

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

Вінницький національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет машинобудування та транспорту
(повне найменування інституту, назва факультету (якщо є))

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування
(повна назва кафедри (предметної, циклової комісії))

Бакалаврська кваліфікаційна робота

На тему:

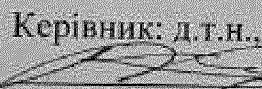
«РОЗРОБЛЕННЯ МОДУЛЯ
ЛІНІЙНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ З ПРОГРАМНИМ КЕРУВАННЯМ»

Виконав: студент 4 курсу, групи ІПМ-206
спеціальності 131 – «Примадна механіка»
(шифр і назва спеціальності)


(підпис)

Микола МАРЧУК

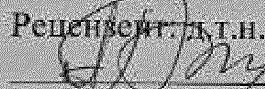
(ім'я та прізвище)

Керівник: д.т.н., проф., зав. кафедри ТАМ

(підпис)

Леонід КОЗЛОВ

(ім'я та прізвище)

« 06 » 06 2025 р.

Рецензент: д.т.н., проф., директор ІДА

(підпис)

Андрій КАШКАНОВ

(ім'я та прізвище)

« 12 » 06 2025 р.

Допущено до захисту
Зав. кафедри ТАМ Козлов Л. Г.

« 12 » 06 2025р.

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

Вінницький національний технічний університет
Факультет машинобудування та транспорту
(повне найменування інституту, факультету)
Кафедра технологій та автоматизації машинобудування
(повна назва кафедри)
Рівень вищої освіти перший (бакалаврський)
Галузь знань – 13 «Механічна інженерія»
(шифр і назва)
Спеціальність – 131 «Прикладна механіка»
(шифр і назва спеціальності)
Освітньо-професійна програма – Комп'ютеризовані технології та мехатронні системи в машинобудуванні
(назва освітньо-професійної програми)

ЗАТВЕРДЖУЮ
завідувач кафедри ТАМ
д. т. н., професор Козлов Л. Г.
« 20 » 03 2025 р.

ЗАВДАННЯ НА БАКАЛАВРСЬКУ КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ СТУДЕНТУ

Маркевич Микола Васильович
(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи: Розроблення модуля лінійних переміщень з програмним керуванням

Керівник роботи Козлов Леонід Геннадійович, д.т.н., професор
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом ВНТУ від « 20 » березня 2025 року № 97

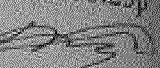
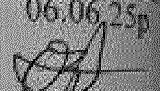
2. Термін подання студентом роботи: 16 червня 2025 р.

3. Вихідні дані до проекту (роботи): схема приводу модуля лінійних переміщень; габаритні розміри каретки 440x440 мм; вантажопідйомність 90 кг; максимальна швидкість переміщень 0,4 м/с; хід каретки 3,3 м.

4. Зміст текстової частини: вступ, анотації, службове призначення виробу; аналіз кінематичної схеми; обґрунтування конструкції рами приводу; вибір крокового двигуна; розрахунок зубчасто-рейкової передачі; розрахунок валів та підшипників приводу; обслуговування та мащення елементів приводу; розробка системи керування; опис роботи спроектованого автоматизованого приводу; охорона праці; перелік посилань

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень):
складальний кресленик виробу;
робочий кресленик однієї із деталей
плакати презентації для захисту роботи

Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Спеціальна частина	Леонід КОЗЛОВ, професор кафедри ТАМ	20.03.25р 	06.06.25р 
Охорона праці	Олег БЕРЕЗЮК, професор кафедри БЖД ПБ	26.05.25р 	06.06.25р 

7. Дата видачі завдання « 1 » березня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів дипломної роботи (проекту)	Терміни виконання		Примітка
		початок	закінчення	
1	Формування та затвердження теми бакалаврської дипломної роботи (БДР)	18.03.25р	20.03.25р	
2	Виконання спеціальної частини БДР. Перший рубіжний контроль виконання БДР	22.04.25р	25.04.25р	
3	Виконання спеціальної частини БДР. Другий рубіжний контроль виконання БДР	26.05.25р	28.05.25р	
4	Виконання розділу «Охорона праці»	26.05.25р	06.06.25р	
5	Перевірка на антиплагіат	05.06.25р	09.06.25р	
6	Попередній захист БДР	09.06.25р	10.06.25р	
7	Нормоконтроль БДР	10.06.25р	11.06.25р	
8	Рецензування БДР	12.06.25р	13.06.25р	
9	Захист БДР	17.06.25р	19.06.25р	

Студент 
(підпис)Микола МАРКЕВИЧ
(ім'я і прізвище)Керівник роботи 
(підпис)Леонід КОЗЛОВ
(ім'я і прізвище)

АНОТАЦІЯ

УДК 621

Маркевич М. В. Розробка, модуля лінійних переміщень з програмним керуванням. Бакалаврська кваліфікаційна робота зі спеціальності 131 – Прикладна механіка, освітня програма – Комп'ютеризовані технології та механотронні системи в машинобудуванні, Вінниця: ВНТУ, 2024. 80 с.

На укр. мові. Бібліогр.: 20 назв; рис.: 30; табл.: 11.

У кваліфікаційній роботі спроектовано автоматизований привод модуля лінійних переміщень з використанням сучасного CAD/CAE-програмного забезпечення.

Основна частина містить обґрунтування функціонального призначення механізму, аналіз кінематичної структури; проектування несучої конструкції приводу; вибір крокового двигуна; розрахунок зубчасто-рейкової передачі; розрахунок валів та підшипників приводу; обслуговування та мащення елементів приводу; розробка системи керування; опис роботи спроектованого автоматизованого приводу.

В розділі охорони праці опрацьовано такі питання, як причини виникнення, дія на організм людини та нормування шкідливих і небезпечних виробничих факторів у виробничому приміщенні, наведені рекомендації щодо поліпшення умов праці, а також розглянуто норми пожежної безпеки.

Графічна складова містить загальне складальне креслення виробу та робоче креслення кронштейну, для фіксації двигуна.

Ключові слова: модуль лінійних переміщень, автоматизований привод, CAD/CAE-системи.

ABSTRACT

Markevych M. V. Design and Development of a Programmable Linear Motion Module. Bachelor's Qualification Thesis in Specialty 131 – Applied Mechanics, Educational Program – Computerized Technologies and Mechatronic Systems in Mechanical Engineering. – Vinnytsia: VNTU, 2024. – 80 pages.

In Ukrainian. Bibliography: 21 sources; Figures: 30; Tables: 11.

The qualification thesis presents the design of an automated drive system for a linear motion module using modern CAD/CAE software.

The main part of the thesis includes the justification of the functional purpose of the mechanism, analysis of the kinematic scheme, design of the supporting structure of the drive, selection of a stepper motor, calculation of the rack-and-pinion transmission, calculation of shafts and bearings, maintenance and lubrication of drive components, development of the control system, and description of the operation of the designed automated drive.

The occupational safety section addresses the causes, effects on human health, and standardization of harmful and hazardous factors in the workplace. Recommendations for improving working conditions and fire safety standards are also provided.

The graphical section includes a general assembly drawing of the device and a working drawing of the bracket used for motor mounting.

Keywords: linear motion module, automated drive, CAD/CAE systems.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
1 СЛУЖБОВЕ ПРИЗНАЧЕННЯ ВИРОБУ ТА АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ	5
1.1 Службове призначення модуля лінійних переміщень	5
1.2 Аналіз кінематичної схеми приводу	6
2 ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ РАМИ ПРИВОДУ	11
3 ПІДБІР КРОКОВОГО ДВИГУНА ДЛЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРИВОДУ	17
4 РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ІНШИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ	21
4.1 Розрахунок параметрів зубчасто-рейкової передачі	21
4.2 Проектування елементів зубчасто-рейкової передачі	27
4.3 Підбір підшипників	29
5 ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ МАЦЕННЯ ПРИВОДУ	34
6 РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МОДЕЛЮ ЛІНІЙНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ	36
7 ОПИС РОБОТИ СПРОЄКТОВАНОГО АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРИВОДУ	43
8 ОХОРОНА ПРАЦІ.....	45
8.1 Аналіз умов праці	45
8.2 Технічні рішення з безпечної організації робочих місць	45
8.3 Пожежна безпека	45
ВИСНОВКИ	58
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ	59
ДОДАТКИ.....	61
ДОДАТОК А (обов'язковий). ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ НА НАЯВНІСТЬ ТЕКСТОВИХ ЗАПОЗИЧЕНЬ	62
ДОДАТОК Б (обов'язковий). Графічна частина.....	64

ВСТУП

Актуальність роботи. Системи управління, засновані на використанні автоматизованих або мехатронних приводів, функціонують завдяки поєднанню програмного забезпечення та сенсорних елементів. Вони здійснюють контроль за переміщенням механізмів та технічного обладнання, реагуючи на зовнішні впливи й команди у повністю автономному режимі, без залучення оператора. Такий підхід дозволяє значно підвищити рівень безпеки на виробництві, оптимізувати продуктивність устаткування та знизити ризики, пов'язані з людським фактором. Саме тому подібні системи мають високу практичну цінність і залишаються актуальними в умовах сучасної автоматизації промисловості.

Метою бакалаврської кваліфікаційної роботи є поетапне розроблення модуля лінійних переміщень з програмним керуванням. Для досягнення поставленої мети повинні бути вирішені наступні завдання:

- спроектувати несучу раму приводу,
- вибрати крокового електродвигуна,
- обґрунтувати параметри зубчасто-рейкової передачі,
- визначити способи змащування рухомих вузлів,
- розробити систему керування
- запрограмувати мікроконтролер для забезпечення стабільної роботи приводу,
- розробити заходи з охорони праці

Апробація результатів роботи. Доповіді на конференціях:

1. Маркевич М. В., Василенко Б. В., Козлов Л. Г., Снігур А. К. Гідросистема з електрогідравлічним керуванням розподілом потоків. Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2023), Електрон. текст. дані. 2023. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2023/paper/view/16959>

2. Маркевич, М. В., Василенко, Б. В., Козлов, Л. Г. Міні-техніка: маленькі машини для великих робіт Молодь в науці: дослідження, проблеми, перспективи (МН-2023). Електрон. текст. дані. 2023. Режим доступу: <https://conferences.vntu.edu.ua/index.php/mn/mn2023/paper/view/18940>

1 СЛУЖБОВЕ ПРИЗНАЧЕННЯ ВИРОБУ ТА АНАЛІЗ КІНЕМАТИЧНОЇ СХЕМИ

1.1 Службове призначення модуля лінійних переміщень

Лінійні модулі переміщення набувають дедалі ширшого застосування для вирішення інженерних задач у сфері прикладної механіки, зокрема в операціях транспортування заготовок, деталей і вузлів виробничих систем. Ці процеси відзначаються високою точністю, передбачуваністю та, як правило, реалізуються в умовах автоматизованого керування рухами.

Функціональний принцип таких модулів ґрунтується на трансформації обертального моменту електродвигуна в поступальний рух. Це забезпечується через застосування різних механічних передавальних систем, серед яких найпоширенішими є кулькові та трапецієподібні гвинти, зубчасті механізми та ремінні приводи. Вибір типу електроприводу залежить від призначення і конструктивних особливостей модуля, що дозволяє використовувати як стандартні асинхронні двигуни, так і серводвигуни (синхронні або асинхронні), крокові двигуни та комбіновані сервоприводи.

Для забезпечення точного позиціонування, необхідної динаміки та безпеки в процесі експлуатації, лінійні модулі оснащуються кінцевими вимикачами, датчиками положення, системами захисту від перенапруги та мають спеціальні захисні покриття для роботи у складних виробничих умовах.

Серед основних переваг розробленого лінійного модуля слід виокремити підвищену конструктивну жорсткість та точність переміщень, що вигідно відрізняє його від традиційних транспортних рішень, зокрема стрічкових конвеєрів. Це дає змогу створювати багатовісні автоматизовані комплекси та інтегровані роботизовані системи. Водночас широкий вибір компонентів для побудови таких модулів може призвести до ускладнення конструкції та необґрунтованих витрат. Тому в процесі проектування і програмування модулів лінійного переміщення необхідно

дотримуватись раціонального підходу до вибору технічних рішень, орієнтуючись насамперед на вимоги до точності, стійкості та динамічних характеристик руху.

1.2 Аналіз кінематичної схеми приводу

Для проектування даного механізму використаємо вихідні дані:

- габаритні розміри каретки (в плані) – 440x440 мм;
- вантажопідйомність – 90 кг;
- максимальна швидкість переміщення – 0,4 м/с;
- хід каретки – 3,3 м.

Раціональним варіантом для забезпечення поступального переміщення каретки буде використання лінійних напрямних, оскільки вони мають малі сили опору, високу довговічність, надійність, прості в обслуговуванні. У якості передачі приводу буде використано зубчасто-рейкову, шестерня якої напряду з'єднуватиметься з кроковим електродвигуном (див. рис. 1.1).

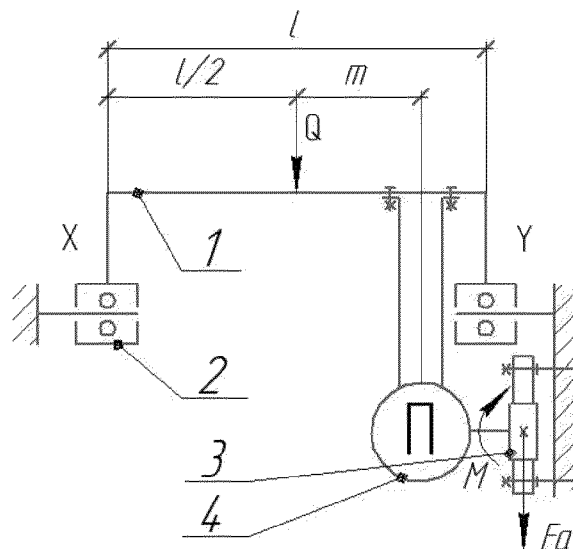


Рисунок 1.1 – Запропонована кінематична схема модуля лінійного переміщення:

- 1 – каретка, 2 – опора кочення, 3 – зубчасто-рейкова передача,
4 – електродвигун

Із завдання за відомою вантажопідйомністю, орієнтовно розрахуємо масу каретки з кроковим електродвигуном (еквівалентну масу платформи) за такою умовою:

$$m_k = (0,25 \dots 0,5) \cdot m \text{ [кг]}, \quad (1.1)$$

де m – маса вантажу, що встановлюється на платформу, $m = 130$ кг. Таким чином,

$$m_k = (0,25 \dots 0,5) \cdot 90 = 22,5 \dots 45 \text{ (кг)}.$$

Обґрунтуємо вибір еквівалентної маси платформи. На основі вихідних даних в середовищі SolidWorks [1] спроектовану платформу 440x440 мм для каретки (див. рис. 1.2) та визначимо відповідні масові характеристики – 20 кг, також врахуємо вагу крокового електродвигуна [2] з кронштейном та шестірнею до 10 кг.

Отже, основну масу каретки буде нести платформа (верхня плита) з розміщенням під нею кроковим електродвигуном, що загалом відповідає попереднім розрахункам еквівалентної маси каретки $m_k = 35$ кг. На каретку зверху встановлюються всі технологічні елементи та устаткування та закріплено в підготовлені отвори Ø8 мм. Каретка виконана у формі прямокутного паралелепіпеда, з товщиною у 12 мм та із якісної конструкційної сталі 20 ДСТУ 7809:2015 із аналогом в США AISI 1020.

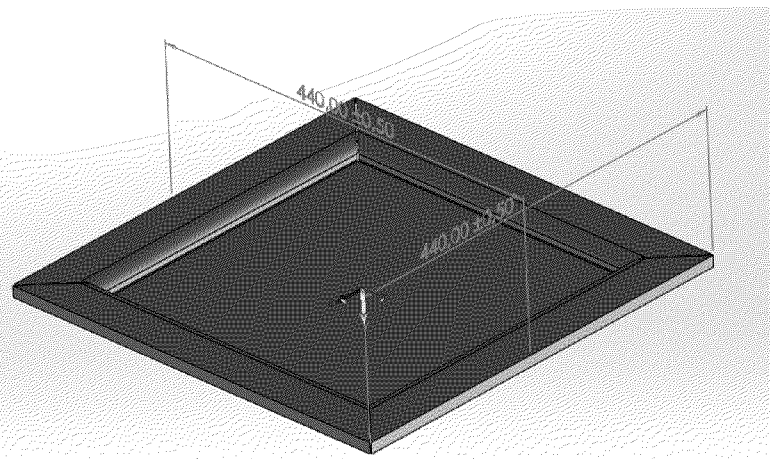
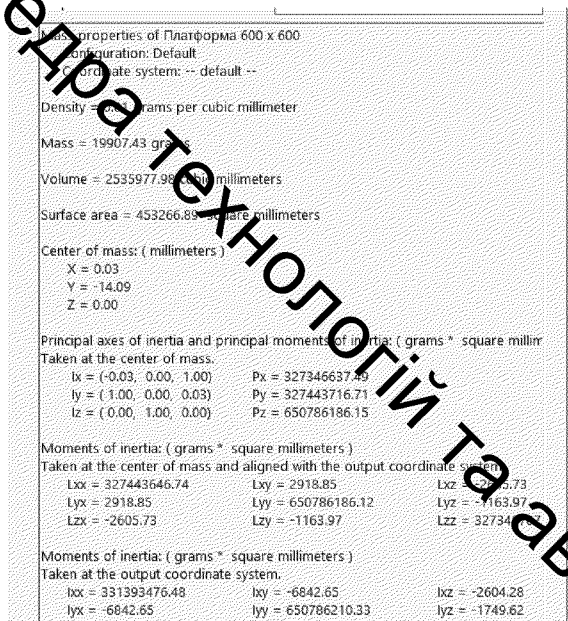


Рисунок 1.2 – Визначення маси каретки модуля лінійних переміщень

Навантаження на платформу представлено у вигляді вертикальної статичної сили Q , що враховує еквіваленту вагу платформи $m_k g$ та вантажопідйомність mg , і діє в середині прольоту платформи. Розрахункове навантаження на платформу:

$$Q = (m_k + m)g[H], \quad (1.2)$$

$$Q = (30 + 90) \cdot 9,81 = 1177,2(H).$$

Розрахункова колова сила зубчасто-рейковій передачі розраховуємо за формулою:

$$F_t = F_{on} + F_i [H], \quad (1.3)$$

де F_{on} – сила статичного опору зумовлена тертям в лінійних напрямних, Н;

F_i – інерційна сила при розгоні системи, Н.

Силу статичного опору в рейковій напрямній кулькового типу визначають за формулою [3]:

$$F_{on} = n \cdot F_0 \cdot z + f_k \cdot Q [H], \quad (1.4)$$

де $F_0 = 6(H)$ – попередня сила тертя в кульковій напрямній внаслідок створення попереднього натягу;

$z = 4$ – число контактних доріжок (в одному опорному елементі);

$f_k = 0,015$ – коефіцієнт тертя кочення сталь по сталі із мащенням;

$n = 4$ – кількість напрямних кулькового типу.

$$F_{on} = 4 \cdot 6 \cdot 4 + 0,015 \cdot 1172,2 = 113,5(H).$$

Силу інерції розраховуємо з врахуванням маси платформи з вантажем та швидкості його руху за наступною формулою:

$$F_i = (m_k + m) \cdot \frac{v}{t_p} [H], \quad (1.5)$$

де t_p – час розгону платформи з вантажем, який орієнтовно приймати рівним:

$$t_p \geq (1,4 \dots 1,7)v. \quad (1.6)$$

Розраховуємо час розгону платформи з вантажем:

$$t_p \geq (1,4 \dots 1,7) \cdot 0,4 = 0,56 \dots 0,68(c).$$

Приймаємо $t_p = 0,7$ с та розрахуємо інерційну силу за формулою (1.5):

$$F_i = (35 + 90) \cdot \frac{0,4}{0,68} = 73,5(H).$$

Знайдемо розрахункову колову силу за формулою (1.3):

$$F_t = 115 + 73,5 = 188,5(H).$$

Потужність приводу визначається як добуток розрахункової колової сили до

максимальної швидкості переміщення платформи за формулою:

$$P_2 = F_t v [\text{Вт}], \quad (1.7)$$

$$P_2 = 188,5 \cdot 0,4 = 75,4 (\text{Вт})$$

Потужність крокового електродвигуна приводу з врахуванням коефіцієнту корисної дії зубчасто-рейкової передачі розрахуємо за формулою (1.8):

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_1 \cdot \eta_2} [\text{Вт}], \quad (1.8)$$

де $\eta_1 = 0,94$ – коефіцієнт корисної дії зубчасто-рейкової передачі;

де $\eta_2 = 0,92$ – коефіцієнт корисної дії крокового електродвигуна приводу, який приводить в рух платформу.

Розрахуємо потужність електродвигуна приводу за формулою (1.8):

$$P_1 = \frac{75,4}{0,94 \cdot 0,92} = 87 (\text{Вт}).$$

Попередньо приймемо розрахункову потужність крокового електродвигуна приводу 90 Вт.

2 ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ РАМИ ПРИВОДУ

При розробці і виготовленні конструкції рами приводу необхідно забезпечити її міцнісні показники. Згідно отриманому завданню конструкція рами приводу має вигляд конструктивного рішення, яке показано на рис. 2.1.

