

Міністерство освіти та науки України
Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)
Інженерний навчально-науковий інститут
(назва факультету)
Кафедра металургійного обладнання
(повна назва кафедри)

ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Аналіз компенсуючої здатності пружних муфт
дробарок ударної дії

Виконав: магістрант групи 8.1339

Праслов С.О.

(ПІБ)

(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма

Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Таратута К.В.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)

(підпис)

Запоріжжя – 2020 рік

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Інженерний навчально-науковий інститут .

Кафедра металургійного обладнання .

Рівень вищої освіти магістр .
(другий (магістерський) рівень)

Спеціальність 133 Галузеве машинобудування .
(шифр і назва)

Спеціалізація .
(шифр і назва)

Освітньо-професійна програма Металургійне обладнання .
(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри Й.К. Огінський

“ _____ ” _____ 2020 року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ МАГІСТРА

Праслов Сергій Олександрович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Аналіз компенсуючої здатності пружних муфт дробарок ударної дії .
керівник магістерської роботи доц., к.т.н. Таратута К.В. _____ .
затверджені наказом вищого навчального закладу від “25“ травня 2020 року № 596 – с.
2. Термін подання студентом роботи 30.11.2020 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи дробарок ударної дії .
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):
1. Місце дробарок ударної дії в технологічному процесі та конструкція їх елементів. 2. Розрахунок найбільш навантажених вузлів та деталей приводу дробарок ударної дії 3. Дослідження компенсуючої здатності пружних муфт дробарок ударної дії в умовах критичних навантажень 4. Охорона праці та техногенна безпеки. Висновки та рекомендації .
5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): 1. Креслення загального виду – 1 шт ; 2. Складальні креслення -3 шт; 3. Деталювання – 1шт; 4. Креслення та плакати дослідницької частини –1 шт.

6. Консультанти розділів магістерської роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата
		Завдання прийняв
1	Таратута К.В., к.т.н., доцент	
2	Таратута К.В., к.т.н., доцент	
3	Таратута К.В., к.т.н., доцент	
4	Таратута К.В., к.т.н., доцент	

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примітка
1	Збір матеріалу на проектування	01.09.19 – 01.11.19	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	01.11.19 – 01.02.20	
3	Виконання теоретичної частини проекту	01.02.20 – 01.04.20	
4	Виконання графічної частини проекту	01.04.20 – 01.06.20	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	01.06.20 – 01.10.20	
6	Перевірка проекту консультантами	01.10.20 – 20.10.20	
7	Попередній захист проекту	20.11.2020	
8	Переплітання роботи	05.12.2020	
9	Захист проекту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент _____
 (підпис) (прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи _____
 (підпис) (прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Праслов С.О. Аналіз компенсуючої здатності пружних муфт дробарок ударної дії.

Випускна кваліфікаційна робота для здобуття ступеня вищої освіти магістра за спеціальністю 133 – Галузеве машинобудування, науковий керівник К.В. Таратута. Запорізький національний університет. Інженерний навчально-науковий інститут. Кафедра металургійного обладнання, 2020.

В роботі проведено огляд і аналіз науково-технічних рішень підвищення навантажувальної здатності вузлів та деталей приводу дробарок ударної дії. Проведено розрахунки навантажень, що діють на деталі приводу дробарок ударної дії. Досліджено роботу пружної муфти в умовах критичних навантажень.

КЛЮЧОВІ СЛОВА: ДРОБАРКА, МУФТА, МОДЕЛЮВАННЯ, НАВАНТАЖЕННЯ

ABSTRACT

Praslov SA Analysis of the compensating ability of elastic couplings of impact crushers.

Graduation thesis for obtaining a master's degree in the specialty 133 - Branch Engineering, supervisor KV Taratuta. Zaporozhye National University. Engineering Educational and Scientific Institute. Department of Metallurgical Equipment, 2020.

The paper reviews and analyzes the scientific and technical solutions to increase the load capacity of components and parts of the drive of impact crushers. The calculations of the loads acting on the drive parts of the impact crushers are calculated. The operation of an elastic coupling under conditions of critical loads is studied.

KEY WORDS: CRUSHERS, CLUTCH, SIMULATION, LOADS

АННОТАЦИЯ

Праслов С.А. Анализ компенсирующей способности упругих муфт дробилок ударного действия.

Выпускная квалификационная работа для получения степени высшего образования магистра по специальности 133 - Отраслевое машиностроение, научный руководитель К.В. Таратута. Запорожский национальный университет. Инженерный учебно-научный институт. Кафедра металлургического оборудования, 2020.

В работе проведен обзор и анализ научно-технических решений повышения нагрузочной способности узлов и деталей привода дробилок ударного действия. Проведены расчеты нагрузок, действующих на детали привода дробилок ударного действия. Исследована работа упругой муфты в условиях критических нагрузок.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: ДРОБИЛКИ, МУФТА, МОДЕЛИРОВАНИЕ, НАГРУЗКИ

ЗМІСТ

Вступ	7
1. Місце дробарки ударної дії в технологічному процесі та конструкція її елементів	9
1.1. Характеристика технологічного процесу та продукції, що випускається змішувальна-пресовим цехом ПАТ «Укрграфіт»	9
1.2. Огляд і аналіз конструкцій дробарок ударної дії	14
1.3 Аналіз з'єднувальних механізмів у приводі молоткової дробарки	27
2. Розрахунок найбільш навантажених вузлів та деталей приводу дробарок ударної дії	38
3 Дослідження роботи пружних муфти в умовах критичних навантажень	55
3.1 Дослідження роботи пружної муфти з тороподібною оболонкою за для компенсації деформацій	55
4. Охорона праці та техногенна безпека	75
Висновки	88
Література	89
Додатки	91

ВСТУП

Актуальність теми.

В ході проведення виробничих досліджень виявлено, що біля 50% всіх поломок приводів дробарок ударної дії безпосередньо пов'язані з поганою центровкою елементів приводу та значними динамічними навантаженнями.

Неспіввісність має місце, коли лінії вісей обертання двох валів не збігаються. Наявність радіальних та кутових відхилень призводять до значних динамічних навантажень на елементи приводу. При зміщених вісях з'єднаних валів найкраще застосовувати муфт з резиновими пружними елементами. Резина у порівнянні зі сталлю має значно менший модуль пружності. Завдяки цьому реактивні зусилля, визвані зміщенням вісей валів, істотно зменшуються.

В зв'язку з цим актуальними стають питання дослідження роботи елементів приводу дробарок ударної дії в критичних умовах експлуатації.

Мета та завдання дослідження. Визначення навантажувальної здатності вузлів та деталей дробарок ударної дії.

Для досягнення поставленої у роботі мети визначені такі завдання дослідження:

- огляд і аналіз науково-технічних рішень визначення навантажувальної здатності вузлів та деталей приводу;
- визначення основних навантажень та їх допустимих значень у приводі дробарок ударної дії;
- дослідження навантажень, що діють на елементи приводу в умовах критичних навантажень.

Об'єкт дослідження – пружня муфта приводу дробарок ударної дії.

Предмет дослідження – вплив критичних навантажень на працездатність пружної муфти.

Методи дослідження включають комп'ютерне моделювання навантажень, що діють на елементи приводу, обробку результатів досліджень з застосуванням елементів математичної статистики.

Практичне значення одержаних результатів. Проведені дослідження дають змогу у комплексі розв'язувати проблему оцінки впливу критичних навантажень на працездатність пружних муфт.

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на XXV науково-технічній конференції студентів, магістрантів, аспірантів і викладачів ЗНУ (Запоріжжя, ЗНУ, 2020 р.). Оpubліковано 1 тези доповіді на тему: «Аналіз компенсуючої здатності пружних муфт».

Структура та обсяг роботи. Магістерська випускна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Повний обсяг роботи становить 95 сторінок, 23 таблиці, 42 рисунки, списку використаних джерел, додатків.

1. Місце дробарки ударної дії в технологічному процесі та конструкція її елементів

1.1 Характеристика технологічного процесу та продукції, що випускається змішувальна-пресовим цехом ПАТ «Укрграфіт»

Публічне акціонерне товариство «Укрграфіт» - єдине підприємство на Україні, одне з п'яти підприємств електродної промисловості країн СНД, серед яких Московський, Новочеркаський, Челябінський, Новосибірський заводи спеціалізується на виробництві електродної продукції.

На ПАТ "Укрграфіт" виробляється вуглецева продукція в асортименті до 100 найменувань.

Основні види продукції, яку випускає підприємство:

1. Електроди графітові (використовуються в дугових сталеплавильних печах для виплавки сталей, спеціальних сплавів);
2. Блоки графітові для доменних печей, мають високу теплопровідність і термостійкість;
3. Подові блоки використовуються для футеровки алюмінієвих електролізерів (набивання подини);
4. Бічні блоки також використовуються для футеровки алюмінієвих електролізерів;
5. Різної конфігурації фасонні вироби на основі графітованої продукції;
6. Маса подові, електродні, анодні.

Принципова технологічна схема електродного виробництва складається з ряду основних операцій, а саме: отримання і підготовка сировинних матеріалів; формування мас; пресування «зелених» заготовок, бічних, подових блоків; випал; просочення; графітація; механічна обробка.

При виробництві вугільних заготовок виключається процес графітації і просочення. Товарні маси відправляються споживачеві після формування. Всі технологічні операції мають велике значення для забезпечення високого виходу якісної продукції.

Змішувально-пресовий переділ включає два структурних підрозділи: цех №1 і №2.

Змішувально-пресовий цех №1 спеціалізується на випуску заготовок різних футерувальних виробів на основі термічно обробленого антрациту для алюмінієвих електролізерів, доменних і інших руднотермічних печей при виробництві феросплавів, нікелю, фтору а також товарної вуглецевої маси для самоспечених електродів.

Апаратурне оформлення цеху увібрало в себе останні досягнення в області електродного виробництва, оснащений потужними електрокальцинаторами для глибокої термічної обробки сировинних матеріалів. У цеху є технологічні лінії: підготовки сировини; виробництва пресованих подових блоків для алюмінієвих електролізерів і футерувальних блоків для різних рудно-термічних печей; виробництва пресованих заготовок бічної футеровки алюмінієвих електролізерів і різних блоків з максимальним розміром 400 x 550 мм; виробництва електродної вуглецевої маси для самоспікаючих електродів.

Пресова ділянка цеху оснащена двома потужними гідравлічними прошивними пресами зусиллям 63 і 35 МН. Всі технологічні лінії працюють в автоматизованому режимі. Дозування компонентів сухої шихти і пеку проводиться в автоматичному режимі із застосуванням точних дозаторів.

Змішувальна - пресовий цех №2 здійснює виготовлення заготовок для всього асортименту графітованих електродів і графітованих анодів на основі малозернистих нафтових коксів, а також вуглецевої анодної маси застосовуваної при виробництві алюмінію. Він є первинною ланкою в процесі виробництва електродної продукції.

Цех оснащений 40 - метровими прокалочну обертовими печами барабанного типу, опалювальними природним газом для термічної обробки коксов і гідравлічними пресами зусиллям 1000-4000 тон, одинадцятьма змішувальними машинами ємністю 2000 л.

Змішувальна - пресовий цех випускає наступні види продукції: графітові електроди (D 75 до 770 мм); спец. електроди (D 75 до 770 мм); ніпельні заготовки

для електродів (D 75 до 770 мм); доменні блоки 4002 мм.; нудель – графіт; фасонні вироби; малобрикетна анодна маса; крупнобрикетна анодна маса; стопорні пробки.

Принципова технологічна схема виробництва електродної продукції складається з наступних операцій: зберігання, попереднє дроблення, прожарювання малозольних коксов, зберігання голчастого коксу і повернень виробництва, дроблення, розмелювання, розсівання коксов і повернень виробництва, зберігання і підготовка сполучного, дозування компонентів і змішування маси, охолодження і усереднення маси, пресування заготовок, охолодження, розбраковування і складування.

Сировинні матеріали, що надходять в цех, розвантажуються за видами. Подача коксов в виробництво здійснюється грейферним краном і системою транспортерів. Попереднє дроблення не пропечених коксів здійснюється на зубчатовалковій дробарці. Середній розмір шматків коксов після дроблення не більше 70мм. Прожарювання вуглецевих матеріалів проводиться в обертових прожарювальних печах при температурі 1300°C. Прожарені кокси розмелюють на дробарках і розсіюються в барабанних і вібраційних грохотах. Розсіяний по фракціям прожарений і розмелений матеріал направляється в стільникові бункера.

Графітовані повернення виробництва роздавлюються на спеціальній установці і подаються на щокову дробарку, а потім направляються на додроблення в молоткові дробарки. Розсівання графітованих повернень по фракціям здійснюється на вібраційних грохотах. Готові фракції надходять в сортові бункера. Повернення передаються на додроблення і повертаються на повторне розсівання.

В якості сполучного використовується пек кам'яновугільний (високо- і низькотемпературний). Пек надходить в цех в термоцистернах і вивантажується в рідкому вигляді в резервуари-сховища. Температура зберігання пеку 125-140°C.

Пресування заготовок проводиться на гідравлічних пресах. Спресовані заготівки охолоджуються у водяній ванні, що обладнана роликівим транспортером.

Таблиця 1.1 Основне і допоміжне механічне обладнання цеху

Найменування	Тип	Кількість	Характеристика
1	2	3	4
Грейферний кран	Мостовий	1	Вантажопідйомність 50000Н (5т)
Дробарка зубчаста тривалкових	ДДЗ-6	1	Діаметр валків-630 мм, довжина валків-605 мм, крупність дроблення 50-70 мм, продуктивність не менше 5 т / год
Піч прокалочна № 1,2,3	Обертається з барабанним холодильником	3	Довжина печі-40м, діаметр зовнішній-2,38 м, швидкість обертання-1,8 об./хв., кут нахилу-2 градуси, продуктивність до 5 тон / год
Піч прокалочна №4,5	Обертається з барабанним холодильником	2	Довжина печі-42,4 м, діаметр зовнішній-2,5 м, швидкість обертання печі №4-1,5 об / хв, піч №5-1,8 об / хв, кут нахилу-2 градуси, продуктивність до 6 тон в годину
Холодильник прожарювальної печі	Барабанного типу	5	Довжина 1,65 м, довжина-23,1 м, кут нахилу-3 градуси, швидкість обертання-60 бор. / хв.
Дробарка молоткова	СМД-147	4	Діаметр ротора-0,8 мм, довжина ротора-0,6 мм, число обертів- 1300обор. / хв., продуктивність - до 10 тон на годину.
Гуркіт		2	Площа розсівання- 4,44м ² , діаметр -1,6м, довжина-0,32м, число оборотів в хвилину-23.
Гуркіт вібраційний	ГИЛ-32	4	Площа розсівання-3,25 м ² , довжина-2,5м, ширина-1,25м, частота коливань - 800-100 кол. / хв.
Гуркіт	ГВ-06	1	Площа розсівання-0,6 м ² , довжина 1, 5 м, ширина-0.83 м, частота коливань - 1200 кол / хв.
Млин кульовий тонкого помелу	ШМБ 220 \ 230	3	Внутрішній діаметр - 2,2 м, довжина-3,3 м, продуктивність (1,8-2,5) тон / год.
Установка для роздавлювання повернень	ДЕЗ	1	Максимальний діаметр заготовок-710 мм.

Найменування	Тип	Кількість	Характеристика
1	2	3	4
Дробарка шокова	СМ-16Д	1	Розмір завантажувального щілини-0,6 - 0,9 м, клас дроблення -0-50 мм, продуктивність-10 тон / год.
Візок електроваговий	ЕОТ-1,5 т	2	Вантажопідйомність-1 4700 Н (1,5 тон).
Змішувальна машина	АНОД-4		Робоча ємність-2000 л, потужність двигуна-75кВт, швидкість обертання роторів 14,7; 23,3 об. / хв, зазор між робочою кромкою ротора і стінкою-початковий (20 + -5 мм)., Тиск пари при виході- 0,2-0,5 (МПа).
Міксер охолоджувач	МУ-800		Ємність-800 л, кількість лопастей- 2 шт.
Міксер охолоджувач	СБМ-2000		Ємність-2000 л, кількість лопастей- 2 шт.
Прес гідравлічний №1,3	горизонтальний прошивний	2	Зусилля-14700кН, розміри головного циліндра мм: - діаметр 835 і 730; -довжина 2200 і 2000; -довжина робочого ходу плунжера-2780 і 2600.
Прес гідравлічний №2	горизонтальний прошивний	1	Зусилля -39200 кН, розміри головного циліндра мм: діаметр-1600, довжина-2500, довжина робочого ходу плунжера -2850.
Прес гідравлічний №4	горизонтальний прошивний		Зусилля-29400 кН, розміри головного циліндра мм, діаметр-1020, довжина-2110, довжина робочого ходу плунжера- 2300 мм.

Так як молоткова дробарка СМД -147 є обладнанням, що найбільш часто виходять з ладу, були поставлені наступні завдання:

- вивчити роботу приводу та режиму дроблення пекового коксика;
- розглянути можливість зменшення динамічних навантажень у приводі шляхом застосування пружних муфт.

1.2 Огляд і аналіз конструкцій дробарок ударної дії

У дробарках ударної дії подрібнення матеріалу здійснюється під дією ударних навантажень. Ці навантаження можуть виникати при взаємному зіткненні частинок матеріалу, що подрібнюється, зіткненні частинок матеріалу з нерухомою поверхнею, зіткненні матеріалу і рухомих робочих органів машини.

До дробарок ударної дії відносяться роторні та молоткові дробарки.

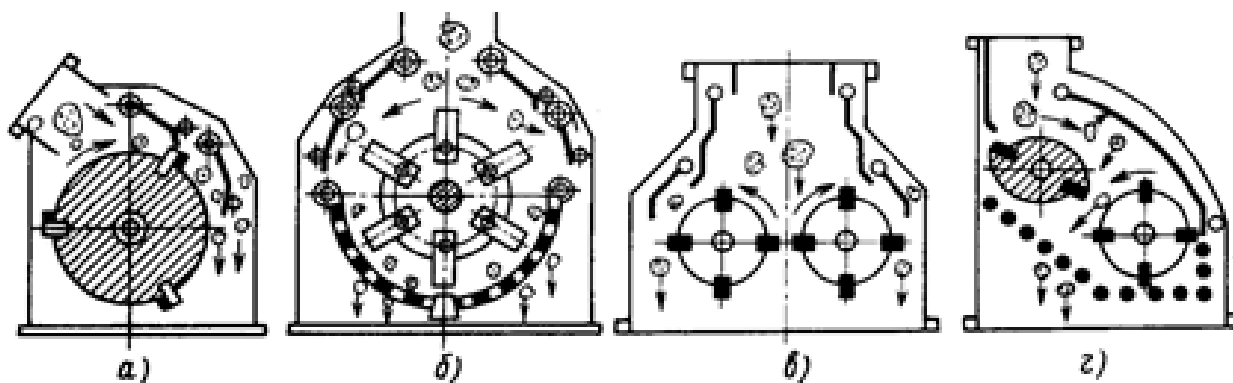
У дробарках ударної дії шматок піддається впливу робочого органу тільки з одного боку. Виникає при цьому сила врівноважується силою інерції шматка, яка повинна бути достатньою для створення руйнівних напружень.

Дроблення матеріалу відбувається під впливом механічного удару. При цьому кінетична енергія рухомих тіл частково або повністю переходить в деформації руйнування.

Дані дробарки застосовують для подрібнення малоабразивних матеріалів середньої міцності та м'яких матеріалів (вапняків, крейди, гіпсу, калійних руд та ін.). Вони дозволяють отримати високу ступінь подрібнення $i = 15 \dots 20$, в окремих випадках до $i = 50$, що дозволяє зменшити число стадій дроблення. Дробарки відрізняються простотою конструкції і експлуатації, вибірковістю дроблення і малу металоємність [1, 2].

За конструкцією робочих органів розрізняють роторні з жорстко закріпленими білами (рис. 1.1, а, в, г), молоткові з шарнірно підвішеними молотками (рис. 1.1, б) дробарки ударної дії.

За кількістю роторів розрізняють однороторні (рис. 1.1, а) і двороторні (рис. 1.1, в, г) дробарки. Двороторні дробарки одноступінчастого дроблення (рис. 1.1, в) мають високу продуктивність. Вихідний матеріал надходить рівномірно на обидва ротора, які працюють самостійно в одному корпусі. У двороторних дробарках двоступеневого подрібнення (рис. 1.1, г) матеріал в зоні дії першого ротора піддається попередньому дробленню, а потім в зоні дії другого ротора - повторному дробленню.



а- роторна дробарка, б – молоткова дробарка, в - двороторна дробарка
одноступеневого подрібнення, г - двороторна дробарка двоступеневого
подрібнення

Рис. 1.1 Принципові схеми дробарок ударної дії

Роторні дробарки можуть застосовуватися для дроблення великих шматків, так як мають масивний ротор і володіють великим запасом енергії робочих органів.

У молоткових дробарках (рис. 1.1, б) процес дроблення визначає лише кінетична енергія самого молотка [3].

Типорозміри роторних і молоткових дробарок визначаються діаметром і довжиною ротора.

За технологічним призначенням роторні дробарки ділять на дробарки крупного (ДРК), середнього (ДРС) і дрібного дроблення (ДРМ). Принципові конструктивні схеми роторних дробарок, багато в чому, однакові і відрізняються числом відбивних плит і співвідношеннями розмірів ротора. Камера дроблення у дробарок ДРК утворюється ротором і двома відбивними плитами, у дробарок ДРС і ДРМ - ротором і трьома плитами.

Роторні дробарки призначені для дроблення малоабразивних гірських порід середньої міцності типу вапняку, доломіту, мергелю, гіпсу та інших подібних матеріалів.

Дробарки крупного дроблення призначені, головним чином, для першої стадії дроблення, дробарки середнього і дрібного дроблення - для подальших

стадій дроблення.

Роторні дробарки, в порівнянні з щокковими і конусними, більш продуктивні, мають меншу масу і габарити, простіше у виготовленні і обслуговуванні, менш чутливі до попадіння неподрібнюваних предметів, мають вибірковість дроблення і забезпечують вихід фракції кращої форми (більше кубообразних частинок). Основним недоліком роторних дробарок, що перешкоджає їх широкому поширенню, є невисокий ресурс біл, які необхідно часто замінювати при дробленні абразивних матеріалів.

Головними параметрами роторних дробарок є розміри ротора - діаметр і довжина.

У табл. 1.2 приведена технічна характеристика роторних дробарок [4].

Конструкція однороторної дробарки крупного дроблення СМД-86А приведена на рис. 1.2. Камера дроблення роторної дробарки утворюється ротором 6, відбивними плитами 1 і 4 і бічними стінками корпусу. У дробарці СМД-86А дві камери дроблення, так як вона має дві відбивні плити.

Ротор 6 складається з корпусу ротора - масивної циліндричної виливки з поздовжніми пазами для установки біл 5, торцевих дисків і вала. Торцеві диски кріплять до корпусу ротора болтами або приварюють. Оскільки робота ротора відбувається при великих окружних швидкостях обертання (20 ... 50 м / с), до їх врівноваження висувають високі вимоги. При виготовленні ротори проходять статичне балансування на сталевих горизонтально розташованих ножах, а діаметрально протилежні біла підбирають однаковими за масою.

У дробарки СМД- 86А є три ряди біл. Число рядів біл залежить від типорозміру дробарки і зазвичай становить 2 ... 6. Біла дробарки СМД-86А висувні. При зношуванні робочої частини біл на 45 мм по діаметру ротора воно може бути висунуто і закріплено на другий, нижній циліндричний паз. Таким чином, термін служби біл підвищується. Біла виготовляють із зносостійкої високомарганцовістої сталі 110М13Л.

Таблиця 1.2 Технічна характеристика однороторних дробарок

Показники	Середнього і мілького дроблення		Великого дроблення			
	СМД75А	СМД94	СМД85А	СМД86А	СМД85	СМД87
Розміри ротора, мм:						
діаметр	1 000	1250	800	1250	1600	2000
довжина	1 000	1250	630	1 000	1250	1600
продуктивність, м ³ / год	135	200	60	135	200	370
Розміри приймального отвори, мм:						
поздовжній	1 000	1250	630	1 000	1250	1600
поперечний	500	600	550	875	1100	1400
Розмір найбільшого шматка вихідного матеріалу, мм	300	375	400	600	800	1100
Потужність, кВт	125	200	40	100	160	250
Габаритні розміри, мм:						
довжина	2700	3400	2500	3200	4200	5600
ширина	2800	3200	1700	2350	2900	3600
висота	2100	2800	2150	2800	3500	4400
Маса, т	10,0	18	6,0	15	30	68

Для підвищення терміну служби торцевих дисків їх внутрішню поверхню захищають наплавленням твердим сплавом. Предбільну частині корпусу ротора також наплавляють твердим сплавом.

Підшипники вала ротора насаджені на конічні розрізні втулки, що полегшує їх монтаж. Корпуси підшипників встановлені зовні корпусу дробарки, місце проходження вала через корпус дробарки захищено спеціальним ущільненням. Ротор приводиться в обертання асинхронним електродвигуном з фазним ротором через клиноремінну передачу [5].

