

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 НАПРУЖЕНОГО СТАНУ
ЕЛЕМЕНТІВ МОДЕРНІЗОВАНОГО РЕДУКТОРА З
ПРОМІЖНИМИ ТІЛАМИ КОЧЕННЯ**

спеціальність 133 Галузеве машинобудування

освітня програма Галузеве машинобудування

Виконав: здобувач вищої освіти
групи Мм-21

Коровіцький Вадим 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: бакалавр
Галузь знань: 13 Механічна інженерія
Спеціальність: 133 Галузеве машинобудування
Освітня програма: «Галузеве машинобудування»

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

ЗАВДАННЯ НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Коровіцький Вадим Володимирович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема кваліфікаційної роботи Дослідження напруженого стану елементів модернізованого редуктора з проміжними тілами кочення

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. Огляд літератури з теми дослідження. Аналіз САЕ систем. Порядок розрахунку напружень в елементах конструкції редуктора з проміжними тілами кочення. 2 Науково-дослідний розділ. Методика розрахунку в системах САЕ. Дослідження елементів редуктора у системах САЕ. 3 Конструкторський розділ. Інженерний розрахунок елементів редуктора. Аналіз можливості полегшення вала сепаратора зі збереженням запасу міцності. Можливість виготовлення деталі вала-сепаратора з двох частин. Використання мастильних матеріалів. 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

Коровіцький 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 роботі було проведено огляд літератури з теми дослідження, аналіз САЕ систем, приведено порядок розрахунку напружень в елементах конструкції редуктора з проміжними тілами кочення та методика розрахунку в системах САЕ. Було досліджено елементів редуктора у системах САЕ, а саме: напружень вихідного вала, напруження в роликах, максимальних напружень у перегородках сепаратора, та напружень на вінці. Також проведено інженерний розрахунок елементів редуктора, та аналіз можливості полегшення вала сепаратора зі збереженням запасу міцності. Досліджено можливість виготовлення деталі вала-сепаратора з двох частин. Приведені рекомендації щодо використання мастильних матеріалів.

Ключові слова: РЕДУКТОР, ПРОМІЖНІ ТІЛА КОЧЕННЯ, ВИХІДНИЙ ВАЛ, САЕ СИСТЕМИ, ВАЛ-СЕПАРАТОР, ВІНЦЕ.

ANNOTATION

Korovitskyi V.V. Investigation of the stress state of elements of a modernized gearbox with intermediate rolling elements. 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.

The work includes a literature review on the research topic, analysis of CAE systems, the procedure for calculating stresses in the structural elements of a gearbox with intermediate rolling elements and the calculation methodology in CAE systems. The elements of the reducer in CAE systems were studied, namely, the stresses of the output shaft, the stresses in the rollers, the maximum stresses in the separator partitions, and the stresses on the crown. Engineering calculations of the gearbox elements and an analysis of the possibility of lightening the separator shaft while maintaining a safety margin were also performed. The possibility of manufacturing the separator shaft part from two parts is investigated. Recommendations for the use of lubricants are given.

Key words: REDUCER, INTERMEDIATE ROLLING ELEMENTS, OUTPUT SHAFT, SAE SYSTEM, SEPARATOR SHAFT, CROWN.

ЗМІСТ

АНОТАЦІЯ	3
ЗМІСТ	5
ВСТУП	6
1 ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ ПИТАННЯ І ПРОВЕДЕННЯ ЛІТЕРАТУРНОГО ОГЛЯДУ	8
1.1 Огляд літератури з теми дослідження.....	8
1.2 Аналіз САЕ систем.....	9
1.3 Порядок розрахунку напружень в елементах конструкції редуктора з проміжними тілами кочення.....	12
2 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ	13
2.1 Методика розрахунку в системах САЕ.....	13
2.2 Дослідження елементів редуктора у системах САЕ.....	19
2.2.1 Дослідження напружень вихідного вала.....	19
2.2.2 Дослідження напруження в роликах.....	22
2.2.3 Дослідження максимальних напружень у перегородках сепаратора.....	28
2.2.4 Дослідження напружень на вінці.....	32
3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ	38
3.1 Інженерний розрахунок елементів редуктора.....	38
3.2 Аналіз можливості полегшення вала сепаратора зі збереженням запасу міцності.....	43
3.3 Можливість виготовлення деталі вала-сепаратора з двох частин.....	52
3.4 Використання мастильних матеріалів.....	53
ВИСНОВКИ	55
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ	56
ДОДАТКИ	58

ВСТУП

Дослідження редукторів з проміжними тілами кочення (далі ПТК) є надзвичайно актуальними у сучасному машинобудуванні. Ці механізми дозволяють передавати обертовий рух з високою точністю та плавністю, що критично важливо для багатьох високотехнологічних галузей. Завдяки їхній компактності та високій питомій потужності, вони знаходять широке застосування у робототехніці, авіабудуванні та прецизійних верстатах. Актуальність також підкреслюється потребою у зниженні шуму та вібрації під час роботи механізмів, що є однією з ключових переваг таких редукторів. Постійний розвиток матеріалознавства та технологій виробництва дозволяє покращувати їх довговічність та надійність.

Особливе значення має дослідження нових кінематичних схем, які можуть забезпечити ще більшу ефективність та зменшення втрат енергії. В умовах зростаючих вимог до енергоефективності, оптимізація конструкції та робочих параметрів редукторів з проміжними тілами кочення є пріоритетним завданням. Крім того, актуальною є розробка методів точного моделювання та прогнозування їхньої поведінки в різних умовах експлуатації. Це дозволяє створювати більш досконалі та адаптивні системи. Отже, подальші дослідження у цій галузі є запорукою технологічного прогресу та конкурентоспроможності промисловості.

Тому метою даної роботи є дослідження напруженого стану деталей редукторів з проміжними тілами кочення за допомогою САПР.

Новизна результатів дослідження полягає у визначенні небезпечних перетинів у різних елементах редуктора з ПТК та отриманні картини розподілу напружень у межах цих перетинів. Проведені дослідження показують, що отримані коефіцієнти запасу міцності в небезпечних перетинах деталей редуктора з ПТК забезпечать безвідмовну роботу приводу обладнання під час експлуатації.

Алгоритми розрахунку напружень у різних перерізах елементів редуктора можуть бути використані для аналізу та визначення напруженого стану деталей приводу ручної машини електробур з іншими параметрами або при проектуванні

нових типорозмірів таких пристроїв. Використання розроблених алгоритмів розрахунку напружень дозволить скоротити витрати часу на проектування нового обладнання.

Мета: вивчити напружений стан деталей приводу редуктора з проміжними тілами кочення за допомогою САПР.

Об'єктом дослідження є редуктор з проміжними елементами кочення.

Предметом дослідження є напружений стан деталей редуктора з проміжними тілами кочення.

Завдання:

1. Вибрати сучасну САПР-систему для розрахунку напружень в елементах коробки передач.

2. Дослідити напружений стан деталей редуктора при номінальних та критичних навантаженнях.

3. Порівняти результати розрахунків САПР з результатами, отриманими за допомогою традиційних інженерних методів розрахунку.

4. Дослідити можливість виготовлення деталі вала-сепаратора з двох частин.

Методи дослідження напруженого стану елементів редуктора проводилося за допомогою методу скінченних елементів у CAE-системах ANSYS та SolidWorks.

Наукова новизна полягає у визначенні напруженого стану елементів деталей редуктора з ПТК за різних умов навантаження та прогнозуванні роботи механізму із заданими характеристиками.

Практичне застосування. Описані в роботі алгоритми розрахунку можуть бути легко відтворені та модернізовані для різних конструкцій редукторів з ПТК

Апробація. За темою кваліфікаційної магістерської роботи опубліковано статтю в фаховому збірнику - Seleznov D.E. Analysis of the possibility of lightening the shaft separator with preserving the strength margin / D.E. Seleznov, E.L. Seleznov, V.V. Korovitskiy // Міжвузівський збірник «Наукові нотатки». Випуск 81, Луцьк 2025. – С. 151-153., 0,5 об. вид. арк. DOI 10.36910/775.24153966.2025.81.23

(Додаток А).

1 ДОСЛІДЖЕННЯ СТАНУ ПИТАННЯ І ПРОВЕДЕННЯ ЛІТЕРАТУРНОГО ОГЛЯДУ

1.1 Огляд літератури з теми дослідження

Редуктори широко використовуються в різних галузях економіки, вони використовуються в малопотужних приводах пристроїв та в потужних приводах будівельної техніки, а також у різних механізмах та пристроях. Переваги та недоліки зубчастих передач описані та проаналізовані в багатьох роботах [1,2,3]. Тим не менш, розробки в цьому напрямку досі тривають у сфері забезпечення покращення параметрів передачі [4].

Одним із відносно нових типів редукторів є редуктор з проміжними тілами кочення. До переваг передачі, перш за все, можна віднести велике передавальне число в одному ступені при малих масогабаритних характеристиках пристрою. Цей факт привернув інтерес дослідників до цього типу редукторів у багатьох галузях техніки, насамперед авіації та космосу [3,4].

В Україні з різною інтенсивністю проводилися та проводяться роботи з розробки ефективних конструкцій хвильових передач з проміжними тілами кочення. Рівень розвитку редукторів з проміжними тілами кочення доведено до стандартних інженерних розрахунків [4].

Слід зазначити, що існуючі російські розробки в приводах з ПТК не охоплюють область ручних машин, у зв'язку з чим розглядається розробка вітчизняної ручної електродрильної машини, створеної на базі колекторного двигуна та хвильового редуктора з проміжними тілами кочення. [5]

Наразі для розрахунку напружень у вузлах та складних конструкціях використовуються CAE -системи, які дозволяють розраховувати та аналізувати працездатність окремих елементів, а також конструкції в цілому ще на етапі проектування. Зазвичай ці модулі безпосередньо інтегровані в CAD- системи, такі як Kompas 3D , SolidWorks , або, навпаки, мають у своїй системі CAD-модуль, наприклад, ANSYS [6].

ANSYS – універсальна програмна система для аналізу методом скінченних

елементів, яка існує та розвивається протягом останніх 30 років. Вона досить популярна серед фахівців у галузі автоматизованих інженерних розрахунків (CAD, або CAE) та розв'язання методом скінченних елементів лінійних та нелінійних, стаціонарних та нестаціонарних просторових задач механіки твердого тіла та будівельної механіки (включаючи нестаціонарні геометрично та фізично нелінійні задачі контактної взаємодії конструкційних елементів), задач механіки рідини та газу, теплопередачі та теплообміну, електродинаміки, акустики та механіки зв'язаного поля. Моделювання та аналіз у деяких галузях промисловості дозволяє уникнути дорогих та тривалих циклів розробки типу «проекування-виготовлення-випробування». Система працює на основі геометричного ядра Parasolid [7].

SolidWorks був представлений у 1995 році на Національній Дизайн Інженерія Виставка в Чикаго. Продукт SolidWorks дозволяв створювати розрахункову модель FEM з геометричної моделі SolidWorks , застосовувати навантаження та граничні умови, виконувати розрахунок та переглядати результати. Ідея цієї розробки полягала в тому, щоб надати інженеру можливість самостійно виконувати розрахунки, а не звертатися до спеціального відділу, використовуючи складне програмне забезпечення FEM, таке як ANSYS, що працює на мейнфреймах.

Поточна версія SolidWorks включає модуль експрес-аналізу міцності, призначений, перш за все, для інженерів-конструкторів, які не мають глибоких знань з теорії методу скінченних елементів. Тим не менш, ця система дозволяє конструктору визначити, де розташовані концентратори напружень, оцінити «надмірно вагомий» конструктивні елементи, з яких можна видалити зайвий матеріал, щоб зменшити вагу та, відповідно, вартість майбутнього виробу [8].

1.2 Аналіз CAE систем

CAE- системи – це різні програмні рішення, що дозволяють за допомогою методу скінченних елементів розрахувати, як поводитиметься комп'ютерна 3D- модель у реальних умовах експлуатації. Оцінити працездатність продукту ще на етапі його розробки.

Сучасні САПР, що дозволяють моделювати, розраховувати та досліджувати

напруження та тріщини, є основною програмою, яку можна використовувати для створення моделі (складальної конструкції) та додаткових модулів, що розраховують напруження та деформації. Найпопулярнішими програмами є: SolidWorks [9,10].

ANSYS — універсальна САПР для аналізу, яка існує та розвивається протягом останніх 30 років і є досить популярною серед фахівців у галузі автоматизованих інженерних розрахунків (САПР, або CAE) та методів скінченних елементів лінійних та нелінійних, стаціонарних та нестаціонарних просторових задач механіки деформівних твердих тіл та механіки конструкцій (включаючи нестаціонарні геометрично та фізично нелінійні задачі контактної взаємодії елементів конструкцій), задач механіки рідини та газу, теплопередачі та теплообміну, електродинаміки, акустики, а також механіки зв'язаних полів.

Сьогодні рішення Ansys охоплюють практично всі сегменти машинобудівної галузі: від важкого машинобудування, оборонної та аерокосмічної промисловості до мікроелектроніки, медицини та симуляторів тестування програмного забезпечення [11].

Моделювання та аналіз у деяких галузях промисловості дозволяє уникнути дорогих та тривалих циклів розробки типу «проекування-виготовлення-випробування». Система працює на базі геометричного ядра Parasolid. Програмна система аналізу САПР ANSYS розроблена американською компанією Ansys. inc . Розробка ANSYS розпочалася на початку 1970-х років. Перша реалізація програми суттєво відрізнялася від її останніх версій і стосувалася лише розв'язання задач теплопередачі та міцності в лінійній постановці. Як і більшість інших програм того часу, вона працювала в пакетному режимі та лише на суперкомп'ютерах . На початку 1970-х років до системи було внесено багато змін через впровадження нової обчислювальної техніки та реалізацію запитів користувачів. Були додані нелінійності різного характеру, стало можливим використання методу підструктур, а також була розширена бібліотека скінченних елементів. Компанія звернула свою увагу на персональні комп'ютери та термінали векторної графіки, що з'явилися на той час. Протягом кількох років ці нові апаратні засоби були освоєні програмними

розробками компанії.

Наприкінці 1970-х років інтерактивний режим роботи став суттєвим доповненням до системи ANSYS. Це значно спростило процедури створення моделі скінченних елементів та оцінки результатів (попередня та подальша обробка). З'явилася можливість використовувати інтерактивну графіку для перевірки геометрії моделі, заданих властивостей матеріалу та граничних умов перед початком розрахунку. Графічна інформація могла одразу відображатися на екрані для інтерактивного контролю результатів розв'язання.

Пропоновано ANSYS Інструменти чисельного моделювання та аналізу Inc. сумісні з деякими іншими пакетами, зокрема, система ANSYS сумісна з CAD - системами NX , CATIA , Pro / ENGINEER , SolidEdg , SolidWorks, Autodesk Inventor та деякі інші [12].

SolidWorks — це програма САПР від розробника « Dassault Системи ». Перша версія SolidWorks була випущена в 1995 році. SolidWorks 95 був твердотільним моделювачем з історією та контролем розмірів, він створював плоскі креслення безпосередньо з моделі. Наразі ця програма є однією з найпопулярніших САПР. Програмний пакет SolidWorks включає базові конфігурації SolidWorks. Стандартний , SolidWorks Професійний , SolidWorks Преміум , а також різні модулі програми:

Управління інженерними даними: SolidWorks Підприємство

Інженерні розрахунки : SolidWorks Simulation Professional, SolidWorks Simulation Premium, SolidWorks Flow Simulation

Електротехнічне проектування: SolidWorks Електрика

Розробка інтерактивної документації: SolidWorks Композитор

Механічна обробка, ЧПК: CAMWorks

Перевірка UE: CAMWorks Віртуальний Машини

Контроль якості: SolidWorks Інспекція

Аналіз технологічності: SolidWorks Пластмаси , DFM тощо.

без креслення : SolidWorks МБД [13].

1.3 Порядок розрахунку напружень в елементах конструкції редуктора з проміжними тілами кочення

Розрахунок напружень в елементах конструкцій у системах SAE проводиться за теорією міцності фон Мізеса - еквівалентних (зведених) напружень, яка ґрунтується на тому, що напружені стани однаково небезпечні, якщо вони мають однакове значення питомої потенційної енергії зміни форми. Ця теорія міцності встановлює критерій появи незворотних деформацій у конструкції, подібний до теорії Треска про найбільші дотичні напруження, але на відміну від теорії Треска, теорія фон Мізеса враховує всі три головні напруження, а не два. Для головних напружень $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ формула фон Мізеса виражається як:

$$\sigma_{\text{vonMises}} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2}{2}}$$

Для розрахунку твердих тіл системи SAE використовують метод скінченних елементів. Метод скінченних елементів – це 3D- модель , в якій шукається розв'язок диференціальних рівнянь, розділений на скінченну кількість елементів, у кожному з елементів довільно вибирається тип апроксимуючої функції. Поза своїм елементом апроксимуюча функція дорівнює нулю. Значення функцій на межах елементів є розв'язком задачі та заздалегідь невідомі. Коефіцієнти апроксимуючих функцій зазвичай шукаються з умови рівності значень сусідніх функцій на межах між елементами. Потім ці коефіцієнти виражаються через значення функцій у вузлах елементів. Складається система лінійних алгебраїчних рівнянь. Кількість рівнянь дорівнює кількості невідомих значень у вузлах, у яких шукається розв'язок вихідної системи, прямо пропорційно кількості елементів [14,15].

Кінцеві елементи в САЕ-системах створюються за допомогою так званої «сітки» моделі. На основі заданих користувачем параметрів формується полігональна сітка з об'ємними геометричними об'єктами заданої форми або розміру. Розрахунок цієї «сітки» виконується на вершинах, сторонах і гранях складових елементів під навантаженням або фіксацією, з перенесенням розрахунків границь на наступні елементи [16].

2 НАУКОВО-ДОСЛІДНИЙ РОЗДІЛ

2.1 Методика розрахунку в системах CAE

Для отримання уявлення про напруження в елементах редуктора необхідно створити 3D -модель (використовуючи САПР ANSYS CAE та Solid Works) досліджуваного елемента та виконати такі дії:

1. Завантажте 3D -модель у Solid Works та виберіть модуль Моделювання ;
2. Створіть нове дослідження. Статичне дослідження;
3. Виберіть кілька небезпечних ділянок на валу сепаратора;
4. Встановіть матеріал деталі;
5. Встановіть опорні точки;
6. Вкажіть точки прикладання навантаження;
7. Створіть сітку моделі;
8. Обчисліть напруження.

Для розрахунку напружень деталей редуктора в САПР нам потрібно спроектувати 3D- модель . Ця модель завантажується в САПР разом із завантаженими модулями розрахунку напружень та міцності – для SolidWorks, модулем Моделювання. Створюємо нове дослідження – «Нове дослідження Моделювання ». Для дослідження навантажень на вал сепаратора нам потрібне « Дослідження Статичного Моделювання » [13].

Через специфіку програми SolidWorks Моделювання, зручніше вивчати моделі зі складною геометрією, розраховуючи перерізи окремо один від одного, розбиваючи деталь на елементи.

Розбиваємо вал сепаратора на умовні елементи для розрахунку – «вал», «частина вала з отвором для шпінта» та «сепаратор».

Розглянемо розрахунок елемента "вал" та призначення параметрів і навантажень у SolidWorks Моделювання .

На першому етапі необхідно встановити тип матеріалу деталі в "дереві" властивостей об'єкта, або клацанням правою кнопкою миші на деталі в лівому навігаційному блоці (рис. 2.1). Досліджувана деталь виготовлена з матеріалу 40Х з

поверхневим азотуванням, оскільки російські марки сталі не представлені в програмі SolidWorks, для цієї деталі було обрано матеріал 42Cr4, який є німецьким аналогом сталі 40X з азотуванням, для ANSYS ми встановили параметри міцності на розрив - 780 МПа, міцність на розрив - 920 МПа, густина - 7820 кг/м³.

