

Міністерство освіти і науки України
Луцький національний технічний університет
Факультет транспорту та механічної інженерії
Кафедра галузевого машинобудування

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
ЗА СТУПЕНЕМ ВИЩОЇ ОСВІТИ «МАГІСТР»

**ДОСЛІДЖЕННЯ НАВАНТАЖУВАЛЬНОЇ
ЗДАТНОСТІ МОДЕРНІЗОВАНОГО РОТОРНОГО
ВУЗЛА РОЗРІЗНОГО ТРУБНОГО ГІДРАВЛІЧНОГО
КЛЮЧА**

спеціальність 133 Галузеве машинобудування

освітня програма Галузеве машинобудування

Виконав: здобувач вищої освіти
групи Мм-21

Маркевич Владислав Володимирович

_____ (підпис)

Керівник:

к.т.н., доцент

Селезньов Дмитро Едуардович

_____ (підпис)

Кваліфікаційну роботу
допущено до захисту
«__» _____ 20__ р.

к.т.н., доцент

Гарант освітньої програми:

Шимчук Сергій Петрович

_____ (підпис)

Луцьк – 2025 року

ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Факультет транспорту та механічної інженерії
Кафедра галузевого машинобудування
Ступінь вищої освіти: магістр
Галузь знань: 13 Механічна інженерія
Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування
Освітня програма: «Галузеве машинобудування»

ЗАТВЕРДЖУЮ:
Завідувач кафедри
Пуць Віталій Степанович
« ___ » _____ 2025 р.

З А В Д А Н Н Я
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Маркевич Владислав Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи Дослідження навантажувальної здатності модернізованого роторного вузла розрізного трубного гідравлічного ключа

Керівник роботи: Селезньов Д.Е.

затверджені наказом вищого навчального закладу від «17» січня 2025 р. №25/01-02

2. Строк подання здобувачем вищої освіти кваліфікаційної роботи «04» червня 2025 р.

3. Вихідні дані до роботи базові креслення устаткування, технічна характеристика, технічні умови.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що потрібно розробити):

Анотація Зміст Вступ. 1 Дослідження стану питання і проведення літературного огляду.

Аналіз існуючих типів гідравлічних ключів. Аналіз переваг та недоліків гідравлічних ключів

2. Конструкторський розділ. Визначення параметрів ключових деталей прототипу.

Модернізація недоліків прототипу ключа. 2 Науково-дослідний розділ. Комп'ютерне та

математичне моделювання роторного блоку. Моделювання чотиримасової системи в

Simulink. Дослідження міцності кінематичного ланцюга гідравлічного ключа. Висновки. Список

джерел посилання. Додатки

5. Перелік графічного матеріалу:

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис	
		завдання видав	завдання прийняв
Розділ 1	Селезньов Д.Е., доцент		
Розділ 2	Селезньов Д.Е., доцент		
Розділ 3	Селезньов Д.Е., доцент		

7. Дата видачі завдання «22» січня 2025 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів кваліфікаційної роботи бакалавра	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1.	<i>Обґрунтування теми. Вступ.</i>	<i>29.03.2025 р.</i>	
2.	<i>1 Дослідження стану питання і проведення літературного огляду</i>	<i>15.04.2025 р.</i>	
3.	<i>2 Науково-дослідний розділ</i>	<i>10.05.2025 р.</i>	
4.	<i>3 Конструкторський розділ</i>	<i>24.05.2025 р.</i>	
5.	<i>Формування висновків</i>	<i>28.05.2025 р.</i>	
6.	<i>Формування списку використаних джерел</i>	<i>04.06.2025 р.</i>	
7.	<i>Оформлення пояснювальної записки та презентації досліджень</i>	<i>07.06.2025 р.</i>	
8.	<i>Інструментальна перевірка на академічний плагіат</i>	<i>10.06.2025 р.</i>	
9.	<i>Представлення кваліфікаційної роботи бакалавра до захисту</i>	<i>14.06.2025 р.</i>	

Здобувач вищої освіти

_____ (підпис) _____ (прізвище, ініціали)

Керівник кваліфікаційної роботи

_____ (підпис) _____ (прізвище, ініціали)

АНОТАЦІЯ

Маркевич В.В. Дослідження напруженого стану елементів модернізованого редуктора з проміжними тілами кочення. Рукопис.

Кваліфікаційна робота магістра ОНП «Галузеве машинобудування» спеціальності 133 Галузеве машинобудування. Луцький національний технічний університет. Луцьк, 2025.

Кваліфікаційна робота магістра складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків.

В розділі «дослідження стану питання і проведення літературного огляду» було проведено огляд існуючих типів гідравлічних ключів та проведено аналіз переваг та недоліків гідравлічних ключів. В конструкторському розділі було визначено параметри ключових деталей прототипу та проведено модернізацію недоліків прототипу ключа. В науково-дослідному розділі виконано комп'ютерне та математичне моделювання роторного блоку, створено та досліджено модель чотиримасової системи в Simulink та досліджено навантажувальну здатність модернізованого роторного вузла.

Ключові слова: ГІДРАВЛІЧНИЙ КЛЮЧ, РОТОРНИЙ ВУЗОЛ, НАВАНТАЖУВАЛЬНА ЗДАТНІСТЬ, ЧОТИРИМАСОВА СИСТЕМА, КІНЕМАТИЧНИЙ ЛАНЦЮГ.

ANNOTATION

Markevich V.V. Study of the load capacity of a modernized rotor unit of a split tubular hydraulic wrench. Manuscript.

Master's qualification work of ONP "Industrial Mechanical Engineering" specialty 133 Industrial Mechanical Engineering. Lutsk National Technical University. Lutsk, 2025.

The master's qualification work consists of an introduction, three chapters, conclusions, a list of references, and appendices.

In the section "additional research and literary review", an examination of other types of hydraulic keys was carried out and an analysis of the transfer and shortfalls of hydraulic keys was carried out. In the design section, the parameters of the key parts of the prototype were determined and the minor parts of the key prototype were modernized. In the scientific research section of the computer and mathematical modeling of the rotor unit, a model of the Chotirimas system was created and studied in Simulink and the innovative design of the modernized rotor unit was determined.

Key words: HYDRAULIC WRENCH, ROTORY VUZOL, NAVANTAZHUVALNA ZDATNIST, CHOTIRIMASOVA SYSTEM, KINEMATIC LANZYUG.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	3
ЗМІСТ	5
ВСТУП	6
1 ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ ПИТАННЯ І ПРОВЕДЕННЯ ЛІТЕРАТУРНОГО ОГЛЯДУ	8
1.1 Аналіз існуючих типів гідравлічних ключів.....	8
1.2 Аналіз переваг та недоліків гідравлічних ключів.....	13
2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	15
2.1 Визначення параметрів ключових деталей прототипу.....	15
2.2 Модернізація недоліків прототипу ключа.....	19
3 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	23
3.1 Комп'ютерне та математичне моделювання роторного блоку.....	23
3.2 Моделювання чотиримасової системи в Simulink.....	30
3.3 Дослідження міцності кінематичного ланцюга гідравлічного ключа.....	33
ВИСНОВКИ	48
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	49
ДОДАТКИ	51

ВСТУП

Зараз у промисловості прагнуть автоматизувати процеси або максимально скоротити час роботи. Обладнання постійно вдосконалюють, щоб полегшити працю та пришвидшити її. Для швидкого встановлення та зняття бурових штанг, а також оперативної заміни інструменту під час горизонтального буріння потрібне надійне та точне обладнання. Таким обладнанням є гідравлічні розрізні ключі різних виробників.

Спуско-підйомні роботи займають значну частину (30,0-35,0%) від загального часу будівництва нафтогазових свердловин. Тому оптимізація процесу загвинчування та відгвинчування обсадних колон і бурильних труб є ключовим фактором для підвищення ефективності буріння.

Актуальність цієї теми полягає в модифікації гідравлічних ключів для прискорення бурових робіт.

Метою цієї кваліфікаційної роботи є модернізація гідравлічного ключа FARR з роздільною трубою КТ 5 500.

Для досягнення цієї мети було виконано такі завдання:

- проаналізовано конструкції гідравлічних ключів різних виробників;
- досліджено ринок гідравлічних ключів;
- проведено зворотне проектування гідравлічного ключа та прототипу FARR КТ 5 500,
- розраховано міцність кінематичного ланцюга гідравлічного ключа;
- здійснено математичне моделювання роторного вузла.

Завдяки цьому скорочується міжремонтний період на родовищі.

Під час дослідження були детально вивчені різні гідравлічні агрегати, їхні характеристики та параметри. Проведений аналіз ринку гідравлічних ключів виявив їхню ефективність та недоліки. Зроблено зворотне проектування гідравлічного ключа та побудовано 3D-модель його прототипу. Враховано навантаження на зубчасті колеса гідравлічного ключа та проведено математичний розрахунок. Роторний блок пройшов випробування на міцність на 3D-моделі.

Запропоновано модернізований гідравлічний ключ FARR для розрізних труб KT 5500, який дозволить оптимізувати процес загвинчування та відгвинчування обсадних та бурильних труб під час бурових операцій.

Мета: модернізація конструкції гідравлічного розрізного ключа FARR KT 5 500

Об'єктом дослідження: модернізований роторний вузол розрізного трубного гідравлічного ключа що використовується при виконанні бурильний робіт.

Предметом дослідження: навантажувальна здатність модернізованого роторного вузла розрізного трубного гідравлічного ключа.

Завдання:

- розглянути різні гідравлічні агрегати, їх характеристики та параметри,
- провести аналіз ринку гідравлічних ключів, визначити їх ефективність та недоліки.
- провести зворотне проектування гідравлічного ключа та побудувати 3D- модель прототипу ключа.
- дослідити навантаження на зубчасті колеса гідравлічного ключа;
- провести математичний розрахунок.
- провести дослідження на міцність роторного блоку на 3D- моделі.

Наукова новизна: отримано закономірності розподілу напружень для всіх зубчастих коліс модернізованого роторного вузла.

Практичне застосування: запропоновано модернізований розрізний гідравлічний ключ FARR KT 5500 для труб, який дозволяє оптимізувати процес загвинчування та відгвинчування обсадних та бурильних труб під час бурових операцій.

Апробація. За темою кваліфікаційної магістерської роботи опубліковано статтю в фаховому збірнику - Seleznov D.E. Modeling and research of the rotary assembly of a cutting hydraulic wrench./ D.E. Seleznov, E.L. Seleznov, V.V. Markevych // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Випуск 81, Луцьк 2025. – С. 154-156., 0,5 об. вид. арк. DOI 10.36910/775.24153966.2025.81.24. (Додаток А)

1 ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ ПИТАННЯ І ПРОВЕДЕННЯ ЛІТЕРАТУРНОГО ОГЛЯДУ

1.1 Аналіз існуючих типів гідравлічних ключів

Автоматичні ключі — це пристрої, які допомагають механізувати та автоматизувати процес загвинчування та відгвинчування труб під час роботи з вантажами.

Існують пневматичні та гідравлічні свердлильні ключі.

Ключ Eckel Модель 10 Standard



Рисунок 1.1 – Зовнішній вигляд ключа Eckel 10 Standard

Ключ Eckel Модель 10 Standard є легким, швидким та міцним, його часто використовують там, де мало місця на буровій. Він підходить для труб діаметром від 4,0 до 10,0 дюймів і забезпечує крутний момент 20 000 фут-фунтів.

Tri-Nemp Backup є стандартним пристроєм для надійного затягування та послаблення трубних з'єднань, часто його постачають разом із ключами Eckel. Він має два гідравлічні циліндри та триголовковий механізм для безперебійної роботи. Ця опора підвішена на регульованому рівні нижче основного ключа за допомогою трьох ніжок і залишається нерухомою, поки основний ключ рухається вертикально, компенсуючи лофт різьби з'єднання. Tri-Grip використовує дві обертів та одну нерухому головки.

Ключ ST-80 Varco



Рисунок 1.2 – Зовнішній вигляд ключа ST-80 Varco

Ключ ST-80 Varco призначений для закручування та відкручування бурильних і обсадних труб із зовнішнім діаметром від 2 7/8 до 8 5/8 дюймів. Він також може закріплювати та відкручувати стабілізатори, спіральні колони та інші компоненти нижньої частини бурильної колони, якщо вони мають достатню довжину з'єднання. Це обладнання також може працювати як стопорний пристрій і підтримувати всю бурильну колону під час аварійно-ремонтних робіт. Цей буровий ключ із закритим механізмом захоплення труби можна використовувати двома способами: як фіксуючий нижній ключ, що тримає муфту труби під час її закручування та відкручування, або як верхній ротатор. В обох випадках конструкція та принцип роботи затискних механізмів однакові.

Ключ Universe Power Tong 5-1/2



Рисунок 1.3 – Зовнішній вигляд ключа Universe Power Tong

Ключ Universe 5-1/2 Power Key Tong (Канада) використовується на бурових установках для закручування та відкручування труб або обсадних труб. Його також можна застосовувати в інших випадках, де потрібні трубні різьбові з'єднання, виробу, які також потрібно затягувати або послаблювати. Цей пристрій розроблений та виготовлений так, щоб бути довговічним та надійним, що забезпечить роки безперебійної роботи. Максимальний крутний момент на вищій передачі становить 2,074 кг-м, а на низькій – 539 кг-м.

Ключ A P I 7 K Z Q 20 3-1 00



Рисунок 1.5 – Зовнішній вигляд ключа A P I 7 K Z Q 20 3-1 00

Ключ A P I 7 K Z Q 20 3-1 00 є ідеальним інструментом для буріння нафтових свердловин, який широко використовується для складання та демонтажу труб під час морського буріння, наземного буріння та капітального ремонту свердловин. Цей тип кліщів для бурильних труб є безпечним, економить працю та дуже

ефективний. Вони розроблені та виготовлені відповідно до специфікації API 7K. Максимальний крутний момент на високій передачі становить 40,0 об /хв, а на низькій – 2,70 об /хв.

Ключ X Q B 89 /8 XY



Рисунок 1.5 – Зовнішній вигляд ключа X Q B 89 /8 XY

Гідравлічний ключ XQB 89 /8 XY — це гідравлічний гайковерт із закритим отвором, призначений для ремонтних робіт. Він складається з основного ключа та стопорного ключа із закритим отвором. Діаметр пробивки основного та запасного

ключів становить 127 мм, а номінальний крутний момент малої передачі — 8 кНм. Його технічні параметри включають діапазон розмірів $\Phi 60,0$, $\Phi 73,0$, $\Phi 89,0$, $23/6''$ $27/6''$ $31/4''$. Максимальний крутний момент на високій передачі становить 8,0 кНм, а на низькій — 2,0 кНм.

Аналіз характеристик цих бурових ключів показав, що для кожного розміру труб існують ключі, які найкраще підходять за моментом кріплення. Гідравлічні бурові ключі представлені на ринку в широкому асортименті від різних виробників з великим вибором параметрів та функціональних особливостей.

2.2 Аналіз переваг та недоліків гідравлічних ключів

На бурових установках зараз використовуються різні типи гайкових ключів для згвинчування бурильних та обсадних труб. Ці операції виконуються або вручну за допомогою наборів машинних та пневматичних ключів, або за допомогою ключів з багатоступеневими приводами, що дозволяють регулювати швидкість обертання та крутний момент.

Найбільш поширеними для загвинчування або відгвинчування бурильних труб є автоматичні свердлильні ключі типу АКБ з відкритим отвором, оснащені пневматичними приводами для обертання верхньої труби та фіксації нижньої.

Однак ці ключі мають деякі недоліки, зокрема обмежені можливості використання труб за діаметром.

Обмежена здатність передавати крутний момент на труби під час загвинчування або відгвинчування.

Ключі з гідравлічним приводом мають переваги над іншими типами приводів. Вони забезпечують значну потужність, швидкість та точність позиціонування виконавчих механізмів, компактні, легкі, дуже надійні та мають розгалужений привід. Проте, гідравлічний привід також має свої недоліки, що обмежують його використання. Наприклад, для стабільності в'язкості при зміні температури потрібно використовувати синтетичні робочі рідини.

Серед загальних недоліків трубних гідравлічних ключів також можна виділити вузькоспрямовані типорозміри та низьку ефективність ручних механізмів. Основні параметри ключів представлені в таблиці 1.1.

Таблиця 1.1 – Зведена таблиця параметрів гідравлічних ключів

Назва ключа	Максимальний крутний момент, кН·м	Швидкість обертання пристрою для затискання труб, об/хв	Номінальний діаметр захвату труб, мм	Маса ключа, кг	Потужність приводу, кВт
Eckel	27	22-108	101.6-254	533	29
ST-80 Varco	110.4	0-90	88,9-219,9	3110	53
Universe Power	102	10-15	104-139	385	17
API 7K ZQ203-100	18.4	10-65	65-127	620	-
XQB89/8XY	8	90	60-89	280	-
FARR KT5500	25	2-67	60-139	1261	

Аналіз гідравлічних ключів показав, що гідравлічний ключ канадської компанії Farr KT -5500 має широкий діапазон діаметрів труб і робочих швидкостей, що робить його найпоширенішим, хоча також має ряд недоліків які потребують аналізу. Саме цей ключ, KT- 5500, був обраний для подальшого вивчення та модифікації в випускній кваліфікаційній роботі.

2 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

2.1 Визначення параметрів ключових деталей прототипу

Farr KT 5500 — це гідравлічний ключ, який використовується для загвинчування та відгвинчування труб. Він має широкий діапазон крутного моменту та може працювати з трубами діаметром від 2-1/16 дюймів до 5-1/2 дюймів. Для цього ключа доступні двоцелі гайки з технологією затягування за допомогою штампів, а також затискний блок CHROME MASTER з м'якою рукояткою. Ключ можна встановити на гідравлічну опору CLINCHER або FARR. Він також може бути оснащений запатентованою системою збору даних Mc Coy Win Catt та системою контролю крутного моменту для складання трубних з'єднань.

Щоб проаналізувати складові частини цього гідравлічного ключа, були розроблені кінематична та гідравлічна схеми. Також розглянуто схему складання гідравліки, яка представлена на рис. 2.1.