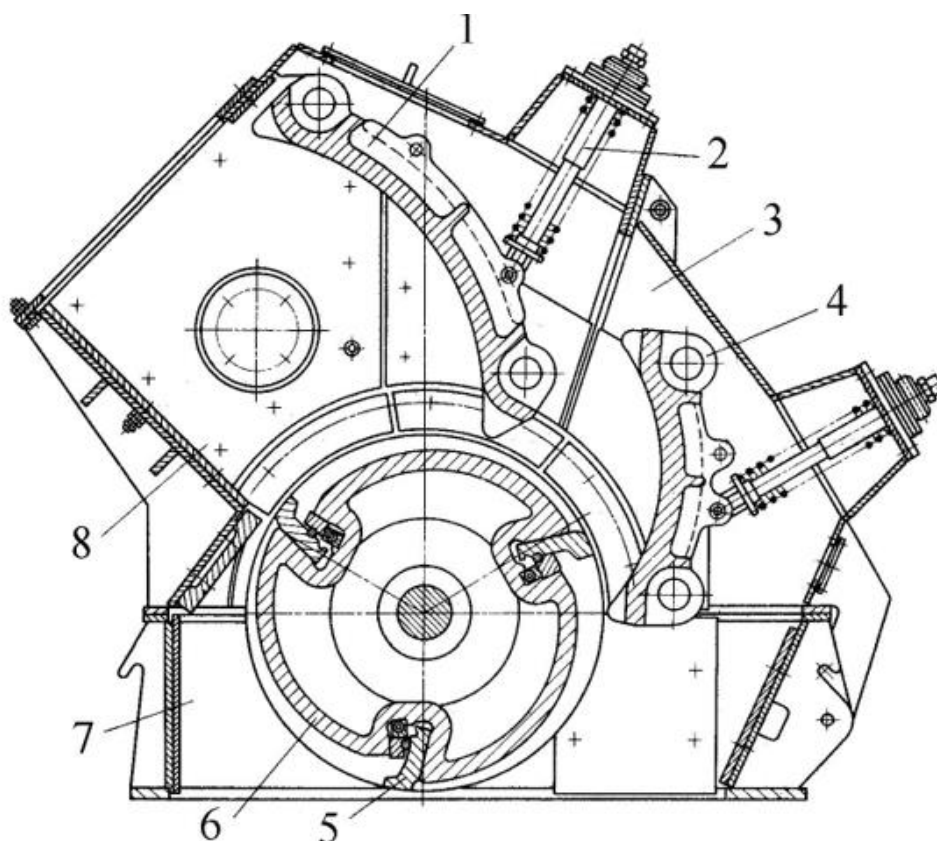


Рисунок 1.2. Однороторна дробарка крупного дроблення СМД-86А

Корпус дробарки складається з станини 7, верхньої нерухомої 8 і відкидної 3 частин. У верхній нерухомій частині закріплені приймальний лоток і перша відбивна плита. Відкидна частина з'єднана з нерухомою частиною корпусу і станиною легкороз'ємними струбцинами або відкидними болтами, а для швидкого оперативного розкриття спирається на гвинтові домкрати, які приводяться в дію вручну або за допомогою електроприводу. Внутрішні бічні поверхні корпусу і станини дробарки захищені футеровкою.

У корпусі передбачені дверцята і люки для профілактичного огляду дробарки. Місця їх з'єднання з корпусом ущільнені гумовими прокладками.

Конструкція відбивних плит 1 і 4 симетрична. Це дозволяє здійснити їх перестановку і тим самим збільшити терміни їх служби, так як зношуються вони нерівномірно, в більшій мірі - нижня частина, що знаходиться в безпосередній близькості з ротором.

Відбивні плити забезпечені пружинними зворотнорегульованими пристроями 2 з гумовими амортизаторами. Пристрій дозволяє плиті відійти від ротора в разі виникнення ударних перевантажень при попаданні в камеру дроблення недроблюваних предметів, а потім повертає плиту в початкове положення. Розмір вихідної щілини регулюють за допомогою деталей пристрою, встановлених зовні корпусу. Зворотнорегульований пристрій першої відбивної плити дозволяє підняти її до суміщення з другою, тоді дробарка з двокамерної перетворюється в однокамерну. У такому виконанні вона має найбільшу продуктивність.

Однороторна молоткова самоочищувана дробарка СМД102 (табл. 1.3) призначена для дроблення липких і вологих матеріалів малої і середньої міцності: вугілля, гіпсу, бокситів, мергелю, вапняку, деяких видів руд та ін. [5]

Конструкція молотковій самоочищуваної дробарки СМД-102 приведена на рис. 1.3.

Дробарка має зварений корпус 1, всередині якого розміщується ротор 2 з шарнірно підвішеними молотками 3. По обидва боки ротора розташовані очисні пристрої, що складаються з двох груп симетрично встановлених валків 4 (по три валка в кожній групі). Валки пов'язані між собою ланцюговими передачами, що забезпечують різні частоти їх обертання. Розмір вихідної щілини регулюється шляхом переміщення нижнього вала за допомогою двох гідроциліндрів 5. Валки обертаються в одну сторону по напрямку руху матеріалу в камері дроблення, що забезпечує їх самоочищення. У середній частині корпусу розташовані люки 6 для зручності огляду ротора і камери дроблення. Крайні частини корпусу дробарки з двома валками виконані відкидними для доступу в камеру дроблення при огляді і ремонті.

Двовалкова зубчаста дробарка СМД-175А (табл. 1.3) призначена для первинного та вторинного дроблення вапняку, мергелю, коксу, вугілля, солі та інших матеріалів.

Дробарка складається з рами, кожуха, двох валків, гребінок, двох приводів, електрообладнання.

Таблиця 1.3 Технічна характеристика однороторних дробарок

Параметри	СМД-97А	СМД-98Б	СМД-102	СМД-175А
Максимальна продуктивність, т / год	700	1000	600	225
Розміри ротора (валків), мм	2000x2000	2000x3000	2000x2000	1500x1200
Максимальний розмір, мм: завантажуваного продукту	600	600	600	900
Частота обертання ротора, об / с	0 ... 15	0 ... 15	0 ... 100	0 ... 100
Потужність електродвигунів, кВт	10	10	10	-
Габаритні розміри, мм:	800	1200	800	110
довжина	4000	4000	5750	5000
ширина	4200	5500	6200	6300
висота	3100	3100	3500	2100
Маса, т	46	54	62	31

Несуча зварна металева рама служить опорою для валків і кожуха. Кожен валок складається з вала з двома дисковими маточинами, в яких кріпляться змінні сегменти, що утворюють робочу циліндричну поверхню валка. Дроблячі зуби валка мають різне виконання. Вали валків спираються на підшипники ковзання. Корпуси підшипників одного з валків переміщуються в горизонтальних направляючих рами дробарки. При цьому забезпечується можливість відходу валка в разі потрапляння в зазор між двома валками недробленого предмета. Підтискання рухомого валка і його повернення в початкове положення здійснюються за допомогою пружин, що діють на корпуси підшипників з обох сторін рами дробарки. Інший валок закріплений на рамі нерухомо.

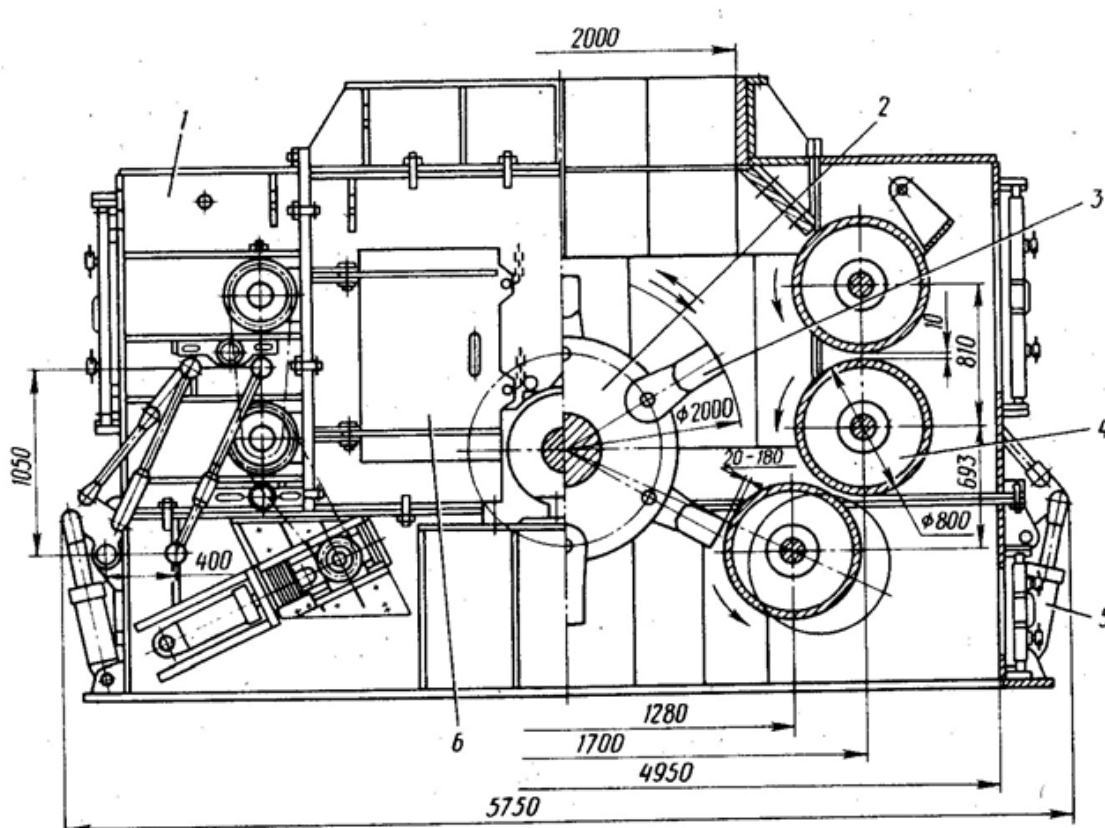


Рисунок 1.3. Молоткова самоочищувана дробарка СМД-102

Кожен валок дробарки має індивідуальний привід, що складається з електродвигуна, еластичної муфти, редуктора і універсального шпинделя.

У нижній частині рами кріпляться металеві гребінки для очищення робочої поверхні валків від налиплого дробленого матеріалу.

Змащення підшипників ковзання валків, опор підшипника рухомого валка, гвинтів амортизує пристрої і шпинделів - густе; мастильна система - централізована.

Принцип роботи дробарки полягає в наступному. Матеріал, що завантажується в дробарку через вікно, яке розташоване у верхній частині кожуха, надходить в зазор між валками, що обертаються назустріч один одному. Шматки матеріалу захоплюються зубами валків і під дією сил тертя, що виникають від тиску валків на шматки, продавлюються через щілину між валками. При цьому вони подрібнюються і видаляються через відкритий знизу кожух на транспортний пристрій.

Двороторна дробарка СМЦ-85 (табл. 1.4) з високим ступенем подрібнення призначена для дроблення вапняку розміром до 1000 ... 1100 мм з глинистими вclusions до 20% і середньою вологістю до 14%.

Таблиця 1.4 Технічна характеристика двороторних дробарок

Параметри	СМЦ-85	СМД-209
Продуктивність, т / год	500	100
Розмір продукту, мм:		
вхідного	до 1100	до 300
готового	0 ... 40	0 ... 40
Вологість матеріалу,%:		
початкова кінцева	до 14	до 20
	-	до 6
Розміри ротора, мм	1600x2250	1600x1650
Окружна швидкість бив ротора, м / с	35, 45	42
Потужність електродвигунів приводу дробарки, кВт	1260	150
Маса дробарки, т	150	55

Конструкція двороторної дробарки СМЦ-85 наведена на рис.1.4.

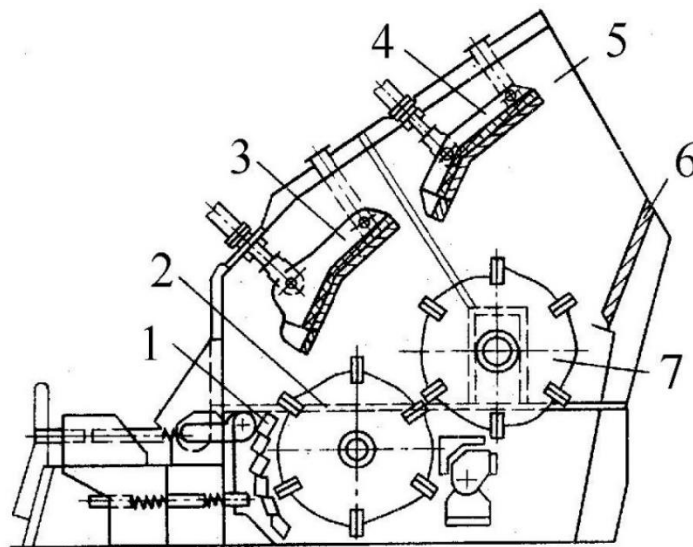


Рисунок 1.4. Двороторна дробарка СМЦ-85

Дробарка має роз'ємний корпус 5, в якому розміщені два горизонтальних ротора 2 і 7 з білами, відбивні плити 1,3 і 4 і завантажувальну частину. Кожен ротор оснащений індивідуальним приводом від електродвигуна через клинопасову передачу. Вали роторів встановлені на підшипниках кочення.

Температура підшипників контролюється за допомогою термодатчиків, вбудованих в їх корпуси. Відбивні плити, завантажувальний лоток 6, стінки корпусу в зоні дроблення футеруються плитами з зносостійкого матеріалу. Для запобігання налипання матеріалу на відбивні бронеплити передбачений їх підігрів за допомогою гарячого масла, що подається від спеціальної установки в порожнині, наявні всередині бронеплит.

На вхідній частині дробарки встановлено бункер, на ньому закріплена рейкова балка з електроталлю, призначеної для механізації ремонтних робіт. У бункері розміщена ланцюгова завіса, що перешкоджає викиданню матеріалу з дробарки.

Для спрощення ремонтних робіт верхня частина корпусу дробарки виконана відкидною, для чого передбачені два гідроциліндра.

Двороторна дробарка-сушарка СМД-209 призначена для дроблення вологої глини з одночасною її підсушкою (рис. 1.5). Технічна характеристика дробарки приведена в табл. 1.4.

Несучим вузлом дробарки-сушарки є корпус 2, виконаний зварним, збірним з окремих елементів. Зсередини корпус в зоні дроблення футерован зносостійкими плитами. У верхній частині корпусу передбачена приймальня воронка 1, в нижній - завантажувальні патрубки 5. Для підведення газоподібного теплоносія і відведення відпрацьованих газів в корпусі є бічні патрубки 6 і 7.

У корпусі встановлені два ротора 4 з жорстко закріпленими білами, що обертаються в протилежні сторони. Вали роторів спираються на самоустановлювальні сферичні підшипники кочення. Над кожним ротором в корпусі дробарки змонтовані ударно-відбивні механізми 3, на кожному з них в чотири ряди закріплені відбивні плити із зносостійкого матеріалу.

Для запобігання перегріву валів передбачено їх водяне охолодження.

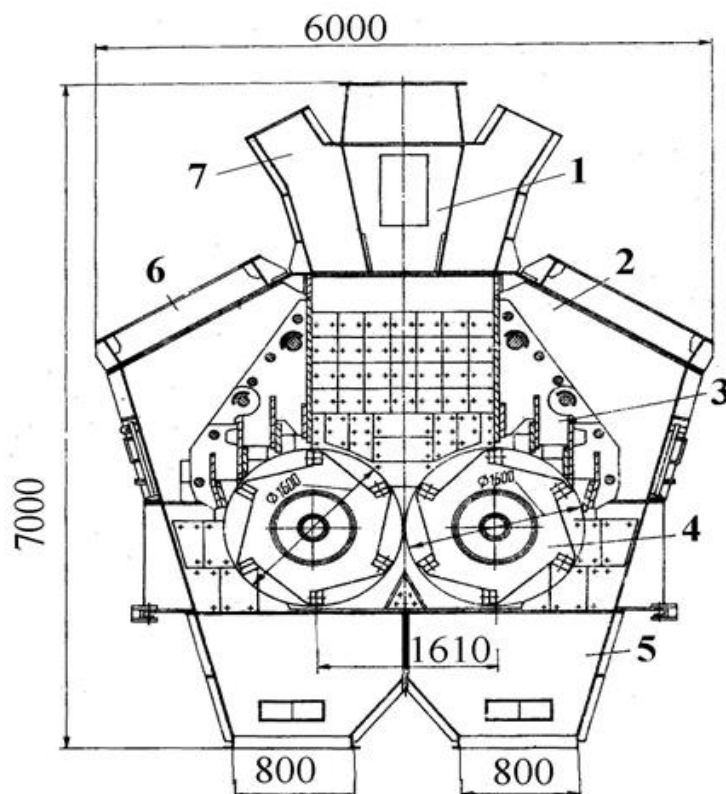
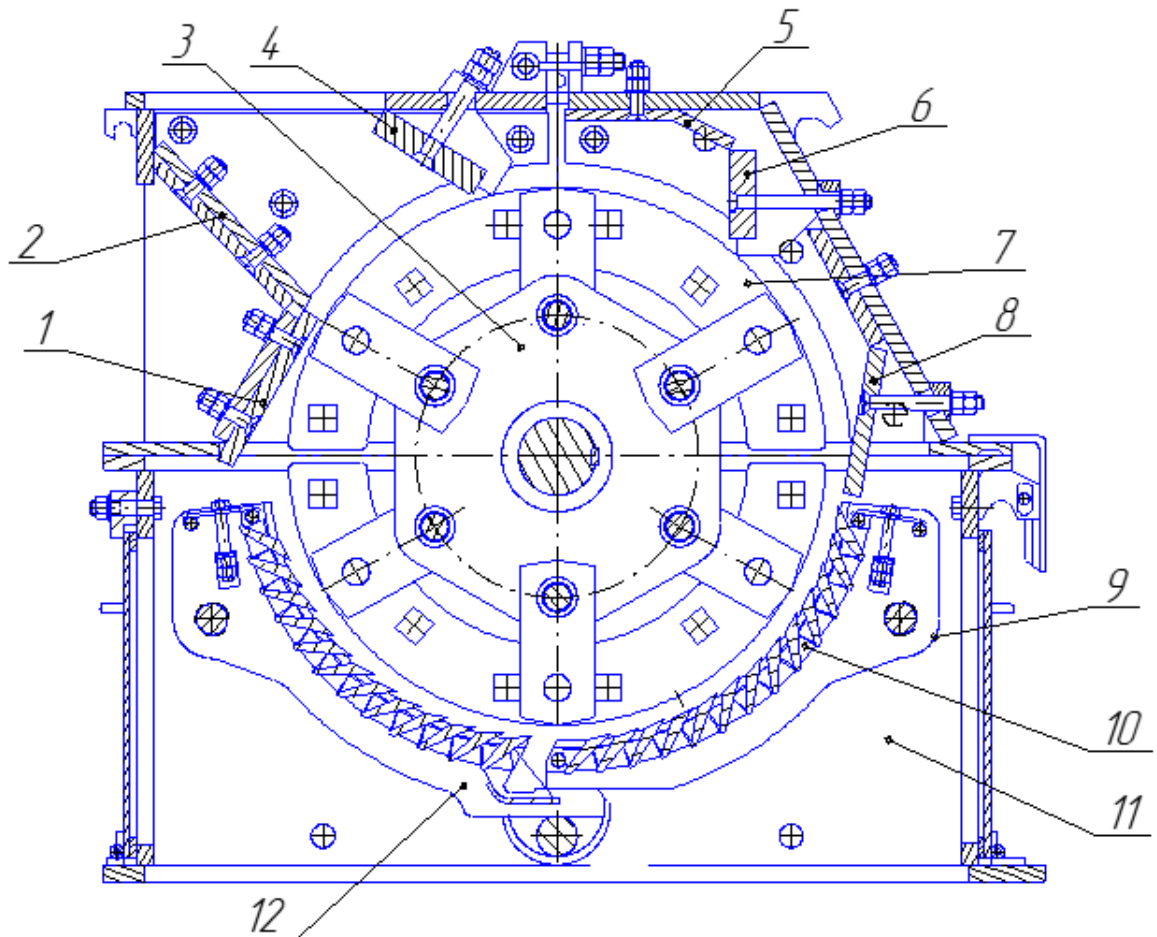


Рис. 1.5 Двуроторна дробарка СМД-209

Ротори приводяться в рух від індивідуальних електродвигунів через клинопасову передачу. Вихідний продукт - волога глина - подається в дробарку-сушарку через завантажувальну воронку, по бічних патрубках воронки з топки надходить гарячий газ. Під дією швидко обертаючих роторів глина подрібнюється, підтримується в динамічно підвішеному стані і одночасно інтенсивно підсушується. Додаткове подрібнення глини відбувається при ударі її шматків про відбивній плиті. Готовий продукт розвантажується через нижні патрубки.

Конструкція молотковій дробарки показана на рис. 1.6.

Дробарка СМД-147. Призначена для дроблення крихких і м'яких матеріалів з межею міцності 100 МПа і отримання дрібного продукту дроблення. Продуктивність до 24 м³ / год; розмір щілини між колосниками 13 мм; діаметр ротора 800 мм, довжина 600 мм; частота обертання ротора 1000 об / хв; найбільший розмір завантажуваних шматків матеріалу до 300 мм.



1, 2, 4-8 - футеровки, 3 - ротор, 9 - ролик, 10 - колосник, 11 - станина, 12 - колосникова решітка

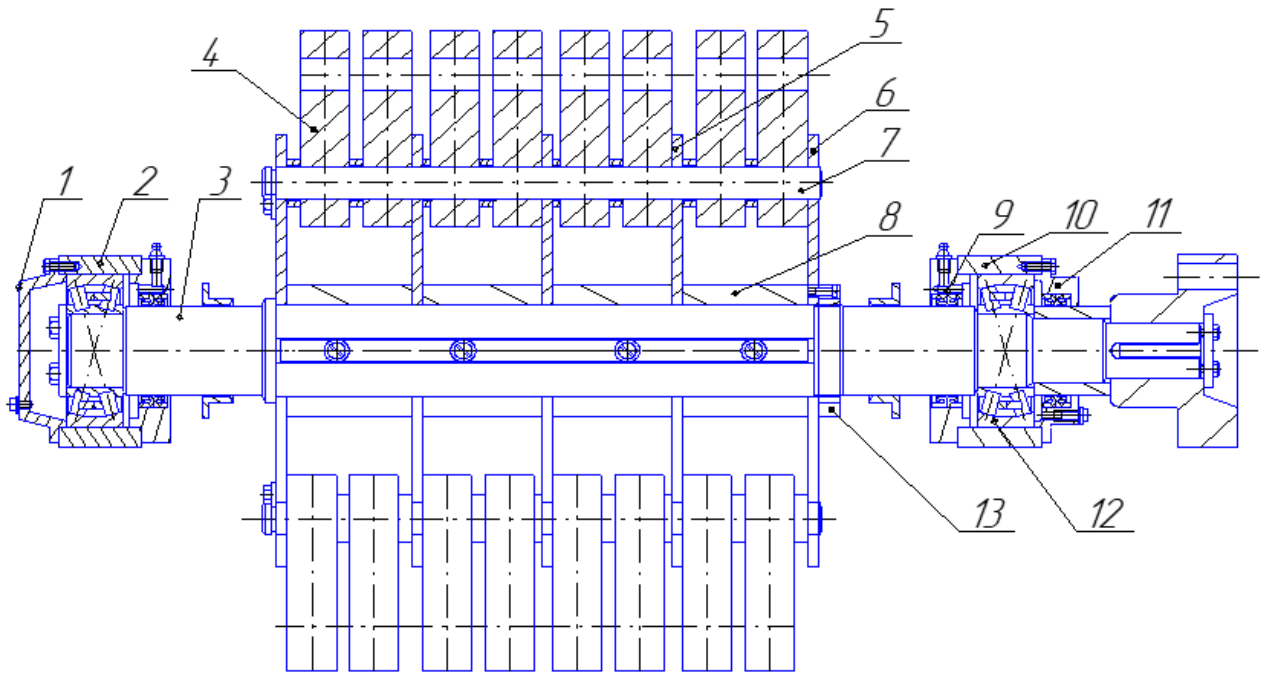
Рисунок 1.6 Молоткова дробарка СМД - 147.

Основою дробарки (рис.1.6) служить зварена станина 11, що складається з нижньої і верхньої частин, з'єднаних між собою болтами. На внутрішній поверхні станини кріплять футерування: задні 1 і 2, верхні 4, 5 і 6, бічну 7 і передню 8. У верхній частині дробарки розташоване на пластину. З торців нижньої частини станини зроблені дверцята для огляду і очищення решітки, а також для зміни колосником. У нижній частині розташована решітка 12.

Робочим органом дробарки є ротор 3, забезпечений системою молотків.

