 294 \text{ (МПа).}$$

Визначимо термін служби передачі (в годинах):

$$t_\Sigma = 365 \cdot 24 \cdot K_{доб} \cdot K_{рiч} \cdot L_p; \quad (3.12)$$

$$t_\Sigma = 365 \cdot 24 \cdot 0,6 \cdot 0,67 \cdot 7 = 3521,52 \text{ (годин)}$$

де L_p - кількість років безвідказної роботи передачі;

$K_{рiч}$ - річний, рівний 0,67;

$K_{доб}$ - добовий, рівний 0,6.

Попереднє значення а діаметра:

$$q_{onm} = 0.25 \cdot Z_2; \quad (3.13)$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		26

$$q_{onm}=0.25 \cdot 28=7.$$

Орієнтовне значення міжосьової відстані:

$$a_w = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot k_\beta \cdot k_v}{\sigma_{H2}^2}}, \text{ мм} \quad (3.14)$$

де K_β - нерівномірності навантаження;

K_v – коефіцієнт динамічного навантаження.

В попередніх розрахунках приймають добуток $K_\beta \cdot K_v = 1.1 \dots 1.4$, ми прийmemo цей добуток рівним 1.2.

T_2 – крутний момент на валу черв'ячного колеса, *Нм*.

$$a_w = \sqrt[3]{\frac{20,96 \cdot 1,2}{294^2}} = 60 \text{ (мм)}.$$

Попереднє значення модуля, мм:

$$m' = \frac{2 \cdot a_w}{Z_2 + q} = \frac{2 \cdot 60}{28 + 8} = 3,3 \text{ (мм)}.$$

Значення модуля і коефіцієнта діаметра погоджуються за рекомендацією ГОСТ 2144-76 (таблиця 12, 13 [6]) з метою зменшення номенклатури зуборізного інструменту. Приймаємо $m = 3$ и $q = 8$.

Уточнюємо міжосьову відстань:

$$a_w = \frac{m \cdot (Z_2 + q)}{2} = \frac{3 \cdot (28 + 8)}{2} = 54 \text{ (мм)} \quad (3.15)$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		27

Коефіцієнт зміщення:

$$X = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (Z_2 + q) = \frac{54}{3} - 0,5 \cdot (28 + 8) = 0$$

Перевірочний розрахунок за контактними напруженнями.

Кут підйому витка черв'яка:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{1}{8}\right) = 6,87 \text{ (град)}. \quad (3.16)$$

Швидкість відносного ковзання в полюсі зачеплення, м/с:

$$V_s = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000 \cdot \cos(\gamma)}$$

$$V_s = \frac{3,14 \cdot 24 \cdot 2000}{60 \cdot 1000 \cdot \cos(6.87)} = 3,02 \text{ (м/с)}$$

де $d_1 = m \cdot q = 12 \cdot 8 = 96 \text{ (мм)}$.

За швидкістю ковзання V_s обираємо (по таблиці 3.35 [6]) ступінь точності передачі (7 ступінь) і визначаємо коефіцієнт динамічного навантаження:

$$K_v = 0.3 + 0.1 \cdot n + 0.02 \cdot V_s \quad (3.17)$$

де n – порядковий номер ступеня точності передачі; V_s - швидкість ковзання, м/с.

$$K_v = 0.3 + 0.1 \cdot 7 + 0.02 \cdot 3,02 = 1,0048$$

приймаємо $K_v = 1$.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		28

Даний коефіцієнт має невелике значення для черв'ячної передачі із-за її плавної і спокійної роботи.

Коефіцієнт нерівномірності навантаження:

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^2 \cdot (1 - m_p)$$

Так як режим навантаження малозмінюючийся, то $m_p = 1$, а отже $K_{\beta} \approx 1$.

Розрахункові контактні напруження:

$$\sigma_{H2} = \frac{5400 \cdot (q + 2 \cdot x)}{Z_2} \cdot \sqrt{\left[\frac{Z_2}{(q + 2 \cdot x) \cdot a_w} \right]^3 \cdot K_{\beta} \cdot K_v \cdot T_2} \leq |\sigma_H|$$

$$\sigma_{H2} = \frac{5400 \cdot (8 + 2 \cdot 0)}{28} \cdot \sqrt{\left[\frac{28}{(8 + 2 \cdot 0) \cdot 54} \right]^3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 20,96} = 101,3 \text{ МПа} < 294 \text{ МПа}. \quad (3.18)$$

Перевірочний розрахунок за напруженнями згину.

Еквівалентне число зубців колеса:

$$Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{28}{\cos^3 6,87} = 49,12$$

Коефіцієнт форми зуба колеса обираємо []:

$$Y_{F2} = 1.6.$$

Напруження згину у зубцях черв'ячного колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{1.5 \cdot T_2 \cdot Y_{F2} \cdot K_{\beta} \cdot K_v \cdot \cos \gamma}{q \cdot m^3 \cdot Z_2} \leq |\sigma_F|$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		29

$$\sigma_{F2} = \frac{1.5 \cdot 20,96 \cdot 1,61 \cdot \cos 6,87}{8 \cdot 3^3 \cdot 28} = 0,022 \text{ МПа.}$$

$[\sigma_F]_2 = 0.25 \sigma_T + 0.08 \sigma_B$ – допустимі напруження для всіх марок бронз, значення σ_T и σ_B приведені в таблиці 3,30 [6]

$$[\sigma_F]_2 = 0.25 \cdot 200 + 0.08 \cdot 400 = 82 \text{ (МПа)}$$

Умова міцності виконується, так як $\sigma_{F2} < [\sigma_F]_2$, отже, m і q були нами обрані вірно.

Геометричний розрахунок передачі.

Основні геометричні розміри черв'яка і черв'ячного колеса визначаємо за формулами, що приведені в таблиці 3,23 [6].

Діаметри ділительних кіл для черв'яка:

$$d_1 = m \cdot q = 3 \cdot 8 = 24 \text{ (мм)} \quad (3.19)$$

для колеса:

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 3 \cdot 28 = 84 \text{ (мм)} \quad (3.20)$$

Діаметри вершин для черв'яка:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 24 + 2 \cdot 3 = 30 \text{ (мм);} \quad (3.20)$$

для колеса:

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m(1 + x) = 84 + 2 \cdot 3 \cdot (1 + 0) = 90 \text{ (мм).} \quad (3.21)$$

Висота головки витків черв'яка:

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		30

$$h_{a1} = m = 3 \text{ (мм)}.$$

Висота ніжки витків черв'яка:

$$h_{f1} = 1.2 \cdot m = 1.2 \cdot 3 = 3,6 \text{ (мм)}. \quad (3.22)$$

Діаметр западин для черв'яка:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 24 - 2 \cdot 3,6 = 16,8 \text{ (мм)}; \quad (3.23)$$

для колеса:

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1.2 + x) = 84 - 2 \cdot 3 \cdot (1.2 + 0) = 76,8 \text{ (мм)}. \quad (3.24)$$

Довжина нарізаної частини черв'яка:

$$b_1 = (11 + 0.06 \cdot Z_2) \cdot m = (11 + 0.06 \cdot 28) \cdot 3 = 38,04 \text{ (мм)}. \quad (3.25)$$

Найбільший діаметр черв'ячного колеса:

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{2 \cdot m}{Z_1 + Z_2};$$

$$d_{am2} \leq 90 + \frac{2 \cdot 3}{1 + 28};$$

$$d_{am2} \leq 90,2 \text{ (мм)}$$

Ширина вінця черв'ячного колеса:

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		31

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1};$$

$$b_2 \leq 0,75 \cdot 30;$$

$$b_2 \leq 22,5 \text{ (мм)}.$$

Радіус виемки поверхні вершин зубців черв'ячного колеса:

$$R = 0,5 \cdot d_1 - m = 0,5 \cdot 24 - 3 = 9 \text{ (мм)} \quad (3.26)$$

Міжосьова відстань (перевірка):

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + Z_2 + 2 \cdot x) = 0,5 \cdot 3 \cdot (8 + 28 + 2 \cdot 0) = 54 \text{ (мм)} \quad (3.27)$$

Данні для контролю взаємного положення різнойменних профілей черв'яка
(в подальшому вказуються на робочих кресленнях)

Ділильна товщина по хорді витка:

$$\overline{S}_{a1} = 0,5 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \gamma = 0,5 \cdot 3,14 \cdot 3 \cdot \cos 6,87 = 2,8 \quad (3.28)$$

Висота до хорді витка:

$$\overline{h}_{a1} = m + 0,5 \cdot \overline{S}_{a1} \cdot \operatorname{tg} \left(0,5 \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{\overline{S}_{a1} \cdot \sin^2 \gamma}{d_1} \right) \right) = 3 + 0,5 \cdot 2,8 \cdot \operatorname{tg} \left(0,5 \cdot \operatorname{arctg} \left(\frac{2,8 \cdot \sin^2 6,87}{24} \right) \right) = 2,5 \text{ (мм)}$$

Сили в зачепленні черв'ячної передачі.

Колова сила черв'ячного колеса (F_{t2}) і осьова сила черв'яка (F_{a1}):

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		32

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 20.59 \cdot 1000}{84} = 490,23$$

Колова сила черв'яка (F_{t1}) і осьова сила черв'ячного колеса (F_{a2}):

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho) = 490,23 \cdot \operatorname{tg}(6,87 + 1,37) = 182,3 \text{ (Н)} \quad (3.29)$$

тут ρ - кут тертя, який може бути визначений в залежності від швидкості ковзання V_s за таблицею 3.25 [6]. Для нашого випадку $\rho=1.37^\circ$

Радіальна сила черв'яка (F_{r1}) і черв'ячного колеса (F_{r2}):

$$F_{r1} = F_{r2} = 0.364 \cdot F_{t2} = 0.37 \cdot 490,23 = 181.38 \text{ (Н)}. \quad (3.30)$$

Тепловий розрахунок черв'ячної передачі.

Наближене значення К.К.Д. черв'ячної передачі:

$$\eta = 0.95 \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho)} = 0.95 \cdot \frac{0.83}{0.276} = 0.87$$

0.95 в даному випадку – це множник, що враховує втрати енергії на перемішування мастила при змащуванні зануренням.

Температура масляної ванни в редукторі при природній конвекції повітря:

$$t_m = t_0 + \frac{1000 \cdot (1 - \eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A \cdot (1 + \psi)} \leq | t_m |$$

де $[t_m]$ – максимально допустима температура нагріву мастила (звичайно 75...90°C);

$P_1 = 4,39$ кВт – потужність, що підводиться (на валу черв'яка);

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		33

$K_T=8...17.5 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{С})$ – коефіцієнт теплопередачі корпусу (більші значення приймають при гарній циркуляції повітря), прийmemo $K_T=14 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \text{ }^\circ\text{С})$;

t_0 – температура навколишнього повітря, 20°С ;

A – площа вільної поверхні охолодження корпусу, включаючи 70% площі поверхні ребер и бобишек, м^2 :

$$A = 20 \cdot a^{1.7} = 20 \cdot 0,054^{1.7} = 0,21(\text{м}^2); \quad (3.31)$$

a – міжосьова відстань черв'ячної передачі, м;

ψ - , що враховує тепловідвід в раму чи плиту ($\psi=0.2$).

$$t_M = 20 + \frac{1000 \cdot (1 - 0,87) \cdot 4}{14 \cdot 0,21 \cdot (1 + 0,2)} = 81,76$$

$t_M < [t_M]$, отже, редуктор спеціально охолоджувати не треба.

Розрахунок черв'яка на жорсткість.

Відстань між серединами опор валу черв'яка при наближеному розрахунку можна приймати рівною:

$$L = 0,95 \cdot d_2 = 0,95 \cdot 84 = 79,8 \text{ (мм)} \quad (3.32)$$

Правильність зачеплення черв'ячної пари може бути забезпечена лише за достатньої жорсткості черв'яка. Середня допустима стріла прогину $[f]$ черв'яка може бути прийнята:

$$[f] = \frac{m}{200} = \frac{3}{200} = 0,015 \text{ (мм)} \quad (3.33)$$

Стріла прогину черв'яка, вал якого опирається на два радіально-упорних підшипника визначається за формулою:

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		34

$$f = \frac{L^3 \cdot \sqrt{(F_{r1})^2 + (F_{t1})^2}}{48 \cdot E \cdot J_{np}}$$

Тут $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа

L – відстань між серединами ;

J_{np} – приведений момент інерції перерізу черв'яка, що визначається за емпіричною формулою:

$$J_{np} = \frac{\pi \cdot (d_{f1})^4}{64} \left(0,375 + 0,625 \cdot \frac{d_{a1}}{d_{f1}} \right) = \frac{\pi \cdot 16,8^2}{64} \cdot \left(0,375 + 0,625 \cdot \frac{30}{16,8} \right) = 22,5 \text{ (мм}^4\text{)}$$

Знайдемо реальну стрілу прогину:

$$f = \frac{53,2^3 \cdot \sqrt{(181,38)^2 + (182,3)^2}}{48 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 22,5} = 1,2 \cdot 10^{-3}$$

$f < [f]$, отже, умова жорсткості виконується.

3.3 Розрахунок відкритої циліндричної передачі

Вихідні дані:

Ведучий вал :	P_3 , кВт	3,16;
	T_3 , Н·м:	435,85;
Ведений вал:	P_4 , кВт:	3,07;
	T_4 , Н·м:	1234,86;
	U :	3.

Призначаємо матеріал колеса і шестерні: Сталь 40Х. [10]

Приймаємо твердість : – колеса $H_2 = 250 \text{ HB}$;
– шестерні $H_1 = 275 \text{ HB}$;

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		35

Визначаємо модуль передачі:

$$m = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{ES}}{\Psi_{bd} \cdot z_1^2 \cdot \sigma_{FP}}}, \quad (3.34)$$

де K_m – для прямозубої передачі $K_m = 14$;

$$\psi_{bd} – \text{ширини колеса, } \psi_{bd} = 0,4; \quad [10]$$

$K_{F\beta}$ – , який враховує розподілення навантаження по ширині вінця

$$K_{F\beta} = 1,22;$$

z_1 – прийняте число зубців шестерні, приймаємо $z_1=22$;

σ_F – розрахункове напруження на перехідній поверхні, МПа.

$$Y_{ES} = 4,08.$$

$$\sigma_{Fi} = \sigma_{F\limbi}^0 \cdot 0,4 \cdot Y_{Ni}; \quad (3.35)$$

де Y_N – довговічності при згині;

$\sigma_{F\limbi}^0$ – межа витривалості матеріалу при згині.

$$\sigma_{F\limb1}^0 = 800 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\limb2}^0 = 600 \text{ МПа};$$

$$N_{FE} = \mu_F \cdot N_{\Sigma};$$

де μ_F – коефіцієнт інтенсивності навантаження, $\mu_{F1} = \mu_{F2} = 0,065$, при $q_F=6$;

$$N_{FE1} = 0,065 \cdot N_1 = 10,94 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 0,065 \cdot N_2 = 2,74 \cdot 10^6;$$

$$Y_{Ni} = q_F \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FEi}}} \quad (3.36)$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		36

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{10.94 \cdot 10^6}} = 0,85;$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2.74 \cdot 10^6}} = 1,07;$$

$$\sigma_{F1} = 800 \cdot 0,4 \cdot 0,85 = 272 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 600 \cdot 0,4 \cdot 1,07 = 256,8 \text{ МПа};$$

$$m = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{435,85 \cdot 1,22 \cdot 4,08}{0,4 \cdot 22^2 \cdot 413}} = 4.2 \text{ мм.}$$

Приймаємо $m = 5 \text{ мм.}$

Визначаємо розміри коліс

– ділильний діаметр:

$$d_i = z_i \cdot m \tag{3.36}$$

$$d_i = 22 \cdot 5 = 110 \text{ мм};$$

$$z_2 = z_1 \cdot U = 22 \cdot 3 = 66; \tag{3.37}$$

$$d_2 = 66 \cdot 5 = 330 \text{ мм.}$$

– ширина коліс:

$$b_\omega = \Psi_{bd} \cdot d_{\omega 1} = 0,4 \cdot 110 = 44 \text{ мм.} \tag{3.38}$$

Приймаємо $b_\omega = 44 \text{ мм.}$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		37

Визначаємо міжосьову відстань:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{110 + 330}{2} = 220 \text{ мм.}$$

Перевірочний розрахунок

Згинальна витривалість

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b_w \cdot m} \cdot Y_{FS} \leq [\sigma_F], \quad (3.39)$$

де σ_F – максимальна напруження в небезпечному перерізі зуба;

$[\sigma_F]$ – допустиме напруження згину для матеріалу зуба;

Y_{FS} – форми зуба,

$$Y_{FS1} = 4,08, Y_{FS2} = 3,6.$$

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv},$$

$$K_{F\alpha} = 1; K_{F\beta} = 1,22; K_{Fv} = 1,03$$

$$K_F = 1 \cdot 1,22 \cdot 1,03 = 1,185;$$

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_1} = \frac{2 \cdot 435,85}{0,11} = 15849,09 \text{ Н} \quad (3.40)$$

$$\sigma_{F1} = \frac{15849,09 \cdot 1,185}{44 \cdot 5} \cdot 4,08 = 348,305 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} = 348,305 \cdot \frac{3,6}{4,08} = 307,328 \text{ МПа};$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		38

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_\delta \cdot Y_X \quad (3.41)$$

$$\sigma_{F\lim b} = \sigma_{F\lim b}^0$$

$$S_{Fi} = 1,5;$$

$$Y_R = 1,22;$$

$$Y_{X1} = 1,05 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot d = 1,05 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot 0,11 = 1,05;$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot d = 1,05 - 1,25 \cdot 10^{-4} \cdot 0,44 = 1,05;$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{800}{1,5} \cdot 0,85 \cdot 1,22 \cdot 1,03 \cdot 1,05 = 598,3 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{600}{1,5} \cdot 1,07 \cdot 1,22 \cdot 1,03 \cdot 1,05 = 564,72 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = 348,305 < [\sigma_{F1}] = 593,3$$

$$\sigma_{F2} = 307,305 < [\sigma_{F2}] = 526,4 \quad \text{— умови виконуються.}$$

Контактна витривалість

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot U + 1}{b_\omega \cdot a_\omega \cdot U}} \leq [\sigma_H]; \quad (3.42)$$

Підставляємо в формулу:

$$Z_E = \sqrt{\frac{2 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^5}{3,14 \cdot [2 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,3^2) + 2 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,3^2)]}} = 265;$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		39

За [6] с. 69 маємо:

$$Z_H = 1.76;$$

Підставляємо в формулу:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos\beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{44} + \frac{1}{88} \right) \right] \cdot \cos\beta = 1,7; \quad (3.43)$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{1,63}} = 1,19.$$

$$K_{H\alpha} = 1, K_{H\beta} = 1,18, K_{H\nu} = 1,03.$$

Підставляємо в формулу:

$$K_H = 1 \cdot 1,18 \cdot 1,03 = 1,22;$$

$$\sigma_H = 265 \cdot 1,75 \cdot 1,19 \cdot \sqrt{\frac{1584,09 \cdot 1,22}{44 \cdot 220} \cdot \frac{3+1}{3}} = 360,76 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_H} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_l \cdot Z_X \cdot Z_\nu,$$

$$S_{H1} = S_{H2} = 1,2,$$

$$\sigma_{Flimb1} = 23 \cdot HRC = 23 \cdot 60 = 1380 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Flimb2} = 23 \cdot HRC = 23 \cdot 55 = 1265 \text{ МПа};$$

$$N_{HE1} = 0,18 \cdot N_1 = 30,3 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 0,18 \cdot N_2 = 7,6 \cdot 10^6;$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		40

$$Z_{N_i} = q_F \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{HEi}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{30.3 \cdot 10^6}} = 0.71 ;$$

$$Z_{N_i} = q_F \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{HEi}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{7.6 \cdot 10^6}} = 0.9 ;$$

$$Z_R = Z_l = Z_X = 1 ;$$

$$Z_v = 0,925 \cdot V^{0,05} = 0,925 \cdot 0,95^{0,05} = 0,88 ;$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{1380}{1,2} \cdot 0,71 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,88 = 718.52 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{1265}{1,2} \cdot 0,9 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0,88 = 834.9 \text{ МПа};$$

$\sigma_H = 360,76 < [\sigma_H] = 718.52$ – умова виконується.