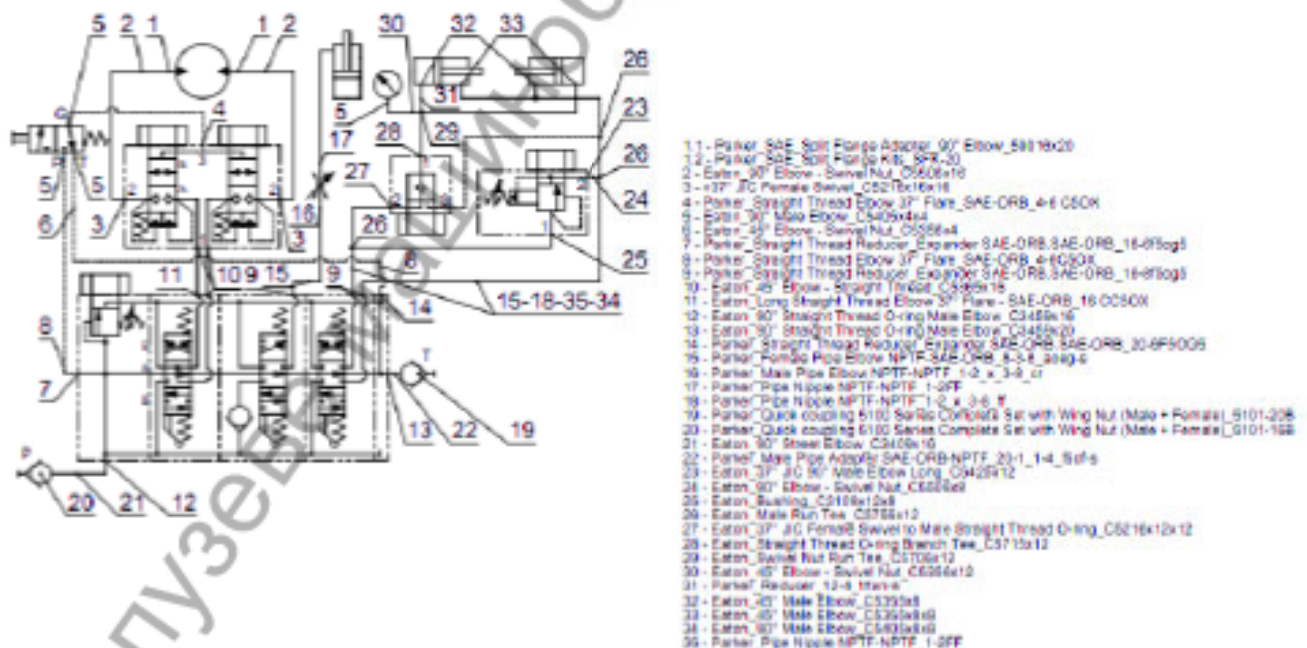


Рисунок 2.1 – Схема гідравлічного вузла

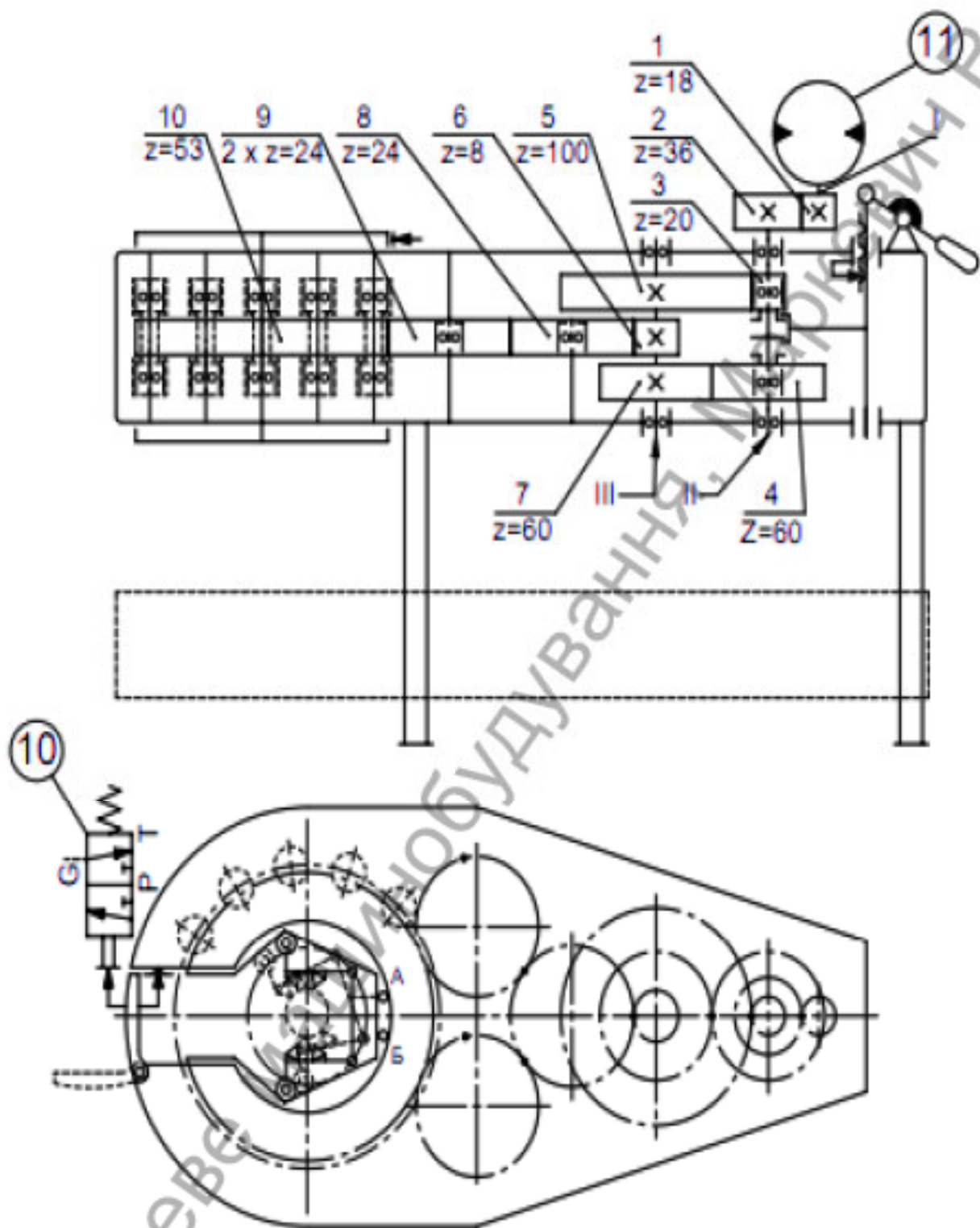


Рисунок 2.2 – Схема кінематична принципова

Розглянемо основні характеристики ключа, представленого в паспорті виробу (рис. 2.3) [7].

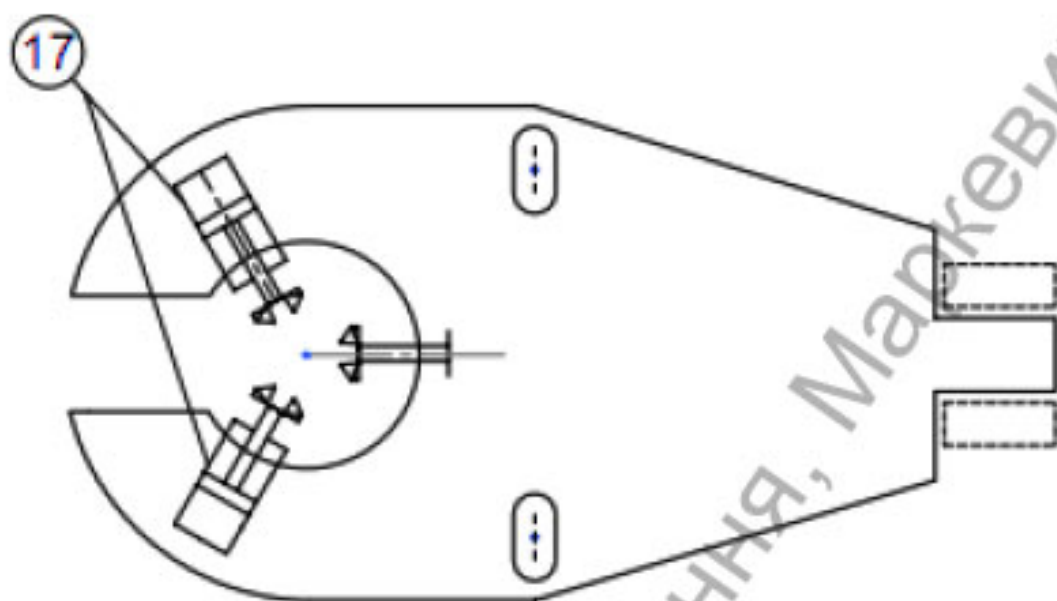


Рисунок 2.3 – Основні характеристики ключа KT5500

Далі ми виміряємо всі елементи ключа для 3D-модельовання.

Створення 3D -моделі ключового прототипу

Наразі системи автоматизованого проектування (САПР) широко використовуються для виробництва та наукової діяльності. Проектування (САПР). Це модельовання дозволяє сформувати об'ємну деталь та призначити їй властивості - матеріал, зовнішній вигляд.

Кожен вузол був спроектований у Solid Works. Модель рухома, і всі вузли з'єднані відповідно до вимог, що до них пред'являються.



Рисунок 2.4 – Тривимірна модель прототипу гідравлічного ключа



Рисунок 2.5 – Шестерні гідравлічного ключа – тривимірна модель.

Опрацювання змін у тривимірному просторі скорочує час на модернізацію компонентів пристрою (немає потреби у виготовленні прототипів).

2.2 Модернізація недоліків прототипу ключа

Під час аналізу ключової конструкції було виявлено деякі недоліки та ці агрегати було модернізовано з метою вдосконалення.

Заміна опорних роликів поворотного столу

Система опорних роликів була оснащена підшипниками кочення, що вимагало постійного обслуговування.

Модернізований вузол має самозмащувальні підшипники

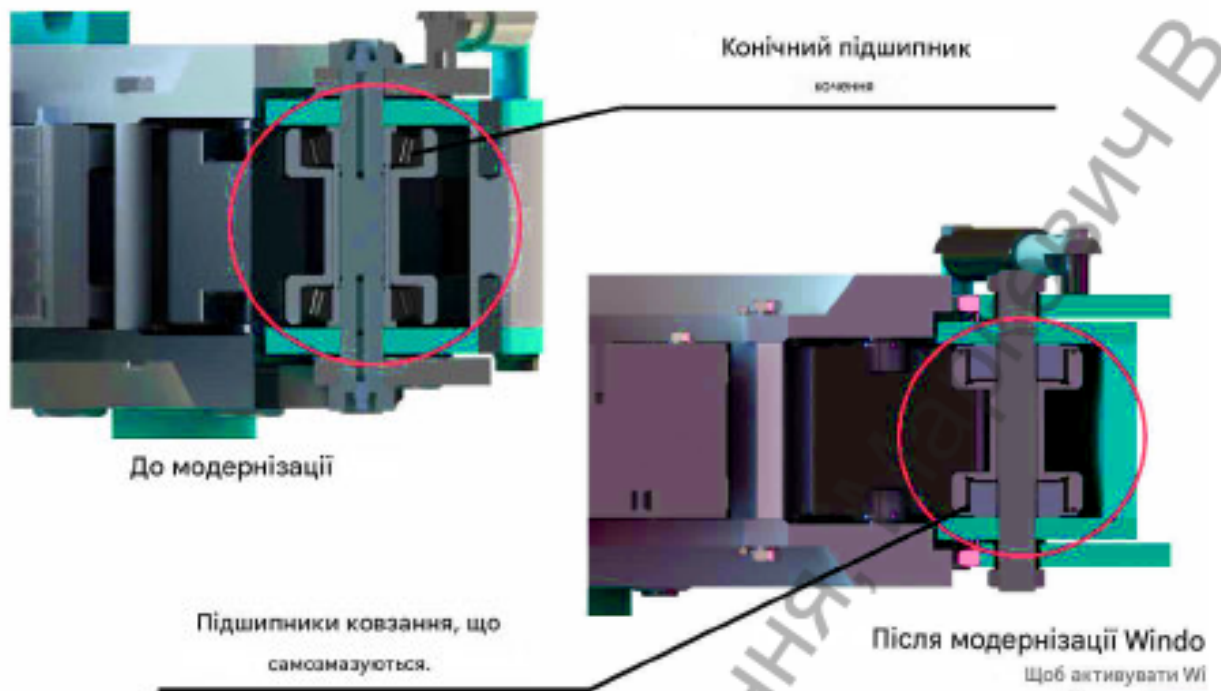


Рисунок 2.6 – Заміна опорних роликів поворотного столу

Удосконалення системи реверсивного перемикання при послабленні/знятті
різьбових з'єднань/

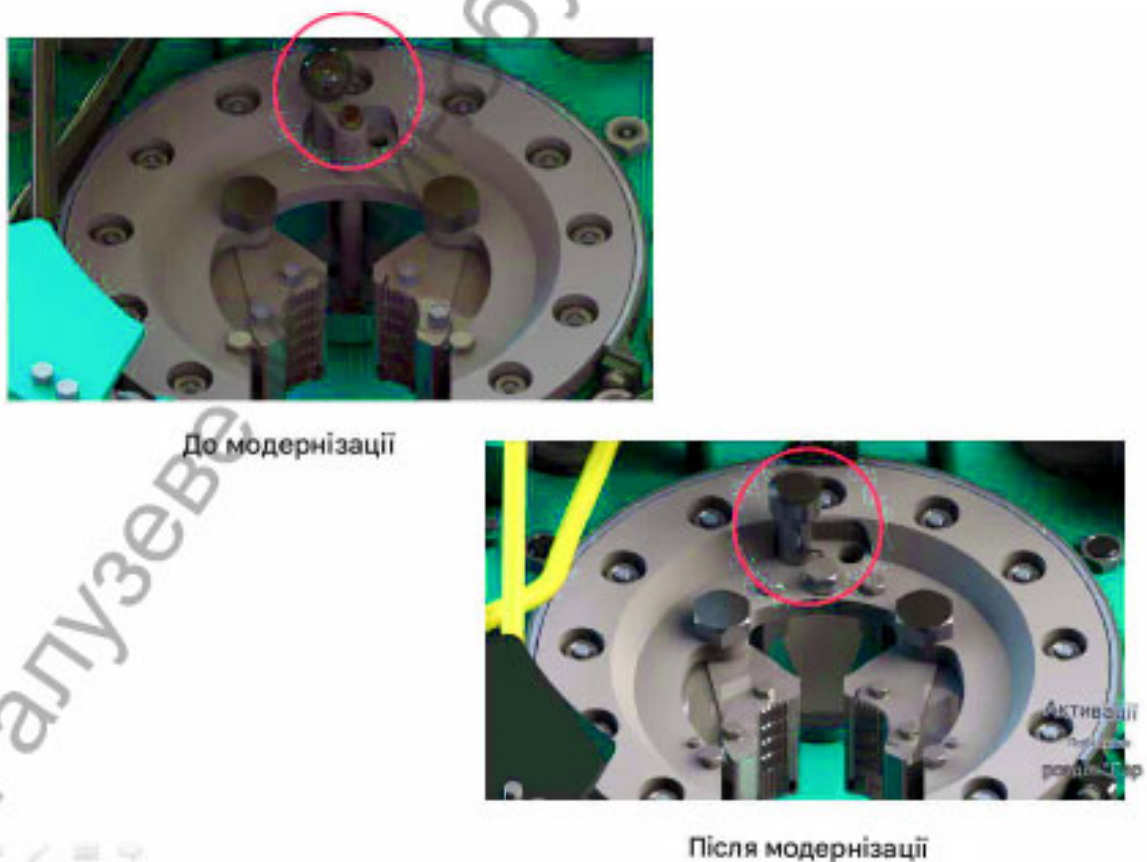
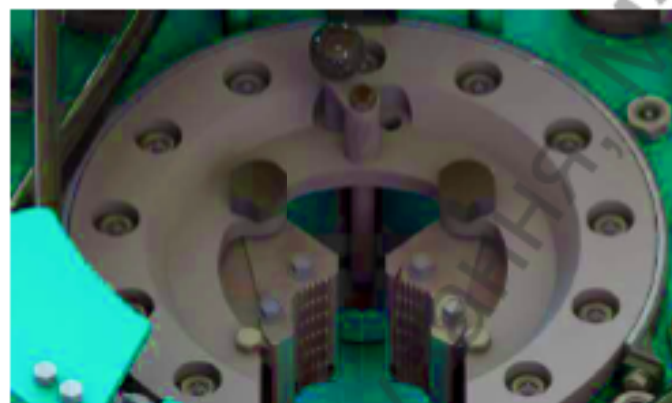
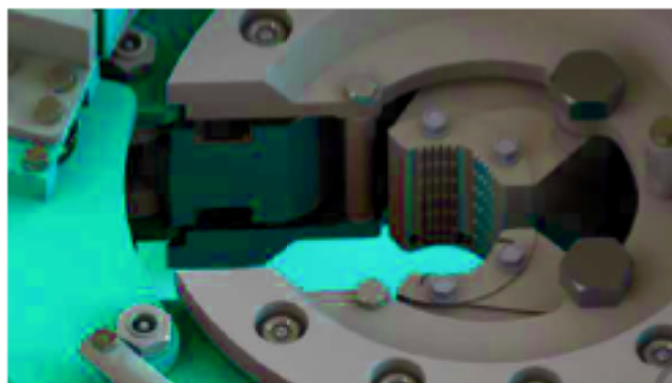


Рисунок 2.7 – Система реверсивного перемикання до та після модернізації

Заміна напрямних роликів поворотних шестерень



До модернізації



Після модернізації

Рисунок 2.8 – Роторний агрегат до та після модернізації

Конструкцію поворотного столу було змінено, що збільшило жорсткість усього захоплення.

Розширення діапазону захоплення щелепи

Модернізація захоплення дозволяє розширити діапазон розмірів труб.



Рисунок 3.15 – Модернізація захвату

Висновки до розділу:

- Гідравлічні агрегати були модернізовані відповідно до виявлених системних недоліків.
- Розроблено тривимірну модель гідравлічного агрегату та виготовлено креслення модифікованих агрегатів та загального складання.

3 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

3.1 Комп'ютерне та математичне моделювання роторного блоку

На роботу зубчастих коліс впливають різні моменти сил. Нерівномірні навантаження можуть пошкодити зубчасті колеса, тому дослідження зубчастих коліс гідравлічного ключа та конструкції його редуктора є актуальним завданням див. рис 3.1,3.2.