Ротор дробарки (рис. 1.7) складається з вала, на якому насаджені диски з розташованими між ними дистанційними втулками 8. Втулки фіксую відстань між дисками. В отвори дисків вставлені осі 7, на які насаджені біла 4. Молотки виконані литими і виготовлені з марганцовістої сталі. Форма біла дозволяє після

зношування одного боку переставляти його на іншу сторону. Переміщенню дистанційних втулок перешкоджає обмежувач 13.



1, 11 - кришки, 2, 10 - корпус підшипників, 3 - вал, 4 - біло, 5, 6 - диски, 7 - вісь, 8 - втулка, 9 - фіксатор, 12 - підшипник, 13 - обмежувач

Рисунок 1.7 Ротор дробарки СМД - 147:

Вал ротора обертається в підшипниках кочення 12 розташованих в корпусах 2 і 10, які закриті кришками 1 і 11.

Решітка дробарки складена з двох половин: передньої і задньої. Кожна половина складається з двох дугових опор, в пази яких закладають колосники. Колосники кріплять за допомогою упорів, планок, а також системи розпірок.

1.3 Аналіз з'єднувальних механізмів у приводі молоткової дробарки

До основних елементів приводу, що забезпечують з'єднання валів відносяться муфти.

Муфти – пристрої (вузли і механізми), які служать для з'єднання хвостовиків валів при передаванні обертального моменту, наприклад, вали двигуна і редуктора, редуктора і виконавчого механізму. При цьому параметри руху, як правило, не змінюються, оскільки передаточне число муфти $u = 1$.

Компенсуючі муфти утворюють окрему групу і використовуються для з'єднання валів, що мають незначні осьові, радіальні і кутові зміщення. Компенсуючі жорсткі муфти не пом'якшують поштовхів, а пружні пом'якшують удари і крутильні коливання за рахунок деформації пружних елементів, що передають крутний момент.

Досягнення строгої співвісності валів пов'язане зі значною трудомісткістю і не завжди виправдане, а в окремих випадках і важко здійсненне. Неспівпадіння осей валів обумовлюється відхиленнями на виготовлення деталей та збирання вузлів машин і призначаються залежно від характеру роботи. Далі будь-яка точність, досягнута при збиранні, в процесі роботи може бути порушена внаслідок вібрацій і деформацій валів і основи під навантаженням, осадки фундаменту, зміни температури і інших причин. З'єднання таких валів глухими муфтами неминуче призводить до виникнення значних додаткових навантажень на вали і опори, погіршенню роботи з'єднання, аж до виходу його з ладу.

Компенсуючі муфти значно зменшують додаткові навантаження на вали і опори. Чим менше додаткові навантаження, тим надійніше робота муфти і вузлів, що сполучаються. За цією ознакою повинна оцінюватися перевага тієї або іншої конструкції муфти. Застосування компенсуючих муфт не звільняє від необхідності точного виготовлення деталей і ретельного збирання вузлів.

Муфти, що мають широке поширення стандартизовані. Основними характеристиками муфти є момент, на передачу якого муфта розрахована, і діаметри валів, що сполучаються.

Напівмуфти виготовляються з циліндричними розточуваннями (тип 1) і конічними розточуваннями (тип 2) двох виконань : на довгі та короткі кінці валів. Допускається з'єднання напівмуфт різних типів в різних виконаннях з різними діаметрами посадочних отворів для одного значення крутного моменту.

При постійному напрямі обертання і помірно навантажених валах ($\tau \leq 15 \text{ МПа}$) напівмуфти саджають на гладкі циліндричні кінці валів по перехідних посадках типу H7/k6, H7/m6. При реверсивній роботі, а також при сильно навантажених валах ($\tau > 15 \text{ МПа}$) застосовують посадку H7/n6.

Установку напівмуфт на циліндричні шліцьові кінці валів застосовують, якщо при розрахунку шпонкового з'єднання довжина посадочного отвору більше $1,5d$ (d - діаметр валу). Посадку по центруючому зовнішньому діаметру D приймають H7/js6.

Установка напівмуфт на циліндричні кінці валів з натягом і їх зняття викликають ускладнення, які не виникають на конусних кінцях. Затягуванням напівмуфт на конусні кінці валів можна створити значний натяг в з'єднанні і забезпечити точне радіальне і кутове положення напівмуфти відносно валу. Тому при великих навантаженнях, роботі з поштовхами, ударами і при реверсивній роботі бажано напівмуфти встановлювати на конусні кінці валів, незважаючи на більшу складність їх виготовлення.

Пружні муфти характеризуються наявністю пружного елемента (одного або декількох), за рахунок деформації якого здійснюється взаємне переміщення деталей муфти, необхідних для компенсації зміщення осей ведучого і веденого валів.

Пружні муфти мають наступні властивості:

1. Пружні муфти допускають порівняно великі зміщення осей валів, що сполучаються. При цьому, завдяки деформації пружного елемента, вали і опори навантажуються порівняно малими силами і моментами.

2. Пружні муфти можуть служити засобом захисту від резонансних крутильних коливань, що виникають в механізмі внаслідок нерівномірності обертання.

3. Здатність пом'якшувати поштовхи і удари. Кінетична енергія удару при цьому частково поглинається і переходить в тепло, частково акумулюється пружними елементами, перетворюючись на потенційну енергію деформації.

Основною характеристикою пружних муфт, у зв'язку з їх призначенням – передавати обертальний рух, є крутний момент. Основними показниками конструкцій муфт є габарити, маса і момент інерції відносно осі обертання. Крім того, пружні муфти характеризуються податливістю і демпфуючою здатністю.

Пружні муфти бувають постійної і змінної жорсткості, тобто мають лінійну і нелінійну характеристику – залежність величини моменту від кута закручування.

Під демпфуючою здатністю муфти розуміють її здатність розсіювати (перетворювати на тепло) енергію при деформації.

Існують велика кількість пружних муфт різних конструкцій. Залежно від матеріалу пружних елементів муфти ділять на дві групи: - муфти з неметалевими пружними елементами; - муфти з металевими пружними елементами.

Основним матеріалом неметалевих пружних елементів служить гума, оскільки вона має високу еластичність, демпфуючу здатність і діелектричні властивості. Через низьку міцність гум і пластмас в порівнянні з металами ці муфти застосовують переважно для передачі малих і середніх крутних моментів. Довговічність гумових елементів нижча, ніж сталевих. Гума поступово втрачає свої пружні властивості – старіє.

Металеві пружні елементи виготовляють у вигляді гвинтових і плоских пружин, сталевих пружинних стрижнів, пакетів пластин.

Найширше застосовуються пружні втулково-пальцеві муфти, муфти з пружним елементом у вигляді зірочки, муфти з тороподібною оболонкою, муфти з резинOMETALЕВИМ пружним елементом.

Муфта пружна втулково-пальцева (МПВП)

Муфти пружні втулково-пальцеві (МПВП) отримали широке поширення завдяки відносній простоті конструкції і зручності заміни пружних елементів.

Проте їх характеризує невисока компенсуюча здатність, а при з'єднанні неспівісних валів – досить велика силова дія на вали і опори, при цьому гумові втулки швидко руйнуються. МПВП також здатна амортизувати поштовхи і удари, демпфувати невеликі коливання і попереджати резонанс [6].

МПВП стандартизовані для валів діаметром від 10 до 160 мм і крутних моментів до 16000 Н·м

Пружні властивості муфти забезпечуються за рахунок втулок, здатних деформуватися під дією крутного моменту T .

Оскільки муфти цього типу мають велику радіальну і кутову жорсткість, їх застосування доцільне при установці вузлів, що сполучаються, на плитах (рамах) великої жорсткості. Крім того, збирання вузлів необхідно робити з підвищеною точністю і з застосуванням спеціальних підкладок.

Муфта представлена на рис. 1.8. У фланці напівмуфти 1 конічними хвостовиками закріплені пальці 2, на які надіті гумові втулки 3. Втулки входять в отвори, розташовані у фланці напівмуфти 4. Отвори під вал в маточинах напівмуфт розточуються циліндричними або конічними (всього передбачено чотири виконання на різні довжини кінців валів).

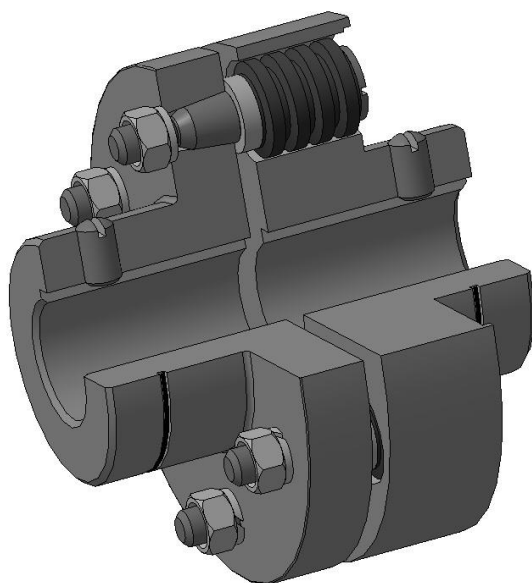


Рисунок 1.8 - Муфта пружна втулково-пальцева в розрізі

Матеріали напівмуфт – сірий чавун СЧ- 20, сталь 30, сталь 30Л. Матеріал пальців – сталь 45 з твердістю 241...285 НВ, а втулок – гума з межею витривалості

не менше 8 МПа. Втрати енергії при роботі МУВП оцінюються ККД 0,96..0,98.

Якщо необхідно зменшити розміри муфти в порівнянні з розмірами за стандартом, проектують спеціальну муфту, в якій розміщують більше число пружних елементів.

Вибір МУВП

На роботу муфти істотний вплив чинять величина, інтенсивність і характер динамічних навантажень (ударів, вібрацій), обумовлених характером машини, що приводиться в рух. Тому вибір і розрахунки муфти ведуть не по номінальному значенню обертового моменту T , а по розрахунковому T_p .

Також необхідно, щоб діаметр отвору в маточині напівмуфти d (таблиця 1.1) був не менше діаметру валу d_v на який одягається муфта (d, d_v).

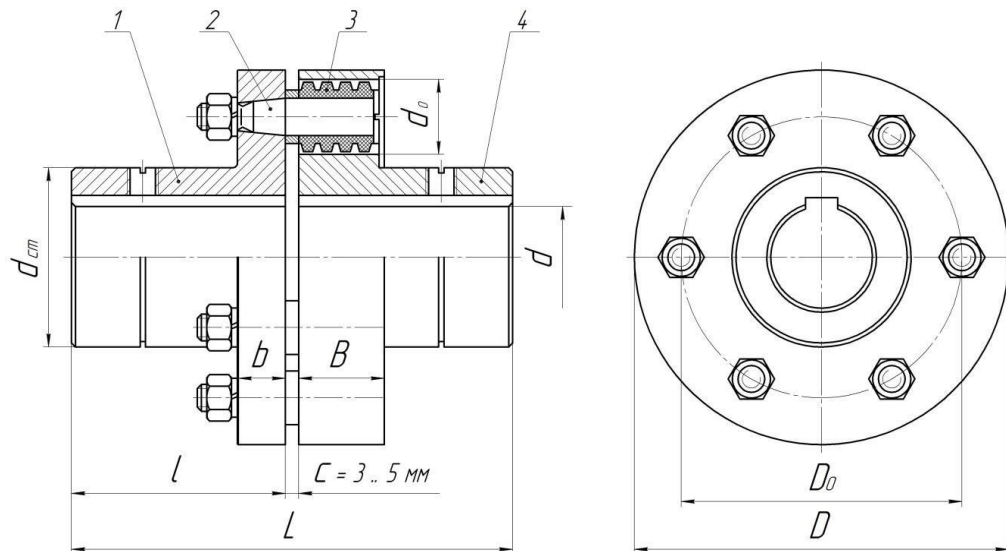


Рисунок 1.9 - Муфта пружна втулково-пальцева

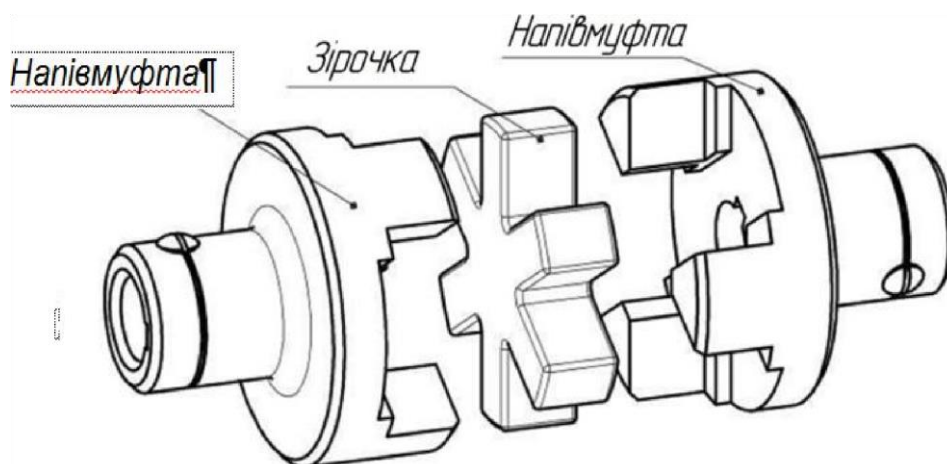
Таблиця 1.5 - Розміри і параметри муфти МПВП [7]

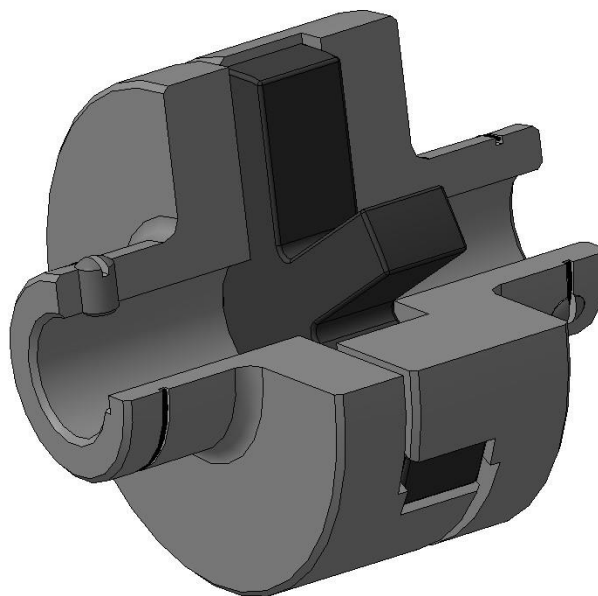
M, H^*m	Отвір		Габаритні розміри		D_0	d_0	b	B	$d_{ст}$	Число пазів	Зміщення осей валів, не більше	
	d	l	L	D							радіальне	кутове
31,5	16; 18; 19	28	60	90	62	20	12	20	32	4	0,2	1°30'
63	20; 22; 24	36	76	100	72	20	12	20	40	6		
125	25; 28	42	89	120	84	28	18	32	50	4	0,3	
	30	58	121						56			

M, H^*M	Отвір		Габаритні розміри		D_0	d_0	b	B	$d_{ст}$	Число пазів	Зміщення осей валів, не більше	
	d	l	L	D							радіальне	кутове
250	32; 35; 36; 38	58	121	140	105	28	18	32	67	6		
	40; 42; 45	82	169									
500	40; 42; 45	82	169	170	130	28	18	32	80	8		
710	45; 48; 50; 55; 56	82	170	190	140	36	24	40	95	8		1°
1000	50; 55; 56	82	170	220	170	36	24	40	100	10	0,4	
	60; 63; 65; 70	105	216						120			

Муфта пружна із зіркою

Компенсуючі здібності муфти (рис. 6) невеликі. При з'єднанні неспівісних валів муфта чинить на них значну силову дію, хоча і меншу, ніж муфта МПВП. Вона вимагає точного монтажу вузлів. Ці муфти мають велику радіальну, кутову і осьову жорсткість. Тому їх застосування так само, як і муфт МПВП, можливе при установці вузлів на плитах (рамах) великої жорсткості. Збирання вузлів необхідно виконувати з підвищеною точністю, застосовуючи підкладки і контролюючи положення вузлів [7].





б

а – конструкція муфти ; б – зовнішній вигляд

Рисунок 1.10 – Муфта пружна із зірочкою

Муфти пружні із зірочкою порівняно прості по конструкції, мають малі габаритні розміри і матеріалоемність. Муфта складається з двох однакових напівмуфт, що мають на фланцях торцеві кулачки, і пружного елемента, виконаного у вигляді зірочки. Виступи зірочки розташовуються між кулачками напівмуфт і працюють через один на зминання при дії обертального моменту.

Матеріал напівмуфт : сталь 35 (для муфт з $D = 25..40$ мм) або чавун СЧ 21-40 (для муфт з $D = 50..160$ мм). Матеріал зірочки: гума бензомаслостійка марки А м'яка.

Вибір муфти пружної із зірочкою

На роботу муфти істотний вплив чинять величина, інтенсивність і характер динамічних навантажень (ударів, вібрацій), обумовлених характером машини, що приводиться в рух. Тому вибір і розрахунки муфти ведуть не по номінальному значенню обертального моменту T , а по розрахунковому T_p .

Таблиця 1.6 - Розміри і параметри муфти пружної із зірочкою [7]

M, H^*M	Отвір		Габаритні розміри		d_1	l_1	l_2	Зміщення осей валів, не більше		
	d	l	L	D				радіальне	кутове	
31,5	16; 18; 19	28	77	71	30	46	28	0,2	1°30'	
	20; 22	36	93		34	54				
63	20; 22; 24	36	100	85	36	61	40			
	25; 28	42	112		42	67				
125	25; 28	42	112	105	45	67	40			0,3
	30; 32	58	144		45; 48	83				
	35; 36				52; 55					
250	32	58	147	135	55	86	48	0,4	1°	
	35; 36; 38				66					
	40; 42; 45	82	195		60; 65; 70	110				
400	38	58	152	166	63	91	56			
	40; 42	82	200		70	115				
	45; 48				75					

Муфта пружна з тороподібною оболонкою

Пружним елементом муфти є гумова або резино-кордова оболонка. Резино-кордовий елемент складніше у виготовленні, ніж гумовий, проте його термін служби у декілька разів більший за гумовий.

Муфти з оболонкою опуклого профілю застосовують в двох виконаннях: з розрізною і нерозрізною оболонкою.

Муфта (рис. 1.11) складається з упругого елемента 1 і напівмуфт 2, до яких гвинтами 3 через центруючі кільця 4 притягують притискні півкільця 5. При збиранні муфти півкільця 5 сполучають з кільцем 4 гвинтами 6, розташованими

між гвинтами 3. Напівмуфти встановлюють як на циліндричні, так і на конічні кінці валів. Обертальний момент з напівмуфт на оболонку передається силами тертя, створеними при затягуванні гвинтів 3 [7].

Ці муфти відрізняються високими компенсаційними властивостями, здатні зменшувати динамічні навантаження завдяки малій крутильній жорсткості і високій демпфуючій здатності. До недоліків відносять їх великі розміри по діаметру і появу значних осьових навантажень на опори валів, що викликаються відцентровими силами, діючими на пружний елемент.

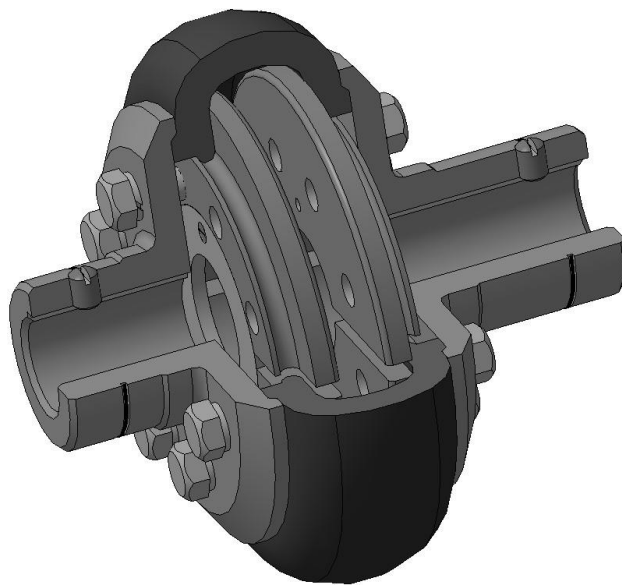


Рисунок 1.11 - Муфта з нерозрізною тороподібною оболонкою в розрізі

Вибір муфти пружної з торообразной оболонкою

На роботу муфти істотний вплив чинять величина, інтенсивність і характер динамічних навантажень (ударів, вібрацій), обумовлених характером машини, що приводиться в рух. Тому вибір і розрахунки муфти ведуть не по номінальному значенню обертального моменту T , а по розрахунковому T_p .

Таблиця 1.7 - Розміри і параметри муфти з тороподібною оболонкою

$M,$ H^*M	Отвір		Габаритні розміри		Зміщення осей валів, не більше		
	d	l	L	D	радіальне, мм	кутове	осьове, мм
40	18; 19	30	115	125	1		1
	20; 22; 24	38	130				
	25	44	140				
80	22; 24	38	140	160	1,6	1°	2
	25; 28	44	150				
	30	60	185				
125	25; 28	44	155	180			
	30; 32; 35; 36	60	190				
200	30; 32; 35; 36; 38	60	200	200	2		2,5
	40	84	250				
250	32; 35; 36; 38	60	205	220	2,5		3
	40; 42; 45	84	255				
315	35; 36; 38	60	215	250		1°30'	
	40; 42; 45; 48	84	270				
500	40; 42; 45; 48; 50; 53; 55; 56	84	270	280	3		3,6
800	48; 50; 53; 55; 56	84	280	320			
	60; 63	108	330				

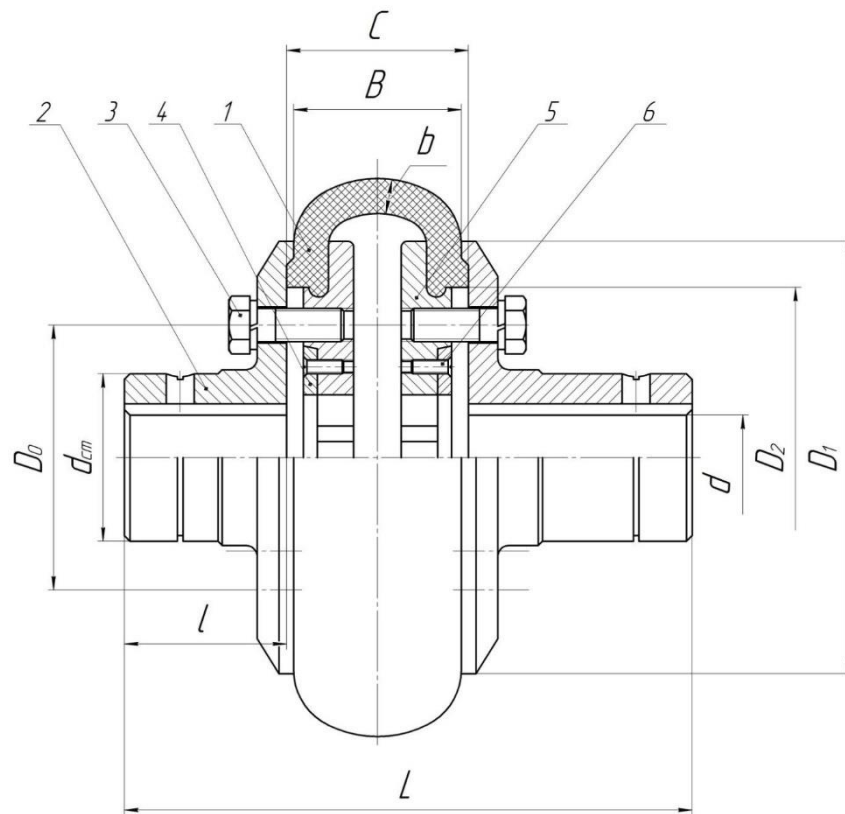


Рисунок 1.12 - Муфта з нерозрізною тороподібною оболонкою

Приклад умовного позначення муфти з тороподібною оболонкою з номінальним обертальним моментом $T=250$ Н·м, типу 1, діаметром посадочного отвору $d=32$ мм, виконання 1, кліматичного виконання У і категорії розміщення 3: *Муфта 250-1-32-1 У3*.

2. Розрахунок найбільш навантажених вузлів та деталей приводу дробарок ударної дії

Визначення потужності приводу дробарки

Початкові дані: діаметр ротора - 1200 мм; довжина ротора - 1000 мм; частота обертів ротора - 735 об / хв; продуктивність - 230 т / год.

Витрата енергії на дроблення залежить від багатьох параметрів, найважливіші з яких продуктивність, ступінь дроблення і вид матеріалу, що переробляється.