Геометричні параметри зубчастої передачі:

$$d_i = Z_1 \cdot m = 22 \cdot 5 = 110 \text{ (мм)};$$

$$d_2 = Z_2 \cdot m = 66 \cdot 5 = 330 \text{ (мм)};$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{110 + 330}{2} = 220 \text{ (мм)};$$

$$b_w = \Psi_{bd} \cdot d_{w1} = 0,4 \cdot 110 = 44 \text{ (мм)};$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		41

3.4 Розрахунок закритої циліндричної передачі [11]

Вихідні дані:

Швидкохідний вал:	$P_4, \text{кВт}:$	3,06;
	$T_4, \text{Н·м}:$	1213,86;
Тихохідний вал :	$P_5, \text{кВт}$	3;
	$T_5, \text{Н·м}:$	7216,6;
	$U:$	5.

Призначаємо матеріал колеса і шестерні: *Сталь 40Х*. [11]

Приймаємо твердість : – колеса $H_2 = 200 \text{ HB}$;

– шестерні $H_1 = 240 \text{ HB}$;

Твердість досягається цементацією.

Визначаємо орієнтоване значення початкового діаметра шестерні:

$$d_{\omega 1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{\Psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{U+1}{U}}, \quad (3.44)$$

де K_d – коефіцієнт діаметра, $K_d = 675$;

ψ_{bd} – коефіцієнт ширини колеса, $\psi_{bd} = 1$;

$K_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілення навантаження, $K_{H\beta} = 1,04$;

σ_H – максимальне контактне напруження.

$$[\sigma_{Hi}] = \frac{0,9 \cdot \sigma_{Hlimb} \cdot Z_{Ni}}{S_{Hi}}$$

де $[\sigma_{Hlimb}]$ – межа тривалості зуба, яка відповідає числу циклів зміни напружень;

S_H – коефіцієнт безпеки, $S_H = 1,1$;

Z_N – коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь зубів.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		42

$$\sigma_{Hlimi} = 2 \cdot H_i + 70; \quad (3.45)$$

$$\sigma_{Hlimb1} = 2 \cdot 240 + 70 = 550;$$

$$\sigma_{Hlimb2} = 2 \cdot 200 + 70 = 470;$$

$$Z_{Hi} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlimi}}{N_{HEi}}}, \quad (2.4)$$

де N_{HE} – еквівалентне число циклів зміни напружень.

$$N_{Hlimi} = 30 \cdot H_i^{2,4}. \quad (3.46)$$

$$N_{Hlim1} = 30 \cdot 240^{2,4} = 1,547 \cdot 10^7;$$

$$N_{Hlim2} = 30 \cdot 200^{2,4} = 0,991 \cdot 10^7.$$

$$N_{HEi} = \mu_H \cdot N_{Hlimi}, \quad (2.6)$$

де μ_H – коефіцієнт, який характеризує інтенсивність навантаження, $\mu_H = 0,25$.

$$N_{HE1} = 0,25 \cdot 1,547 \cdot 10^7 = 3,87 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 0,25 \cdot 0,99 \cdot 10^7 = 2,50 \cdot 10^6.$$

$$Z_{H1} = \sqrt[6]{\frac{1,547 \cdot 10^7}{3,87 \cdot 10^6}} = 1,26;$$

$$Z_{H2} = \sqrt[6]{\frac{0,991 \cdot 10^7}{2,50 \cdot 10^6}} = 1,26.$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{0,9 \cdot 550}{1,1} \cdot 1,26 = 566,96;$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{0,9 \cdot 470}{1,1} \cdot 1,26 = 484,50.$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		43

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]) \leq 1,23 [\sigma_{H2}];$$

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (566,96 + 484,50) \leq 1,23 \cdot 484,50;$$

$$[\sigma_H] = 473,16 \leq 595,93 - \text{умова виконується.}$$

$$d_{\omega 1} = 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{435,85 \cdot 1,04}{1 \cdot 473,16^2} \cdot \frac{5+1}{5}} = 94,5 \text{ мм.}$$

Визначаємо попереднє значення модуля:

$$m \approx 0,05 \cdot d_{\omega 1} \cdot \frac{U}{U+1}; \quad (3.47)$$

$$m \approx 0,05 \cdot 94,5 \cdot \frac{5}{5+1} = 3,9 \text{ мм, приймаємо } m = 4 \text{ мм.}$$

Визначаємо число зубів шестерні (при прийнятому попередньо значенні кута $\beta = 8$):

$$z_1 = \frac{d_{\omega 1} \cdot \cos \beta}{m} = \frac{94,5 \cdot 0,9903}{4} = 23,4. \quad (3.48)$$

Приймаємо $z_1 = 24$, тоді

$$z_2 = z_1 \cdot U = 24 \cdot 5 = 120.$$

Визначаємо попередньо міжосьову відстань:

$$a_{\omega} = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{4 \cdot (24 + 120)}{2 \cdot 0,9903} = 290,09 \text{ мм.}$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		44

Приймаємо $a_{\omega} = 290$ мм.

Визначаємо косинус кута β :

$$\cos \beta = \frac{m \cdot z_1 \cdot (1+U)}{2 \cdot a_{\omega}} = \frac{4 \cdot 24 \cdot (1+5)}{2 \cdot 290} = 0,99,$$

звідки $\beta = 14,15$.

Визначаємо розміри коліс

– ділительний діаметр:

$$d_i = d_{\omega_i} = \frac{m \cdot z_i}{\cos \beta} \text{ мм}; \quad (3.49)$$

$$d_1 = d_{\omega_1} = \frac{4 \cdot 24}{0,99} = 96,96 \text{ мм};$$

$$d_2 = d_{\omega_2} = \frac{4 \cdot 120}{0,99} = 484,8 \text{ мм}.$$

– ширина коліс:

$$b_{\omega} = \Psi_{bd} \cdot d_{\omega_1} = 1 \cdot 94,5 = 94,5 \text{ мм}.$$

Приймаємо $b_{\omega} = 95$ мм.

Визначаємо колову швидкість:

$$v = \frac{\pi \cdot n_1 \cdot d_1}{60 \cdot 1000} = \frac{\pi \cdot 23,8 \cdot 96,36}{60 \cdot 1000} = 0,12 \text{ м/с}.$$

Перевірочний розрахунок

Приводимо косозубе колесо до еквівалентного за міцністю прямозубого

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		45

$$d_{vi} = \frac{d_{oi}}{\cos^2 \beta}; \quad (3.50)$$

$$d_{v1} = \frac{94,5}{0,99^2} = 96,4;$$

$$d_{v2} = \frac{484,8}{0,99^2} = 494,6;$$

Еквівалентний модуль:

$$m_v = m_n = m = 4 \text{ мм};$$

Еквівалентне число зубів коліс:

$$z_{vi} = \frac{z_i}{\cos^3 \beta}; \quad (3.51)$$

$$z_{v1} = \frac{24}{0,99^3} = 25;$$

$$z_{v2} = \frac{120}{0,99^3} = 124.$$

Контактна витривалість

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot U + I}{b_\omega \cdot a_\omega} \cdot \frac{U + 1}{U}} \leq [\sigma_H], \quad (3.52)$$

де Z_E – коефіцієнт, який враховує механічні властивості матеріалу коліс;

Z_H – коефіцієнт, який враховує форму спряжених поверхонь;

Z_ε – коефіцієнт, який враховує сумарну довжину контактних ліній;

F_t – колова сила, H .

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		46

$$Z_E = \sqrt{\frac{E_1 \cdot E_2}{\pi \cdot [E_1 \cdot (1 - \mu_2^2) + E_2 \cdot (1 - \mu_1^2)]}}, \quad (3.53)$$

де E_1, E_2 – модуль пружності, МПа, $E_1 = E_2 = 2 \cdot 10^5$;

μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона, $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$.

$$Z_E = \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot 10^5}{3,14 \cdot [2 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,3^2) + 2 \cdot 10^5 \cdot (1 - 0,3^2)]}} = 187;$$

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_{t\omega}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta}{\operatorname{tg} \alpha_{t\omega}}}; \quad (3.54)$$

де $\alpha_{t\omega}$ – кут зачеплення в торцевому перетині, $\alpha_{t\omega} = 20^\circ$.

$$Z_H = \frac{1}{0,9397} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 0,99}{0,364}} = 2,55;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

де ε_α – коефіцієнт торцевого перекриття.

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{120} \right) \right] \cdot \cos \beta = 1,75;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,63}} = 0,78.$$

$$P_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta} = \frac{3,14 \cdot 4}{0,254} = 49,4;$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		47

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w}{P_x} = \frac{95}{49,4} = 1,92,$$

де ε_{β} – коефіцієнт осьового перекриття.

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv},$$

де $K_{H\alpha}$ – коефіцієнт, який враховує розподілення навантаження між зубцями;

K_{Hv} – коефіцієнт, який враховує динамічне навантаження, яке з'явилося в зачепленні, $K_{Hv} = 1,016$.

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,25 \cdot (n_{CT} - 5) \cdot (Z_{\varepsilon}^{-2} - 1),$$

де n_{CT} – ступінь точності зубчатого зачеплення, $n_{CT} = 8$.

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,25 \cdot (8 - 5) \cdot (0,78^{-2} - 1) = 1,63;$$

$$K_H = 1,63 + 1,04 + 1,016 = 1,723;$$

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{v1} \cdot 10^{-3}} = \frac{2 \cdot 1231,86}{96,4 \cdot 10^{-3}} = 2555,7 \text{ Н};$$

$$\sigma_H = 187 \cdot 2,45 \cdot 0,78 \cdot \sqrt{\frac{2555,7 \cdot 1,723}{95 \cdot 290} \cdot \frac{5+1}{5}} = 256,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_H = 256,5 \leq [\sigma_H] = 595,93 \text{ – умова виконується.}$$

Згинальна витривалість

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		48

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m_n} \cdot Y_{FS} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \leq [\sigma_F], \quad (3.55)$$

де σ_F – максимальна напруження в небезпечному перерізі зуба;

$[\sigma_F]$ – допустиме напруження згину для матеріалу зуба;

Y_ε – коефіцієнт, який враховує перекриття зубів;

Y_β – коефіцієнт, який враховує нахил зуба;

Y_{FS} – коефіцієнт форми зуба, який приймається у відповідності до еквівалентного числа зубців z_V , $Y_{FS1} = 4,1$, $Y_{FS2} = 3,6$.

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv},$$

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n_{CT} - 5)}{4 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{4 + (1,75 - 1) \cdot (8 - 5)}{4 \cdot 1,75} = 1;$$

$$K_{F\beta} = 1,12;$$

$$K_{Fv} = 1,03;$$

$$K_F = 1 \cdot 1,12 \cdot 1,03 = 1,15;$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,75} = 0,57;$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} = 1 - 1,92 \cdot \frac{14,15}{120} = 0,89.$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2555,7_t \cdot 1,15}{95 \cdot 4} \cdot 4,1 \cdot 0,61 \cdot 0,79 = 24,86 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \cdot \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} = 24,86 \cdot \frac{3,6}{4,1} = 22,37 \text{ МПа}.$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		49

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_\delta \cdot Y_X,$$

де σ_{Hlimb} – межа тривалості зуба, яка відповідає числу циклів зміни напружень;

S_F – коефіцієнт безпеки, $S_F = 1,75$;

Y_R – коефіцієнт, який враховує вплив шорсткості перехідної поверхні;

Y_N – коефіцієнт довговічності;

Y_δ – коефіцієнт, що враховує градієнт напружень по товщині зуба.

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg(m) = 1,082 - 0,172 \cdot \lg(2) = 1,03;$$

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{Flimbi} \cdot Y_T \cdot Y_d \cdot Y_g \cdot Y_Z \cdot Y_A;$$

$$Y_T \cdot Y_d \cdot Y_g \cdot Y_Z \cdot Y_A = 1;$$

$$\sigma_{Flimbi} = 1,8 \cdot H_i + 65;$$

$$\sigma_{Flimb1} = 1,8 \cdot 240 + 65 = 497;$$

$$\sigma_{Flimb2} = 1,8 \cdot 200 + 65 = 425;$$

$$N_{FE} = \mu_F \cdot 4 \cdot 10^6 = 0,25 \cdot 4 \cdot 10^6 = 5,72 \cdot 10^5,$$

де μ_F – коефіцієнт, який характеризує інтенсивність навантаження, $\mu_F = 0,25$ при $q_F = 6$.

N_{FE} – число циклів роботи приводу.

$$Y_N = \sqrt[q_F]{\frac{4 \cdot 10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{5,72 \cdot 10^5}} = 1,38; \quad (3.56)$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		50

$$[\sigma_{F1}] = \frac{497}{1,75} \cdot 1,38 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1 = 404,6 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{425}{1,75} \cdot 1,38 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1 = 345,99 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = 24,86 < [\sigma_{F1}] = 404,6;$$

$$\sigma_{F2} = 22,37 < [\sigma_{F2}] = 345,99. \text{ — УМОВИ ВИКОНУЮТЬСЯ}$$

3.5 Компоновка редуктора та розрахунок і конструювання валів [10]

3.5.1 Проектний розрахунок валів

Вихідні дані:

– ділильний діаметр черв'яка: $d_1=24$ мм;

– крутний момент на шестерні: $T_2 = 21,39$ Н·м;

– діаметр черв'ячного колеса: $d_2=84$ мм;

– крутний момент на валу колеса: $T_3 = 20,96$ Н·м;

Виконуємо попередній розрахунок діаметра вихідних кінців валів наближено з розрахунку на міцність при крученні за зниженими допустимими напруженнями $[\tau_k] = 15 \dots 35$ МПа.

Розрахунок черв'яка.

Приймаємо матеріал черв'яка: 40Х;

Визначаємо критичний діаметр вала при розрахунку на кручення – він дорівнює діаметра вихідного кінця двигуна:

$$d_{K1} = d_{дв} = 20 \text{ мм}.$$

Призначаємо посадочні розміри під ущільнення і підшипники.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		51

З конструктивних міркувань для забезпечення умов збирання і можливої заміни черв'яка так, щоб не знімати шпонку та відповідно ГОСТ 6636-69, приймаємо діаметр посадочних місць під підшипники таким: $d_{\text{П1}} = 30 \text{ мм}$.

Діаметр вала під ущільнення $d_{\text{М1}} = 25 \text{ мм}$.

Через не значну довжину вала приймаємо схему навантаження підшипників в розпірку. Попередньо приймаємо радіально-упорні роликові підшипники 7206 А для обох опор.

Довжину вихідного кінця вала приймаємо у відповідності до довжини посадочного місця муфти: 55 мм.

Розрахунок вихідного вала.

Приймаємо матеріал вала тихохідного ступеня: 40Х;

Визначаємо критичний діаметр вала при розрахунку на кручення, приймаючи його таким до якого він ближче зі стандартного ряду кінців валів: [9]

$$d_{\text{К2}} = 17 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3}{[\tau_{\text{К}}]}} = 17 \cdot \sqrt[3]{\frac{21,39}{28}} \approx 32 \quad (3.57)$$

Призначаємо посадочні розміри під ущільнення і підшипники.

З конструктивних міркувань для забезпечення умов збирання і можливої заміни вала так, щоб не знімати шпонку та відповідно ГОСТ 6636-69, приймаємо діаметр посадочних місць під підшипники таким: $d_{\text{П2}} = 40 \text{ мм}$.

Діаметр вала під ущільнення $d_{\text{М2}} = 38 \text{ мм}$.

Через не значну довжину вала приймаємо схему навантаження підшипників в розпірку. Попередньо приймаємо радіально-упорні роликові підшипники 7208А для обох опор.

Довжину вихідного кінця вала приймаємо у відповідності до довжини ступи ці зубчастого колеса: 55 мм.

Діаметр посадочного місця під зубчасте колесо вихідного валу:.

Розрахунок приводного вала:

Приймаємо матеріал приводного валу: 40Х.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		52

Визначаємо критичний діаметр вала при розрахунку на кручення, приймаючи його таким до якого він ближче зі стандартного ряду кінців валів:

$$d_{к2} = 17 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3}{[\tau_k]}} = 17 \cdot \sqrt[3]{\frac{20,96}{35}} \approx 50 \quad (3.58)$$

Діаметр посадочних місць під підшипники таким: $d_{п3} = 90 \text{ мм}$.

Приводний вал кріпиться за універсальною схемою, умовою функціонування якої є плаваюча спроможність кінця вала, та фіксація протилежного. Згідно цієї схеми вал розміщується симетрично по відношенню до опор. Тому попередньо приймаємо шарикові дворядні підшипники 1218 для обох кінців.

Діаметр посадочного місця під тягову зірку: $d_3 = 110 \text{ мм}$.

3.5.2 Конструювання валів та компоновка приводу

Визначаємо товщину стінки корпусу редуктора:

$$\delta = 0,5 \cdot R_e + 1 = 0,5 \cdot 16 + 1 = 9 \text{ мм} . \quad (3.59)$$

Так як $\delta, \delta_1 \geq 8$ то приймаємо $\delta = 9 \text{ мм}$.

Визначаємо товщину стінки кришки редуктора:

$$\delta_1 = 0,04 \cdot R_e + 1 = 0,04 \cdot 16 + 1 = 7,5 \text{ мм} . \quad (3.60)$$

Приймаємо $\delta_1 = 7,5 \text{ мм}$.

Товщина верхнього фланця корпусу:

$$s = (1,5 \dots 1,75) \cdot \delta = 1,5 \cdot 9 = 13,5 \text{ мм} . \quad (3.61)$$

Товщина нижнього фланця корпусу:

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		53

$$s_2 = 2,35 \cdot \delta = 2,35 \cdot 9 = 21,15 \text{ мм} . \quad (3.62)$$

Товщина фланця кришки редуктора:

$$s_1 = (1,5 \dots 1,75) \cdot \delta_1 = 1,6 \cdot 7,5 = 12 \text{ мм} . \quad (3.63)$$

Визначаємо найменший зазор між внутрішньою стінкою корпуса редуктора та колесом, по лінії роз'єму, і отримуємо наступне значення:

$$b = 1,2 \cdot \delta = 1,2 \cdot 9 \approx 11 \text{ мм} . \quad (3.64)$$

Визначаємо найменший зазор між внутрішньою стінкою корпуса (дном) та діаметром вершин колеса:

$$b_0 = (5 \dots 10) \cdot m = 8 \cdot 6,3 = 50,4 \text{ мм}; \quad (3.65)$$

Відстань між рухомою деталлю та корпусом:

$$e_1 = \delta = 9 \text{ мм} . \quad (3.66)$$

3.5.3 Перевірочний розрахунок валів на статичну та втомну міцність

Швидкохідний вал.