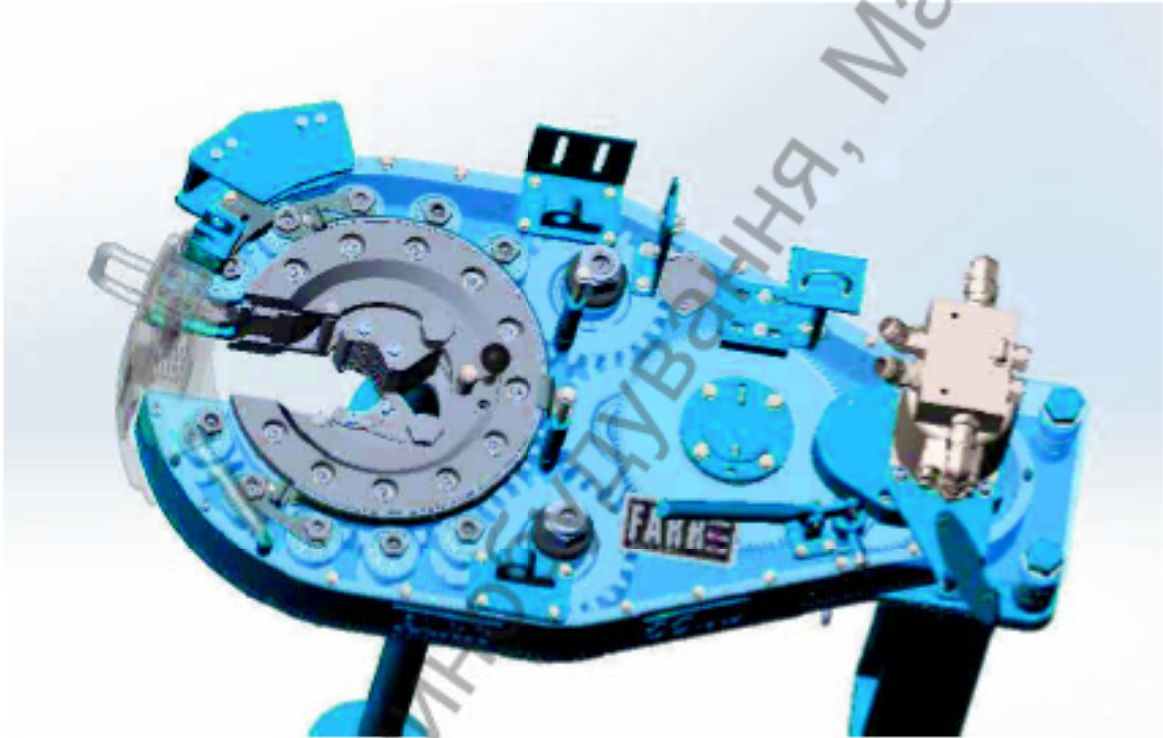


Рисунок 3.1 – Тривимірна модель конструкції гідравлічного ключа



Рисунок 3.2 – Тривимірна модель конструкції редуктора

Розташування сил:

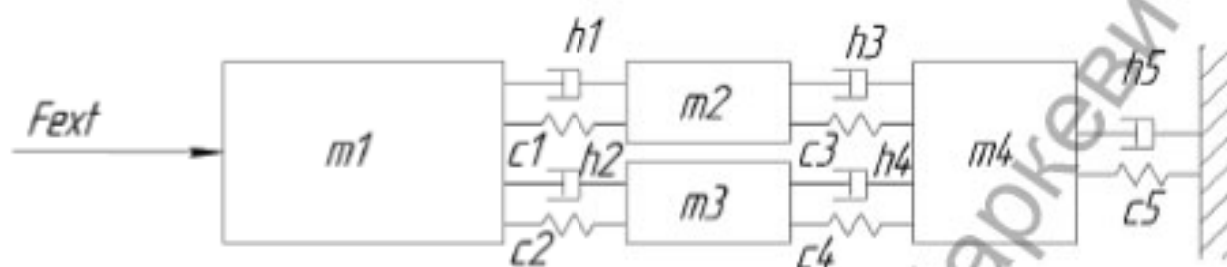


Рисунок 3.3 – Розташування сил, що діють на тіла

Для тіл масою m_1 (рис 3.4)

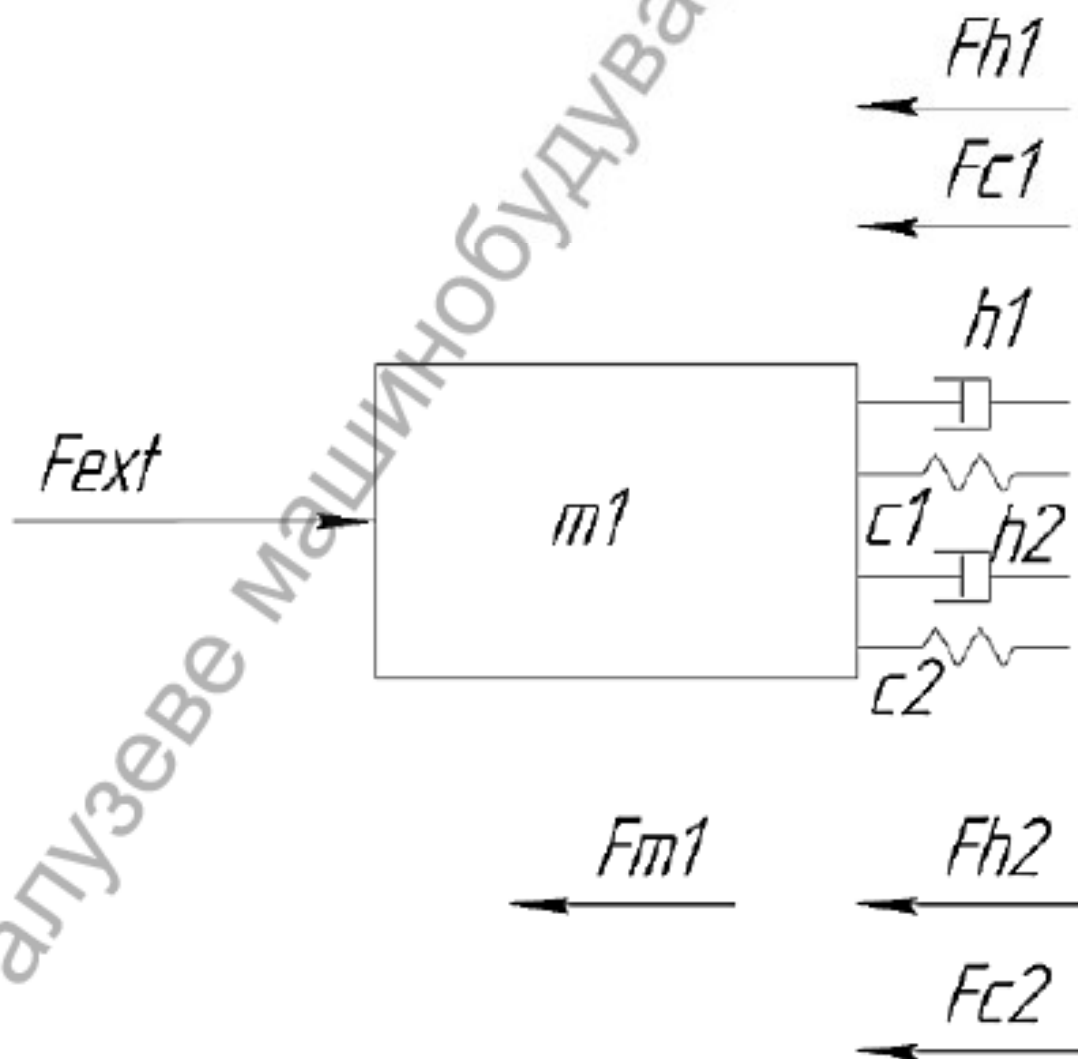


Рисунок 3.4 – Розподіл сил, що діють на тіло масою m_1

Сила F_{ext} діє на тіло m_1 і починає вібрувати, створюючи силу інерції F_{m_1} . Внаслідок вібрації пружина стискається та розтягується з коефіцієнтом пружності c_1, c_2 та відповідною силою F_{c_1}, F_{c_2} . Крім того, основне тіло діє на демпфер з коефіцієнтами демпфування h_1, h_2 , генеруючи сили F_{h_1}, F_{h_2} .

$F_{zovn.}$ – Сила, що діє на тіло m_1 ;

F_{c_1} - сила пружини c_1 ;

F_{c_2} - сила пружини c_2 ;

F_{h_1} -демпфер h_1 сила демпфування;

F_{m_1} - сила інерції об'єкта m_1 ;

F_{h_2} -демпфер h_2 сила демпфування;

Для тіл масою m_2 (рис. 3.5)

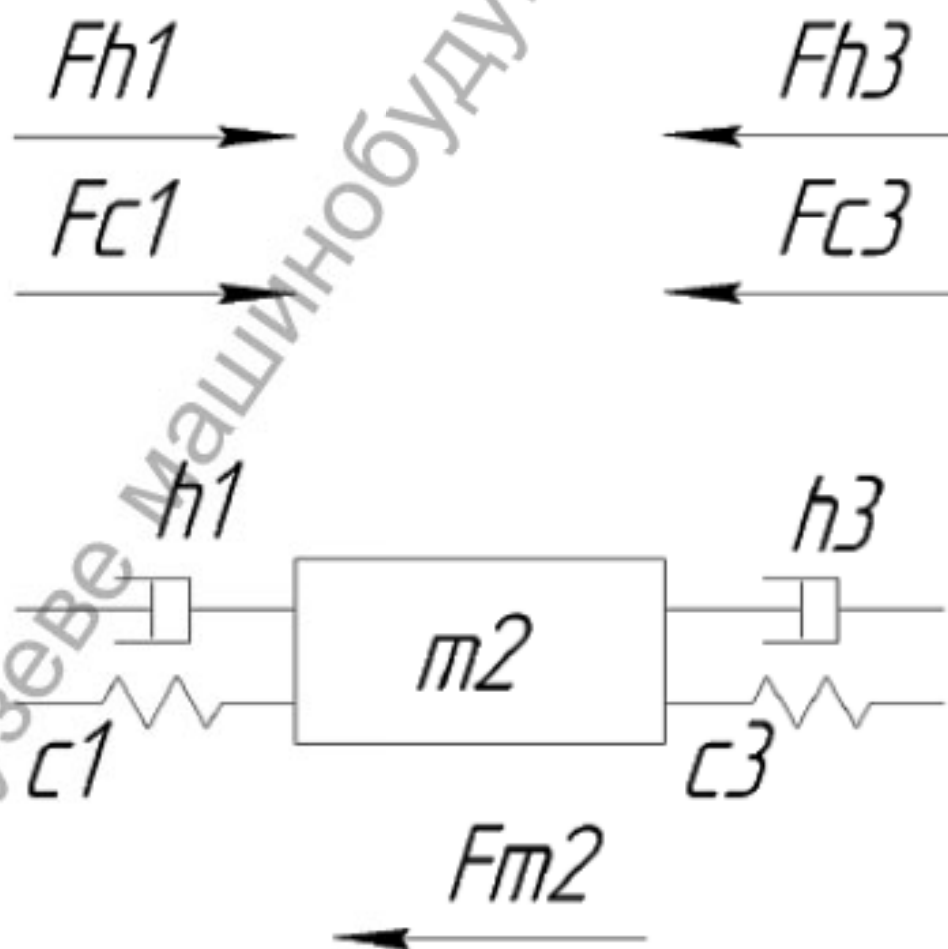


Рисунок 3.5 – Розподіл сил, що діють на тіло масою m_2

Для тіл масою m_3 (рис. 3.6)

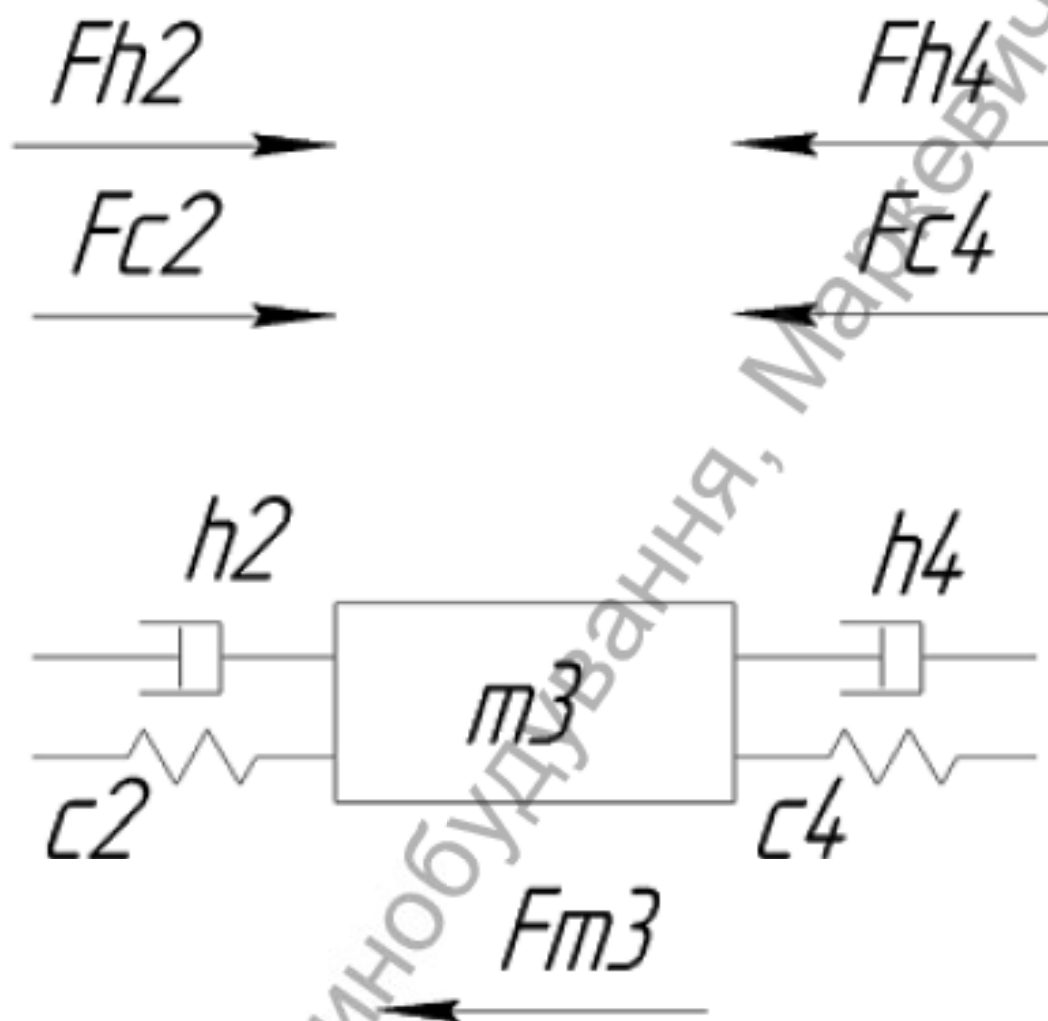


Рисунок 3.6 – Розподіл сил, що діють на тіло масою m_3

Сила від m_1 діє на h_2 , c_2 та утворює F_{h2} , F_{c2} , діючи на тіло m_3 та починаючи вібрувати, створюючи інерційну силу F_{m3} . Через вібрацію пружина стискається та розтягується з коефіцієнтом пружності c_4 та відповідною силою F_{c4} . Крім того, основне тіло діє на землю з коефіцієнтом демпфування h_4 , створюючи силу F_{h4} .

F_{h2} F_{c2} - сила, що діє на тіло m_3 ;

F_{c4} - сила пружини c_4 ;

F_{h4} - демпфер h_4 сила демпфування;

F_{m3} – сила інерції об'єкта m_3 .

Для тіл масою m_4 (рис. 3.7)

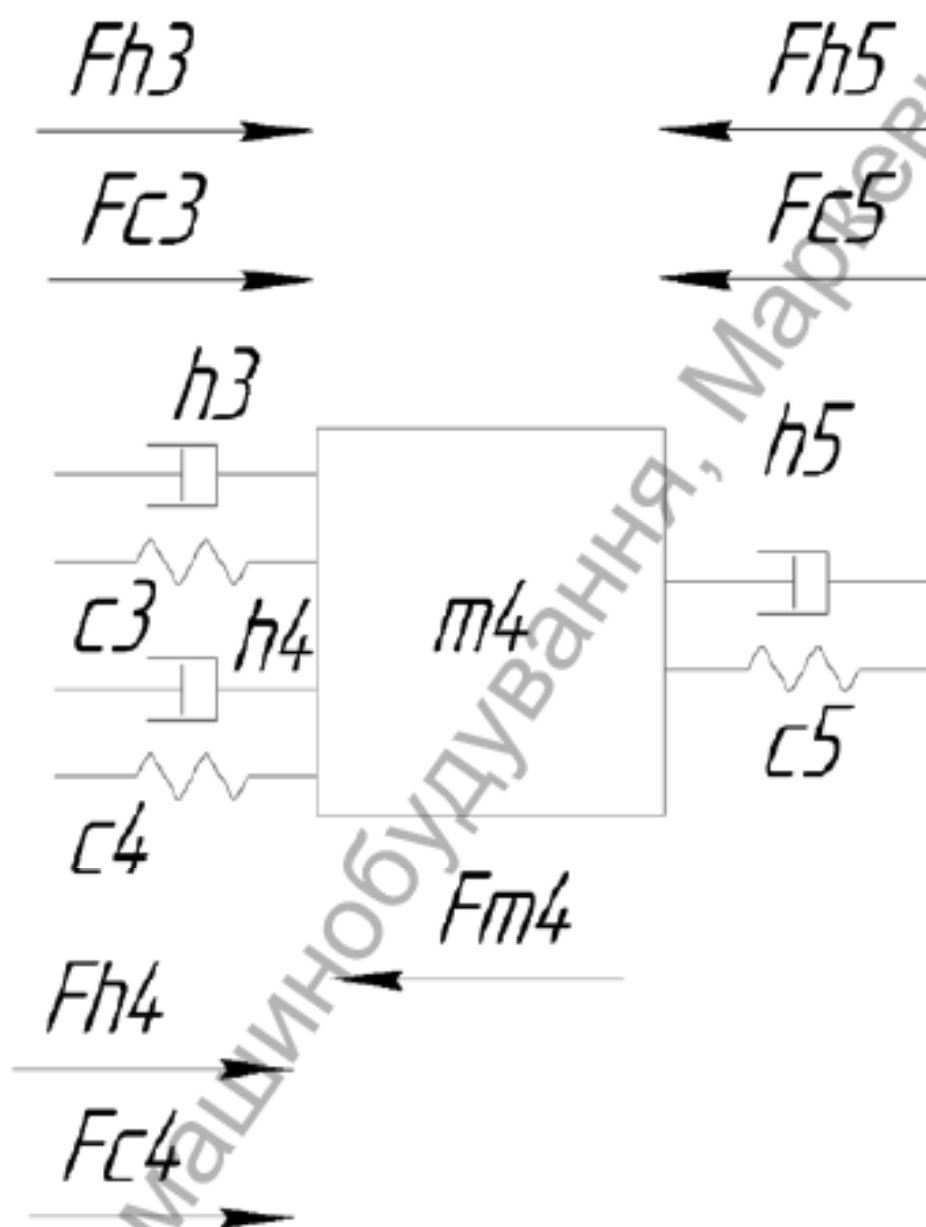


Рисунок 3.7 – Розподіл сил, що діють на тіло масою m_4

Сила m^3 , m^3 діє на демпфери h^3 , h^4 , а також на пружини c^3 , c^4 відповідно, утворюючи сили Fh^3 , Fc^4 , Fh^4 , Fc^4 , що діють на тіло m^4 та починають вібрувати, створюючи силу інерції Fm^4 . Внаслідок вібрації пружина стискається та розтягується з коефіцієнтом пружності c^4 та відповідною силою Fc^4 . Крім того, основне тіло діє на тіло m^4 з коефіцієнтом демпфування h^4 , створюючи силу Fh^4 .