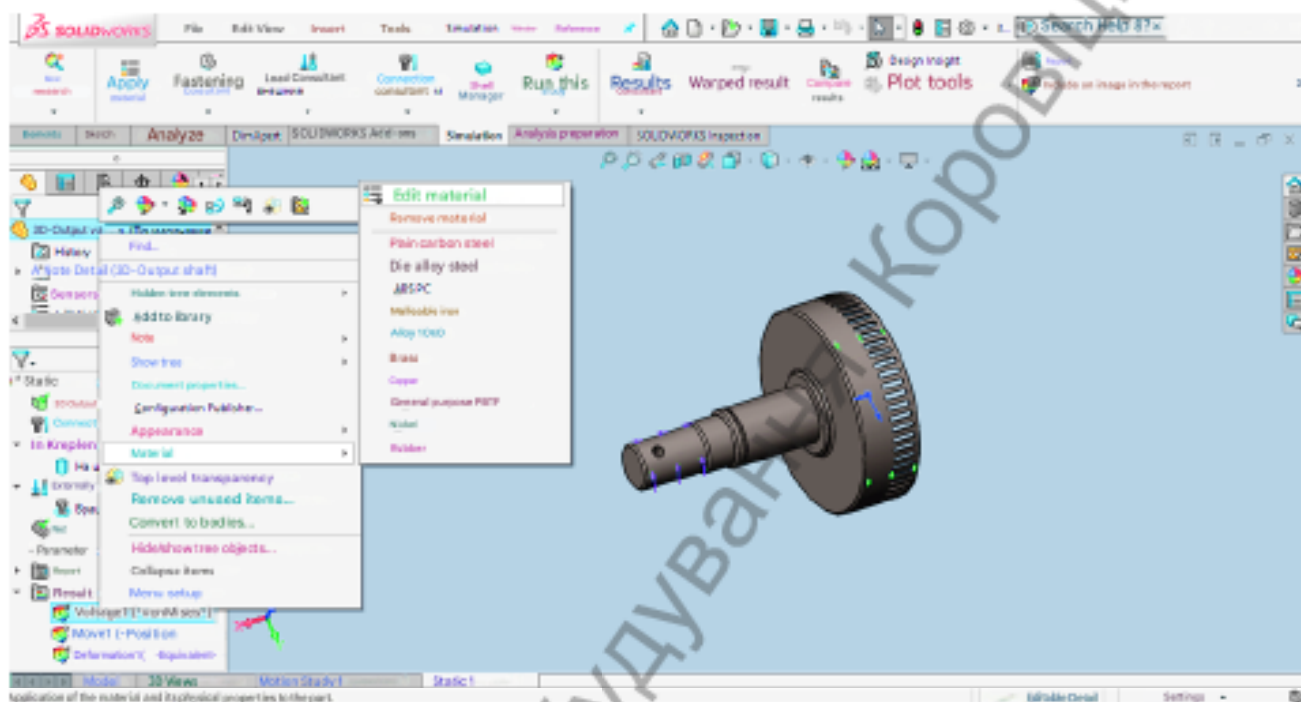


Рисунок 2.1 – Вибір матеріалу для 3D-моделі деталі

Після вибору умовного елемента для розрахунку – «вала», необхідно встановити точки фіксації деталі – умовно їх будемо вважати «незмінною геометрією», оскільки деформації в цих площинах не впливають на розрахунки напружень у досліджуваній частині деталі.

Потім у "консультанті з кріплення" потрібно вибрати пункт "фіксована геометрія" та встановити його на циліндричну поверхню сепаратора. Оскільки фіксована геометрія буде встановлена на циліндр, потрібно у властивостях кріплення вибрати пункт "застосувати до циліндричної поверхні" з нульовими зміщеннями у всіх напрямках (рис. 2.2).

На наступному етапі необхідно задати навантаження для перерізу «вал», вибравши опцію «крутний момент». Значення крутного моменту встановлюємо на 35 Н·м.

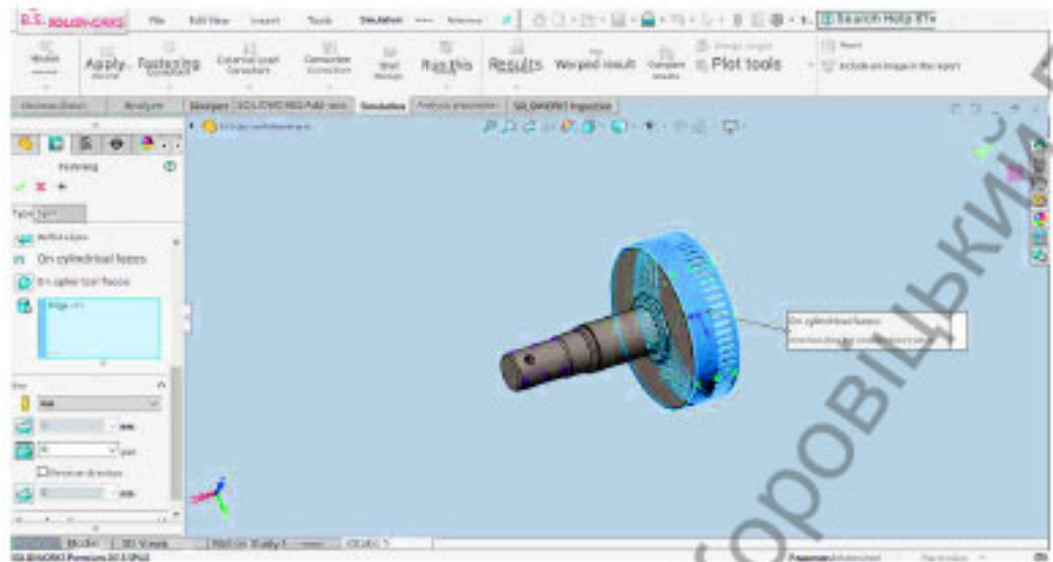


Рисунок 2.2 - Застосування нерухомих точок кріплення на циліндричних поверхнях з нульовим зміщенням

Налаштування крутного моменту складається з двох етапів (рис. 2.3):

- Перший крок – вибрати ребро або площину, до якої буде прикладено крутний момент. Ми вибираємо площину з отвором для шплінта, оскільки крутний момент прикладається до неї.
- Другий етап: вибір осі обертання. На цьому етапі грань або площина вибирається відносно осі обертання, а також задається напрямок обертання. У нашому випадку напрямок обертання можна не враховувати.

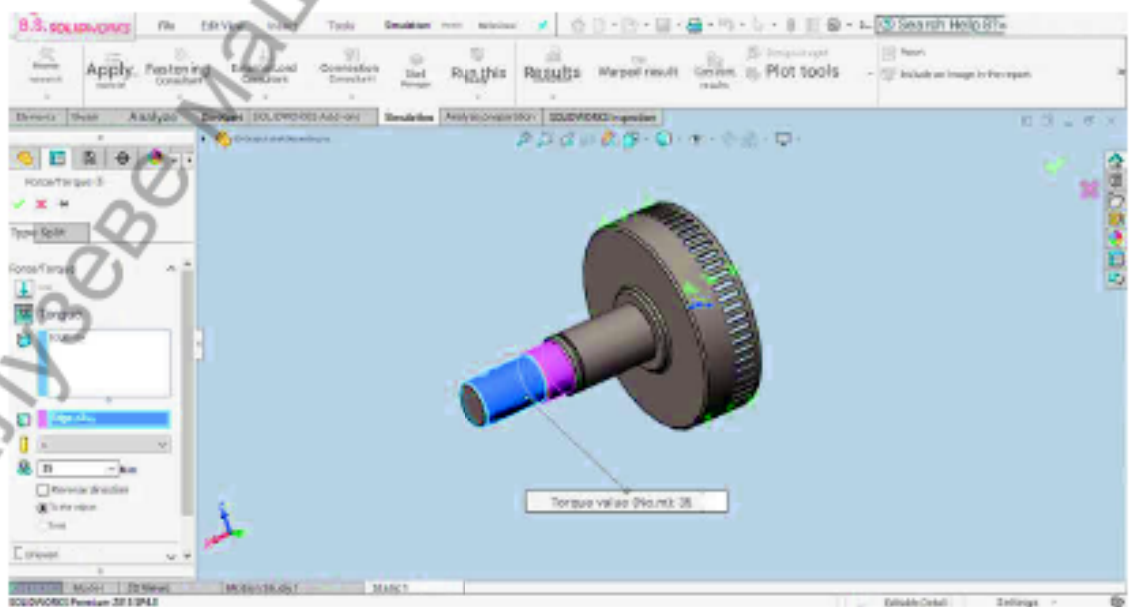


Рисунок 2.3 – Прикладання крутного моменту до секції вала з отвором

Далі необхідно побудувати модель «сітки». У «дереві» моделі вибрати параметр «сітка моделі» (рис. 2.4). Для дослідження напружень необхідно вибрати максимальні розміри трикутників та співвідношення розмірів максимального та мінімального трикутників.

Для наших розрахунків ми вибрали «щільність грубої сітки» з максимальним розміром сторони трикутника 4,5 мм та співвідношенням a / b 1,5. Оскільки зменшення розміру трикутника дещо уточнює результати, а швидкість розрахунків значно зменшується, решту розрахунків ми виконаємо з «щільністю грубої сітки».

Для наших розрахунків ми вибрали «щільність грубої сітки» з максимальним розміром сторони трикутника 4,5 мм та співвідношенням a / b 1,5. Оскільки зменшення розміру трикутника дещо уточнює результати, а швидкість розрахунків значно зменшується, решту розрахунків ми виконаємо з «щільністю грубої сітки».

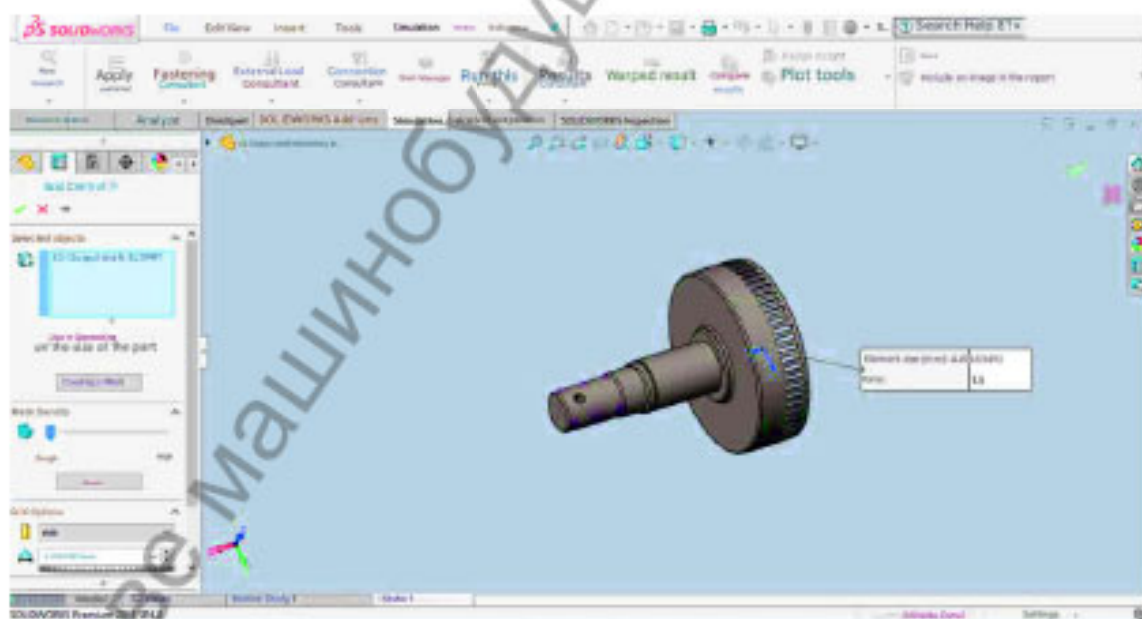


Рисунок 2.4 – Вибір параметра «сітка моделі»

Після вибору параметрів сітки необхідно її розрахувати, див. рис. 2.5.

Після розрахунку сітки моделі розраховуються напруження у вибраному елементі деталі. Натискаємо кнопку "запустити це дослідження" і після розрахунків програми отримуємо модель з накладеними на неї текстурами напружень та шкалою їх значень у рамці праворуч (рис. 2.6). При заданому

навантаженні деформація вала відсутня, максимальні напруження в деталі за шкалою пластичності фон Мізеса відповідають 44,58 МПа в найбільш навантаженій області, що позначено червоним кольором на 3D-моделі та масштабі.

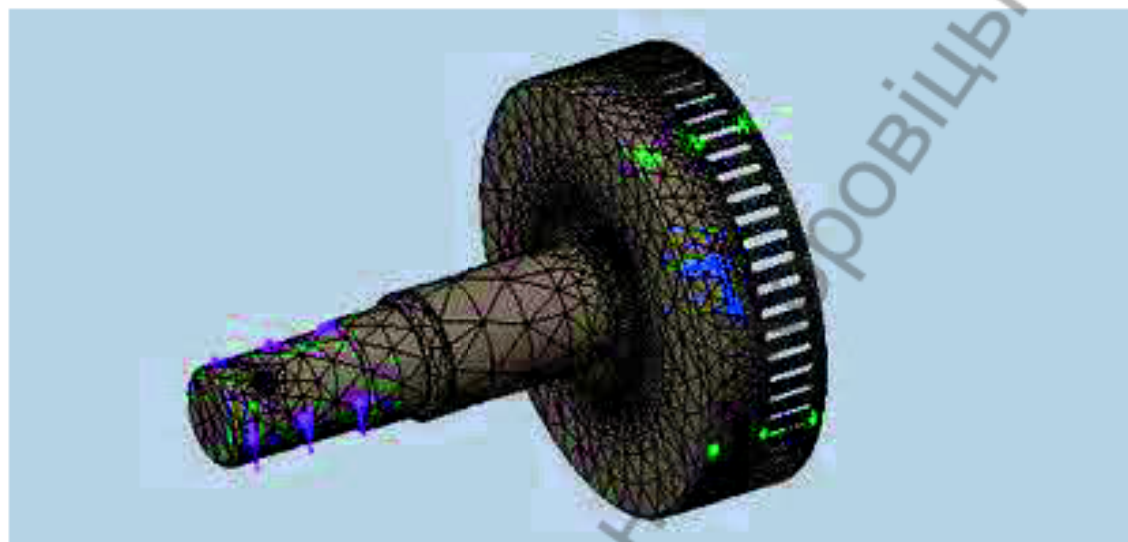


Рисунок 2.5 - Розрахункова сітка 3D-моделі

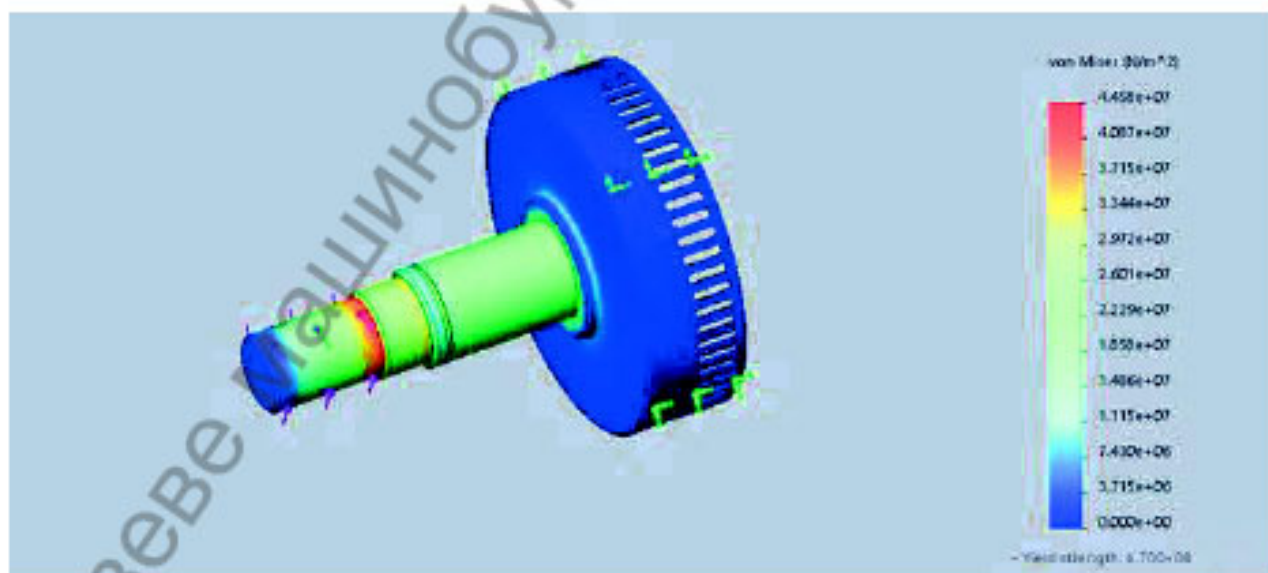


Рисунок 2.6 – Розрахункове дослідження 3D-моделі

Для дослідження напружень у заданих точках вибираємо опцію «Зондування» в «Інструментах діаграми» та вибираємо точки на поверхні деталі, в яких визначаємо значення напруження (рис. 2.7).

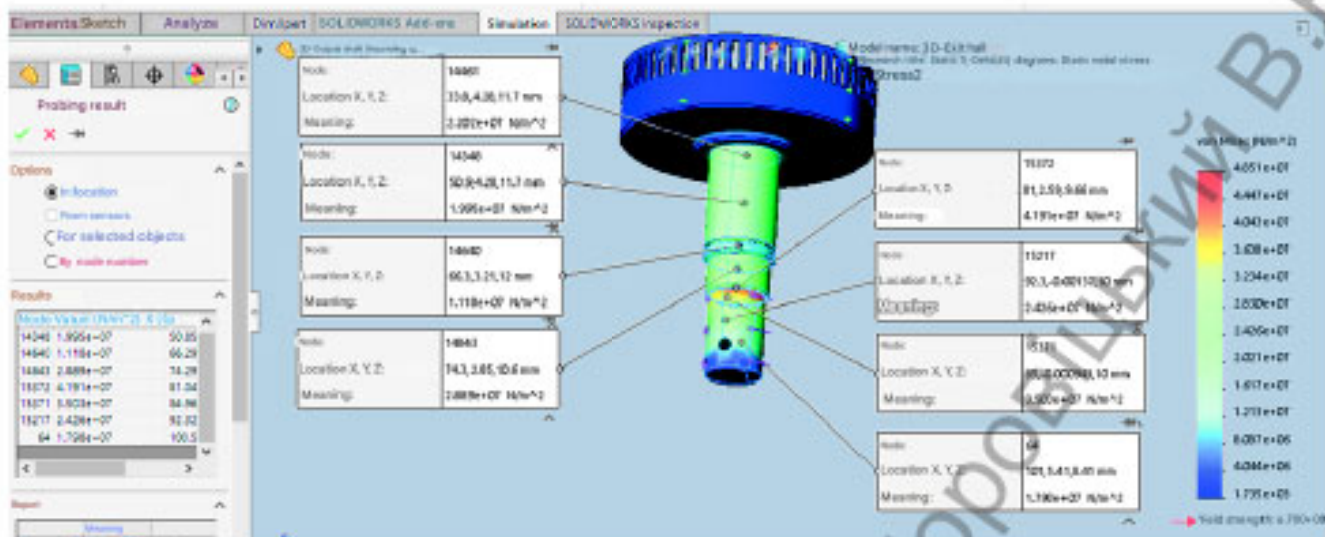


Рисунок 2.7 – Напруження в необхідних точках моделі

Щоб визначити середнє напруження в заданому перерізі деталі, необхідно вибрати опцію «Обмеження перерізу» в «Інструментах побудови схеми» та вказати необхідний перерізу для моделі деталі (рис. 2.8)

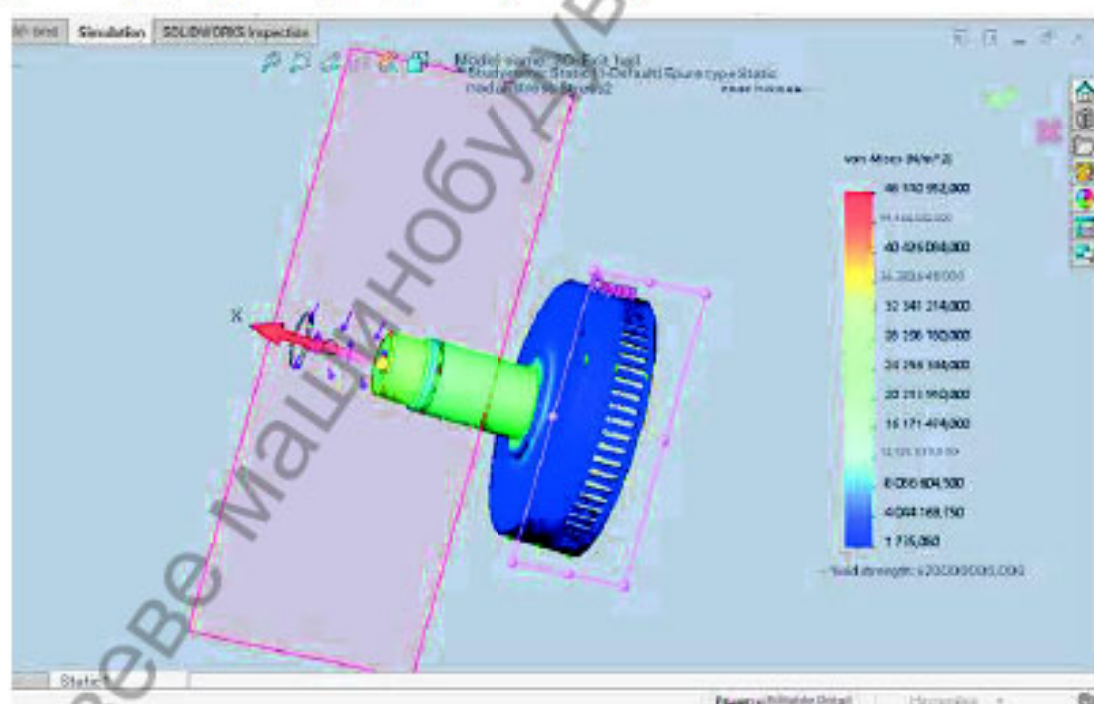


Рисунок 2.8 – Створення перерізу моделі деталі

Після створення перерізу потрібно в «Інструментах діаграми» вибрати елемент «Зразок» та вказати ребро в перерізі, потім вибрати пункт «Для вибраних об'єктів». Після цього на панелі навігації відображається таблиця з максимальними, мінімальними та середніми значеннями напружень в ребрі перерізу деталі (рис.