Розрахунок потужності можна виробляти за формулами, які встановлюють залежність потужності від розмірів дробарки і частоти обертання ротора. Тому вони зручні для розрахунку настановної потужності електродвигуна, режим роботи якого невідомий або буде уточнюватися.

$$N = 7,5 \cdot D_p \cdot L_p \cdot \left(\frac{n}{60}\right) = 7,5 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot \left(\frac{735}{60}\right) = 115 \text{кВт} \quad (2.1)$$

$$N = 0,15 D_p^2 \cdot L_p \cdot n = 0,15 \cdot 1,2^2 \cdot 1 \cdot 735 = 150 \text{кВт} \quad (2.2)$$

де D_p , L_p - діаметр і довжина ротора; m , n - частота обертання ротора, об / хв.

Наступна формула встановлює зв'язок з технологічними показниками дробарки, однак для надійного розрахунку потужності технологічних показників I та Q недостатньо:

$$N = (0,1 - 0,15) \cdot iQ = 0,1 \cdot 5 \cdot 230 = 115 \text{ кВт}. \quad (2.3)$$

де i - ступінь дроблення, Q - продуктивність, т / год

Більш точні формули засновані на класичних гіпотезах дроблення і енергетичних показниках руйнування матеріалів і гірських порід.

У роботах ВНІСтройдормаша були проведені дослідження по визначенню достовірності результатів розрахунку потужності по різним гіпотезам. При цьому характеристикою результатів дроблення були прийняті вирази $(i-1)/D_{ce}(\sqrt{i}-1)/\sqrt{D_{ce}}$ та $\lg i$ відповідно для гіпотез Ріттінгера, Бонда і Кірпічева-Кіка [7]. Найменший розкид точок від осередненою графіка і найменший коефіцієнт варіації відповідав гіпотезі Ріттінгера, що дало підставу рекомендувати для розрахунків наступну формулу:

$$N = \frac{\omega_{др} Q(i-1)}{D_{св} \eta_{др} \eta_n} = \frac{0,9 \cdot 230(5-1)}{3 \cdot 0,7 \cdot 0,8} = 135 \text{ кВт.} \quad (2.4)$$

де $\omega_{др}$ - енергетичний показник дробарки, кВт*ч/м²; $D_{св}$ - середньозважений розмір вихідного матеріалу, м; $\eta_{др}$ - ККД дробарки; η_n - ККД.

Значення $\eta_{др}$ залежить від окружної швидкості ротора і може бути визначено за такою формулою:

$$\eta_{др} = 0,76 - 0,61 \cdot 10^{-7} n^2 .$$

Слід зазначити, що енергетичний показник включає в себе всі види енергії, що віддається ротором при ударі, в яку, крім енергії, що витрачається безпосередньо на руйнування, входить енергія, що витрачається на зношування біл, футеровок і відбивних плит, на переміщення матеріалу і на коливальні процеси, що відбуваються в матеріалі і дробарці. Дослідження показали, що при різних системах дроблення значення енергетичного показника не постійно. Коефіцієнт варіації його значення становить близько 20%. Це свідчить про різних співвідношеннях витрати енергії безпосередньо на дроблення і інші втрати.

Рядом дослідників запропоновано визначати енергію, що витрачається на дроблення, по виходу дрібних фракцій 0 - 0,25, 0 - 3, 0 - 7 мм. Дані пропозиції базуються на тому, що дрібні фракції утворюються в основному в зоні контакту матеріалу з робочим органом, а на процеси руйнування в цій зоні витрачається до 95 -97% всієї енергії дроблення.

Встановлена потужність електродвигуна по виходах дрібних фракцій

$$N = \frac{Q(\omega_{Ri} (\gamma_i^0 - \gamma_i) + 0,0004 v_p^{1,5})}{\eta_{др} \eta_n} = \frac{230(3,5(10 \cdot 7) + 0,0004 \cdot 1,44)}{0,7 \cdot 0,8} = 135 \text{ кВт.} \quad (2.5)$$

де ω_{Ri} - енергетичний показник, кВт; v_p - окружна швидкість ротора дробарок з вільною розвантаженням (без колосникових решіток), м/с; γ_i^0 і γ_i - частки фракції (0 ... i), мм, відповідно в продукті дроблення і в вихідному матеріалі, що визначаються за графіками зернового складу; η_n - ККД приводу.

Вибір розміру дрібної фракції визначається розміром дроблення. Для великого дроблення рекомендується приймати розмір дрібної фракції 0 - 7мм,

для дрібного 0 - 0,25 мм. При цьому враховується, що визначення змісту дрібних фракцій практично утруднено через їх значного розпилювання.

Складність використання в розрахунках формули (2.4) полягає в тому, що значення енергетичних показників зазвичай бувають невідомими. З цією метою пропонують перерахункові формули для визначення енергетичних показників (кВт*год/м²) матеріалів середньої міцності:

$$\omega_{др} = 0,002\sigma_p.$$

Енергетичний показник може бути визначений також в результаті випробувань матеріалу на ударне руйнування в лабораторних установках. ПД ім. В. В. Скочинського [8] запропонований копер для визначення подрібнюваністю гірських порід. Дробленню піддають поодинокі зразки масою 60 - 80г, ударом молота масою 8 кг, падає з висоти 0,5 м. Показником (V_{max} , см³) подрібнюваністю приймають вихід фракції 0 - 7мм.

Таким чином, енергетичні показники дроблення:

за формулою (2.5)

$$\varpi_{R1} = 22/V_{max} \text{ кВт*ч/м}^3.$$

за формулою (2.4)

$$\varpi_{др} = 22/(V_{max}K) \text{ кВт*ч/м}^2.$$

де K – питома поверхня продукту дроблення фракції 0...7мм, $K = 100 \div 150$ см²/см³.

Розрахунок зубчастої передачі

Циліндрична косозубая передача з евольвентним зачепленням.

Задано: крутний момент на валу шестерні, $T_{H2} = 77,69$ Н·м, колеса $T_{H3} = 366,08$ Н·м, частота обертання валу шестерні $n_2 = 960$ мин⁻¹, передавальне число $U_2 = 3$, строк служби $L_h = 30000$ час., кратність пускового моменту електродвигуна $\lambda = 2,0$.

Таблиця 2.1. Вибір матеріалу шестерні та колеса

Елемент	Матеріал	Межі витривалості та плинності матеріалу, МПа		Твердість, Н	Термообробка
		G_B	G_T		
Шестерня	сталь 45	834	440	241...285	Поліпшення
Колесо	сталь 45	735	440	192...240	Поліпшення

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma_H] = \left(\frac{\sigma_{HO}}{S_H} \right) \cdot K_{HL}$$

где G_{HO} – межа контактної витривалості ,

S_H - коефіцієнт безпеки,

K_{HL} - коефіцієнт довговічності:

для шестерні $\sigma_{HO} = 590$, $S_H = 1,1$, [3.табл.8.9], $K_{HL} = 1,0$ [2.стр.193].

$$[\sigma_H]_1 = \left(\frac{590}{1,1} \right) \cdot 1,0 = 536 \text{ МПа.}$$

колеса $\sigma_{HO} = 500$, $S_H = 1,1$, [3.табл.8.9], $K_{HL} = 1,0$ [2.стр.193].

$$[\sigma_H]_2 = \left(\frac{500}{1,1} \right) \cdot 1,0 = 455 \text{ МПа.}$$

Допустимі напруження вигину

$$[\sigma_F] = \left(\frac{\sigma_{FO}}{S_F} \right) \cdot K_{FC} \cdot K_{FL}$$

де σ_{FO} – тривала межа витривалості на згин;

S_F - коефіцієнт безпеки,

K_{FC} - коефіцієнт впливу двостороннього програми навантаження;

K_{FL} - коефіцієнт довговічності:

для шестерні $\sigma_{FO} = 520$, $S_F = 2$, [3.табл.8.9], $K_{FC} = 1,0$, $K_{FL} = 1,0$ [2.стр.148].

$$[\sigma_F]_1 = \left(\frac{520}{2} \right) \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 260 \text{ МПа}$$

колеса $\sigma_{FO} = 475$, $S_F = 2$, [3.табл.8.9], $K_{FC} = 1,0$, $K_{FL} = 1,0$ [2.стр.148].

$$[\sigma_F]_2 = \left(\frac{475}{2}\right) \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 237,5 \text{ МПа}$$

Діаметр ділильної кола шестерні ,

$$d_1' = 370 \cdot \sqrt{\frac{T_{H2} \cdot Z_1 \cdot K_\beta \cdot (U_2 + 1)}{\varepsilon_\beta' \cdot [\sigma_H]_1^2 \cdot \cos \beta \cdot U_2}}$$

де Z_1 – число зубів шестерні,

K_β – коефіцієнт, що враховує контактування зубів;

ε_β' - ціла частина коефіцієнта перекриття;

β – кут нахилу зубів, для шевронних передач $25^\circ \dots 40^\circ$:

Прийmemo $Z_1=21$, $\beta=28^\circ$, $K_\beta=1,06$, $\varepsilon_\beta'=1$ при $\varepsilon_\beta=1,3\dots 1,4$ [2.стр.168...170];

$$d_1' = 370 \cdot \sqrt[3]{\frac{77,69 \cdot 21 \cdot 1,06 \cdot (3+1)}{1 \cdot 455^2 \cdot \cos 28 \cdot 3}} = 77,18 \text{ мм}$$

Торцевий модуль

$$m_t' = \frac{d_1'}{Z_1} = \frac{77,18}{21} = 3,67$$

Нормальний модуль

$$m = m_t' \cdot \cos \beta = 3,67 \cdot \cos 28 = 4,16$$

Прийmemo по ГОСТ 14186-69 [2,табл.8.1] $m=4,0$ мм.

Кількість зубів колеса

$$Z_2' = Z_2 \cdot U_2 = 21 \cdot 3 = 63$$

Прийmemo $Z=63$ шт.

Фактичне передавальне число

$$U_{2\Phi} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{63}{21} = 3$$

Основні розміри, мм

колеса

$$d_2 = m_t' \cdot Z_2 = 3,67 \cdot 63 = 231,5 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 1,8 \cdot m = 231,5 + 1,8 \cdot 4,0 = 238,7 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 231,5 - 2,1 \cdot 4,0 = 223,15 \text{ мм}$$

$$b'_2 = \frac{\pi \cdot \varepsilon_\beta \cdot m}{\sin \beta} = \frac{3,14 \cdot 1,3 \cdot 4,5}{\sin 28^\circ} = 34,7 \text{ мм}$$

Прийmemo $b'_2 = b_w = 35 \text{ мм}$ [I,табл.12.1,R_a 40].

Шестерні

$$d_1 = m_t \cdot Z_1 = 3,67 \cdot 21 = 77,18 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = d_1 + 1,8 \cdot m = 77,18 + 1,8 \cdot 4,0 = 84,3 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,1 \cdot m = 77,18 - 2,1 \cdot 4,0 = 68,7 \text{ мм}$$

$$b'_1 = b_2 + (0,4 \dots 1,5) \cdot m = 35 + (0,4 \dots 1,5) \cdot 8 = 36,6 \dots 41 \text{ мм}$$

Прийmemo $b_1 = 40 \text{ мм}$ [I,табл.12.1,R_a 40].

Міжосьова відстань:

$$a_w = 0,5 \cdot (d_1 + d_2) = 0,5 \cdot (77,18 + 231,5) = 154,3 \text{ мм}$$

Окружна швидкість в зачепленні:

$$V = \frac{\pi \cdot Z_1 \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 21 \cdot 350,3}{60 \cdot 10^3} = 1,89 \text{ м} \cdot \text{с}^{-2}$$

Прийmemo [3,табл.9.10] ступінь точності K=8

Сили в зачепленні

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_{H2}}{d_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 77,69}{77,18} = 2013,11 \text{ Н}$$

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = \frac{2013,11 \cdot \operatorname{tg} 27^\circ}{\cos 28^\circ} = 1161,7 \text{ Н}$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 2013,11 \cdot \operatorname{tg} 28^\circ = 1070,3 \text{ Н}$$

де $\alpha_n = 27^\circ$ – кут зачеплення в нормальному перетині.

Перевірочний розрахунок на витривалість по контактним напруженням

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_\beta \cdot Z_K \cdot \sqrt{\frac{F_t}{(m \cdot d_1)} \cdot \frac{K_{HV} \cdot K_{H\alpha}}{K_\varepsilon} \cdot \frac{\sqrt{(U_{2\Phi} + 1)}}{U_{2\Phi}}} \leq [\sigma_H]_{\min}$$

де Z_M – коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалу коліс;
 Z_β – коефіцієнт, що враховує площу контакту; Z_K – коефіцієнт, що враховує

довжину лінії контакту; K_{HV} - коефіцієнт, динамічного навантаження; $K_{H\alpha}$ - коефіцієнт що враховує нерівномірність розподілу навантаження між головкою і ніжкою зуба; K_ε - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по площі контакту.

$$\begin{aligned} \text{Приймаємо для сталевих коліс } Z_M &= 275 \text{ МПа; } Z_K = 0,8; \\ Z_\beta &= 0,275 \cdot +0,01 \cdot (\beta - 8^\circ) = 0,275 \cdot +0,01 \cdot (28 - 8^\circ) = 0,345; \quad K_{HV} = 1,02 \quad [2, \text{табл.8.3}]; \\ K_{H\alpha} &= 1 + \frac{(0,63 \cdot \sqrt{U_{2\Phi} - 1})}{Z_1} = 1 + \frac{(0,63 \cdot \sqrt{3 - 1})}{21} = 1,11; \quad K_\varepsilon = 2 \cdot \varepsilon'_\beta + \frac{\Delta\varepsilon}{(2 \cdot \varepsilon'_\beta)} = 2 \cdot 1 + \frac{0,3}{(2 \cdot 1,3)} = 1,15. \end{aligned}$$

Таким чином

$$\sigma_H = 275 \cdot 0,345 \cdot 0,8 \cdot \sqrt{\frac{201311}{(4,0 \cdot 77,18)} \cdot \frac{1,01 \cdot 1,1}{1,15} \cdot \frac{\sqrt{(3+1)}}{3}} = 107,9 \text{ МПа} \leq 293 \text{ МПа}$$

Перевірочний розрахунок на витривалість при згині:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_{HV} \cdot K_H \cdot \psi}{2 \cdot m^2 \cdot \varepsilon_\beta \cdot Y_F} \leq [\sigma_F]_{\min}$$

де K_{FV} – коефіцієнт динамічного навантаження;

K_H – коефіцієнт, що враховує контактування зубів;

ψ – коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження по площах контакту;

Y_F - коефіцієнт форми зубів.

Приймаємо $K_{FV} = 1,04$ [2.табл.8.3]; $K_H = 1,04$ при $\beta = 15^\circ$

$$Z_V = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 28} = 30,5 \quad [1. \text{табл. II.7}]; \quad Y_F = 5,03$$

При $\Delta\varepsilon = 0,3$ $Y_K = 1,08$ [1.табл. II.8]; [2.табл.8.3];

$$K_{F\alpha} = 1 + \frac{0,77 \cdot \sqrt{U_{2\Phi} - 1}}{Z_1} = 1 + \frac{0,774 \cdot \sqrt{3 - 1}}{21} = 1,13$$

$$\sigma_F = \frac{5,03 \cdot 0,35 \cdot 1,08 \cdot 201311 \cdot 1,04 \cdot 0,19 \cdot 1,13}{1,15 \cdot 4,0^2} = 25,7 \text{ МПа}$$

Перевірка міцності при перевантаженні:

$$\sigma_{H_{MAX}} = \sigma_H \cdot \sqrt{\lambda} = 107,9 \cdot \sqrt{2,0} = 152,6 < [\sigma_H]_{MAX} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 440 = 1232 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F_{MAX}} = \sigma_F \cdot \sqrt{\lambda} = 21,6 \cdot 2,0 = 43,3 < [\sigma_F]_{MAX} = 0,8 \cdot \sigma_T = 0,8 \cdot 440 = 352 \text{ МПа}$$

Розрахунок тихохідної ступені редуктора.

Початкові дані:

Циліндрична косозубая передача з евольвентним зачепленням

Визнач: Крутний момент на валу шестерні $T_{H3} = 366 \text{ Н}\cdot\text{м}$, колеса $T_{H4} = 1260,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$, частота обертання валу шестерні $n_3 = 735 \text{ хв}^{-1}$, передавальне число $u_3 = 3,55$, термін служби $L_h = 30000 \text{ ч}$, кратність пускового моменту електродвигуна $\lambda = 2,0$.

Таблиця 2.2. Вибір матеріалу шестерні та колеса

Елемент	Матеріал	Межі витривалості та плинності матеріалу, МПа		Твердість Н	Термообробка
		σ_B	σ_T		
Шестерня	Сталь 50	687-785	343	228-255	Поліпшення
Колесо	Сталь 45	587	333	170-217	Нормалізація

Еквівалентну число циклів зміни напруг при розрахунку контактної витривалості для:

шестерні

$$N_{HE3} = 60 \cdot L_h \cdot n_3 \cdot [(T_1/T)^3 \cdot \Delta_1 + (T_2/T)^3 \cdot \Delta_2 + \dots] = 60 \cdot 30000 \cdot 735 \cdot [1,4^3 \cdot 0,003 + 1^3 \cdot 0,35 + 0,7^3 \cdot 0,65] = 1,35 \cdot 10^8$$

колеса

$$N_{HE4} = N_{HE3} / u_3 = 1,35 \cdot 10^8 / 3,55 = 0,38 \cdot 10^8$$

при розрахунку витривалості при вигині зубів для

шестерні

$$N_{FE3} = 60 \cdot L_h \cdot n_3 \cdot [(T_1/T)^m \cdot \Delta_1 + (T_2/T)^m \cdot \Delta_2 + \dots] = 60 \cdot 30000 \cdot 735 \cdot [1,4^6 \cdot 0,003 + 1^6 \cdot 0,35 + 0,7^6 \cdot 0,65] = 1,04 \cdot 10^8 \text{ колеса}$$

$$N_{FE4} = N_{FE3} / u_3 = 1,04 \cdot 10^8 / 3,55 = 0,29 \cdot 10^8,$$

де $m = 6$ при H_3 і H_4 .

Базове число циклів зміни напруг шестерні і колеса

$$N_{H01} = 16 \cdot 10^6, \quad N_{H02} = 13 \cdot 10^6$$

$$N_{F01} = 4 \cdot 10^6, \quad N_{F02} = 4 \cdot 10^6$$

Допустимі контактні напруження

$$[\sigma_H] = \sigma_{H0} K_{HL} / S_H,$$

де σ_{H0} – тривала межа контактної витривалості, S_H – коефіцієнт безпеки, K_{HL} – коефіцієнт довговічності:

для

шестерні $\sigma_{H0} = 2HB + 70 = 553$ МПа, $S_H = 1,1$, $K_{HL} = 1$

$$[\sigma_H]_3 = 553 / 1,1 = 502,7 \text{ МПа}$$

колеса $\sigma_{H0} = 457$ МПа, $S_H = 1,1$, $K_{HL} = 1$

$$[\sigma_H]_4 = 457 / 1,1 = 415,4 \text{ МПа},$$

Допустимі напруги вигину

$$[\sigma_F] = \sigma_{F0} \cdot K_{FC} \cdot K_{FL} / S_F,$$

де σ_{F0} – тривалий межа витривалості при згині; S_F – коефіцієнт безпеки; K_{FC} – коефіцієнт впливу двостороннього програми навантаження; K_{FL} – коефіцієнт довговічності:

для шестерні $\sigma_{F0} = 1,8HB = 434,7$ МПа, $S_F = 1,75$,

$$K_{FC} = 1 [2, \text{с. 151}], \quad K_{FL} = 1. \quad [\sigma_F] = 248,4 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_F]_3 = 434,7 / 1,75 = 248,4 \text{ МПа}$$

колеса $\sigma_{F0} = 348,3$ МПа, $S_F = 1,75$, $K_{FC} = 1$, $K_{FL} = 1$;

$$[\sigma_F]_4 = 348,3 / 1,75 = 199$$

Міжосьова відстань

$$a'_{W2} = 430 \cdot (u_3 + 1) \cdot \sqrt[3]{(T_4 \cdot K_{H\beta}) / (u_3^2 \cdot \psi'_{ba} \cdot [G_H]^2)} \text{ мм},$$

де $K_{H\beta}$ – коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження;

ψ'_{ba} – відносна ширина колеса; $[\sigma_H]$ – розрахункове допустиме напруження

$$\text{приймаємо } \psi_{ba} = 0,4 \text{ Тоді } \psi'_{ba} = 0,4, \quad \psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi'_{ba} \cdot (u_3 + 1) = 0,91.$$

За графіком $K_{H\beta} = 1,33$. $[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_3 + [\sigma_H]_4) = 0,45(502,7 + 415,4) = 413,1$ МПа.

Перевіряємо умову $[\sigma_H] \leq 1,23[\sigma_H]_{\min}$

$$244 < 1,23 \cdot 415,4$$

$$244,3 < 511$$

Таким чином,

$$a'_{w2} = 430 \cdot (3,55 + 1) \cdot \sqrt[3]{(1260,2 \cdot 1,33) / (3,55^2 \cdot 0,4 \cdot 413,1^2)} = 244,3 \text{ мм}$$

приймаємо $a_{w2} = 250 \text{ мм}$.

Число зубів:

шестерні $z_3 = 18$

колеса $z_4' = z_3 \cdot u_3 = 18 \cdot 3,55 = 63,9$

приймаємо $z_4 = 64$.

Фактичне передавальне число

$$u_{3\Phi} = z_4 / z_3 = 64 / 18 = 3,55$$

Модулі

торцевий $m_t = 2 \cdot a_{w2} / (z_3 + z_4) = 2 \cdot 250 / (18 + 64) = 6,0975$,

нормальний $m = 6 \text{ мм}$.

Кут нахилу зубів

$$\cos \beta = m / m_t = 6 / 6,0975 = 0,984, \quad \beta = 10,26^\circ.$$

Окружна швидкість в зачепленні

$$V = \pi \cdot m_t \cdot z_3 \cdot n_3 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 6,0975 \cdot 18 \cdot 735 / (60 \cdot 10^3) = 0,74 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1};$$

приймаємо ступінь точності $K=9$.

Розміри, мм:

- колеса $d_4 = m_t \cdot z_4 = 6,0975 \cdot 64 = 390,24 \text{ мм}$

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 390,24 + 2 \cdot 6 = 402,24 \text{ мм}$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5m = 390,24 - 2,5 \cdot 6 = 375,24 \text{ мм}$$

$$b'_4 = \psi_{ba} \cdot a_{w2} = 0,4 \cdot 250 = 100 \text{ мм}$$

прийmemo $b_4 = b_w = 100 \text{ мм}$;

- шестерні $d_3 = m_t \cdot z_3 = 6,0975 \cdot 18 = 109,75 \text{ мм}$

$$d_{a3} = d_3 + 2m = 109,75 + 2 \cdot 6 = 121,75 \text{ мм}$$

$$d_{f3} = d_3 - 2,5m = 109,75 - 2,5 \cdot 6 = 94,75 \text{ мм}$$

$$b'_3 = b_4 + (5 \dots 10) = 100 + (5 \dots 10) = 105 \dots 110 \text{ мм}$$

прийmemo $b_3 = 105 \text{ мм}$.

Коефіцієнти перекриття

$$\varepsilon_\beta = b_w \cdot \sin\beta / (\pi \cdot m) = 100 \cdot \sin 10,26 / (3,14 \cdot 6) = 0,94$$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(z_3^{-1} + z_4^{-1})] \cdot \cos\beta = [1,88 - 3,2(18^{-1} + 64^{-1})] \cdot \cos 10,26 = 1,62.$$

Сили в зачепленні, Н:

$$F_t = 2 \cdot 10^3 \cdot T_{H3} / d_3 = 2 \cdot 10^3 \cdot 366 / 109,75 = 6670$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg}\alpha_n / \cos\beta = 6670 \cdot \operatorname{tg} 20 / \cos 10,26 = 2470 \text{ Н}$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg}\beta = 6670 \cdot \operatorname{tg} 10,26 = 1210 \text{ Н},$$

де $\alpha_n = 20^\circ$ - кут зачеплення в нормальному перетині.

Перевірочний розрахунок зубів на витривалість по контактним напруженням:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu}}{b_w \cdot d_3} \cdot \frac{u_{3\phi} + 1}{u_{3\phi}}} \leq [\sigma_H],$$

де Z_H - коефіцієнт, що враховує форму сполучення поверхонь зубів в полюсі зачеплення; Z_M - коефіцієнт, що враховує механічні властивості матеріалів коліс; Z_ε - коефіцієнт, що враховує сумарну довжину контактних ліній; $K_{H\nu}$ - коефіцієнт динамічного навантаження в зачепленні; $K_{H\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами:

приймаємо для некорегованого зачеплення $Z_H = 1,77 \cos\beta = 1,74$;

для сталених коліс $Z_M = 275 \text{ МПа}$;

для косозубих і шевронних передач $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = 0,78$; при окружній швидкості

$V = 0,74 \text{ м/с}$,

ступінь точності $K = 9$, твердість зубів H_3 і H_4 для косозубої передачі $K_{H\nu} = 1,0$;

при швидкості $V = 0,74 \text{ м/с}$ і ступінь точності $K = 9$ $K_{H\alpha} = 1,13$.