Розраховуємо сили які діють на вал, та постійний момент:

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 21,39}{0,0504} = 657,5 \text{ Н}; \quad (3.70)$$

$$F_{a1} = F_{t1} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 20,56 \cdot 1000}{0,0504} = 657,5 \text{ Н} \quad (3.71)$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		54

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma + \rho) = 1061 \cdot \operatorname{tg}(14.04 + 1.37) = 261,9(\text{H}) \quad (3.72)$$

$$M_{a1} = \frac{F_{a1} \cdot d_1}{2} = \frac{1616,25 \cdot 0,0504}{2} = 40,73 \text{ Н} \cdot \text{м} . \quad (3.73)$$

Визначаємо реакції шарнірів у горизонтальній площині:

$$\Sigma M_A^Y = 0; F_{r1} \cdot 0,039 - R_B^Y \cdot 0,078 + M_{a1} - F_m \cdot 0,063 = 0; \quad (3.74)$$

$$R_B^Y = \frac{F_{r1} \cdot 0,039 + M_{a1} - F_m \cdot 0,063}{0,078} = 313,64 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B^Y = 0; -F_{r1} \cdot 0,039 + R_A^Y \cdot 0,078 + M_{a1} - F_m \cdot 0,141 = 0; \quad (3.75)$$

$$R_A^Y = \frac{F_{r1} \cdot 0,039 - M_{a1} + F_m \cdot 0,141}{0,078} = 425,22 \text{ Н};$$

$$\Sigma F^Y = 0; R_A^Y + R_B^Y - F_m - F_{r1} = 0. \quad (3.76)$$

Визначаємо реакції шарнірів у вертикальній площині:

$$\Sigma M_A^X = 0; -F_{t1} \cdot 0,039 + R_B^X \cdot 0,078 = 0; \quad (3.77)$$

$$R_B^X = \frac{-F_{t1} \cdot 0,039}{0,078} = 808,33 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_B^X = 0; F_{t1} \cdot 0,039 - R_A^X \cdot 0,078 = 0; \quad (3.78)$$

$$R_A^X = \frac{F_{t1} \cdot 0,039}{0,078} = 808,33 \text{ Н};$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		55

$$\Sigma F^X = 0; \quad F_{t1} - R_A^X - R_B^X = 0. \quad (3.79)$$

Будуємо епюри згинальних моментів у горизонтальній площині:

$$M_{X1}^Y = -F_{rn} \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq 0,063; \quad (3.80)$$

$$x_1 = 0; \quad M_{X1}^Y = 130,36 \cdot 0 = 0;$$

$$x_1 = 0,063; \quad M_{X1}^Y = 130,36 \cdot 0,063 = -8,21 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

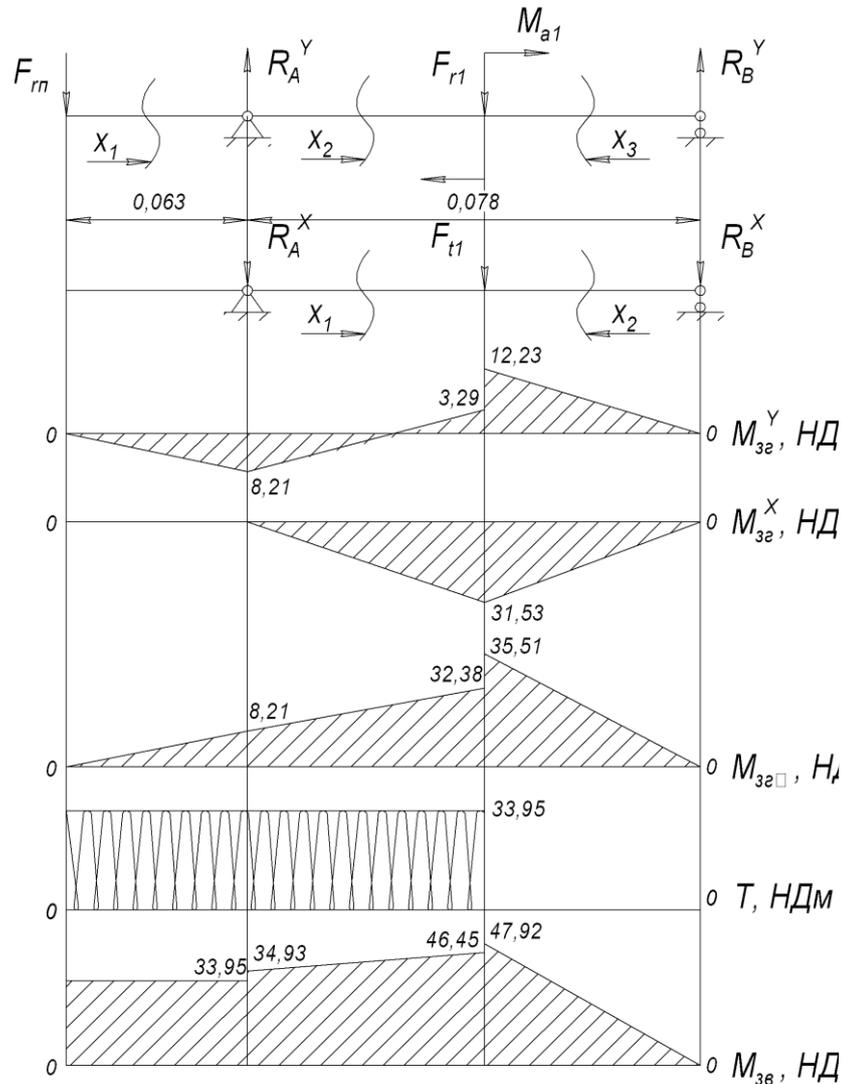
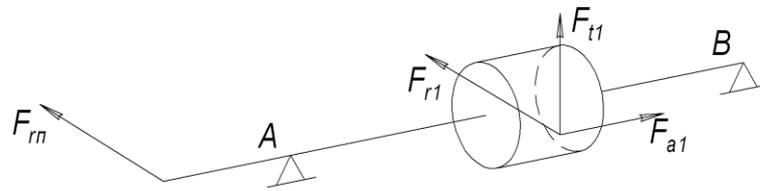


Рисунок 3.2 – Епюра моментів на швидкохідному валу

						08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			56

$$M_{X_2}^Y = -F_m \cdot (0,063 + x_2) + R_A^Y \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq 0,039; \quad (3.81)$$

$$x_2 = 0; \quad M_{X_2}^Y = -130,36 \cdot 0,063 = -8,21 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$x_2 = 0,039; \quad M_{X_2}^Y = -130,36 \cdot 0,141 + 425,22 \cdot 0,078 = 3,29 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{X_3}^Y = R_B^Y \cdot x_3; \quad 0 \leq x_3 \leq 0,039; \quad (3.82)$$

$$x_3 = 0; \quad M_{X_3}^Y = 313,64 \cdot 0 = 0;$$

$$x_3 = 0,039; \quad M_{X_3}^Y = 313,64 \cdot 0,039 = 12,23 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Будуємо епюри згинальних моментів у вертикальній площині:

$$M_{X_1}^X = -R_A^X \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq 0,039; \quad (3.83)$$

$$x_1 = 0; \quad M_{X_1}^X = -808,33 \cdot 0 = 0;$$

$$x_1 = 0,039; \quad M_{X_1}^X = -808,33 \cdot 0,039 = -31,53 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{X_2}^X = -R_B^X \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq 0,039; \quad (3.84)$$

$$x_2 = 0; \quad M_{X_2}^X = -808,33 \cdot 0 = 0;$$

$$x_2 = 0,039; \quad M_{X_2}^X = -808,33 \cdot 0,039 = -31,53 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо сумарні згинальні моменти:

$$M_{зг.} = \sqrt{(M_{зг.}^X)^2 + (M_{зг.}^Y)^2}; \quad (3.85)$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		57

$$M_{зг.А} = \sqrt{(-8,21)^2 + 0^2} = 8,21 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{зг.С1} = \sqrt{3,29^2 + (-31,53)^2} = 31,7 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{зг.С2} = \sqrt{12,23^2 + (-31,53)^2} = 33,82 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо зведені моменти:

$$M_{зв.} = \sqrt{M_{зг.}^2 + T^2} \quad (3.86)$$

$$M_{зв.А} = \sqrt{8,21^2 + 33,95^2} = 34,93 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{зв.В1} = \sqrt{31,7^2 + 33,95^2} = 46,45 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{зв.В2} = \sqrt{33,82^2 + 33,95^2} = 47,92 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахунок на статичну витривалість.

Визначаємо допустиме згинальне напруження:

$$[\sigma_{зг.}] = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{500}{1,5} = 333,3 \text{ МПа}, \quad (3.87)$$

де σ_T – межа текучості, вибираємо відповідно до матеріалу: $\sigma_T = 500 \text{ МПа}$

;

$[n]$ – допустимий запас на статичну витривалість, приймаємо: $[n] = 1,5$.

Визначаємо дійсний запасу при розрахунку на статичну міцність:

$$n = \frac{\sigma_T}{(\sigma_{екв.})_{\max}}, \quad (3.88)$$

де $(\sigma_{екв.})_{\max}$ – еквівалентне напруження.

$$(\sigma_{екв.})_{\max} = \frac{(M_{зв.})_{\max}}{W}, \quad (3.89)$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		58

де W – момент опору перерізу.

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 0,042^3}{32} = 0,73 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3; \quad (3.90)$$

$$(\sigma_{\text{екв.}})_{\text{max}} = \frac{47,92}{0,73 \cdot 10^{-5}} = 6,6 \text{ МПа};$$

$$n = \frac{333,3}{6,6} = 50,6 > 1...3 \text{ – умова виконується.}$$

Розрахунок на втомну міцність.

Розраховуємо запас міцності $n_{\text{вт.}}$ при розрахунку на статичну витривалість:

$$n_{\text{вт.}} = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}}, \quad (3.90),$$

де n_{σ} – запас міцності при стаціонарному навантаженні нормальними напруженнями;

n_{τ} – запас міцності при дії дотичних напружень.

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\text{max}}}, \quad (3.91)$$

де σ_{-1} – межа витривалості матеріалу при симетричному циклі навантажень, і визначається $\sigma_{-1} = 320 \text{ МПа}$;

σ_{max} – максимальне нормальне напруження в точці деталі;

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_a \cdot K_{D\sigma} + \sigma_m \cdot \psi_{\sigma}, \quad (3.91)$$

де σ_a – амплітудне нормальне напруження;

σ_m – середні нормальні напруження;

$K_{D\sigma}$ – приведений ефективний концентрації нормальних напружень деталі;

ψ_{σ} – , який характеризує вплив асиметрії цикла, $\psi_{\sigma} = 0,1$.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		59

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}; \quad (3.92)$$

$$\sigma_T = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}. \quad (3.93)$$

Визначаємо $\sigma_{\max}, \sigma_{\min}$ максимальне та мінімальне значення нормального напруження:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{зг.\max}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{47,92}{0,1 \cdot 0,042^3} = 6,5 \text{ МПа}; \quad (3.94)$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{зг.\min}}{0,1 \cdot d^3} = \frac{8,21}{0,1 \cdot 0,042^3} = 1,1 \text{ МПа}; \quad (3.95)$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{6,5 - 1,1}{2} = 2,7 \text{ МПа}; \quad (3.96)$$

$$\sigma_T = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{6,5 + 1,1}{2} = 3,8 \text{ МПа}; \quad (3.97)$$

$$K_{D\sigma} = \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{\beta} - 1; \quad (3.98)$$

де K_{σ} – ефективний концентрації напружень під дією нормальних напружень, $K_{\sigma} = 2,03$

$K_{d\sigma}$ – масштабного ефекту, $K_{d\sigma} = 0,68$

β – стан поверхні, $\beta = 1,1$

$$K_{D\sigma} = \frac{2,03}{0,68} + \frac{1}{1,1} - 1 = 2,9;$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		60

$$\sigma_{\max} = 2,7 \cdot 2,9 + 3,8 \cdot 0,1 = 7,6 \text{ МПа};$$

$$n_{\sigma} = \frac{320}{7,6} = 42,03.$$

де τ_{-1} – межа витривалості матеріалу при віднульовому циклі навантажень,
 $\tau_{-1} = 200 \text{ МПа}$

τ_{\max} – максимальне дотичне напруження в точці деталі;

$$\tau_{\max} = \tau_a \cdot K_{D\sigma} + \tau_m \cdot \psi_{\sigma}, \quad (3.99)$$

де τ_a – амплітудне дотичне напруження;

τ_m – середні дотичні напруження;

$K_{D\tau}$ – приведений ефективний концентрації дотичних напружень деталі;

ψ_{τ} – , який характеризує вплив асиметрії цикла, $\psi_{\tau} = 0,05$.

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}; \quad (3.100)$$

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}. \quad (3.101)$$

Визначаємо τ_{\max}, τ_{\min} максимальне та мінімальне значення нормального напруження:

$$\tau_{\max} = \frac{T}{0,2 \cdot d^3} = \frac{33,95}{0,2 \cdot 0,042^3} = 2,3 \text{ МПа}; \quad (3.102)$$

$$\tau_{\min} = 0;$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		61

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{2,3}{2} = 1,1 \text{ МПа};$$

$$K_{D\tau} = \frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{\beta} - 1, \quad (3.103)$$

де K_τ – ефективний концентрації напружень під дією дотичних напружень,
 $K_\tau = 1,64$;

$K_{d\tau}$ – масштабного ефекту, $K_{d\tau} = 0,68$;

β – стан поверхні, $\beta = 1,1$.

$$K_{D\tau} = \frac{1,64}{0,68} + \frac{1}{1,1} - 1 = 2,32;$$

$$\tau_{\max} = 2,3 \cdot 2,32 + 2,3 \cdot 0,05 = 3,2 \text{ МПа};$$

$$n_\tau = \frac{200}{3,2} = 62,4;$$

$$n_{\text{вт.}} = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{42,03 \cdot 62,4}{\sqrt{42,03^2 + 62,4^2}} = 34,85 > 3 \text{ – умова виконується.}$$

Тихохідний вал.

Розраховуємо сили які діють на вал, та постійний момент:

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 189,45}{0,2142} = 1061 \text{ Н};$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot T_2}{d_3} = \frac{2 \cdot 189,45}{0,06} = 5283,33 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \text{tg}\beta = 1061 \cdot \text{tg}14,76 = 421,82 \text{ Н};$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		62

$$F_{r2} = \frac{F_{t2}}{\cos\beta} \cdot \operatorname{tg}\alpha = \frac{1061}{\cos 14,76} \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 602,61 \text{ Н};$$

$$F_{r3} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg}\alpha = 5283,33 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1922,98 \text{ Н};$$

$$M_{a2} = \frac{F_{a2} \cdot d_2}{2} = \frac{421,82 \cdot 0,198}{2} = 41,76 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо реакції шарнірів у горизонтальній площині:

$$\Sigma M_A^Y = 0; -F_{r2} \cdot 0,039 - R_B^Y \cdot 0,078 - F_{r3} \cdot 0,146 + M_{a2} = 0;$$

$$R_B^Y = \frac{-602,61 \cdot 0,039 - 1922,98 \cdot 0,146 + 41,76}{0,078} = -3365,33 \text{ Н};$$

$$\Sigma M_B^Y = 0; -F_{r3} \cdot 0,068 + F_{r2} \cdot 0,039 + R_A^Y \cdot 0,078 + M_{a2} = 0;$$

$$R_A^Y = \frac{1922,98 \cdot 0,068 - 602,66 \cdot 0,039 - 41,76}{0,078} = 839,75 \text{ Н};$$

$$\Sigma F^Y = 0; R_A^Y - R_B^Y - F_{r2} - F_{r3} = 0.$$

Визначаємо реакції шарнірів у вертикальній площині:

$$\Sigma M_A^X = 0; F_{t2} \cdot 0,039 - R_B^X \cdot 0,078 - F_{t3} \cdot 0,146 = 0;$$

$$R_B^X = \frac{602,61 \cdot 0,039 - 5283,33}{0,078} = -9088,8 \text{ Н}$$

$$\Sigma M_B^X = 0; -F_{t3} \cdot 0,068 - F_{t2} \cdot 0,039 + R_A^X \cdot 0,078 = 0;$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		63

$$R_A^x = \frac{-5283,33 \cdot 0,068 - 1601 \cdot 0,039}{0,078} = 5406,49 \text{ Н};$$

$$\Sigma F^x = 0; \quad R_A^x - F_{t2} - R_B^x + F_{t3} = 0.$$

Будуємо епюри згинальних моментів у горизонтальній площині:

$$M_{x1}^y = R_A^y \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq 0,039;$$

$$x_1 = 0; \quad M_{x1}^y = 839,75 \cdot 0 = 0;$$

$$x_1 = 0,039; \quad M_{x1}^y = 839,75 \cdot 0,039 = 32,75 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{x2}^y = F_{r3} \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq 0,068;$$

$$x_2 = 0; \quad M_{x2}^y = 1922,98 \cdot 0 = 0;$$

$$x_2 = 0,068; \quad M_{x2}^y = 1922,98 \cdot 0,068 = 130,76 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{x3}^y = F_{r3} \cdot (0,068 + x_3) - R_B^y \cdot x_3; \quad 0 \leq x_3 \leq 0,039;$$

$$x_3 = 0; \quad M_{x3}^y = 1922,98 \cdot 0,068 = 130,76 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$x_3 = 0,039; \quad M_{x3}^y = 1922,98 \cdot 0,107 - 839,75 \cdot 0,039 = 74,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Будуємо епюри згинальних моментів у вертикальній площині:

$$M_{x1}^x = R_A^x \cdot x_1; \quad 0 \leq x_1 \leq 0,039;$$

$$x_1 = 0; \quad M_{x1}^x = 5406,49 \cdot 0 = 0;$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		64

$$x_1 = 0,039; \quad M_{X1}^X = 5406,49 \cdot 0,039 = 210,85 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{X2}^X = R_A^X \cdot (0,039 + x_2) - F_{t2} \cdot x_2; \quad 0 \leq x_2 \leq 0,039;$$

$$x_2 = 0; \quad M_{X2}^Y = 5406,49 \cdot 0,039 = 210,85 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$x_2 = 0,039; \quad M_{X2}^X = 5406,49 \cdot 0,078 - 1601 \cdot 0,039 = 359,27 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{X3}^X = F_{t3} \cdot x_3; \quad 0 \leq x_3 \leq 0,068;$$

$$x_2 = 0; \quad M_{X2}^Y = 5283,33 \cdot 0 = 0;$$

$$x_2 = 0,068; \quad M_{X2}^X = 5283,33 \cdot 0,068 = 359,27 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Визначаємо сумарні згинальні моменти:

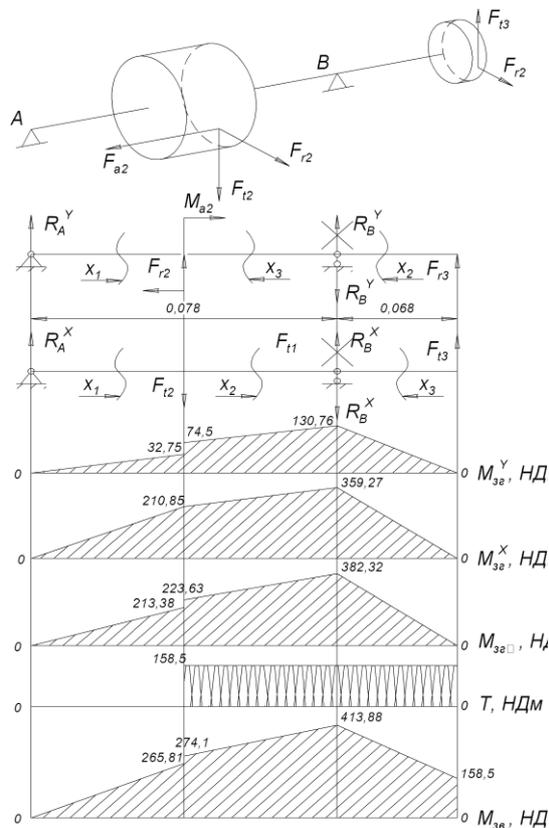


Рисунок 3.3 - Епюра моментів на тихохідному валу

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		65

$$M_{зг.} = \sqrt{(M_{зг. x})^2 + (M_{зг. y})^2};$$

$$M_{зг. c1} = \sqrt{32,75^2 + 210,8^2} = 213,38 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{зг. c2} = \sqrt{74,51^2 + 210,8^2} = 223,63 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{зг. B} = \sqrt{130,76^2 + 359,27^2} = 382,32 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Визначаємо зведені моменти:

$$M_{зв.} = \sqrt{M_{зг.}^2 + T^2}$$

$$M_{зв. c1} = \sqrt{213,38^2 + 158,5^2} = 265,81 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{зв. c2} = \sqrt{223,63^2 + 158,5^2} = 274,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{зв. B} = \sqrt{382,32^2 + 158,5^2} = 413,88 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{зв. D} = \sqrt{0^2 + 158,5^2} = 158,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Розрахунок на статичну витривалість.