2.9). Також побудовано графік напружень за параметричною відстанню.

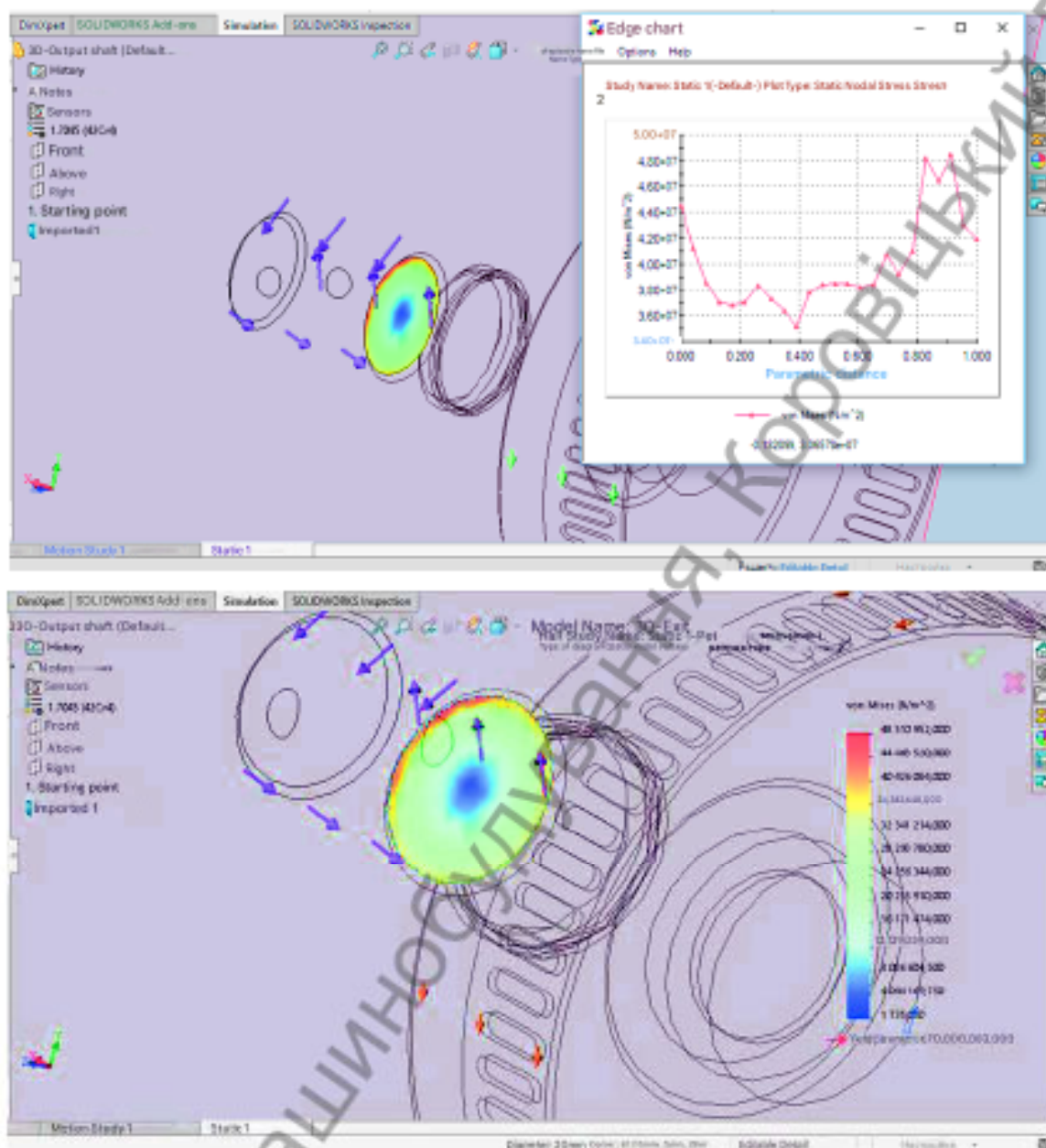


Рисунок 2.9 – Отримання середнього значення напруги у вибраному перерізі

2.2 Дослідження елементів редуктора у системах CAE

2.2.1 Дослідження апруження вихідного вала

1. Метод розрахунку напружень вала сепаратора.

Аналіз дотичних напружень вала сепаратора буде проведено шляхом порівняння результатів розрахунку дотичних напружень ручним методом та розрахунку за допомогою CAE-системи SolidWorks Simulation та ANSYS.

2. Розрахунок зсувних напружень на валу сепаратора в CAE SolidWorks Simulation та ANSYS.

Для розрахунку напружень у вихідному валу створимо спрощене моделювання з використанням множника – фіксуємо поверхню сепаратора та прикладаємо крутний момент до поверхні отвору для шплінта.

Для дослідження розділимо вихідний вал на 5 частин відповідно до зміни розміру діаметра (рис. 2.10)

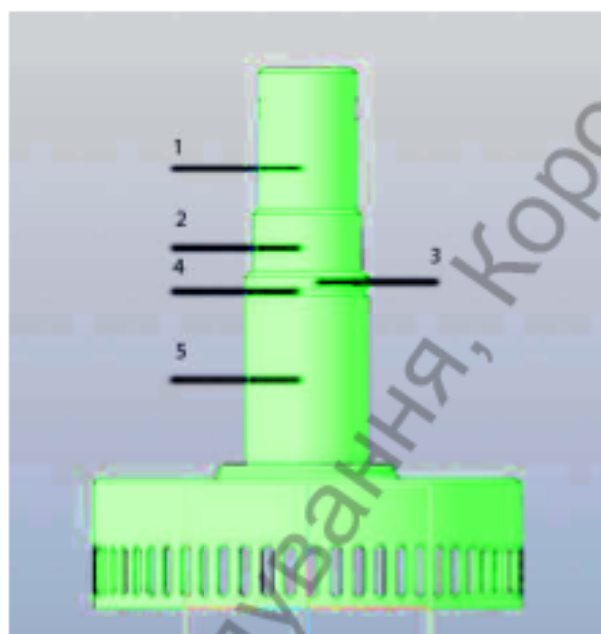


Рисунок 2.10 – Досліджувані перерізи на вихідному валу

Solidworks CAE , модулі моделювання, за допомогою інструменту «зондування» вибрати приблизний центр по висоті на досліджуваному діаметрі в кожній з 5 ділянок вала (рис. 2.11).

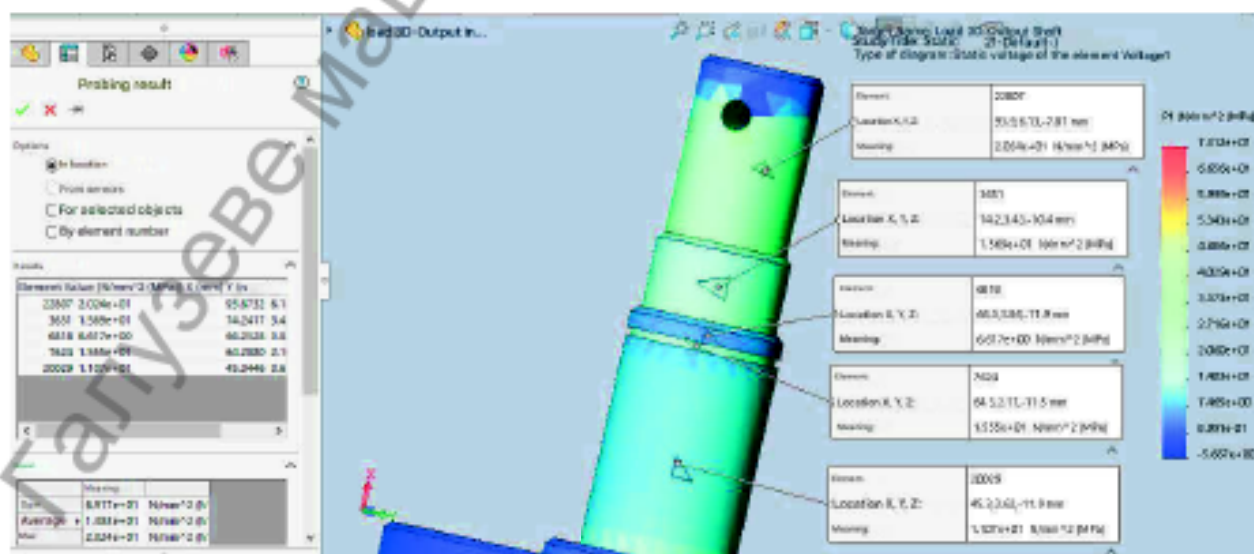


Рисунок 2.11 – Вибір точок та значень напруги в SW Моделювання

ANSYS CAE, використовуючи інструмент «зразок», вибираємо приблизний центр по висоті на досліджуваному діаметрі в кожній з 5 ділянок вала (рис. 2.12).

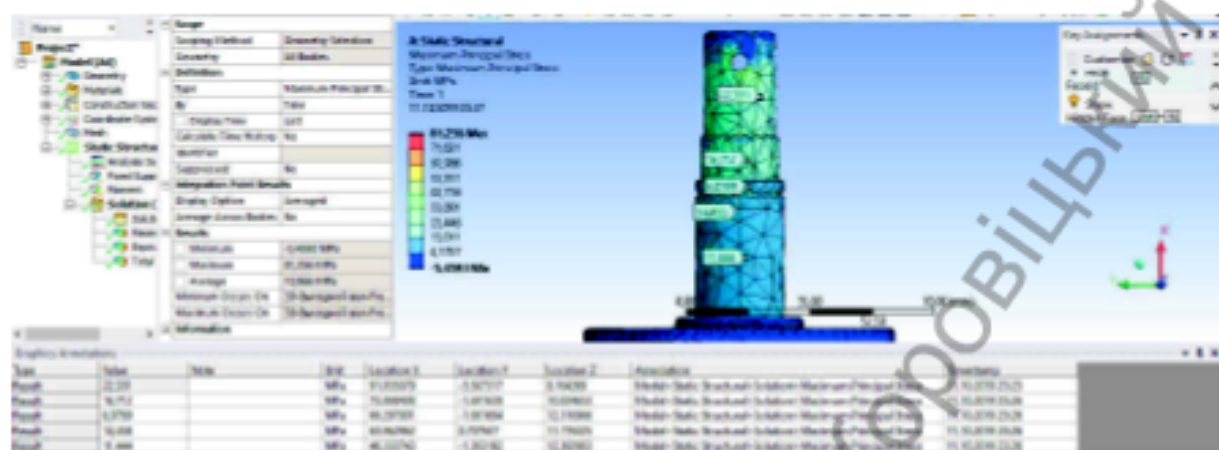


Рисунок 2.12 – Вибір точок та значень напружень під час розрахунку в ANSYS

Об'єднаємо розрахункові значення в обох системах у таблицю (таблиця 2.1) та візуально порівняємо різницю на графіку (рис. 2.13)

Таблиця 2.1 – Розрахункові напруження в системах CAE

№	Значення в ANSYS, Мпа	Значення в SW Simulation, Мпа
1	22,330	20,240
2	16,710	15,690
3	6,080	6,6170
4	14,460	15,550
5	11,440	11,070



Рисунок 2.13 – Порівняння розбіжностей значень розрахунку напруг у CAE-системах

На основі отриманих даних було розраховано, що максимальна різниця в розрахунках обох систем CAE становить 10%.

2.2.2 Дослідження напруження в роликах

Середні контактні напруження в сепараторному ролику розраховуються на основі крутного моменту в сепараторі за формулою:

$$M_{кр} = F \cdot R_{сеп}, \text{ где } R_{сеп} = 40,25 \text{ мм};$$

$$T = M_{кр} = 35 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_{ср} = \frac{M_{кр}}{n}, \text{ оскільки одночасно задіяно 27 роликів, то } n = 27;$$

$$T_{ср} = \frac{35}{27} = 1,29 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$F_{ср} = \frac{T_{ср}}{R_{сеп}} = 3,2 \text{ Н};$$

$$\Sigma_{ср} = 115 \text{ МПа};$$

$$F_{max} = 3,2 \cdot 2 = 6,4 \text{ Н};$$

$$F_{min} = \frac{3,2}{5,75} = 0,56 \text{ Н};$$

На основі розрахунків отримуємо максимальний та мінімальний крутні моменти для розрахункової моделі з одним роликом:

$$M_{крmax} = 6,4 \cdot 0,4025 = 2,576 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{крmin} = 0,56 \cdot 0,4025 = 0,237 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Створення дослідження навантаження в ANSYS Статичний Структурний .

Завантажуємо 3D- збірку деталі сепаратора з роликом і призначаємо їм матеріали - для сепаратора призначимо Структурні сталь з бази даних, оскільки ми не будемо розглядати ці елементи, а для ролика встановимо сталь ШХ15 (міцність на розрив - 1270 МПа, межа текучості - 1080 МПа, густина 7812 кг/м³). Далі створюємо площину сікання для відображення напружень у поперечному перерізі ролика - для цього створюємо нову систему координат у центрі ролика -

Координатна Система 2, потім створюємо додаткову геометрію « Поверхня » та призначаємо їй орієнтацію, використовуючи створену відеосистему координат (рис. 2.14).

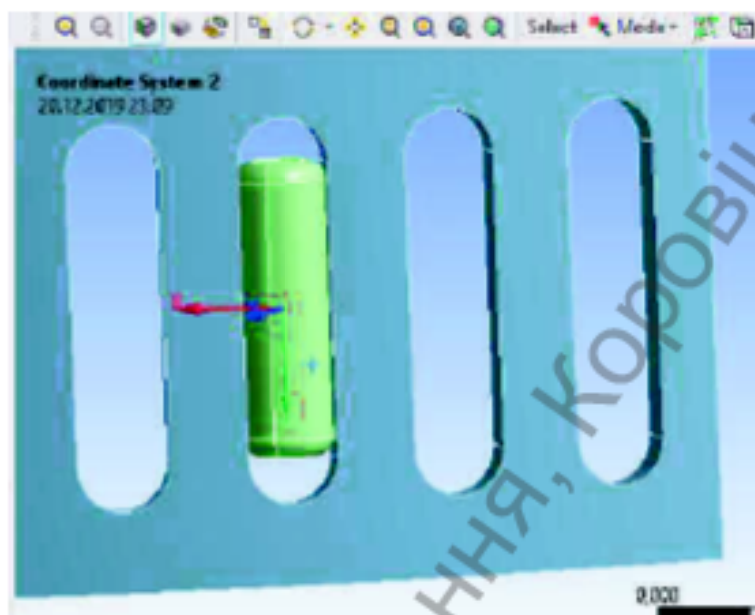


Рисунок 2.14 – Створення системи координат та поверхні різання

Потім ми створимо вісь для прикладання крутного моменту до ролика аналогічним чином, створивши систему координат – Координати Система (рис. 2.15).



Рисунок 2.15 – Створення осі для прикладання крутного моменту до ролика
Закріпимо вал сепаратора на вертикальних поверхнях вала (рис. 2.16).



Рисунок 2.16 – Закріплення вала на вертикальних поверхнях

Давайте встановимо контакт тіл у дослідженні Bonded (рис. 2.17).

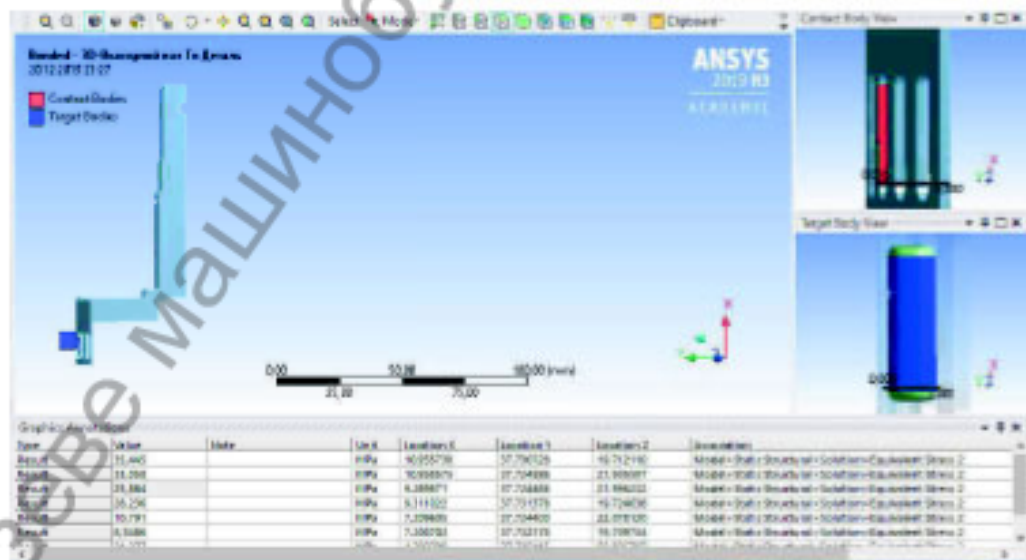


Рисунок 2.17 - Вибір типу контакту між тілами

Додавання розв'язку для напружень - Фон Мізеса та розрахуйте дослідження для максимального (рис. 2.18) та мінімального (рис. 2.19) крутного моменту для одного ролика.

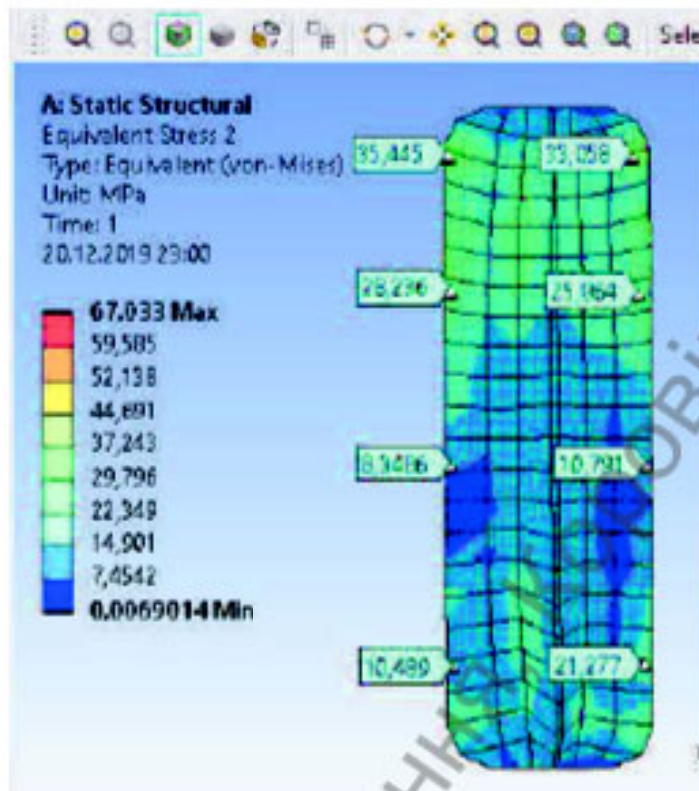


Рисунок 2.18 - Розрахунок мінімальних напружень у ролику

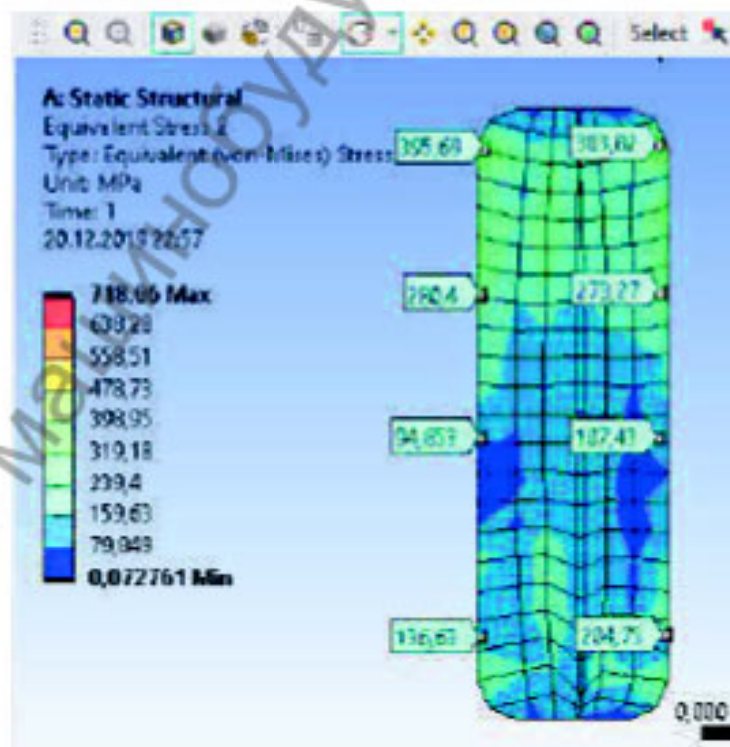


Рисунок 2.19 – Розрахунок максимальних напружень у ролику

Оскільки максимальні контактні напруження в ролику досить високі, а карта напружень показує, що вони зростають від осі до поверхні, розглянемо їх

детальніше. Для цього створимо лінію Шляху вздовж зовнішньої поверхні ролика, використовуючи додаткову геометрію (рис. 2.20) від верхнього кінця до нижнього.