Таким чином,

$$\sigma_H = 1,74 \cdot 275 \cdot 0,78 \cdot \sqrt{\frac{6670 \cdot 1,33 \cdot 1,01 \cdot 1,13}{100 \cdot 109,75} \cdot \frac{3,55 + 1}{3,55}} = 409 \text{ МПа} < 415 \text{ МПа}$$

Перевірочний розрахунок зубів на витривалість при згині

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot F_t \cdot K_{F\beta} K_{Fv} \cdot K_{F\alpha}}{b_w \cdot m} \leq [\sigma_F],$$

де Y_F - коефіцієнт, що враховує форму зуба; Y_β - коефіцієнт, що враховує нахил зубів; Y_ε - коефіцієнт, що враховує перекриття зубів; $K_{F\beta}$ - коефіцієнт, що враховує нерівномірність розподілу навантаження по ширині вінця; K_{Fv} - коефіцієнт динамічного навантаження; $K_{F\alpha}$ - коефіцієнт, що враховує розподіл навантаження між зубами:

приймаємо при коефіцієнті зміщення $X=0$

$$z_{v3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta} = 18/0,952 = 18,9 \quad Y_{F3} = 4,15; \quad z_{v4} = \frac{z_4}{\cos^3 \beta} = 64/0,952 = 67,22 \quad Y_{F4} = 3,79;$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{10,26}{140} = 0,926; \quad Y_\varepsilon = \frac{1}{0,95 \cdot \varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,95 \cdot 1,62} = 0,65;$$

при $\psi_{bd} = 0,91$, $K_{F\beta} = 1,65$;

при ступені точності $K=9$, швидкості $V = 0,74$ м/с для косозубої передачі

$K_{Fv} = 1,04$; при $K=9$ и $V=0,74$ м/с $K_{F\alpha} = 1,35$.

Таким чином,

$$\sigma_{F3} = \frac{4,15 \cdot 0,926 \cdot 0,65 \cdot 6670 \cdot 1,65 \cdot 1,04 \cdot 1,35}{100 \cdot 6} = 64,3 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F4} = \frac{3,79 \cdot 0,926 \cdot 0,65 \cdot 6670 \cdot 1,65 \cdot 1,04 \cdot 1,35}{100 \cdot 6} = 58,7 \text{ МПа}$$

Допустима твердість при перевантаженні $[\sigma_F] = 2,74 \text{ НВ}$.

Розрахунок вала ротора

Вал ротора молоткової дробарки сприймає складні навантаження. Зовнішні сили, що діють на вал, викликають в його поперечних перетинах крутний момент $M_{кр}$, згинний момент M_{II} і поперечні сили Q .

Навантаження, що діє на вал ротора приймаємо розподіленою і рівною:
 $q = 3200 \text{ Н}$.

Схема навантаження вала ротора представлена на рисунку 2.1.

Згинальний момент від поперечних сил обчислюємо за формулою:

$$M_{II} = \frac{q \cdot l^2}{2},$$

де l – відстань, на якому діє розподілене навантаження q , м.

Причому максимальне значення згинального моменту приходить на середину ділянки (рис. 2.1.).

Підставимо значення q і l в формулу:

$$M_{II1} = \frac{q \cdot l_1^2}{2} = \frac{3200 \cdot 0,115^2}{2} = 22 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{II2} = \frac{q \cdot l_2^2}{2} = \frac{3200 \cdot 0,105^2}{2} = 18 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутний момент визначимо за формулою:

$$M_{кр} = \frac{N}{\omega},$$

де N – потужність, Вт;

ω - кутова швидкість обертання ротора, с^{-1} .

$$M_{кр} = \frac{N}{\omega} = \frac{N \times 30}{\pi \times n} = \frac{22 \times 10^3 \times 30}{3,14 \times 960} = 211 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Епюра $M_{кр}$ показана на рис. 2.1.

Сумарний момент від вигину і крутіння дорівнює:

$$M^{\max} = M_{II} + M_{кр} = 22 + 211 = 233 \text{ Н}.$$

Будуємо епюру сумарних моментів (рис. 2.1.).

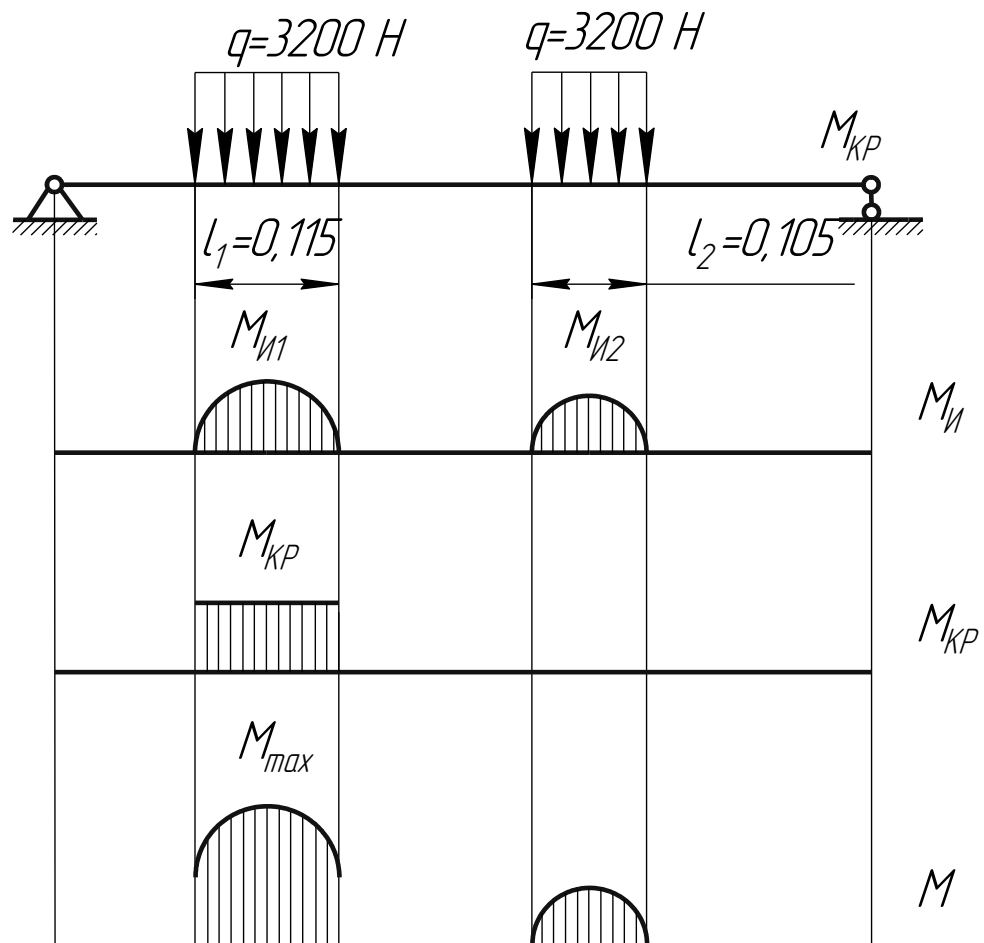


Рисунок 2.1. Розподіл навантажень на валу ротора

Перевіримо вал ротора на міцність.

При цьому має виконуватися умова:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{PP}}{\pi \cdot [\sigma]}}$$

де d - діаметр вала ротора, м;

M_{PP} - розрахунковий наведений момент, Н м;

$[\sigma]$ - допустима межа міцності матеріалу вала ротора, $[\sigma]=598 \text{ МПа}$.

Наведений момент знайдемо по енергетичній теорії міцності:

$$M_{PP} = \sqrt{M_{II}^2 + 0,75 \cdot M_{KP}^2}$$

Підставивши в формулу відповідні значення, отримаємо:

$$M_{PP} = \sqrt{22^2 + 0,75 \cdot 233^2} = 203 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Необхідний діаметр вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 203}{3,14 \cdot 598 \cdot 10^6}} = 1,514 \cdot 10^{-2} = 0,01513 \text{ м} = 15,13 \text{ мм}.$$

Діаметр вала існуючої дробарки $d = 230 \text{ мм}$ отже міцність вала при $n = 960 \text{ хв}^{-1}$ забезпечена.

Перевіряємо міцність вала при $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$.

Крутний момент дорівнює:

$$M_{кр} = \frac{N}{\omega} = \frac{N \cdot 30}{\pi \cdot n} = \frac{37 \cdot 10^3 \cdot 30}{3,14 \cdot 1500} = 236 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сумарний момент від вигину і крутіння дорівнює:

$$M^{\max} = M_{II} + M_{кр} = 22 + 236 = 258 \text{ Н}.$$

Перевіримо виконання умови:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{II}}{\pi \cdot [\sigma]}},$$

Приведений момент:

$$M_{II} = \sqrt{22^2 + 0,75 \cdot 258^2} = 225 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Необхідний діаметр вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 225}{3,14 \cdot 598 \cdot 10^6}} = 1,57 \cdot 10^{-2} = 0,0157 \text{ м} = 15,7 \text{ мм}.$$

При збільшенні числа обертів ротора діаметр вала істотно не змінюється, т. к. буде працювати двигун більшої потужності, а також крутний момент, сприймаємий валом змінюється на малу величину.

Отже, міцність вала і при $n = 1500 \text{ хв}^{-1}$ забезпечена.

Розрахунок підшипників вала ротора

Опорами вала ротора служать підшипники кочення. Крім того, підшипники застосовуються з метою зменшення втрат потужності на тертя.

У більшості дробарок застосовуються підшипники роликові радіальні сферичні. На даній дробарці застосуємо підшипники роликові радіальні сферичні дворядні легкої серії, типу 3518.

Так як експлуатація дробарки можлива при числі обертів ротора до $n = 1500$ хв⁻¹, то застосовуються підшипники необхідно перевірити по динамічній вантажопідйомності, з метою запобігання пластичних деформацій на біговій доріжці і тілах кочення підшипників.

Вал ротора сприймає радіальне навантаження Q (рис. 2.2).

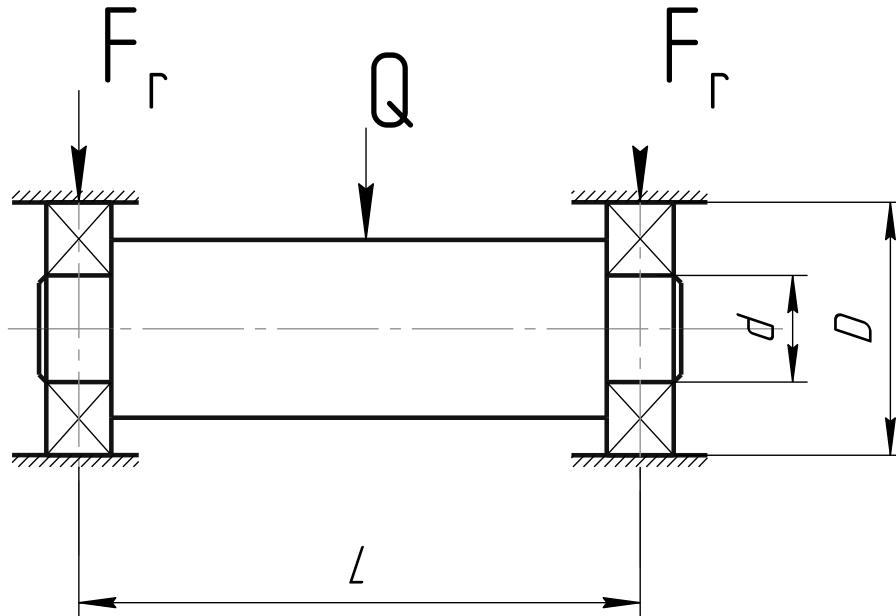


Рисунок 2.2. – До визначення вантажопідйомності підшипників кочення ротора
Навантаження Q визначимо за формулою:

$$Q = q \cdot l = 3200 \cdot (0,115 + 0,105) = 704 \text{ Н} .$$

де q - розподілене навантаження, що сприймається валом, Н;

l - відстань, на якому діє розподілене навантаження, м.

Тоді кожен підшипник сприймає радіальне навантаження:

$$F_r = \frac{Q}{2} = \frac{704}{2} = 352 \text{ Н} .$$

Визначимо еквівалентну динамічне навантаження:

$$P_r = (x \cdot V \cdot F_r + y \cdot F_a) K_B K_t ,$$

де F_r - радіальне навантаження, Н;

F_a - осьове навантаження, Н;

x, y – коефіцієнти, що залежать від відхилення F_a / F_r ;

K_B - коефіцієнт безпеки;

K_t - коефіцієнт температурний;

V – коефіцієнт обертання.

В даному випадку осьова навантаження відсутнє: $F_a=0$.

Тоді формула буде мати вигляд:

$$P_r = V \cdot F_r \cdot K_B \cdot K_t.$$

В даному випадку обертається внутрішнє кільце підшипника, тому $V=1$.

Температурний коефіцієнт $K_t=1$, так як температура в зоні обертання $t < 100^\circ \text{C}$.

Приймаємо коефіцієнт безпеки $K_B=1,3$.

Дані значення підставляємо в формулу:

$$P_r = V \cdot F_r \cdot K_B \cdot K_t = 352 \cdot 1 \cdot 1,3 \cdot 1 = 460 \text{H}.$$

Визначимо необхідний ресурс:

$$L_{10} = \frac{60 \cdot n \cdot L_{10h}}{10^6},$$

де n - число обертів ротора, хв^{-1} ;

L_{10h} - термін служби підшипників, ч.

Досвід експлуатації вітчизняних молоткових дробарок показує, що фактичні терміни служби підшипників знаходяться в межах 900 ... 14000ч.

Приймаємо $L_{10h}=14000$ ч.

Тоді за формулою маємо:

$$L_{10} = \frac{60 \cdot 1500 \cdot 14000}{10^6} = 1260 \text{ млн. об.}$$

Визначимо необхідну радіальну вантажопідйомність:

$$C_r = L_{10}^{0,3} \cdot P_r = (1260)^{0,3} \cdot 460 = 3917 \text{H}.$$

Допустима динамічна вантажопідйомність підшипника $C = 130000 \text{H}$ і що допускається статична вантажопідйомність $C_0=162000 \text{H}$.

Оскільки динамічна і статична вантажопідйомність обраного підшипника більше необхідної, відповідно більше буде і ймовірність його безвідмовної роботи при заданому ресурсі в 14000 ч., тобто більше 14000 ч буде його фактичний термін служби.

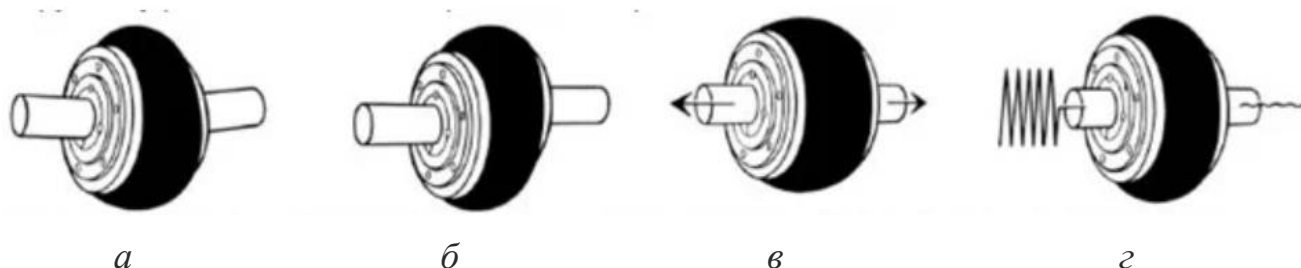
3 Дослідження роботи пружних муфти в умовах критичних навантажень

3.1 Дослідження роботи пружної муфти з тороподібною оболонкою за для компенсації деформацій

Пружні муфти з тороподібною оболонкою передають крутний момент через гумокордові еластичні вставки (шини).

Завдяки конструкції шини кутовий зсув валів може досягати 4 градуси. Також дана муфта має гарне ударопоглинання (кут скручування муфти - до 12 градусів). Тороподібні муфти ідеально підходять для роботи в реверсному режимі, тому що робочий корд обертається в двох напрямках. Муфта відмінно поглинає механічну вібрацію і ударні навантаження.

Також перевагою даної муфти є можливість зовнішнього огляду шин для виявлення ознак зносу. Більш того, сама заміна шини може бути проведена без зсуву приводного двигуна або відомої машини.



а – кутове зміщення; б – радіальне зміщення, в – осьове зміщення, г – гасіння вібрацій

Рисунок 3.1. Види компенсаційних деформацій пружної муфти з тороподібною оболонкою

Для забезпечення нормальної роботи привода дробарки важливе значення має точність центрування валів.

Порушення центрування, як правило, призводить до виникнення вібрації, збільшення напружень в сполучних муфтах і підшипниках. Недостатнє центрування на 50 ... 70% знижує термін служби ущільнень і підшипників.

Як показують дослідження 50% всіх поломок машинного обладнання безпосередньо пов'язані з поганою центровкою і за деякими спостереженнями 30-90% машин працюють за межами рекомендованих допусків.

Одним з основних показників несучої здатності муфти з тороподібною оболонкою є її демпфуюча здатність, яка визначається в процесі випробувань або математичного моделювання.

Наочне уявлення про нелінійні зв'язки напруження-переміщення дають гістерезисні петлі, одержувані при циклічному навантаженні нелінійного (пружного) матеріалу. Площа петлі гістерезиса чисельно дорівнює енергії, яка поглинається при деформації оболонки і переходить в тепло.

У загальному вигляді середня сумарна величина розсіюється енергії, що виділяється протягом одного циклу, може бути представлена таким чином:

$$W = \frac{G_0 \omega \psi A^2}{2\pi} f(x, y, z)$$

де $f(x, y, z)$ - функція залежності напруження-переміщення, ω - коефіцієнт поглинання енергії, ψ - власна частота коливань, A - амплітуда згасаючих коливань [10].

За допомогою цього виразу можна попередньо з'ясувати характер крутильних коливань системи з резинокордовими оболонками. Допускаючи, що ці коливання викликають в оболонках малі деформації кручення, крутильна податливість оболонки може бути оцінена як перша похідна від деформації кручення по її еластичному моменту:

$$e \approx (e)_{F \rightarrow 0} = \frac{d\varphi}{dU} = 1: \left(\frac{dU}{d\varphi} \right)$$

Таким чином, для визначення крутильної податливості резинокордової оболонки необхідно побудувати так звану характеристику залежності між її деформацією кручення і переданим еластичним моментом. При цьому застосовується статичне навантаження оболонки, яке передбачає, що швидкість програми навантаження не перевищує швидкості протікання релаксаційних процесів в полімерних матеріалах, з котрих вона зроблена. Такі режими

навантаження дозволяють визначити залежності пружно-демпфуючих властивостей оболонок від температури і часу прикладання навантаження.

Випробування муфти з тороподібною пружною оболонкою під дією статичного крутного моменту дозволили визначити демпфуючу здатність дослідних вузлів, яка оцінювалася коефіцієнтом поглинання енергії, рівним відношенню втраченої за цикл енергії до максимального значення потенційної енергії оболонки [6]:

$$\Psi = \frac{\psi}{\Pi};$$

$$\Psi = \int_0^T b_2 \varphi^2(t) dt = b_2 (\varphi \omega)^2 \int_0^T = \pi \varphi^2 \omega b_2;$$

$$\Pi = c \varphi^2 / 2$$

де $T=2\pi/\omega$ - період демпфірування; b_2 - константа; $c=\text{tg}\alpha$ - кут нахилу петлі гістерезиса, який характеризує жорсткість оболонки.

В результаті обчислень отримано теоретичний коефіцієнт поглинання $\psi = 0,47$.

Дані по опір статичної деформації при одноразовому навантаженні вказують на істотну нелінійність інтегральних характеристик, що визначають зв'язок між крутним моментом і кутовим переміщеннями. У свою чергу ці зусилля і переміщення породжують радіальні і осьові зміщення, а їх загальна комбінація визначає зони накопичення пошкоджень і руйнувань. Реальні умови навантаження тороподібних резинокордових оболонок вимагають переходу до аналізу не тільки циклічних, а й термоциклічних процесів деформування і руйнування.

Для проведення моделювання та досліджень скористуємось системою ANSYS.

Основна мета роботи системи ANSYS - дати можливість конструктору вже на початкових стадіях проектування приймати правильні і обгрунтовані конструктивні рішення, використовуючи побудовані 3D-моделі.

Для деталей і зборок важливо швидко оцінити міцність елементів з можливою оптимізацією конструкції, використовуючи асоціативний зв'язок геометричної і розрахункової моделей.

Основні кроки при проведенні розрахунку:

підготовка 3D-моделі до проведення розрахунку (спрощення геометрії);

аналіз і завдання граничних умов (навантаження, закріплення);

автоматична генерація звичайно-елементної сітки на 3D-моделі;

вибір необхідного типу розрахунку і настройка його параметрів;

проведення розрахунку;

перегляд отриманих результатів і аналіз значень основних розрахункових характеристик (напружень, коефіцієнтів запасу, переміщень і т.д.);

проведення модифікації моделі за результатами проведених обчислень (зміна геометрії / матеріалу);

повторне проведення розрахункового аналізу для підтвердження працездатності виробу [10].

До складу програмного комплексу ANSYS входять інструменти підготовки деталей і зборок до розрахунку, завдання граничних умов і навантажень, а також вбудовані генератори звичайно-елементної сітки (як з постійним, так і зі змінним кроком) і постпроцесор. Цей функціональний набір дозволяє змодельовати твердотільний об'єкт і комплексно проаналізувати поведінку розрахункової моделі при різних впливах з точки зору статички, власних частот, стійкості і теплового навантаження.

Для створення кінцево-елементного представлення об'єкту в ANSYS передбачена функція генерації KE-сітки, при виклику якої відбувається відповідне розбиття об'єкта із заданим кроком. Якщо створена розрахункова модель має складні нерівномірні геометричні переходи, то може бути проведено так зване адаптивне розбиття. Для того щоб результат процесу був більш якісним, генератор KE-сітки автоматично (з урахуванням заданого користувачем максимального коефіцієнта згущення) варіює величину кроку розбиття.

Міцністний аналіз модуля ANSYS дозволяє вирішувати лінійні задачі:

напружено-деформованого стану (статичний розрахунок); статичної міцності збірок; стійкості; термопружності; стаціонарної теплопровідності.

Динамічний аналіз дозволяє визначати частоти і форми власних коливань, в тому числі для моделей з попередніми навантаженням.

Результатами розрахунків є:

розподіл еквівалентних напружень і їх складових, а також головних напружень;

розподіл лінійних, кутових і сумарних переміщень;

розподіл деформацій за елементами моделі;

карти і епюри розподілу внутрішніх зусиль;

значення коефіцієнта запасу стійкості і форми втрати стійкості;

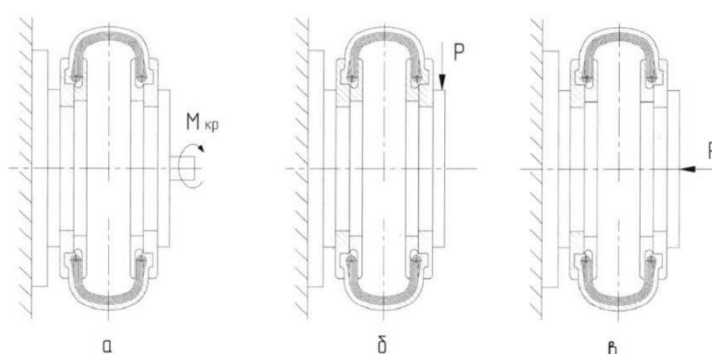
розподіл коефіцієнтів запасу і числа циклів за критерієм втомної міцності;

розподіл коефіцієнтів запасу за критеріями плинності і міцності;

розподіл температурних полів і термонапруженого стану;

координати центра ваги, вага, обсяг, довжина, площа поверхні, моменти інерції моделі, а також моменти інерції, статичні моменти і площі поперечних перерізів.

Для дослідження використовувалась модель пружної муфти з тороподібним елементом, що мала наступні відхилення від нормальних умов експлуатації.