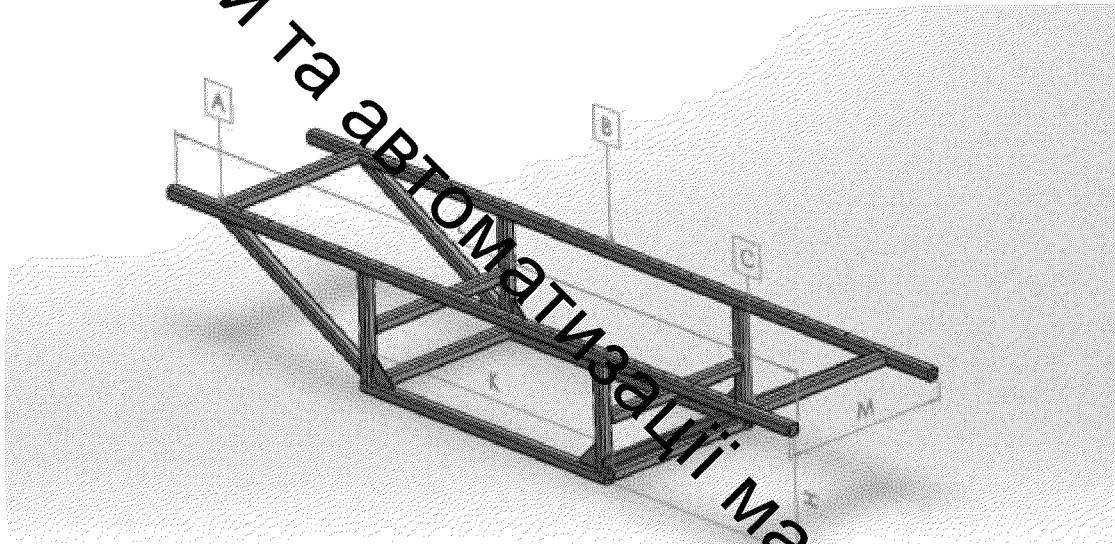


Рисунок 2.1 – Конструктивне рішення рами приводу

Вихідними даними для розробки несучої конструкції виробу є наступні параметри згідно рисунку 2.1: $K = 1900$ мм, $M = 440$ мм, $H = 440$ мм, $L = 3800$ мм.

В роботі конструктивне рішення рами приводу, яка є збірною конструкцією, складається із труб прямокутного профілю також присутні пластини для з'єднань в місцях стиків. Платформа знаходиться у верхній частині рами та переміщується за згідно керуючої програми із крайнього лівого положення до крайнього правого положення та в зворотному напрямку із затримками. Верхні і нижні частини рами з'єднані опорами із труби прямокутного профілю. Опори в свою чергу зварюються з боковими рамами.

Під час експлуатації можуть виникати наступні проблеми із втратою жорсткості або міцності конструкції: прогинання рами в центральній позиції під дією

навантаження, втрата стійкості опори під навантаженням та інші.

Для розрахунку конструкції рами на міцність використаємо метод скінченних елементів (МСЕ) [4]. Основною ідеєю МСЕ є розділ досліджуваної конструкції на певну кількість простих елементів (скінченних елементів). З рівнянь, що описують стан окремих елементів, можна скласти систему рівнянь для конструкції загалом. При цьому, умови сумісності виконуються лише у відповідних дискретних точках (вузлах). В результаті, МСЕ по суті зводиться до апроксимації безперервної області з нескінченним числом ступенів вільності сукупністю дискретних під областей, що мають скінченне число ступенів вільності. Для проведення досліджень було запропоновано та розроблено тривимірну модель прототипу конструкції рами із необхідними вихідними даними (див. рис. 2.2). В основу прототипу конструкції рами закладено труба з прямокутним профілем 40x40 мм, товщиною стінки 4,0 мм та матеріалом Сталь 20 ДСТУ 7809:2015 або аналогом AISI 1020.

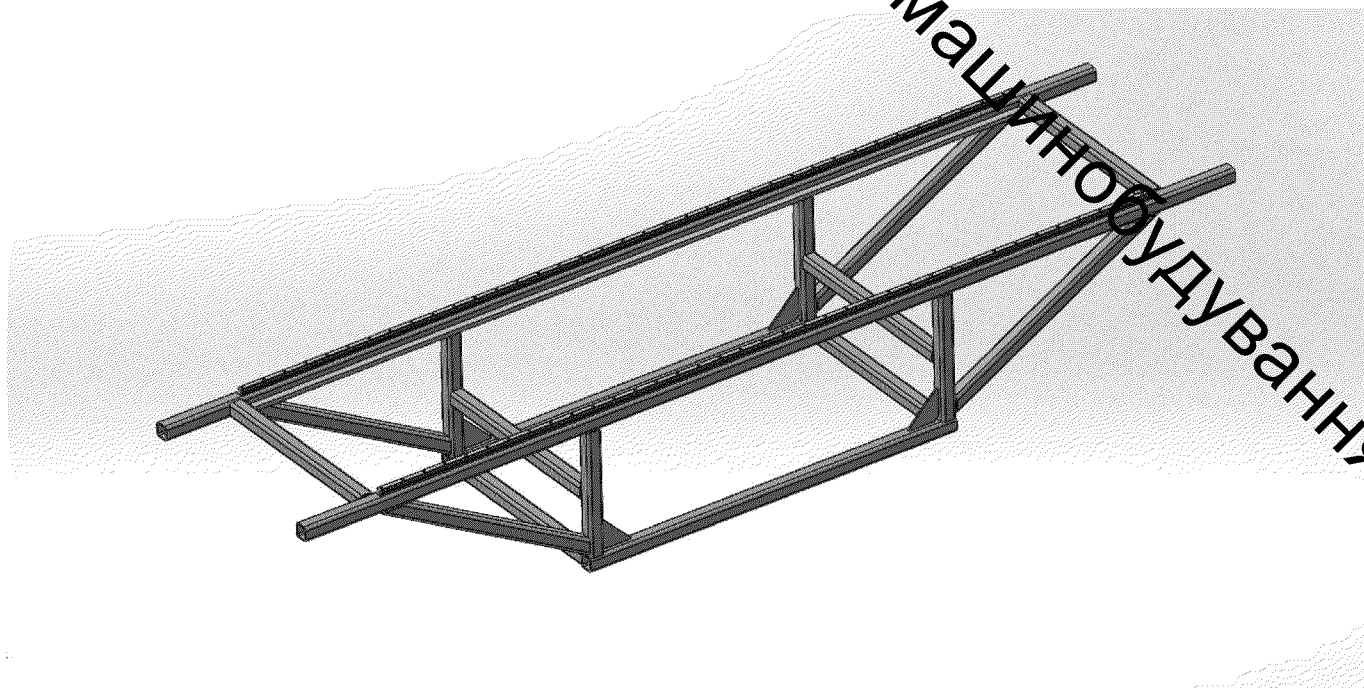


Рисунок 2.2 – Прототип конструкції рами приводу

З'єднання усіх елементів виконувалося за допомогою зварювання.

Крім цього на рамі розміщено попередньо підібрані напрямні KUVE15-B-EC, які можуть використовуватися на таких модулях лінійних переміщень.

Наступним етапом проводилися статичні розрахунки на міцність програмним середовищем SolidWorks Simulation, що використовує метод скінченних елементів з побудовою тетраедальної сітки 8 високої точності. Розмір сітки елементів становив 55 мм (див. рис. 2.3, рис. 2.4).

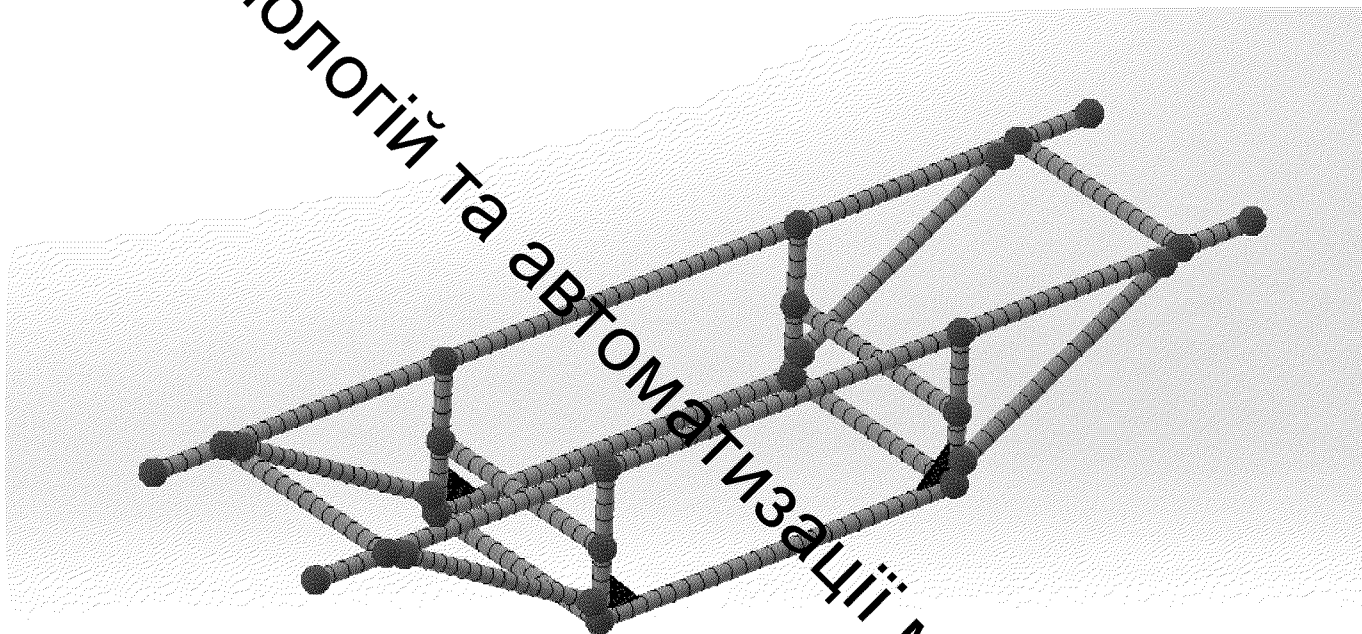


Рисунок 2.3 – Частина рами з схемою накладання скінчено-елементної сітки

Навантаження на прототип рами відбувається згідно з рис. 2.4 і становило 1172 Н згідно розрахунків в розділі 1 від ваги каретки з навантаженням. Фіолетові стрілки показують прикладання навантаження, а зелені – місця кріплення рами.

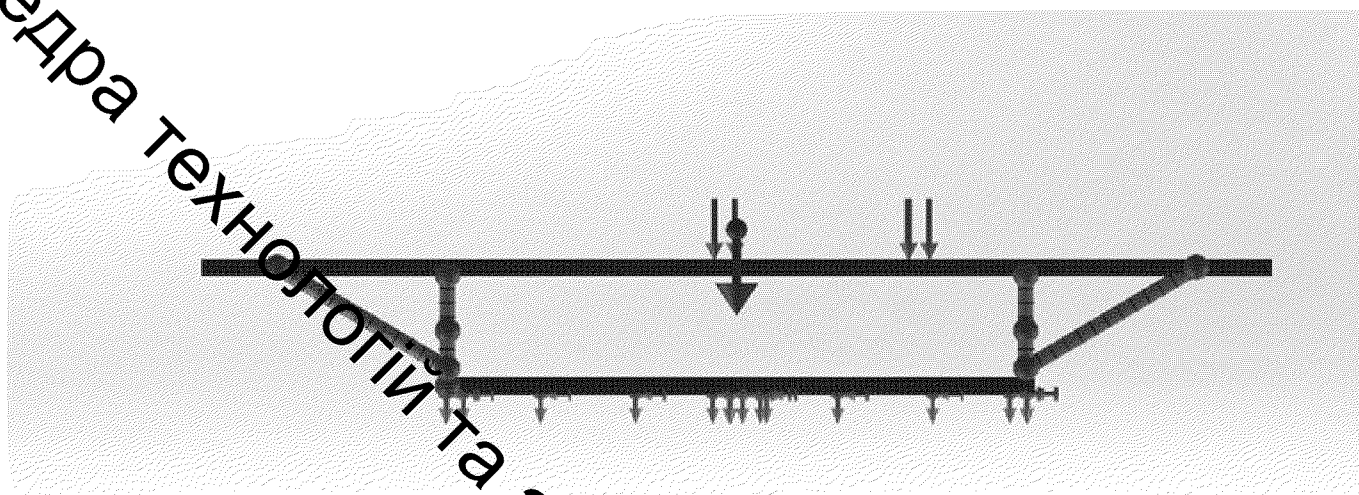


Рисунок 2.4 – Схема навантаження в центральній позиції рами

Побудуємо схему навантажень та деформації, вона представлена на рисунках 2.5. Вона показує напруження та деформацію, які виникають в конструкції при положенні каретки на краю рами.

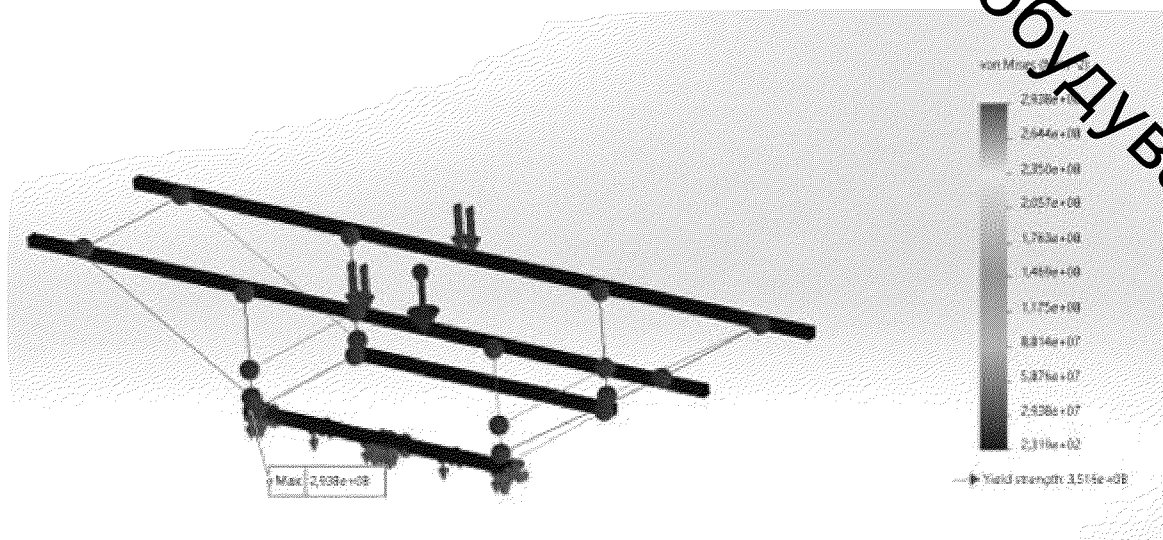


Рисунок 2.5 – Напруження, що виникають в конструкції рами

Усе це свідчить про правильність підбраного профілю для побудови рами, при умові, що межа плинності матеріалу дорівнює 290 МПа. На рисунку 2.6 ми спостерігаємо розрахований коефіцієнт запасу для найнавантаженої ділянки

конструкції прототипу рами, який нас задовольняє.

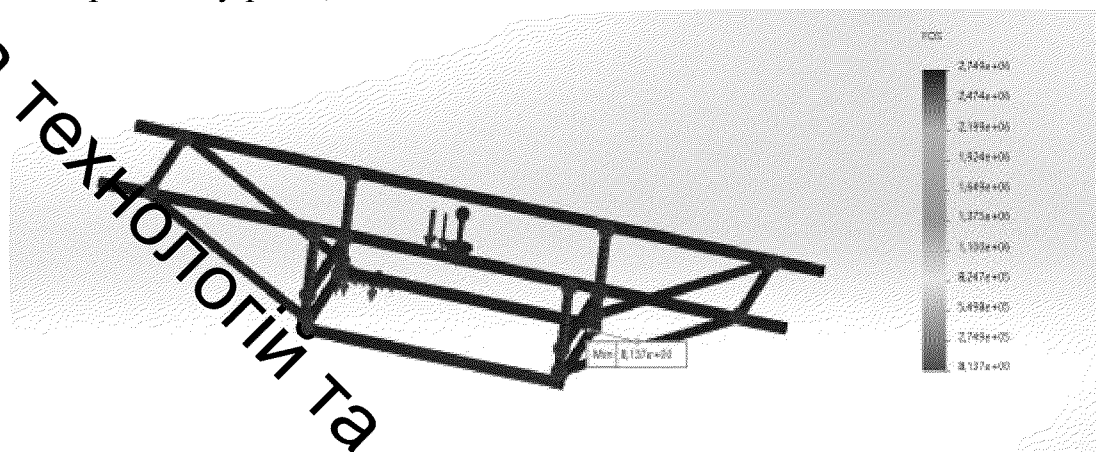


Рисунок 2.6 – Розрахований коефіцієнт запасу міцності для найнавантаженішої ділянки прототипу конструкції рами

Наступний небезпечний варіант дії навантаження може бути у випадку крайнього лівого або правого положення каретки. Схема навантаження прототипу рами при дії навантаження в правій позиції при цьому показано на рис. 2.7 та 2.8.

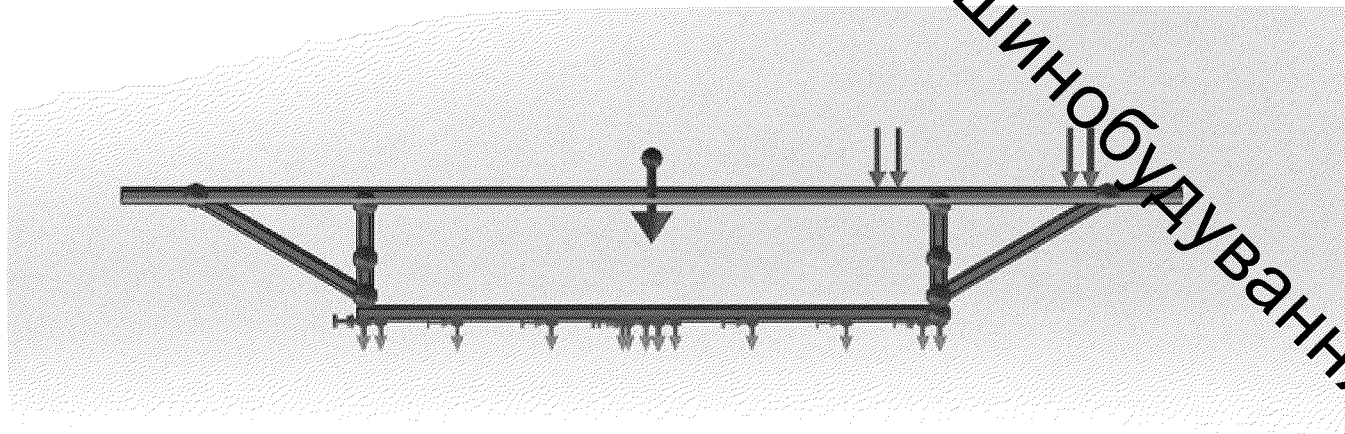


Рисунок 2.7 – Схема навантаження в центральній позиції рами

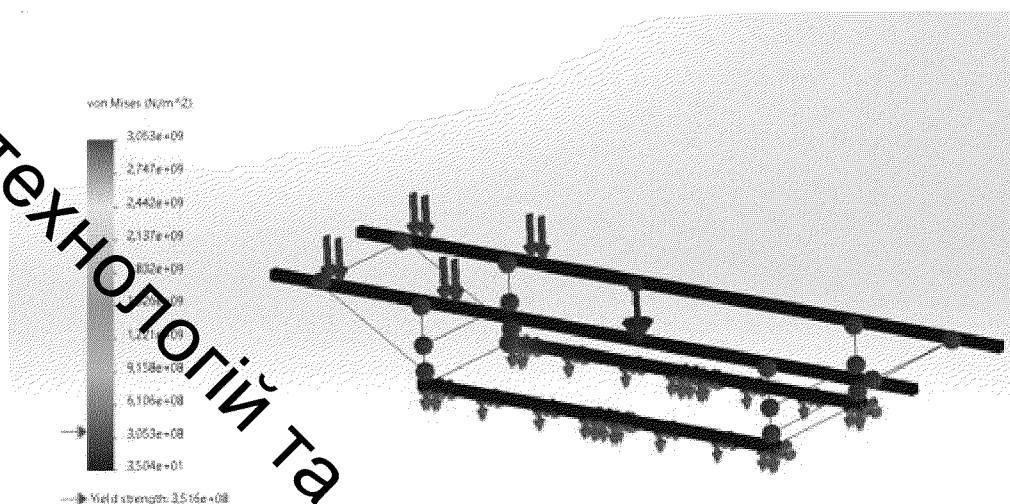


Рисунок 2.8— Найбільші напруження по Мізесу для схеми навантаження в правій позиції рами

Виходячи з отриманих результатів можна побачити, що при застосуванні труб квадратного профілю 40x40 мм з товщиною стінки 4 мм досягається достатній запас міцності конструкції прототипу рами в 1,5 рази. При цьому виникає максимальне напруження в 30,7 МПа в місці зварного з'єднання, що є також допустимим для експлуатації рами. Висновок на основі аналізу досліджень, розрахунків та проектних робіт дозволяє зробити висновок, що використання удосконаленого прототипу рами є обґрунтованим і забезпечує необхідні міцнісні параметри.

ВИБІР КРОКОВОГО ДВИГУНА ДЛЯ АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРИВОДУ

Згідно кінематичної схеми переміщення платформи здійснюється зубчасто-рейковою передачею, і найбільш оптимальним варіантом є використання крокового двигуна. Такий тип електродвигуна забезпечує велику швидкість обертання, так як для забезпечення швидкості руху платформи модуля лінійних переміщень у $v = 0,4$ м/с. Також перевагою є точне позиціонування та легкість програмування в порівнянні з іншими системами в яких багато додаткового обладнання для контролю положення.

Попередньо приймаємо параметри зубчасто-рейкова передачі:

- к-сть зубців шестірні $z=22$.
- модуль передачі $m=1,25$ мм.