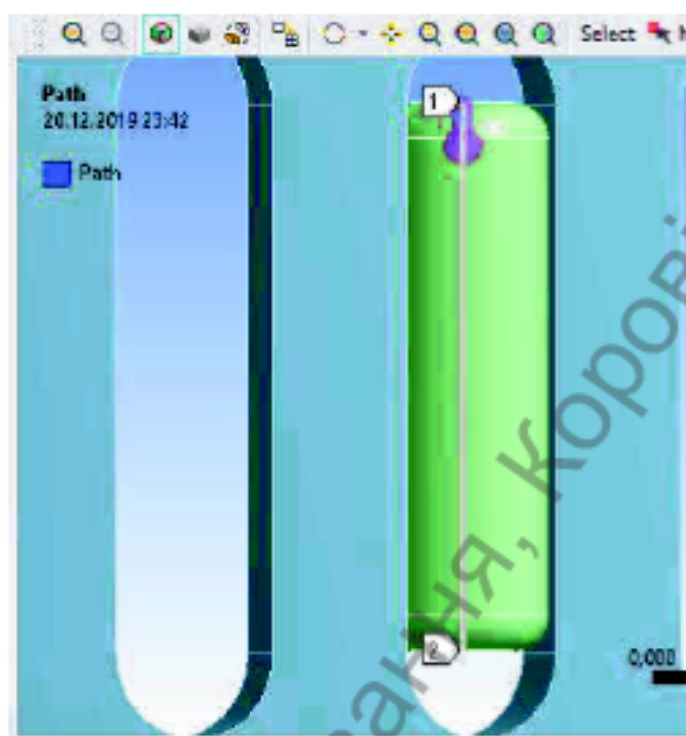


Рисунок 2.20 – Створення лінії шляху на поверхні ролика

Після цього знову виконуємо досліджуваний розрахунок для цієї лінії та отримуємо картину напружень (рис. 2.21) та графік значень напружень вздовж довжини лінії (рис. 2.22).

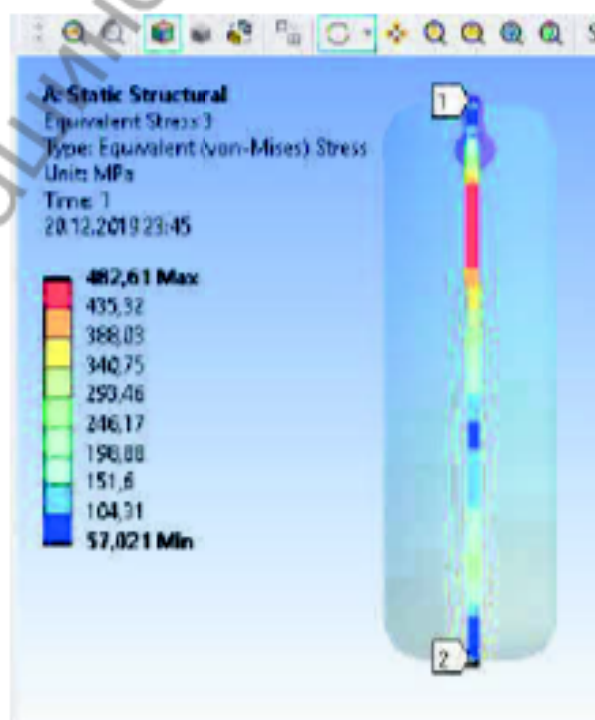


Рисунок 2.21 – Напруження в ролику вздовж лінії траєкторії

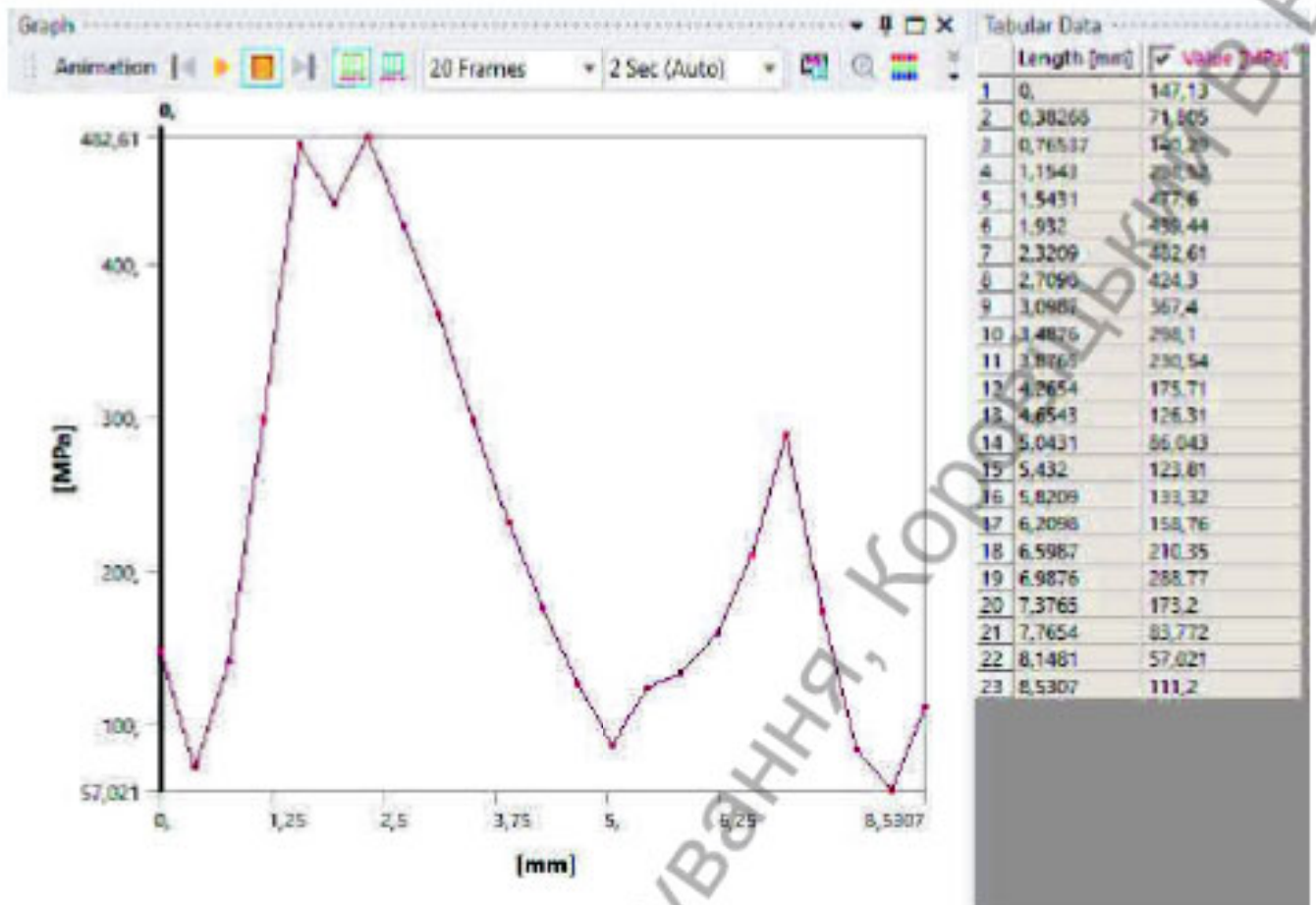


Рисунок 2.22 - Графік напружень у ролику вздовж лінії Path (0 - верхня точка, 23 - нижня точка)

З графіка видно, що найбільші напруження виникають у верхній половині ролика.

Розрахуємо коефіцієнти запасу міцності N за формулою:

$$N = \frac{S}{T}$$

де S – максимально допустиме значення величини, що розглядається (сила, напруження, переміщення тощо); значення отримано під час механічних випробувань матеріалу, T – розрахункове значення цієї величини [21].

Розрахунок коефіцієнта запасу міцності на основі розрахункових напружень за фон Мізесом:

$$N = 630,00 / 477,60 = 1,320$$

2.2.3 Дослідження максимальних напружень у перегородках сепаратора

При дослідженні нормальних напружень у перегородках сепаратора враховувалися найбільші напруження в перегородках на трьох ділянках вала сепаратора (рис. 2.23). Для дослідження нормальних напружень використовувалися дані з 29 перегородок - з 27 навантажених, що контактують з роликками (від 1 до 27) та по одній перед ними та за ними (0 та 28 відповідно).

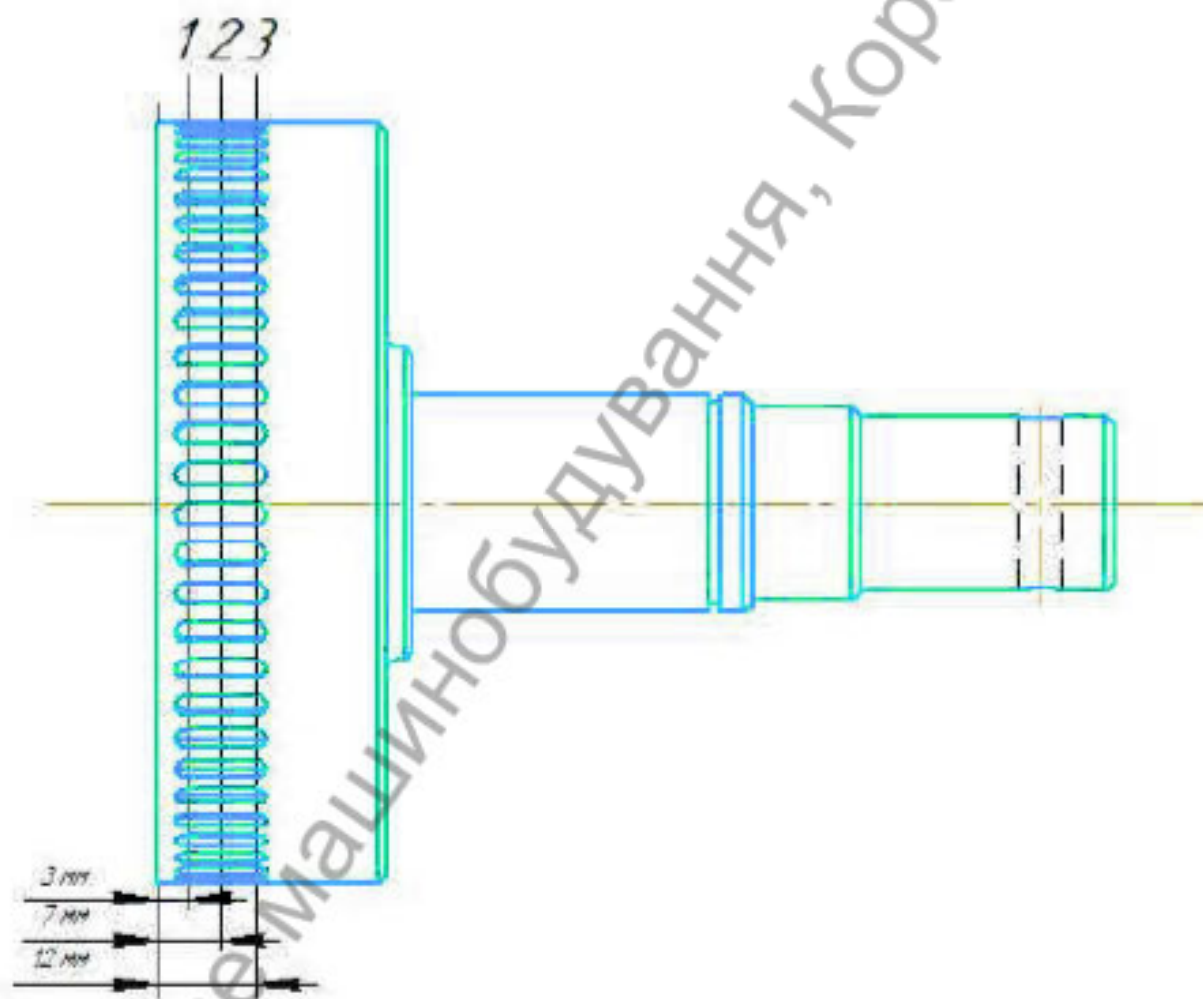


Рисунок 2.23 – Розглянуті перерізи в сепараторі

Матеріалом, обраним для SolidWorks, є сталь 42 Cr 4, оскільки вона є аналогом сталі 40X з поверхневим азотуванням.

До поверхні вала з отвором для шпінта застосовуємо обертання, закріплюючи на одній з внутрішніх сторін у напрямку обертання кожної з 27 перегородок (рис. 2.24).



Рисунок 2.24 – Напрямок обертання та кріплення перегородок

Зовнішні напруження після розрахунку сепаратора показано на рисунку 1.25.

Після розрахунку, в «інструментах діаграми» вибираємо «обмеження перерізу» та будуємо 3 площини перерізу, після чого, за допомогою «зондування», вибираємо перегородки - 27 навантажених перегородок та по одній перед ними та позаду них для побудови графіка напружень на кожному перерізі (графік 1.26, рис. 2.27, рис. 2.28).

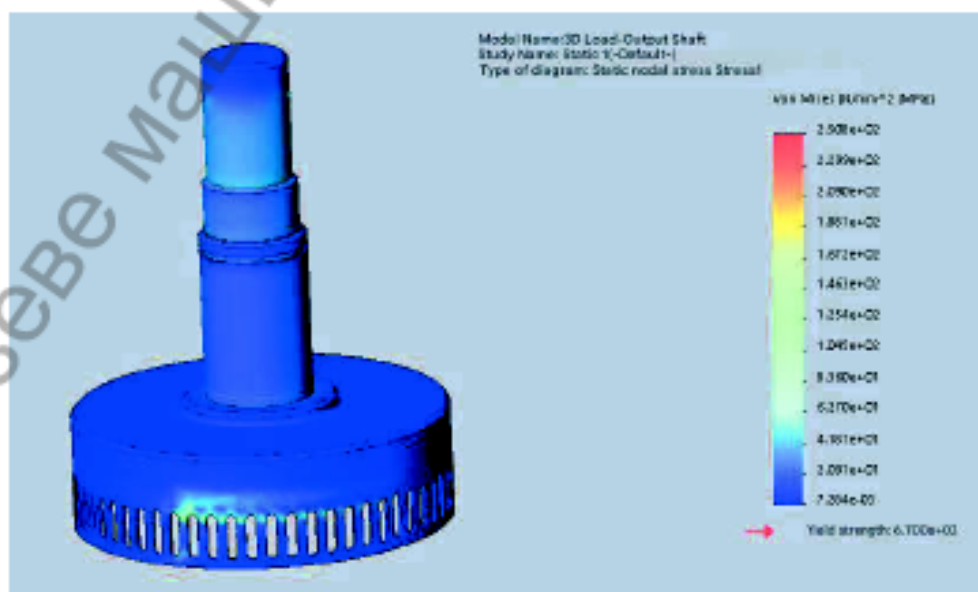


Рисунок 2.25 – Розподіл напружень у сепараторі під максимальним навантаженням

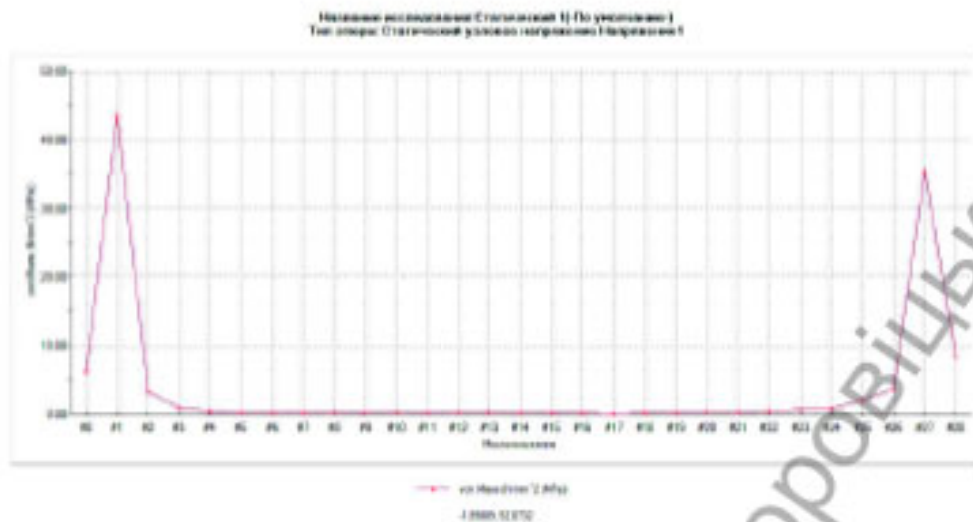


Рисунок 2.26 - Нижня секція вала сепаратора на відстані 3 мм

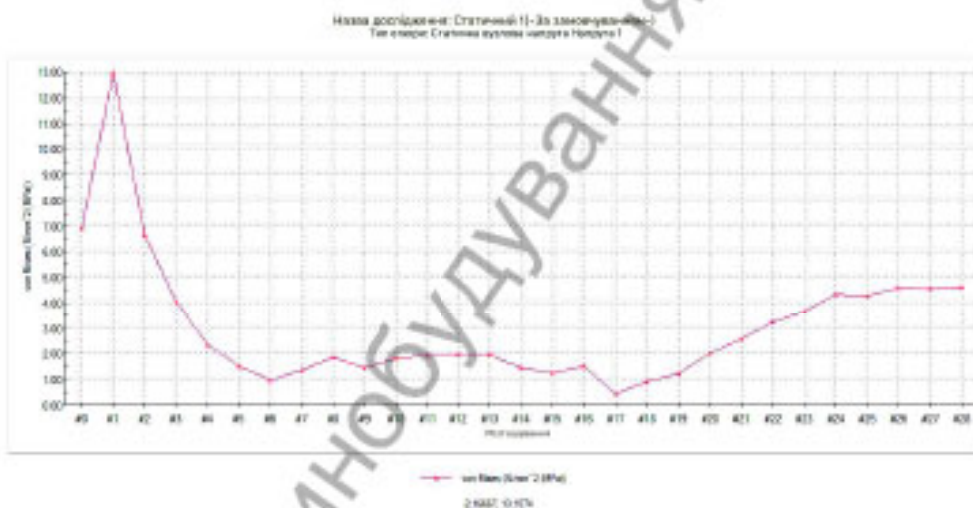


Рисунок 2.27 - Нижня секція вала сепаратора на 7 мм

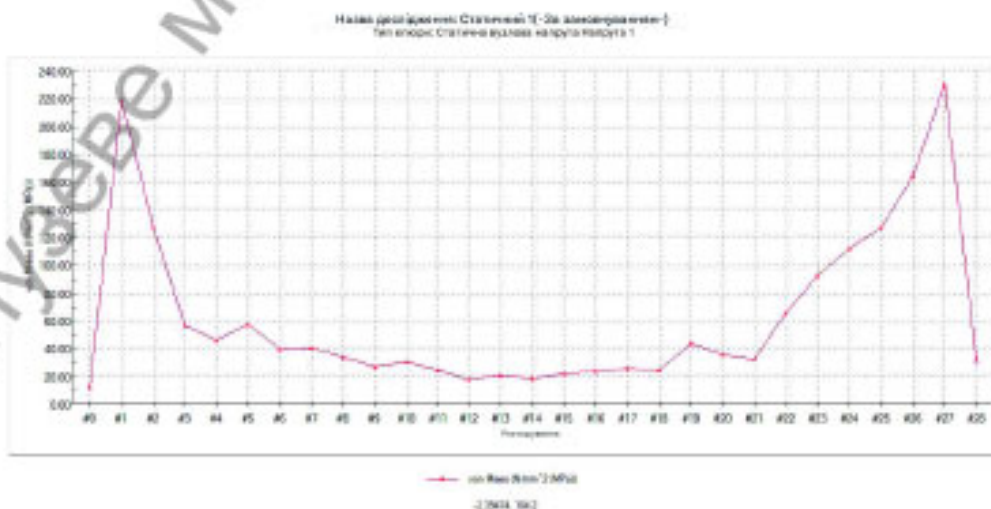


Рисунок 2.28 - Нижня секція вала сепаратора на 12 мм

Графіки показують максимальні значення в кожному з 29 розглянутих перегородок-роздільників, де 0 та 28 – це перегородки до та після навантаження відповідно, а від 1 до 27 – це навантажені перегородки-роздільники сепаратора.

Визначення коефіцієнта запасу міцності в SolidWorks виконується за допомогою «Консультанта з результатів» - «Діаграма коефіцієнтів запасу міцності», розрахований коефіцієнт запасу міцності показано на рис. 2.29, де FOS (коефіцієнт міцності) – запас міцності, $N_{\min}=2,6$.