а – навантаження крутним моментом, б – навантаження радіальним зусиллям,

в - навантаження осьовим зусиллям

Рисунок 3.2 Схема навантаження моделі пружної муфти з тороподібним елементом

Таблиця 3.1 Змінні параметри плану проведення дослідження

Варіант дослідження	Змінні параметри		
	Крутний момент, Н*м	Радіальна сила, Н	Повздовжня сила, Н
1	500	0	0
2	1600	0	0
3	500	1600	0
4	500	0	1600
5	500	1600	1600

Результати дослідження пружної муфти з тороподібним елементом
Перше дослідження. На муфту діє номінальний крутний момент

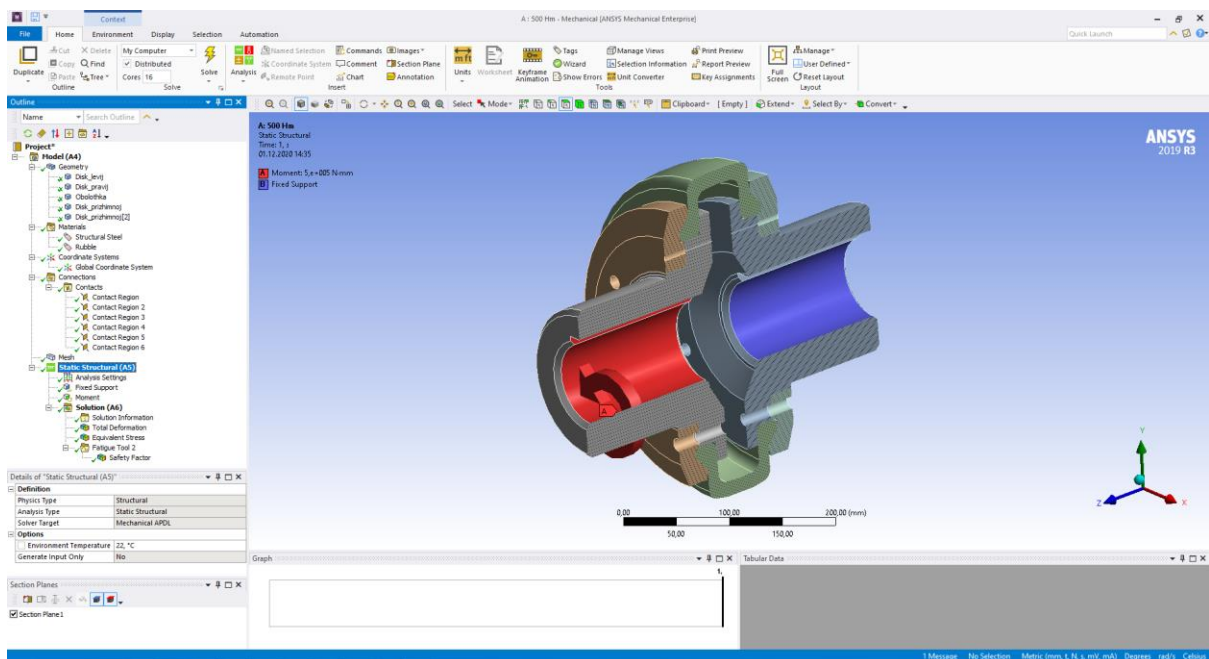


Рисунок 3.3 Твердотільна модель пружної муфти з тороподібною оболонкою (в розрізі) - перше дослідження

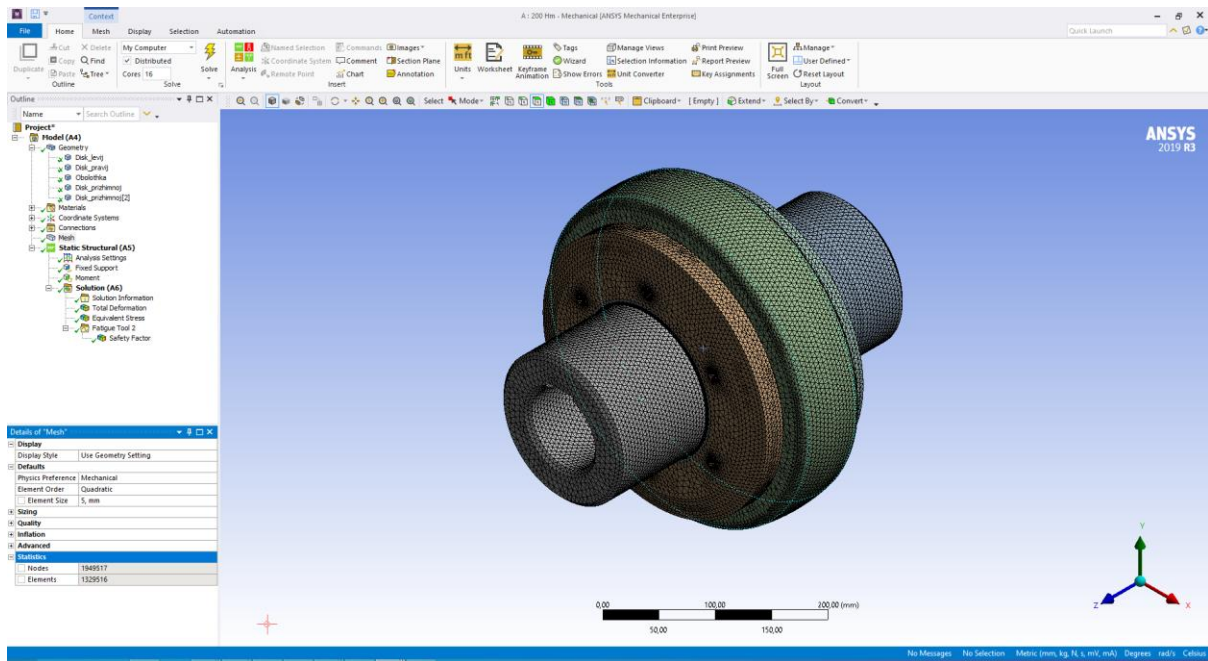


Рисунок 3.4 Кінцево-елементна сітка поділу моделі пружної муфти з тороподібною оболонкою (перше дослідження)

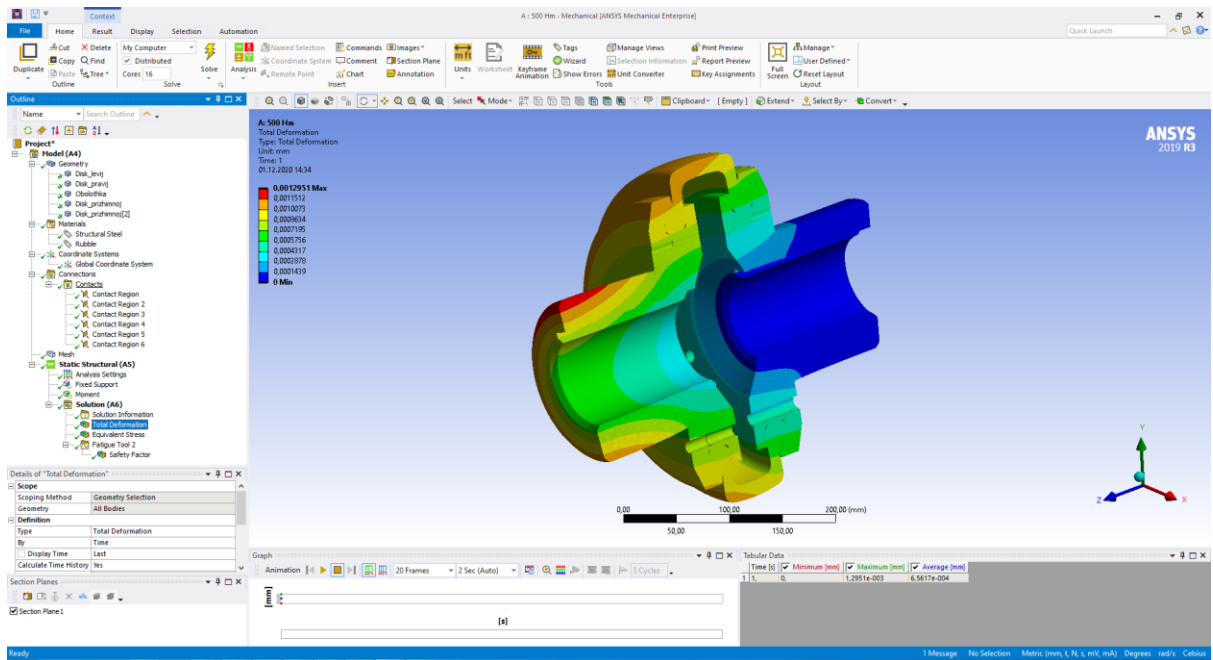


Рисунок 3.5 Абсолютні переміщення елементів муфти під дією крутного моменту (перше дослідження)

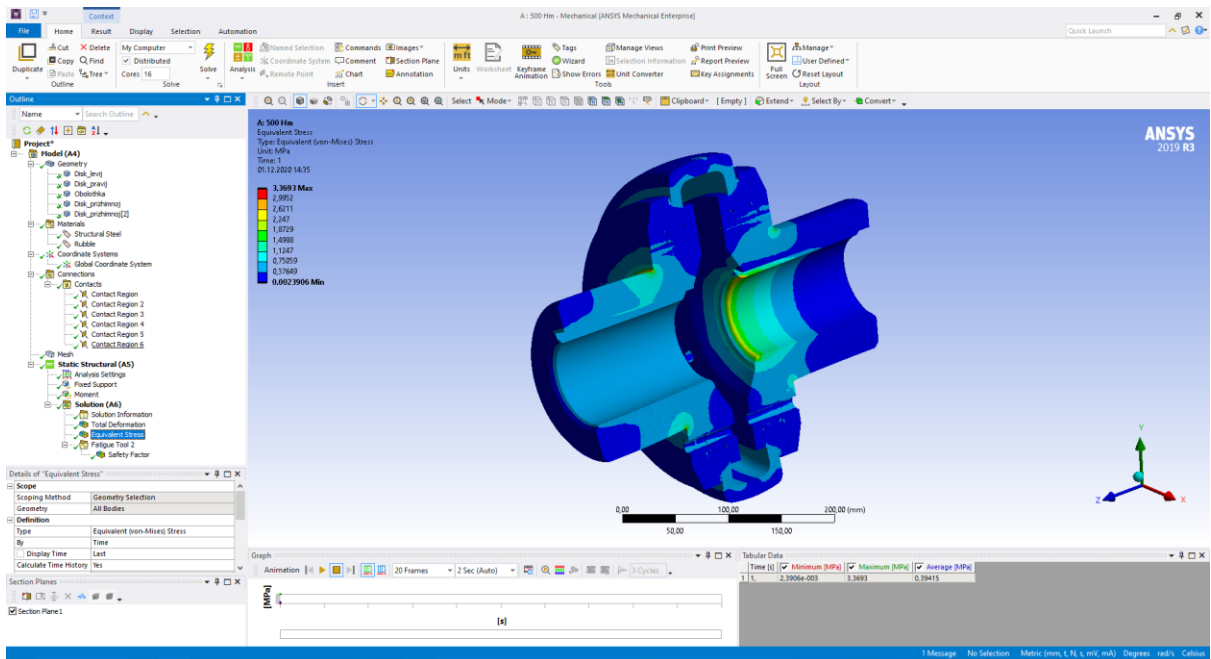


Рисунок 3.6 Епюри розподілу напружень Von Mises під дією крутного моменту (перше дослідження)

Друге дослідження. На муфту діє максимальний крутний момент

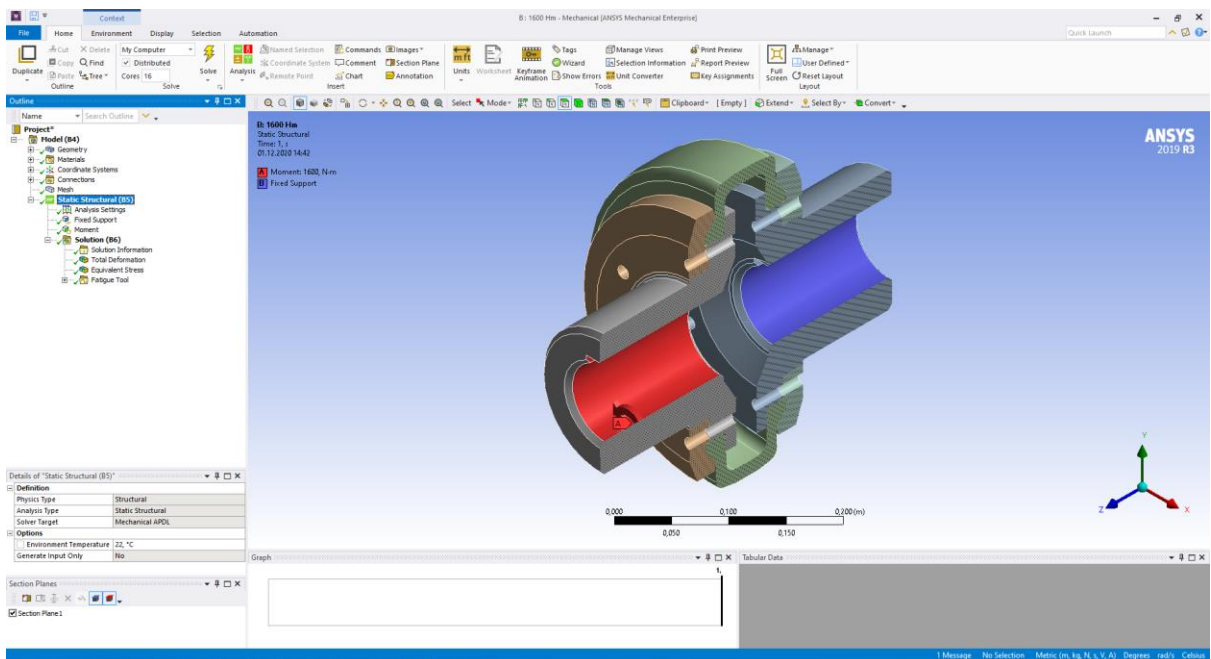


Рисунок 3.7 Твердотільна модель пружної муфти з тороподібною оболонкою (в розрізі) - друге дослідження

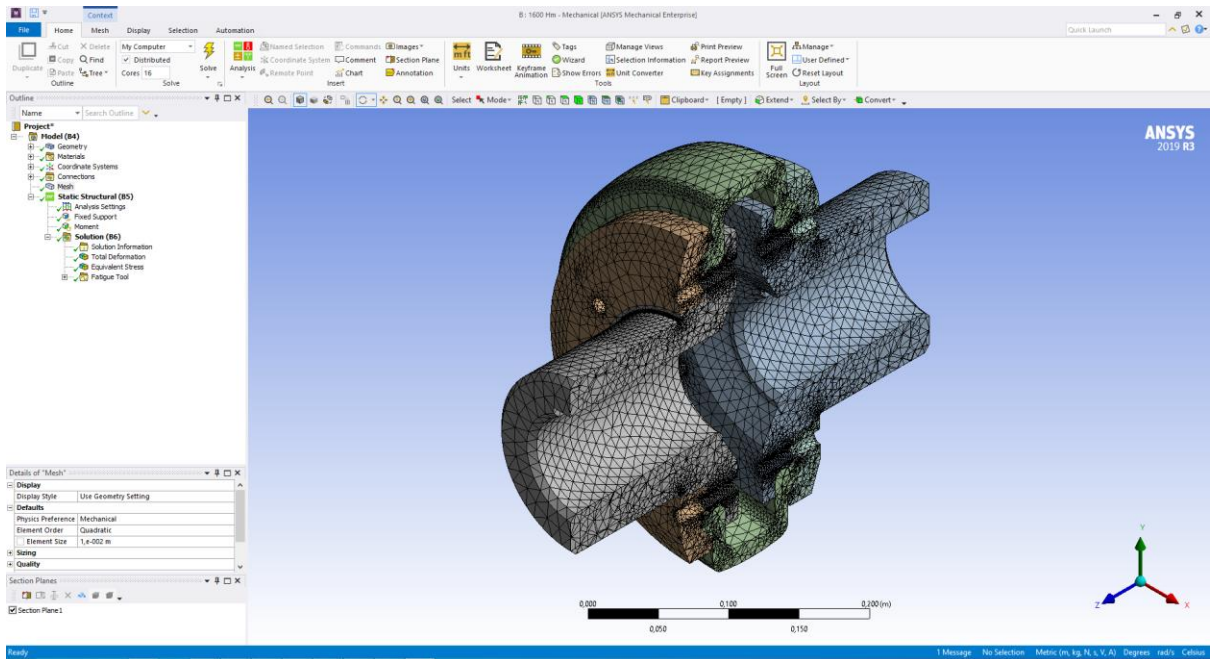


Рисунок 3.8 Кінцево-елементна сітка поділу моделі пружної муфти з тороподібною оболонкою (друге дослідження)

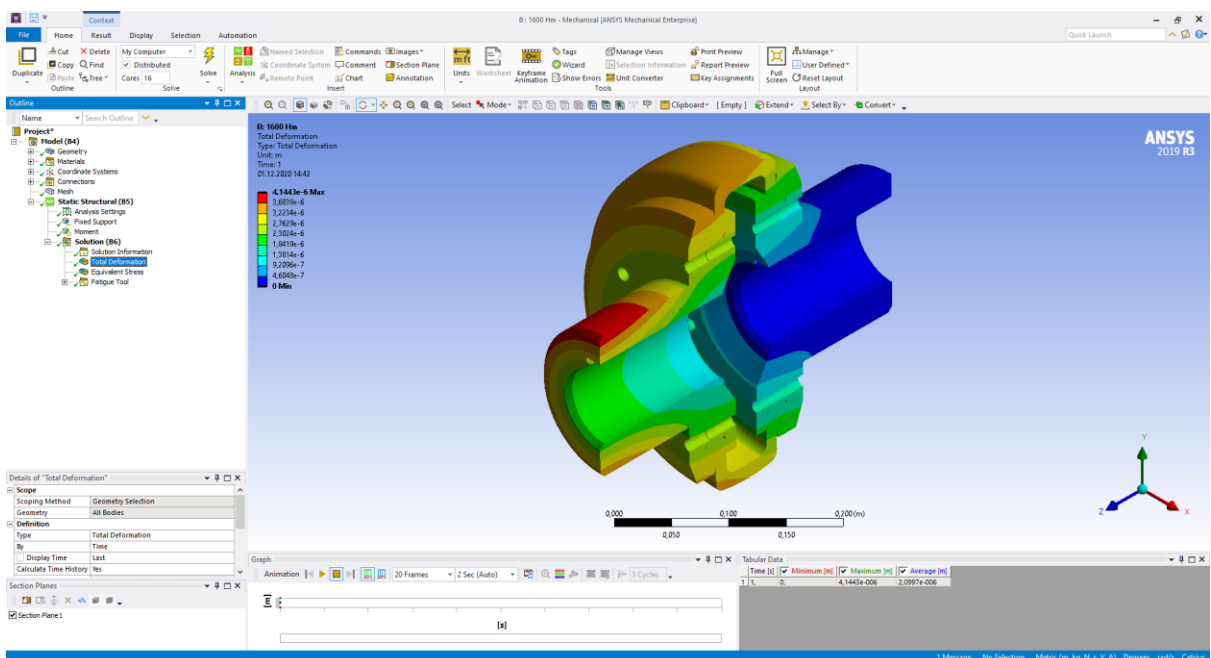


Рисунок 3.9 Абсолютні переміщення елементів муфти під дією крутного моменту (друге дослідження)

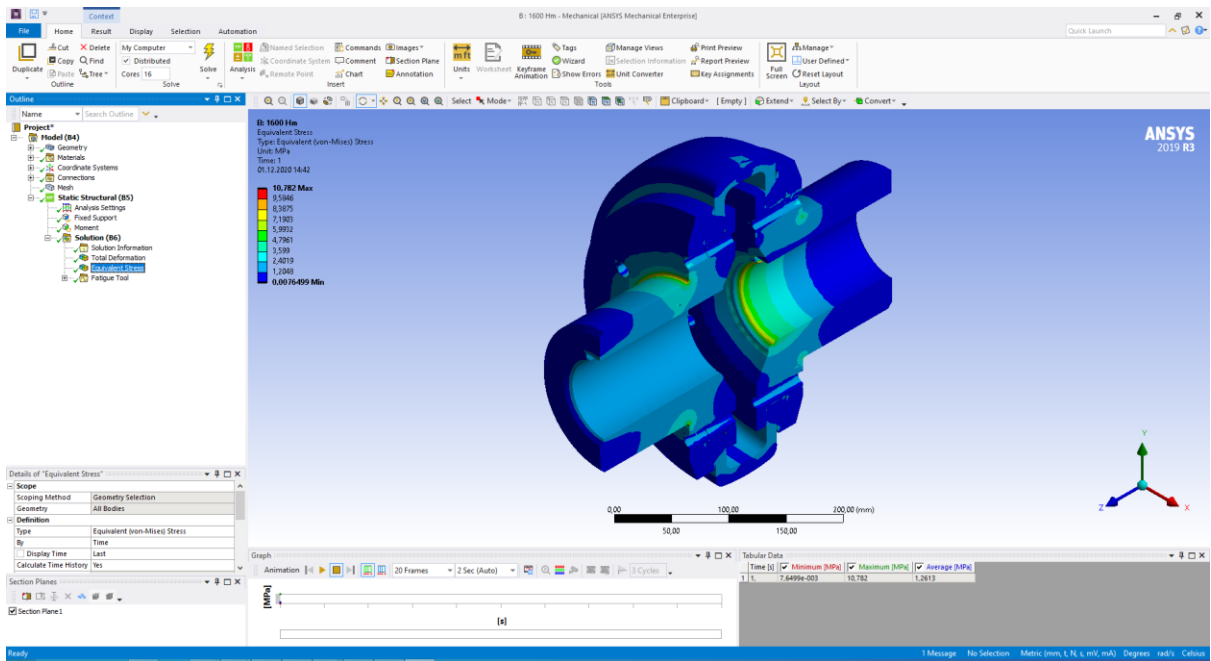


Рисунок 3.10 Епюри розподілу напружень Von Mises під дією крутного моменту (друге дослідження)

Третє дослідження. На муфту діють крутний момент та радіальна сила.