Наступним кроком розраховуємо дільний діаметр шестірні розраховуємо за формулою (3.1):

$$d_r = mz[\text{мм}], \quad (3.1)$$

$$d_r = 1,25 \cdot 22 = 27,5(\text{мм}).$$

Для попередньо знайденого розрахункового дільного діаметра шестірні розрахуємо кутову швидкість шестірні:

$$\omega_r = \frac{2v}{d} [\text{рад/с}], \quad (3.2)$$

$$\omega_r = \frac{2 \cdot 0,4}{0,0275} = 29(\text{рад/с}).$$

Конвертуємо значення розрахункової кутової швидкості шестірні в розрахункову частоту обертання шестірні згідно формули (3.3):

$$n_r = \frac{\omega \cdot 30}{\pi} [\text{об/хв}], \quad (3.3)$$

$$n_r = \frac{29 \cdot 30}{3,14} = 277 (\text{об/хв}).$$

Досить широкий вибір крокових двигунів має швейцарсько-китайська компанія Filling Motor [1], з її каталогу здійснюємо підбір крокового двигуна. Вихідними параметрами для вибору крокового двигуна:

- приведена потужність, $P_{pr} \geq P_1 = 0,1 \text{ кВт}$;
- приведена частота обертання, $n_{pr} \geq n_r = 280 \text{ об/хв}$;
- приведений крутний момент:

$$T_{pr} = \frac{P_1}{\omega_r} [H \cdot m], \quad (3.4)$$

де ω_r – розрахункова кутова швидкість на валу крокового двигуна.

$$T_{pr} \geq T_1 = \frac{100}{29} = 3,4 (H \cdot m).$$

За вище визначеними параметрами з каталогу сайту [2] вибираємо кроковий двигун 86HSE4N-B38 з гібридним серводрайвером HSS86. За вибраною маркою крокового двигуна знайдено більш детальну інформацію у каталозі про нього з наступними технічними характеристиками:

- максимальний крутний момент – 4,5 Н·м;
- максимальна швидкість – 3000 об/хв;
- номінальна швидкість – 1500 об/хв;
- струм фази – 6 А;
- кількість фаз – 2;
- кут кроку – 1,8 ° (точність $\pm 5\%$);
- максимальна температура – 80 °C;
- робочий діапазон температур від -20°C до +50°C;
- тип кріплення – NEMA34;

діаметр валу – 14 мм;

габаритні розміри – 86x86x85 мм;

маса – 2,6 кг.

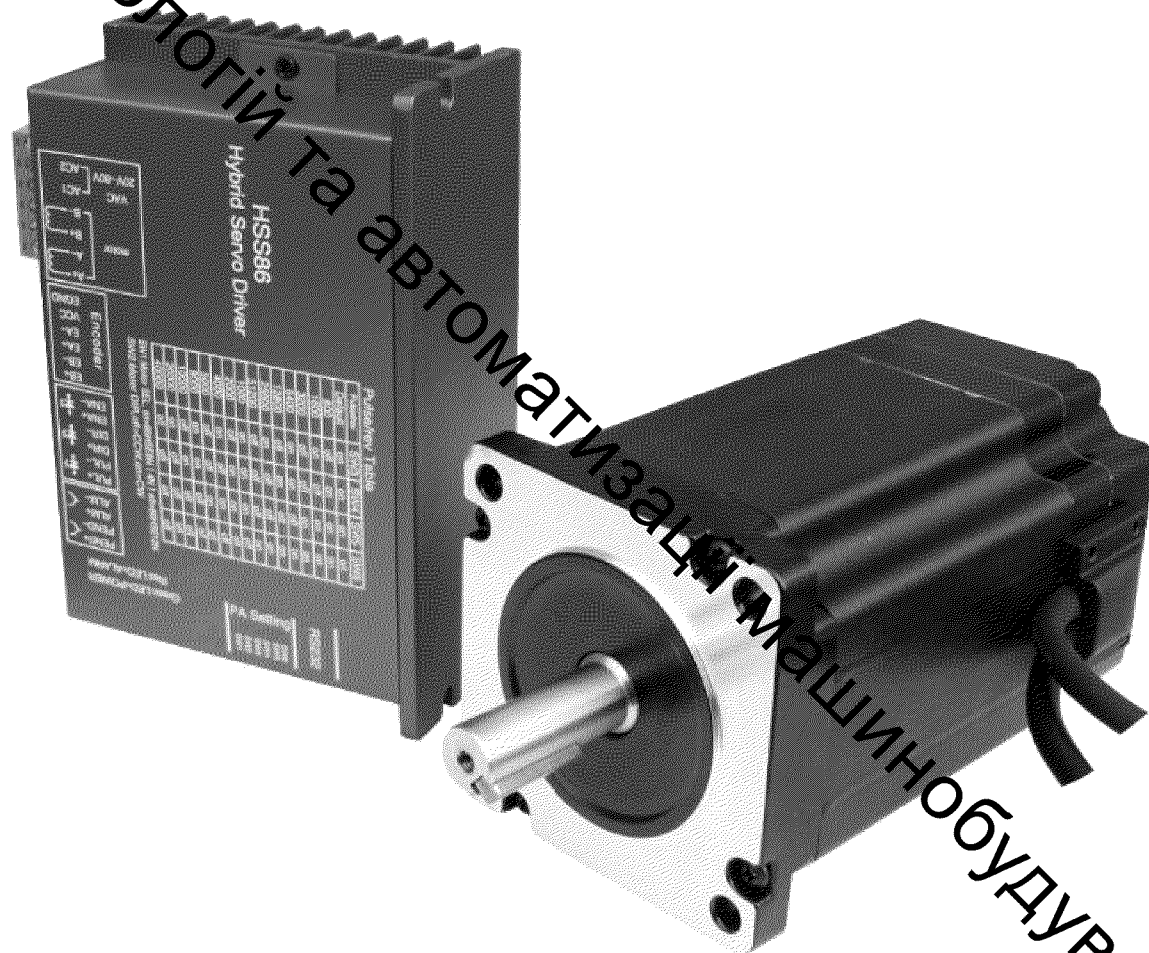


Рисунок 3.1 – Фото обраного крокового двигуна 86HSE4N-B38
з гібридним серводрайвером HSS86

Основні розміри для відтворення тривимірної моделі крокового двигуна 86HSE4N-B38 взято із рис. 3.2.

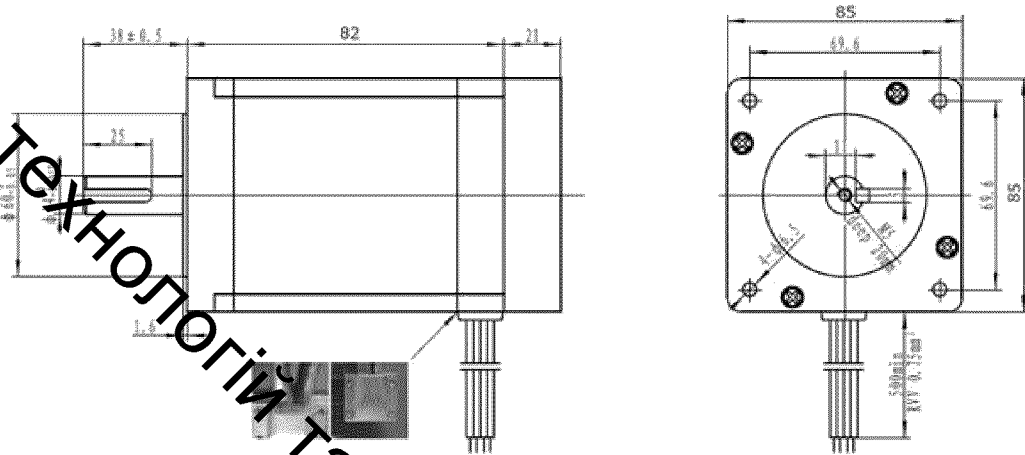


Рисунок 3.2 – Конструктивні розміри крокового двигуна 86HSE4N-B38

Також знайдено характеристику відповідності крутного моменту відносно частоти обертання валу крокового двигуна (див. рис. 3.3).

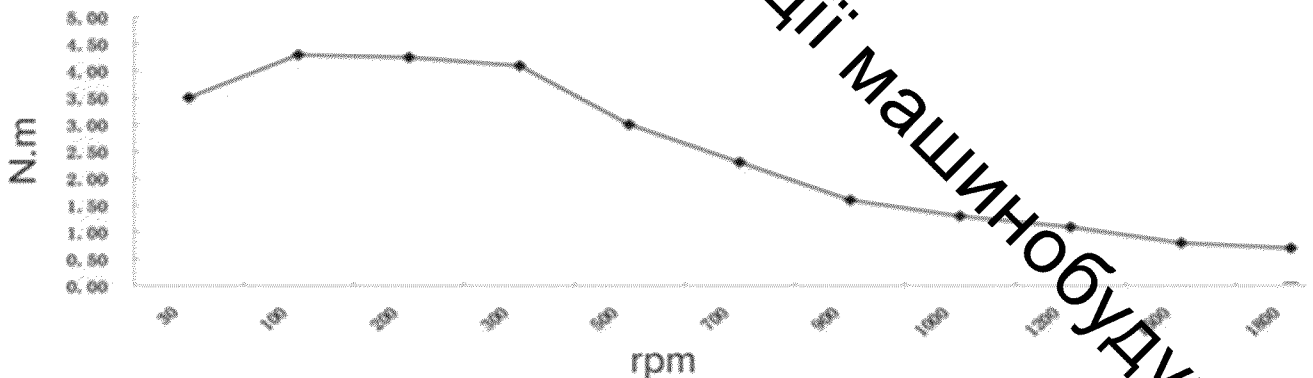


Рисунок 3.3 – Паспортні дані відповідності крутного моменту до частоти обертання валу крокового двигуна

Згідно знайденої паспортної характеристики кроковий двигун при розрахунковій частоті валу крокового двигуна в 280 об/хв, відповідає крутний момент 3,9 Нм, і це значення вище потрібного 3,4 Нм.

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ІНШИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ

4.1 Розрахунок параметрів зубчасто-рейкової передачі

Розрахунок зубчасто-рейкової передачі [5] виконуємо згідно розробленої в табличному процесорі Microsoft Excel алгоритму розрахунків. Схема зубчасто-рейкової передачі та основні параметри для розрахунку наведено на рис. 4.1.

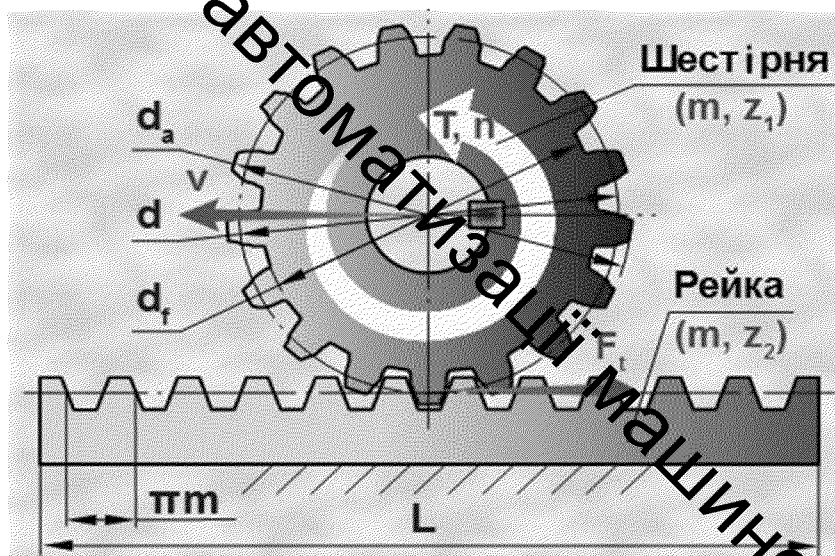


Рисунок 4.1 – Схема зубчасто-рейкової передачі

Вихідними параметрами матеріалу для конструювання зубчасто-рейкової передачі є значення модуля пружності матеріалу (для сталі $E=215000 \text{ МПа}$), коефіцієнт Пуассона (для сталі $\mu=0,3$), твердість поверхні зубів по шкалі Роквела HRC (для різних режимів термічної обробки сталі HRC від 17 до 65, а для Сталі 40Х ДСТУ 7806:2015 приймаємо HRC 25).

Наступним етапом вибираємо величину безрозмірного коефіцієнта ширини зуба зубчастого вінця шестірні $\psi_{bd}=0,6\dots0,4$ при чому :

$$\psi_{bd} = b_2/d, \quad (4.1)$$

де b_2 – ширина шестірні,

d – дільний діаметр шестерні.

Кут нахилу зубів зубчасто-рейкової передачі приймаємо $\beta=0$ так як розрахункова передача є прямозуба. Крутний момент T_r на валу шестерні та швидкість v шестерні відносно рейки обираємо згідно попередніх розрахунків та вносимо до таблиці Microsoft Excel.

Під час розрахунку допустиме контактне напруження розраховується за формулами в залежності від твердості поверхні зубів:

при $HRC < 38$

$$[\sigma_H] = 0,127,57 \cdot e^{(0,0266 \cdot HRC) + 70} \quad (4.2)$$

при $38 \leq HRC \leq 56$

$$[\sigma_H] = 18 \cdot HRC + 150 \quad (4.3)$$

при $HRC \geq 56$

$$[\sigma_H] = 23 \cdot HRC \quad (4.4)$$

Розрахунковий дільний діаметр визначається за формулою (4.5):

$$d_p \geq (4000 \cdot T \cdot E / (\pi \cdot (1 - \mu^2) \cdot [\sigma_H]^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sin(2 \cdot \alpha)))^{(1/3)} \text{ [мм]}, \quad (4.5)$$

де α – значення нахилу профіля зуба, приймаємо $\alpha = 0,35$ рад, що еквівалентно $\alpha = 20^\circ$.

Розрахунковий модуль m_p зачеплення визначаємо за формулою (4.6):

$$m_p = d_p / (17 \cdot (\cos(\beta))^3) \text{ [мм]}. \quad (4.6)$$

Вибираємо найближчий до розрахункового модуля m_p величину модуля m із стандартного ряду: 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 мм, та визначаємо мінімальну розрахункову кількість зубів шестірні z_{1p} :

$$z_{1p} = 17 \cdot (\cos(\beta))^3 \quad (4.7)$$

Після того як ми введемо вибране значення мінімальної кількості зубів шестірні z_1 , ми отримаємо наступні параметри зубчасто-рейкової передачі:

- ділительний діаметр шестірні d :

$$d = m \cdot z_1 / \cos(\beta) \text{ [мм]}; \quad (4.8)$$

- діаметр вершин зубів шестірні d_a :

$$d_a = d + 2 \cdot m \text{ [мм]}; \quad (4.9)$$

- діаметр западин зубів шестірні d_f :

$$d_f = d - 2,5 \cdot m \text{ [мм]}; \quad (4.10)$$

- ширина зубчастого вінця шестірні b_1 :

$$b_1 \approx b_2 + 0,6 \cdot b_2^{(1/2)} \text{ [мм]}; \quad (4.11)$$

- ширина зубів рейки b_2 :

$$b_2 \approx d \cdot \psi_{bd} \text{ [мм]}; \quad (4.12)$$

- колова сила на шестірні F_t :

$$F_t = 2 \cdot T / d \text{ [H]}; \quad (4.13)$$

- потужність на валу шестірні P :

$$P = F_t \cdot v \text{ [Вт]}; \quad (4.14)$$

- частота обертання валу шестірні n :

$$n = 60 \cdot v / (\pi \cdot d) \text{ [об/хв]}. \quad (4.15)$$

Результати введення вихідних даних в алгоритм розрахунку табличного процесора Microsoft Excel показано в таблиці 4.1.

Таблиця 4.1 – Вихідні дані для розрахунку зубчасто-рейкової передачі

Вихідні дані:		Позначення	Значення	Од. вим.
1	Модуль пружності	$E =$	5 000	МПа
2	Коефіцієнт Пуассона	$\mu =$	0,30	-
3	Твердість поверхні зубу	$HRC =$	25	-
4	К-т ширини зубчастого вінця шестірні	$\psi_{bd} =$	0,60	
5	Кут нахилу зубів	$\beta =$	0,0000	°
6	Крутний момент на валу шестірні	$T =$	3,4	Н*м
7	Швидкість шестірні відносно рейки	$v =$	0,4	м/с

Розраховані геометричні та силові параметри зубчасто-рейкової передачі наведено в таблиці 4.2.

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку зубчасто-рейкової передачі

Результати розрахунку та вибору параметрів:		Позначення	Значення	Од. вим.
1	Допустимі контактні напруження	$[\sigma_H]=$	566.1	МПа
2	Розрахунковий ділительний діаметр шестірни	$d_p \geq$	20.8	мм
3	Розрахунковий модуль зачеплення	$m_p \approx$	1.22	мм
4	Назначаємо модуль зубчастої передачі	$m =$	1.25	мм
5	Розрахункове число зубів шестірни	$z_{1p} \geq$	17.0	шт
6	Призначаємо число зубів шестірни	$z_1 =$	22	шт
7	Ділительний діаметр шестірни	$d =$	27.500	мм
8	Діаметр вершин зубів шестірни	$d_a =$	30.000	мм
9	Діаметр впадин шестірни (довідково)	$d_f =$	24.375	мм
10	Ширина зубчастого вінця шестірни	$b \approx$	19.0	мм
11	Ширина зубів рейки	$b_2 \approx$	17.0	мм
12	Колова сила на шестірни (сила на рейці)	$F_t =$	269	Н
13	Потужність на валу шестірни	$P =$	1.71	Вт
14	Частота обертання валу шестірни	$n =$	280	об/хв

Отримані результати перевірено на сайті генерації зубчастих передач [4], а також вони відповідають попереднім розрахункам по обґрунтуванню рами приводу та вибору крокового двигуна.

4.2 Проектування елементів зубчасто-рейкової передачі

Проектування шестірни та рейки виконано в середовищі CAD-системи SolidWorks із використанням підпрограми Toolbox. На рис. 4.2 та 4.3 показано процес конфігурування параметрів для шестірни та рейки, відповідно. При чому довжину рейки приймаємо 3,3 м.

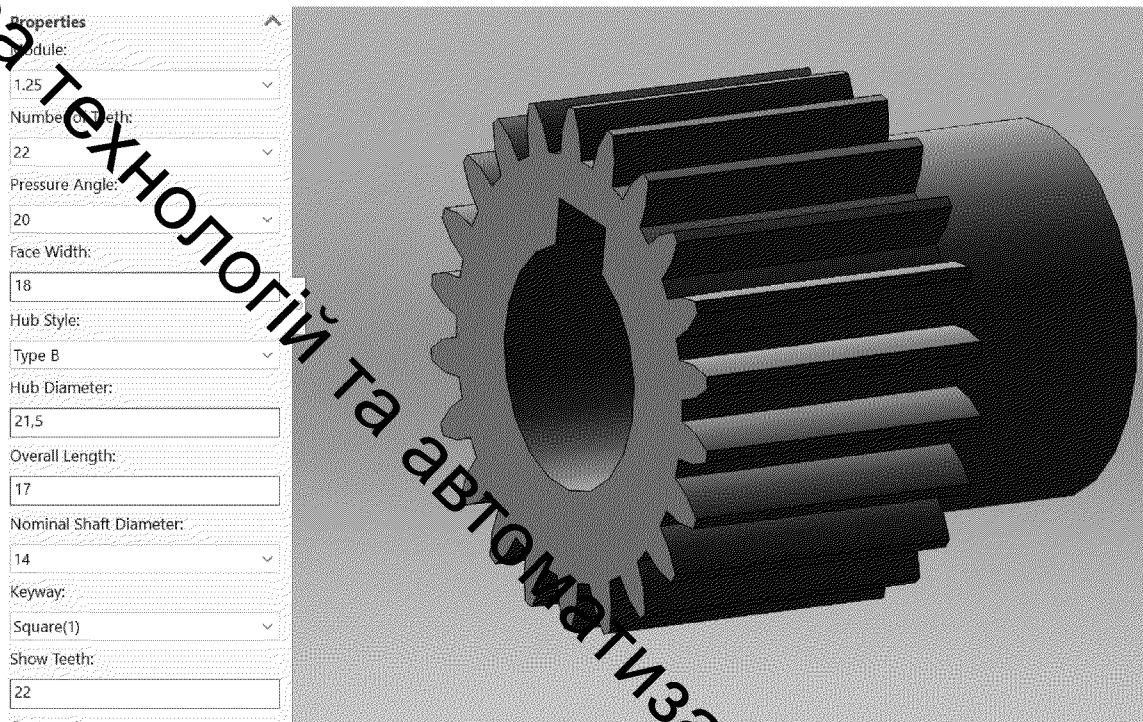


Рисунок 4.2 – Вибір параметрів для проєктування шестірні

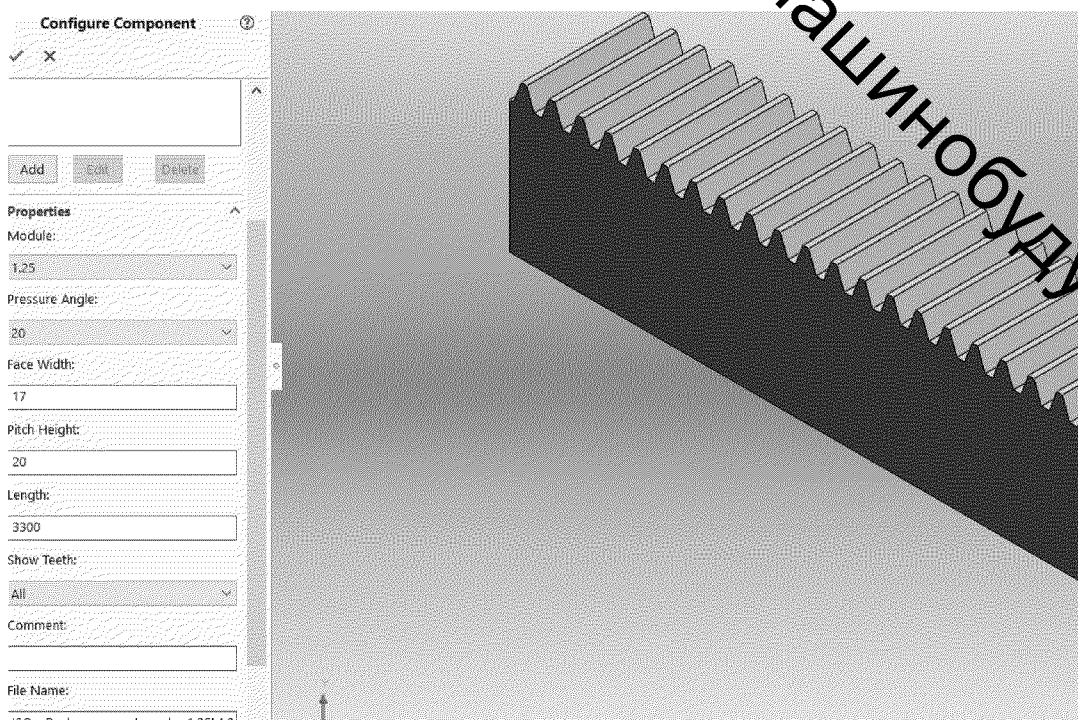


Рисунок 4.3 – Вибір параметрів для проєктування рейки

Шестірня розміщується одразу на валу крокового двигуна, тому діаметр отвору посадочного діаметру прийнято рівний діаметру крокового двигуна.