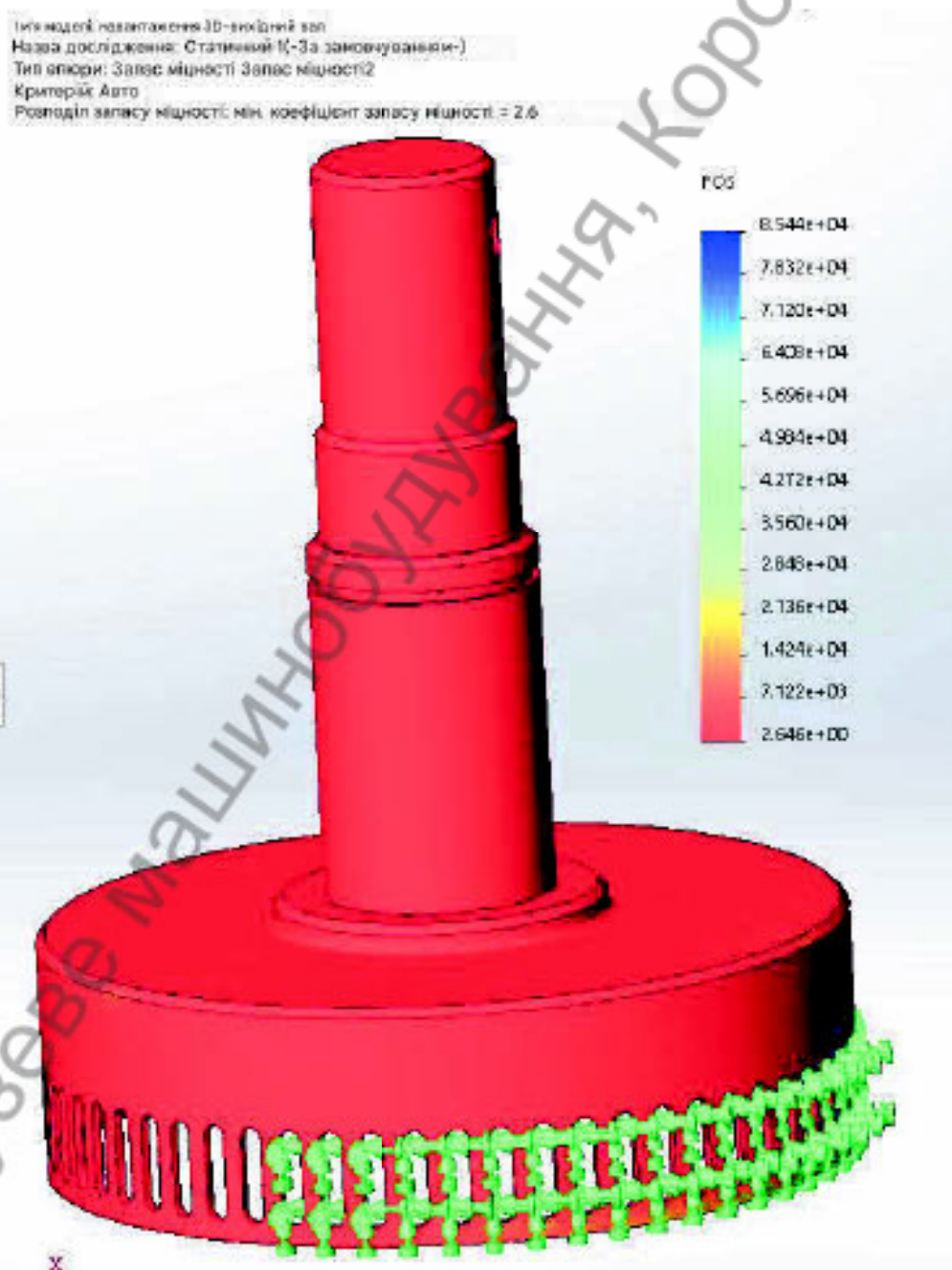


Рисунок 2.29 – Запас міцності вала сепаратора

2.2.4 Дослідження напружень на вінці

Для розрахунку контактних напружень у вінці використовувався максимальний крутний момент, що сприймається одним роликом, розрахований за формулою: $M_{кр\ max} = 2,576\ \text{Н}\cdot\text{м}$;

Для розрахунку напружень вибрано кілька перерізів. Для ролика вказуємо сталь ШХ15, для вінця – ШХ15.

Задаємо рух ролика по колу – центр координат знаходиться в центрі коронки, крутний момент $2,576\ \text{Н}\cdot\text{м}$ (рис. 2.30)

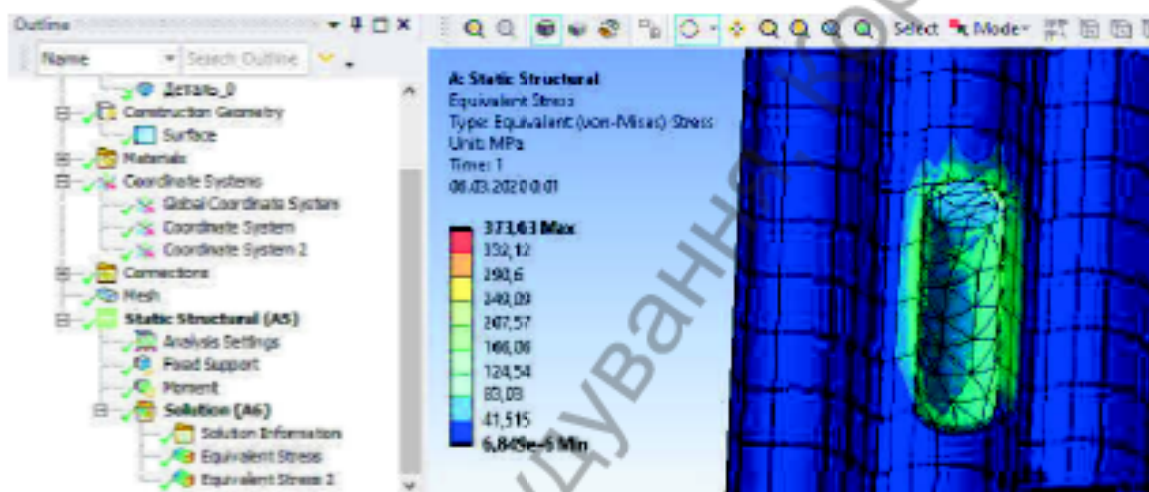


Рисунок 2.30 – Загальні напруження в короні та ролику на початку кочення по епіциклоїді

Для визначення напружень всередині коронки та ролика створюємо площину перерізу, перпендикулярну до центру осі ролика (рис. 2.31)

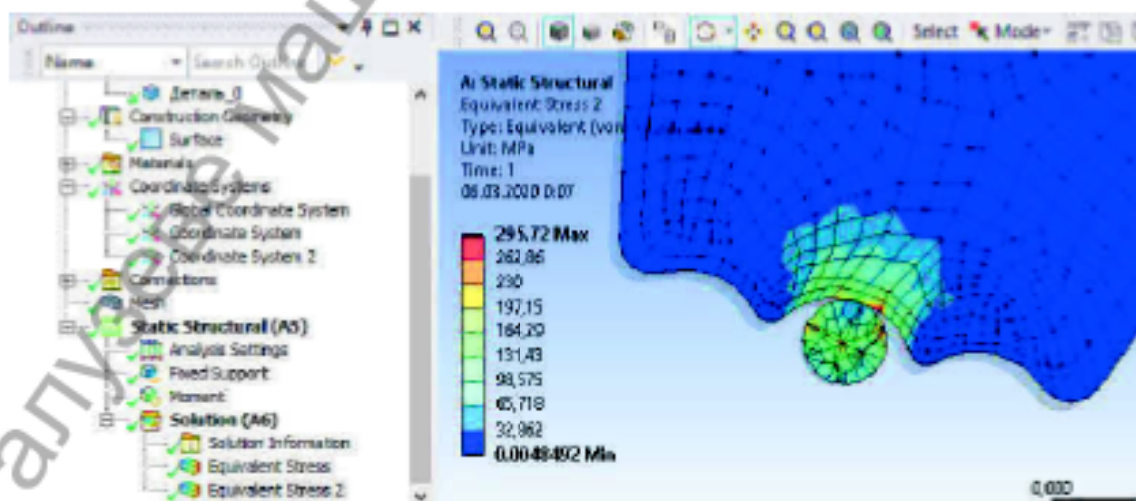


Рисунок 2.31 – Розріз ролика та корони внизу епіциклоїди

Розрахунок напружень у центрі роликового підйомника на епіциклоїді розглянуто на рис. 2.32.

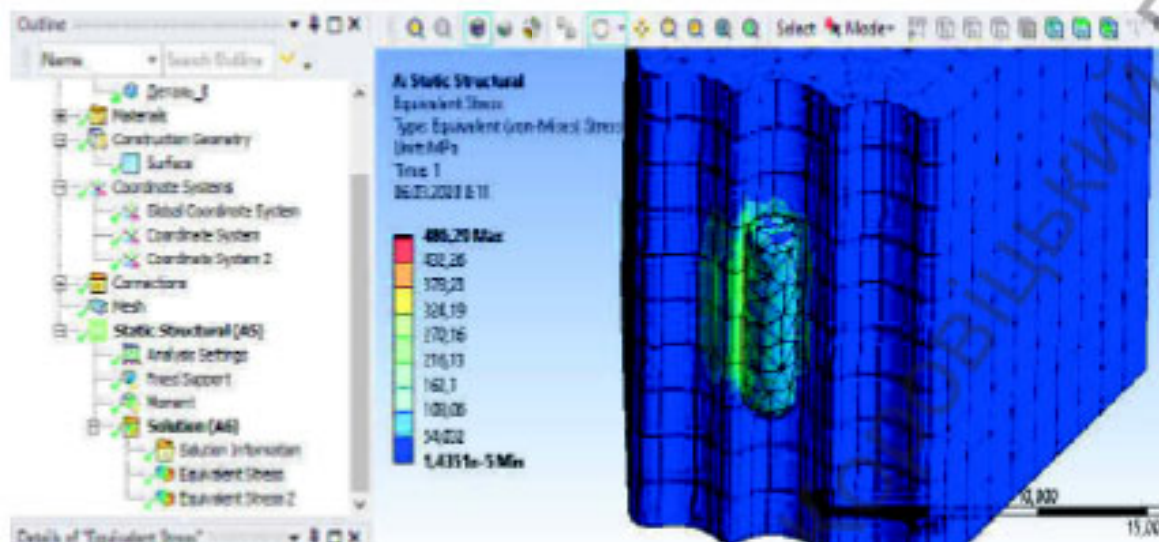


Рисунок 2.32 – Напруження корони та ролика в центрі підйомної сили на епіциклоїді

У тій самій площині перерізу визначаємо напруження в вінці при різному положенні ролика (рис. 2.33)

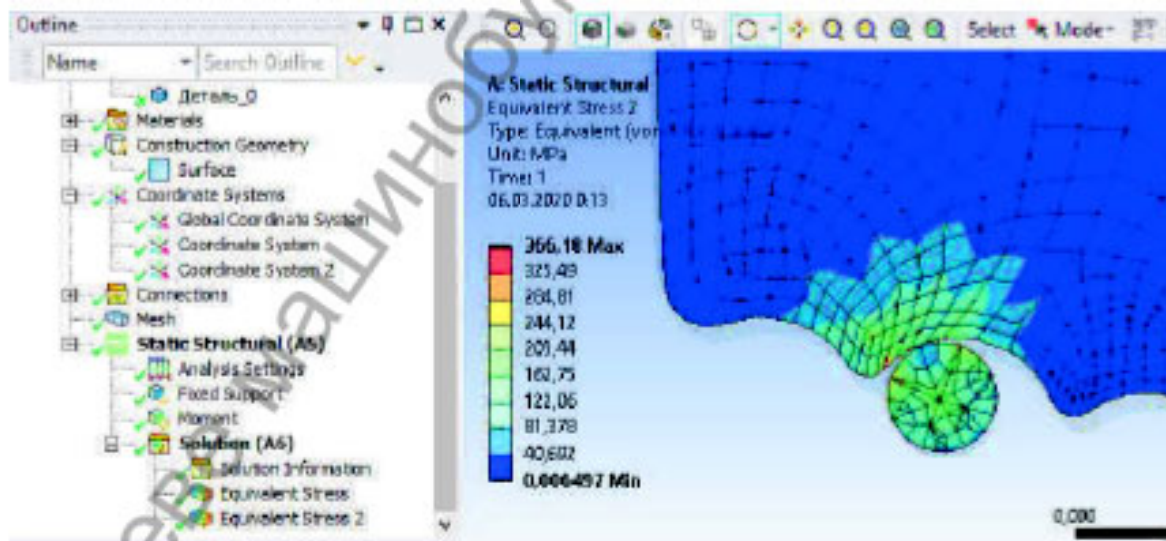


Рисунок 2.33 – Напруження в перерізі в центрі підняття на епіциклоїді

Максимальні напруження, розраховані для корони, показані на рис. 2.34 – у вершині епіциклоїди корони. Малюнок стреси всередині корона , подарована на Рис. 1.35.

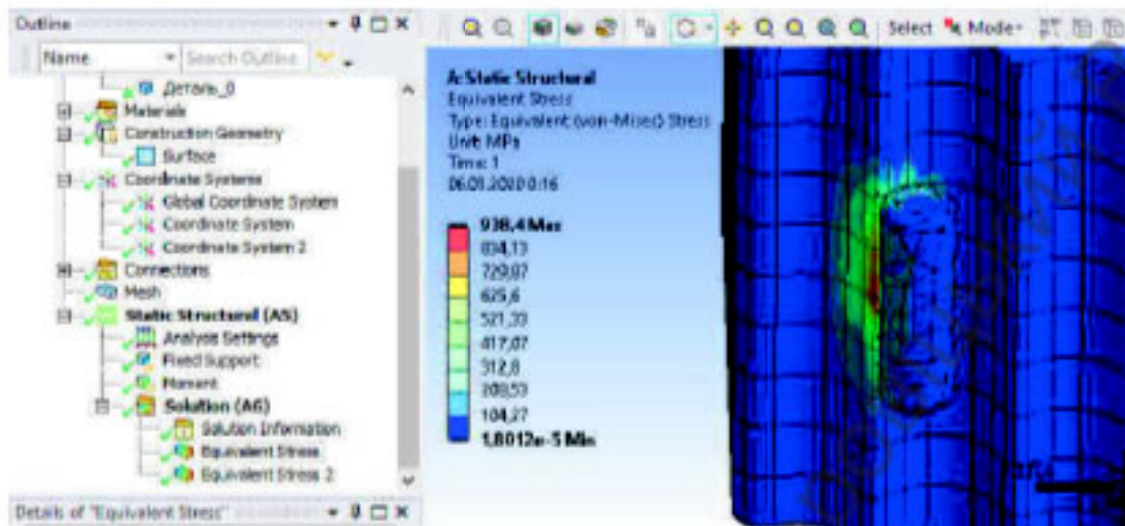


Рисунок 2.34 – Максимальні напруження, що виникають, коли ролик піднімається до вершини епіциклоїди

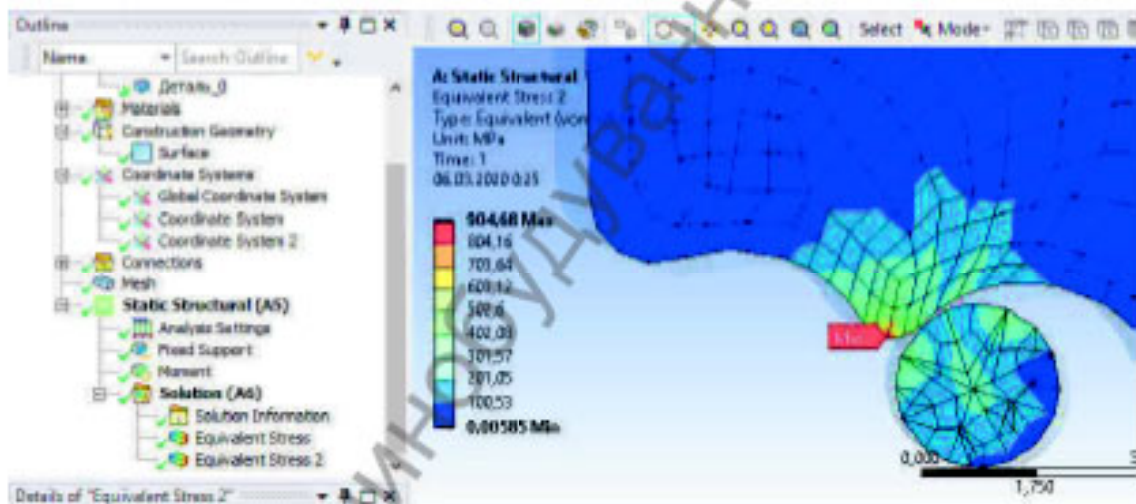


Рисунок 2.35 – Схема напружень на площині перерізу у варіанті складання 3
Розрахунок коефіцієнта безпеки коронки виконується за формулою:

$$N = \frac{S}{T}$$

де S – максимально допустиме значення величини, що розглядається (сила, напруження, переміщення тощо); значення отримано під час механічних випробувань матеріалу, T – розрахункове значення цієї величини.

$$N_d = 1080,0 / 938,40 = 1,150.$$

Для дослідження необхідної товщини зміцнення створимо лінію, початком якої буде координата, в центрі радіуса, щоб виключити поверхневі напруження на поверхні, яка не контактує з коронкою в останньому дослідженні (рис. 2.36).

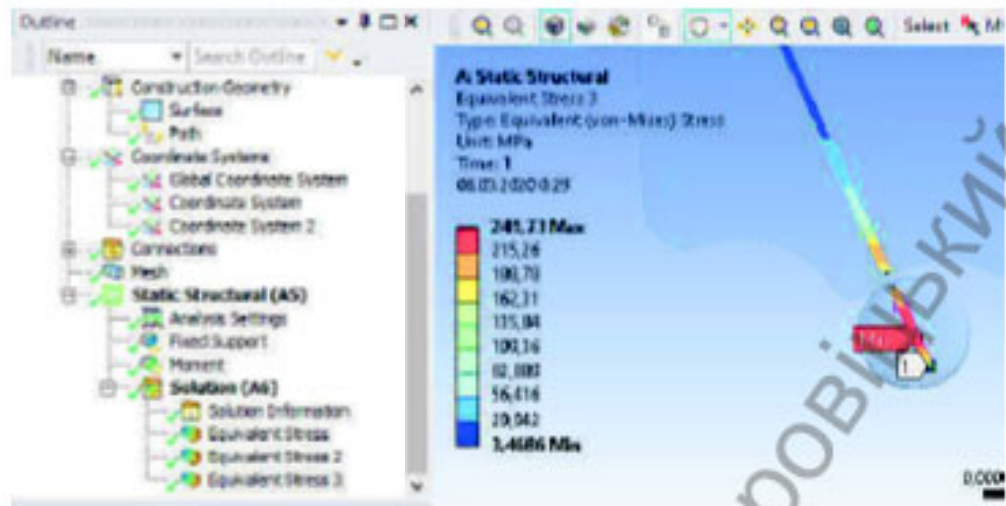


Рисунок 2.36 – Створення лінії для дослідження глибини гартування

Для наочності розглянемо графік напруги вздовж лінії (рис. 2.37)

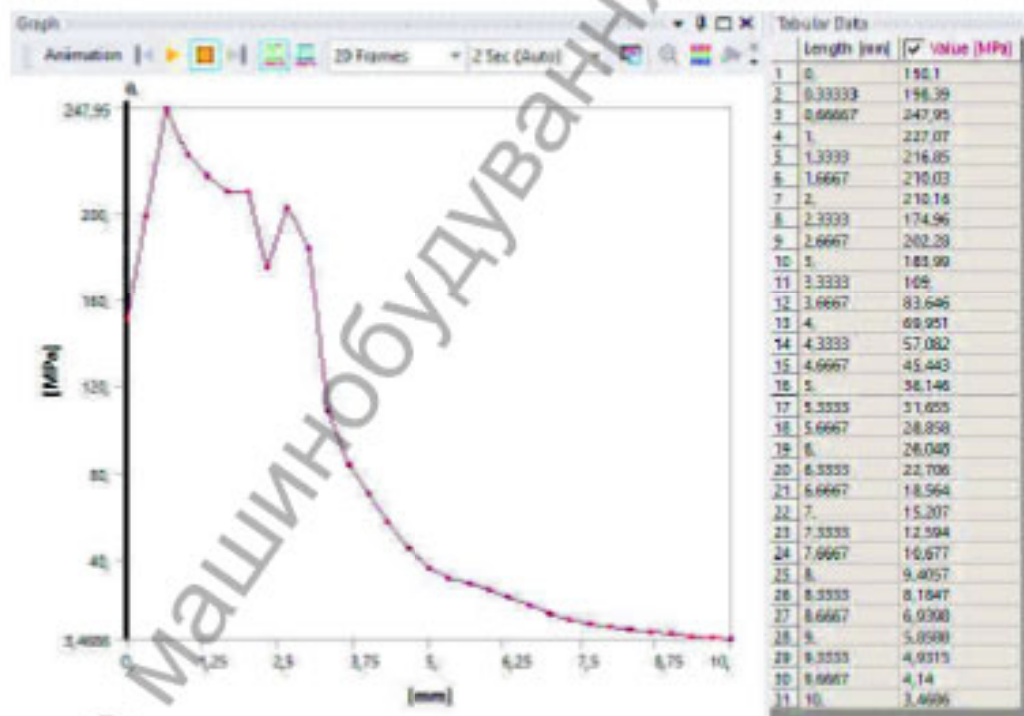


Рисунок 2.37 – Графік напружень вздовж побудованої лінії, що проходить через ролик та вінець сепаратора

Діаметр ролика, згідно з графіком, становить 2,50 мм, а лінія, що проходить через ролик, має довжину 1,870 мм, отже, напруження в коронці починаються з точки 7 графіка.