$F m 4$ – Сила, що діє на тіло $m 4$;

F_{c3} - сила пружини c_3 ;

F_{c4} - сила пружини c_4 ;

F_{h3} -демпфер h_3 сила демпфування;

F_{h4} -демпфер h_4 сила демпфування;

F_{c5} - сила пружини c_5 ;

F_{h5} -демпфер h_5 сила демпфування;

Баланс сил:

Для тіла масою m_1

$$F_{ext} = F_{h1} + F_{m1} + F_{c2} + F_{h2} + F_{c1}$$

$$F_{ext} = h_1(v_1 - v_2) + m_1 a_1 + c_2(x_1 - x_3) + h_2(v_1 - v_3) + c_1(x_1 - x_2)$$

$$a_1 = \frac{F_{ext} - h_1(v_1 - v_2) + m_1 a_1 + c_2(x_1 - x_3) + h_2(v_1 - v_3) + c_1(x_1 - x_2)}{m_1}$$

$$\begin{cases} \frac{dx_1}{dt} = v_1 \\ \frac{dv_1}{dt} = \frac{F_{ext} - h_1(v_1 - v_2) + m_1 a_1 + c_2(x_1 - x_3) + h_2(v_1 - v_3) + c_1(x_1 - x_2)}{m_1} \end{cases}$$

Для тіл масою m_2

$$F_{c1} + F_{h1} = F_{m2} + F_{c3} + F_{h3}$$

$$h_1(v_1 - v_2) + c_1(x_1 - x_2) = m_2 a_2 + c_3(x_2 - x_4) + h_3(v_2 - v_3)$$

$$a_2 = \frac{h_1(v_1 - v_2) + c_1(x_1 - x_2) - c_3(x_2 - x_4) - h_3(v_2 - v_3)}{m_2}$$

$$\begin{cases} \frac{dx_2}{dt} = v_2 \\ \frac{dv_2}{dt} = \frac{h_1(v_1 - v_2) + c_1(x_1 - x_2) - c_3(x_2 - x_4) - h_3(v_2 - v_3)}{m_2} \end{cases}$$

Для тіл масою m_3

$$F_{h2} + F_{c2} = F_{m3} + F_{c4} + F_{h4}$$

$$c_2(x_1 - x_3) + h_2(v_1 - v_3) = m_3 a_3 + c_4(x_3 - x_4) + h_4(v_3 - v_4)$$

$$a_3 = \frac{c_2(x_1 - x_3) + h_2(v_1 - v_3) - c_4(x_3 - x_4) - h_4(v_3 - v_4)}{m_3}$$

$$\begin{cases} \frac{dx_3}{dt} = v_3 \\ \frac{dv_3}{dt} = \frac{c_2(x_1 - x_3) + h_2(v_1 - v_3) - c_4(x_3 - x_4) - h_4(v_3 - v_4)}{m_3} \end{cases}$$

Для тіл масою m_4

$$F_{c3} + F_{h3} + F_{c4} + F_{h4} = F_{m4} + F_{c5} + F_{h5}$$

$$c_3(x_2 - x_4) + h_3(v_2 - v_3) + c_4(x_3 - x_4) + h_4(v_3 - v_4) = m_4 a_4 + c_5 x_4 + h_5 v_4$$

$$a_4 = \frac{c_3(x_2 - x_4) + h_3(v_2 - v_3) + c_4(x_3 - x_4) + h_4(v_3 - v_4) - c_5 x_4 - h_5 v_4}{m_4}$$

$$\begin{cases} \frac{dx_4}{dt} = v_4 \\ \frac{dv_4}{dt} = \frac{c_3(x_2 - x_4) + h_3(v_2 - v_3) + c_4(x_3 - x_4) + h_4(v_3 - v_4) - c_5 x_4 - h_5 v_4}{m_4} \end{cases}$$

Знаходження передавальних функцій

$$\begin{cases} F_{ext} = F_{h1} + F_{m1} + F_{c2} + F_{h2} + F_{c1} \\ F_{c1} + F_{h1} = F_{m2} + F_{c3} + F_{h3} \\ F_{h2} + F_{c2} = F_{m3} + F_{c4} + F_{h4} \\ F_{c3} + F_{h3} + F_{c4} + F_{h4} = F_{m4} + F_{c5} + F_{h5} \end{cases}$$

$$p = \frac{d}{dt}; p^2 = \frac{d^2}{dt^2}; v = px; a = p^2x; w = \frac{x_5}{F_p}$$

3.2 Моделювання чотиримасової системи в Simulink

Створення програми та підбір параметрів.

Зробивши 3D- модель гідравлічного ключа та призначивши матеріал шестерням, ми знаємо, яку масу мають усі шестерні, таким чином маси тіл становлять $m_1 = 6,79$ кг, $m_2 = 7,9$ кг, $m_3 = 7,9$ кг, $m_4 = 7,9$ кг.

Коефіцієнти демпфування були прийняті, Нс/м:

h1=45;
h2=45;
h3=35;
h4=35;
h5=200.

Жорсткість пружини – прийнята жорсткість елементів, Н/м:

c1=75000;
c2=75000;
c3=55000;
c4=55000;
c4=100000.

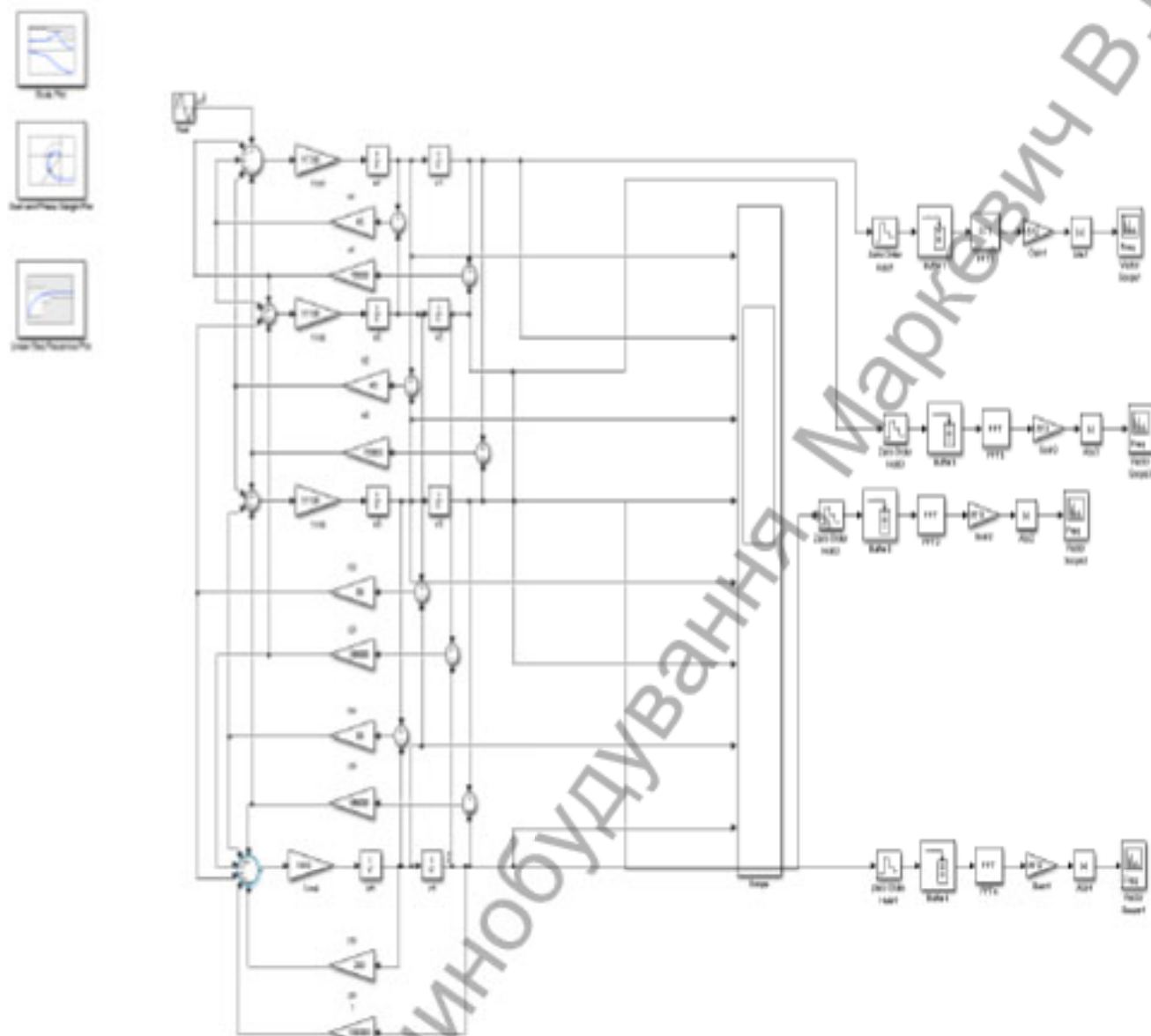


Рисунок 3.8 – Комп'ютерна модель конструкції в середовищі Simulink

Після створення схеми позначте на ній входні (F_{ext}) та вихідні характеристики (x_4).

За допомогою блока Scope ми отримали дослідні графіки переміщення та швидкості всіх тіл. Для визначення спектра частот системи використайте блоки Zero-Order Hold та Spectrum Analyzer. Щоб отримати графіки амплітудно-фазових частотних характеристик системи, ми застосували блоки Bode Plot, Linear Step Response Plot та Gain and Phase Margin Plot.

В результаті отримуємо такі графіки:

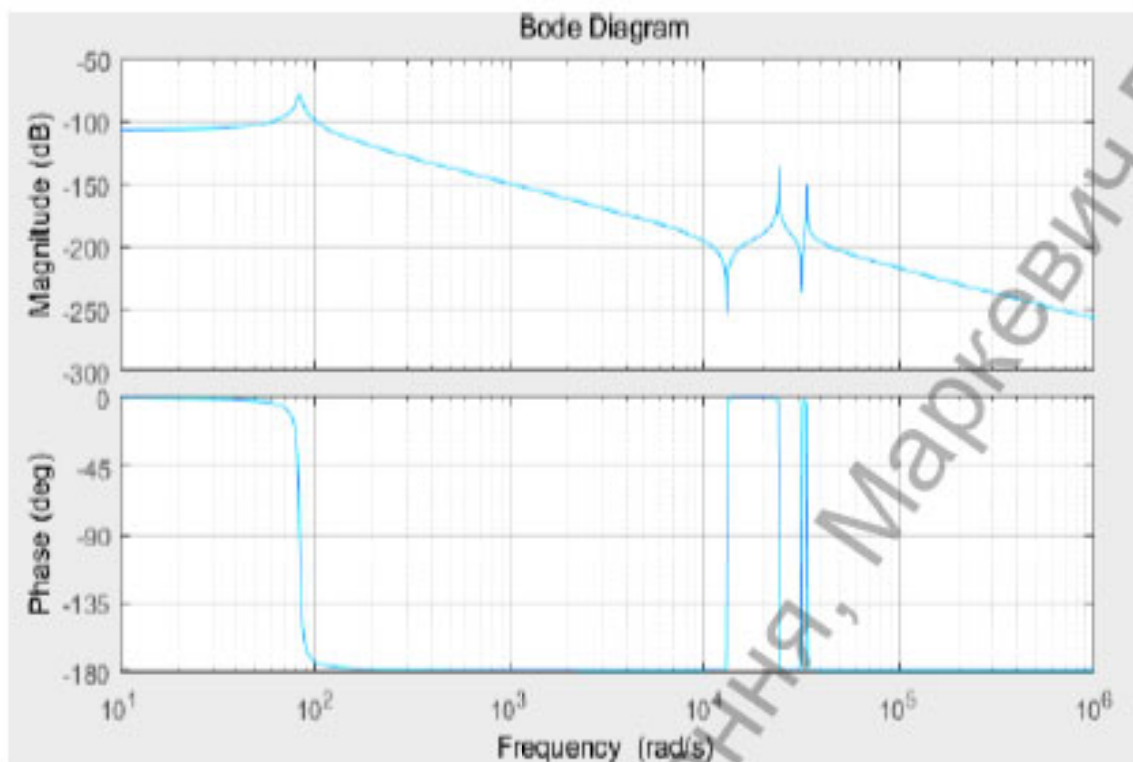


Рисунок 3.9 – Графік аналогово-фазово-частотних характеристик, побудований за допомогою команди `bode (w)`

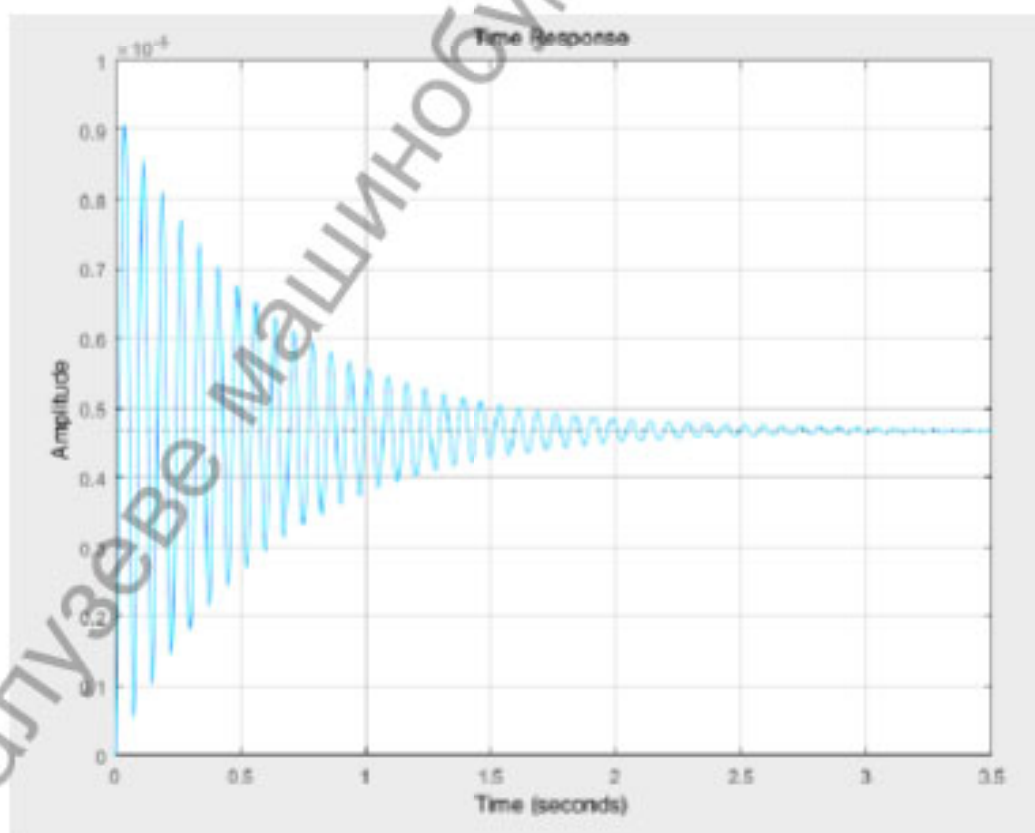


Рисунок 3.10 – Графік аналогово-фазово-частотних характеристик, побудований за допомогою команди `ltiview (w)`

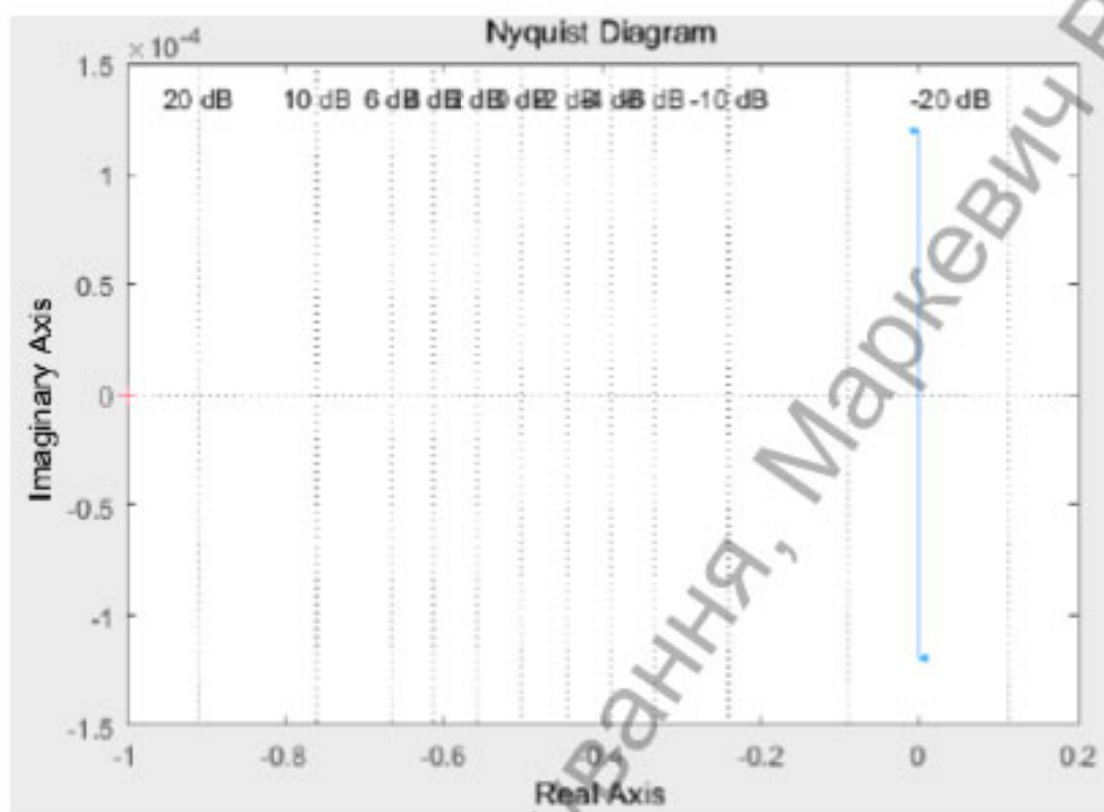


Рисунок 3.11 – Графік аналогово-фазово-частотних характеристик, побудований за допомогою команди Найквіста (w).