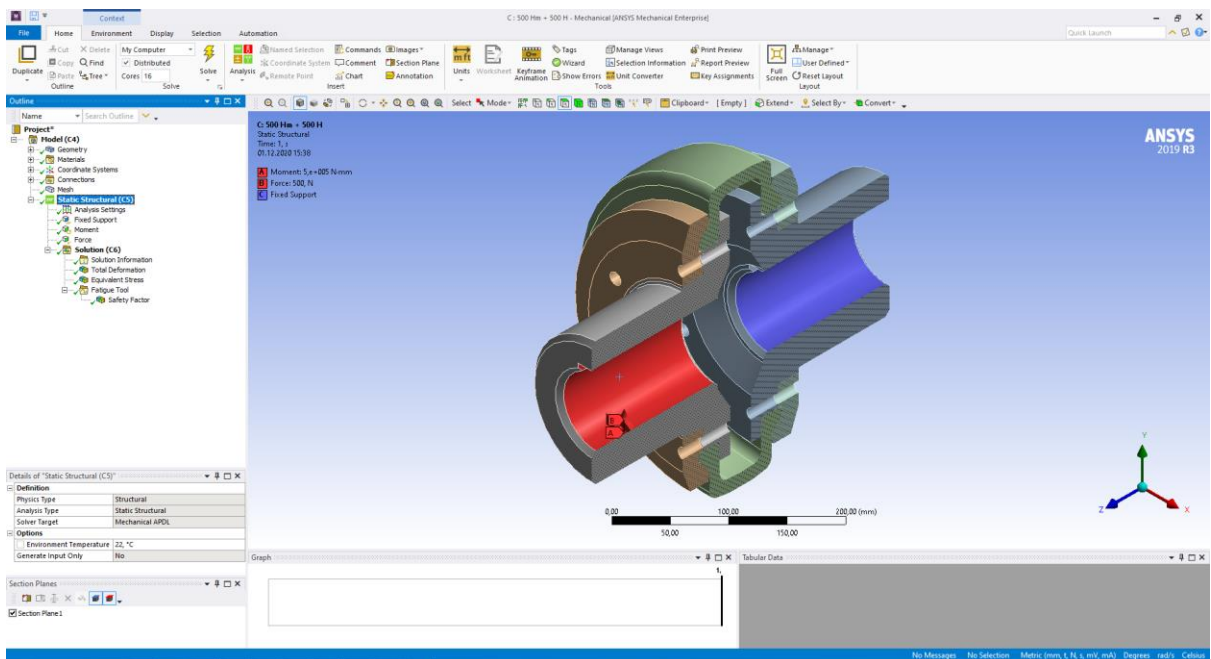


Рисунок 3.11 Твердотільна модель пружної муфти з тороподібною оболонкою (в розрізі) - третє дослідження

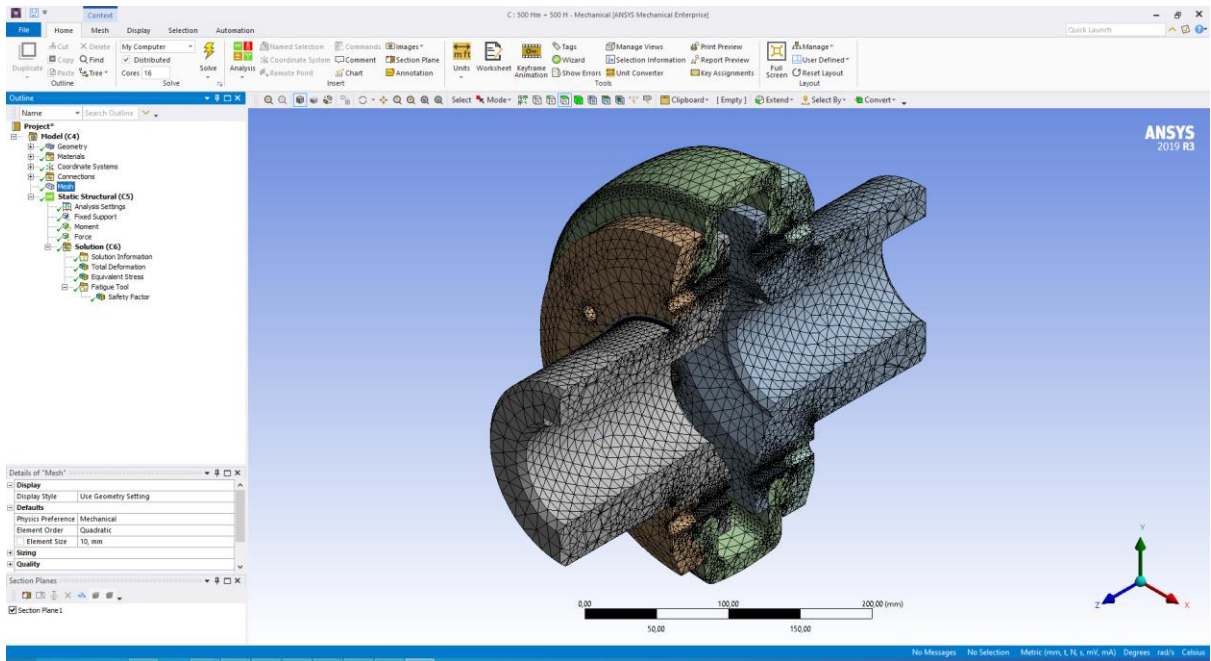


Рисунок 3.12 Кінцево-елементна сітка поділу моделі пружної муфти з тороподібною оболонкою (третє дослідження)

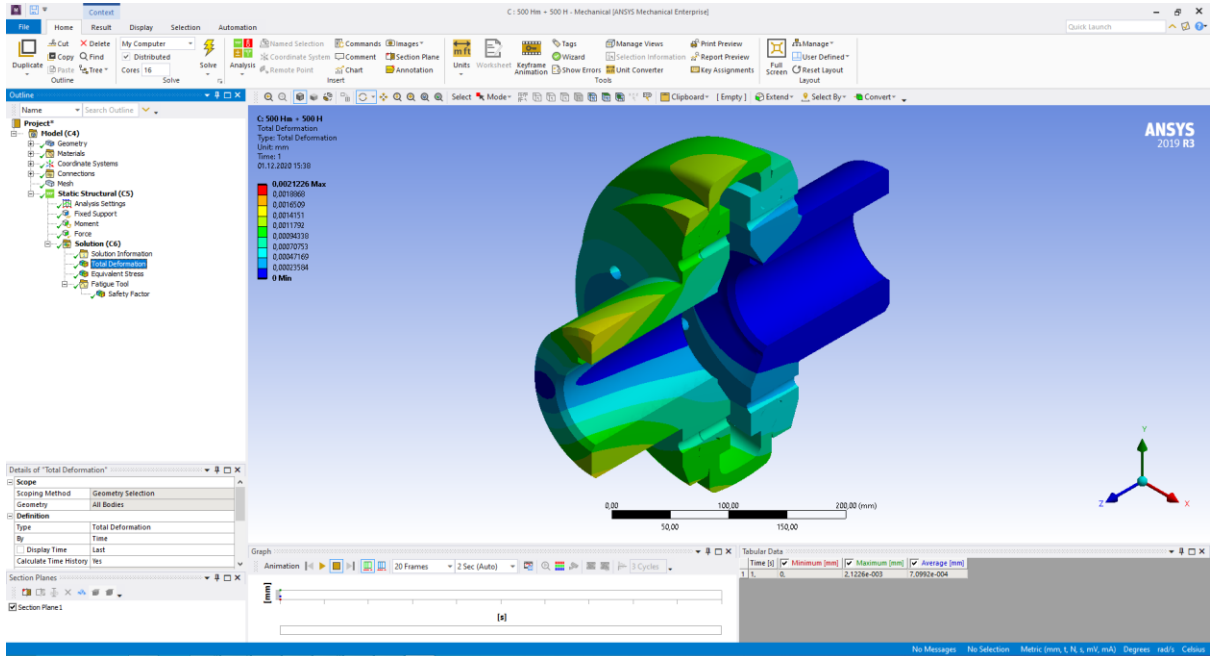


Рисунок 3.13 Абсолютні переміщення елементів муфти під дією крутного моменту та радіальної сили (третє дослідження)

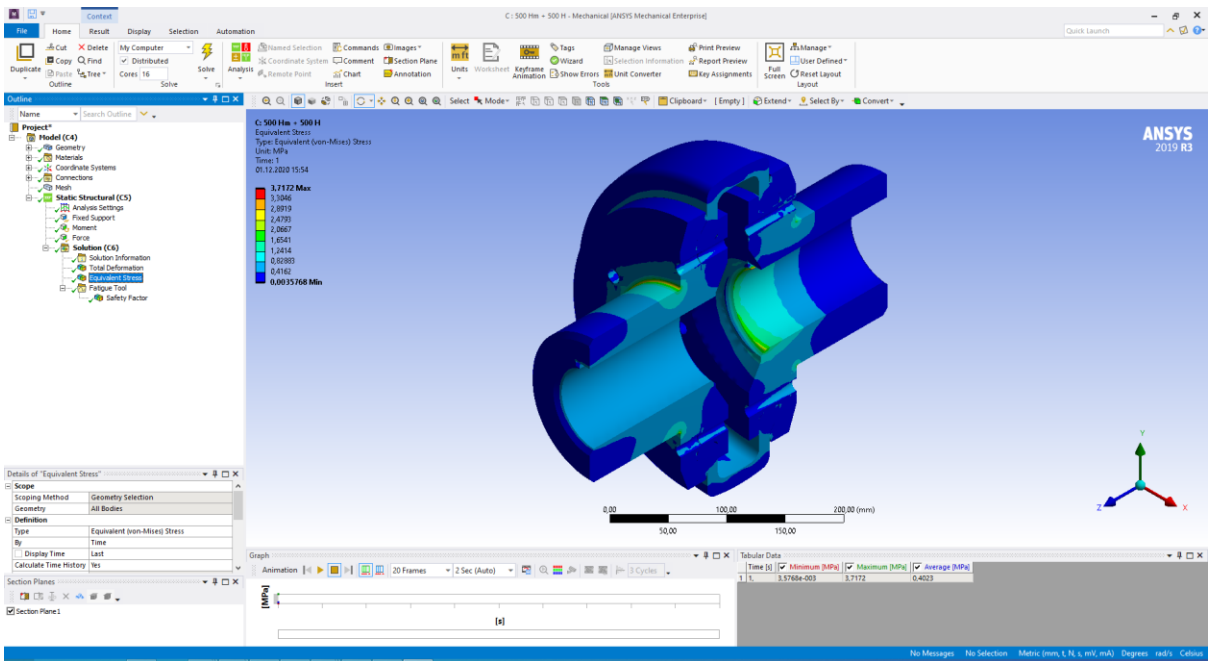


Рисунок 3.14 Епюри розподілу напружень Von Mises під дією крутного моменту та радіальної сили (перше дослідження)

Четверте дослідження. На муфту діють крутний момент та повздовжня (осьова) сила.

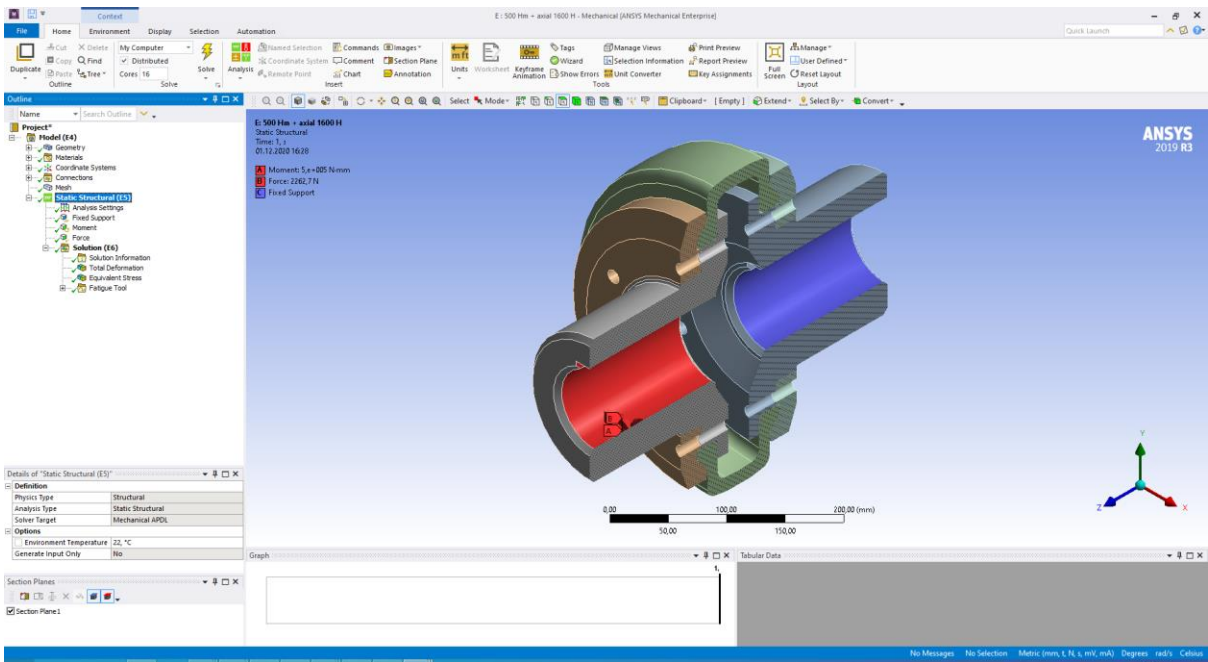


Рисунок 3.15 Твердотільна модель пружної муфти з тороподібною оболонкою (в розрізі) - четверте дослідження

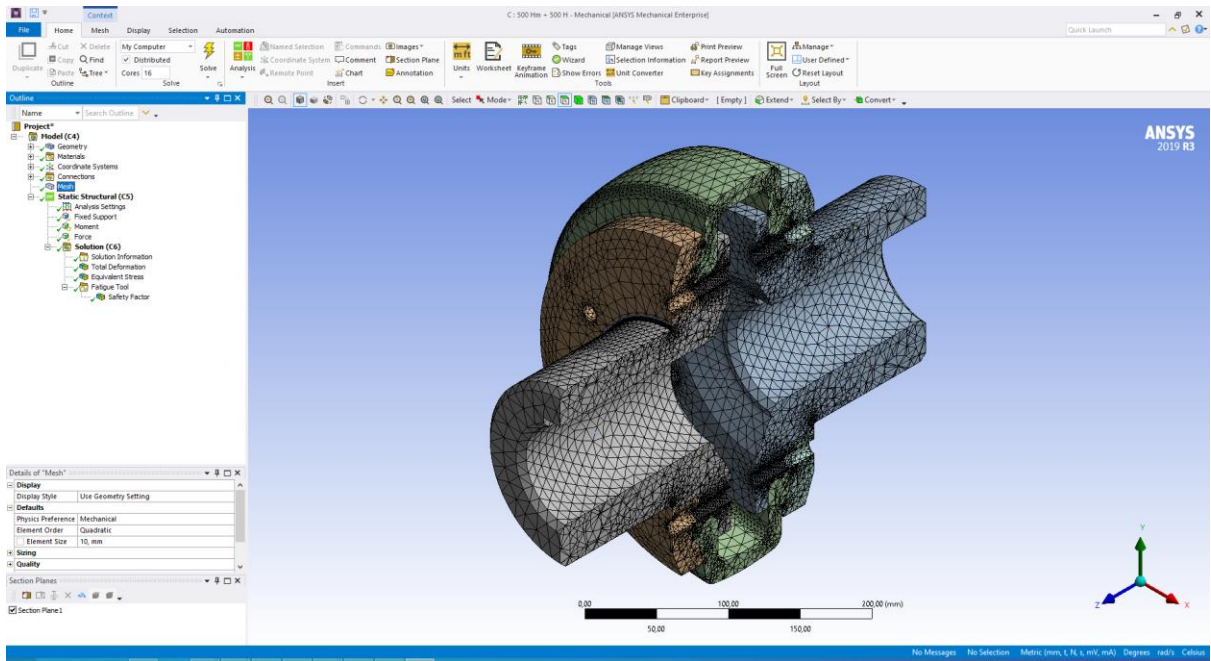


Рисунок 3.16 Кінцево-елементна сітка поділу моделі пружної муфти з тороподібною оболонкою (четверте дослідження)

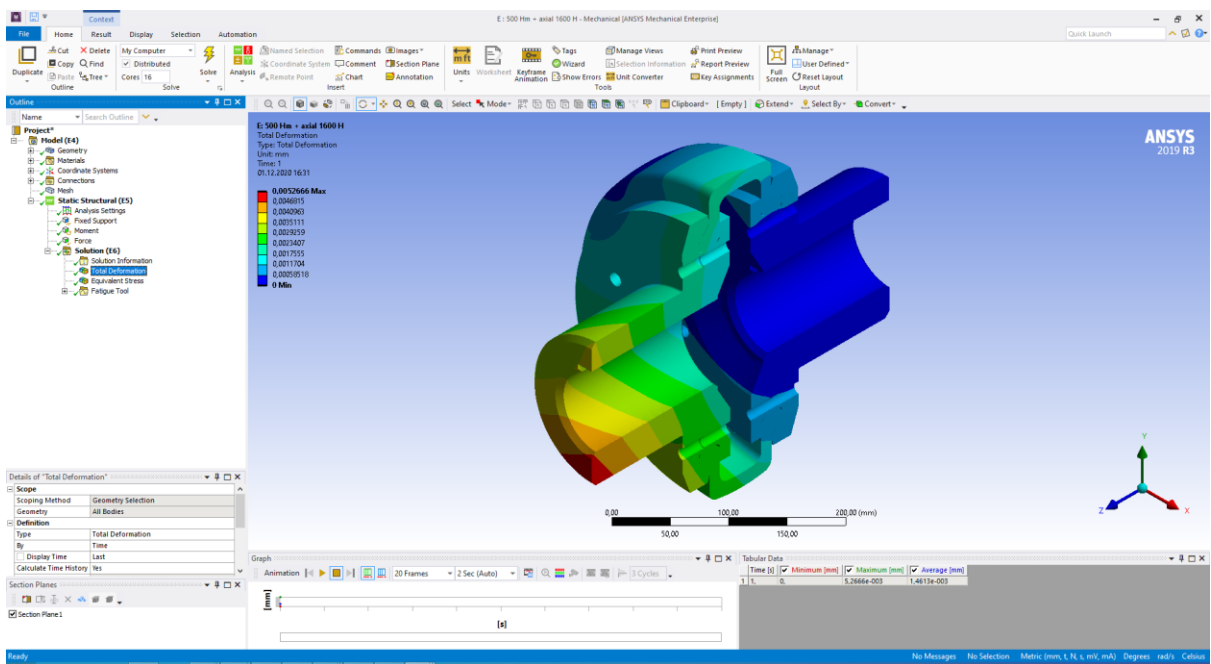


Рисунок 3.17 Абсолютні переміщення елементів муфти під дією крутного моменту та осової сили (четверте дослідження)

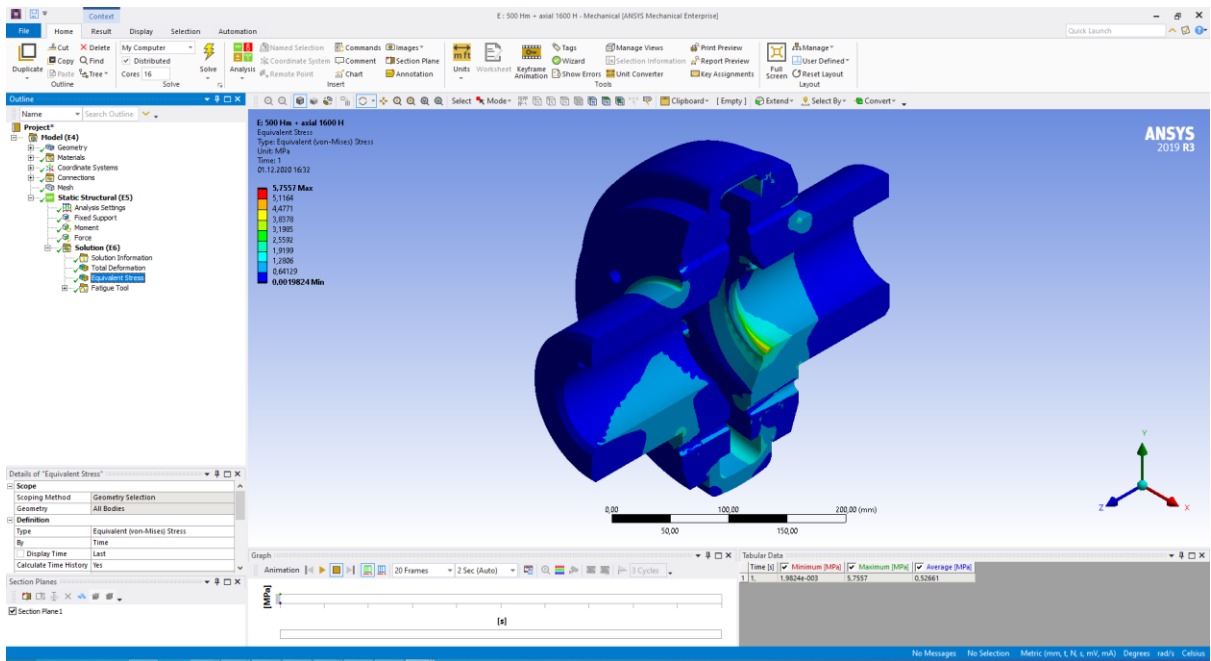


Рисунок 3.18 Епюри розподілу напружень Von Mises під дією крутного моменту та осової сили (четверте дослідження)

П'яте дослідження. На муфту діють крутний момент, радіальна та повздовжня сили.

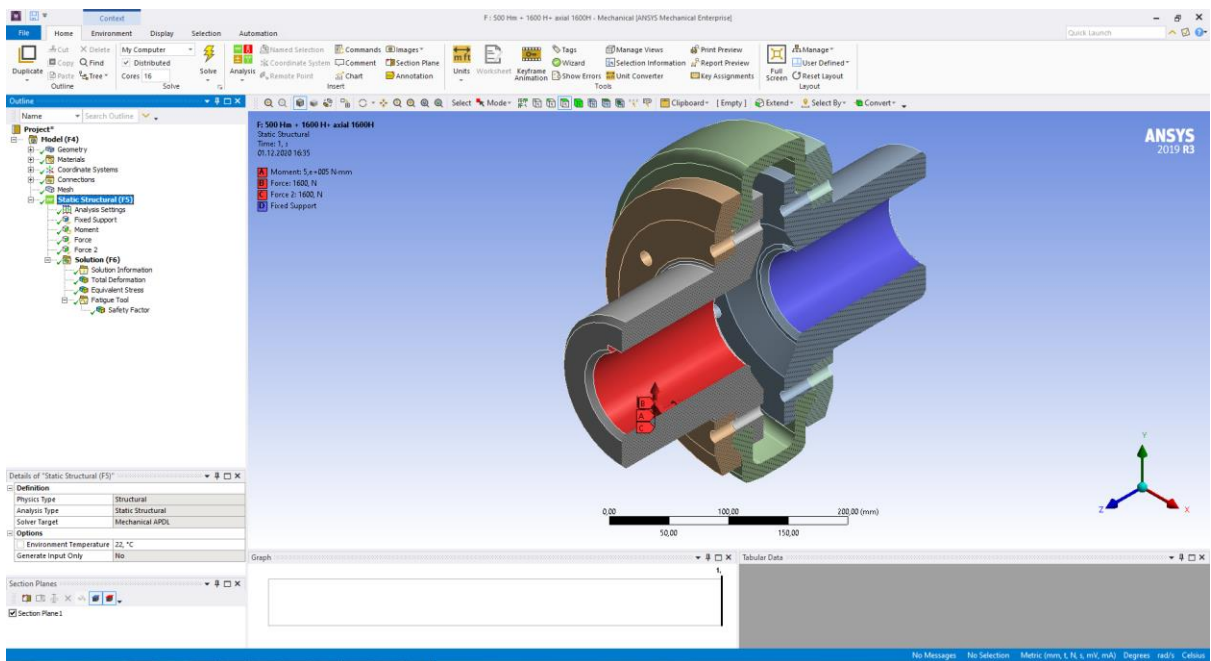


Рисунок 3.19 Твердотільна модель пружної муфти з тороподібною оболонкою (в розрізі) – п'яте дослідження

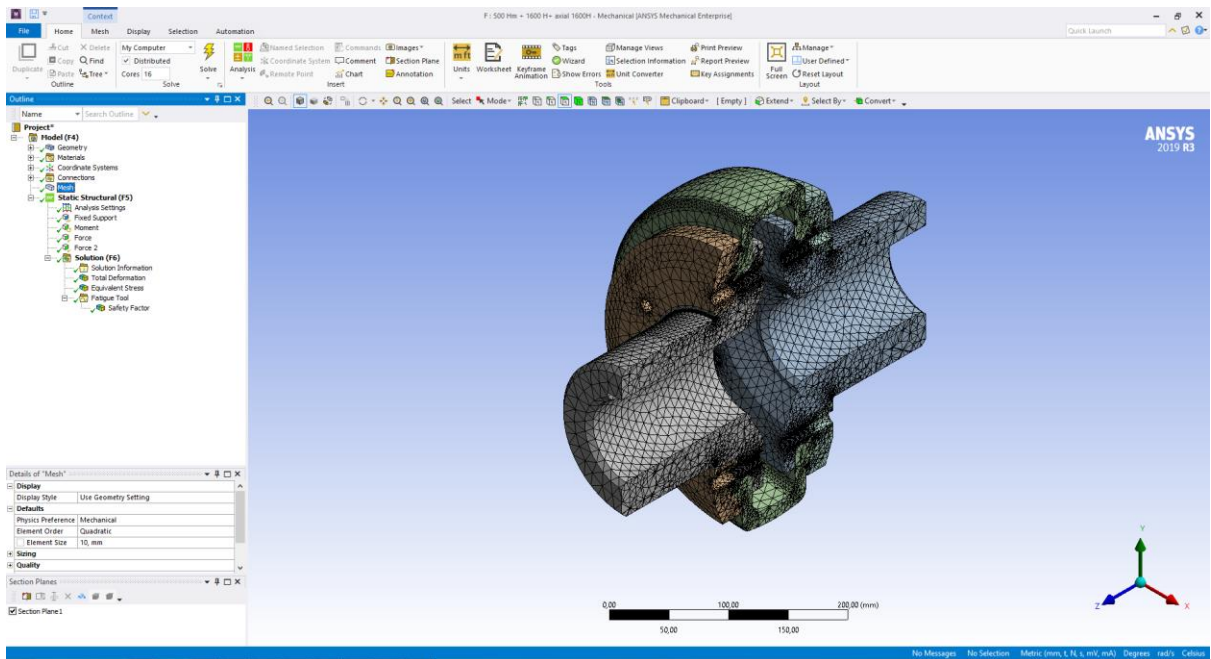


Рисунок 3.20 Твердотільна модель пружної муфти з тороподібною оболонкою (в розрізі) – п'яте дослідження

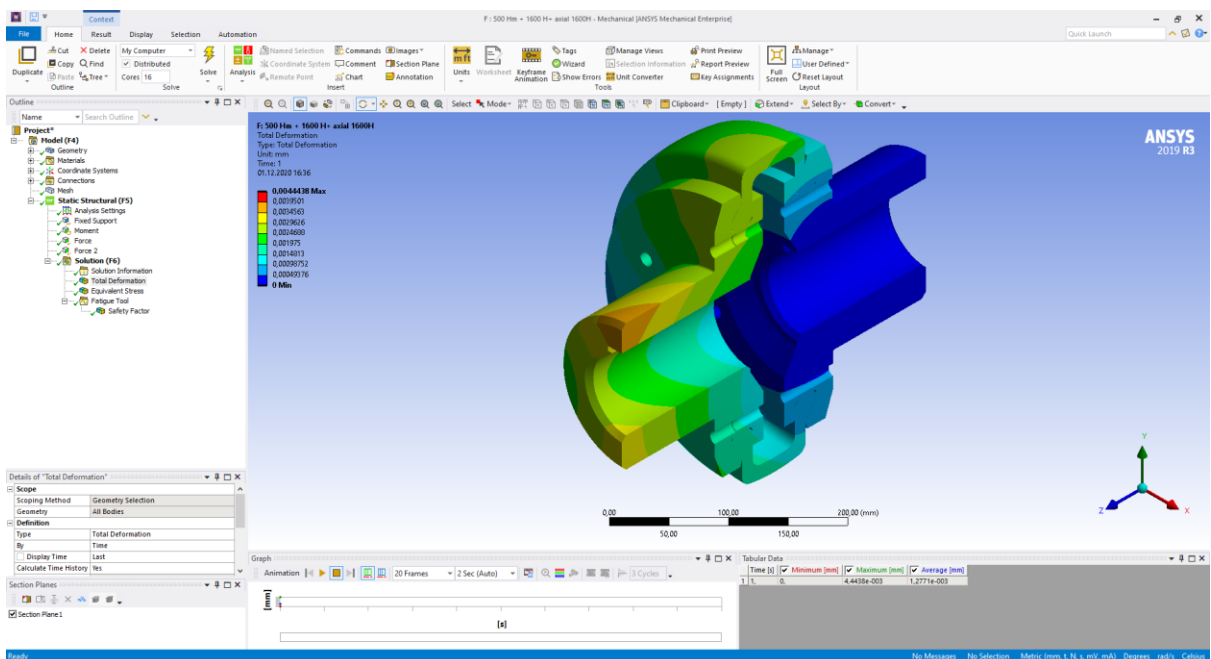


Рисунок 3.21 Абсолютні переміщення елементів муфти під дією крутного моменту, радіальної та осової сили (п'яте дослідження)