Значне падіння значення напруження починається з точки графіка № 12, яка знаходиться на відстані 1,7 мм від поверхні коронки, що контактує з роликами.

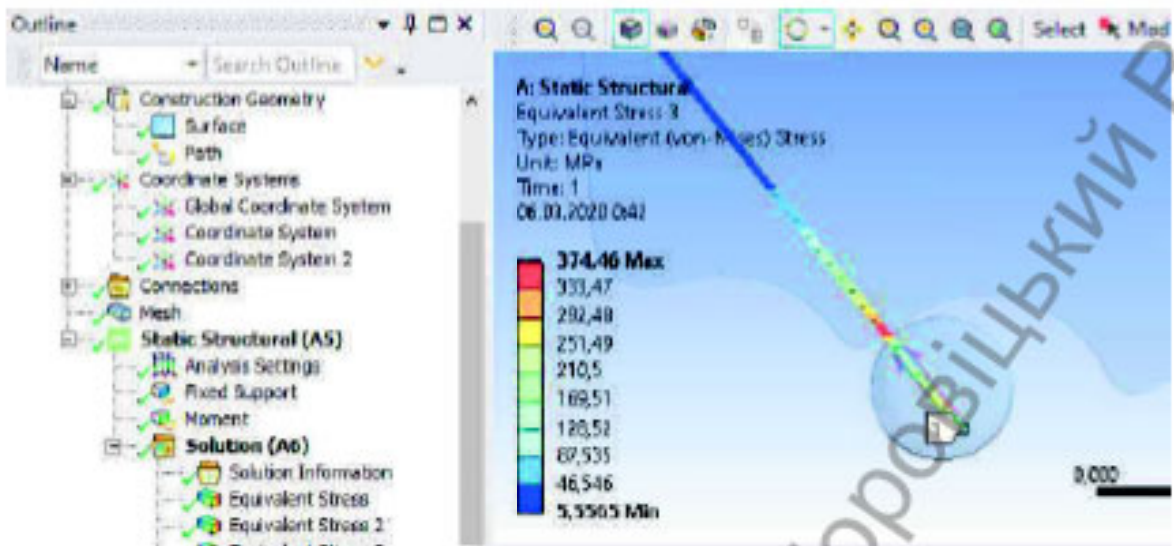


Рисунок 2.38 - Лінія напруження у вершині епіциклоїдного вінця.

Давайте створимо друге дослідження, щоб підтвердити необхідну товщину армування ближче до вершини епіциклоїди корони (рис. 2.38)

Аналогічно розглянемо графік напружень вздовж цієї лінії (рис. 2.39).

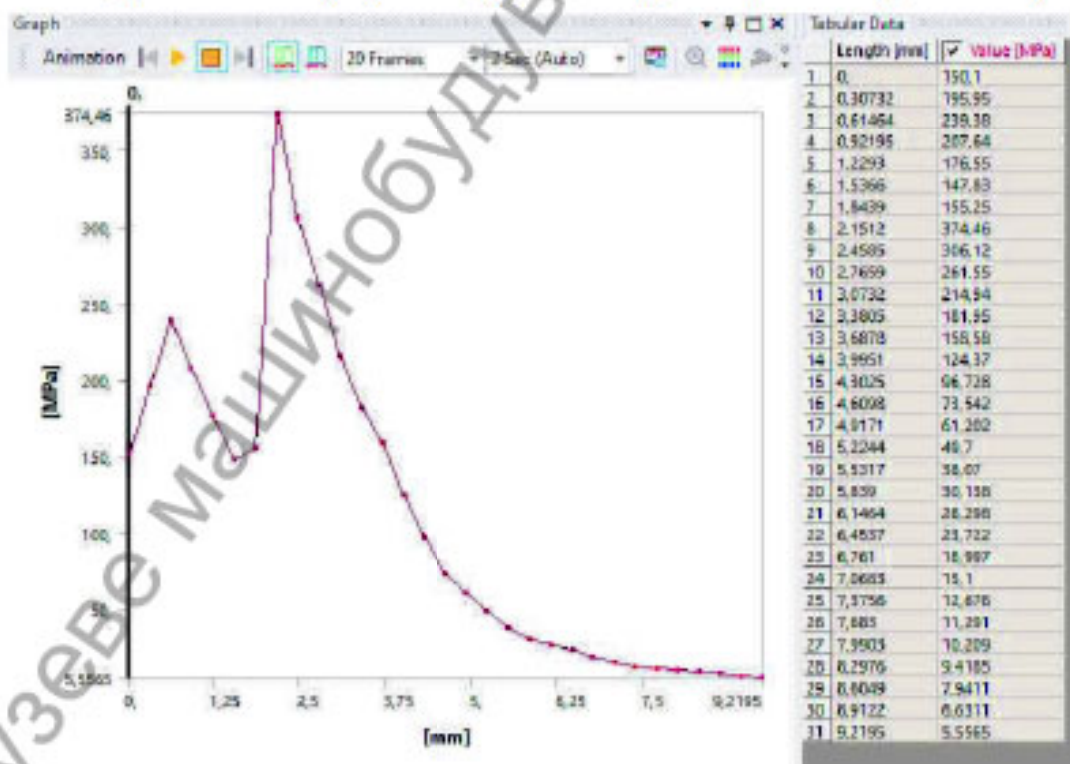


Рисунок 2.39 – Графік вздовж лінії напружень поблизу вершини епіциклоїди корони

Напруження в вінці починаються з точки 7 на графіку, а значне падіння напруження відповідає точці 15, що відповідає відстані 2,46 мм.

Висновки щодо розділу

1. На основі аналізу можливостей систем CAE для розрахунку напружень у деталях машин, для дослідження напружень у деталях редукторів з РТС були обрані системи ANSYS та SolidWorks. Деталі та вузли з простою геометрією розраховувалися в системі ANSYS CAE, а система SolidWorks використовувалася для розрахунку напружень вала сепаратора. Обидві автоматизовані розрахункові системи впоралися з поставленими завданнями.

2. Результати розрахунку напружень у вихідному валу редуктора з ПТК, виготовленим в обох системах САПР, відрізняються не більше ніж на 10%. Було виявлено, що коефіцієнт запасу міцності в небезпечних перетинах вала в кілька разів перевищує рекомендований коефіцієнт запасу міцності для експлуатації за заданих параметрів навантаження та відповідає $N = 9,21$.

3. В результаті дослідження напружень у трьох перерізах сепаратора було виявлено, що напруження в стінках сепаратора розподілені нерівномірно. Максимальні напруження спостерігаються в перегородках у місці першого ролика, що стикається з коронкою, та у місці останнього, що виходить з контакту. Розрахунковий коефіцієнт запасу міцності перегородки сепаратора $N = 2,6$.

4. Розрахунок контактних напружень у ролику виявив нерівномірний розподіл напружень у моделі. Напруження зростають від осі ролика до поверхні. Коефіцієнт запасу міцності ролика $N = 1,32$ відповідає вимогам для заданих режимів роботи редуктора.

5. Небезпечна ділянка у вузлі коронного ролика розташована у верхній частині епіциклоїди корони.

Необхідна мінімальна глибина відпалу профілю коронки для досягнення необхідної міцності становить 2,4 мм. Коефіцієнт міцності коронки $N_{в} = 1,15$ відповідає вимогам для заданих режимів роботи редуктора.

3 КОНСТРУКТОРСЬКИЙ РОЗДІЛ

3.1 Інженерний розрахунок елементів редуктора

Ручний розрахунок напружень у валу сепаратора

Розрахунок зсувних напружень валу сепаратора проводиться за формулою

$$\tau = \frac{T}{W\rho}; W\rho = \frac{\pi D^3}{16}$$

Для досліджуваних розрахунків складемо таблицю необхідних діаметрів для розрахунку напружень валу.

Напруження валу сепаратора досліджуються при максимальному крутному моменті 35 Н·м, отриманому під час стендових випробувань. Розбиваємо вал сепаратора на 5 секцій (рис. 3.1) та визначаємо напруження в них (табл. 3.1).

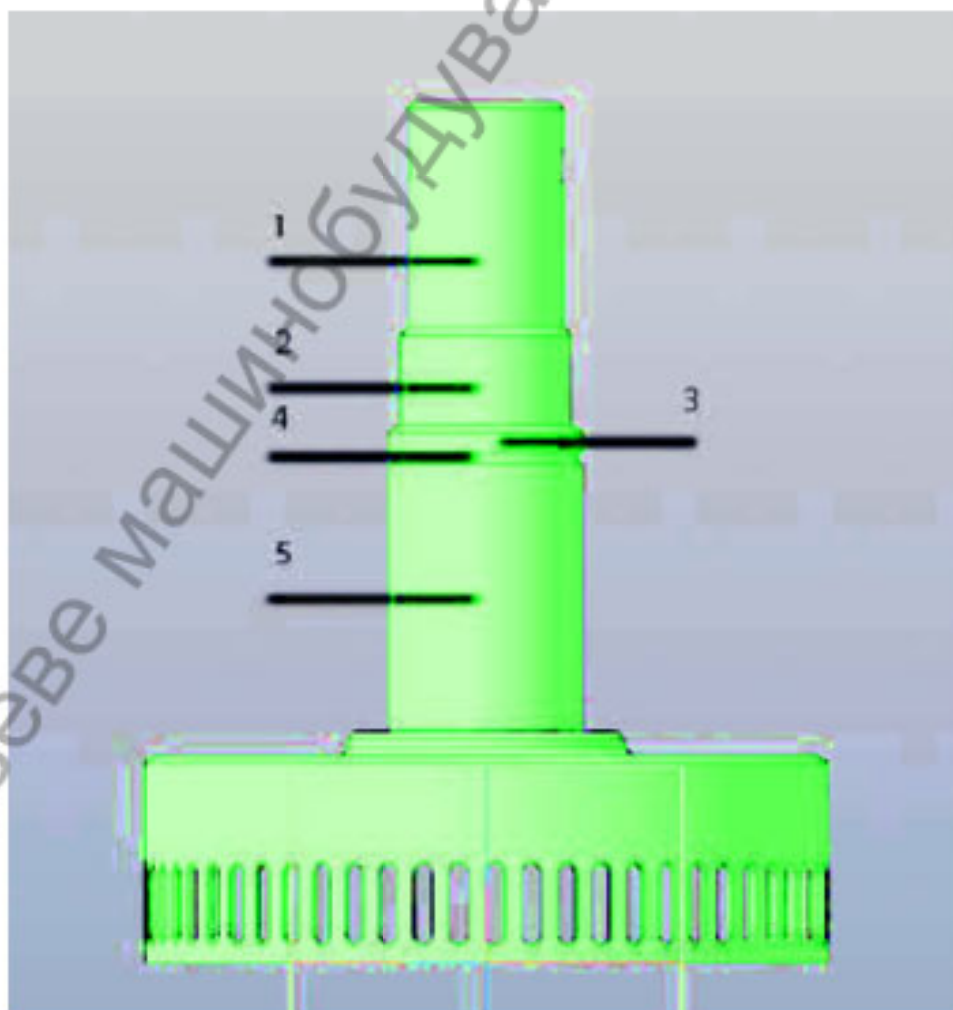


Рисунок 3.1 – Розділення валу сепаратора на 5 діаметрів для випробувань на напруження

Таблиця 3.1 – Напруження на вихідному валу:

τ	T	$W\rho$	D
МПа	Н·мм	мм ³	мм
22,29	35000	1570	20
16,75	35000	2089,67	22
11,41	35000	3066,41	25
13,74	35000	2546,91	23,5

Розрахунок контактних напружень у парі ролик-кільце

Розрахунок проводиться за такою формулою:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{пр}}{2\pi\rho_{пр}(1-\nu\cdot\nu)}}$$

Коефіцієнт Пуассона для сталі ШХ15=0,3 [22].

Заданий радіус кривизни розраховується за формулою:

$$\rho_{пр} = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 - \rho_2}$$

$$\rho_1 = 0,00125; \rho_2 = 0,00233.$$

$$\rho_{пр} = 0,0027$$

Заданий модуль пружності розраховується за формулою:

$$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$$

Обидва взаємодіючі тіла виготовлені з матеріалу ШХ15, модуль пружності якого $E=2,110$ ГПа.

$$E_{пр} = 2,11 \text{ ГПа.}$$

$$q = F/b$$

$$F = 6,4 \text{ Н}$$

$$b = 0,0025 + 0,004652$$

$$q = 6,4 / 0,0097 = 701,03$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{701,03 \cdot 2,11}{2 \cdot 3,14 \cdot 0,0027 \cdot (1 - 0,09)}} = 214,025 \text{ МПа.}$$

Розрахунок перегородки шахти сепаратора

Розрахунок роздільної перегородки буде виконано як жорстко закріпленої балки (рис. 3.2)

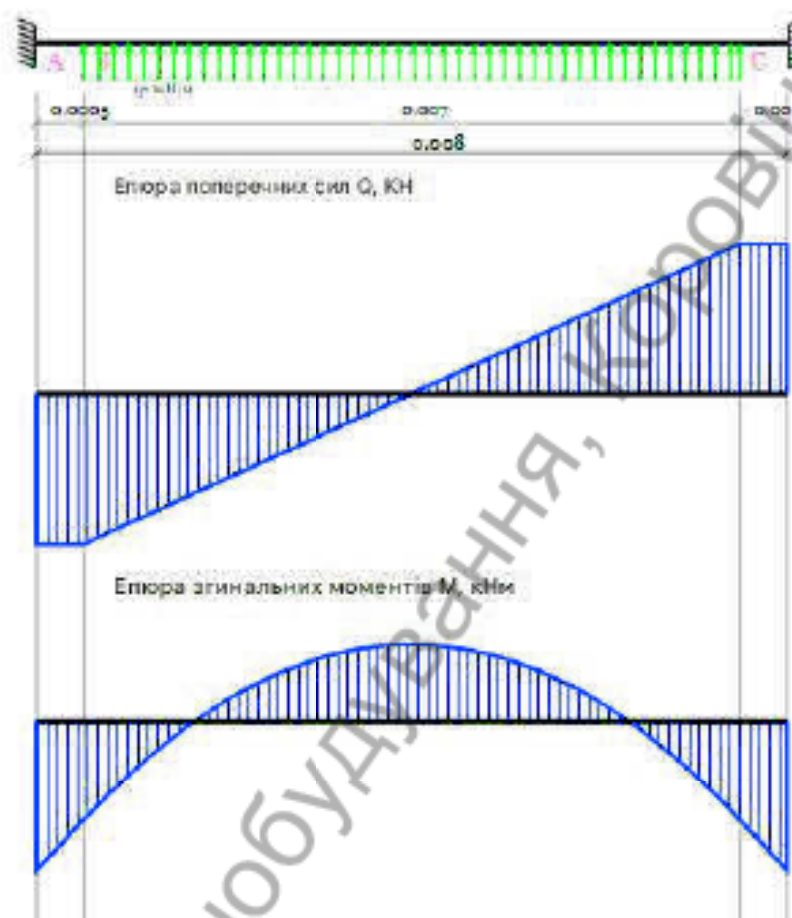


Рисунок 3.2 – Схема навантаження та кріплення перегородки та схеми

Довжина балки 0,0080 м, навантаження по довжині 0,0070 м, по довжині ролика без заокруглення згідно з 3D-моделью, навантаження прикладено рівномірно з відступами від кріплень балки 0,00050 м, максимальне розрахункове навантаження $q = 6,40$ Н

На перерізі АВ : $(0,0 \leq z_1 \leq 0,00050$ м)

$$Q(z_1) = + R_A = + 2,24 \cdot 10^{-3} = 0 \text{ кН}$$

$$M(z_1) = - M_A + R_A \cdot z = - 3,337 \cdot 10^{-5} + 2,24 \cdot 10^{-5} \cdot z$$

$$M(0) = 0 \text{ кНм}$$

$$M(0,0005) = 0 \text{ кНм}$$

На участке ВС: $(0,0005 \leq z_2 \leq 0,0075$ м)

$$Q(z_2) = + R_A \cdot q \cdot (z - 0,0005) = + 2,24 \cdot 10^{-5} - 0,0064 \cdot (z - 0,0005)$$

$$Q(0,0005) = 0 \text{ кН}$$

$$Q(0,0075) = -0 \text{ кН}$$

$$M(z_2) = -M_A + R_A \cdot z - q \cdot (z - 0,0005)^2 / 2 = -3,337 \cdot 10^{-5} + 2,24 \cdot 10^{-5} \cdot z - 0,0064 \cdot (z - 0,0005)^2 / 2$$

$$M(0,0005) = 0 \text{ кНм}$$

$$M(0,0075) = 0 \text{ кНм}$$

Оскільки сила зсуву на перерізі перетинає нуль при $z = 0,004$ м, у цій точці на М-діаграмі буде екстремум.

$$M(0,004) = 1,7 \cdot 10^{-5} \text{ кНм}$$

На перерізі CD : ($0,000750 \leq z \leq 0,00080$ м)

$$Q(z_3) = +R_A - Q_1 = +2,24 \cdot 10^{-5} - 4,48 \cdot 10^{-5} = -0 \text{ кН}$$

$$M(z_3) = -M_A + R_A \cdot z - Q_1 \cdot (z - 0,004) = -3,337 \cdot 10^{-5} + 2,24 \cdot 10^{-5} \cdot z - 4,48 \cdot 10^{-5} \cdot (z - 0,004)$$

$$M(0,0075) = 0 \text{ кНм}$$

$$M(0,008) = 0 \text{ кНм}$$

Максимальний момент у балці $M_{\max} = 3,340 \cdot 10^{-6}$ кНм.

Ширина перегородки $h = 2,150$ мм, товщина $b = 1,0$ мм. Момент опору розраховується за формулою:

$$W_z = bh^2 / 6$$

$$W_z = 4,6225 / 6 = 7,7 \cdot 10^{-10} \text{ м}^3$$

Розрахунок навантаження на згин проводиться за формулою:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z}$$

$$\sigma_{\max} = \frac{3,34 \cdot 10^{-5}}{7,7 \cdot 10^{-10}} = 43376,623 \text{ Па}; \sigma_{\max} = 4,34 \cdot 10^{-2} \text{ МПа}$$

Інженерні розрахунки найбільше відповідають даним, отриманим у системі SolidWorks CAE на перерізі сімнадцятої навантаженої перегородки сепаратора на відстані перерізу 3,0 мм (рис. 3.3), що відповідає $3,7530 \cdot 10^{-2}$ МПа.