3.3 Дослідження міцності кінематичного ланцюга гідравлічного ключа

Об'єктом розрахунку є кінематичний ланцюг приводу гідроключа. Розрахункові навантаження на ротор ключа під час роботи в різних передачах представлені в таблиці 3.1

Таблиця 3.1 – Зведена таблиця навантаження

№	Тиск живильної мережі, МПа	Висока передача		Низька передача	
		Крутний момент, створюється на роторі, Нм	Тиск у системі манометра, МПа	Крутний момент, створюється на роторі, Нм	Тиск у системі манометра, МПа
1	6.890	1708,0	0.70	8542,0	3.70
2	10.340	2929,0	1.30	14643,0	6.40
3	13.790	4149,0	1.80	20744,0	9.00
4	17.240	5369,0	2.30	26845,0 ¹	11.70

1 Максимальний крутний момент: 25 344 Нм

З тривимірної моделі гідравлічного ключа було видалено всі елементи, що не пов'язані з кінематичним ланцюгом і не впливають на розрахунок. Крім того, всі елементи повернулися до моменту приведення евольвент зубчастих коліс кінематичного ланцюга в контакт. Зубчасте колесо на валу високомоментного двигуна подачі було закріплено, а до основного зубчастого вінця ключа було прикладено крутний момент, взятий з таблиці 3.1. Потім було проведено динамічний аналіз отриманого ланцюга.

Висока передача

Крутний момент на коронці 1 708 Нм

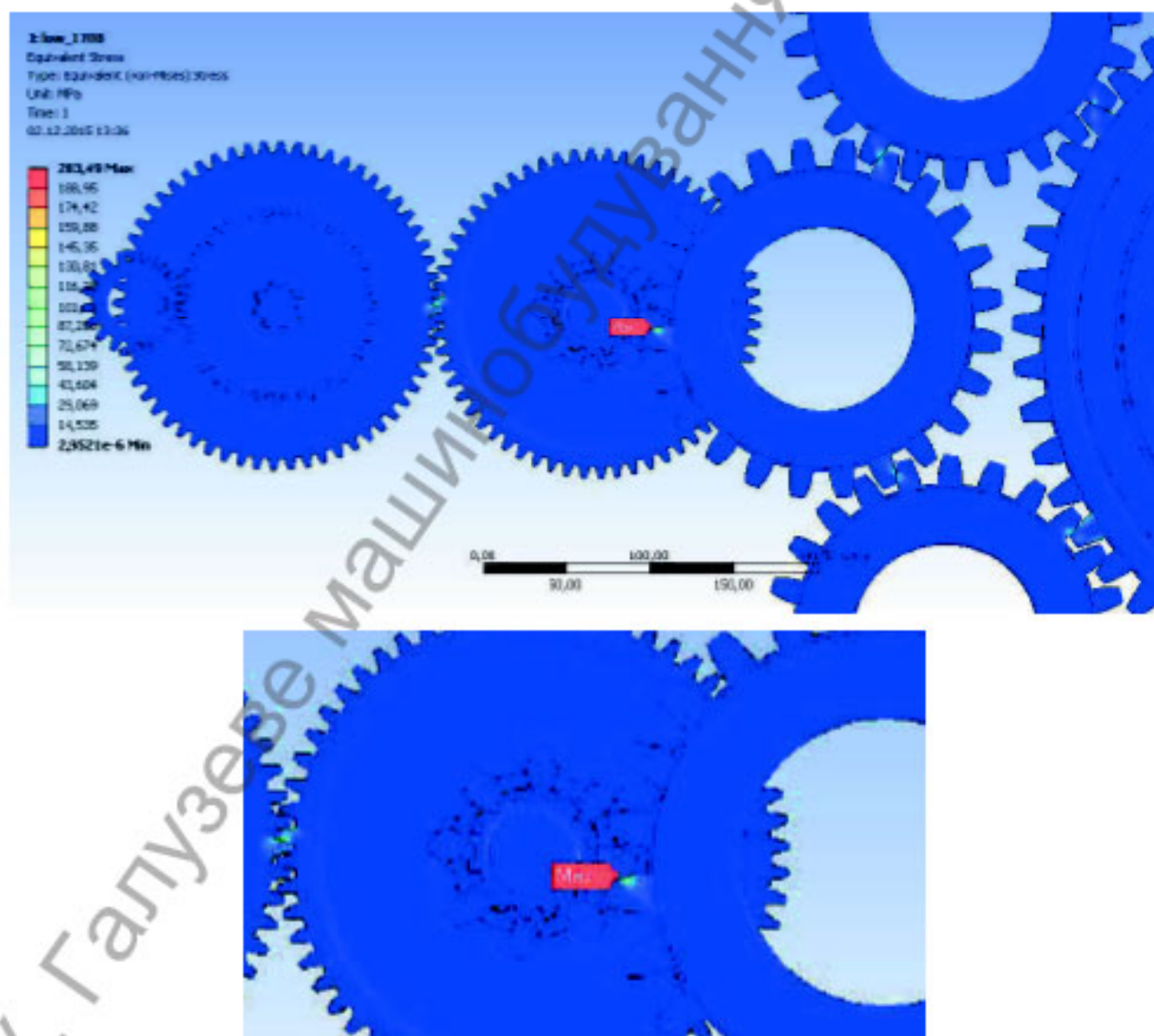


Рисунок 3.12 – Напруження в зубчастих парах

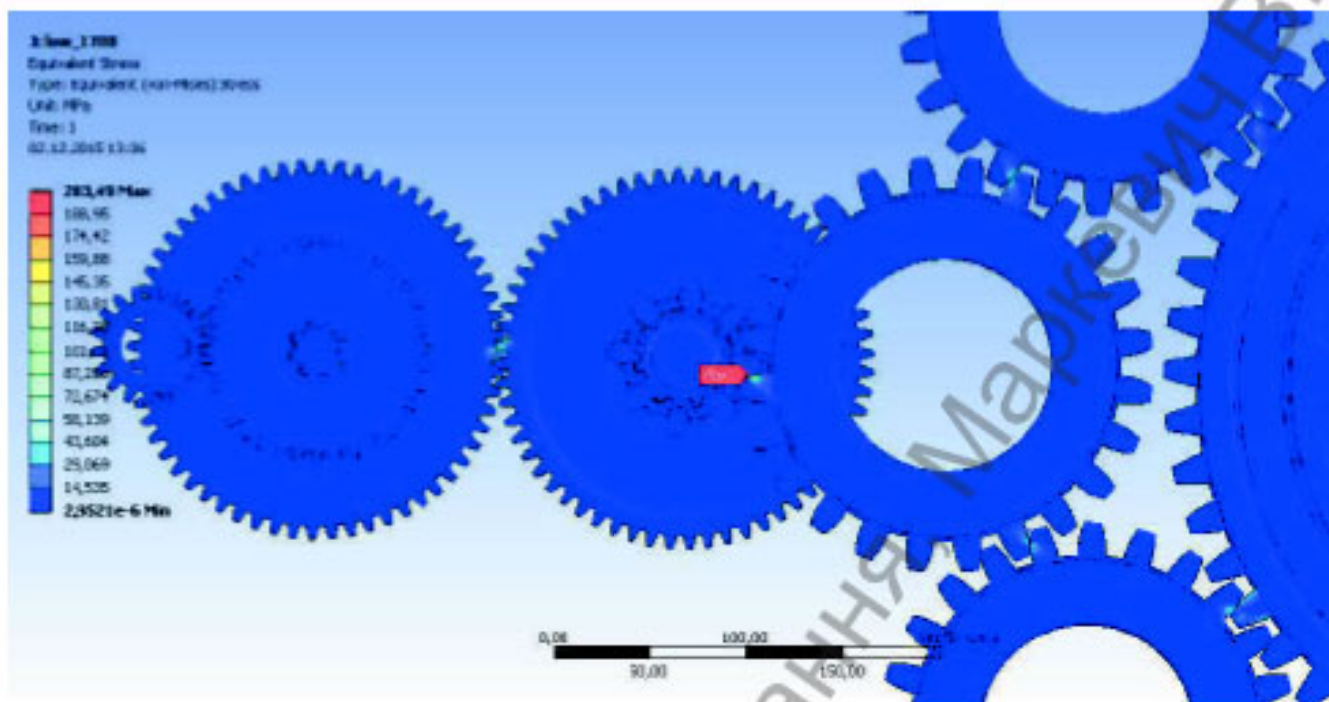


Рисунок 3.13 – Рухи в парах зубчастих передач



Рисунок 3.14 – Коефіцієнт запасу міцності в зубчастих парах.

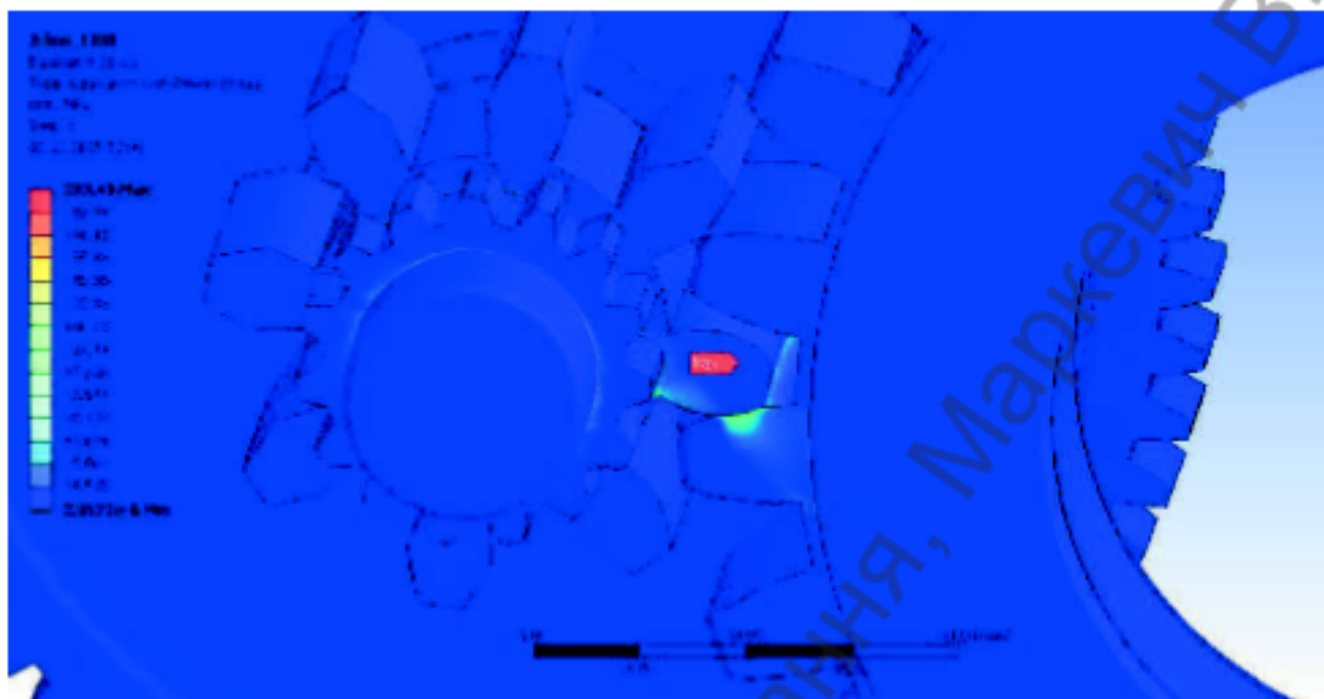


Рисунок 3.15 – Максимальні напруження в зачепленні (збільшено).

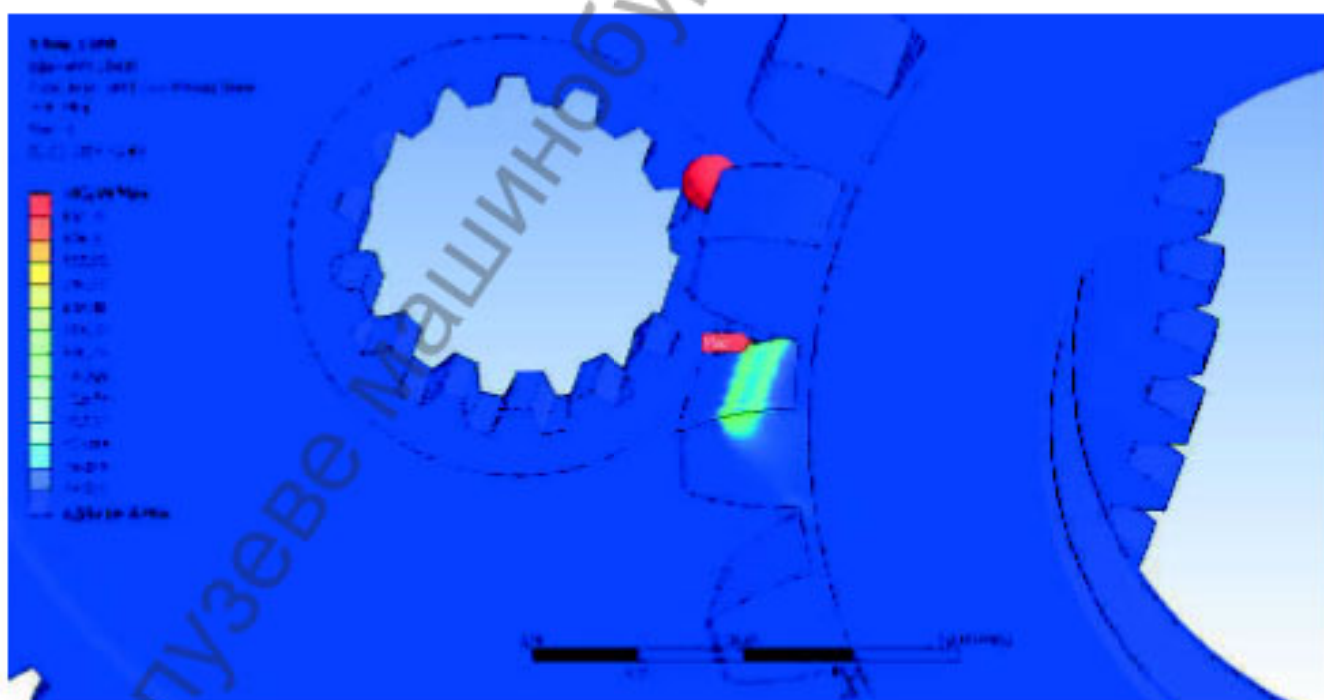


Рисунок 3.16 – Максимальні напруження в зачепленні (збільшена пляма контакту).

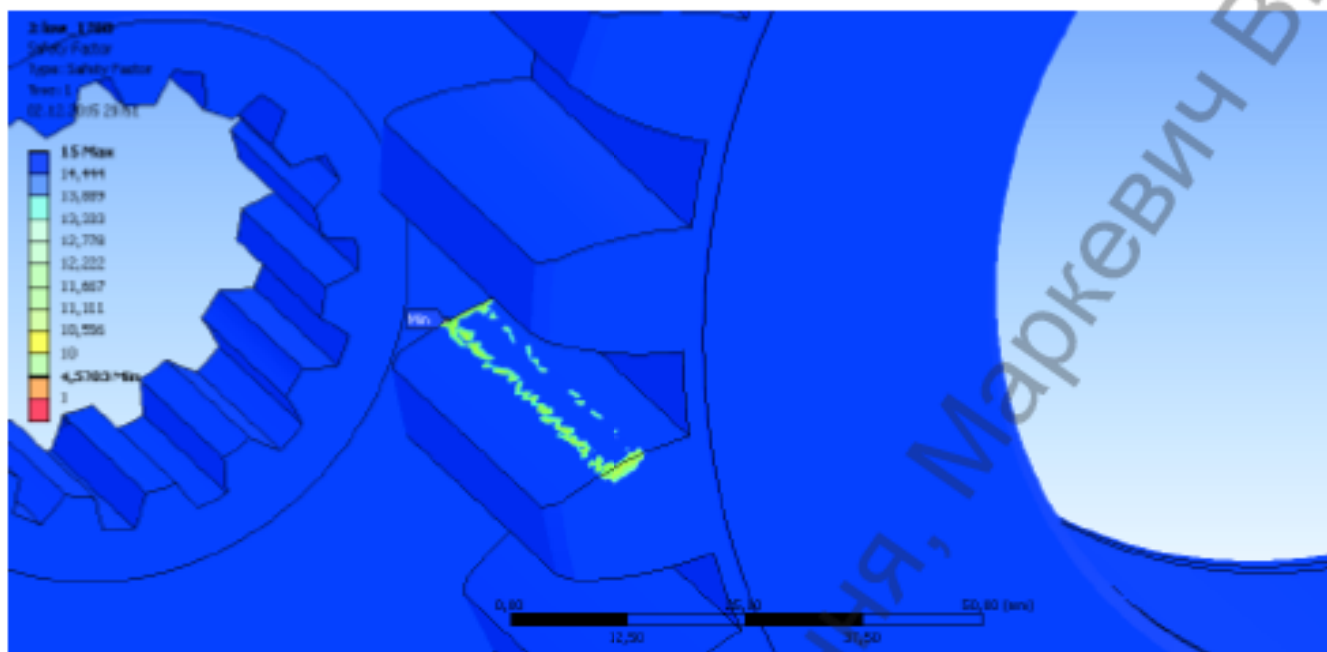


Рисунок 3.17 – Коефіцієнт запасу міцності в зоні контакту з максимальними напруженнями.

Крутний момент на коронці 5 369 Нм

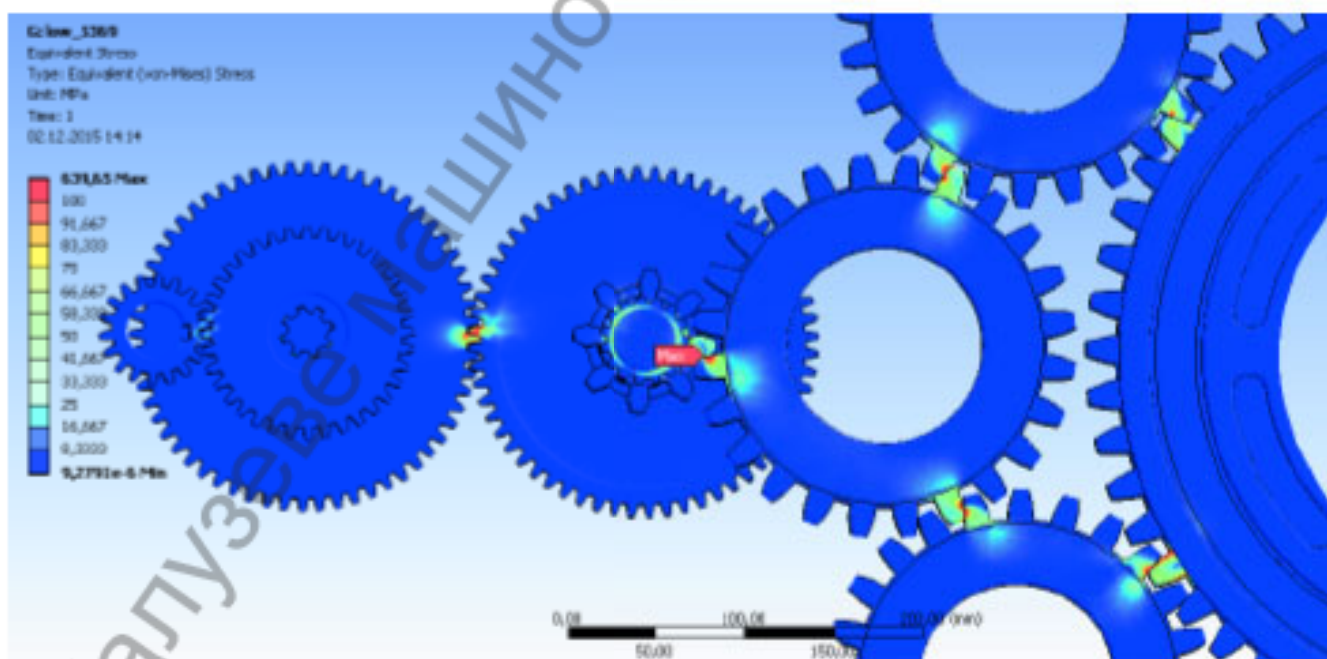


Рисунок 3.18 – Напруження в зубчастих парах.