4.3 Підбір підшипників

Для вибору типу напрямної потрібно визначити навантаження (реакції в опорах), що діють на напрямну за умови статичного навантаження каретки. Прийmemo, що навантаження діють у поперечній площині, то розрахункову схему можна представити у вигляді статично невизначеної балки (див. рис. 4.4).

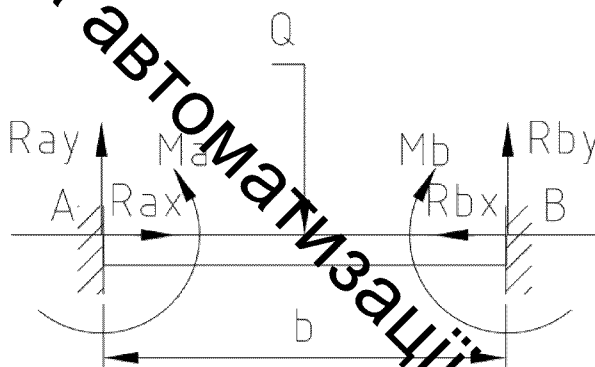


Рисунок 4.4 – Реакції в напрямних в поперечній площині каретки

Дійсні значення реакцій R_{ax} і R_{ay} , R_{bx} і R_{by} та моментів M_a , M_b визначаємо за умови прикладення зусилля Q в центральній точці каретки [7]:

$$R_{ay} = R_{by} = \frac{Q}{2} [H]; \quad (4.16)$$

$$R_{ay} = R_{by} = \frac{1177}{2} = 588(H);$$

$$M_a = M_b = \frac{Q \times b}{8} [H\text{м}]; \quad (4.17)$$

$$M_a = M_b = \frac{1177 \cdot 0,33}{8} = 48,5(H\text{м});$$

$$R_{ax} = R_{bx} = 0.$$

З кожного боку використовуємо по одній напрямній. Тому, отримані реакції в опорах є вихідними даними для вибору напрямної. Найбільш поширені кулькові та роликові напрямні рейкового типу, а також більш прості циліндричні кулькові.

Вибір рейкових напрямних здійснюємо за каталогом фірми “Schaeffler” [8] та вибирається тип напрямних через поетапний конфігуратор “Linear Konfigurator”. Використана система видає креслення, 3D-модель та повну технічну інформацію про необхідні напрямні.

На першому етапі обираємо схему та кількість лінійних підшипників (див. рис. 4.5).

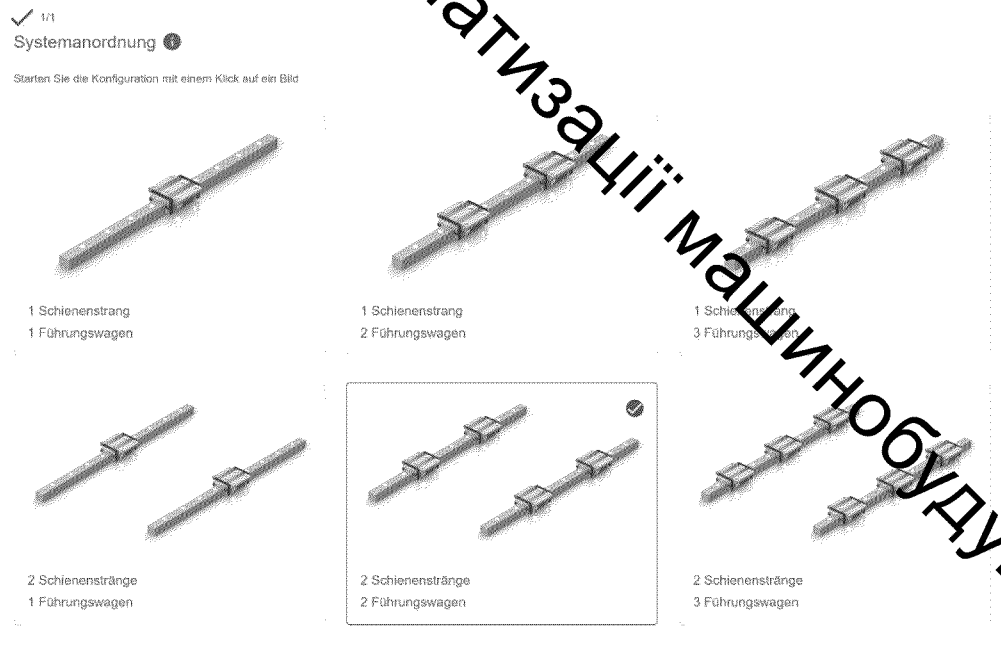


Рисунок 4.5 – Обираємо схемне рішення по кількості лінійних підшипників та напрямних

На наступному етапі приймаємо модельний ряд KUVE та ширину напрямної (див. рис. 4.6).

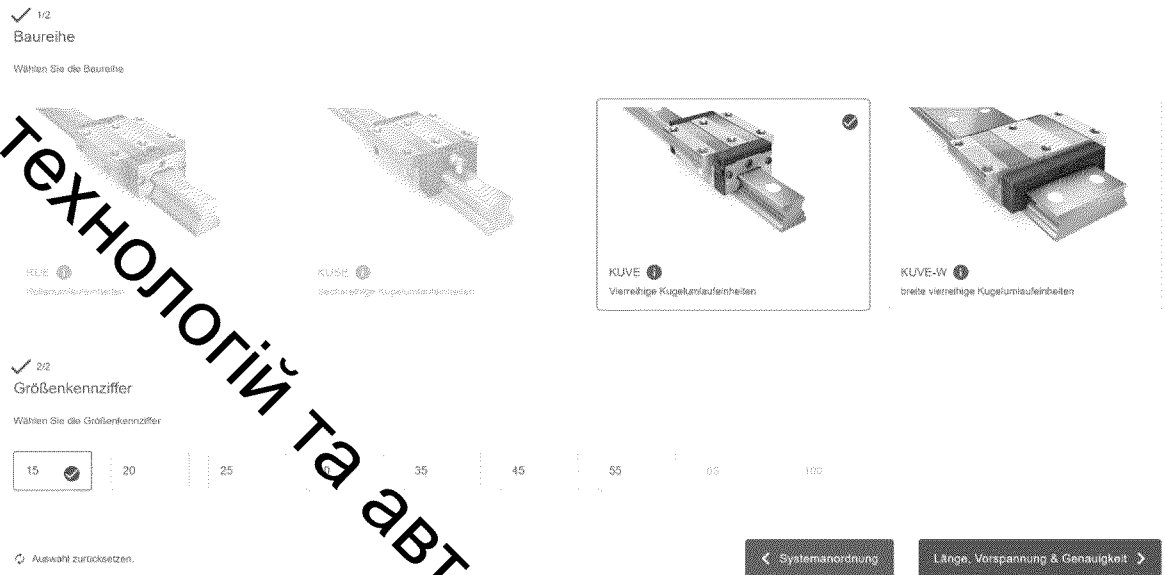


Рисунок 4.6 – Обираємо тип та ширину напрямних

Далі вибираємо тип покриття напрямних, довжину та клас точності (див. рис. 4.7).

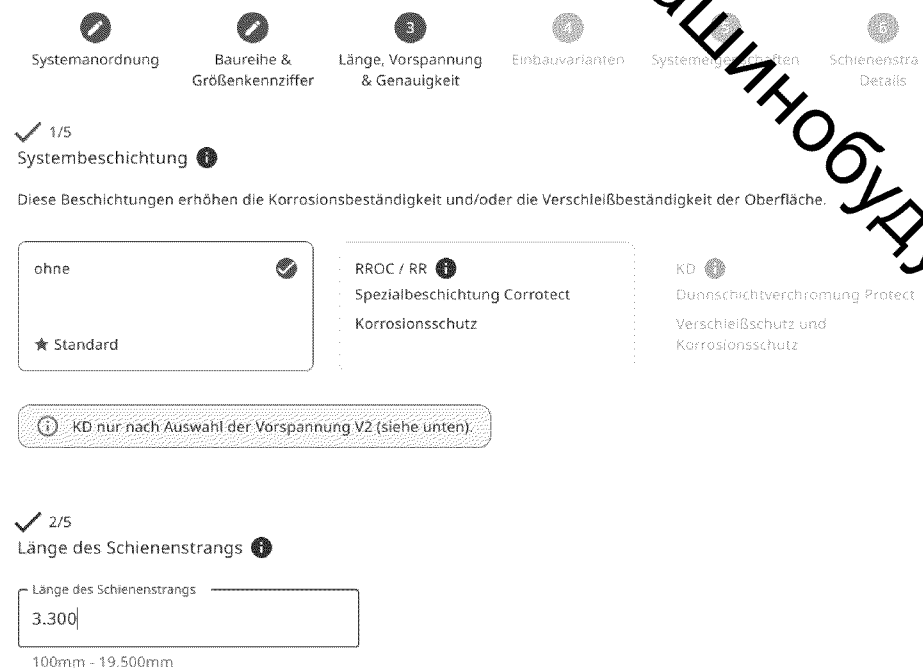


Рисунок 4.7 – Обираємо тип покриття та довжину напрямної

Далі обираємо принцип закріплення напрямних на рамі (див. рис. 4.8)

Befestigung aller Schienenstränge des Systems

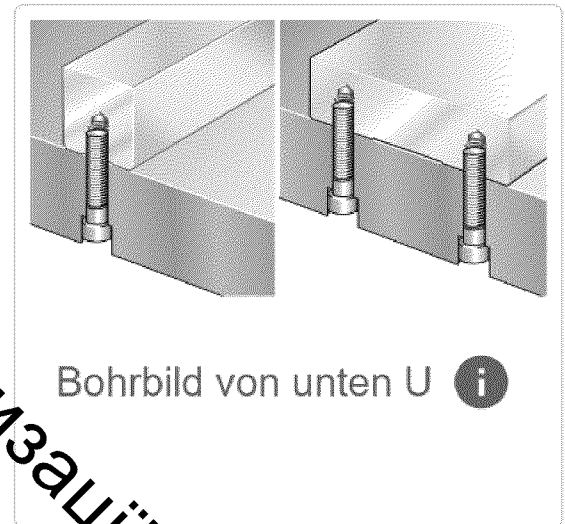


Рисунок 4.8 – Принцип закріплення напрямних на рамі

Наступним кроком обираємо тип підшипника та його кріплення. Відаємо перевагу типу ЕС (див. рис. 4.9).

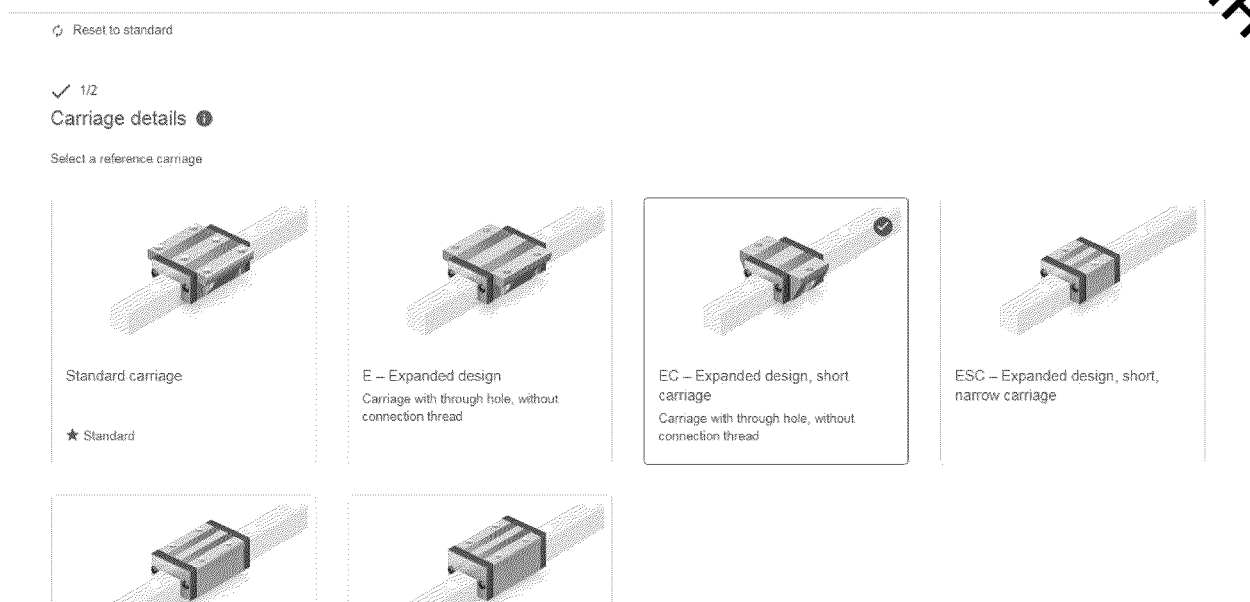


Рисунок 4.9 – Тип підшипника

Здійснюється уточнення геометричних параметрів рейки, зокрема її довжина та кількості верхніх кареток на одній рейці. Після уточнення система дозволяє скачати тривимірну модель напрямних (див. рис. 4.10).

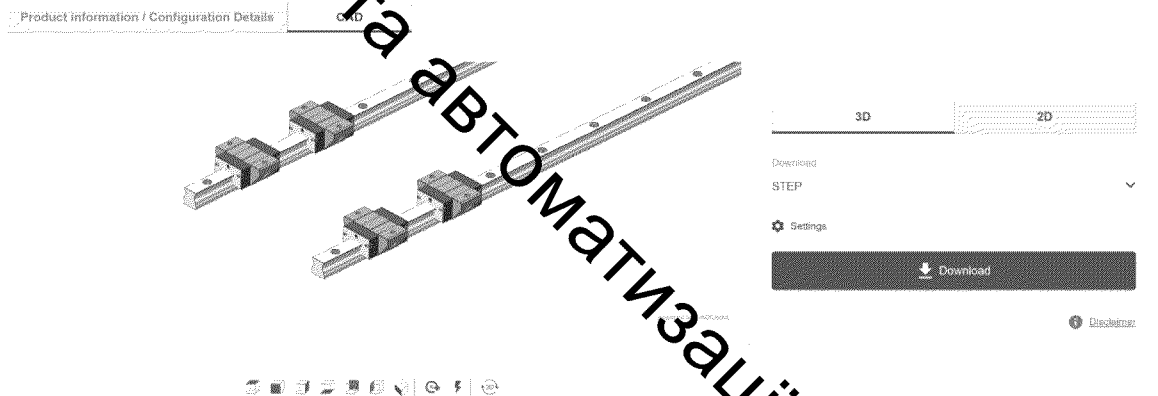


Рисунок 4.10 – Скачування тривимірної моделі напрямних

Уточнення вибраного типу підшипника з напрямними та здійснюємо за допомогою [8].

Спочатку перевіряємо за значенням динамічної вантажопідйомності за умовою $C > R_{ay}$. Тобто, розраховане значення $R_{ay} = 588 \text{ N}$ вписуємо у вікно для параметра C (див. рис. 4.11).

Restriction by means of design envelope and basic load ratings

	B	H	L	Basic dynamic load rating C	Basic static load rating C_0
Minimum	mm	mm	mm	810 N	N
Maximum	mm	mm	mm	N	N

Cancel Reset Back Search

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 ... > 11

Product	B mm	H mm	L mm	C N	C_0 N	Restore standard sort
KUVE15-B-ESC	34	24	44.5	4800	8300	CAD
KUVE15-B-EC	52	24	44.5	4800	8300	CAD
KUVE15-B-ES	34	24	61.2	7200	14500	CAD
KUVE15-B-S	34	24	61.2	7200	14500	CAD
KUVE15-B-H	34	28	61.2	7200	14500	CAD

Рисунок 4.11 – Введення параметрів для перевірки вибраних напрямних

Онлайн-сервіс програми надає допустимі варіанти кулькових напрямних. Вибраний тип напрямної KUBE15-B-EC потрібно перевірити за навантажувальними характеристиками, які повинні бути не меншими за розраховані значення реакцій (див. рис. 4.12) за формулою (4.18):

$$C > R_{ay}, M_{0x} > M_a \quad (4.18)$$

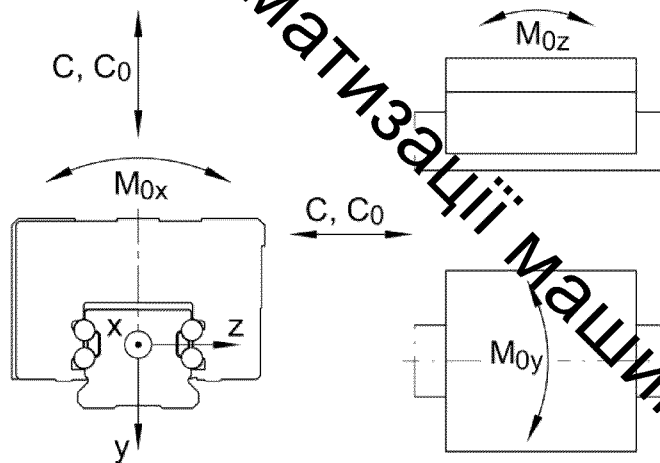


Рисунок 4.12 – Напрямки дії динамічних навантажень на підшипники

Таким чином перевіряємо технічні дані напрямної KUBE15-B-EC (див. табл. 4.3).

Таблиця 4.3 – Технічні характеристики напрямної типу KUBE15-B-EC

Вид характеристики	Позначення	Значення
Динамічне навантаження ²	C	4900 Н
Статична навантаження ²	C ₀	8300 Н
Статичний момент відносно осі X	M _{0x}	86 Нм
Статичний момент відносно осі Y	M _{0y}	35 Нм
Статичний момент відносно осі Z	M _{0z}	35 Нм

Визначаємо, що умови сприйняття навантаження забезпечені згідно виконання вимог у формулі (4.18):

$$C=4,9 \text{ (кН)} > R_{ay}=0,58 \text{ (кН)}$$

$$M_{0x} = 86 \text{ (Нм)} > M_a=48,5 \text{ (Нм)}$$

Таким чином, вибрані напрямні KUVЕ15-В-ЕС мають запас по вертикальному зусиллю понад 6 разів, а також має запас по статичному моменту в 1,3 рази.

5 ОБСЛУГОВУВАННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ МАЩЕННЯ ПРИВОДУ

Забезпечення належного змащення рухомих частин у виробках, таких як шестірні та лінійні підшипники, є критично важливим для забезпечення їх ефективності та тривалості служби. Змащення зубчастих передач необхідне для зменшення тертя, захисту від корозії та забезпечення плавного руху. Щодо лінійних підшипників, вони потребують змащення для зменшення тертя, видалення забруднень і захисту від негативного впливу навколишнього середовища.

При виборі типу мастила, інтервалів заміни мастила і методів нанесення мастила важливо дотримуватися обґрунтованого підходу, який враховує умови експлуатації, навантаження, надійність і вплив на тривалість служби конкретного виробу. Крім того, регулярне технічне обслуговування, яке включає регулярну заміну мастила та перевірку рівня і якості змащення, відіграє ключову роль у підтримці оптимальної роботи рухомих частин і у запобіганні можливим поломкам.

Проведення обслуговування маршруту рекомендується після кожної зміни, що включає наступні кроки:

- передбачає очищення лінійної направляючої від пилу, бруду та інших забруднень за допомогою спеціального миючого засобу або м'якої тканини;
- перевірку площинності та прямолінійності напрямних інструментами для вимірювання для виявлення будь-яких відхилень;
- виявлення пошкоджень під час інспекції, вони повинні бути виправлені, включаючи ремонт деформацій, заміну пошкоджених деталей та налаштування механізму;
- передбачає змащення напрямних для запобігання зносу та забезпечення плавного руху механізму з використанням мастила, придатного для даного типу напрямних.

Змазування напрямних здійснюється через ніпелі, що розміщені безпосередньо на каретках. Виробник рекомендує використовувати для лінійних напрямних наступні мастила [9]: LOAD150 (мінеральна олива) при експлуатаційній температурі від -50 °C до +140 °C або CLEAN-M (ефірна олива) при експлуатаційній температурі

від 30°C до $+180^{\circ}\text{C}$.

Обслуговування зубчасто-рейкової передачі виконуємо також після кожної зміни за аналогічними етапами, як для лінійних напрямних. Найбільш ефективними мастилами для зубчасто-рейкової передачі є мастила, яка виготовлена на літієвої основі.

До такої продукції відносять Літол-24, Фіоле, для районів із сильними морозами добре підходить Северол. При їх виготовленні до складу додаються присадки для підвищення водогостійкості, зносостійкості, протидії окислювальним процесам, збереженню консервативного властивості.

Для змащування зубчасто-рейкових передач в процесі експлуатації рекомендується використовувати спеціальне обладнання з мастильною шестернею. (див. рис. 5.1).