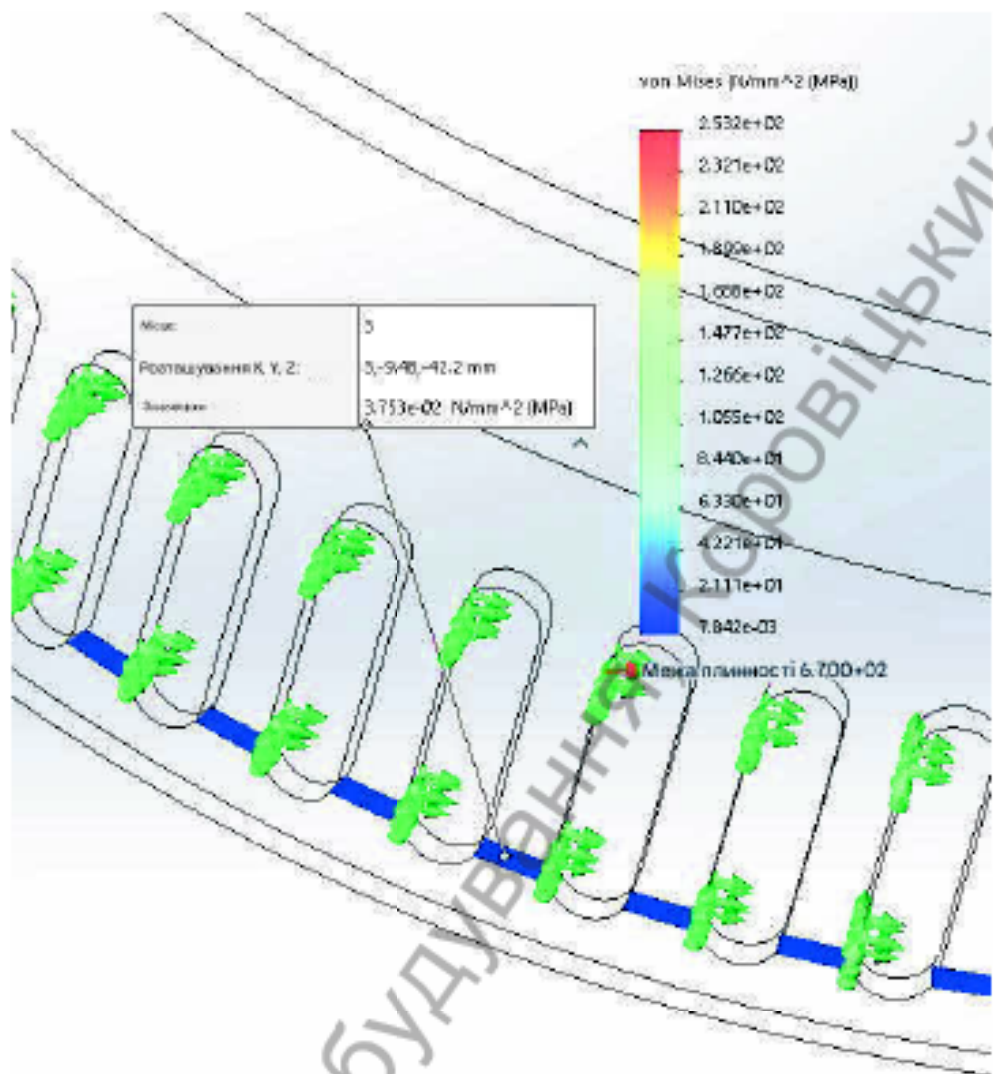


Рисунок 3.3 – Переріз навантаженої сепараторної перегородки зі значеннями напружень, найближчими до інженерних розрахунків

Порівняння отриманих результатів інженерних розрахунків з розрахунками, отриманими в системах CAE.

Порівняння даних розрахунку вала сепаратора представлено в таблиці 2.3.

Таблиця 2.3 – Порівняння напружень у валу сепаратора.

Інж. Розрахунок, МПа	ANSYS, МПа
22,290	22,330
16,750	16,710
13,740	14,460
11,410	11,440

На основі цієї таблиці розрахована відсоткова різниця між методами розрахунку становить 5%.

Порівняння напружень у перегородці сепаратора, отриманих інженерними методами та розрахунками в системі SAE, представлено в таблиці 3.4.

Таблиця 3.4 – Порівняння напружень у перегородках-сепаратора.

Інж. Розрахунок, МПа	ANSYS, МПа
0,04340	0,037530

Розрахована відсоткова різниця між методами розрахунку становить 14%.

Порівняння даних розрахунків контактних напружень у парі ролик-кільце представлено в таблиці 3.5; дані для ANSYS взяті з рис. 3.3, де точка 7 – це точка контакту між роликом і вінцем.

Таблиця 3.5 – Порівняння напружень у парі ролик-вінець.

Інж. Розрахунок, МПа	ANSYS, МПа
214,0250	210,160

3.2 Аналіз можливості полегшення вала сепаратора зі збереженням запасу міцності

Для розрахунку напружень у валу сепаратора створимо спрощене моделювання з використанням множника – фіксуємо поверхню сепаратора та прикладаємо крутний момент до поверхні отвору для шплінта.

Для дослідження розділимо вал сепаратора на 5 частин відповідно до зміни розміру діаметра (рис. 3.4).

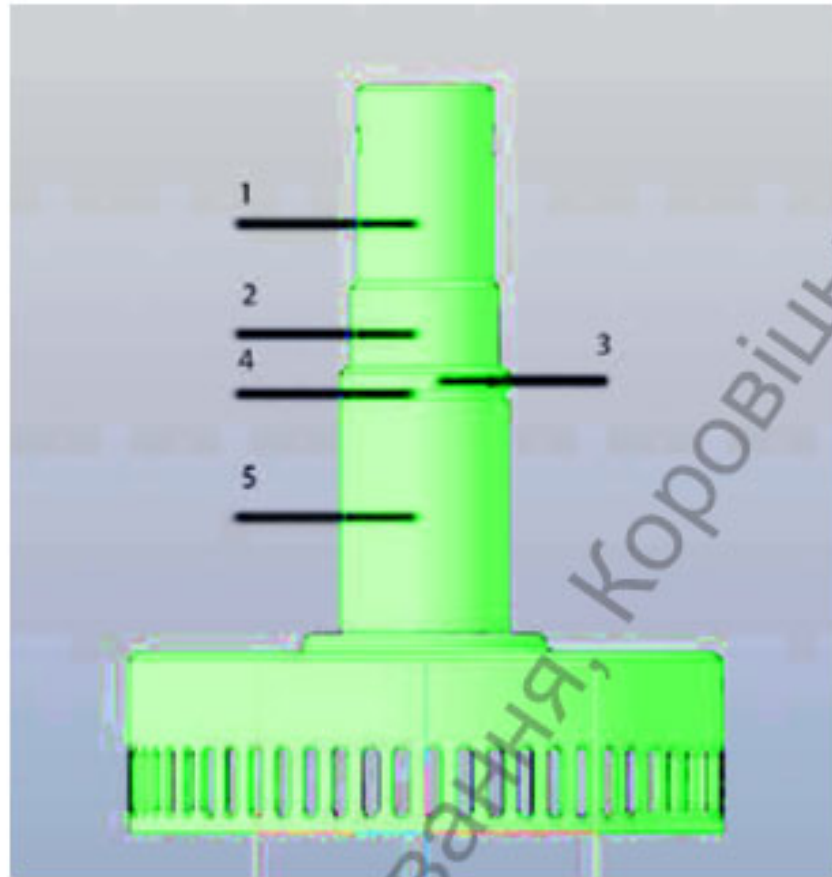


Рисунок 3.4 – Поділ вала сепаратора на 5 зон дослідження напружень

Для створення розрахунку ми використовуємо модуль "Static Структурний" (рис. 3.5).

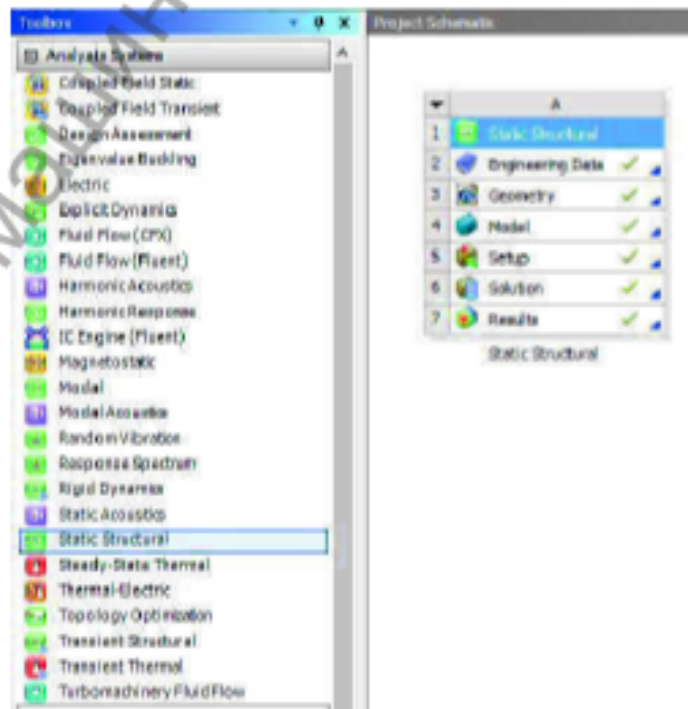


Рисунок 3.5 – Налаштування параметрів дослідження

Далі виберіть « Інженерія» дані » та встановити параметри матеріалу вала сепаратора – сталь 40Х (рис. 3.6) Міцність на розрив – 395,0 МПа, межа текучості – 345,0 МПа, густина 7 820,0 кг м³.

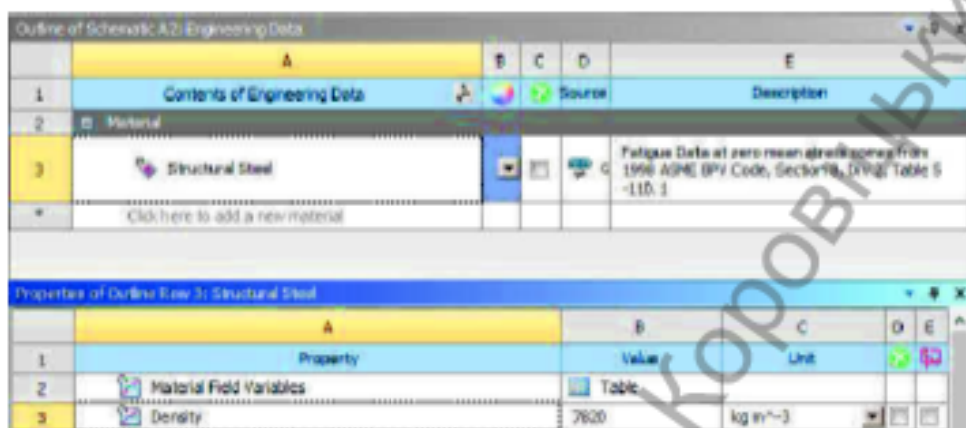


Рисунок 2.6 - Налаштування параметрів матеріалу в ANSYS

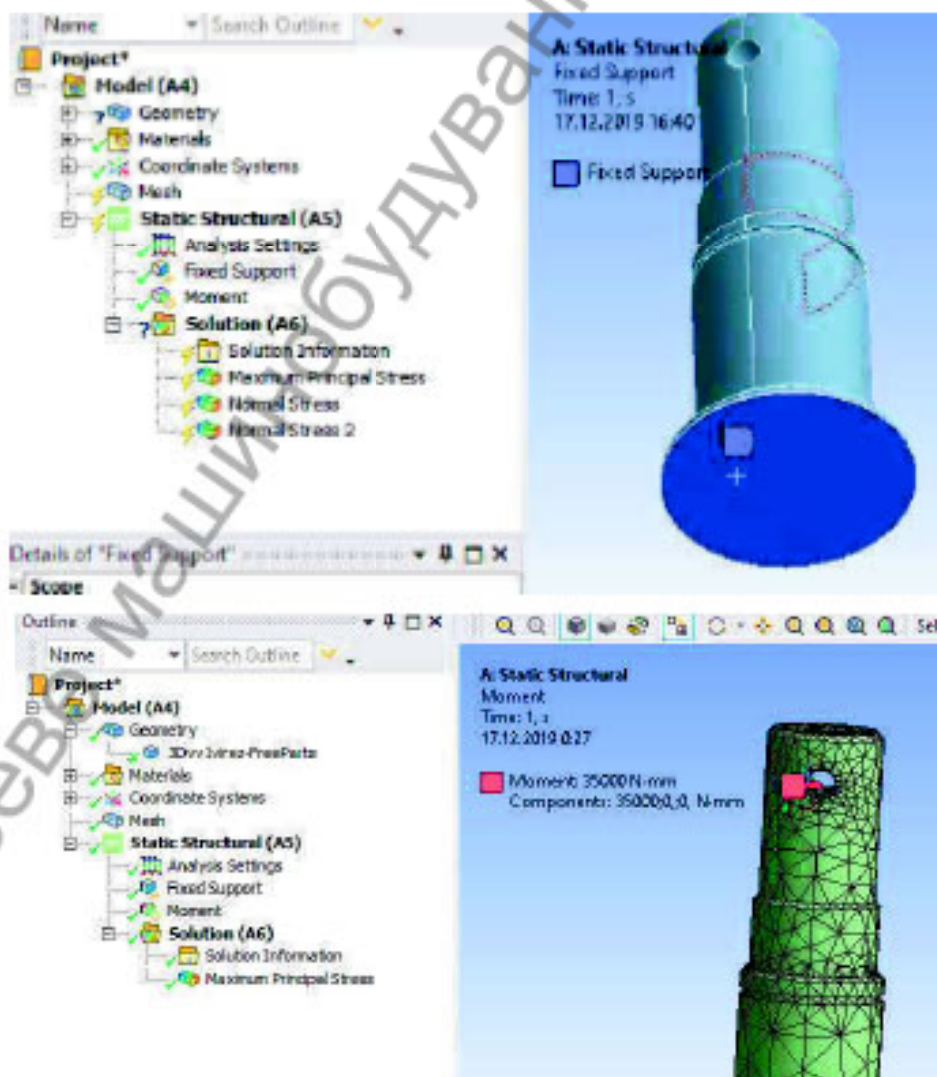


Рисунок 3.7 - Встановлення навантаження та кріплення на 3D -моделі

Після налаштування матеріалу, вибираємо 3D-модель деталі для дослідження у вкладці « Геометрія » (рис. 3.6), потім вибираємо кнопку « Модель » і в модулі « Механіка » – пункт А 5 (рис. 3.7) встановлюємо крутний момент на отворі для шплінта 35 Н мм^2 по координаті осі X, яка є віссю вала та кріпленням для вала на поверхні з роздільними вікнами для РТС.

Далі, в модулі А 6, додайте пункт « Максимум Директор Напруження » та розпочніть розрахунок навантаження кнопкою " Розв'язати ".

За допомогою інструменту «зразок» вибираємо приблизний центр по висоті на досліджуваному діаметрі, в кожному з 5 перерізів вала (рис. 3.8).

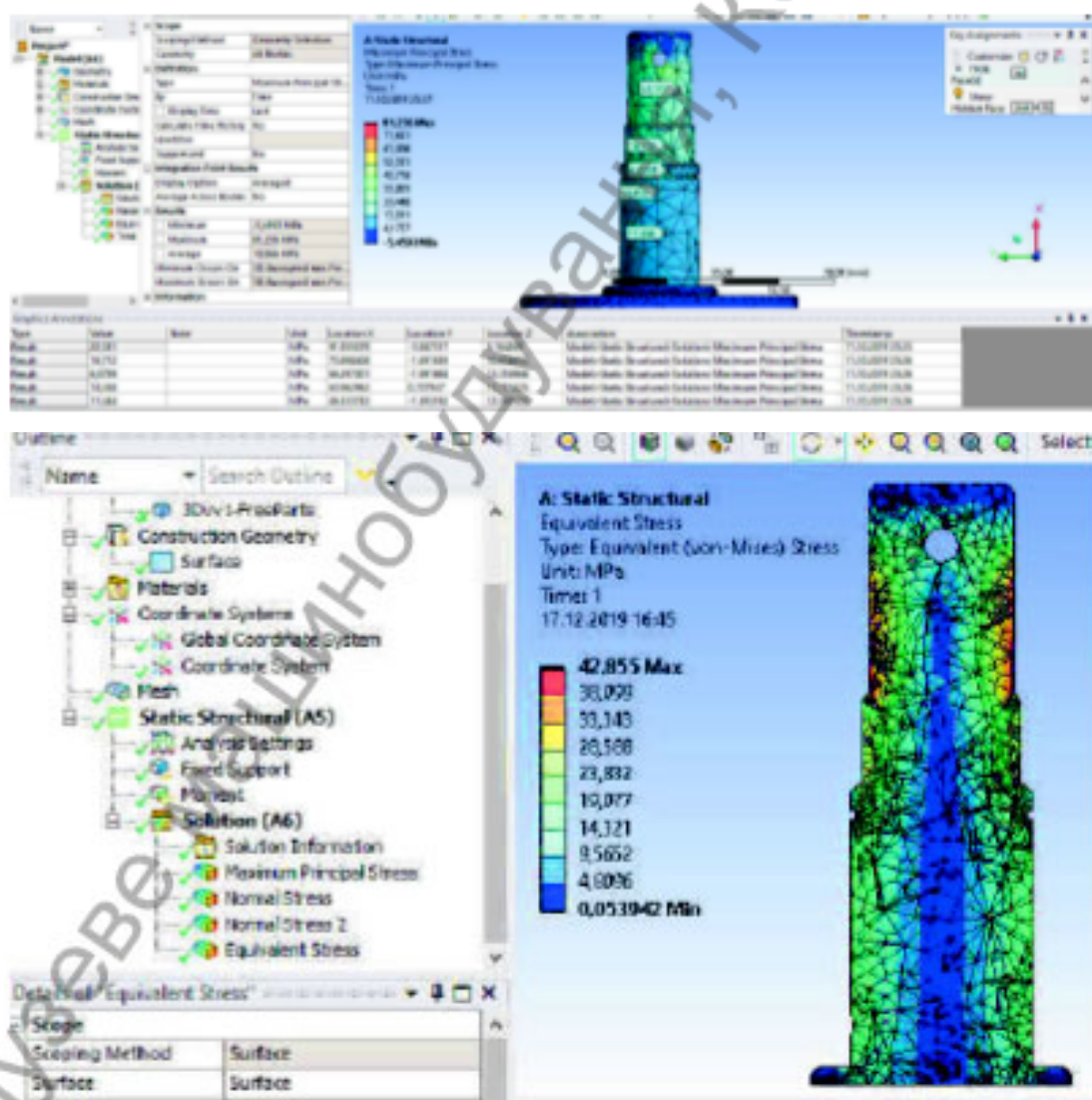


Рисунок 3.8 – Вибір точок та показників напружень під час розрахунку в ANSYS

Розглянемо можливість полегшення вала сепаратора шляхом глибокого свердління $D 14,0 \text{ мм}$ на глибину $65,0 \text{ мм}$ згідно з ескізом (рис. 3.9).

В результаті свердління вала сепаратора, вагою 0,7067 кг, розрахункове полегшення деталі склало 9,040% - 0,07810 кг.

Для уточнення напруження полегшеної моделі вала сепаратора проведемо аналогічний розрахунок (рис. 3.11), після чого сформуємо значення обох розрахунків у таблицю (таблиця 3.6)

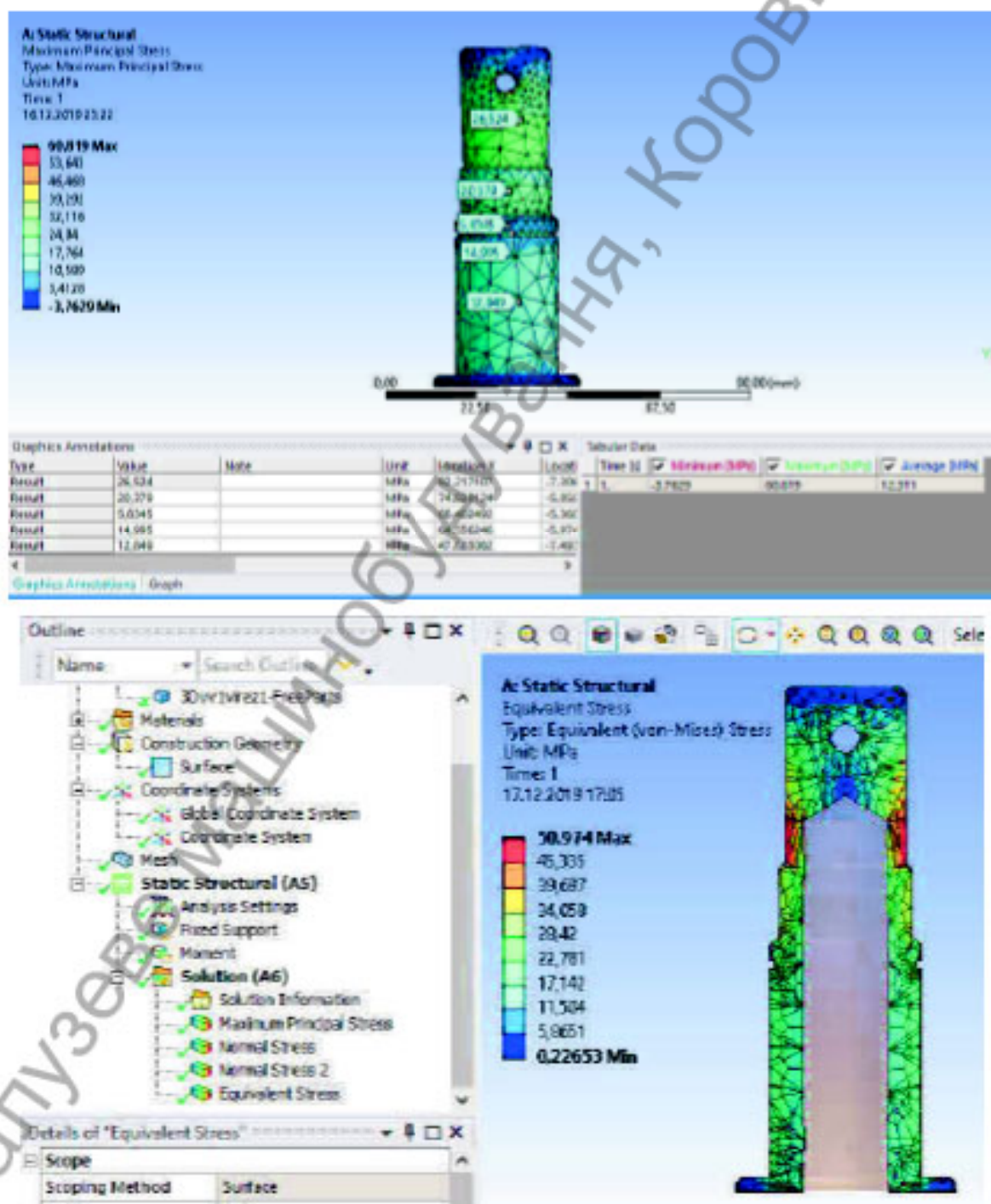


Рисунок 3.11 - Розрахунок напружень вала сепаратора з полегшенням

Таблиця 3.6 – Розрахункові напруження валів сепараторів.