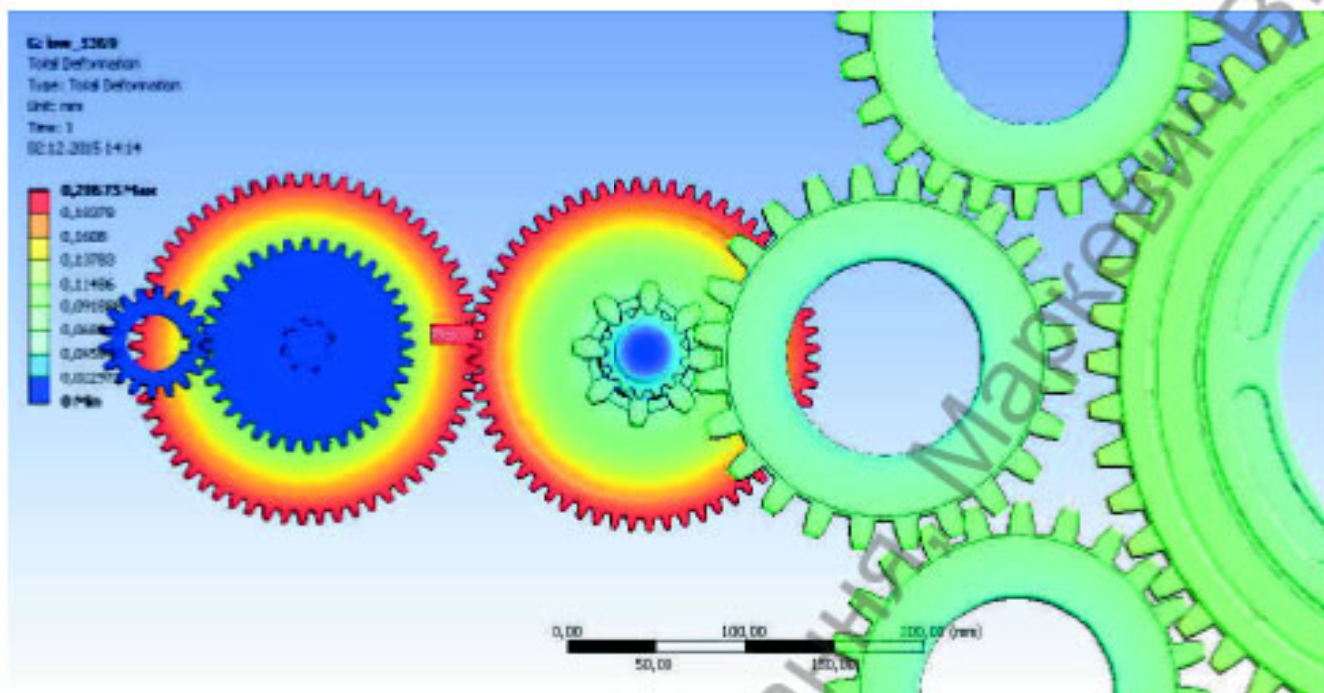


Рисунок 3.19 – Рухи в зубчастих парах

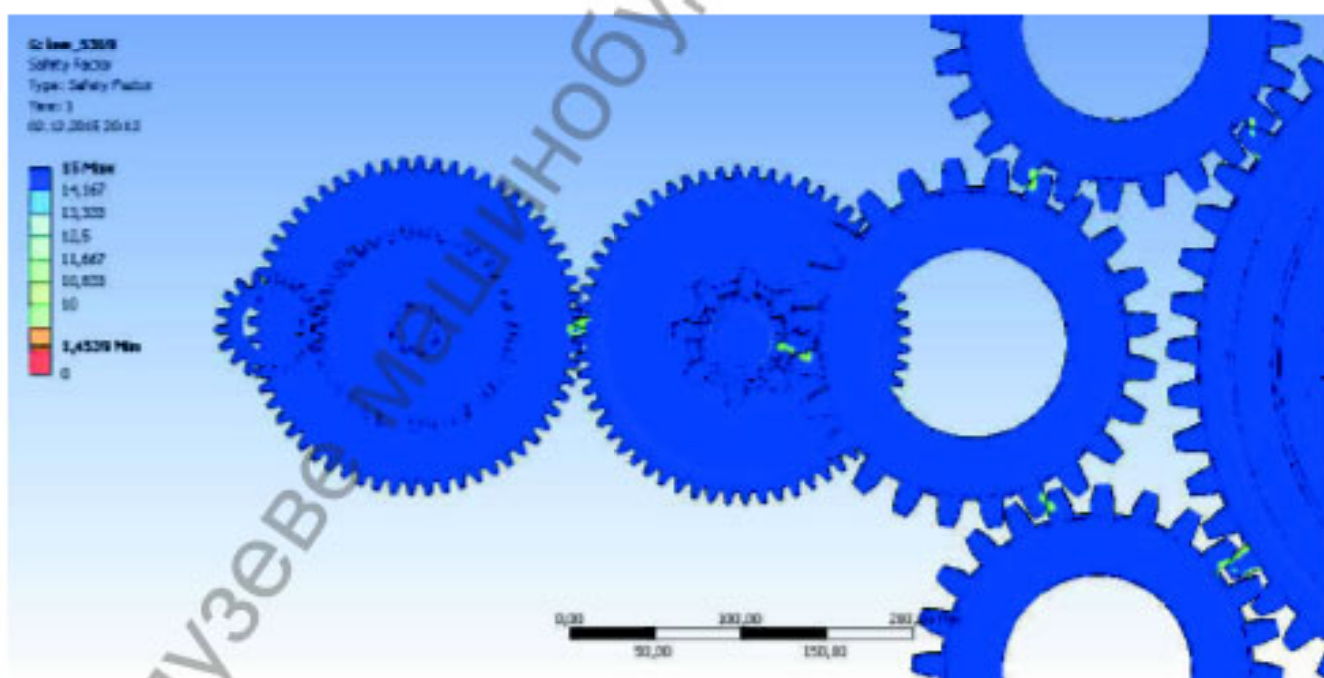


Рисунок 3.20 – Коефіцієнт запасу міцності в парах зубчастих передач.

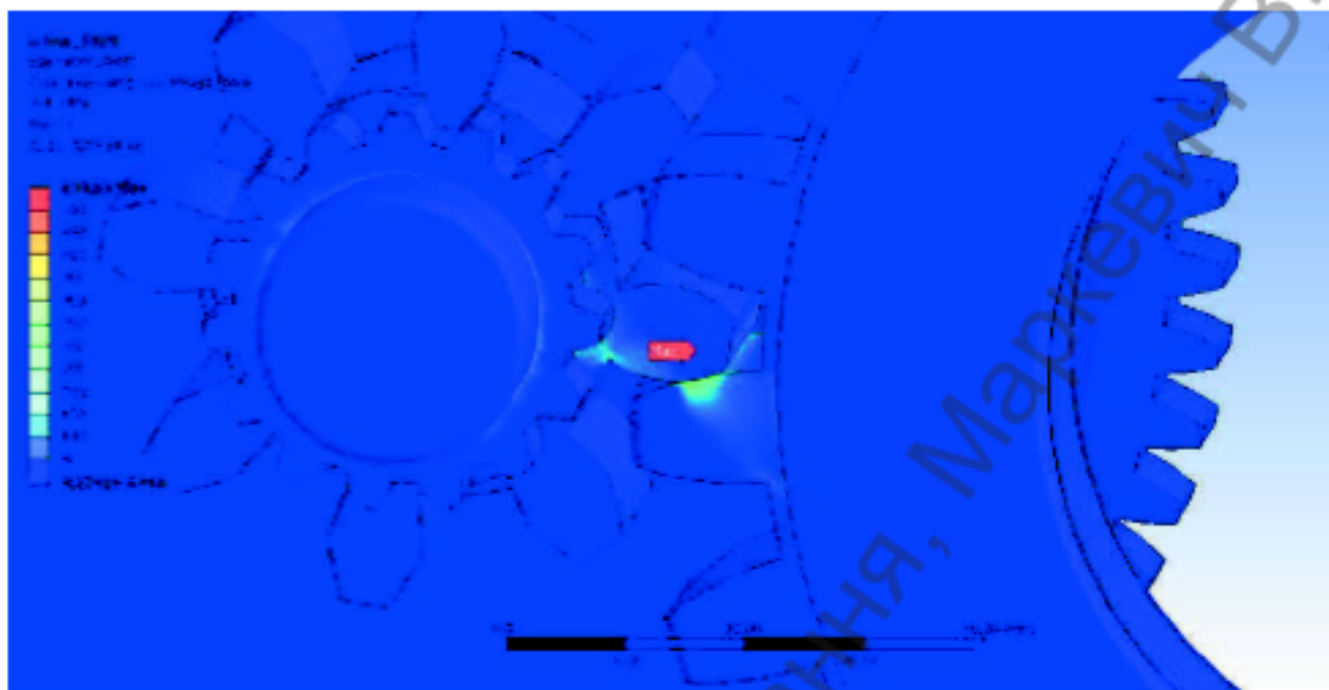


Рисунок 3.21 – Максимальні напруження в зачепленні (збільшене зображення).

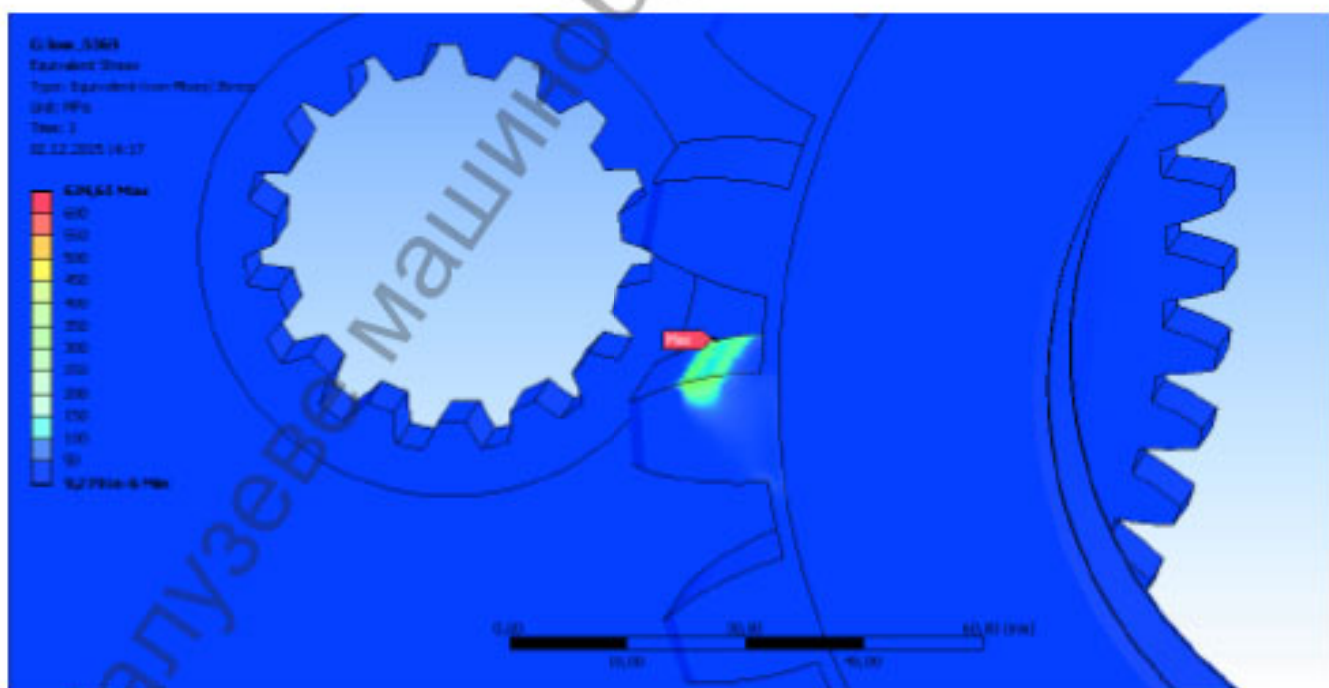


Рисунок 3.22 – Максимальні напруження в зачепленні (збільшена пляма контакту).

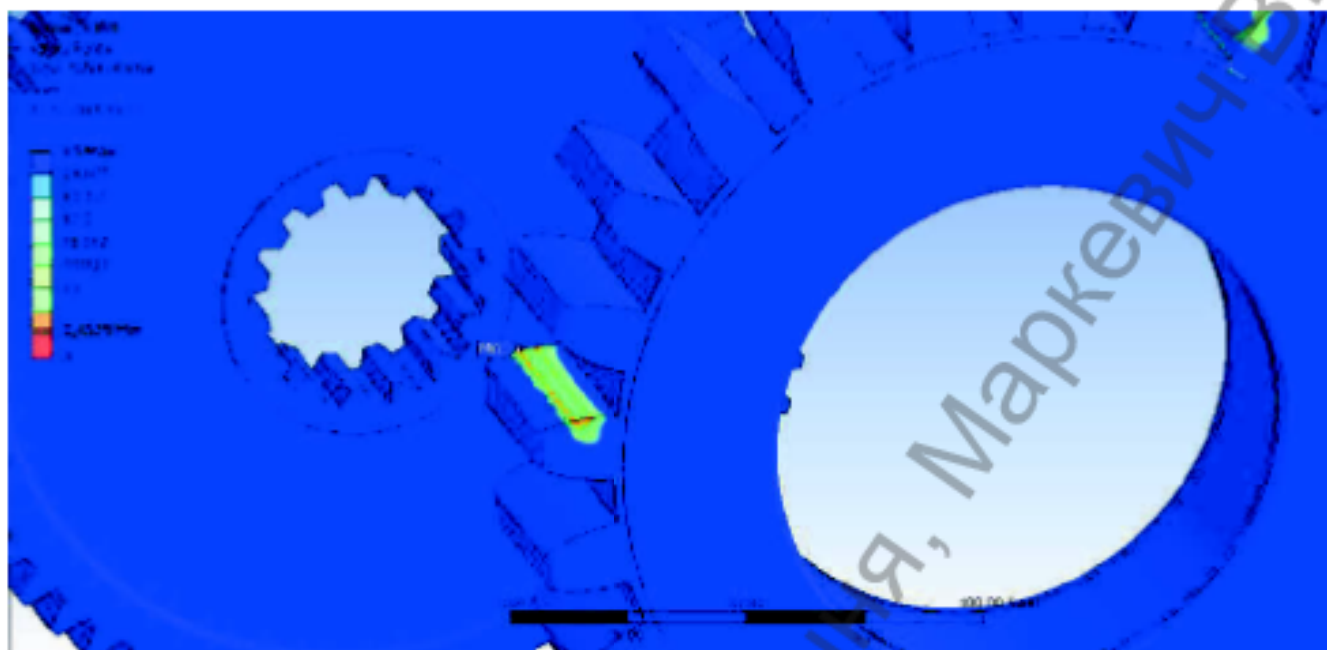


Рисунок 3.23 – Коефіцієнт запасу міцності в зоні контакту з максимальними напруженнями.

Низька передача

Крутний момент на коронці становить 25 354 Нм.



Рисунок 3.24 – Напруження в зубчастих парах.

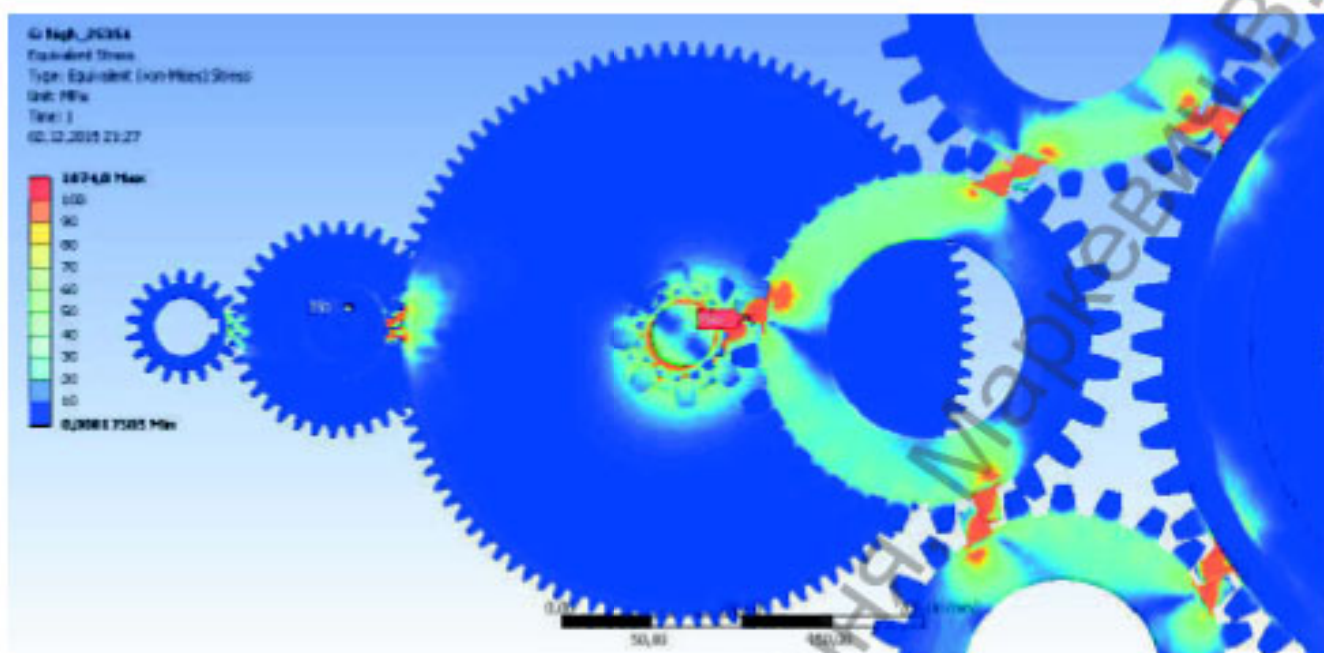


Рисунок 3.25 – Напруження в зубчастих парах.