Визначаємо допустиме згинальне напруження:

$$[\sigma_{зг.}] = \frac{\sigma_T}{[n]} = \frac{500}{1,5} = 333,3 \text{ МПа},$$

де σ_T – межа текучості, вибираємо відповідно до матеріалу: $\sigma_T = 500 \text{ МПа}$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		66

$[n]$ – допустимий запас на статичну витривалість, приймаємо: $[n] = 1,5$.

Визначаємо дійсний запасу при розрахунку на статичну міцність:

$$n = \frac{\sigma_T}{(\sigma_{\text{екв.}})_{\text{max}}};$$

$$(\sigma_{\text{екв.}})_{\text{max}} = \frac{(M_{\text{зв.}})_{\text{max}}}{W};$$

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 0,158^3}{32} = 38,7 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3;$$

$$(\sigma_{\text{екв.}})_{\text{max}} = \frac{413,88}{38,7 \cdot 10^{-5}} = 1,07 \text{ МПа};$$

$$n = \frac{333,3}{1,07} = 311,8 > 1,5 \text{ – умова виконується}$$

3.6 Вибір та перевірочний розрахунок підшипників

3.6.1 Вибір підшипників редуктора

Проектуємо підшипникові вузли черв'яка.

$$R_A = \sqrt{R_A^{\Gamma^2} + R_A^{B^2}} = \sqrt{628,9^2 + 161,2^2} = 649,3 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_B^{\Gamma^2} + R_B^{B^2}} = \sqrt{2143,9^2 + 686^2} = 2251 \text{ Н};$$

$$e = 1,5 \cdot \text{tg}15 = 0,4;$$

де α – кут контакту, $\alpha = 15$.

$$-F_{aA} + F_a + F_{aB} = 0;$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		67

$$F_{aA} \geq S_A ,$$

$$F_{aB} \geq S_B ;$$

$$S_A = R_A \cdot e = 649,3 \cdot 0,4 = 260;$$

$$S_B = R_B \cdot e = 2251 \cdot 0,4 = 900;$$

Нехай $F_{aA} = S_A$, тоді $F_{aB} = F_{aA} - F_{a1} = 260 - 170,5 = 89,5$ Н;

$$F_{aB} < S_B , \text{ тому } F_{aB} = S_B = 98,5 \text{ Н};$$

$$\frac{F_{aA}}{V \cdot R_A} = \frac{260}{1 \cdot 649,3} = 0,4;$$

$$\frac{F_{aB}}{V \cdot R_B} = \frac{89,5}{1 \cdot 2251} = 0,4.$$

В залежності від співвідношення $\frac{F_{a_i}}{V \cdot F_{r_i}}$ вибираємо X і Y.

де X – радіального навантаження;

Y – осьового навантаження;

V – обертання.

$$X = 1, Y = 0;$$

$$R_1 = R_A \cdot X \cdot V = 649,3 \cdot 1 \cdot 1 = 649,3;$$

$$R_2 = R_B \cdot X \cdot V = 2251 \cdot 1 \cdot 1 = 2251;$$

$$L_n = 365 \cdot 24 \cdot r \cdot K_{\text{доб}} \cdot K_{\text{річ}} = 365 \cdot 24 \cdot 6 \cdot 0,5 \cdot 0,5 = 13140;$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		68

$$L = L_n \cdot n \cdot 6 \cdot 10^{-5} = 13140 \cdot 1465 \cdot 6 \cdot 10^{-5} = 1155.$$

$$C = R_{\max} \cdot L^{\frac{1}{3,33}} = 2251 \cdot 1155^{\frac{1}{3,33}} = 23617,5 \text{ Н} = 2361 \text{ кгс}.$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипників;

$$C = 5620 \text{ кгс}.$$

Приймаємо підшипники № 7206 А $C_1 = 7040$ кгс.

Виконуємо перевірку підшипників на динамічну вантажопідйомність:

$$C = 5620 \text{ кгс} < C_1 = 7040 \text{ кгс} \text{ – умова виконуються.}$$

Проектуємо підшипникові вузли тихохідного вала.

$$R_A = \sqrt{R_A^{\Gamma^2} + R_A^{B^2}} = \sqrt{2345,5^2 + 989^2} = 2545,5 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_B^{\Gamma^2} + R_B^{B^2}} = \sqrt{2759^2 + 5336^2} = 6007 \text{ Н};$$

$$e = 1,5 \cdot \operatorname{tg} 15 = 0,4;$$

де α – кут контакту, $\alpha = 15$.

$$-F_{aA} + F_{a2} + F_{aB} = 0$$

$$F_{aA} \geq S_A$$

$$F_{aB} \geq S_B ;$$

$$S_A = R_A \cdot e = 2545,5 \cdot 0,4 = 1018,2 \text{ Н};$$

$$S_B = R_B \cdot e = 6007 \cdot 0,4 = 2402,8 \text{ Н};$$

Нехай $F_{aA} = S_A$, тоді $F_{aB} = F_{aA} - F_{a2} = 1018,2 - 495 = 523,2 \text{ Н};$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		69

$F_{aB} < S_B$, тому $F_{aB} = S_B = 523,2 \text{ Н}$;

$$\frac{F_{aA}}{V \cdot R_A} = \frac{1018,2}{1 \cdot 2545,5} = 0,4;$$

$$\frac{F_{aB}}{V \cdot R_B} = \frac{523,2}{1 \cdot 6007} = 0,087.$$

В залежності від співвідношення $\frac{F_{a_i}}{V \cdot F_{r_i}}$ вибираємо X і Y .

$$X = 1, Y = 0;$$

$$R_1 = R_A \cdot X \cdot V = 2545,5 \text{ Н};$$

$$R_2 = R_B \cdot X = 6007 \text{ Н};$$

$$L_n = 365 \cdot 24 \cdot r \cdot K_{\text{доб}} \cdot K_{\text{річ}} = 365 \cdot 24 \cdot 6 \cdot 0,5 \cdot 0,5 = 13140;$$

$$L = L_n \cdot n \cdot 6 \cdot 10^{-5} = 13140 \cdot 1465 \cdot 6 \cdot 10^{-5} = 1155.$$

$$C = R_{\text{max}} \cdot L^{\frac{1}{3,33}} = 6007 \cdot 1155^{\frac{1}{3,33}} = 63025,8 \text{ Н} = 6302,6 \text{ кгс}.$$

де C – динамічна вантажопідйомність підшипників;

$$C = 7208 \text{ кгс}.$$

Приймаємо підшипники № 7206 А $C_1 = 13400 \text{ кгс}$.

Виконуємо перевірку підшипників на динамічну вантажопідйомність:

$$C = 7040 \text{ кгс} < C_1 = 13400 \text{ кгс} \text{ – умова виконуються.}$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		70

3.7 Висновки до розділу 3

1. Проведено кінематичний розрахунок модернізованого механізму повороту стола верстата.

2. Виконано проєктні та перевірочні розрахунки черв'ячної, циліндричних відкритої та закритої передачі, отримані їх конструктивні параметри, які дозволяють провести конструювання приводу механізму повороту агрегатного верстату.

3. Розроблено складальні креслення поворотного ділильного стола агрегатного верстата, черв'ячного редуктора, які є основними вузлами механізму повороту стола.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		71

4 МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТОЛА АГРЕГАТНОГО ВЕРСТАТА

4.1 Розробка динамічної моделі механізму повороту агрегатного верстата

Математичне моделювання дозволяє здійснити заміну реальної механічної системи, яка є фізичною моделлю машини, на динамічну модель. При цьому нехтують деякими фізичними чинниками, які є несуттєвими для певного розрахунку або дослідження. Існує підхід, за яким складання динамічної моделі механічної системи проводиться з врахуванням зосереджених мас машини чи механізму, розподілених параметрів по довжині складових елементів, пружність або піддатливість елементів, аналітичні чи диференціальні залежності рушійних сил та сил, які діють під час гальмування двигунів від частоти обертання роторної частини, зміну зведених мас тощо. Загалом, у будь-якому конкретному випадку, кожні з фізичних складових можуть бути головними, а інші – другорядними. Динамічна модель повинна задовольняти дві головні вимоги [12]:

1) бути в необхідній мірі адекватною реальній механічній системі й, наскільки це можливо, відображати основні її фізичні властивості;

2) бути не дуже складною, щоб розв'язування не було досить трудомістким.

Одержання більш точного розв'язку пов'язано з ускладненням розрахункової схеми механічної системи чи надмірною її деталізацією, що повинно обґрунтовано бути виправдане метою виконуваних досліджень. Існує й інша сторона цієї проблеми – спрощення розрахункової схеми не повинно призводити до викривлення адекватності перебігу реального фізичного процесу.

Відповідність розрахункової схеми (динамічної моделі) реальним фізичним процесам у механічній системі є збіг результатів теоретичних та експериментальних досліджень натурального зразка чи його моделі. Важливо, щоб сам експеримент був проведений так, щоб правильно відображав реальні умови роботи машини, які є об'єктом дослідження й порівнюються з результатами, що отримані в теоретичних розрахунках.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		72

Керуючись поданими рекомендаціями, розглянемо процес розробки динамічної моделі механізму повороту агрегатного верстата [13].

Під час розробки динамічної або розрахункової моделі за окремі маси механізму повороту приймаємо ротор крокового електромотора 1 (див. рис. 2.1) з моментом інерції J_1 , муфти 2 з моментом інерції J_2 , черв'як та черв'ячне колесо редуктора 3 з моментами інерції J_3 та J_4 , відповідно, шестірню та зубчасте колесо відкритої циліндричної передачі 4 з моментами інерції J_5 та J_6 , відповідно, шестірню та зубчасте колесо закритої циліндричної передачі 6 з моментами інерції J_7 та J_8 , відповідно. Тут не враховані окремі маси валів та інших елементів приводу, оскільки їх маси приводяться до відповідних елементів, які на них закріплено. Зокрема, через жорсткий зв'язок колеса закритої циліндричної передачі 6 з поворотним столом приводимо його масу до зубчастого колеса. Маси роторних частин гідравлічного підсилювача моменту, з'єднувальних валів приведені до маси роторної частини крокового електромотора, маси з'єднувальних валів механічних передач до відповідних мас шестерен та зубчастих коліс. У цьому механізмі поворотного стола агрегатного верстата всі інерційні маси здійснюють обертальний рух.

Складемо з цих мас динамічну модель механізму повороту цього верстата, з'єднавши їх між собою інерційними пружними елементами і приклавши діючі навантаження до мас, що розглядаються (рис. 4.1).

Модель складається з п'яти ділянок безінерційних валів, кожна з яких обертається з відповідними кутовими швидкостями ω_1 , ω_2 , ω_3 , та ω_4 . Маси роторних частин крокового електромотора 1, муфти 2, черв'яка та черв'ячного колеса редуктора 3, шестірні та зубчастого колеса відкритої циліндричної передачі 4, шестірні та зубчастого колеса закритої циліндричної передачі 6 показані на рис. 4.1 у вигляді умовних дисків з моментами інерції $J_1 \dots J_8$. Умовні диски зв'язані між собою пружними безінерційними ділянками валів із коефіцієнтами крутильної жорсткості $c_1 \dots c_7$.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		73

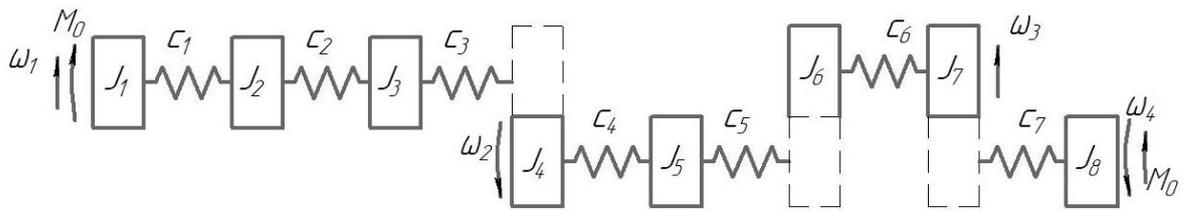


Рисунок 4.1 – Динамічна модель механізму повороту агрегатного верстата

Кутові швидкості валів із черв'яком та черв'ячним колесом і шестірнями та зубчастими колесами циліндричних передач зв'язані між собою передавальним відношенням $u_1 = \omega_1 / \omega_2$, $u_2 = \omega_2 / \omega_3$, $u_3 = \omega_3 / \omega_4$. Рухливий момент на валу двигуна та зведений момент опору на поворотному столі механізму повороту агрегатного верстата позначені M_p та M_o , відповідно.

Досвід проведення натурних експериментальних досліджень механічних систем свідчать про те, що не складні кінематичні схеми механізмів таких систем можна приводити до найбільш простих двомасових моделей з точністю розрахунків у допустимих межах [14]. Таке представлення механізмів дозволяє проведення динамічного аналізу нестационарних процесів цих машин, що дає можливість оцінити як величину, так і характер зміни динамічних навантажень у ланках досліджуваної механічної системи. Що важливо, такий підхід дозволяє виконати розрахунки елементів машини чи механізму за реальними діючими навантаженнями. Тому початкову розрахункову модель з восьми мас й сімома пружними зв'язками приведемо до двомасової з одним пружним зв'язком. Вибір раціональних співвідношень, що описують зміни зовнішніх впливів від приводного механізму, є дуже важливим, оскільки це дає можливість значно зменшити динамічні навантаження у ланках машини, що, зокрема, підвищує її надійність. Для зменшення динамічних навантажень у механізмах машин доцільно використати потужний математичний апарат оптимального керування [15].

Для приведення мас та моментів інерції тіл механічної системи скористаємося умовою рівності кінетичної енергії ланки зведення та ланки, яка

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		74

розглядається. Для зведення діючих сил і моментів сил застосовуємо умову рівності робіт (потужностей), що виконують ці сили й моменти та їх зведені величини. Для зведення жорсткостей скористаємося умовою рівності потенціальних енергій, які мають пружні елементи заданої механічної системи і зведеної ланки. Так як виникає потреба визначення динамічних навантажень у кроковому електроприводі та вихідній ланці (столу) механізму повороту агрегатного верстата, то зведення здійснюється до двох елементів системи: до крокового електромотора та до столу, до якого приводяться механічні передачі з їх валами.

Тому за ланку зведення вибираємо стіл механізму повороту агрегатного верстата. Тоді зведення інерційних моментів та механічних передач з валами до столу здійснимо за допомогою диференціального рівняння, яке зв'язує їх кінетичні енергії і кінетичну енергію ланки зведення, що має вигляд:

$$\frac{J_1 \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{J_2 \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{J_3 \cdot \omega_1^2}{2} + \frac{J_4 \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{J_5 \cdot \omega_2^2}{2} + \frac{J_6 \cdot \omega_3^2}{2} + \frac{J_7 \cdot \omega_3^2}{2} + \frac{J_8 \cdot \omega_4^2}{2} = \frac{J_{зв} \cdot \omega_4^2}{2} \quad (4.1)$$

Виразимо кутові швидкості ланок через кутову швидкість ланки зведення за допомогою передатних чисел:

$$\omega_1 = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \omega_4;$$

$$\omega_2 = u_2 \cdot u_3 \cdot \omega_4;$$

$$\omega_3 = u_3 \cdot \omega_4; \quad (4.2)$$

де u_1, u_2, u_3 – передатні відношення черв'ячної, відкритої та закритої циліндричних передач приводу механізму повороту, відповідно.

Позначимо передатні відношення між відповідними ланками кінематичного ланцюга таким чином:

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
						75
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		

$$u_{14} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3;$$

$$u_{24} = u_2 \cdot u_3;$$

$$u_{34} = u_3;$$

Підставимо (4.2) в (4.1) і після перетворень отримаємо вираз для визначення зведеного моменту інерції:

$$J_{зв} = (J_1 + J_2 + J_3) \cdot u_{14}^2 + (J_4 + J_5) \cdot u_{24}^2 + (J_6 + J_7) \cdot u_{34}^2 + J_8; \quad (4.3)$$

Зведена крутильна жорсткість механічної системи визначиться з умови рівності потенційних енергій ланок системи:

$$\frac{C_{13} \cdot \varphi_1^2}{2} + \frac{C_{45} \cdot \varphi_2^2}{2} + \frac{C_6 \cdot \varphi_3^2}{2} + \frac{C_7 \cdot \varphi_4^2}{2} = \frac{C_{зв} \cdot \varphi_4^2}{2}, \quad (4.4)$$

Тут

$$C_{13} = \frac{C_1 \cdot C_2 \cdot C_3}{C_1 + C_2 + C_3};$$

$$C_{45} = \frac{C_4 \cdot C_5}{C_4 + C_5};$$

Враховуючи, що

$$\varphi_1 = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \varphi_4;$$

$$\varphi_2 = u_2 \cdot u_3 \cdot \varphi_4;$$

$$\varphi_3 = u_3 \cdot \varphi_4,$$

то вираз для визначення зведеної жорсткості досліджуваної механічної системи механізму повороту стола матиме вид:

$$C_{зв} = C_{13} \cdot u_{14}^2 + C_{45} \cdot u_{24}^2 + C_6 \cdot u_{34}^2 + C_7; \quad (4.5)$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		76

Моменти інерції та крутильні жорсткості ланок механічної системи механізму повороту верстата знаходять за формулами, наведеними в праці [16].

Таким чином, за допомогою енергетичного підходу початкову восьмимасову модель механічної системи зведено до двомасової, яку показано на рис. 4.2, з моментами інерції J_M та $J_{зв}$.