Вал сепаратора без полегшення, МПа	Вал сепаратора з полегшенням, МПа
22.330	26.520
16.710	20.380
6.080	5.840
14.460	14,990
11.440	12,850

Інженерні розрахунки напружень зсуву вала виконуються за формулою

$$\tau = \frac{T}{W_p}; W_p = \frac{\pi D^3}{16}$$

а їхні результати представлені в таблиці 3.7.

Таблиця 3.7 – Результати інженерних розрахунків вала.

τ	T	W_p	D
Мпа	Н·мм	мм ³	мм
22,281	35000	1570,795	20
16,741	35000	2090,728	22
11,408	35000	3067,959	25
13,735	35000	2548,198	23,5

Додамо до розрахунку можливе навантаження під час роботи ручної електродрилі у вигляді нормалі до осі обертання вала 1000 Н. Для цього створимо 2 системи координат з осями, що збігаються з осями ручок ручної машини (рис. 3.12)

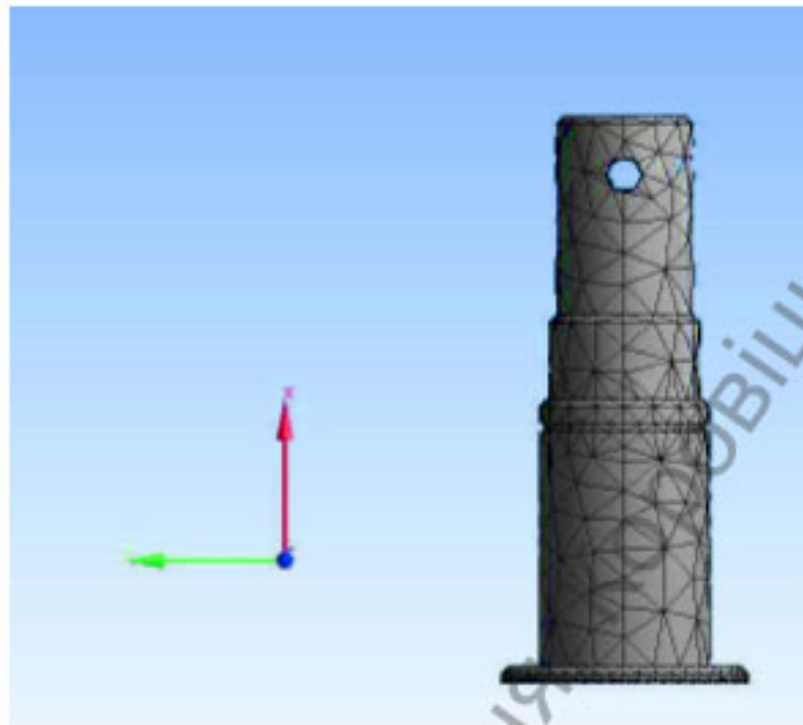


Рисунок 3.12 – Створення систем координат, що збігаються з віссю ручок ручного верстата

Далі створимо опорне пристосування, обмеживши рух поверхні вздовж двох осей (рис. 3.13)

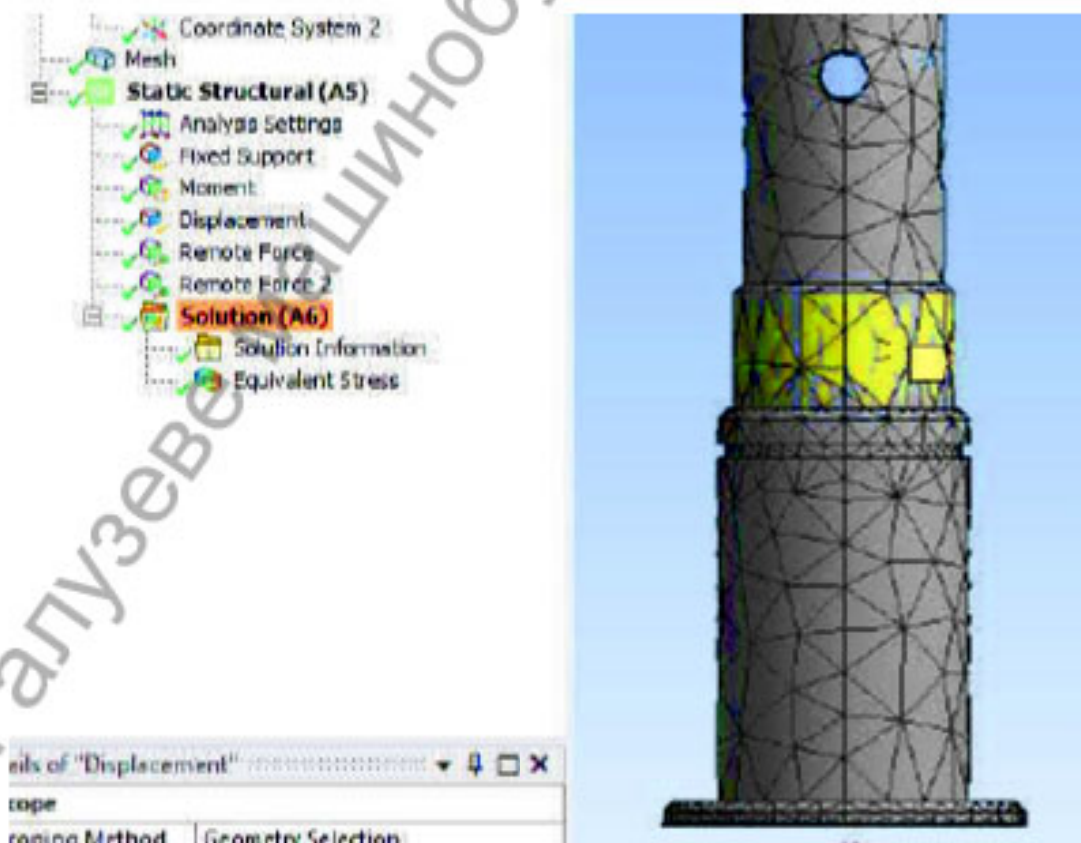


Рисунок 3.13 – Створення кріплення підшипника

Ми додаємо дистанційне навантаження 500,0 Н до кожної з осей, спрямоване в одному напрямку, використовуючи дистанційний метод. Сила (рис. 3.14)

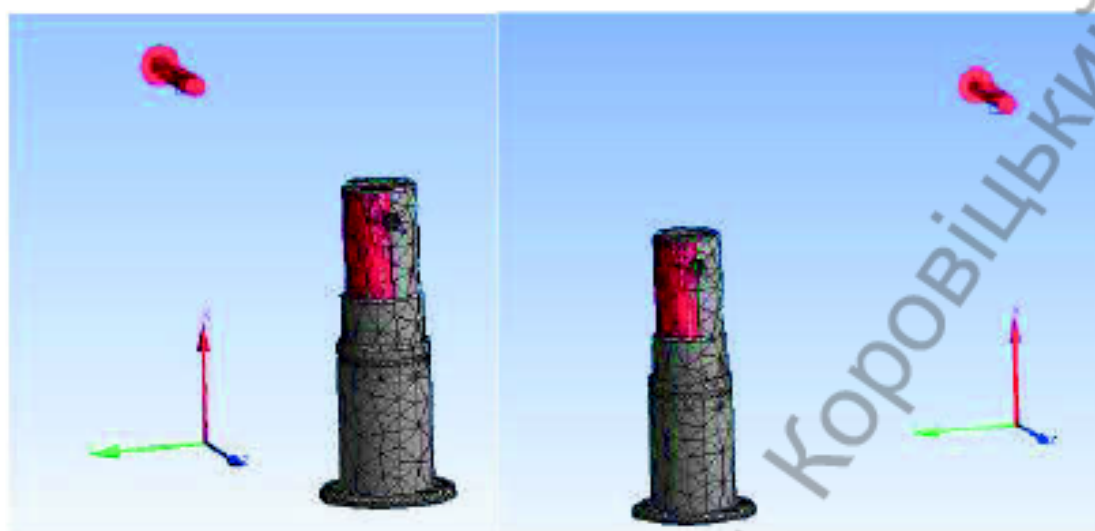


Рисунок 3.14 – Додавання віддаленого навантаження

Розглянемо результуючу картину напружень фон Мізеса (рис. 3.15).

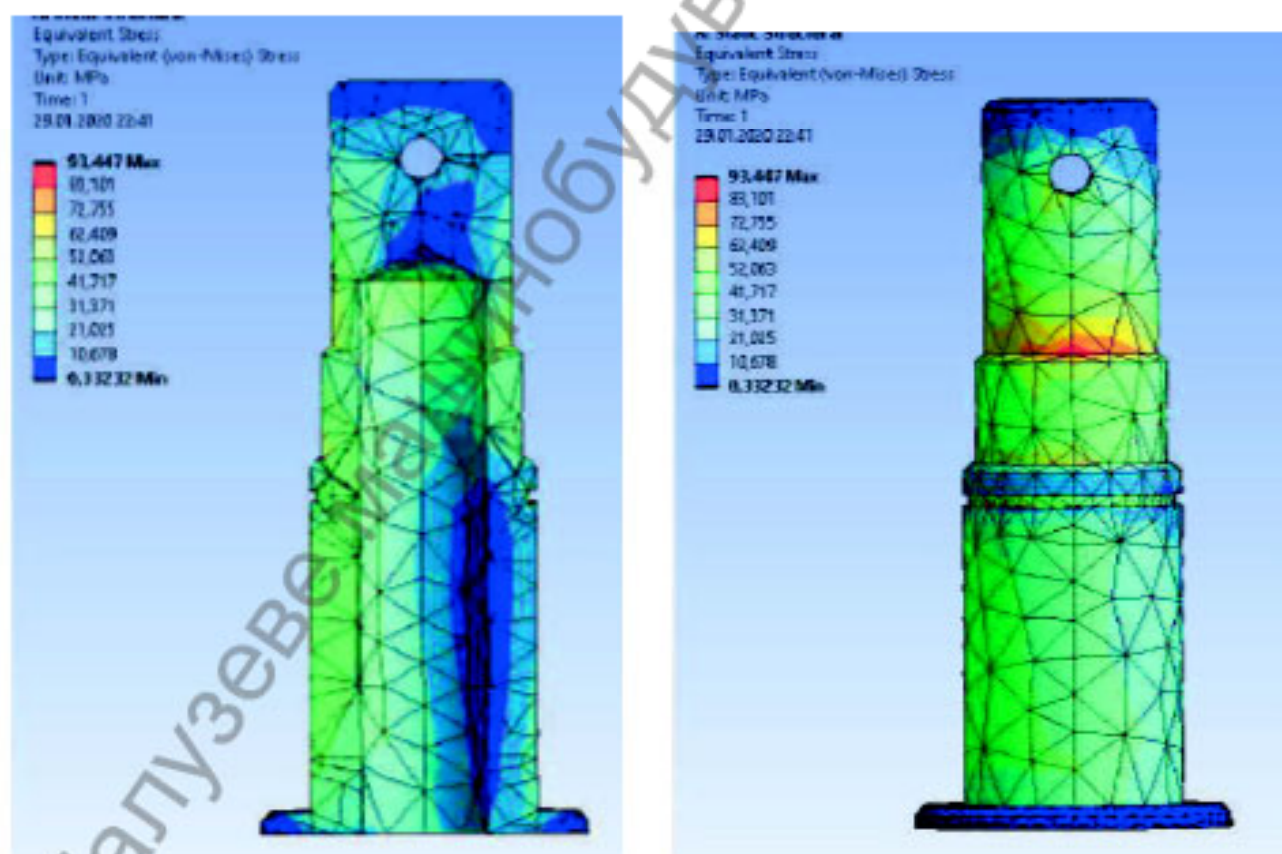


Рисунок 3.15 – Схема напружень у легкому валу з додатковим навантаженням

Оскільки, згідно з ГОСТ, сталь 40X має межу плинності $\sigma_{0,20} = 395,0$ МПа для перерізів площею 250,0-300,0 мм, розрахуємо коефіцієнти запасу міцності N для обох розрахунків за формулою:

$$N = \frac{S}{T}$$

де S – максимально допустиме значення величини, що розглядається (сила, напруження, переміщення тощо); значення отримано під час механічних випробувань матеріалу, T – розрахункове значення цієї величини.

Розрахунок коефіцієнта запасу міцності на основі розрахункових напружень:

$N_v = 17,690$ для вихідної деталі, $N_p = 14,89$ для полегшеної деталі.

Розрахунок коефіцієнта запасу міцності на основі розрахункових напружень за фон Мізесом:

$N_v = 395,0/42,85 = 9,210$ для вихідної деталі, $N_p = 395,0/93,45 = 4,230$ для полегшеної деталі.

На основі цих розрахунків підтверджено можливість полегшення деталі без значної втрати коефіцієнта запасу міцності.

3.3 Можливість виготовлення деталі вала-сепаратора з двох частин

Оскільки деталь вала-сепаратора виготовлена з цільного шматка сталі 40X, для серійного виробництва необхідно розглянути можливість зниження собівартості виробництва – з двох деталей шляхом зварювання з подальшою механічною обробкою.

Заготовками для вала сепаратора будуть гарячекатаний круг діаметром 31 мм та гарячекатаний круг діаметром 100,0 мм, згідно з ГОСТ.

Оскільки сталь 40X важко зварюється, це вимагає попереднього нагрівання зварюваних поверхонь до 250-300°C з подальшим відпуском при 600,0-650,0°C. Зварювання виконується електродами для низьколегованих низьковуглецевих сталей, такими як UONI 13/55, від ESAB, призначеними для зварювання відповідальних виробів з міцністю на розрив до 540,0 МПа [15].

При такому методі виготовлення знижується вартість готової деталі за рахунок зменшення матеріаломісткості під час механічної обробки.

3.4 Використання мастильних матеріалів

Оскільки редуктор з ПТК у ручному електродрилі є термонавантаженим елементом, цей вузол вимагає використання високотемпературних масел з низькою в'язкістю при високих температурах. Більшість таких мастил виготовляються на основі поліалкіленгліколів, наприклад - Mobile G 1 E Goyle 10. Ця олія має кінематичну в'язкість у сантистоксах (1 сантистокс = $1,0 \text{ мм}^2/\text{с}$) CST при $100,0^\circ\text{C}$ становить 11,50, а при 40°C - 85, а температура спалаху вище $226,0^\circ\text{C}$. Також необхідно враховувати піноутворення використовуваної олії, піноутворення GlyGoyle 11 згідно зі стандартом визначення ідентичним стандарту ASTM D 892 на етапі 1 тестування становить 5 /0 [12].

Важливим фактором є теплопровідність мастила, а також його вплив на ущільнення в конструкції. Більшість високотемпературних мастил виготовляються на основі поліалкіленгліколів, що робить їх несумісними з більшістю ущільнень, призначених для нетермонавантажених агрегатів. Оптимальним матеріалом для ущільнення при використанні цих мастил є використання фтореластомерів, вінілових- метил- полісилоксанових каучуків, а також бутадієн- нітрильного каучуку в обмеженому діапазоні температур до $140,0^\circ\text{C}$. Для даного редуктора з ПТК слід використовувати ущільнення на основі фтореластомерів, оскільки продукція цього типу широко представлена вітчизняними виробниками [13].

Висновки щодо розділу

1. Було виявлено, що максимальна різниця між результатами, отриманими в системах CAE та інженерних розрахунках, становить близько 5%, і лише в моделі зі складною геометрією, сепараторі, різниця склала 14%. Однак традиційний метод інженерних розрахунків не здатний дати повну картину розподілу напружень всередині деталі, що, найімовірніше, є причиною значної похибки. Системи CAE дозволяють виявляти небезпечні перерізи з візуальною демонстрацією напружень у будь-якій точці деталі, що неможливо зробити стандартними методами

інженерних розрахунків.

2. Розрахунком доведено можливість полегшення вал-сепараторної деталі на 9,04% зі збереженням необхідного запасу міцності.

3. Виготовлення деталі вала-сепаратора з двох заготовок за допомогою зварювання дозволяє зменшити витрату матеріалу та інструментів під час механічної обробки, а також вартість деталі.

4. У редукторах з ПТК необхідно використовувати високотемпературне мастило на основі поліалкіленгліколів, яке забезпечує високу змащувальну здатність поверхонь, що труться, за високих температур.

5. Для герметизуючого матеріалу при роботі з цим типом мастил необхідно використовувати ущільнення на основі фтореластомерів, вінілметилполісилоксанових каучуків, оскільки вони не вступають у хімічну реакцію з компонентами мастил на основі поліалкіленгліколів.

ВИСНОВКИ

В результаті виконаної роботи виконано вибір САЕ-систем для розрахунку напруги в різних деталях редуктора з проміжними тілами кочення. Продемонстровано практичну застосування різних САПР для виконання розрахунків складних елементів та збірок. Сучасні системи дозволяють виявити небезпечні перерізи в 3D моделі, з наочною демонстрацією напруг, що виникають, і можливістю визначення напруг у будь-якій необхідній точці, що було продемонстровано на прикладі дослідження двадцятисеми перегородок вала-сепаратора при навантаженні крутним моментом - напруги не рівномірно розподілені між стінками сепаратора.

Розраховані коефіцієнти запасу міцності відповідають необхідним заданих умов роботи редуктора встановленого до прикладу в ручній машині електробур, що підтверджено дослідженнями моделювання в САЕ системах.

У роботі надано рекомендації щодо зниження собівартості деталі вал-сепаратор при серійному виготовленні, розрахунковим методом доведено можливість полегшення даної деталі на 9,04%. Також з урахуванням особливостей робочих параметрів редуктора з проміжними тілами кочення та обґрунтовано вибір використання високотемпературного мастила типу Mobil GlyGoyle 11 та матеріалів ущільнень, для використання з цим типом мастил. Алгоритми розрахунків напруги в різних деталях механізму, описані в роботі, можуть бути легко відтворені та модернізовані для розрахунку різних варіантів конструкцій редукторів з проміжними тілами кочення.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. Harris, T. A., & Kotzalas, M. N. (2007). *Essential Concepts of Bearing Technology*. CRC Press.
2. Lee, J. (2003). Machine condition monitoring and fault diagnosis using AI techniques. *Journal of Quality in Maintenance Engineering*, 9(2), 105-115. (Загальна праця з діагностики, застосовується до редукторів)
3. Gohar, R., & Sherrington, I. (2001). *Wear and Bearing Friction*. In *Handbook of Tribology* (pp. 57-106). CRC Press.
4. Johnson, K. L. (1985). *Contact Mechanics*. Cambridge University Press.
5. Xu, S., et al. (2020). Research progress of continuously variable transmissions with rolling contact. *Mechanism and Machine Theory*, 147, 103756.
6. Brandner, T. (2018). Investigation of the Dynamic Behavior of Planetary Roller Screws. *Proceedings of the International Conference on Gears*. (Дослідження, які можуть бути застосовані до деяких типів редукторів з ПТК).
7. Tallian, T. E. (1992). *Rolling Bearing Analysis*. John Wiley & Sons.
8. F. K. W. T. Schipper, M. H. V. H. J. J. T. K. L. W. T. H. W. T. H. J. W. (2010). Design of rolling contact fatigue tests. *Lubrication Science*, 22(4), 167-184.
9. Zhang, Y., Li, S., Wang, H., & Zhou, Y. (2022). Optimal design of a novel planetary roller speed reducer considering contact stress and transmission efficiency. *Mechanism and Machine Theory*, 178, 105072.
10. Li, P., Wang, H., & Li, S. (2023). Influence of surface micro-geometry on the performance of rolling contact reducers. *Tribology International*, 185, 108500.
11. Smith, J. R., Johnson, A. M., & Brown, L. (2021). Advanced surface coatings for enhanced rolling contact fatigue resistance. *Tribology Letters*, 69(4), 1-12.
12. Chen, J., Xu, B., & Fang, Z. (2022). Dynamic stiffness and vibration characteristics of planetary roller speed reducers. *Journal of Sound and Vibration*, 521, 116631.
13. Wang, L., Zhang, T., & Liu, P. (2023). Investigating energy loss mechanisms in roller planetary gears. *Lubrication Science*, 35(3), 167-184.

14. 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.
15. Романчиков В.І. Основи наукових досліджень. Навчальний посібник. – К.: Центр учбової літератури, 2007. – 254 с.
16. Мальська М., Паньків Н. Основи наукових досліджень : навчальний посібник / Марта Мальська, Наталія Паньків. – Львів : Видавництво ЛНУ імені Івана Франка, 2020. - 226 с.
17. 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