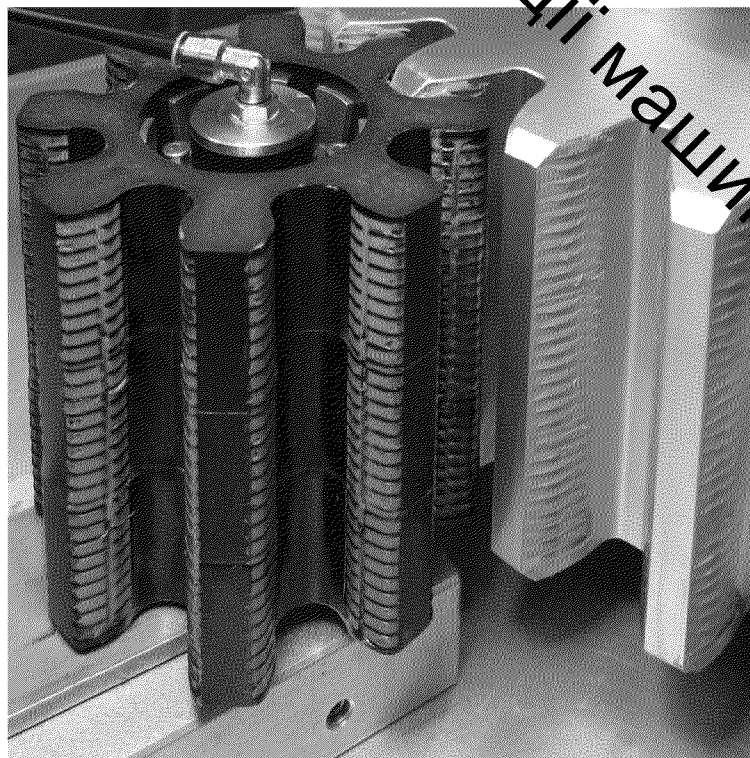


Рисунок 5.1 – Шестерня для мащення рейки

В майбутньому мастильну шестерню можна інтегрувати з системою керування приводу для регулювання кількості мастила в залежності від режимів роботи.

6 РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МОДУЛЕМ ЛІНІЙНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ

Для керування платформою потрібно розробити програму керування платформою та зібрати схем. Для керування платформою будемо використовувати плату Arduino [10]. Після складання схеми вона буде мати вигляд який представлений на рис. 6.1.

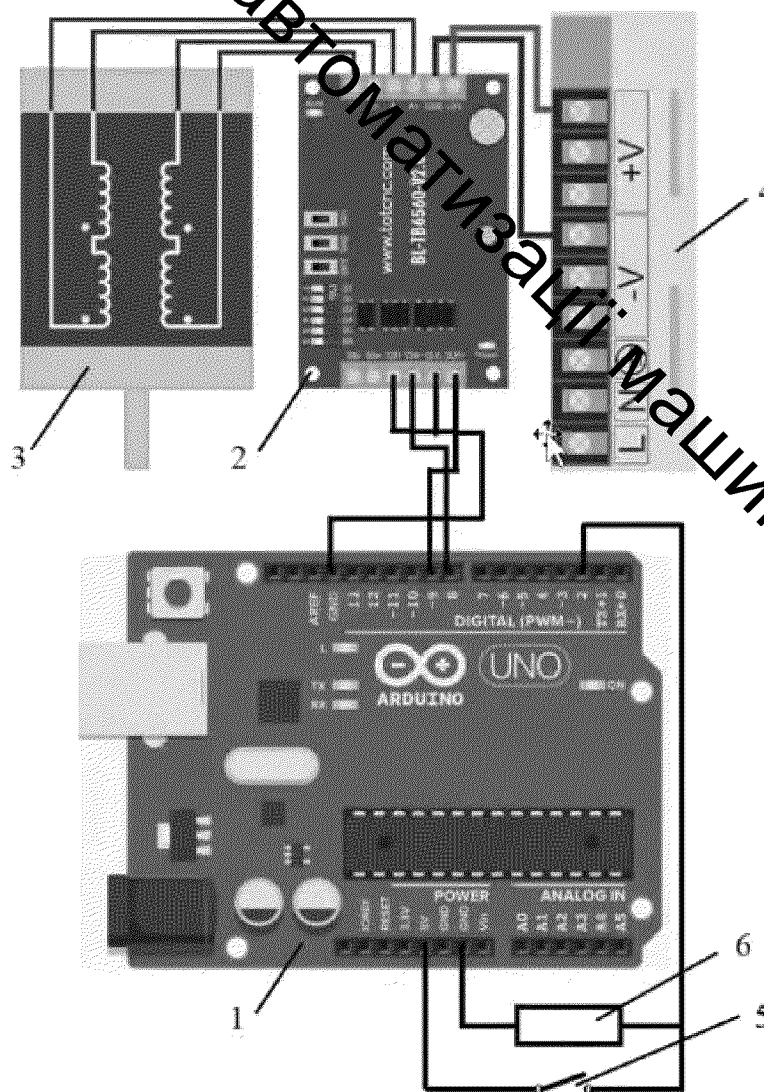


Рисунок 6.1 – Система керування зібраної схеми з кроковим двигуном

Від контролера 1 Arduino [10] сигнали керування з портів 8 та 9 подаються на драйвер 2, відповідно до входів CW+ та CLR+. Драйвер 2 підключений до джерела

живлення 4 з напругою +24V. Виводи драйвера A+, A-, B+, B- підключений до обмоток крокового двигуна. Виводи драйвера CLK- та CW- підключені до порта GND контролера. Для запуску системи керування застосована кнопка 5, яка підключена до порта контролера з напругою 5 V, до порта 2 та через опір 6 до порта GND. При натисканні на кнопку 5 запускається двигун 3, який через зубчасту передачу приводить до руху платформи. Платформа рухається зі швидкістю v_1 із початкового положення до кінцевого, проходячи відстань $L_1 = 0,8$ м, а потім змінює швидкість на v_2 і проходить відстань $L_2 = 0,9$ м і знову зі швидкістю v_1 проходить $L_3 = 0,8$ м, а потім змінює швидкість на v_2 і проходить відстань $L_4 = 0,3$ м і знову із швидкістю v_1 проходить $L_5 = 0,8$ м, далі змінює напрям руху на протилежній зі швидкістю v_3 на відстань $L_6 = 3,6$ м. Графік зміни величини напрямків швидкості руху платформи в залежності від пройденого шляху представлений на рис. 6.2.

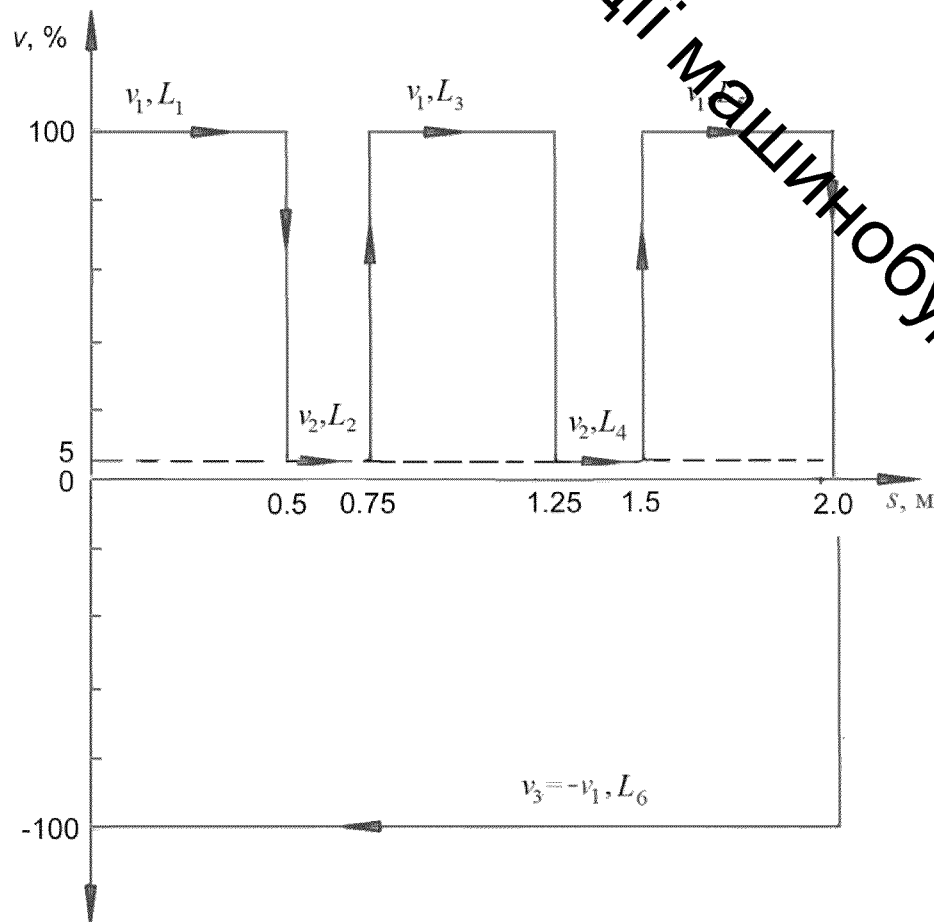


Рисунок 6.2 – Залежність величини швидкості і напрямку руху платформи в залежності від пройденого шляху

В приводі платформи використано кроковий двигун типу 86HSE4.5N-B32 з енкадером. Крутний момент двигуна становить $M = 4,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$ при мінімальних числах оборотів. Кількість кроків двигуна на один оберт складає $n_0 = 200$, один крок становить $1,8^\circ$. Для роботи з двигуном застосовано драйвер ТВ6560. За розрахунками силових характеристик визначено, що при переміщенні мобільної платформи необхідно забезпечити максимальний крутний момент на двигуні $M_{\max} = 3,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Згідно механічної характеристики двигуна максимальне число обертів вала при моменті $M_{\max} = 3,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ не може перевищувати 277 об/хв. За рахунок налаштування драйвера можливо забезпечити роботу двигуна з мікрокроком за один оберт до $N_{\text{кр}} = 1600$. Для забезпечення необхідної швидкості мобільної платформи на різних ділянках робочого ходу необхідно визначити її переміщення l_0 за один оберт двигуна:

$$l_0 = \frac{\pi D}{z} [\text{мм}], \quad (6.1)$$

де $D = 27,5 \text{ мм}$ діаметр ділильного кола зубчатого колеса на валу двигуна,

$$l_0 = 3,14 \cdot 27,5 = 86,35 \text{ (мм)}.$$

Визначимо кількість обертів валу двигуна N_i на ділянках довжиною $L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6$:

$$N_i = \frac{L_i}{l_0} [\text{об}], \quad (6.2)$$

$$N_1 = N_3 = N_5 = \frac{L_1}{l_0} = \frac{800}{86,35} = 9,2 \text{ (об)};$$

$$N_2 = N_4 = \frac{L_2}{l_0} = \frac{300}{86,35} = 3,4 \text{ (об)};$$

$$N_6 = \frac{L_6}{l_0} = \frac{3600}{86,35} = 41,6 \text{ (об)}.$$

Кількість кроків N_{ki} на кожні з ділянок L_i складає

$$N_{ki} = 1600 \cdot N_i \text{ [кроків]}, \quad (6.3)$$

$$N_{k1} = N_{k3} = N_{k5} = 1600 \cdot N_1 = 1600 \cdot 9,2 = 14720 \text{ (кроків)};$$

$$N_{k2} = N_{k4} = 1600 \cdot N_2 = 1600 \cdot 3,4 = 5440 \text{ (кроків)};$$

$$N_{k6} = 1600 \cdot N_6 = 1600 \cdot 23,2 = 66650 \text{ (кроків)}.$$

Частота обертання вала двигуна під час руху по ділянкам L_i буде складати:

$$n_i = \frac{v_i}{\pi D} \text{ [об/хв]}, \quad (6.4)$$

$$n_1 = n_3 = n_5 = n_6 = \frac{v_1}{\pi D} = \frac{0,4}{3,14 \cdot 27,5 \cdot 10^{-3}} = 4,63 \text{ (об/с)} = 277 \text{ (об/хв)};$$

$$n_2 = n_4 = \frac{v_2}{\pi D} = \frac{0,0225}{3,14 \cdot 27,5 \cdot 10^{-3}} = 0,26 \text{ (об/с)} = 15,6 \text{ (об/хв)}.$$

При роботі крокового двигуна від контролера Arduino слід подавати на драйвер імпульсний сигнал певної тривалості з напругою 5 В. Тривалість такого імпульсу визначає частоту обертання вала двигуна і визначається за формулою:

$$t_i = \frac{1}{2 \cdot N_{kp} \cdot n_i} \text{ [мкс]}, \quad (6.5)$$

де $N_{kp} = 1600$ – число кроків за один оберт вала двигуна;

n_i – частота обертання вала двигуна на різних ділянках руху платформи

$$t_1 = t_3 = t_5 = t_6 = \frac{1}{2 \cdot 1600 \cdot 4,63} = 67 \text{ (мкс)};$$

$$t_2 = t_4 = \frac{1}{2 \cdot 1600 \cdot 0,26} = 1200 \text{ (мкс)}.$$

Час руху по ділянкам

$$t_j = \frac{L_j}{v_j} \text{ [с]}, \quad (6.6)$$

$$t_{11} = t_{13} = t_{15} = \frac{L_1}{v_1} = \frac{0,8}{0,4} = 2 \text{ (с)} = 2000 \text{ (мс)};$$

$$t_{12} = t_{14} = \frac{L_2}{v_2} = \frac{0,3}{0,0225} = 13,1 \text{ (с)} = 13100 \text{ (мс)};$$

$$t_{16} = \frac{L_6}{v_1} = \frac{3,3}{0,4} = 8,25 \text{ (с)} = 8250 \text{ (мс)}.$$

Розраховані значення кількості кроків N_{ki} на кожній з ділянок L_i руху мобільної платформи та відповідні величини тривалості імпульсів t_i напруги величиною 5 В використані при написанні програми роботи контролера Arduino. Контролер 1 керує рухом платформи згідно з програмою.

Для керування платформою будемо використовувати плату Arduino. Плата Arduino – це апаратна обчислювальна платформа для аматорського конструювання, основними компонентами якої є плата мікроконтролера з елементами вводу/виводу та середовище розробки Processing/Wiring на мові програмування, що є спрощеною підмножиною C/C++.

В програмі позначено:

imp – тривалість імпульсу (мкс);

col – кількість кроків на ділянках руху.

Під час розробки програми обов'язково перевіряємо її на правильність компілятором програмного забезпечення:

```
boolean butt_flag=0;
```

```
boolean butt;
```

```
boolean led_flag=0;
```

```
int imp;
```

```
unsigned int col;
```

```
void ff1(int imp, unsigned int col) {
```

```
  for( unsigned int i=0; i<col;i++)
```

```
  {
```

```
    digitalWrite(9,HIGH);
```

```
    delayMicroseconds(imp);
```

```
        digitalWrite(9,LOW);  
        delayMicroseconds(imp);  
    }  
}
```

```
void setup(){  
    pinMode(2, INPUT);  
    pinMode(8, OUTPUT);  
    pinMode(9, OUTPUT);  
}
```

```
void loop()
```

```
{  
    digitalWrite(8, LOW);  
    digitalWrite(9, LOW);  
    butt=digitalRead(2);
```

```
    if(butt==1 && butt_flag==0)  
    {  
        butt_flag==1;  
        led_flag=!led_flag;}
```

```
    delay(50);  
    ff1(60, 9280);  
    delay(1100);  
    ff1(1200, 4640);  
    delay(11100);  
    ff1(60, 9280);  
    delay(1100);  
    ff1(1200, 4640);  
    delay(11100);
```

```
ffl(60, 9280);  
delay(1100);  
digitalWrite(8, HIGH);  
ffl(60, 37120);  
delay(4440);  
if(butt==0 && butt_flag==1) {  
  butt_flag=0;}  
}
```

Після розробки програми загрузаємо її в контролер та тестуємо рух платформи на правильність роботи.

ОПИС РОБОТИ СПРОЄКТОВАНОГО АВТОМАТИЗОВАНОГО ПРИВОДУ

Конструктивно модуль складається з рами 1 (несучий силовий елемент) із встановленою на ній платформи 2 (див. рис. 7.1). В середині рами для зменшення габаритів, та компактності модуля лінійного переміщення розміщений кронштейн 3 з кроковим двигуном 4. Поступальний рух платформі 2 передається за допомогою зубчасто-рейкової передачі, яка складається з рейки 5 та шестірні 6. Під час обертання шестірні 6 відбувається перетворення обертального руху в поступальний рух платформи 2.

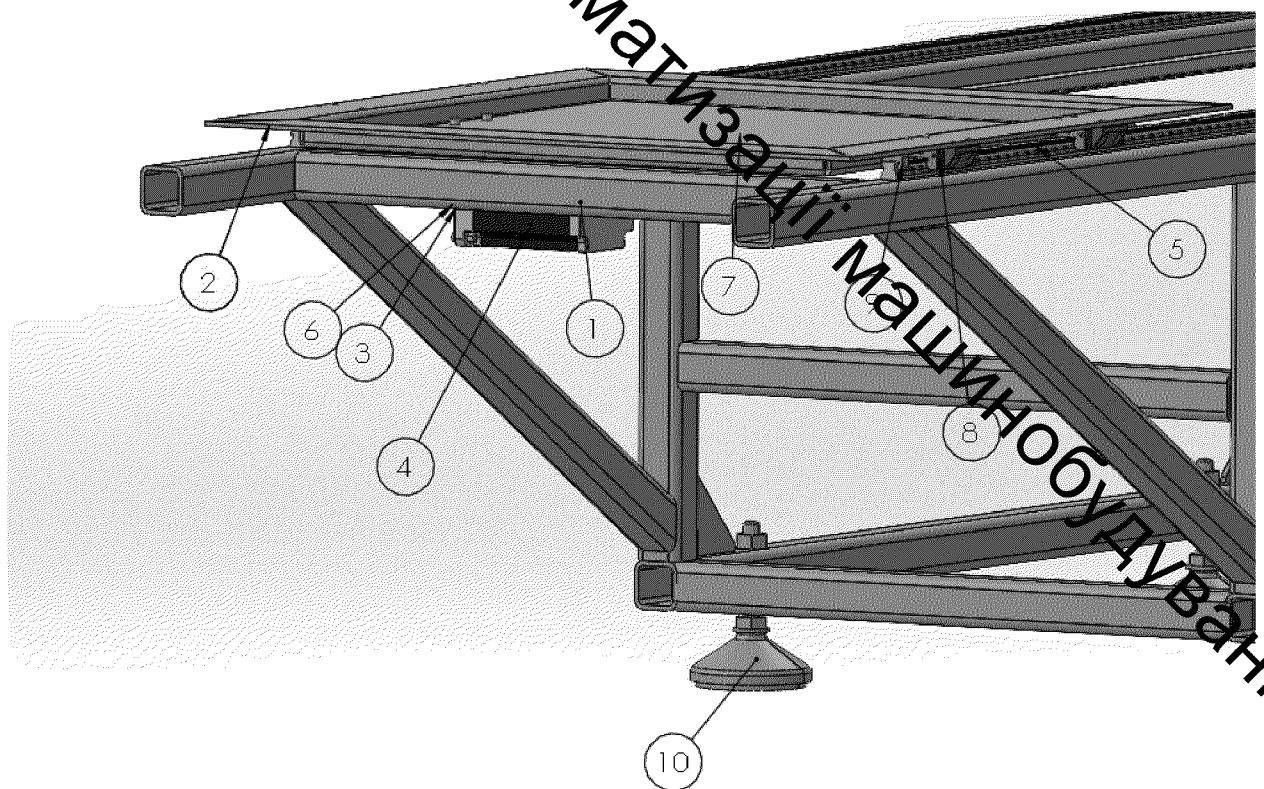


Рисунок 7.1 – Загальний вигляд спроектованого автоматизованого приводу

1 – рама, 2 – каретка, 3 – кронштейн, 4 – кроковий двигун, 5 – рейка, 6 – шестірня, 7 – напрямні, 8 – лінійні підшипники, 9 – обмежувачі руху, 10 – віброопора.

На рамі 1 автоматизованого приводу розташовані напрямні 7 по яким рухаються лінійні підшипники 8, на яких базується платформа 2. По кінцях напрямних

встановлено обмежувачі руху 9, які фізично унеможливляють сходження платформи 2 із підшипниками 8 із напрямних 7.

Уся рама 1 знаходиться на регульованих опорах 10, для розміщення її на нерівній поверхні.

Таким чином отримано наступні технічні характеристики модуля лінійних переміщень:

- габаритні розміри каретки (в плані) – 440x440 мм;
- вантажопідйомність – 90 кг;
- макс. швидкість переміщення – 0,4 м/с;
- хід каретки – 3,3 м.
- споживана потужність – 0,1 кВт.

Виконано проєктні розрахунки щодо підбору рами, зубчасто-рейкової передачі та підшипників. Описано процедури обслуговування рухомих елементів автоматизованих приводів. Розроблено електричну схему та програму для керування автоматизованим приводом.

Рама і платформа оснащені спеціальними технологічними елементами (різьбові отвори, монтажні пази), що спрощують процес складання і монтажу.

Використання модулів у поєднанні з програмою керування приводом призводить до остаточної версії рішення з високою точністю. Програмований логічний контролер, вбудований у привід, дозволяє виконувати періодичні обчислення позиції за певними алгоритмами та обробляти сигнали з датчиків та виводити їх у контрольну точку без використання зовнішнього контролера.

Зусилля та швидкість руху регулюються шляхом програмування кінематики приводу та робочих характеристик. Програмне забезпечення, що входить до комплекту приводу, дозволяє контролювати, аналізувати та програмувати інші режими роботи.

8. ОХОРОНА ПРАЦІ

В даному розділі при використанні нормативної документації проводиться аналіз шкідливих та небезпечних виробничих чинників у виробничому приміщенні; заповнюється карта умов праці; вказуються рекомендації стосовно поліпшення умов праці, а також розглядаються норми пожежної безпеки.

8.1 Причини виникнення, дія на організм людини та нормування шкідливих та небезпечних чинників факторів у приміщенні

Під час роботи в даному приміщенні виникає низка небезпечних та шкідливих виробничих чинників, що регламентуються [1].

Дане приміщення характеризується небезпечними та шкідливими виробничими факторами фізичної, хімічної, біологічної та психофізіологічної груп [1, 2], які класифікуються так:

1) Фізичні небезпечні і шкідливі виробничі фактори: високий рівень інфразвуку, шуму, ультразвуку та вібрації; високий рівень електромагнітних випромінювань; понижена або підвищена температура, вологість і швидкість руху повітря робочої зони; підвищена інтенсивність теплового випромінювання; відсутність або недостатність природного освітлення; недостатня освітленість робочої зони.

2) Хімічні небезпечні і шкідливі фактори – шкідливі хімічні речовини.

3) Біологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори – відсутні.