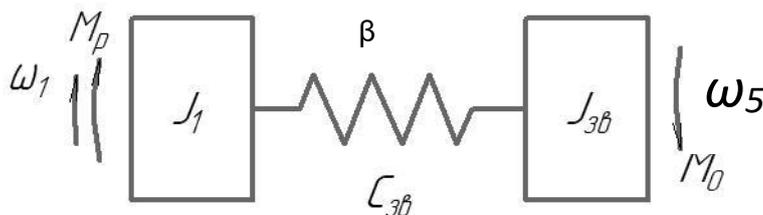


Рисунок 4.2 – Зведена двомасова динамічна модель механізму повороту верстата

4.2 Побудова математичної моделі механізму повороту стола верстата

Користуючись принципом Д'Аламбера, для двомасової моделі механізму повороту стола агрегатного верстата (рис. 4.2) записуємо диференціальні рівняння її руху:

$$J_1 \frac{d^2 \varphi_1}{dt_2} = M_p - \beta \frac{d(\varphi_1 - u_3 \varphi_5)}{dt} - C \cdot \varphi_{зв} \cdot (\varphi_1 - u_3 \varphi_5) - M_{T_1}; \quad (4.6)$$

$$J_{зв} \frac{d^2 \varphi_5}{dt_2} = C_{\varphi_{зв}} (\varphi_1 - u_3 \varphi_5) + \beta \frac{d(\varphi_1 - u_3 \varphi_5)}{dt} + M_{T_2} - M_0;$$

В математичній моделі також врахований коефіцієнт дисипації β в ланках привідного механізму.

Для більш точного розв'язку рівнянь математичної моделі динаміки механізму повороту стола верстата необхідно коректно задати момент рушійних сил M_p .

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		77

Існує кілька варіантів представлення диференціальних рівнянь крокового електродвигуна.

Скористаємося методикою побудови математичної моделі крокового електродвигуна, як ланки САУ, придатної для ефективного моделювання динамічних характеристик систем позиціонування на верхньому рівні абстракції в середовищі ECAD, в демо-версіях, зокрема, що викладена в праці [15].

Для розробки математичної моделі крокового електродвигуна розв'язано низку задач: сформовано концептуальну модель; підбрано з бібліотеки обраної програми ECAD інструменти для структурного синтезу моделі; здійснено її параметризацію (за даними натурального експерименту з реальним кроковим двигуном); виконано аналіз (симуляцію) з метою верифікації та оптимізації моделі; інстальовано готову модель в бібліотеку ECAD.

В системах позиціонування виконавчого механізму, крокові двигуни працюють у встановленому режимі, коли частота імпульсів керування оптимальна і постійна. Тому з метою досягнення економічності моделі прийнято припущення про лінійне перетворення вхідної напруги в кут повороту ротора (концептуальна модель крокового двигуна). На рис. 4.3 наведено результати моделювання динаміки зміни кута повороту ротора крокового двигуна в демо-версії Micro Cap 11.

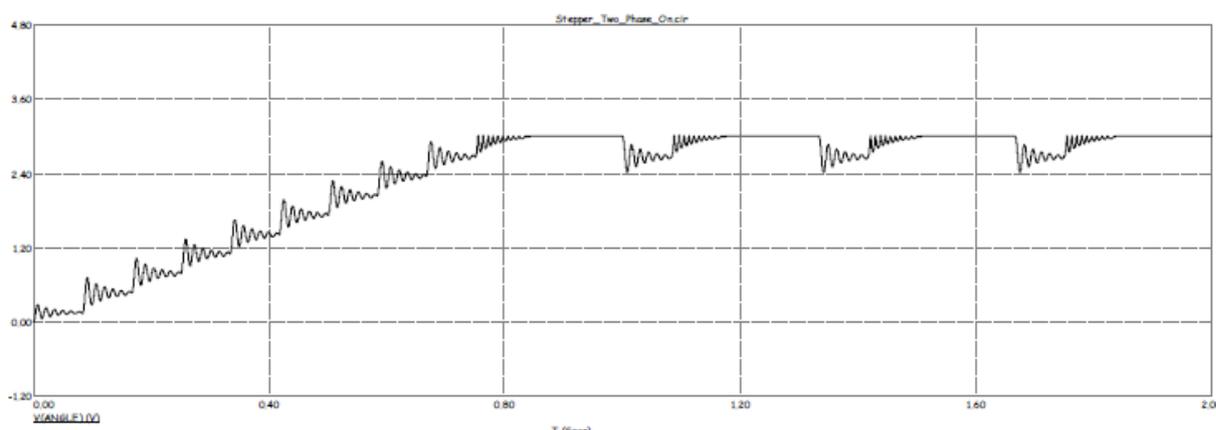


Рисунок 4.3 – Результати моделювання динаміки зміни кута повороту ротора крокового двигуна в демо-версії Micro Cap 11

При такому підході для кожного двигуна важливим є тільки розмір кроку крокового двигуна та параметри сигналу управління драйвера. Інерційність

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		78

переходу ротора до наступного положення та накопичення кута із кожним наступним кроком можна здійснити через процедуру інтегрування, яку в EСAD можна організувати на основі компонентного рівняння для ємності

$$u_C = \frac{1}{C} \int i_C dt . \quad (4.7)$$

Макромодель крокового двигуна представлена на рис. 2.

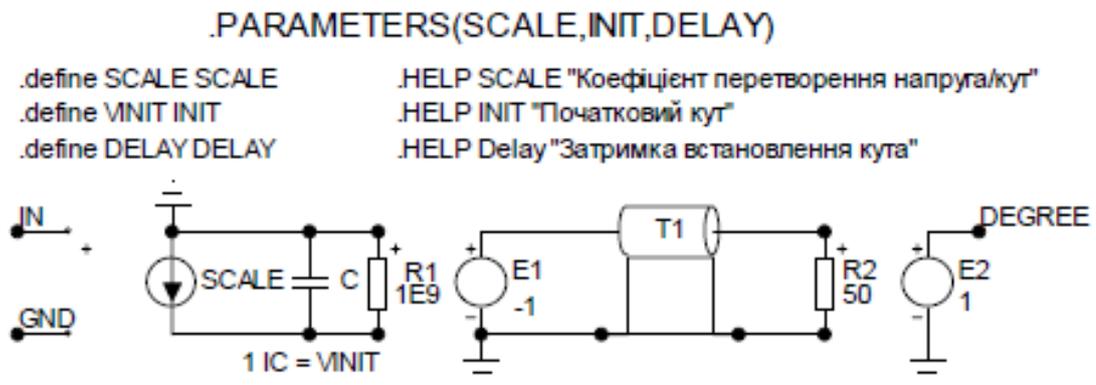


Рисунок 4.4 – Схема заміщення макромоделі крокового двигуна

Вхідна напруга передається у центральну секцію і перетворюється масштабованим джерелом струму, керованим напругою у струм, який замикається через ємність. Коефіцієнт перетворення цього джерела SCALE. Паралельний опір великого номіналу додано для виключення сингулярності .

Напруга на ємності, яка є інтегралом цього струму (згідно (1)) передається у наступну секцію з одиничним коефіцієнтом через джерело напруги E1, керованим напругою. Затримка формується макросом T1, який містить макромодель «довгої лінії». Отримана функція передається у вихідну секцію джерелом напруги, керованим напругою E2 з одиничним коефіцієнтом передачі. Отже, напруга на вузлі DEGREE є масштабованим інтегралом вхідної напруги із визначеною затримкою.

Модель по суті є каузальною, оскільки чотири її секції пов'язані між собою через джерела, що керуються напругою, а не гальванічно, що виключає зворотний

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		79

вплив секцій на попередні та забезпечує послідовність (каузалізацію) виконання обчислень.

Вхідних параметрів макромоделі три: SCALE, INIT, DELAY, вони пов'язані із локальними параметрами через командні оператори define, їхній сенс при параметризації моделі роз'яснюється за допомогою оператора HELP.

Параметр SCALE розраховується по формулі:

$$SCALE = \frac{\alpha}{V(One) \cdot \tau}, \quad (4.8)$$

де α – кут в градусах, на який обертається ротор крокового двигуна при подачі одного імпульсу керування; $V(One)$ – амплітуда (рівень логічної одиниці) імпульсу керування (подається на вхід), задається при параметризації імпульсного джерела, яке моделює драйвер); τ – тривалість імпульсу керування, яка шукається на половинному значенні амплітуди при коефіцієнті заповнення 50%.

Оскільки параметр SCALE відмінний від одиниці, ця ланка є пропорційно-інтегруючою.

Значення початкового кута повороту задається параметром INIT (Initial value), цей параметр пов'язаний із початковими умовами (IC – Initial Conditions) на ємності (рекомендовано приймати нульовими). Інші локальні параметри макромоделі варіювати не рекомендовано [16, 17].

Макромодель «довгої лінії» формує час затримки встановлення нового кута (параметр DELAY) завдяки інерційності реактивних компонентів в її схемізаміщення.

Схема для дослідження макромоделі наведена на рис. 4.5.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		80

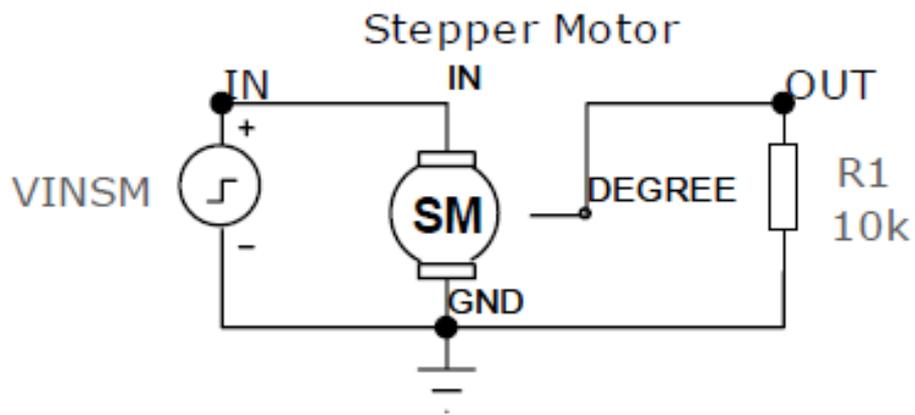


Рисунок 4.5 – Схема для дослідження макромоделі КД

До вхідного вузла «IN» макромоделі під'єднано джерело імпульсного сигналу VINSM (емулятор драйвера) та опора R1 до вихідного вузла «OUT» (емулятор навантаження)). При обраному підході, КД фактично є інерціальним перетворювачем кількості імпульсів керування у кут обертання (в градусах) із накопиченням та затримкою. Використання елементів, які задають часову затримку, дозволяє не тільки підвищити точність симуляції динамічних характеристик, але й запобігти появі алгоритмічних збоїв, пов'язаних із розривами функцій, завдяки наявності реактивних елементів в схемі заміщення, оскільки в математичному базисі ECAD «працюють» закони електронного домену, закони комутації в тому числі, які унеможливають розрив часових функцій струму через індуктивність та напруги на ємності.

За умовами експерименту, імпульс драйвера VINSM викликає повертання ротору на 1,80°, таким чином повний оберт КД здійснить за 200 імпульсів (моделювався КД 28BY-J-48-5V з приводу CD-ROM). Джерело VINSM задає алгоритм керування кроковим двигуном: амплітуда імпульсів 5 В, період 5мс (частота 200 кГц), коефіцієнт заповнення 50%. Початкові умови INIT прийняті нульовими, затримка DELAY=0,5 мс. Коефіцієнт перетворення SCALE=144. Для макромоделі розроблено умовну позначку (Shape). Результати моделювання наведено на рис. 4.6 (імпульси керування – верхній графік, реакція ротора – нижній). Всі отримані функції мають розмірність Вольт. Симуляція відбувається

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		81

без пропуску кроків КД, із високою збіжністю та стійкістю обчислювального алгоритму (а отже, швидко та надійно/робастно), відносна похибка моделювання повного оберту складає 0,2%.

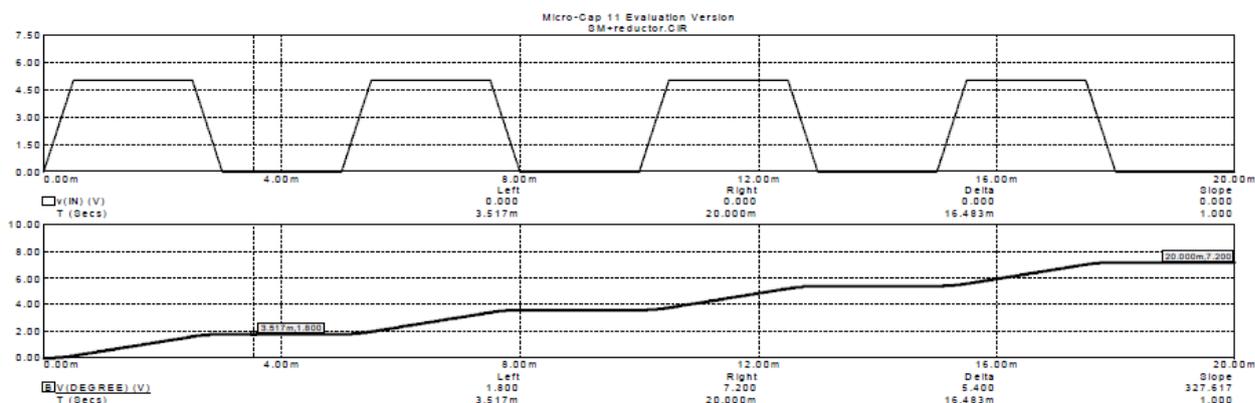


Рисунок 4.6 – Динамічні характеристики, отримані макромодельюванням КД

Макромодель КД під ім'ям StepperMotor інстальовано до бібліотеки програми Micro Cap 11 (демо-версія) в розділ Macros/Blocks.

Розроблену модель використано на етапі ескізного проектування системи позиціонування віброуючого конденсатора для автоматизованого вимірювання поверхневого потенціалу. Система здійснює переміщення зонда по вісі Z із контролем мінімальної відстані від поверхні та автоматичне переміщення стола із зразком по координатах X, Y за допомогою трьох крокових двигунів, які керуються мікроконтролером.

На рис. 4.7 представлено модель підсистеми переміщення по вісі Z для аналізу в програмі Micro Cap 11. Драйвер КД емулюється генератором імпульсів VINSM із системою його вимикання при умові досягнення оптимальної відстані датчика від поверхні (алгоритм задається у функціональному джерелі NF за допомогою умовного оператора програмування IF).

Обертальний рух КД перетворюється на лінійне переміщення зонда за допомогою редуктора частоти обертання, передачі обертання шестерні на обертання гайки по гвинту та важеля, рух якого демпфується пружиною [18]. Кількість обертів (N_of_REV – the number of revolutions) КД і лінійне переміщення (h_screw) гайки по гвинту визначається через передаточні числа для трансмісії і

редукторів через шестерні та важіль (Transmission Reductor_Lever), які задані джерелами постійного струму (параметри представлені на рис. 4.7) і ланками-дільникам.

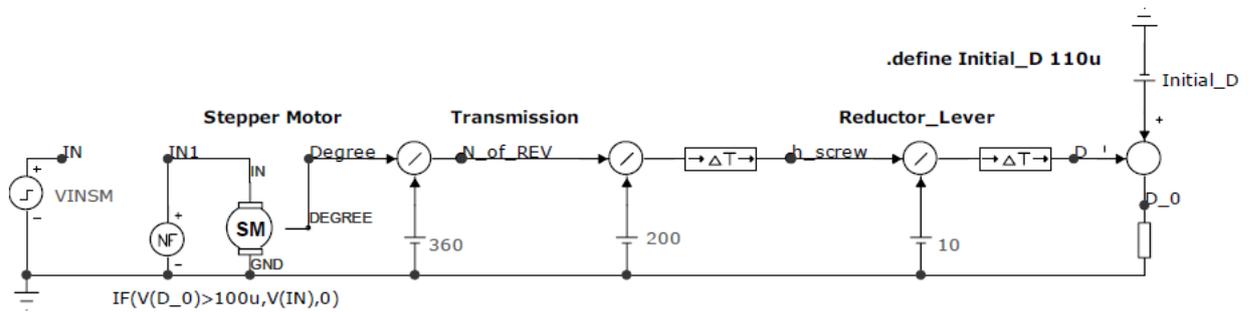


Рисунок 4.7 – Модель системи позиціювання по вісі Z

Блок обчислення поточного значення відстані зонда від поверхні D_0 моделюється макросом Sub [12], в якому D_0 розраховується як різниця між початковим значенням Initial_D (задається командним оператором .define) для відповідного джерела постійного струму та зміщенням D, яке обчислюється після проходження інформації через всі ланкимоделі системи позиціювання.

Результати моделювання зміни значення відстані зонда від поверхні (від 110 мкм до 102 мкм) дослідного зразку (нижній графік, D_0) в залежності від кількості імпульсів керування КД (верхній графік, V(IN)) наведені на рис. 4.8. Розмірність функцій – Вольт.

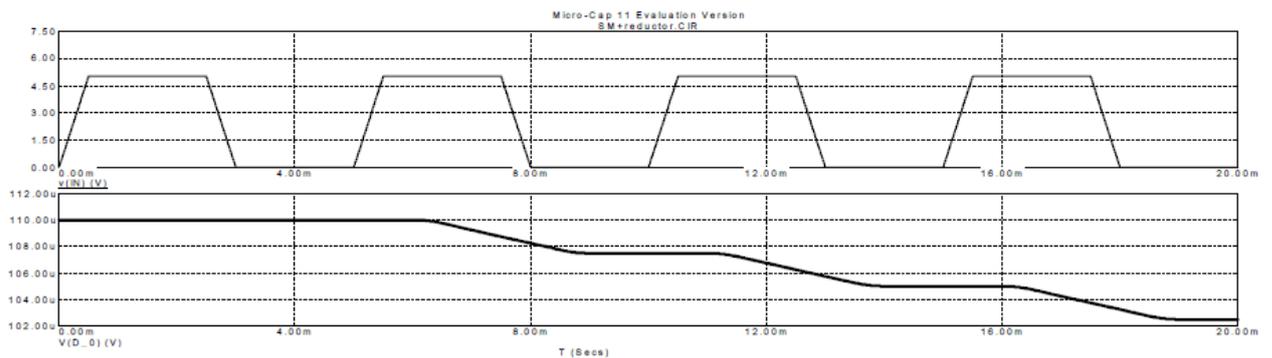


Рисунок 4.8 – Осцилограма вхідної напруги та динамічні характеристики зміни відстані зонда від поверхні

В ході модельного експерименту параметри системи були оптимізовані, після чого був сконструйовано автоматизовану систему вимірювання контактної різниці потенціалів (скануючий мікроскоп), на який отримано патент.

Макромодель є відкритою до редагування, адаптації та подальшого розвитку; її можна експортувати в інші Spice-сумісні ECAD програми.

Використаний при моделінгу підхід придатний до застосування при моделюванні автоматизованих систем із КД в інших математичних процесорах (CAE та CAS)

Використання розробленої моделі дозволяє значно прискорити модельний експеримент при проектуванні мехатронних систем позиціонування та забезпечити робастність симуляції. Використаний при моделінгу КД новий підхід можна застосовувати при дослідженні подібни

4.3 Висновки до четвертого розділу

На основі розробленої кінематичної схеми модернізованого механізму повороту стола верстата розроблена восьмимасова динамічна модель. Враховуючи мету досліджень, запропоновано спростити її до двохмасової моделі, за наведеними залежностями для зведених параметрів цієї механічної системи.