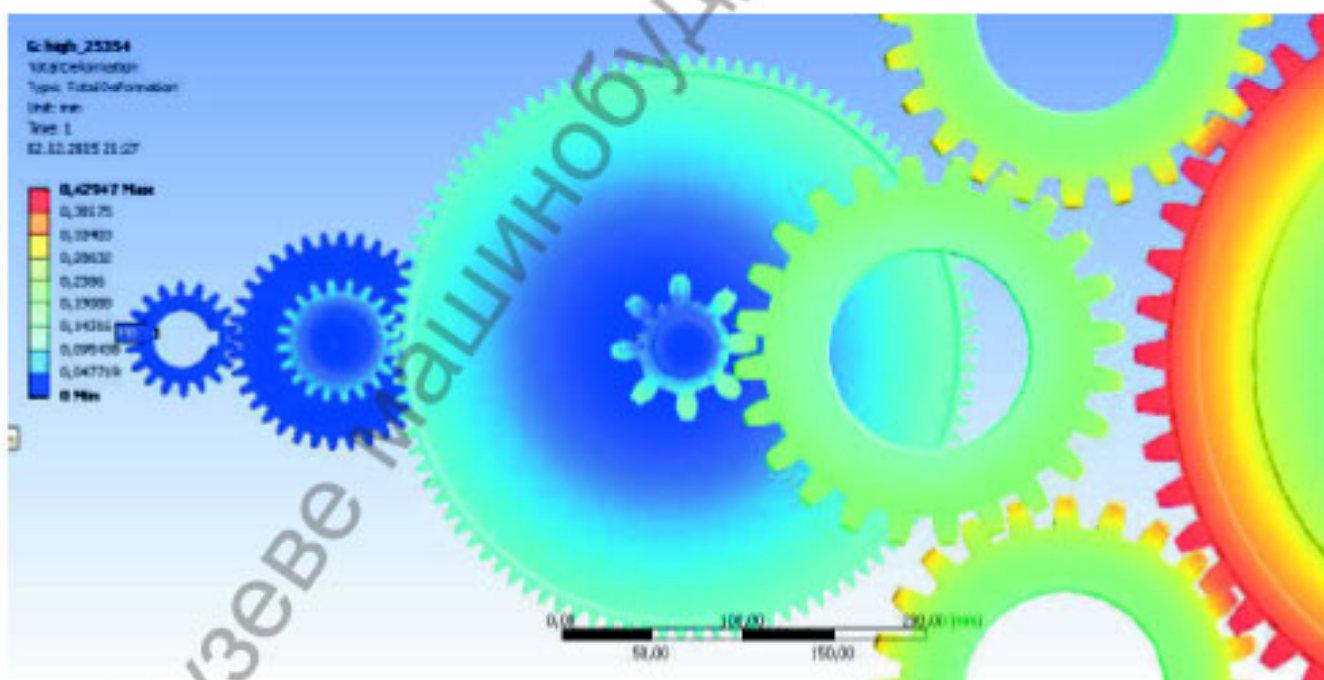


Рисунок 3.26 – Рухи в зубчастих парах.

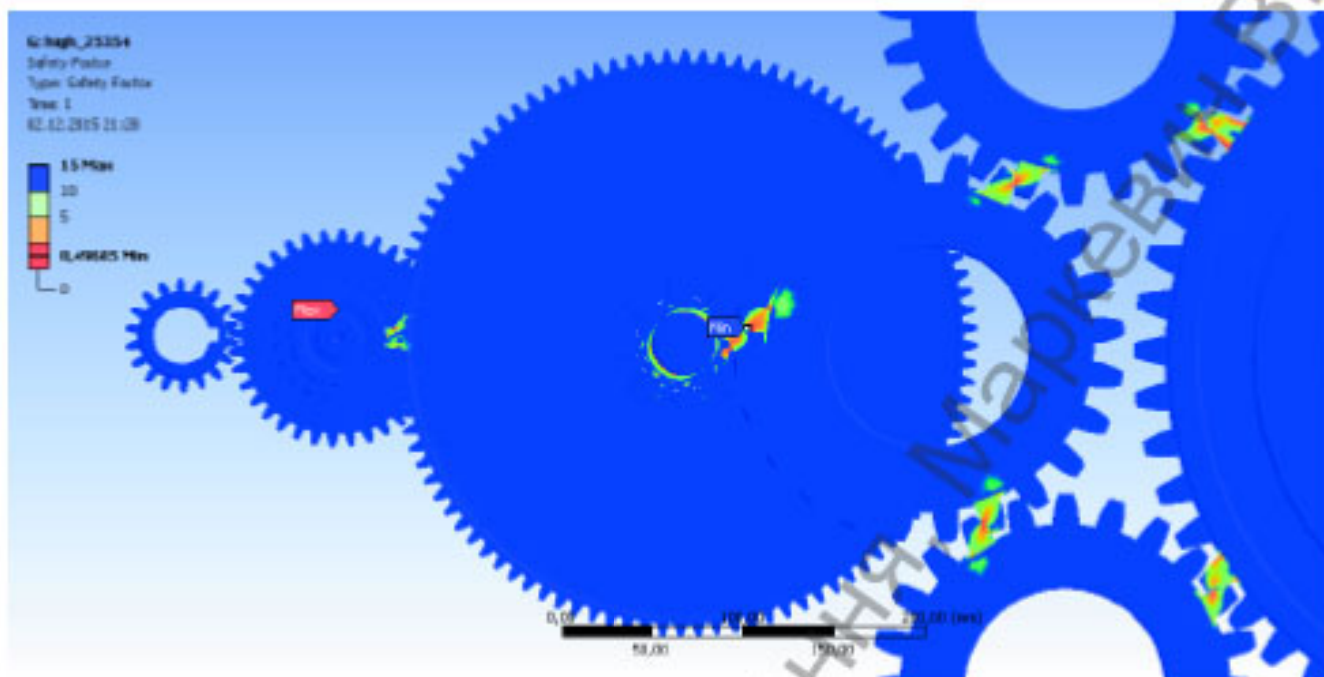


Рисунок 3.27 – Коефіцієнт запасу міцності в парах зубчастих передач.

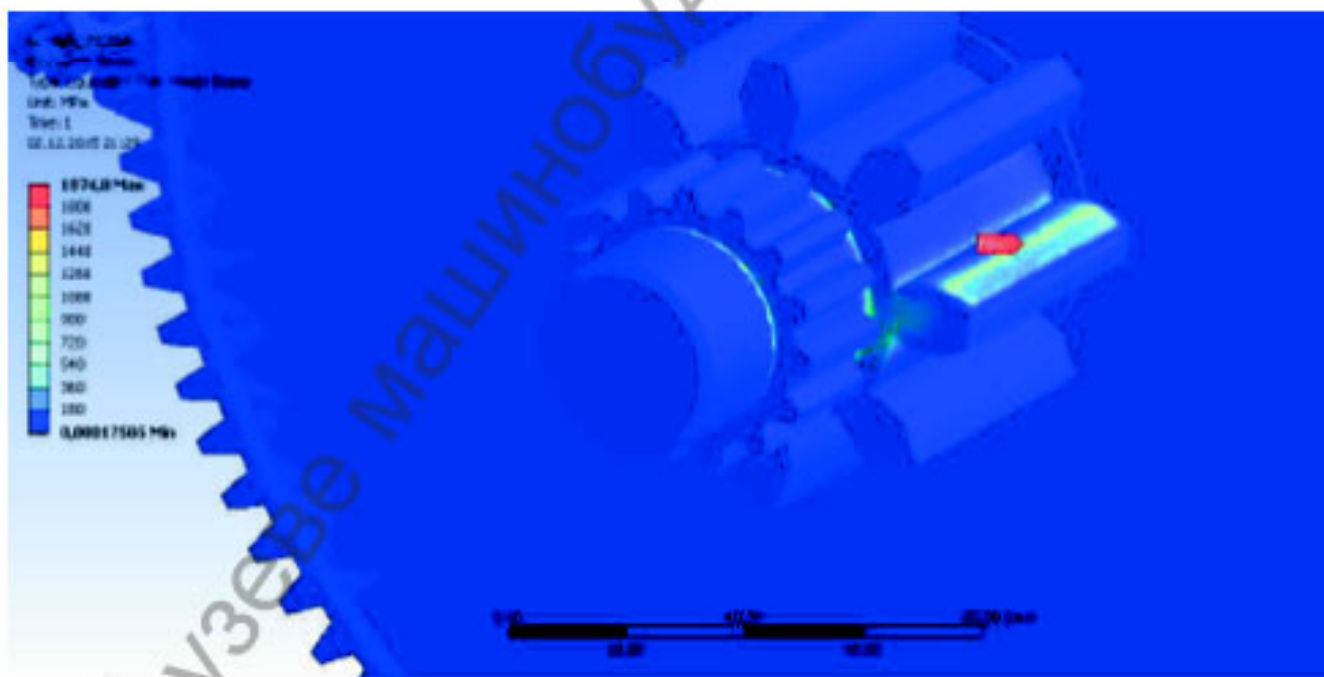


Рисунок 3.28 – Максимальні напруження в зачепленні (збільшене зображення)

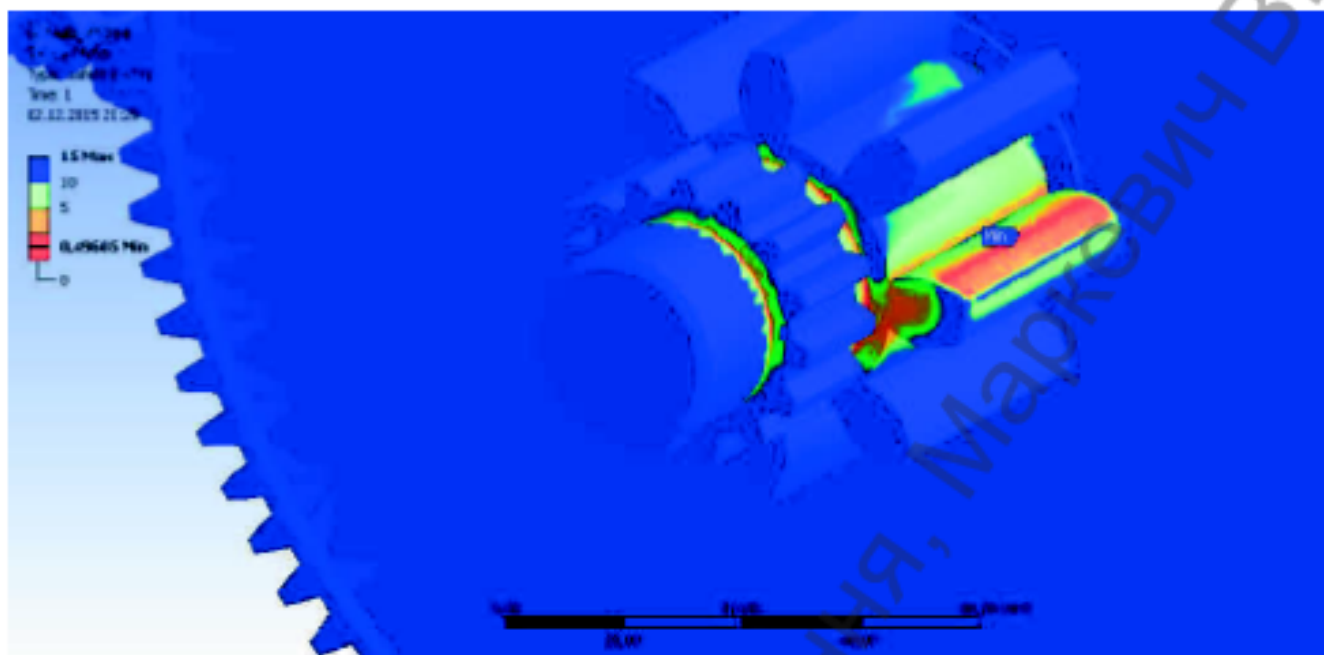


Рисунок 3.29 – Коефіцієнт запасу міцності в зоні контакту з максимальними напруженнями.

Крутний момент на коронці 26 845 Нм



Рисунок 3.30 – Напруження в зубчастих парах.

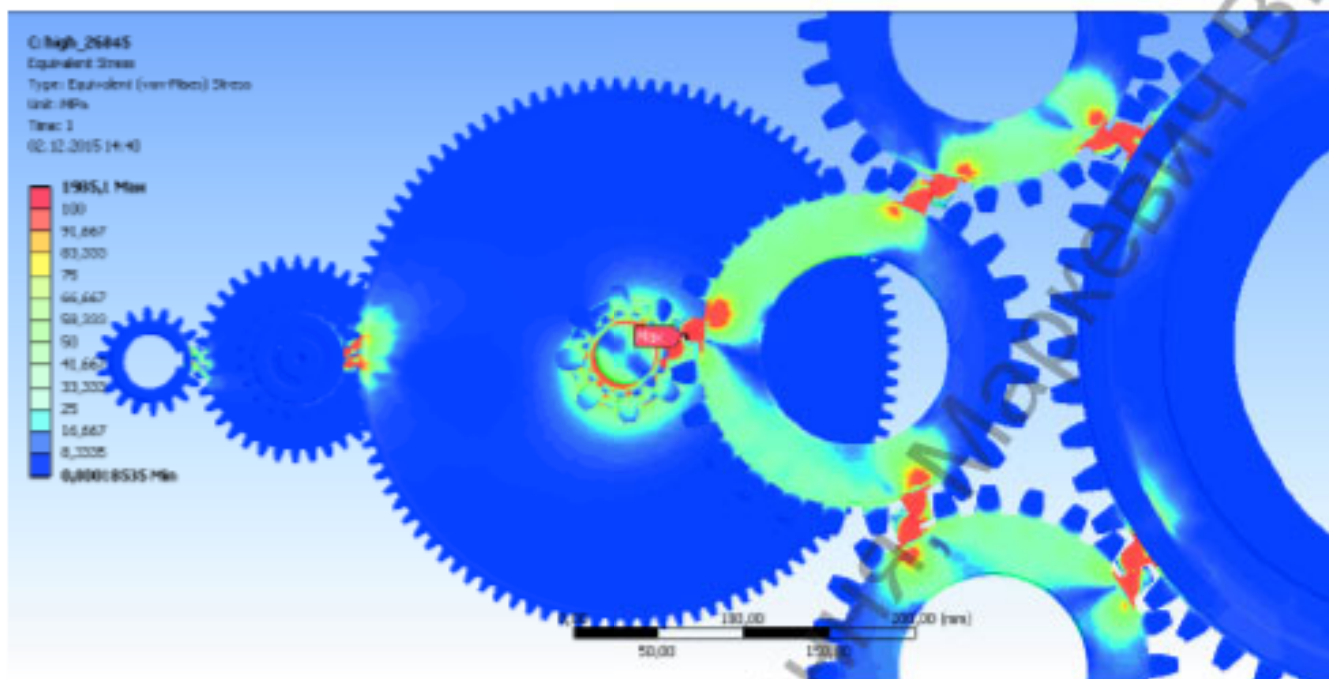


Рисунок 3.31 – Напруження в парах зубчастих передач

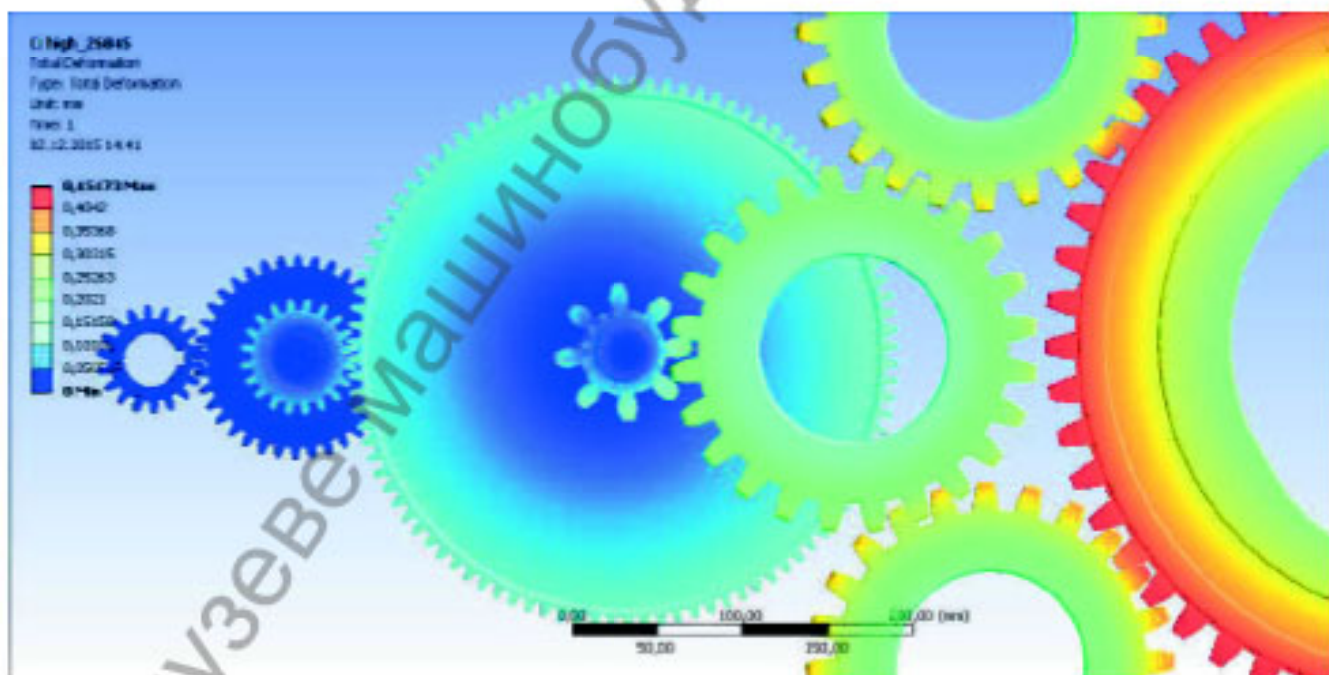


Рисунок 3.32 – Рухи в зубчастих парах.