4) Психофізіологічні небезпечні і шкідливі виробничі фактори:

а) фізичні перевантаження – немає.

б) нервово-психічні перевантаження: перенапруження аналізаторів; монотонність праці.

Вкажемо імовірні підстави виникнення цих чинників та стисло опишемо їхній вплив на організм людини.

Високий рівень шуму і вібрації робочої зони може бути спричинений роботою таких елементів комп'ютерів, як жорсткий диск, вентилятори блоку живлення, охолодження мікропроцесора, швидкісні пристрої для зчитування та запису інформації з оптичних носіїв, механічні сканери, пересувні механічні частини принтера, що може спровокувати психічні та фізіологічні порушення, що знижують працездатність і створюють передумови для загальних та професійних захворювань і виробничого травматизму.

Високий рівень інфразвуку може бути спричинений інфразвуковими складовими, що як правило, присутні у спектрі шуму, який генерується промисловими установками і транспортними засобами, що супроводжується відчуттям обертання, розхитування, почуттям тривоги, страху, біллю у вухах, порушенням роботи органів рівноваги.

Високий рівень ультразвуку може бути спричинений обладнанням, у якому генеруються ультразвукові коливання для виконання технологічних операцій, а також обладнання, при експлуатації якого ультразвук виникає як побічний фактор, що може спровокувати зсуви у стані нервової, серцево-судинної, дихальної, ендокринної системах організму, у обміні речовин та терморегуляції працівника.

Високий рівень електромагнітних випромінювань радіочастотного діапазону може бути спричинений лабораторними та вимірювальними приладами різного призначення, персональними комп'ютерами та інше, що може спровокувати катаракту, при якій помутніння розвивається на мембрані кришталика, підвищує частоту захворювання глаукомою, а під дією підвищеної концентрації пилу поблизу екрана дисплея підвищується імовірність виникнення дерматитів обличчя (прищі, екземи, свербіж шкіри).

Високий рівень електромагнітних випромінювань промислової частоти може бути спричинений струмоведучими частинами працюючих електроустановок, що може спровокувати злоякісні пухлини. Найбільш сильна дія цих полів виявляється на відстані до 30 см від екрана. Не меншої інтенсивності досягають ці поля із задньої сторони дисплея (джерело рядковий трансформатор) – їхній шкідливий вплив поширюється на відстань до 0,7-1 м.

Понижена або підвищена температура повітря робочої зони може бути спричинена різкою зміною температури повітря навколишнього середовища, наявністю або відсутністю опалення робочого приміщення тощо. Це може спровокувати тепловий удар, який супроводжується втратою свідомості, блювотою, судомами.

Понижена або підвищена відносна вологість повітря робочої зони може бути спричинена тим, що при роботі ПК утворене тепле повітря видують назовні із системного блоку спеціальні вентилятори, що приводить до зниження вологості повітря, що може спровокувати зменшення або збільшення тепловіддачі організмом працівника, що сприяє його перегріванню або переохолодженню.

Понижена або підвищена швидкість руху повітря робочої зони може бути спричинена нераціональними параметрами системи вентиляції або її відсутністю, що може спровокувати порушення реакції терморегуляції організму працівника.

Підвищена інтенсивність теплового випромінювання може бути спричинена теплом, яке надходить до приміщення від системи опалювання, в результаті сонячної радіації та від інших джерел, що може спровокувати підвищення температури повітря в приміщенні вище допустимих меж.

Відсутність або недостатність природного освітлення може бути спричинена наявністю конфронтуючих будинків та споруд. Відсутність або недостатність природного освітлення ускладнює виконання роботи, може призвести до нещасного випадку і захворюванню органів зору працюючого.

Недостатня освітленість робочої зони може бути спричинена малою потужністю ламп та світильників штучного освітлення і може стати причиною низької продуктивності праці, оскільки очі працівника перенапружуються, при цьому стає складно відрізнити предмети.

Шкідливі хімічні речовини в повітрі робочої зони можуть бути спричинені виділенням такої речовини, як озон в процесі роботи за ПК. Основними джерелами озону на комп'ютеризованих місцях є електронно-променеві трубки відеотерміналів і копіювальна техніка. Озон є дуже сильним окисником і при концентрації вище ніж

0,1 мг/м³ шкідливо впливає на здоров'я людини. Озон можна виявити за запахом, або за сухістю та подразненням слизових оболонок.

Перенапруження аналізаторів може бути спричинене інтенсивною роботою за ЕОМ, що призводить до різкої втоми органів зору працівника і навіть до погіршення зору.

Монотонність праці може бути спричинена одноманітними рухами, які повторюються тисячі разів за зміну, або функції спостереження, керування і контролю за роботою системи і призводить до швидкого розвитку втоми в зв'язку з локалізацією м'язових і нервових навантажень, незадоволення роботою і зниження творчої активності працівника.

Обґрунтуємо вибір нормованих значень небезпечних та шкідливих виробничих факторів.

Відповідно до [3] для такої шкідливої речовини, як озон, встановлюємо, що вона відноситься до 4-го класу небезпеки і має ГДК = 0,1 мг/м³.

Враховуючи вид вібрації – загальна, встановлюємо нормований еквівалентний рівень віброприскорення 33 дБ [4].

Враховуючи призначення приміщення – розробка і вид шуму – непостійний, вибираємо нормований еквівалентний рівень шуму 45 дБА [5]. Згідно рекомендацій [9] нормований загальний рівень інфразвуку 110 дБ, нормований рівень ультразвуку 110 дБ.

При частоті електричного поля радіочастотного діапазону 213,519 МГц нормована напруженість електричного поля восьмигодинного робочого дня становить 10 В/м згідно з [6].

Допустима напруженість електричного поля промислової частоти для 8-ми годинного робочого дня складає 5 кВ/м [6].

За показником енерговитрат 134 Вт згідно з [7] встановлюємо категорію важкості робіт за фізичним навантаженням – Іа, для якої в теплий період року для постійних робочих місць допустима температура повітря становить 22...28 °С, допустима швидкість руху повітря 0,1...0,2 м/с, а допустима відносна вологість

повітря не повинна перевищувати 55 %. Інтенсивність теплового випромінювання допускається не більше ніж 140 Вт/м².

За найменшим розміром об'єкта розрізнення 0,68 мм, вибираємо розряд зорових робіт – 4, для якого нормоване КПО для бокового освітлення складає 1,5 % [8].

Оскільки приміщення знаходиться в м. Вінниця (2-га група забезпеченості природним світлом), а вікна розташовані за азимутом 31°, то для таких умов нормоване КПО визначатиметься за формулою [8]:

$$e_N = e_n m_N [\%]; \quad (X.1)$$

$$e_N = 1,5 \cdot 0,9 = 1,4 (\%),$$

де e_n – табличне значення КПО для бокового освітлення, %;

m_N – коефіцієнт світлового клімату;

N – номер групи забезпеченості природним світлом.

Враховуючи співвідношення контрасту (великий) та фону (світлий), вибираємо підрозряд зорових робіт – г, в межах якого вибираємо нормовану освітленість для загального штучного освітлення – 200 лк.

8.2 Карта умов праці

8.2.1 Оцінка чинників трудового та виробничого процесів

Таблиця 8.1 містить оцінку факторів виробничого і трудового процесів [9].

Таблиця 8.1 – Оцінка факторів виробничого і трудового процесів

Номер	Фактори виробничого середовища і трудового процесу	Нормативне значення (ГДР, ГДК)		Фактичне значення	Ступінь 3-го класу: шкідливі умови і характер праці		
		ни-жнє	вер-хнє		І	ІІ	ІІІ
1	Шкідливі хімічні речовини:						
	1-й клас небезпеки		—	—			
	2-й клас небезпеки		—	—			
	3-й, 4-й класи небезпеки		0,1	7,72			+
2	Вібрація		33	67			+
3	Шум		45	62			+
4	Інфразвук		110	98			
5	Ультразвук		110	59			
6	Неіонізуючі випромінювання:						
	• радіочастотний діапазон		10	150	+		
	• промислової частоти		5	2,06			
	• оптичний діапазон		0				
7	Мікроклімат у приміщенні:						
	• температура повітря, °С	22	28	9			
	• швидкість руху повітря, м/с	0,1	0,2	0,8		+	
	• відносна вологість повітря, %		55	73	+		
	• інтенсивність теплового випромінювання, Вт/м ²		140	252	+		
8	Виробниче освітлення:						
	• розряд зорових робіт	4		4			
	• КПО для природного освітлення, %	1,4		1,4			
	• освітленість для штучного освітлення, лк	200		94		+	
	Кількість факторів	—	—	—	3	2	3

8.2.2 Гігієнічна оцінка умов праці

Підвищена концентрація шкідливої хімічної речовини 4-го класу небезпеки – 3 ст.

Підвищений рівень вібрації – 3 ст.

Підвищений рівень шуму – 3 ст.

Підвищений рівень неіонізуючих випромінювань радіочастотного діапазону – 1 ст.

Підвищена швидкість руху повітря в теплий період року – 2 ст.

Підвищена відносна вологість повітря в теплий період року – 1 ст.

Підвищена інтенсивність теплового випромінювання – 1 ст.

Недостатня освітленість робочої зони штучним освітленням – 2 ст.

8.2.3 Оцінка технічного та організаційного рівня

Технічний рівень робочого місця не відповідає нормативним вимогам.

8.2.4 Атестація робочого місця

Робоче місце атестовано за третім ступенем шкідливості.

8.2.5 Рекомендації щодо покращення умов праці

Для забезпечення чистоти повітря робочої зони потрібно використовувати систему витяжної вентиляції.

Для забезпечення допустимих параметрів вібрації в приміщенні потрібно використати відбудування від режиму резонансу за допомогою раціонального вибору маси та жорсткості системи, що коливається.

Для забезпечення допустимих параметрів шуму в приміщенні потрібно проводити постійне змашування підшипників вентиляторів системи вентиляції.

Для забезпечення допустимих параметрів неіонізуючих випромінювань радіочастотного діапазону в приміщенні потрібно екранувати джерела випромінювання.

Для забезпечення нормованих параметрів швидкості руху повітря в приміщенні потрібно зменшити число обертів вентилятора.

Для забезпечення нормованих параметрів відносної вологості повітря в приміщенні потрібно застосувати систему кондиціювання повітря.

Для забезпечення нормованих параметрів інтенсивності теплового випромінювання в приміщенні потрібно використати кондиціювання повітря.

8.3 Пожежна безпека

Мінімальні межі вогнестійкості будівельних конструкцій приміщення, що розглядається наведені в таблиці 8.2. В таблиці 8.3 наведено протипожежні норми проектування будівель і споруд.

Таблиця 8.2 – Мінімальні межі вогнестійкості приміщення [10]

Ступінь вогнестійкості будівлі	Стіни				Колони	Східчасті майданчики	Плити та інші несучі конструкції	Елементи покриття	
	Несучі та східчасті клітки	Самонесучі	Зовнішні несучі	Перегородки				Плити, прогони	Балки, ферми
3	REI 120	REI 60	E 15	EI 15	R 120	R 60	REI 45	нн	нн
	M0	M0	M0	M1	M0	M0	M1	нн	нн

Примітки: R – втрати несучої здатності; E – втрати цілісності; I – втрати теплоізолювальної спроможності; M – показник здатності будівельної конструкції поширювати вогонь (межа поширення вогню); M0 – межа поширення вогню дорівнює 0 см; M1 – $M \leq 25$ см – для горизонтальних конструкцій; $M \leq 40$ см – для вертикальних і похилих конструкцій; M2 – $M > 25$ см – для горизонтальних конструкцій; $M > 40$ см – для вертикальних і похилих конструкцій, нн – не нормується.

Таблиця 8.3 – Протипожежні норми проектування будівель і споруд [11]

Об'єм приміщення, тис. м ³	Категорія пожежної небезпеки	Ступінь вогнестійкості			Відстань, м, для щільності людського потоку в загальному проході, осіб/м ²	Кількість людей на 1 м ширини евакуиходу	Відстань між будівлями та спорудами, м, для ступеня їх вогнестійкості			Найбільша кількість поверхів	Площа поверху в межах пожежного відсіку, м ² , для кількості поверхів		
до 15	Д	до 1	2-3	4-5			I,II	III	IV,V		1	2	3 і більше
до 15	Д	3	н.о.	н.о.	н.о.	260		12	15	3	7800	6500	3500

Примітки: н.о. – не обмежується.

ВИСНОВКИ

В результаті виконання бакалаврської дипломної роботи було спроектовано та запрограмовано автоматизований привод модуля лінійних переміщень вантажопід'ємністю 90 кг. Модуль лінійних переміщень забезпечує виконання зварювальних робіт за допомогою транспортування робота. Під час досягнення мети було пройдено наступні етапи:

- ✓ на основі отриманого завдання описано службове призначення виробу та виконати аналіз кінематичної схеми, розраховано розрахункове навантаження в 1177Н та прийнято потужність приводу в 100 Вт;
- ✓ розроблено конструкцію рами із труб прямокутного профілю 40x40 мм товщиною стінки 4,0 мм. Забезпечено коефіцієнт запасу міцності 1,5;
- ✓ підібрано кроковий двигун 86HSE4N-B38 для забезпечення крутного моменту 3,4 Нм та швидкості обертання 277 об/хв;
- ✓ розраховано зубчасто-рейкову передачу з модулем 1,25 мм, ділильний діаметр шестерні 27,5 мм, а довжина рейки – 3300 мм;
- ✓ вибрано підшипники KUBE15-B-EC із запасом по вертикальному зусиллю понад 6 разів, а також має запас по статичному моменту в 1,3 рази;
- ✓ обґрунтовано обслуговування та мащення рухомих елементів виробу;
- ✓ розроблено та запрограмовано систему керування модулем лінійних переміщень на базі контролера Arduino;
- ✓ описано роботу спроектованого автоматизованого приводу та його технічні характеристики.

Крім цього проаналізовано стан охорони праці під час проєктування автоматизованого приводу модуля лінійних переміщень. Прийняті показники по мікроклімату, освітленню, шумо- та звукоізоляції. Розроблено рекомендації по техніці безпеки: електробезпеці та пожежній безпеці для створення безпечних умов роботи.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Amit Bhatt, Mark Wiley. SolidWorks 2022 Step-By-Step Guide: Part, Assembly, Drawings, Sheet Metal & Surfacing, 5th Edition. India : CADFolks, 2022. 438 p.
2. Каталог фірми Filling Motor на сайті українських експортерів. URL: <https://cnc-market.in.ua/>
3. Ковальов Ю. А., Копель С. О., Манойленко О. П. Проектування промислових роботів та маніпуляторів: навч. посіб. Київ: Центр навчальної літератури, 2019. 256 с.
4. Randy H. Shih. Introduction to Finite Element Analysis Using SolidWorks Simulation 2021. USA : SDC Publications, 2021. 530 p.
5. Малащенко В. О., Янків В. В. Деталі машин. Курсове проектування: навч. посіб. Львів: Новий Світ, 2004. 232 с.
6. Веб-сайт для генерації зубчастих передач. URL: <https://evolventdesign.com/pages/spur-gear-generator>
7. Каталог фірми Schaeffler на сайті [Електронний ресурс]: <https://medias.schaeffler.com/medias/lin/dimension.do>
8. Веб-сайт для уточнення параметрів лінійних напрямних. URL: <https://bearinx-online-easy-linear.schaeffler.com/>
9. Рекомендації по вибору мастила для лінійних напрямних. URL: <https://medias.schaeffler.de/en/greaseselection>
10. Офіційний сайт продуктів та підтримки Arduino. URL: <https://www.arduino.cc/>
11. СТУ 2293-99. Охорона праці. Терміни і визначення.
12. Віштак І. В. Охорона праці в галузях механічної інженерії та транспорту : навчальний посібник / І. В. Віштак, О. В. Березюк. – Вінниця : ВНТУ, 2023. – 195 с.

13. МОЗ України. Наказ № 1596 від 14 липня 2020 "Про затвердження гігієнічних регламентів допустимого вмісту хімічних і біологічних речовин у повітрі робочої зони". – 81 с.
14. ДСН 3.3.6.034-99. Санітарні норми виробничої та загальної вібрацій.
15. ДСН 3.3.6-037-99. Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.
16. ДСанПіН 3.3.6-096-2002. Санітарні норми і правила при роботі з джерелами електромагнітних полів.
17. ДСН 3.3.6.042-99. Державні санітарні норми мікроклімату виробничих приміщень.
18. ДБН В.2.5-28-2006. Природне і штучне освітлення.
19. Методичні вказівки до виконання лабораторної роботи "Атестація робочих місць за умовами праці" з дисципліни "Охорона праці в галузі" для студентів усіх спеціальностей / Уклад. О.В. Березюк, М.С. Лемешев. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 21 с.

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

ДОДАТКИ

Додаток А

Перевірка на плагіат

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

ПРОТОКОЛ ПЕРЕВІРКИ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ

Назва роботи: Розроблення модуля лінійних переміщень з програмним керуванням

Тип роботи: бакалаврська кваліфікаційна робота

(бакалаврська кваліфікаційна робота / магістерська кваліфікаційна робота)

Підрозділ: кафедра технологій та автоматизації машинобудування

(кафедра, факультет, навчальна група)

Коефіцієнт подібності текстових запозичень, виявлених у роботі системою StrikePlagiarism 26,04 %

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:

Леонід КОЗЛОВ, завідувач кафедри ТАМ, гарант ОПП
(ім'я, прізвище, посада)

(підпис)

Дмитро ЛОЗІНСЬКИЙ, доцент кафедри ТАМ
(ім'я, прізвище, посада)

(підпис)

Особа, відповідальна за перевірку _____ Дмитро ЛОЗІНСЬКИЙ
(підпис) (ім'я, прізвище)

З висновком експертної комісії ознайомлений(-на)

Керівник _____
(підпис) (ім'я, прізвище, посада)

Здобувач _____
(підпис) (ім'я, прізвище)

Додаток Б Керуюча програма для контролера

```

boolean butt_flag=0;
boolean butt;
boolean led_flag=0;
int imp;
unsigned int cs;

void ff1(int imp, unsigned int
col) {
    for( unsigned int i=0;
i<col;i++)
    {
        digitalWrite(9,HIGH);
        delayMicroseconds(imp);
        digitalWrite(9,LOW);
        delayMicroseconds(imp);
    }
}

void setup(){
    pinMode(2, INPUT);
    pinMode(8, OUTPUT);
    pinMode(9, OUTPUT);
}

void loop()
{
    digitalWrite(8, LOW);
    digitalWrite(9, LOW);
    butt=digitalRead(2);

    if(butt==1 && butt_flag==0)
    {
        butt_flag==1;
        led_flag=!led_flag;}
    delay(50);
    ff1(60, 9280);
    delay(1100);
    ff1(1200, 4640);
    delay(11100);
    ff1(60, 9280);
    delay(1100);
    ff1(1200, 4640);
    delay(11100);
    ff1(60, 9280);
    delay(1100);
    digitalWrite(8, HIGH);
    ff1(60, 37120);
    delay(4440);
    if(butt==0 && butt_flag==1) {
        butt_flag=0;}
}

```

Додаток В

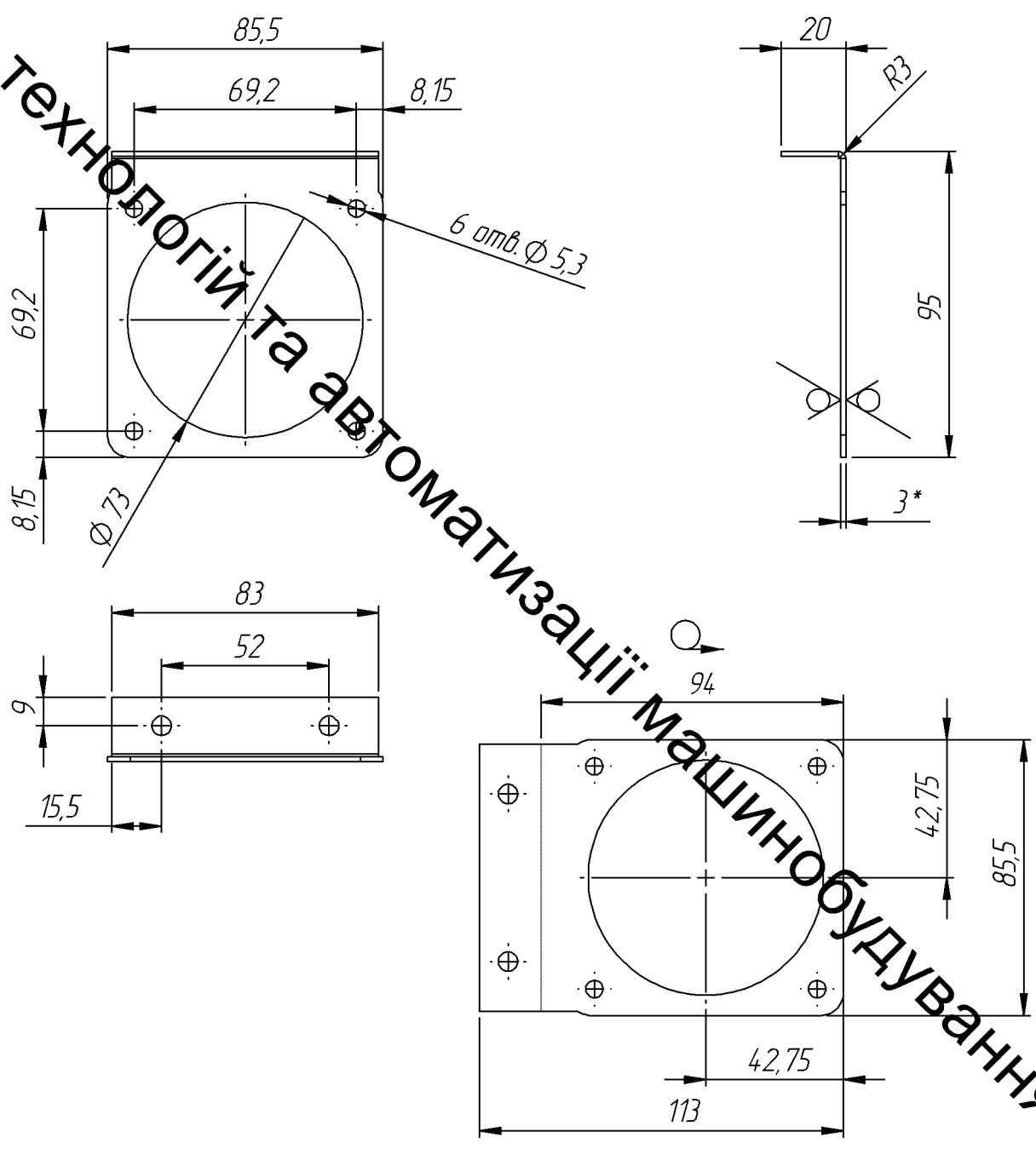
Графічна частина

Кафедра технологій та автоматизації машинобудування

	<u>Комплекси</u>		
08-64.БКР.25.01.00.000 СК	Кроковий двигун 86HSE4.5N-B32	1	
	<u>Складальні одиниці</u>		
08-64.БКР.25.00.01.000 СК	Рама з кареткою	1	
	<u>Деталі</u>		
08-64.БКР.25.00.00.001	Кронштейн електродвигуна	1	
08-64.БКР.25.00.00.002	Рейка	1	
08-64.БКР.25.00.00.003	Шестерня	1	
	<u>Стандартні вироби</u>		
	Болт ДСТУ 7798:2009		
	M4x25.58	6	
	M5x25.58	8	
	Гайка ГОСТ 5916:-70		
	M4-7H5	6	
	M5-7H5	8	
	Шайба ГОСТ 6402-70		
	L 65Г	6	

08-64.БКР.25.00.00.001

$\sqrt{Ra\ 12.5}$



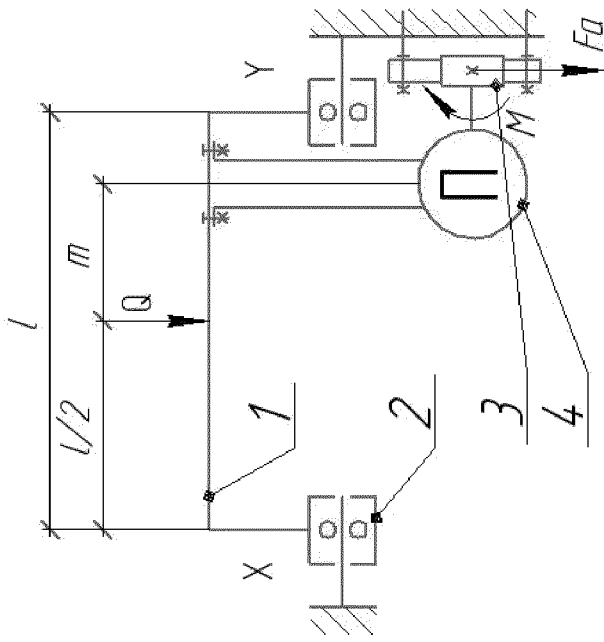
- * Розміри для довідок.
- Гострі кромки притупити.