Користуючись принципом Д'Аламбера, побудована математична модель динаміки механізму повороту стола верстата. Для більш точного задання рушійних сил від крокового електродвигуна застосована уточнена математична модель, в якій враховано співвідношення, що описують його електромагнітний стан.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		84

5 ЕКОНОМІЧНА ЧАСТИНА

5.1 Оцінювання комерційного потенціалу розробки

Основною метою проведення комерційного та технологічного аудиту є створення конструкції модернізованого поворотного стола агрегатного верстата, який забезпечує обробку корпусних деталей без необхідності переналаштування на різну кількість робочих позицій.

Для проведення технологічного аудиту було залучено 3-х незалежних експертів Вінницького національного технічного університету, кафедри галузевого машинобудування: професор Обертюх Роман Романович, доцент Слабкий Андрій Валентинович, професор Сивак Роман Іванович.

Для проведення технологічного аудиту було використано таблицю 5.1 [21] в якій за п'ятибальною шкалою використовуючи 12 критеріїв здійснено оцінку комерційного потенціалу.

Таблиця 5.1 – Рекомендовані критерії оцінювання комерційного потенціалу розробки та їх можлива бальна оцінка

Критерії оцінювання та бали (за 5-ти бальною шкалою)					
Кри-терій	0	1	2	3	4
Технічна здійсненність концепції:					
1	Достовірність концепції не підтверджена	Концепція підтверджена експертними висновками	Концепція підтверджена розрахунками	Концепція перевірена на практиці	Перевірено роботоздатність продукту в реальних умовах
Ринкові переваги (недоліки):					
2	Багато аналогів на малому ринку	Мало аналогів на малому ринку	Кілька аналогів на великому ринку	Один аналог на великому ринку	Продукт не має аналогів на великому ринку
3	Ціна продукту значно вища за ціни аналогів	Ціна продукту дещо вища за ціни аналогів	Ціна продукту приблизно дорівнює цінам аналогів	Ціна продукту дещо нижче за ціни аналогів	Ціна продукту значно нижче за ціни аналогів
4	Технічні та споживчі властивості продукту значно гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи гірші, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту на рівні аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту трохи кращі, ніж в аналогів	Технічні та споживчі властивості продукту значно кращі, ніж в аналогів
5	Експлуатаційні витрати значно вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати дещо вищі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати на рівні експлуатаційних витрат аналогів	Експлуатаційні витрати трохи нижчі, ніж в аналогів	Експлуатаційні витрати значно нижчі, ніж в аналогів
Ринкові перспективи					

продовження табл. 5.1

6	Ринок малий і не має позитивної динаміки	Ринок малий, але має позитивну динаміку	Середній ринок з позитивною динамікою	Великий стабільний ринок	Великий ринок з позитивною динамікою
7	Активна конкуренція великих компаній на ринку	Активна конкуренція	Помірна конкуренція	Незначна конкуренція	Конкуренція немає
Практична здійсненність					
8	Відсутні фахівці як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї	Необхідно наймати фахівців або витратити значні кошти та час на навчання наявних фахівців	Необхідне незначне навчання фахівців та збільшення їх штату	Необхідне незначне навчання фахівців	Є фахівці з питань як з технічної, так і з комерційної реалізації ідеї
9	Потрібні значні фінансові ресурси, які відсутні. Джерела фінансування ідеї відсутні	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування відсутні	Потрібні значні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Потрібні незначні фінансові ресурси. Джерела фінансування є	Не потребує додаткового фінансування
10	Необхідна розробка нових матеріалів	Потрібні матеріали, що використовуються у військово-промисловому комплексі	Потрібні дорогі матеріали	Потрібні досяжні та дешеві матеріали	Всі матеріали для реалізації ідеї відомі та давно використовуються у виробництві
11	Термін реалізації ідеї більший за 10 років	Термін реалізації ідеї більший за 5 років. Термін окупності інвестицій більше 10-ти років	Термін реалізації ідеї від 3-х до 5-ти років. Термін окупності інвестицій більше 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій від 3-х до 5-ти років	Термін реалізації ідеї менше 3-х років. Термін окупності інвестицій менше 3-х років
12	Необхідна розробка регламентних документів та отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту	Необхідно отримання великої кількості дозвільних документів на виробництво та реалізацію продукту, що вимагає значних коштів та часу	Процедура отримання дозвільних документів для виробництва та реалізації продукту вимагає незначних коштів та часу	Необхідно тільки повідомлення відповідним органам про виробництво та реалізацію продукту	Відсутні будь-які регламентні обмеження на виробництво та реалізацію продукту

Таблиця 5.2 – Рівні комерційного потенціалу розробки

Середньоарифметична сума балів СБ, розрахована на основі висновків експертів	Рівень комерційного потенціалу розробки
0-10	Низький
11-20	Нижче середнього
21-30	Середній
31-40	Вище середнього
41-48	Високий

В таблиці 5.3 наведено результати оцінювання експертами комерційного потенціалу розробки.

Таблиця 5.3 – Результати оцінювання комерційного потенціалу розробки

Критерії	Прізвище, ініціали, посада експерта		
	Обертюх Р. Р.	Слабкий А. В.	Сивак Р. І.
	Бали, виставлені експертами:		
1	3	3	3
2	4	4	4
3	3	3	3
4	4	4	4
5	2	3	2
6	3	3	3
7	2	2	2
8	4	4	4
9	3	3	3
10	4	4	4
11	4	4	4
12	3	3	2
Сума балів	СБ ₁ =39	СБ ₂ =40	СБ ₃ =38
Середньоарифметична сума балів $\overline{СБ}$	$\overline{СБ} = \frac{\sum_{i=1}^3 СБ_i}{3} = \frac{39 + 40 + 38}{3} = 39$		

Середньоарифметична оцінка, отримана на основі експертних висновків, становить 39 балів, і згідно з таблицею 4.2, це вказує на рівень вище середнього комерційного потенціалу результатів проведених досліджень.

Результатами магістерської кваліфікаційної роботи є зменшення терміну підготовки виробництва на випуск нової корпусної деталі та розширення його функціональних можливостей.

Результатами роботи можуть користуватися: науковці, науково-дослідні установи та виробничники, робота яких пов'язана з розробкою верстатного обладнання та механічною обробкою.

5.2 Прогнозування витрат на виконання науково-дослідної роботи

Витрати, пов'язані з проведенням науково-дослідної роботи групуються за такими статтями: витрати на оплату праці, витрати на соціальні заходи, матеріали, паливо та енергія для науково-виробничих цілей, витрати на службові відрядження, програмне забезпечення для наукових робіт, інші витрати, накладні витрати.

1. Основна заробітна плата кожного із дослідників Z_0 , якщо вони працюють в наукових установах бюджетної сфери визначається за формулою:

$$Z_0 = \frac{M}{T_p} * t \text{ (грн)} \quad (5.1)$$

де M – місячний посадовий оклад конкретного розробника (інженера, дослідника, науковця тощо), грн.;

T_p – число робочих днів в місяці; приблизно $T_p \approx 21...23$ дні;

t – число робочих днів роботи дослідника.

Зведемо сумарні розрахунки до таблиця 5.4.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		88

Таблиця 5.4 – Заробітна плата дослідника в науковій установі бюджетної сфери

Найменування посади	Місячний посадовий оклад, грн.	Оплата за робочий день, грн.	Число днів роботи	Витрати на заробітну плату грн.
Керівник	18000	857,1	5	4286
Інженер	12000	571,4	42	24000
Всього				28286

2. Витрати на основну заробітну плату робітників (Z_p) за відповідними найменуваннями робіт розраховують за формулою:

$$Z_p = \sum_{i=1}^n C_i \cdot t_i, \quad (5.2)$$

де C_i – погодинна тарифна ставка робітника відповідного розряду, за виконану відповідну роботу, грн/год;

t_i – час роботи робітника на виконання певної роботи, год.

Погодинну тарифну ставку робітника відповідного розряду C_i можна визначити за формулою:

$$C_i = \frac{M_M \cdot K_i \cdot K_C}{T_p \cdot t_{3M}}, \quad (5.3)$$

де M_M – розмір прожиткового мінімуму працездатної особи або мінімальної місячної заробітної плати (залежно від діючого законодавства), грн;

K_i – коефіцієнт міжкваліфікаційного співвідношення для встановлення тарифної ставки робітнику відповідного розряду;

K_C – мінімальний коефіцієнт співвідношень місячних тарифних ставок робітників першого розряду з нормальними умовами праці виробничих об'єднань і підприємств до законодавчо встановленого розміру мінімальної заробітної плати.

									08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата						89

T_p – середня кількість робочих днів в місяці, приблизно $T_p = 21 \dots 23$ дні;

$t_{зм}$ – тривалість зміни, год.

Таблиця 5.5 – Величина витрат на основну заробітну плату робітників

Найменування робіт	Тривалість роботи, год	Розряд роботи	Погодинна тарифна ставка, грн	Величина оплати на робітника, грн
1. Підготовчі	4	3	64,3	257,1
2. Монтажні	6	4	71,4	428,6
3. Інтеграційні	8	5	81,0	647,6
4. Налагоджувальні	5	5	81,0	404,8
5. Випробувальні	3	4	71,4	214,3
Всього				1952,4

3. Розрахунок додаткової заробітної плати робітників

Додаткова заробітна плата Z_d всіх розробників та робітників, які приймали участь в розробці нового технічного рішення розраховується як 10 - 12 % від основної заробітної плати робітників.

На даному підприємстві додаткова заробітна плата начисляється в розмірі 11% від основної заробітної плати.

$$Z_d = (Z_o + Z_p) * \frac{N_{дод}}{100\%} \quad (5.4)$$

$$Z_d = 0,11 * (28286 + 1952,4) = 3326,19 \text{ (грн)}$$

4. Нарахування на заробітну плату $N_{зп}$ дослідників та робітників, які брали участь у виконанні даного етапу роботи, розраховуються за формулою (4.5):

$$N_{зп} = (Z_o + Z_p + Z_d) * \frac{\beta}{100} \text{ (грн)} \quad (5.5)$$

де Z_o – основна заробітна плата розробників, грн.;

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		90

Z_d – додаткова заробітна плата всіх розробників та робітників, грн.;

Z_p – основну заробітну плату робітників, грн.;

β – ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування, % .

Дана діяльність відноситься до бюджетної сфери, тому ставка єдиного внеску на загальнообов'язкове державне соціальне страхування буде складати 22%, тоді:

$$H_{3П} = (28286 + 1952,4 + 3326,19) * \frac{22}{100} = 7384,14 \text{ (грн)}$$

5. Сировина та матеріали.

До статті «Сировина та матеріали» належать витрати на сировину, основні та допоміжні матеріали, інструменти, пристрої та інші засоби й предмети праці, які придбані у сторонніх підприємств, установ і організацій та витрачені на проведення досліджень за прямим призначенням згідно з нормами їх витрачання, а також витрачені придбані напівфабрикати, що підлягають монтажу або виготовленню й додатковій обробці в цій організації, чи дослідні зразки, що виготовляються виробниками за документацією наукової організації.

Витрати на матеріали (М) у вартісному вираженні розраховуються окремо для кожного виду матеріалів за формулою:

$$M = \sum_{i=1}^n H_j \cdot Ц_j \cdot K_j - \sum_{i=1}^n V_j \cdot Ц_{вj}, \quad (5.6)$$

де H_j – норма витрат матеріалу j -го найменування, кг;

n – кількість видів матеріалів;

$Ц_j$ – вартість матеріалу j -го найменування, грн/кг;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$);

V_j – маса відходів j -го найменування, кг;

$Ц_{вj}$ – вартість відходів j -го найменування, грн/кг.

Проведені розрахунки зведені в таблицю 4.6.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		91

Таблиця 5.6 – Витрати на матеріали

Найменування матеріалу, марка, тип, сорт	Ціна за 1 кг, грн	Норма витрат, шт	Вартість витраченого матеріалу, грн
Лист сталевий, Ст.3	5	15	75
Труба, Ст3	10	32	320
Прокат, сталь 45	15	60	900
Штамповки, сталь 18ХГТ	20	55	1100
Сталь 40Х	45	20	900
З врахуванням коефіцієнта транспортування			3624,5

6. Розрахунок витрат на комплектуючі

Витрати на комплектуючі вироби (K_6), які використовують при дослідженні нового технічного рішення, розраховуються, згідно з їхньою номенклатурою, за формулою:

$$K_6 = \sum_{j=1}^n H_j \cdot C_j \cdot K_j \quad (5.7)$$

де H_j – кількість комплектуючих j -го виду, шт.;

C_j – покупна ціна комплектуючих j -го виду, грн;

K_j – коефіцієнт транспортних витрат, ($K_j = 1,1 \dots 1,15$).

Проведені розрахунки бажано звести до таблиці 5.7.

Таблиця 5.7 – Витрати на комплектуючі

Найменування комплектуючих	Кількість, шт.	Ціна за штуку, грн	Сума, грн
Кріпильні деталі	1,5	96	144
Штуцери	12	2	24
Всього з врахуванням транспортних витрат			184,80

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		92

7. Амортизація обладнання, програмних засобів та приміщень

В спрощеному вигляді амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання, приміщень та програмному забезпеченню тощо, можуть бути розраховані з використанням прямолінійного методу амортизації за формулою:

$$A_{обл} = \frac{Ц_б}{T_е} \cdot \frac{t_{вик}}{12}, \quad (5.8)$$

де $Ц_б$ – балансова вартість обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, які використовувались для проведення досліджень, грн;

$t_{вик}$ – термін використання обладнання, програмних засобів, приміщень під час досліджень, місяців;

$T_е$ – строк корисного використання обладнання, програмних засобів, приміщень тощо, років.

Проведені розрахунки необхідно звести до таблиці 5.8.

Таблиця 5.8 – Амортизаційні відрахування по кожному виду обладнання

Найменування обладнання	Балансова вартість, грн	Строк корисного використання, років	Термін використання обладнання, місяців	Амортизаційні відрахування, грн
Персональний комп'ютер	48000	2	2	4000
Всього				4000

8. До статті «Паливо та енергія для науково-виробничих цілей» відносяться витрати на всі види палива й енергії, що безпосередньо використовуються з технологічною метою на проведення досліджень.

$$B_e = \sum_{i=1}^n \frac{W_{yt} \cdot t_i \cdot Ц_e \cdot K_{впi}}{\eta_i} \quad (5.9)$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		93

де W_{yt} – встановлена потужність обладнання на певному етапі розробки, кВт;

t_i – тривалість роботи обладнання на етапі дослідження, год;

C_e – вартість 1 кВт-години електроенергії, грн;

$K_{впі}$ – коефіцієнт, що враховує використання потужності, $K_{впі} < 1$;

η_i – коефіцієнт корисної дії обладнання, $\eta_i < 1$.

Для написання магістерської роботи використовується персональний комп'ютер для якого розраховуємо витрати на електроенергію.

$$B_e = \frac{0,9 \cdot 210 \cdot 12,69 \cdot 0,5}{0,8} = 1332,45$$

9. Службові відрядження.

Витрати за статтею «Службові відрядження» розраховуються як 20...25% від суми основної заробітної плати дослідників та робітників за формулою:

$$B_{св} = (Z_o + Z_p) * \frac{H_{св}}{100\%}, \quad (5.10)$$

де $H_{св}$ – норма нарахування за статтею «Службові відрядження».

$$B_{св} = 0,2 * (28286 + 1952,4) = 6047,62$$

9. Накладні (загальновиробничі) витрати $B_{нзв}$ охоплюють: витрати на управління організацією, оплата службових відряджень, витрати на утримання, ремонт та експлуатацію основних засобів, витрати на опалення, освітлення, водопостачання, охорону праці тощо. Накладні (загальновиробничі) витрати $B_{нзв}$ можна прийняти як (100...150)% від суми основної заробітної плати розробників та робітників, які виконували дану МКНР, тобто:

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		94

$$B_{\text{НЗВ}} = (Z_o + Z_p) \cdot \frac{H_{\text{НЗВ}}}{100\%}, \quad (5.11)$$

де $H_{\text{НЗВ}}$ – норма нарахування за статтею «Інші витрати».

$$B_{\text{НЗВ}} = (28286 + 1952,4) \cdot \frac{100}{100\%} = 30238,09 \text{ грн}$$

Сума всіх попередніх статей витрат дає витрати, які безпосередньо стосуються даного розділу МКНР

$$B = 28286 + 1952,4 + 3326,19 + 7384,14 + 3624,5 + 184,80 + 4000 + 1332,45 + 6047,62 + 30238,09 = 86375,89 \text{ грн}$$

Прогнозування загальних витрат ЗВ на виконання та впровадження результатів виконаної МКНР здійснюється за формулою:

$$ЗВ = \frac{B}{\eta}, \quad (5.12)$$

де η – коефіцієнт, який характеризує стадію виконання даної НДР.

Оскільки, робота знаходиться на стадії науково-дослідних робіт, то коефіцієнт $\beta = 0,7$.

Звідси:

$$ЗВ = \frac{86375,89}{0,5} = 123394,13 \text{ грн.}$$

5.3 Розрахунок економічної ефективності науково-технічної розробки

У даному підрозділі кількісно спрогнозуємо, яку вигоду, зиск можна отримати у майбутньому від впровадження результатів виконаної наукової роботи. Розрахуємо збільшення чистого прибутку підприємства $\Delta\Pi_i$, для кожного із років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки, за формулою

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		95

$$\Delta\Pi_i = \sum_1^n (\Delta C_o \cdot N + C_o \cdot \Delta N)_i \cdot \lambda \cdot \rho \cdot \left(1 - \frac{\nu}{100}\right) \quad (5.13)$$

де ΔC_o – покращення основного оціночного показника від впровадження результатів розробки у даному році.

N – основний кількісний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році до впровадження результатів наукової розробки;

ΔN – покращення основного кількісного показника діяльності підприємства від впровадження результатів розробки:

C_o – основний оціночний показник, який визначає діяльність підприємства у даному році після впровадження результатів наукової розробки;

n – кількість років, протягом яких очікується отримання позитивних результатів від впровадження розробки:

λ – коефіцієнт, який враховує сплату податку на додану вартість. Ставка податку на додану вартість дорівнює 20%, а коефіцієнт $\lambda = 0,8333$.

ρ – коефіцієнт, який враховує рентабельність продукту. $\rho = 0,25$;

ν – ставка податку на прибуток. У 2025 році – 18%.

Припустимо, що ціна зросте на 1000 грн. Кількість одиниць реалізованої продукції також збільшиться: протягом першого року на 5 шт., протягом другого року – на 6 шт., протягом третього року на 7 шт. Реалізація продукції до впровадження розробки складала 1 шт., а її ціна до 301294 грн. Розрахуємо прибуток, яке отримає підприємство протягом трьох років.

$$\begin{aligned} \Delta\Pi_1 &= [1000 \cdot 1 + (301294 + 1000) \cdot 5] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 258369,96 \text{ грн.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Delta\Pi_2 &= [1000 \cdot 1 + (301294 + 1000) \cdot (5 + 6)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) \\ &= 569038,09 \text{ грн.} \end{aligned}$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		96

$$\Delta\Pi_3 = [1000 \cdot 1 + (301294 + 1000) \cdot (5 + 6 + 7)] \cdot 0,833 \cdot 0,25 \cdot \left(1 + \frac{18}{100}\right) = 930516,87 \text{ грн.}$$

5.4 Розрахунок ефективності вкладених інвестицій та періоду їх окупності

Розрахуємо основні показники, які визначають доцільність фінансування наукової розробки певним інвестором, є абсолютна і відносна ефективність вкладених інвестицій та термін їх окупності.