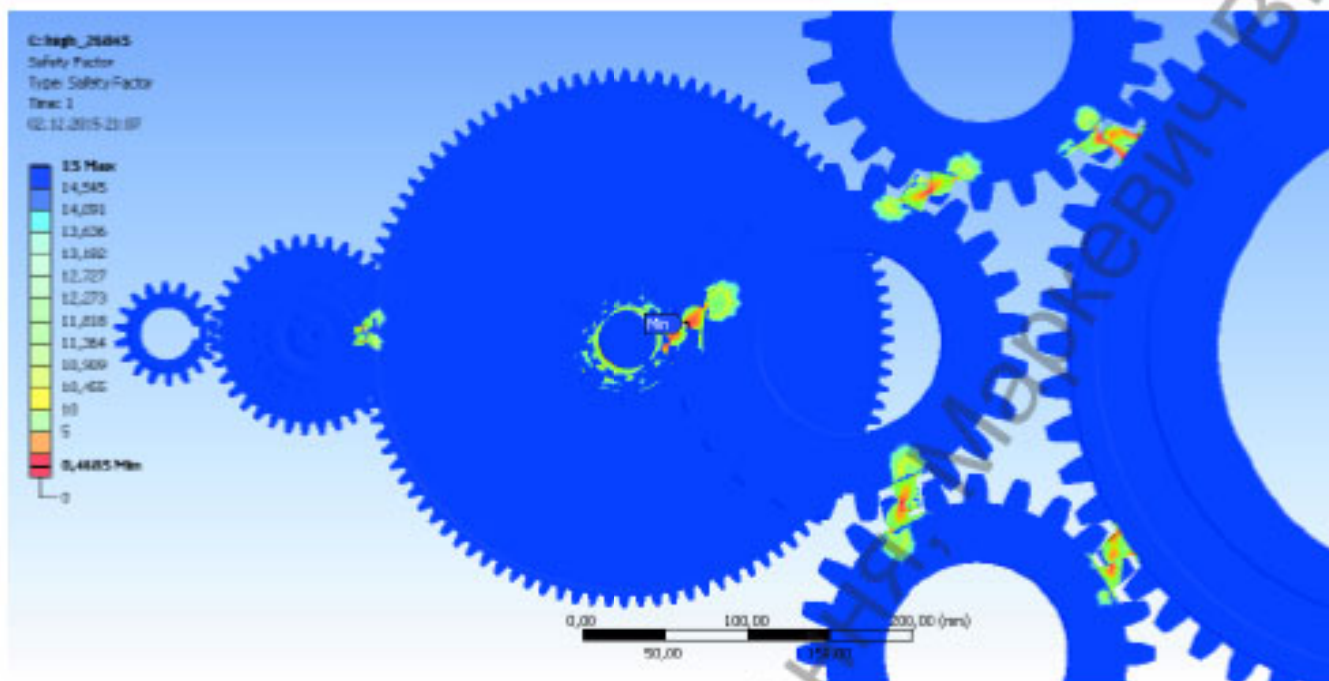


Рисунок 3.33 – Коефіцієнт запасу міцності в зубчастих парах.

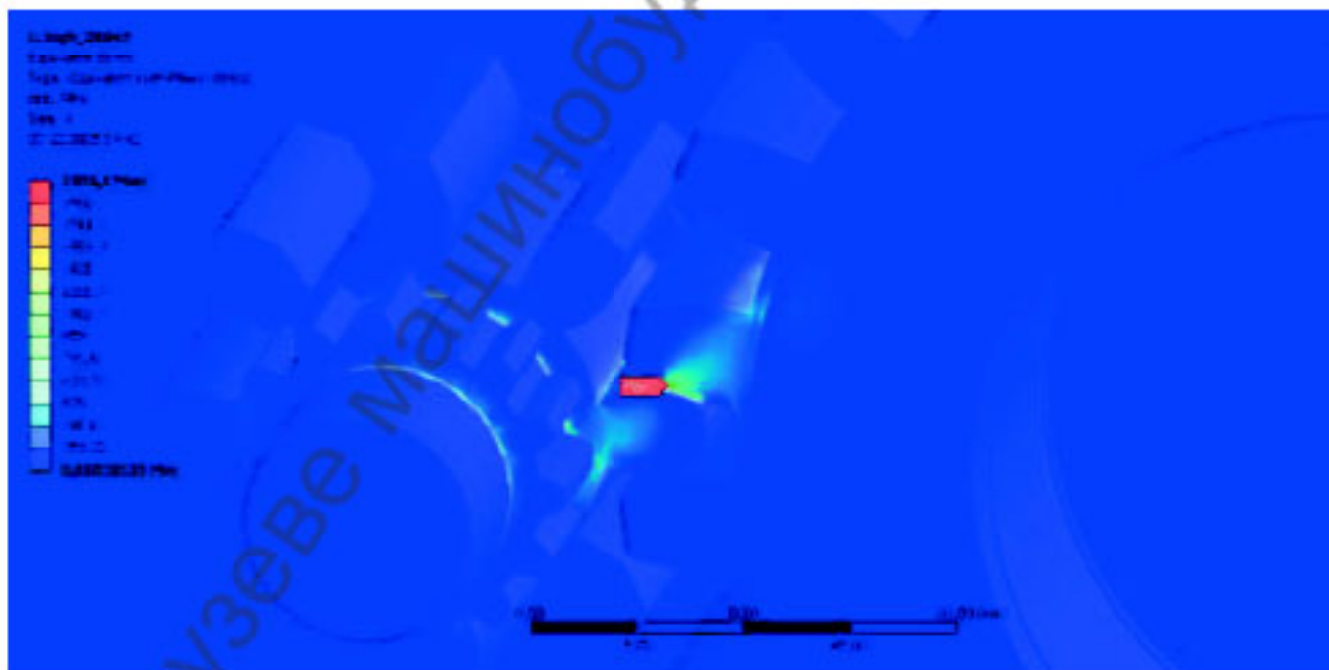


Рисунок 3.34 – Максимальні напруження в зачепленні (збільшене зображення)

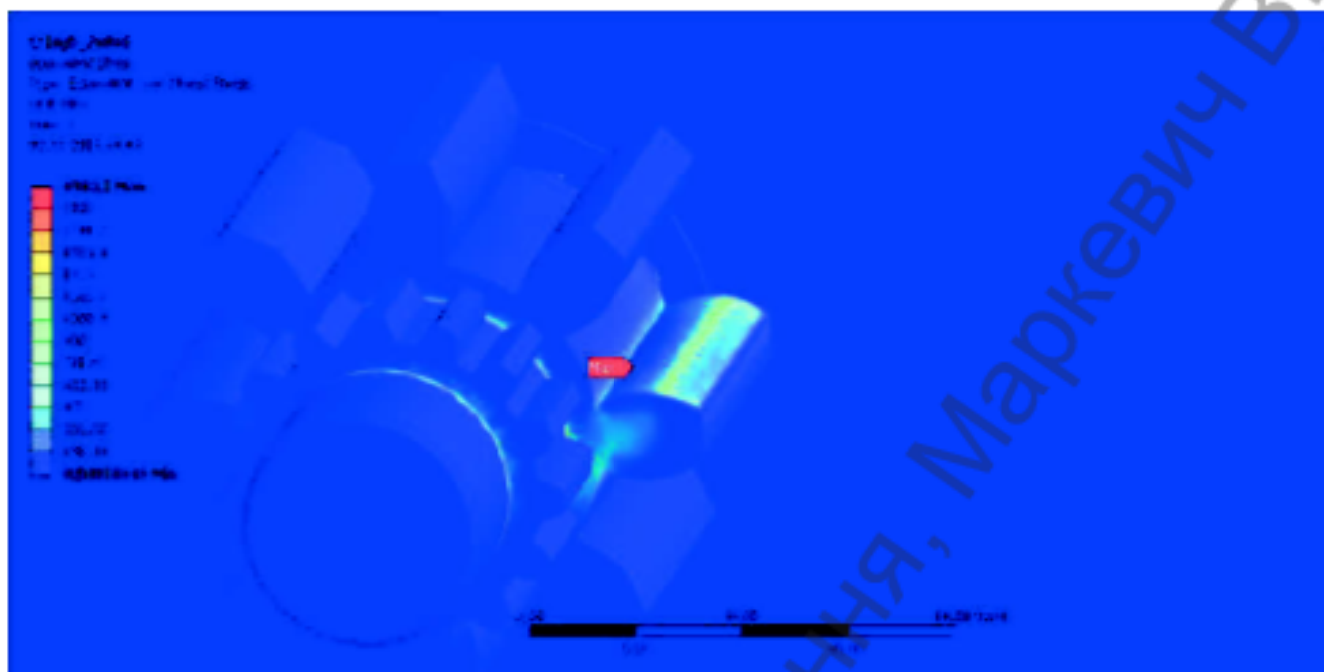


Рисунок 3.35 – Максимальні напруження в зачепленні (збільшена пляма контакту)

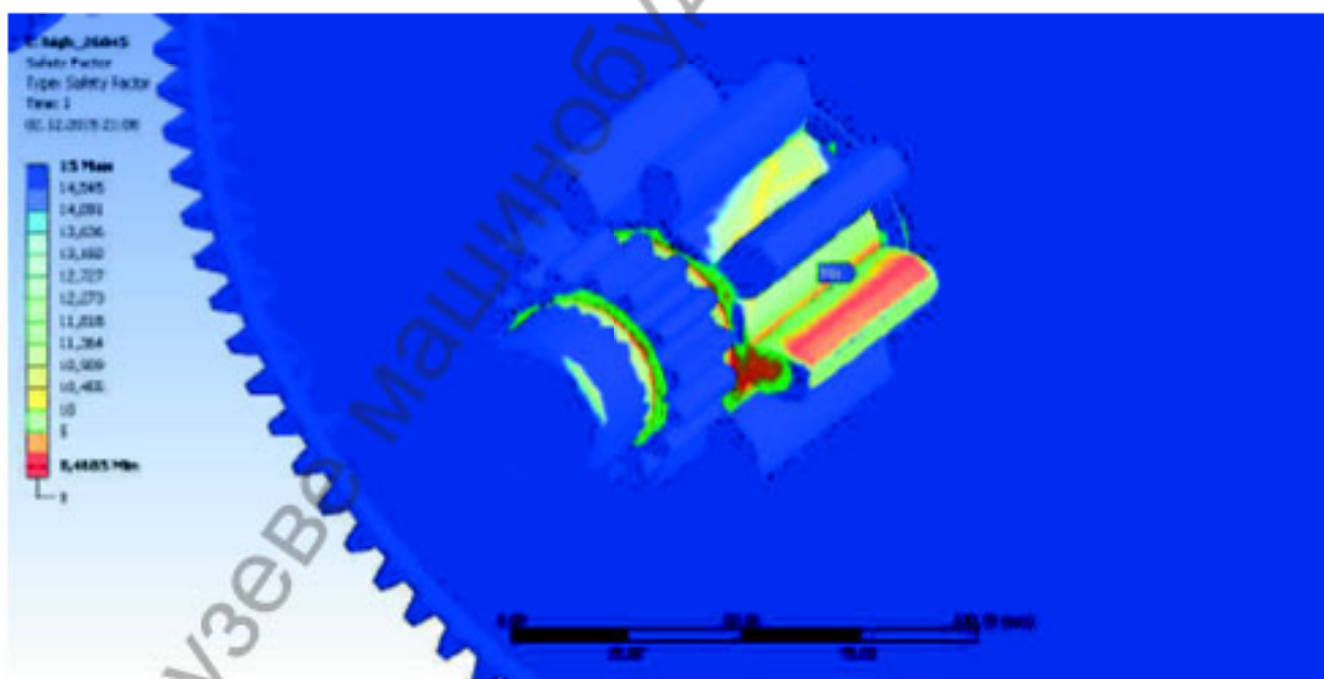


Рисунок 3.36 – Коефіцієнт запасу міцності в зоні контакту з максимальними напруженнями.

Висновки до розділу:

1. Команда $\text{step} (w)$ відповідає за побудову графіка перехідного процесу під час застосування сили до системи. Графік показує, що час перехідного процесу становить 3,50 с. Перехідна функція затухає, тому система стійка. Важливо відстежувати власні частоти системи, щоб тіла не перебували в резонансі.

2. Функція Боде показує графік логарифмічних частотних характеристик. Графік показує, що система є стабільною, оскільки $-180^\circ 0'$ ЛАН (логарифмічна амплітудно-фазова частотна характеристика) є від'ємною, коли досягнуто фазову характеристику.

3. Таким чином, згідно з аналізом даних, зміщення всієї системи дуже мале, а вібрація затухає протягом 3,50 секунд. Система передач може витримувати прикладені навантаження.

4. В результаті розрахунку отримано закономірності розподілу напружень для всіх зубчастих коліс. Напруження знаходяться в межах норми, коефіцієнт запасу міцності достатній.

5. Мінімальні коефіцієнти запасу міцності на діаграмах зумовлені артефактами розв'язувача. При перерахунку напружень у точці контакту на її площу мінімальний коефіцієнт запасу міцності не знизиться нижче 1,20, що достатньо для забезпечення працездатності зачеплення. Однак варто враховувати можливість виходу шестерні з ладу у разі різких прискорень механізму.

6. Для рівномірної передачі крутного моменту вся конструкція повинна бути виготовлена з високим класом точності. Ця вимога справедлива для всіх існуючих зубчастих зачеплень і забезпечується конструкцією самих зубчастих коліс.

7. Для збільшення максимального крутного моменту на головному зубчастому вінці та зменшення навантаження на зубчасті пари можна використовувати проміжну зубчасту передачу в точці, де виникає максимальне навантаження.

ВИСНОВКИ

Сучасні підходи до розвитку обладнання зосереджені на модернізації вже існуючих пристроїв. Однією з актуальних тенденцій є оптимізація параметрів та тестування вантажопідйомності обладнання за допомогою спеціалізованого програмного забезпечення.

У цій кваліфікаційній роботі було досліджено навантажувальну здатність роторного блоку гідравлічного ключа FARR з розрізною трубою моделі KT 5 500.

Аналіз наявних гідравлічних трубних ключів дозволив виявити їхні особливості та технічні характеристики. Ринок даного обладнання пропонує широкий асортимент гідравлічних ключів від провідних світових виробників. Це свідчить про значний інтерес багатьох компаній-виробників до їх модернізації та впровадження нових рішень. Розрахунок на міцність кінематичного ланцюга гідравлічного ключа показав, що розподіл напружень на всіх зубчастих колесах знаходиться в межах норми. На основі аналізу розрахункових параметрів також були надані рекомендації щодо виготовлення шестерень.

Була розроблена тривимірна модель, і на її основі було модернізовано обладнання. Створено тривимірні моделі всіх елементів досліджуваного обладнання, а також розроблені складальні кресленики. Математичний розрахунок підтвердив стійкість системи гідравлічного ключа та дозволив визначити власні частоти системи.

Завершена модифікація гідравлічного трубного ключа FARR KT 5 500 дозволяє оптимізувати швидкість виконання робіт, скоротити час на технічне обслуговування та розширити діапазон розмірів труб, з якими може працювати ключ.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Smith, J., & Svendsen, S. (2015). Development of a plastic rotary heat exchanger for room-based ventilation in existing apartments. *Energy and Buildings*, 107(2), 52-59. (Хоча 2015 рік, це є рання публікація, що може бути релевантною).
2. Wang, J., Wang, Z. L., & Song, J. (2016). *Triboelectric Nanogenerators: From Fundamentals to Applications*. Springer.
3. Liu, Z., Mo, W., & Li, Z. (2017). Dynamics and Load-Carrying Capacity of a High-Speed Rotating Spindle System with Angular Contact Ball Bearings. *Journal of Mechanical Design*, 139(10), 103301.
4. Kumar, A., & Das, S. (2018). Experimental investigation on the performance of a rotor bearing system with various unbalance conditions. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 32(3), 1083-1090.
5. Zhao, M., & Ding, Z. (2019). Dynamic analysis of a flexible rotor-bearing system with cracks and its fault diagnosis. *Journal of Sound and Vibration*, 442, 1-19.
6. Polyakov, A. A., & Nikitin, A. V. (2019). Modernization of the bearing unit of a technological machine. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 698(4), 044007.
7. Chen, S., & Li, W. (2020). Research on the Dynamic Characteristics and Load-Bearing Capacity of a New Type of Rotor Support System. *Shock and Vibration*, 2020, 1-10.
8. Al-Abadi, N., & Al-Ameri, H. A. (2020). Performance Analysis of a Rotor-Bearing System with Viscoelastic Damping. *International Journal of Advanced Engineering Research and Science*, 7(10), 40-47.
9. Gao, H., & Yu, Y. (2021). Dynamic Modeling and Load Capacity Prediction of a Rotor System with Active Magnetic Bearings. *Sensors*, 21(14), 4810.
10. Lee, J., Kim, S., & Park, J. (2021). Enhancement of Rotational Speed and Load Capacity of Air Bearing Spindles for High-Precision Machining. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 143(8), 081010.

11. Pielorz, A., & Wieczorek, A. (2022). Influence of modernization on the operational parameters of a selected rotor-stator system. *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 22(4), 164.
12. Nowak, L., & Konieczny, J. (2022). Analysis of the Influence of Modernization of the Rotor Blade Profile on the Efficiency of a Wind Turbine. *Energies*, 15(19), 7087.
13. Wu, H., & Zhang, Q. (2023). Research on the Load-Bearing Capacity and Stability of a High-Speed Rotor System with New Composite Bearings. *Composite Structures*, 306, 116551.
14. Yang, B., & Duan, Z. (2023). Dynamic Response and Stability Analysis of a Modernized Rotor System with Flexible Supports. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 188, 110050.
15. Kumar, R., & Singh, V. P. (2024). Design and analysis of a novel hybrid bearing for enhanced load-carrying capacity in high-speed rotor applications. *International Journal of Mechanical Sciences*, 264, 108865.
16. Кваліфікаційна робота: методичні вказівки до оформлення кваліфікаційних робіт для здобувачів першого (бакалаврського) та другого (магістерського) рівнів вищої освіти всіх освітніх програм денної та заочної форм навчання / уклад. Н.В. Ковальчук, Ю.Г. Фесіна, І.Л.Заблоцька Луцьк : ЛНТУ, 2023. 46 с.
17. Романчиков В.І. Основи наукових досліджень. Навчальний посібник. – К.: Центр учбової літератури, 2007. – 254 с.
18. Мальська М., Паньків Н. Основи наукових досліджень : навчальний посібник / Марта Мальська, Наталія Паньків. – Львів : Видавництво ЛНУ імені Івана Франка, 2020. - 226 с.
19. Практичне проектування і конструювання деталей машин : навч. посіб. / В. О. Малащенко, В. М. Стрілець, М. М. Козяр, О. Р. Стрілець. – Рівне : НУВГП, 2020. – 146 с.

ДОДАТКИ