Инв. № подл.	Т. контр.	Н. контр.	Затв.	Лозінський	Козлов	Лист	08-64.БКР.25.00.00.001						
							Кронштейн електродвигуна						
Инв. № дубл.	Взам. инв. №	Подп. и дата	Подп. и дата	Подп. и дата	Подп. и дата	Зм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лит.	Маса	Масштаб
						ВНТУ, ст. гр. ІПМ-218							

15,5

</

КІНЕМАТИКА СХЕМИ ПРИВОДУ



Для проєктування даного механізму використано вихідні дані:

- габаритні розміри каретки (в плані) – 440х440 мм;
- вантажопідйомність – 90 кг;
- максимальна швидкість переміщення – 0,4 м/с;
- хід каретки – 3,3 м.

Рисунок 1 – Запропонована кінематична схема модуля лінійного переміщення:

1 – каретка, 2 – опора кочення, 3 – зубчато-рейкова передача, 4 – електродвигун

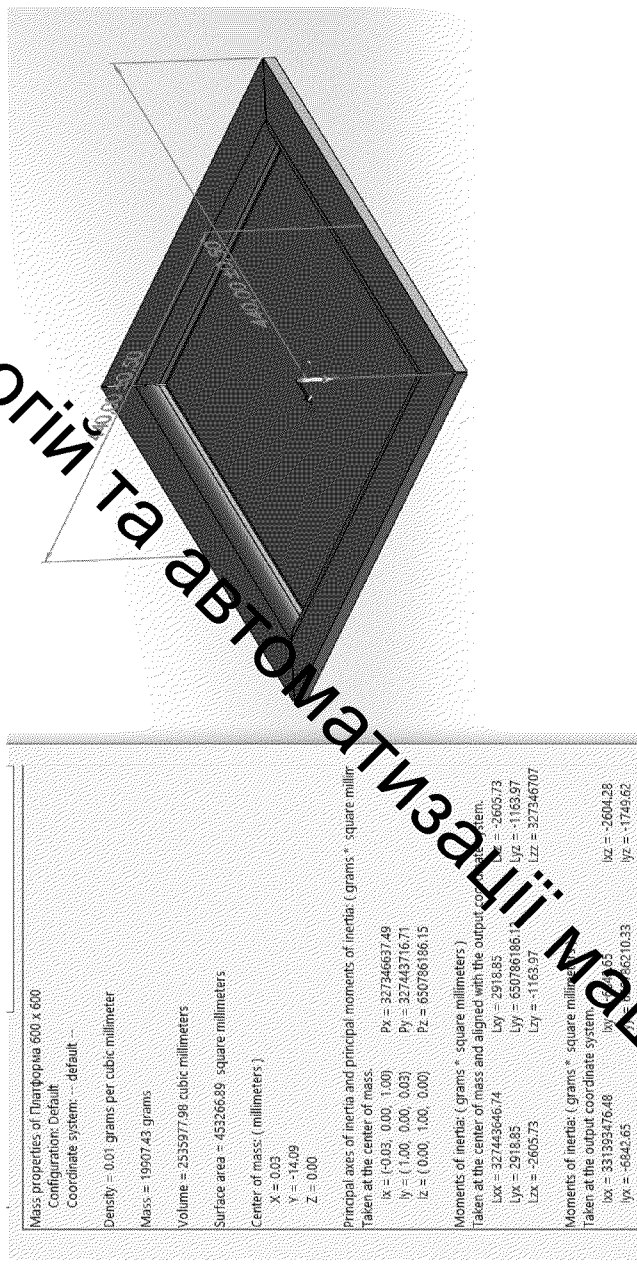


Рисунок 1.2 – Визначення маси каретки модуля лінійних переміщень

Результати розрахунку:

Розрахункове навантаження на платформу $Q=1177,2$ Н.
Попередньо прийнято розрахункову потужність крокового електродвигуна приводу $P_1=75,4$ Вт.

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКЦІЇ РАМИ ПРИВОДУ

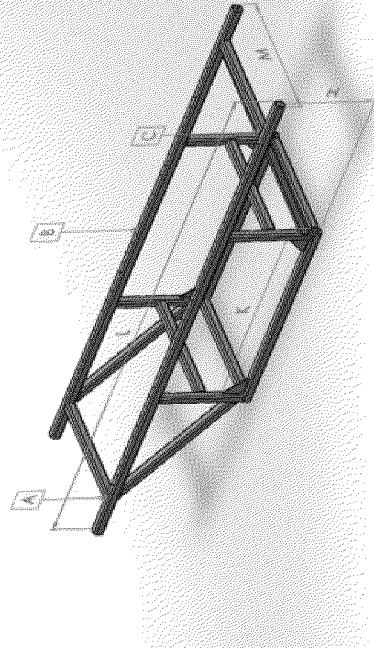


Рисунок 1 – Конструктивне рішення рами приводу

Вихідними даними для розробки несучої конструкції виробу є наступні параметри згідно рисунку 1:

$K=1900$ мм,

$M=440$ мм,

$N=440$ мм,

$L=3800$ мм.

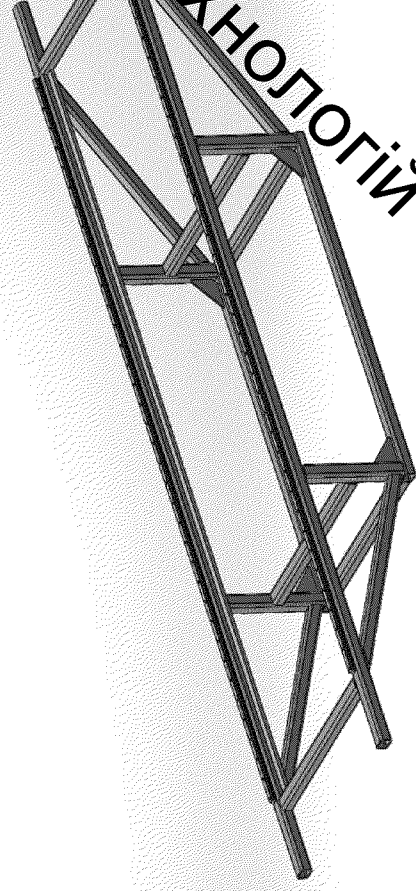


Рисунок 2 – Прототип конструкції рами приводу

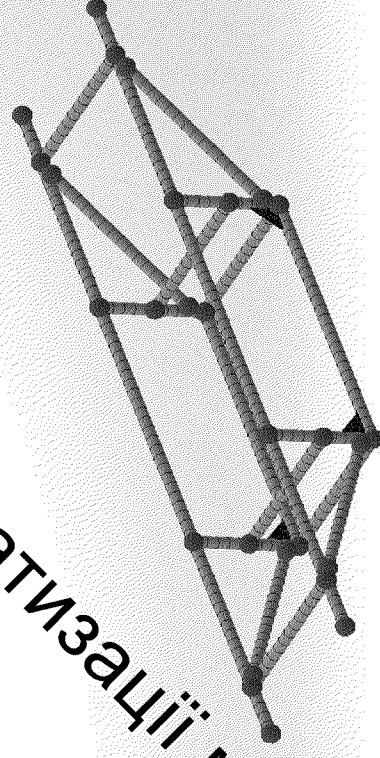


Рисунок 3 – Частина рами з схемою накладання скінчено-елементної сітки

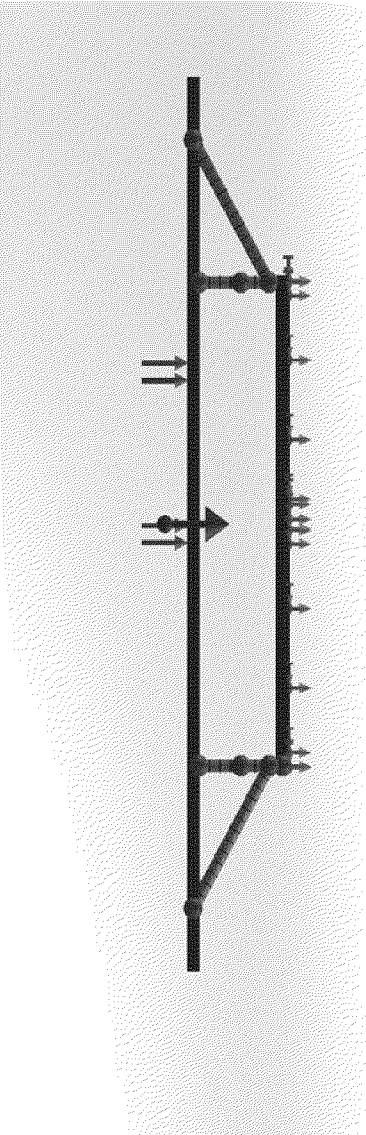


Рисунок 1 – Схема навантаження в центральній позиції рами

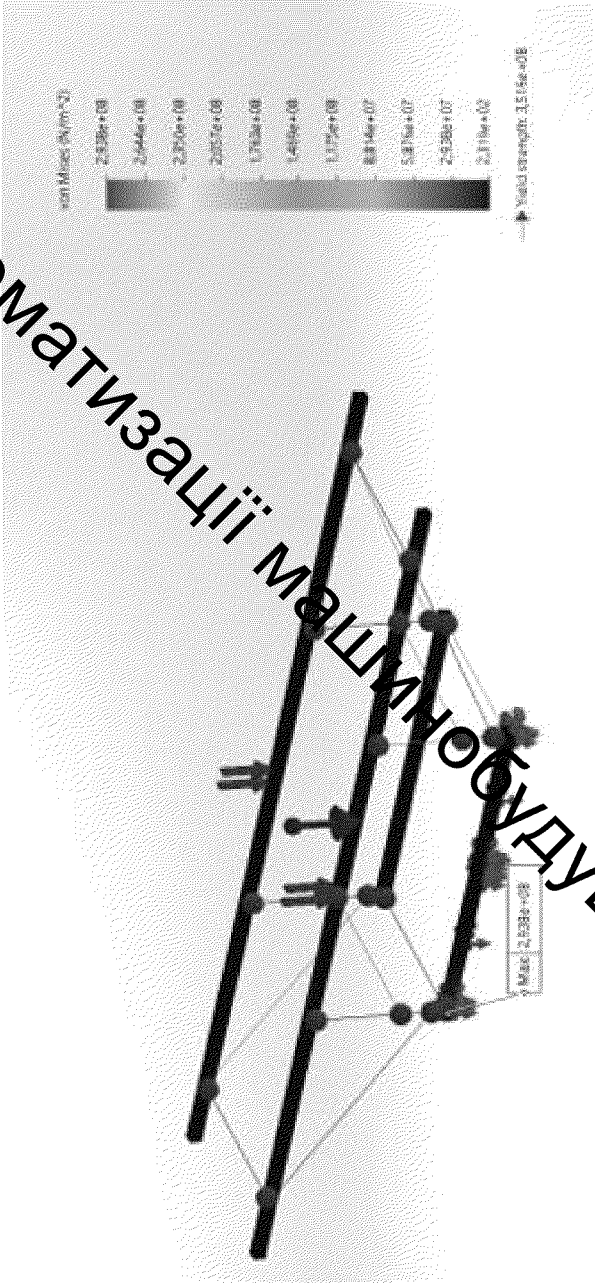


Рисунок 2 – Напруження, що виникають в конструкції рами

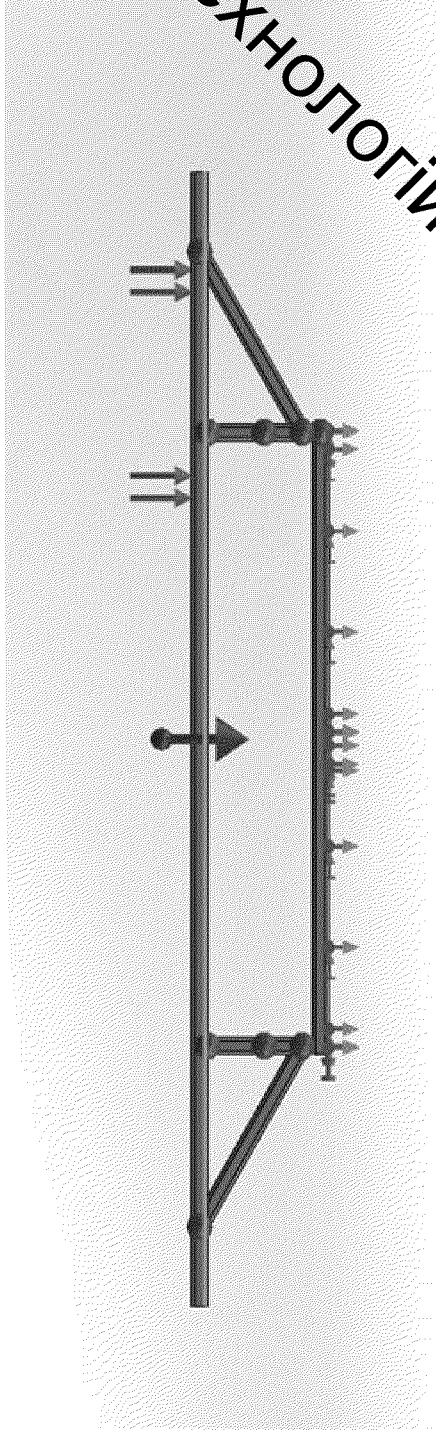


Рисунок 1 – Схема навантаження в правій позиції рами

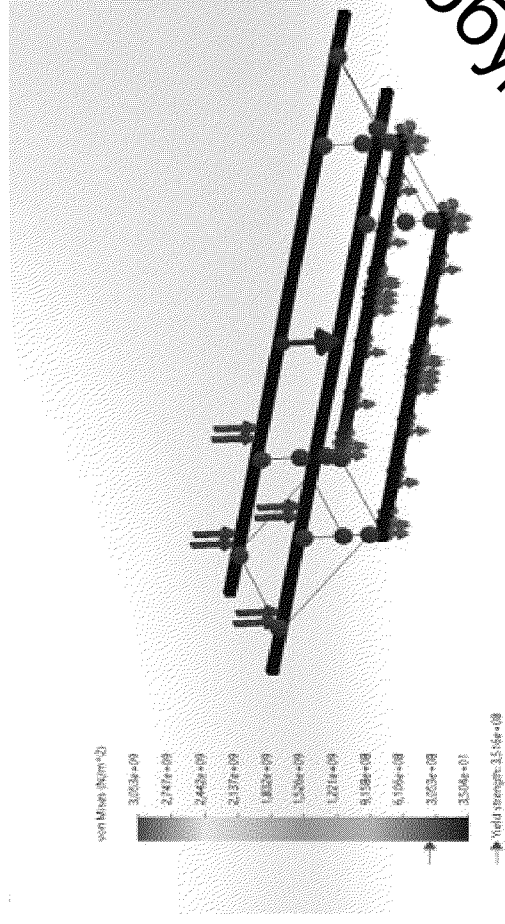


Рисунок 2 – Найбільші напруження по Мізесу для схеми навантаження в правій позиції рами

Виходячи з отриманих результатів можна зробити висновок, що при застосуванні труб прямокутного профілю 40x40 мм з товщиною стінки 4,0 мм досягається мінімальний запас міцності який виходить більшим за 1,5.

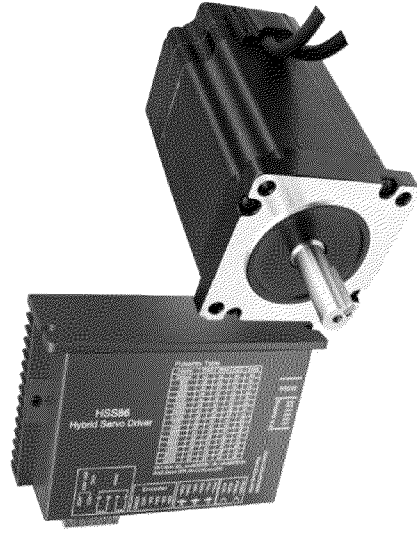


Рисунок 1 кроковий двигун 86N34N-
B38
з гібридним серводрайвером HSS86

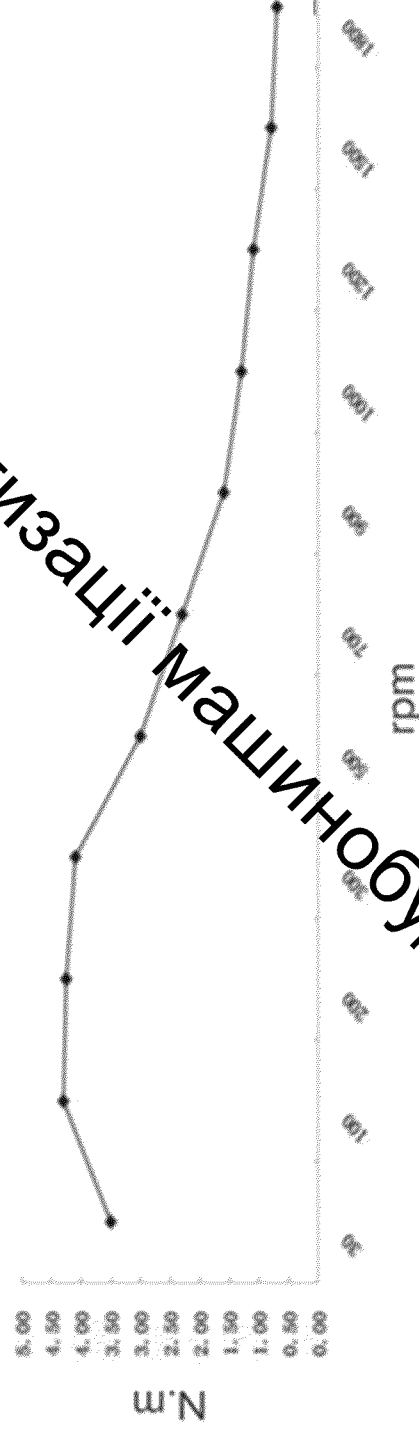


Рисунок 3 – Паспортні дані відповідності крутного моменту до частоти обертання валу крокового двигуна

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ІНШИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ

Таблиця 4.2 – Результати розрахунку зубчасто-рейкової передачі

Результати розрахунку та вибору параметрів:		Позначення	Значення	Од. вим.
1	Допустимі контактні напруження	$[\sigma_H]$	566.1	МПа
2	Розрахунковий дільний діаметр шестірні	$d_g \geq$	20.8	мм
3	Розрахунковий модуль зачеплення	$m_g \approx$	1.22	мм
4	Назначаємо модуль зубчастої передачі	$m =$	1.25	мм
5	Розрахункове число зубів шестірні	$Z_{1p} \geq$	17.0	шт.
6	Призначаємо число зубів шестірні	$Z_1 =$	22	шт.
7	Дільний діаметр шестірні	$d =$	27.500	мм
8	Діаметр вершин зубів шестірні	$d_a =$	30.000	мм
9	Діаметр впадин шестірні (довідково)	$d_f =$	24.375	мм
10	Ширина зубчастого вінця шестірні	$b_1 \approx$	19.0	мм
11	Цілина зубів рейки	$b_2 \approx$	17.0	мм
12	Полова сила на шестірні (сила на рейці)	$F_H =$	269	Н
13	Потужність на валу шестірні	$P =$	121	Вт
14	Частота обертання валу шестірні	$n =$	280	об/хв