Розрахуємо величину початкових інвестицій PV , які потенційний інвестор має вкласти для впровадження і комерціалізації науково-технічної розробки.

$$PV = k_{\text{інв}} \cdot 3B, \quad (5.14)$$

$k_{\text{інв}}$ – коефіцієнт, що враховує витрати інвестора на впровадження науково-технічної розробки та її комерціалізацію. Це можуть бути витрати на підготовку приміщень, розробку технологій, навчання персоналу, маркетингові заходи тощо ($k_{\text{інв}} = 2 \dots 5$).

$$PV = 2 \cdot 123394,13 = 246788,26$$

Розрахуємо абсолютну ефективність вкладених інвестицій $E_{\text{абс}}$ згідно наступної формули:

$$E_{\text{абс}} = (ПП - PV) \quad (5.15)$$

де $ПП$ – приведена вартість всіх чистих прибутків, що їх отримає підприємство від реалізації результатів наукової розробки, грн.;

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		97

$$ПП = \sum_1^T \frac{\Delta\Pi_i}{(1+\tau)^t}, \quad (5.16)$$

де $\Delta\Pi_i$ – збільшення чистого прибутку у кожному із років, протягом яких виявляються результати виконаної та впровадженої НДДКР, грн.;

T – період часу, протягом якою виявляються результати впровадженої НДДКР, роки;

τ – ставка дисконтування, за яку можна взяти щорічний прогнозований рівень інфляції в країні; для України цей показник знаходиться на рівні 0,2;

t – період часу (в роках).

$$ПП = \frac{258369,96}{(1+0,2)^1} + \frac{569038,09}{(1+0,2)^2} + \frac{930516,87}{(1+0,2)^3} = 1151471,81 \text{ грн.}$$

$$E_{abc} = (1151471,81 - 246788,26) = 904683,55 \text{ грн.}$$

Оскільки $E_{abc} > 0$ то вкладання коштів на виконання та впровадження результатів НДДКР може бути доцільним.

Розрахуємо відносну (щорічну) ефективність вкладених в наукову розробку інвестицій E_e . Для цього користуються формулою:

$$E_e = \sqrt[T_{жс}]{\left(1 + \frac{E_{abc}}{PV}\right)} - 1, \quad (5.17)$$

$T_{жс}$ – життєвий цикл наукової розробки, роки.

$$E_B = \sqrt[3]{1 + \frac{522808,68}{246788,26}} - 1 = 1,03 = 103\%$$

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		98

Визначимо мінімальну ставку дисконтування, яка у загальному вигляді визначається за формулою:

$$\tau = d + f, \quad (5.18)$$

де d – середньозважена ставка за депозитними операціями в комерційних банках; в 2025 році в Україні $d = (0,14 \dots 0,2)$;

f – показник, що характеризує ризикованість вкладень; зазвичай, величина $f = (0,05 \dots 0,1)$.

$$\tau_{\min} = 0,18 + 0,05 = 0,23$$

Так як $E_e > \tau_{\min}$ то інвестор може бути зацікавлений у фінансуванні даної наукової розробки.

Розрахуємо термін окупності вкладених у реалізацію наукового проекту інвестицій за формулою:

$$T_{ок} = \frac{1}{E_e} \quad (5.19)$$
$$T_{ок} = \frac{1}{1,03} = 1 \text{ роки}$$

Так як $T_{ок} \leq 3 \dots 5$ -ти років, то фінансування даної наукової розробки в принципі є доцільним.

5.5 Висновки до економічного розділу

Результати здійсненого технологічного аудиту вказують на рівень вище середнього комерційного потенціалу.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		99

Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 1 рік. Загальні витрати складають 123394,13 грн. Прибуток за три роки складає 1151471,81 грн.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		100

ВИСНОВКИ

1. Розглянуто конструктивні рішення поворотних столів з електромеханічним гвинтовим приводом, з гідродвигуном, з рейково-зубчастою передачею та гідродвигуном, які не дозволяють без переналагодження досягти поставленої мети щодо обробки на столі різних корпусних виробів різної форми поверхні.

2. Тому розробка удосконаленого поворотно-ділильного стола з кроковим електрогідравлічним двигуном і передавальним механізмом, які забезпечують значну кількість позицій без переналагодження є актуальною техніко-економічною задачею.

3. На підставі багатофакторного аналізу кінематичних схем механізмів повороту верстатів розроблена кінематична схема уніфікованого механізму повороту агрегатного верстата для виконання широкого спектру технологічних операцій.

4. На основі розробленої кінематичної схеми модернізованого механізму повороту стола верстата розроблена восьмимасова динамічна модель. Враховуючи мету досліджень, запропоновано спростити її до двохмасової моделі, за наведеними залежностями для зведених параметрів цієї механічної системи.

5. Користуючись принципом Д'Аламбера, побудована математична модель динаміки механізму повороту стола верстата. Для більш точного задання рушійних сил від крокового електродвигуна застосована уточнена математична модель, в якій враховано співвідношення, що описують його електромагнітний стан.

6. Результати здійсненого технологічного аудиту вказують на рівень вище середнього комерційного потенціалу. Вкладені інвестиції в даний проект окупляться через 1 рік. Загальні витрати складають 123394,13 грн. Прибуток за три роки складає 1151471,81 грн.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		101

СПИСОК ВИЕОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бочков В.М. Обладнання автоматизованого виробництва / В.М. Бочков, Р.І. Сілін // Навч. посібник/ Львів: Видавництво Державного університету «Львівська політехніка», 2000. – 380с.
2. Петраков Ю.В. Автоматизація технологічних процесів у машинобудуванні засобами мікропроцесорної техніки / Ю.В. Петраков, П.П. Мельничук //Навч. посібник для студентів. Житомир: ЖДТУ. 2001. – 194 с.
3. Кузнєцов Ю.М. Верстати з ЧПК та верстатні комплекси: / Навч. посібник К.: ТОВ «Замок»; Тернопіль, 2001. – Т.1 – 198 с., Т.2 – 298 с.
4. Дудюк Д.Л. Гнучке автоматизоване виробництво і роботизовані комплекси / Д.Л. Дудюк, С.С. Мазепа, М.М. Мисик // Навч. посібник. Львів: «Магнолія плюс», видавець СГД ФО В.М.Піча, 2005. – 278с.
5. Поліщук Л.К., Іскович-Лотоцький Р.Д. Обладнання та транспорт механообробних цехів. Частина І. Кінематика верстатів. Навч. посібник – Вінниця, ВНТУ, 2006 – 154 с.
6. Малярчук А. О. Конструювання та розрахунок металорізальних верстатів. Курсове проектування. Частина 1. Навчальний посібник / А. О. Малярчук – Вінниця; ВНТУ. 2004. 119 с.
7. Методичні вказівки до виконання практичних робіт «Аналіз кінематичних схем, та вибір двигуна до приводу» з дисциплін «Деталі машин» та «Основи конструювання» для студентів усіх спеціальностей / уклад. Г. Г. Кулик, Д. Ю. Бородін, В. В. Семенова-Куліш – Харків : НТУ «ХП», 2021.– 27 с.
8. Пасові та ланцюгові передачі в машинобудуванні: Навч. посібник/. М.Є. Іванов, В.С. Павленко, Б.Ф. Ліщинський. - К.: НМК ВО, 1991-160 с.
9. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлище. – Львів : Афіша, 2003. – 560 с.
10. Чернілевський Д. В. Технічна механіка. кн. 4. Деталі машин : підручник / Чернілевський Д. В., Павленко В. С., Любін М. В. ; за ред. Д. В. Чернілевського. – К. : НМК ВО, 1992. – 360 с. 10.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		102

11. Мархель І. І. Деталі машин : навч. посібник / І. І. Мархель – К. : Алерта, 2005. – 368 с
12. Динаміка машин : навчальний посібник / В. С. Ловейкін, Ю. О. Ромасевич. - К. : ЦП "Компринт", 2013. - 227 с.
13. Бабій А.В., Довбуш Т.А., Бабій М.В., Ткаченко О.І., Сташків М.Я. Динаміка машин. Навчальний посібник для студентів денної та заочної форм навчання спеціальностей 133 «Галузеве машинобудування» та 208 «Агроінженерія» для здобуття освітнього ступеня «Магістр». Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя. 2023. 246 с.
14. Моделювання динаміки механізмів вантажопідйомних машин /В.С. Ловейкін, Ю.В. Човнюк, М.Г. Діктерук, С.І. Пастушенко – К.–Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
15. Василенко О. В. Модель крокового двигуна для дослідження систем автоматичного позиціонування в ЕСAD / О. В. Василенко, Є .Л. Жавжаров // Електротехніка та електроенергетика. - 2017. - № 1. - С. 31-38.
16. Haddad Y. M. Viscoelasticity of engineering materials / Yehia M. Haddad.–London Chapman & Hall, 1995. – 378 p.
17. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем / В.С. Ловейкін, І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – К. - Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. –175 с.
18. Поліщук Л. К. Динаміка вмонтованого гідروприводу мобільних машин: монографія / Л. К. Поліщук. – Вінниця: ВНТУ, 2018. – 240 с.
19. Кубрак А. І. Комп'ютерне моделювання та ідентифікація автоматичних систем / А. І. Кубрак, А. І. Жученко, М. З. Кваско. – К. : Політехніка, 2004. – 424 с.
20. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с.
21. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с.

						08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата			103

22. Козловський В.О. Техніко-економічні обґрунтування та економічні розрахунки в дипломних проектах та роботах. Навчальний посібник. – Вінниця : ВДТУ, 2003. – 75с.

23. Кавецький В. В. Економічне обґрунтування інноваційних рішень в машинобудуванні: навчальний посібник / В. В. Кавецький, В. О. Козловський. – Вінниця : ВНТУ, 2016. – 100 с.

24. Положення про кваліфікаційну роботу у Вінницькому національному технічному університеті / Уклад. О. М. Васілевський, Р. Р. Обертюх, А. В. Слабкий, Т. О. Савчук, Л. П. Громова – Вінниця : ВНТУ, 2019 – 32 с.

25. Положення про кваліфікаційні роботи / Уклад. А.О. Семенов – Вінниця : ВНТУ, 2021 – 80 с.

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		104

ДОДАТКИ

					08-62.МКР.009.00.000 ПЗ	Арк.
Змн.	Арк.	№ докум.	Підпис	Дата		105

Додаток А
(Обов'язковий)

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПОВОРОТНОГО СТОЛА АГРЕГАТНОГО ВЕРСТАТА

Затверджую
Завідувач кафедри ГМ
д.т.н., проф. Л. К. Поліщук
«16» _____ 10 _____ 2025р.

ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ
на магістерську кваліфікаційну роботу
МОДЕРНІЗАЦІЯ ПОВОРОТНОГО СТОЛА АГРЕГАТНОГО ВЕРСТАТА
08-62.МКР.009.00.000 ПЗ

Керівник роботи:
д.т.н., професор
Поліщук Л.К.
Розробив: ст. гр. 1ГМ-24м
Совінський В.Б.

м. Вінниця 2025 р.

1. Найменування і область застосування

Розроблена конструкція модернізованого поворотного стола агрегатного верстата, який застосовується в автоматичних лініях для обробки корпусних деталей, що потребують значної кількості позиціювання для їх обробки.

2. Підстави для розробки

Індивідуальне завдання на МКР, затверджене наказом по ВНТУ № 313 від «_24_» __вересня__ 2025 р.

3. Мета та призначення розробки

Метою дипломного проекту є розробка конструкції модернізованого поворотного стола агрегатного верстата, який не потребує переналагодження на іншу кількість позицій для обробки корпусних деталей, що підвищує ефективність їх використання і розширює номенклатуру оброблюваних виробів.

4. Джерела розробки

Розробка виконується на основі вивчення новітніх досягнень в області верстатобудування, патентних та науково–технічних матеріалів відомих конструкцій, особливостей експлуатації агрегатних верстатів, а також відомих конструкцій поворотних столів наведених в наступних роботах:

1. Методичні вказівки до виконання економічної частини магістерських кваліфікаційних робіт / Уклад. : В. О. Козловський, О. Й. Лесько, В. В. Кавецький. – Вінниця : ВНТУ, 2021. – 42 с

2. Поліщук Л. К. Обладнання та транспорт механообробних цехів [Текст]. Частина 1. Кінематика верстатів / Л. К. Поліщук, Р. Д. Іскович-Лотоцький. - Вінниця : ВНТУ, 2006. - 154 с.

3. Патент України на корисну модель № 140258, м. кл. B02C 17/00,

опубл. 10.02.2020, бюл. №3.

4. Industrial shredders & briquetting machines by WEIMA [Електронний ресурс] : [Веб-сайт]. – Режим доступу: <https://weima.com/> – Назва з екрана.

5. Гідропривод сільськогосподарської техніки: Навчальне видання О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д.Войтюк, С.І. Пастушенко; За ред. О.М. Погорільця. – К.: Вища освіта, 2004. 368 с.: іл

6. Технічна гідромеханіка. Гідравліка та гідропривод: Підручник / В.О. Федорець, М.Н. Педченко, О.О. Федорець та ін.; За ред. В.О. Федорця. – Житомир, ЖІТІ, 1998. – 412 с

7. Поліщук Л. К. Динаміка вмонтованого гідроприводу мобільних машин: монографія / Л. К. Поліщук. – Вінниця: ВНТУ, 2018. – 240 с.

8. Положення про кваліфікаційні роботи / Уклад. А.О. Семенов – Вінниця : ВНТУ, 2021 – 80 с.

5. Технічні вимоги

5.1 Показники поворотного стола:

- базова схема поворотного стола агрегатного верстата з гідроприводом; кількість позицій – 36.

5.2 Вимоги до конструкції та експлуатації розробки:

- тип привода – кроковий електрогідравлічний.

- габаритні розміри:

- діаметр стола, мм – не більше 1200.

висота стола, мм – не більше 800.

5.3 Вимоги до надійності:

– довговічність – 10000 год.

5.4. Вимоги до рівня уніфікації та стандартизації.

При розробці силового поворотного стола агрегатного верстата необхідно по можливості максимально використовувати стандартні вироби та уніфіковані деталі для різних вузлів.

6. Економічні показники

Очікуваний економічний ефект при впровадженні лебідки у виробництво складає 8783 грн. Це дасть змогу окупити вкладені на розробку кошти за 3,4 роки, що менше нормативного терміну окупності, який складає 4 ... 5 років.

7. Стадії і етапи розробки проекту

- 1) техніко-економічне обґрунтування проекту;
- 2) аналіз відомих технічних рішень;
- 3) виконання розрахунково-конструкторського розділу;
- 4) математичне моделювання механізму повороту стола агрегатного верстата;
- 5) розробка економічної частини проекту;

8. Порядок контролю та прийому

Порядок контролю та прийому дипломного проекту визначається графіком консультацій, попереднього захисту проекту, який затверджується кафедрою ГМ та остаточного захисту перед ДЕК. Корегування стадій та етапів виконання проекту може проводитись при узгодженні з керівником проекту.

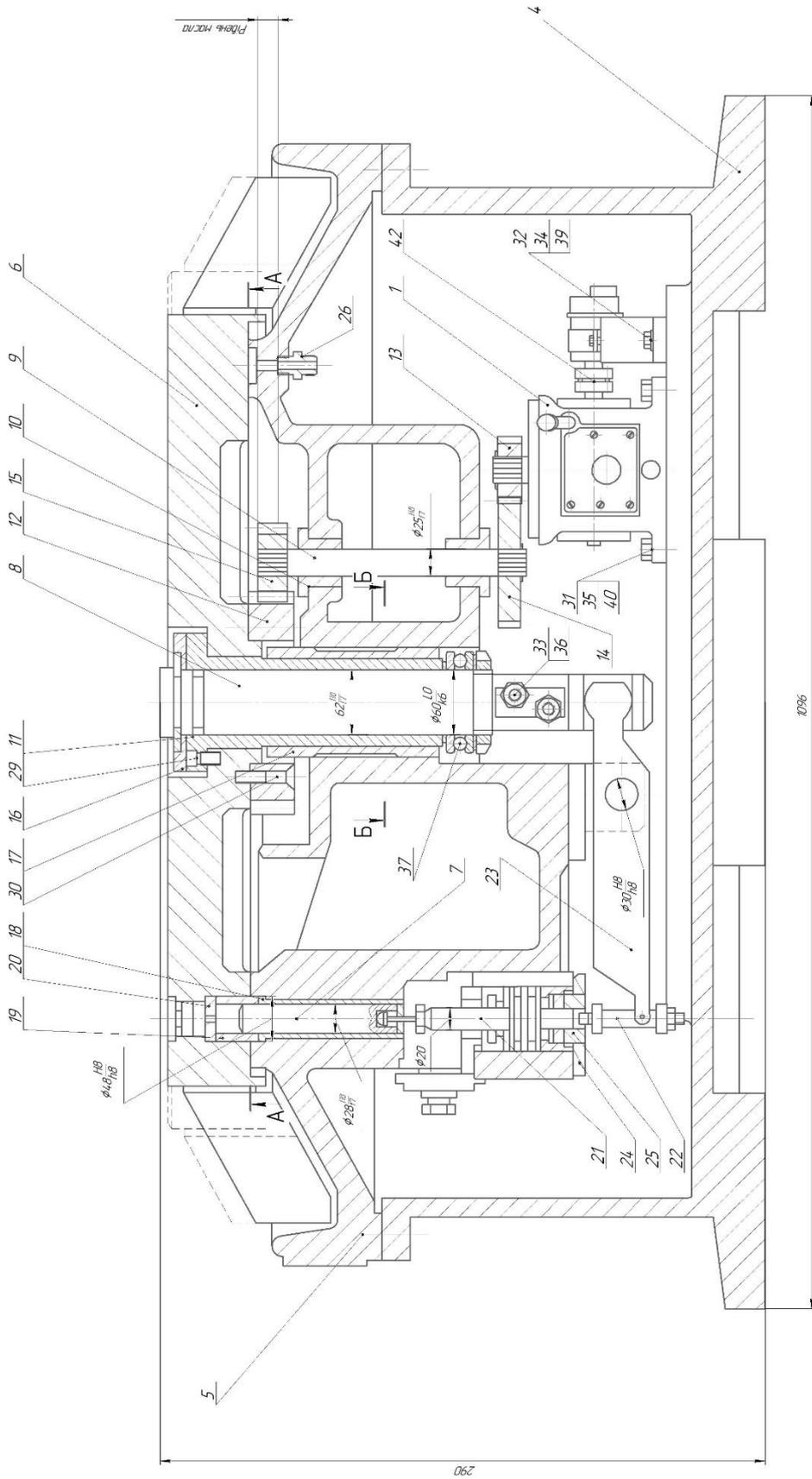
Додаток Б
(Обов'язковий)

ГРАФІЧНА ЧАСТИНА

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПОВОРОТНОГО СТОЛА АГРЕГАТНОГО ВЕРСТАТА

08-62.MKP.009.00.0000CK

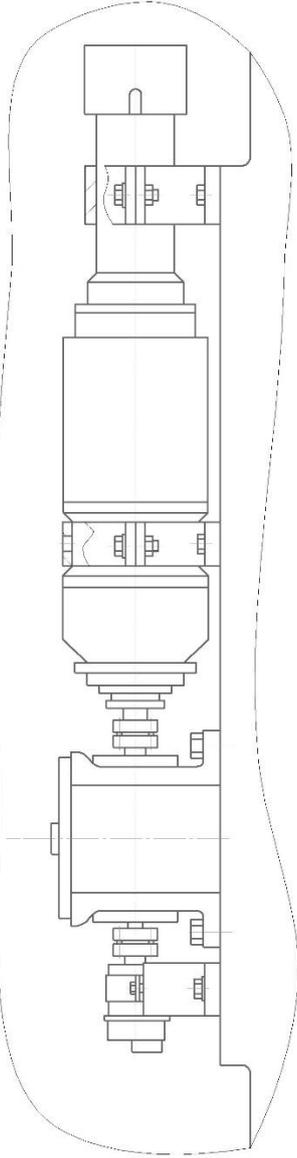
Б-Б(2)



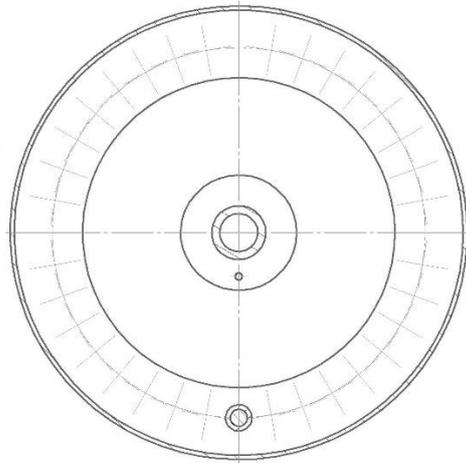
Изд. № 0001	Техн. у. 00000	Экз. № 0001	Изд. № 0001	Изд. № 0001	Изд. № 0001
-------------	----------------	-------------	-------------	-------------	-------------

Изд. № 0001	Техн. у. 00000	Экз. № 0001	Изд. № 0001	Изд. № 0001	Изд. № 0001
08-62.MKP.009.00.0000CK					Изд. № 0001

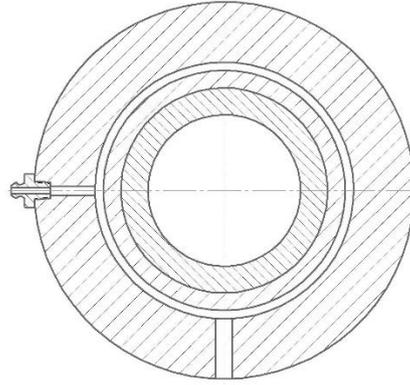
A(2)



B-B(1)



Г-Г(1)



08-62.MKP.009.00.0000CK

Изд. №	Черт. и отв.	Экз. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №
1	1	1	1	1	1

Изд. №	Черт. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №	Изд. №
1	1	1	1	1	1

08-62.MKP.009.00.0000CK

Додаток В
(Обов'язковий)

СПЕЦИФІКАЦІЇ

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПОВОРОТНОГО СТОЛА АГРЕГАТНОГО ВЕРСТАТА

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документація</i>						
A1			08-62.МКР.009.00.000СК	Складальне креслення		
<i>Складальні одиниці</i>						
	1		08-62.МКР.009.01.000	Редуктор чер'ячний	1	
<i>Деталі</i>						
	4		08-62.МКР.009.00.001	Рама	1	
	5		08-62.МКР.009.00.002	Корпус	1	
	6		08-62.МКР.009.00.003	Траверса	1	
	7		08-62.МКР.009.00.004	Вісь	1	
	8		08-62.МКР.009.00.005	Вал	1	
	9		08-62.МКР.009.00.006	Вал	1	
	10		08-62.МКР.009.00.007	Підшипник ковзання	2	
	11		08-62.МКР.009.00.008	Втулка	2	
	12		08-62.МКР.009.00.009	Колесо зубчасте	1	
	13		08-62.МКР.009.00.010	Колесо зубчасте	1	
	14		08-62.МКР.009.00.011	Колесо зубчасте	1	
	15		08-62.МКР.009.00.012	Шестерня	1	
	16		08-62.МКР.009.00.013	Кришка	1	
	17		08-62.МКР.009.00.014	Підшипник ковзання	2	
	18		08-62.МКР.009.00.015	Підшипник ковзання	1	
	19		08-62.МКР.009.00.016	Втулка	1	
			08-62.МКР.009.00.000			
Изм. Лист		№ докум.		Подп.		Дата
Разраб. Савінський В.Б.						
Пров. Поліщук Л.К.						
Н.контр. Поліщук Л.К.						
Утв. Поліщук Л.К.						
				Поворотний ділильний стіл агрегатного верстата		
				Лит.	Лист	Листов
					1	2
				ВНТУ, 1ГМ-24М		

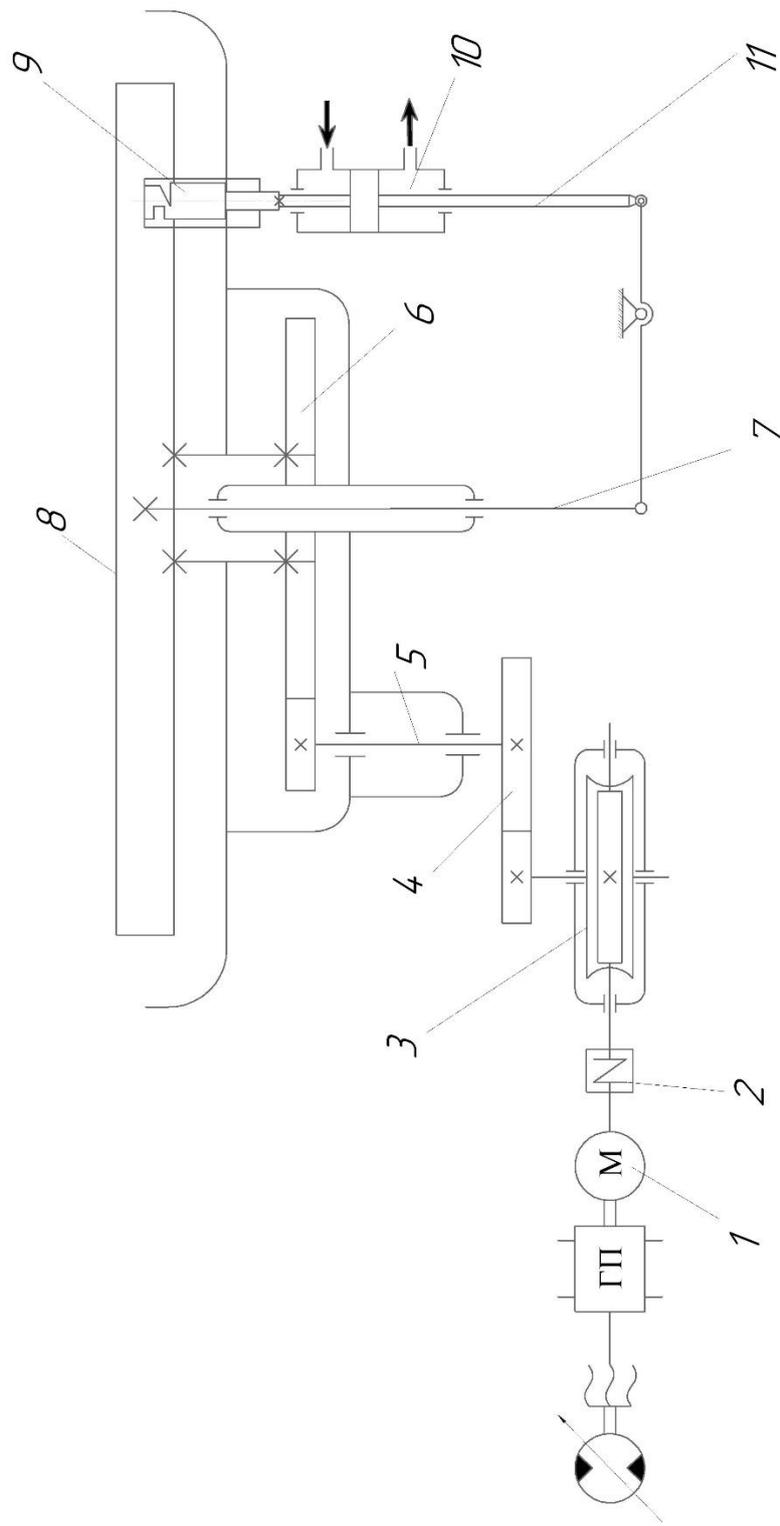
Перв. примен.		Формат	Зона	Лист	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
						<u>Документация</u>		
		A1			08-62.МКР.009.01.000СК	Складальне креслення		
						<u>Складальні одиниці</u>		
Стр. №			1		008-62.МКР.009.01.100	Черв'ячне колесо	1	
						<u>Деталі</u>		
			4		08-62.МКР.009.01.001	Корпус	1	
			5		08-62.МКР.009.01.002	Кришка	1	
			6		08-62.МКР.009.01.003	Черв'як	1	
			7		08-62.МКР.009.01.004	Кришка	1	
			8		08-62.МКР.009.01.005	Вал тихохідний	1	
			9		08-62.МКР.009.01.006	Кришка	1	
			10		08-62.МКР.009.01.007	Втулка розпірна	1	
			11		08-62.МКР.009.01.008	Кришка	1	
			12		08-62.МКР.009.01.009	Масилопокажчик	1	
			13		08-62.МКР.009.01.010	Кришка	2	
			14		08-62.МКР.009.01.011	Стакан	2	
			15		08-62.МКР.009.01.012	Кільце упорне	2	
			16		08-62.МКР.009.01.013	Прокладка	1	
			17		08-62.МКР.009.01.014	Прокладка	1	
			18		08-62.МКР.009.01.015	Прокладка	1	
					08-62.МКР.009.01.000			
		Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Инд. № подл.		Разраб.	Совінський В.Б.				Лист	Листов
		Пров.	Поліщук ЛК.				1	2
		Н.контр.	Поліщук ЛК.				ВНТУ, зр. 1ГМ-24М	
		Утв.	Поліщук ЛК.					

Додаток Г
(Обов'язковий)

ІЛЮСТРАТИВНА ЧАСТИНА

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПОВОРОТНОГО СТОЛА АГРЕГАТНОГО ВЕРСТАТА

Кінематична схема удосконаленої конструкції поворотного стола з гідроприводом



- 1 - електрогідравлічний кроковий двигун; 2 - пружна муфта;
 3 - черв'ячний редуктор; 4- прямозуба циліндрична передача;
 5 - проміжний вал привода; 6 - прямозуба циліндрична передача;
 8 - планшайба стола; 9- механізм фіксації; 10 - гідроциліндр; 11 - важільний механізм

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТОЛА АГРЕГАТНОГО ВЕРСТАГА

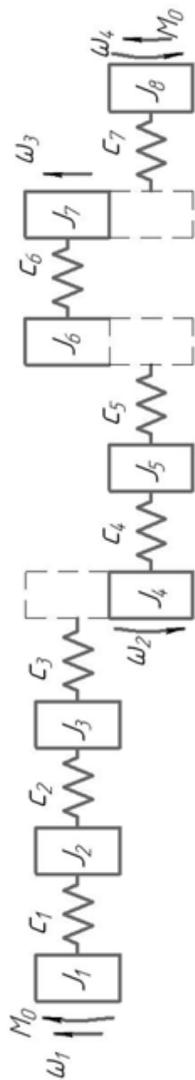


Рисунок 4.1 – Динамічна модель механізму повороту агрегатного верстага



Рисунок 4.2 – Зведена двомасова динамічна модель механізму повороту верстага

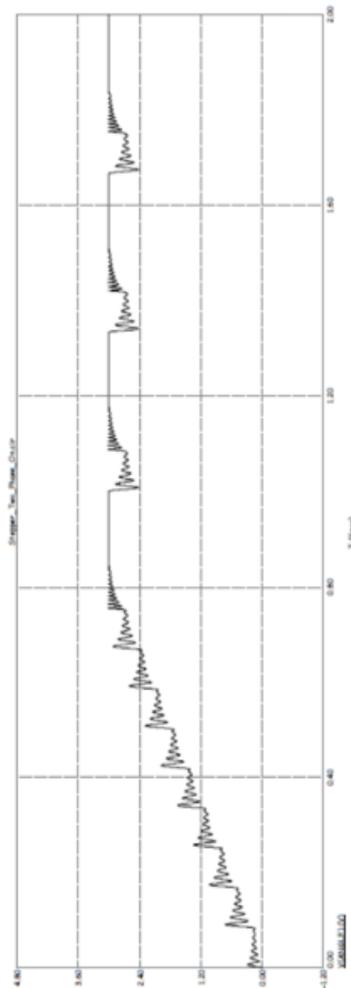


Рисунок 4.3 – Результати моделювання динаміки зміни кута повороту ротора

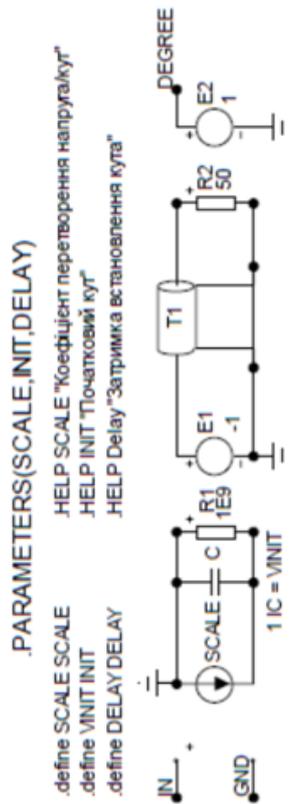


Рисунок 4.4 – Схема заміщення макромоделі крокового двигуна

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ МЕХАНІЗМУ ПОВОРОТУ СТОЛА АГРЕГАТНОГО ВЕРСТАТА (ПРОДОВЖЕННЯ)

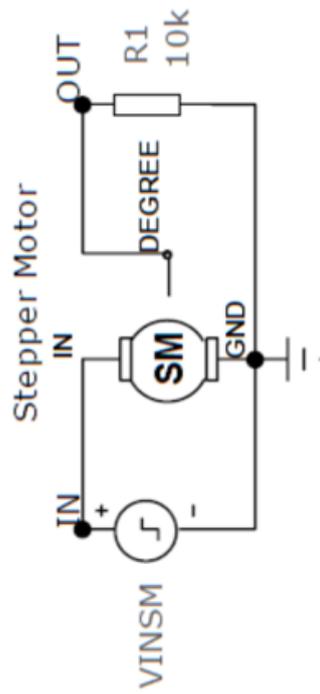


Рисунок 4.5 – Схема для дослідження макромоделі КД

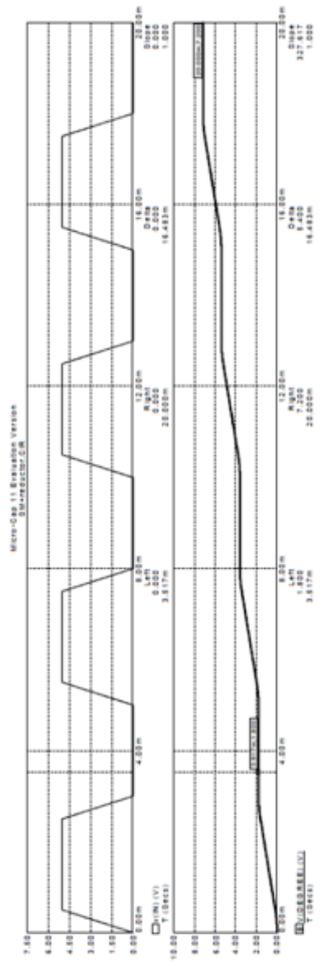


Рисунок 4.6 – Динамічні характеристики, отримані макромоделюванням КД

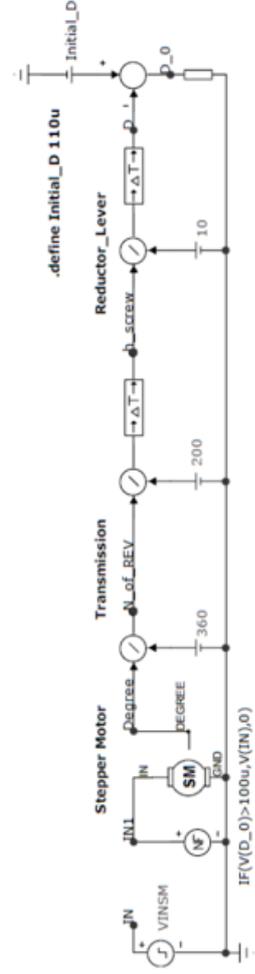


Рисунок 4.7 – Модель системи позиціонування по вісі Z крокового

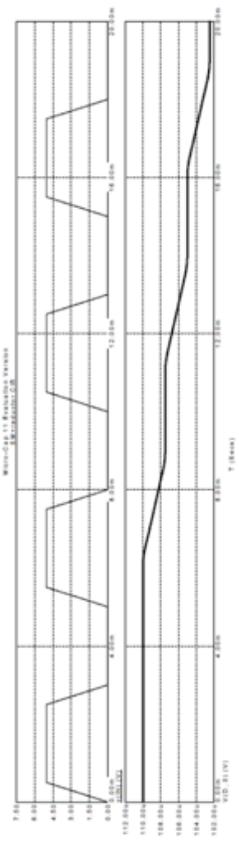


Рисунок 4.8 – Осцилограма вхідної напруги та динамічні характеристики зміни відстані зонда від поверхні

двигуна в демо-версії Місто Сар 11

Додаток Д
(Обов'язковий)

**ПРОТОКОЛ
ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ**

МОДЕРНІЗАЦІЯ ПОВОРОТНОГО СТОЛА АГРЕГАТНОГО ВЕРСТАТА

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Назва роботи: Модернізація поворотного стола агрегатного верстата

Тип роботи: магістерська кваліфікаційна робота

Підрозділ: кафедра галузевого машинобудування, ФМТ, гр. 1ГМ-24м
(кафедра, факультет, навчальна група)

Коефіцієнт подібності текстових запозичень, виявлених у роботі
системою StrikePlagiarism 12,91 %

Висновок щодо перевірки кваліфікаційної роботи (відмітити потрібне)

- Запозичення, виявлені у роботі, є законними і не містять ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації. Роботу прийняти до захисту
- У роботі не виявлено ознак плагіату, фабрикації, фальсифікації, але надмірна кількість текстових запозичень та/або наявність типових розрахунків не дозволяють прийняти рішення про оригінальність та самостійність її виконання. Роботу направити на доопрацювання.
- У роботі виявлено ознаки плагіату та/або текстових маніпуляцій як спроб укриття плагіату, фабрикації, фальсифікації, що суперечить вимогам законодавства та нормам академічної доброчесності. Робота до захисту не приймається.

Експертна комісія:

Поліщук Л.К., зав. кафедри ГМ
(прізвище, ініціали, посада)


(підпис)

Шенфельд В.Й., доцент кафедри ГМ
(прізвище, ініціали, посада)

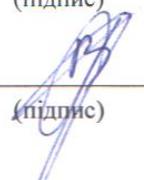

(підпис)

Особа, відповідальна за перевірку 
(підпис)

Шенфельд В.Й.
(прізвище, ініціали)

З висновком експертної комісії ознайомлений(-на)

Керівник  Поліщук Л.К., зав. кафедри ГМ
(підпис) (прізвище, ініціали, посада)

Здобувач  Совінський В.Б.
(підпис) (прізвище, ініціали)