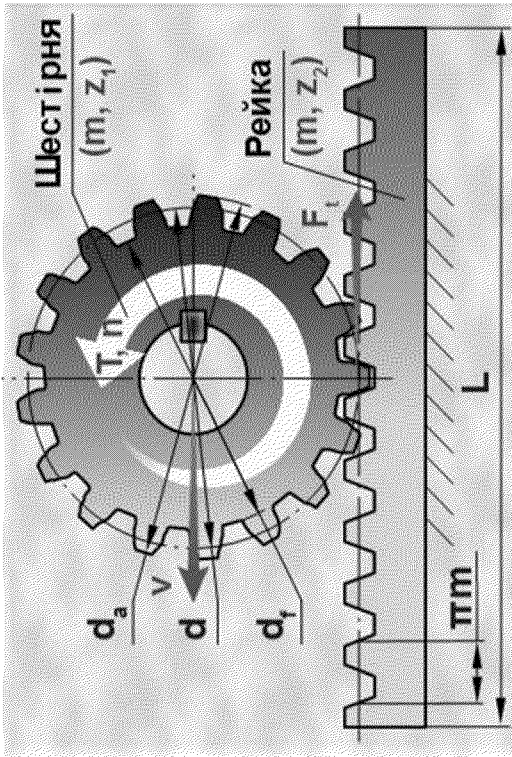


Рисунок 1 – Схема зубчасто-рейкової передачі

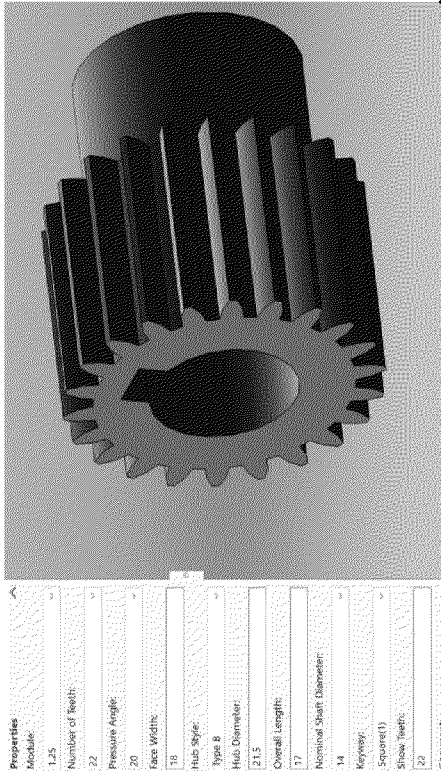


Рисунок 2 – Вибір параметрів для проектування шестірні

РОЗРАХУНОК ТА ПРОЄКТУВАННЯ ІНШИХ ЕЛЕМЕНТІВ ПРИВОДУ

✓ 1/1
Systemanordnung
Starten Sie die Konfiguration mit einem Klick auf ein Bild

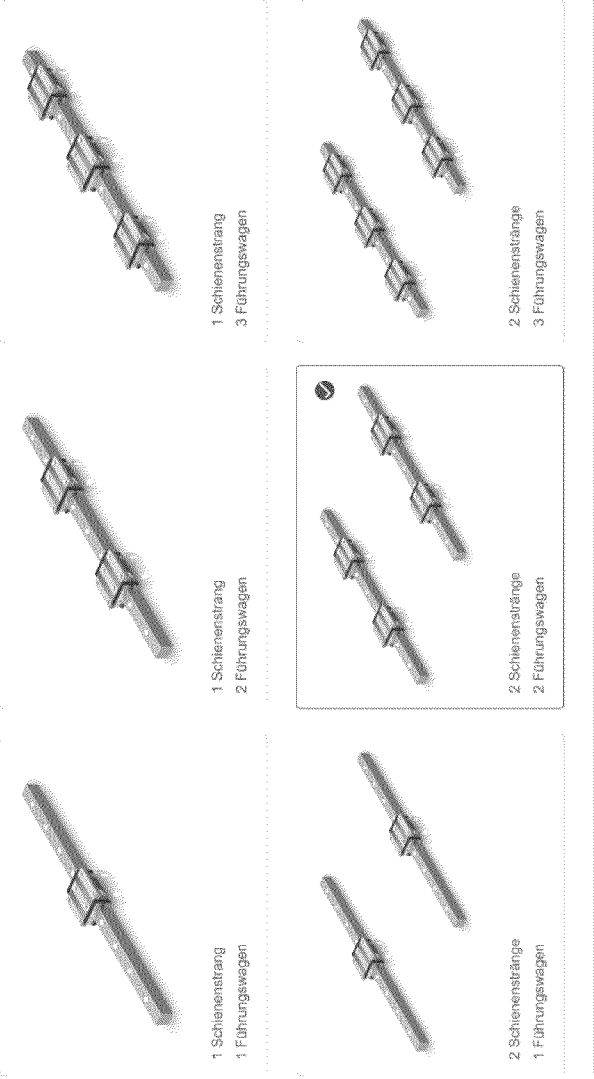


Рисунок 1 – Обираємо схемне рішення по кількості лінійних підшипників та напрямних

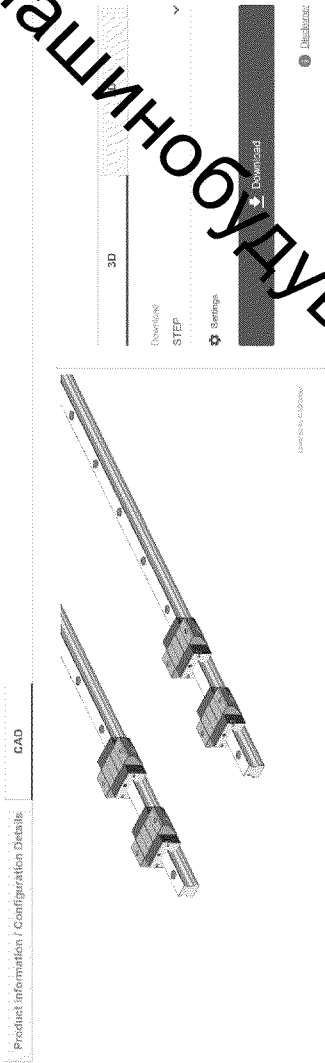


Рисунок 2 – Скачування привимірної моделі напрямних

Вибраний тип напрямних

KUVE15-B-EC

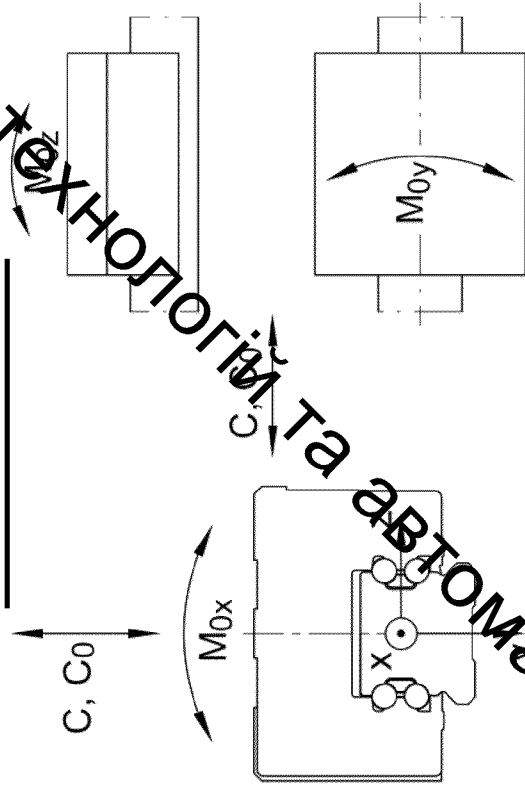


Рисунок 3 – Напрямки дії динамічних навантажень на підшипники

Умови сприйняття навантаження

$$C > R_{ay}, M_{0x} > M_a \quad (1)$$

Вибрані напрямні KUVE15-B-EC мають запас по вертикальному зусиллю понад 6 разів, а також має запас по статичному моменту в 1,3 рази.

Кафедра Технологій та Автоматизації машинобудування

РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МОДУЛЕМ ЛІНІЙНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ

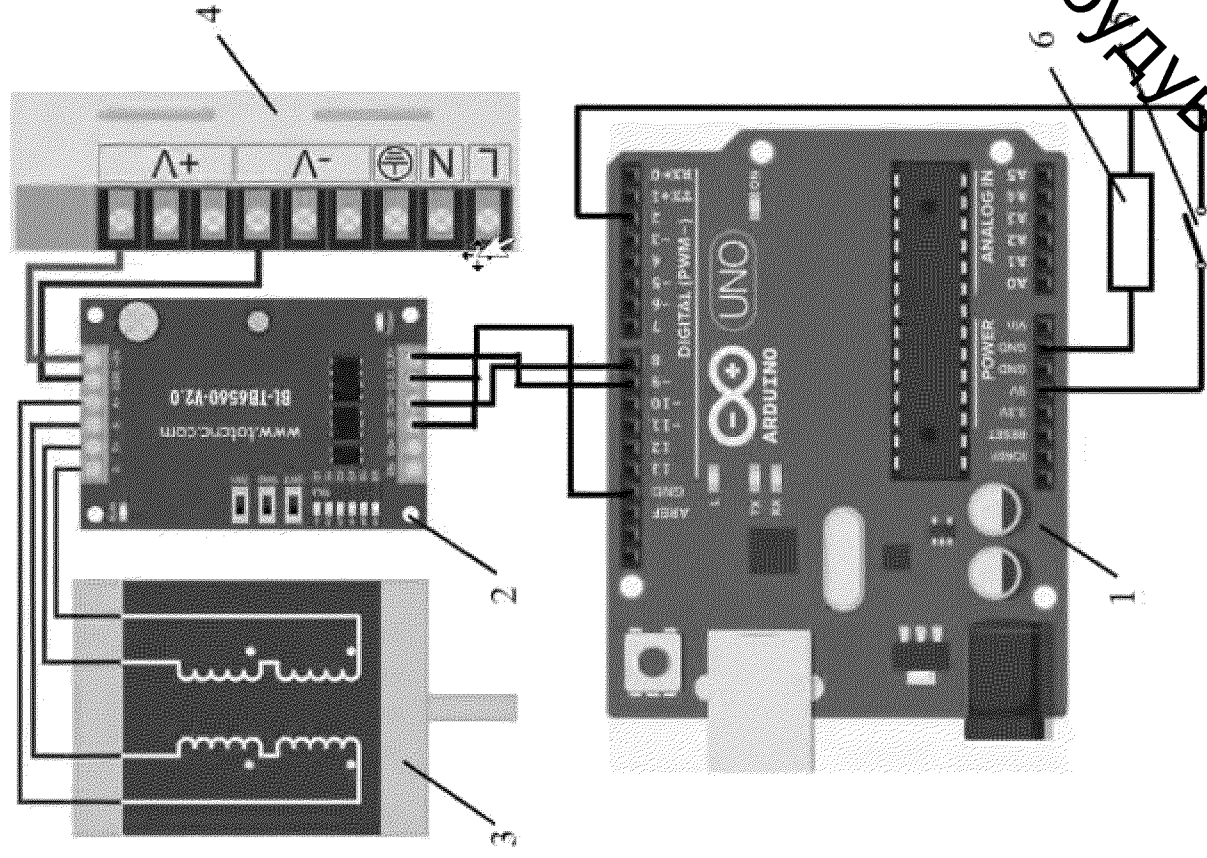


Рисунок 1 – Система керування зібраної схеми з кроковим двигуном

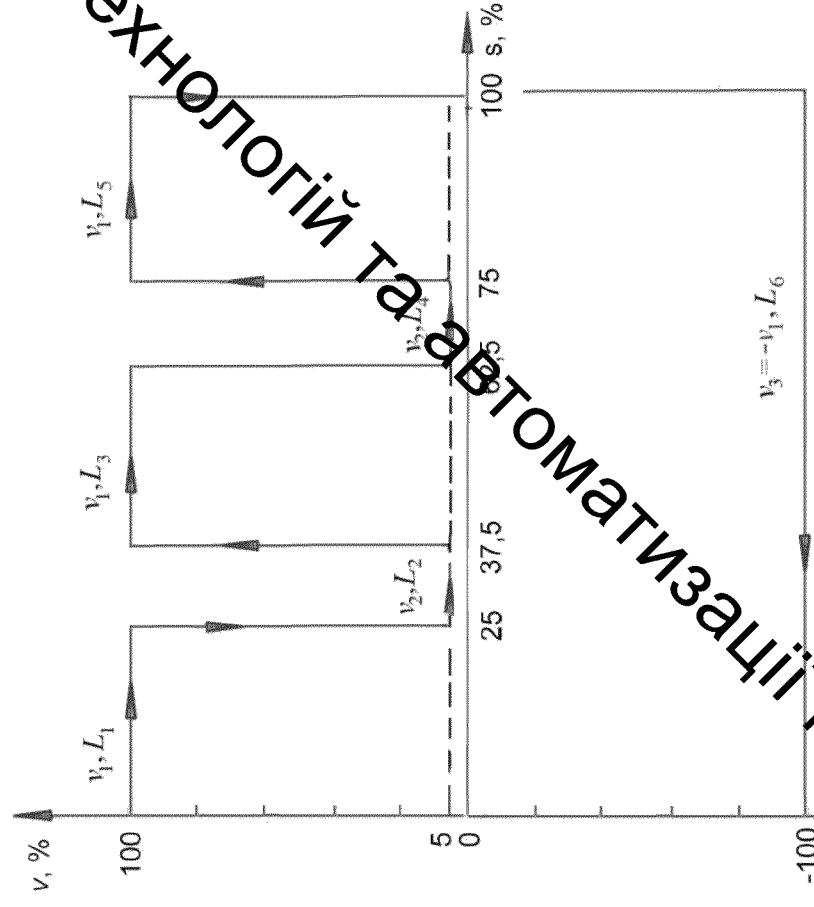


Рисунок 2 – Залежність величини швидкості і напрямку руху платформи в залежності від пройденого шляху

РОЗРОБКА СИСТЕМИ КЕРУВАННЯ МОДУЛЕМ ЛІНІЙНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ

Програму керування платформою:

```
boolean butt_flag=0;
boolean butt;
boolean led_flag=0;
int imp;
unsigned int col;

void ff1(int imp, unsigned int
col) {
    for( unsigned int i=0;
i<col;i++)
    {
        digitalWrite(9,HIGH);
        delayMicroseconds(imp);
        digitalWrite(9,LOW);
        delayMicroseconds(imp);
    }
}

void setup(){
    pinMode(2, INPUT);
    pinMode(8, OUTPUT);
    pinMode(9, OUTPUT);
}

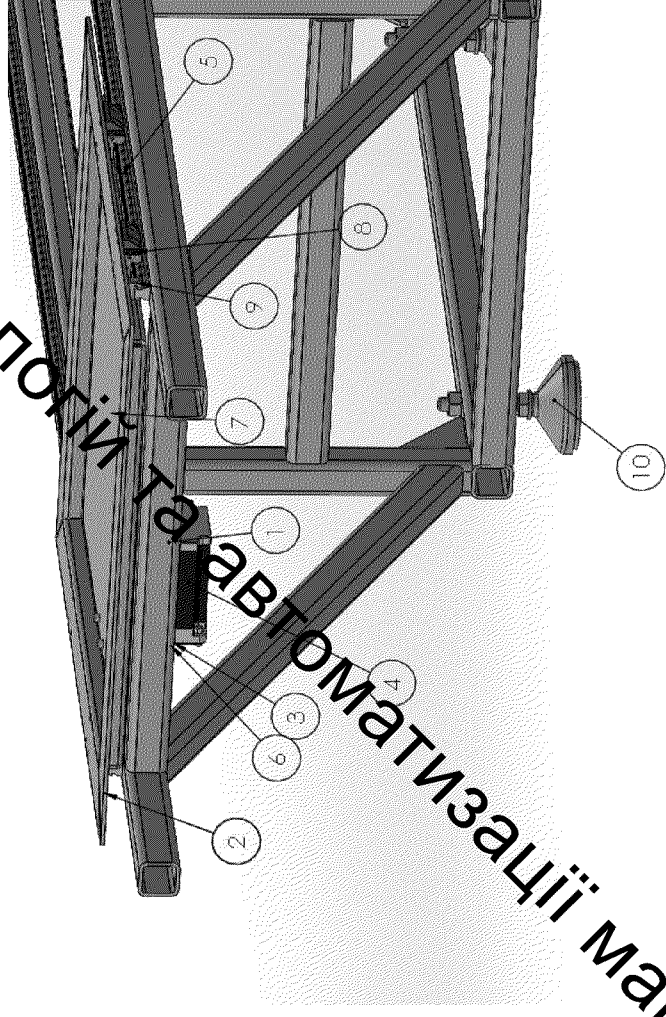
void loop()
{
    digitalWrite(8, LOW);
    digitalWrite(9, LOW);
    butt=digitalRead(2);

    if(butt==1 && butt_flag==0)
    {
        butt_flag=1;
        led_flag=!led_flag;
        delay(50);
        ff1(60, 9280);
        delay(1100);
        ff1(1200, 4640);
        delay(1100);
        ff1(60, 9280);
        delay(1100);
        ff1(1200, 4640);
        delay(1100);
        ff1(60, 9280);
        delay(1100);
        digitalWrite(8, HIGH);
        ff1(60, 37120);
        delay(4440);
        if(butt==0 && butt_flag==1) {
            butt_flag=0;}
    }
}
```

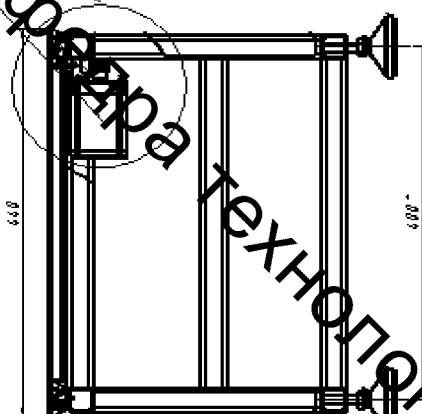
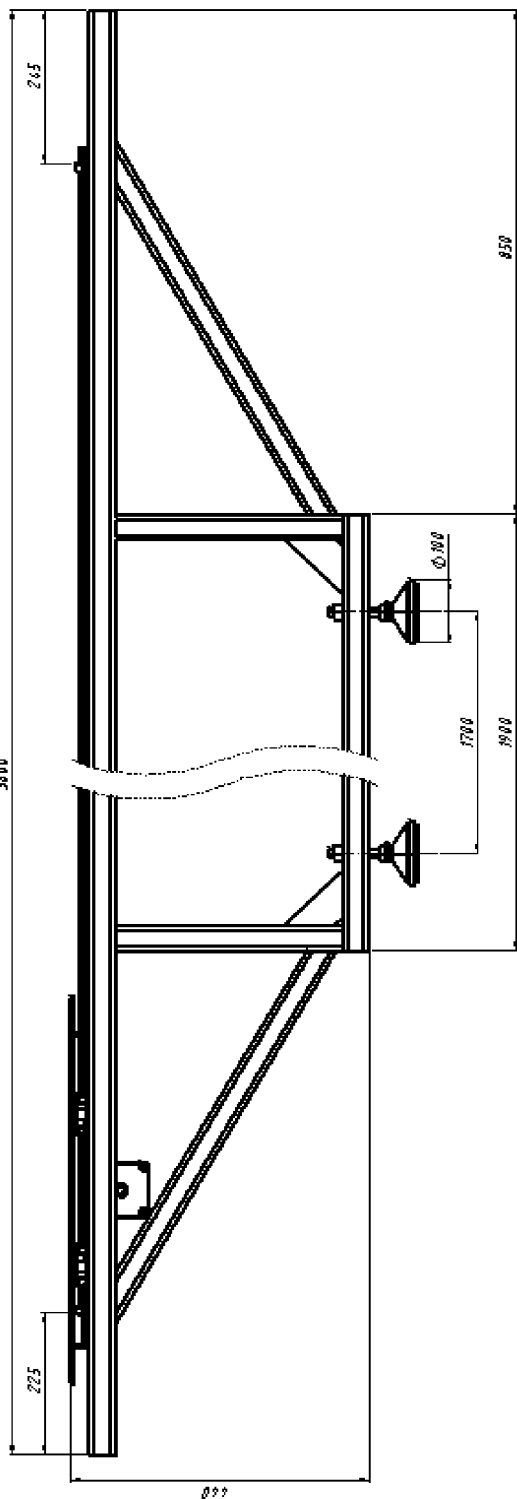
СПРОЄКТОВАНІЙ АВТОМАТИЗОВАНИЙ ПРИВОД МОДУЛЯ ЛІНІЙНИХ ПЕРЕМІЩЕНЬ

Технічні характеристики модуля лінійних переміщень:

- габаритні розміри каретки (в плані) – 440x440мм;
- вантажопідйомність – 90 кг;
- макс. швидкість переміщення – 0,4 м/с;
- хід каретки – 3,3 м.
- споживана потужність – 0,1 кВт.



- 1 – рама, 2 – каретка, 3 – кронштейн, 4 – кроковий двигун, 5 – рейка, 6 – шестірня, 7 – напрямні, 8 – опорний підшипник, 9 – обмежувачі руху, 10 – віброопора.

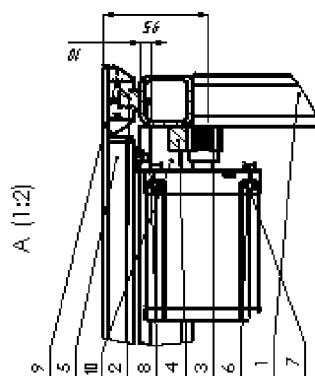


Технічні характеристики

1. Габаритні розміри каретки, мм 440x440
2. Вантажопідйомність, кг 90
3. Максимальна швидкість, м/с 0,4
4. Хід каретки, м 3,3

Технічні вимоги

1. Розміри для довідок.
2. Машення напрямних виконуємо через ніпель, що розміщені на підшипниках.
3. Машення зубасто-рейкової передачі виконуємо мастилами на літєвій основі

[illegible]