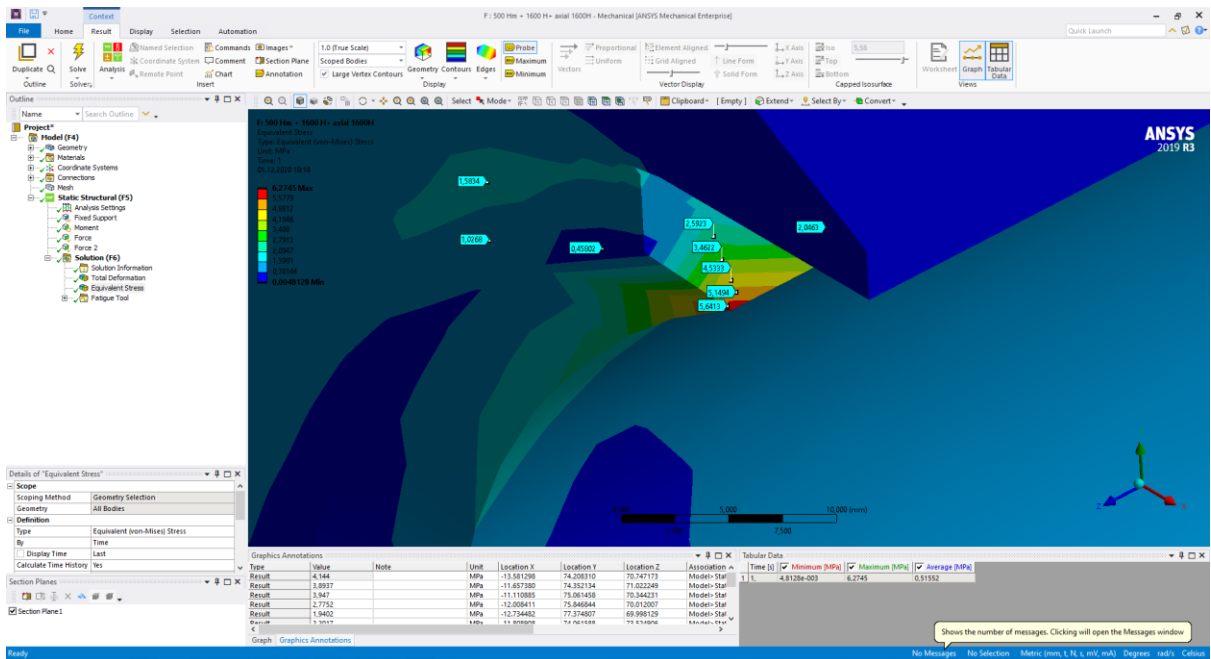


Рисунок 3.22 Концентратори переміщення елементів муфти під дією крутного моменту, радіальної та осьової сили (п'яте дослідження)

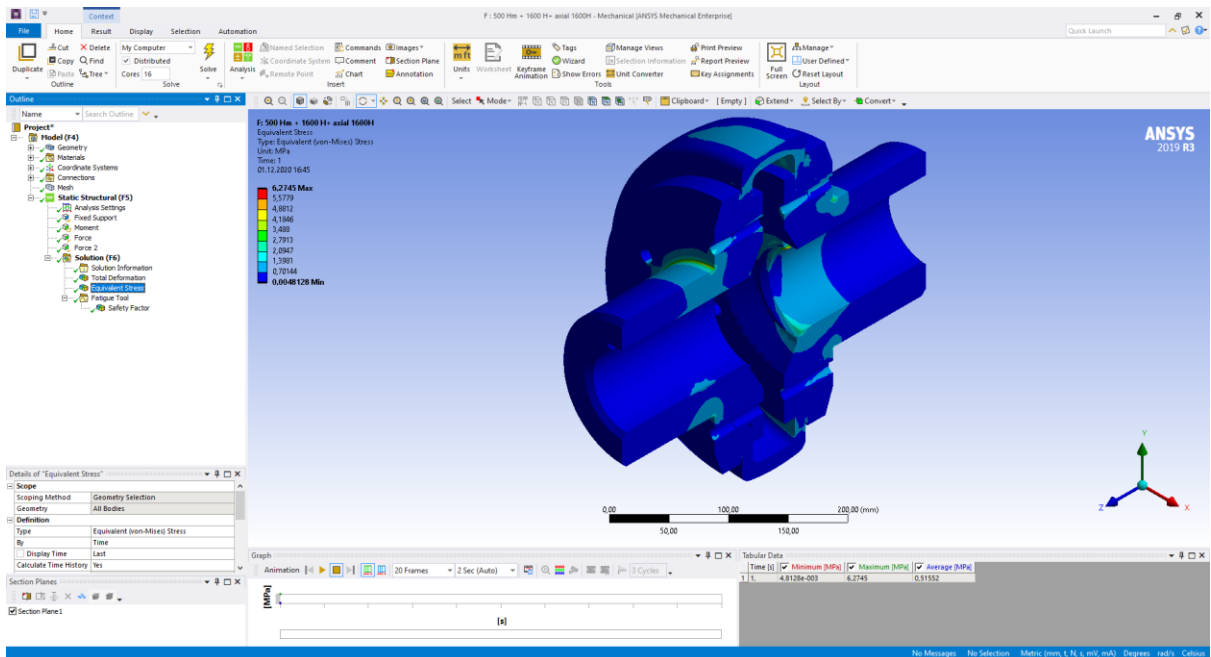


Рисунок 3.23 Епюри розподілу напружень Von Mises під дією крутного моменту, радіальної та осьової сил (п'яте дослідження)

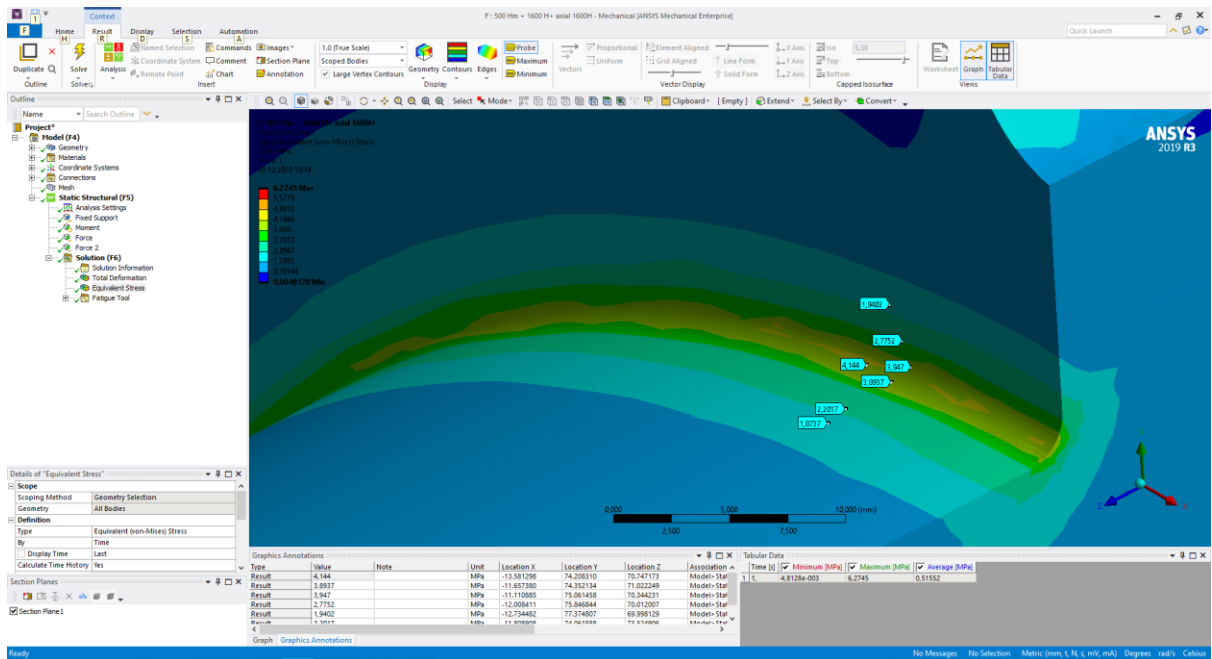


Рисунок 3.24 Концентратори напружень на епюрі розподілу напружень Von Mises під дією крутного моменту, радіальної та осьової сил (п'яте дослідження)

Таблиця 3.2 Результати досліджень пружної муфти з тороподібною оболонкою

Результуючі параметри отримані в ході дослідження						
Варіант дослідження	Переміщення, м			Напруження, МПа		
	мін	середнє	макс	мін	середнє	макс
1	0	$6,562 \cdot 10^{-4}$	$1,295 \cdot 10^{-3}$	$2,391 \cdot 10^{-3}$	0,394	3,369
2	0	$2,099 \cdot 10^{-3}$	$4,144 \cdot 10^{-3}$	$7,649 \cdot 10^{-3}$	1,2613	10,782
3	0	$7,099 \cdot 10^{-4}$	$2,123 \cdot 10^{-3}$	$3,577 \cdot 10^{-3}$	0,402	3,7172
4	0	$1,278 \cdot 10^{-3}$	$4,443 \cdot 10^{-3}$	$1,982 \cdot 10^{-3}$	0,527	5,756
5	0	$1,461 \cdot 10^{-3}$	$5,267 \cdot 10^{-3}$	$4,813 \cdot 10^{-3}$	0,516	6,274

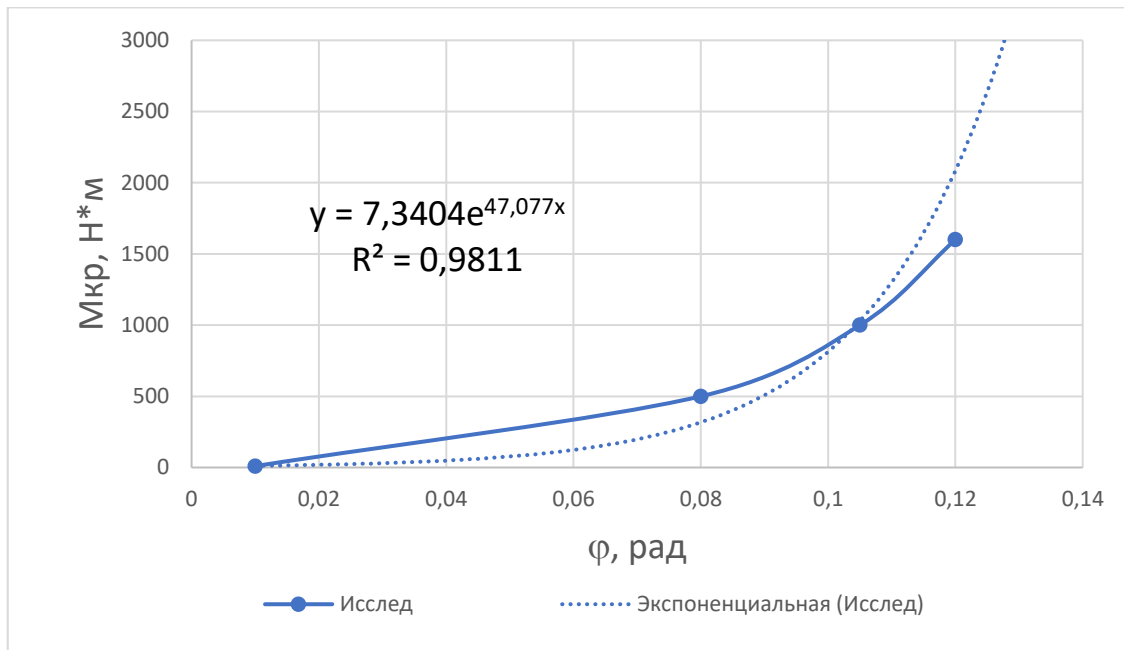


Рисунок 3.25 Залежність кута закручування моделі пружної муфти з тороподібною оболонкою від крутного моменту

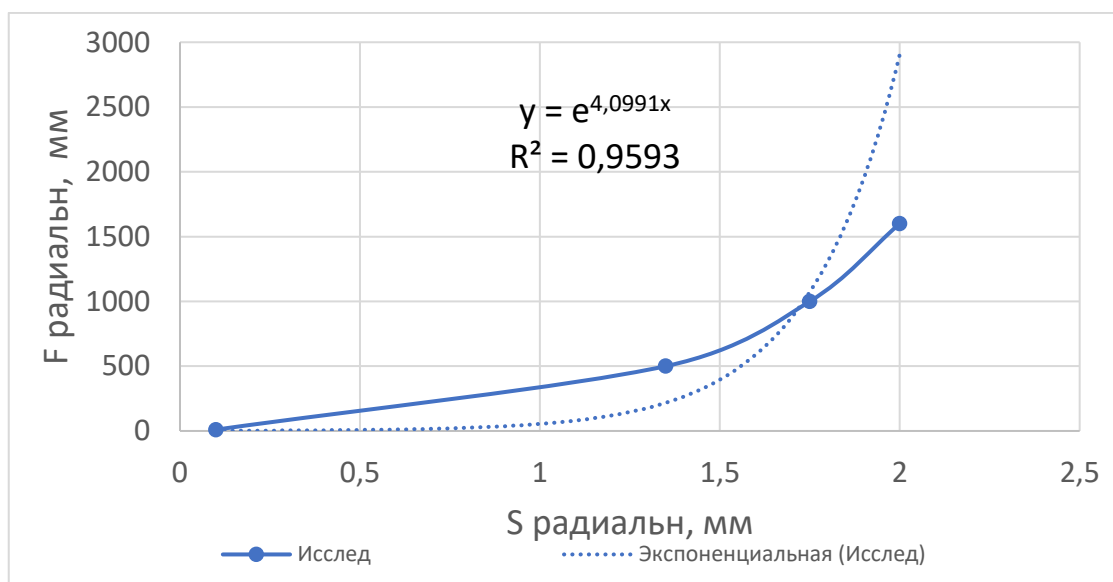


Рисунок 3.26 Залежність радіального переміщення моделі пружної муфти з тороподібною оболонкою від радіальної сили

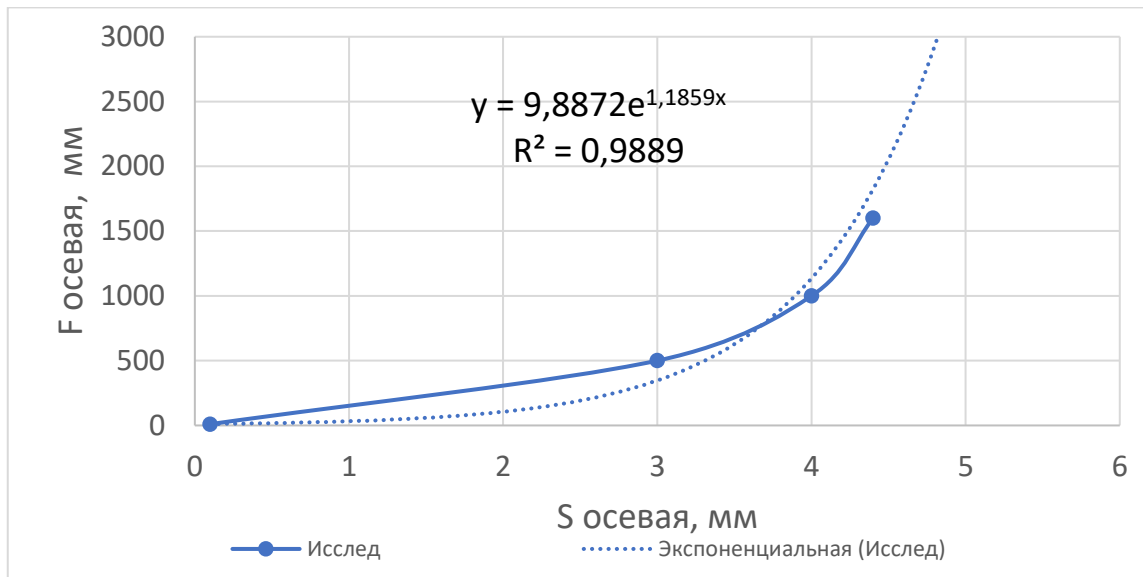


Рисунок 3.27 Залежність осевого переміщення моделі пружної муфти з тороподібною оболонкою від осевої сили

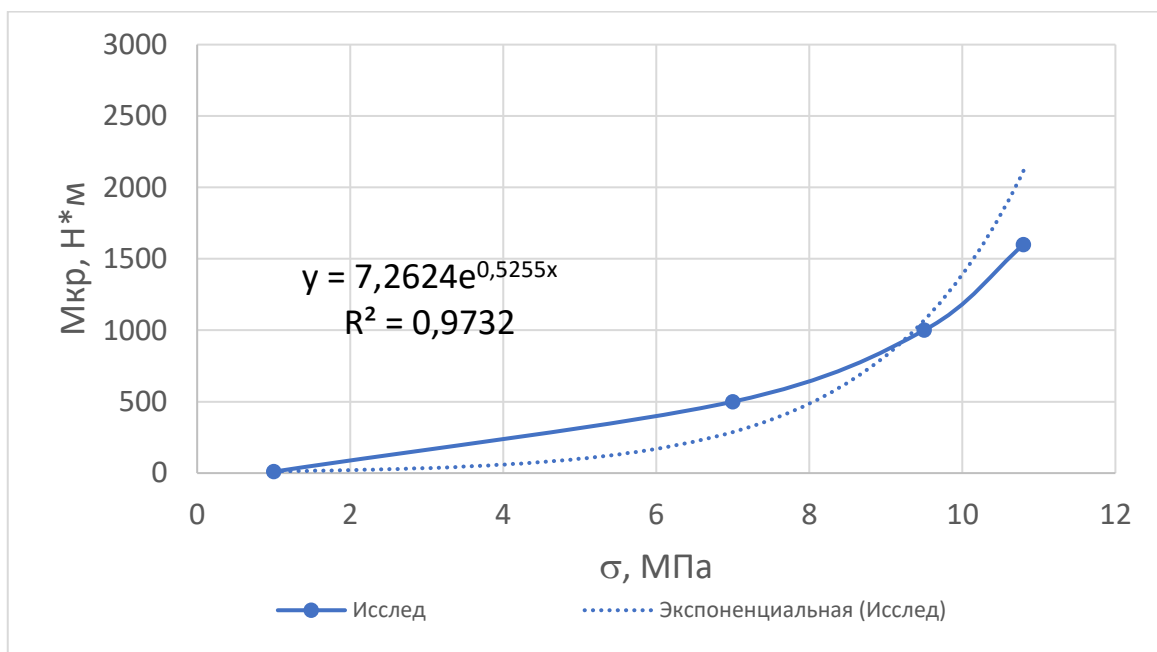


Рисунок 3.28 Залежність напружень моделі пружної муфти з тороподібною оболонкою від крутного моменту

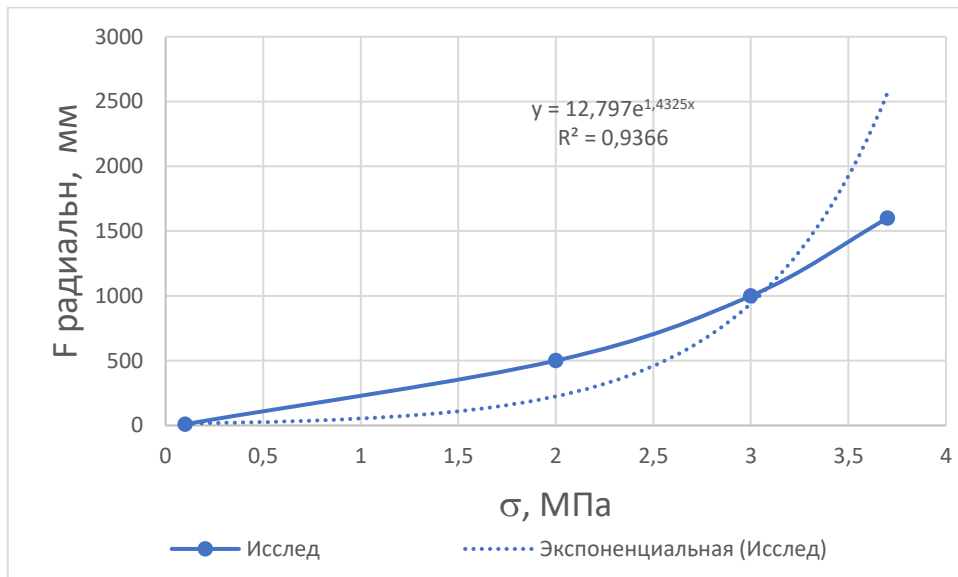


Рисунок 3.29 Залежність напружень моделі пружної муфти з тороподібною оболонкою від радіальної сили

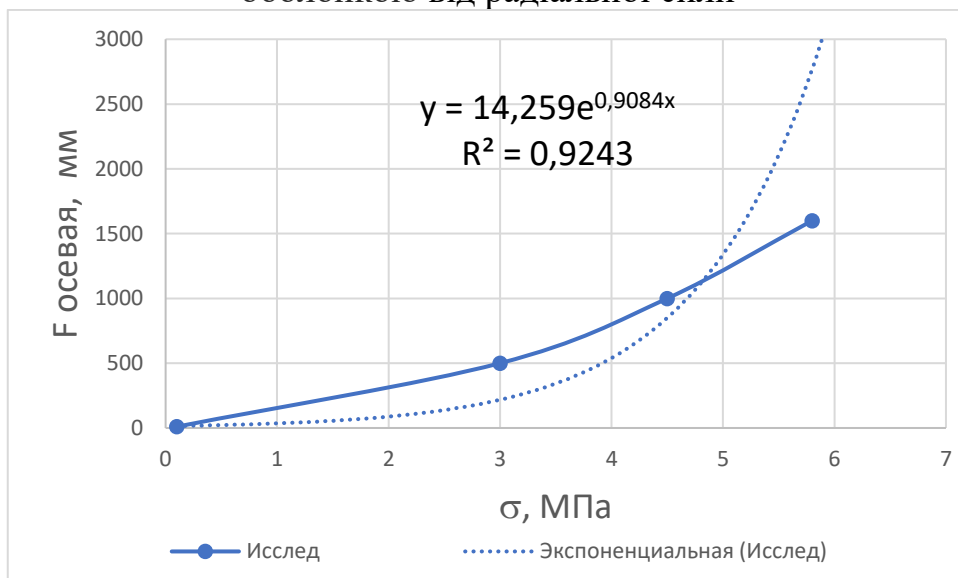


Рисунок 3.30 Залежність напружень моделі пружної муфти з тороподібною оболонкою від осової сили

Провівши дослідження взаємозв'язків кута закручування пружної муфти з тороподібною оболонкою від крутного моменту, отримали експоненційну залежність, яка свідчить про наявність критичного значення крутного моменту, після якого кут закручування не змінюється. При подальшому збільшенні крутного моменту виникають зони накопичення ушкоджень.

В свою чергу зовнішні радіальні та осеві сили призводять, відповідно до радіальних та осевих зміщень полумуфт. Встановлено, що при однакових значеннях, осеві сили мають більший вплив на виникнення переміщень та в подальшому до появи ушкоджень ніж радіальні.

4. Охорона праці та техногенна безпека

4.1. Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Для виробництва вугільних, графітованих виробів на основі вуглецю на ПАТ "Укрграфіт" використовується вугілля, коксу - кам'яновугільні, нафтові, пекові, смоляні, а також повернення електродного виробництва, що представляють собою суміш обпаленій вуглецевих матеріалів.

В якості основного сполучного речовини для формування і цементування подрібнених матеріалів застосовують кам'яновугільний середньотемпературна пек. До складу електродних мас входить до 30% кам'яновугільного пеку.

У вигляді допоміжних матеріалів при виготовленні електродів знаходять застосування - коксовий горішок, пісок формувальний, опилки деревні, окалина металева, коксовий дріб'язок і ін.

Пек кам'яновугільний надходить на завод в залізничних цистернах в розігрітому рідкому стані (при необхідності застосовується електропідігрів) і зливається в ємності складу пеку, де в пекоплавителях підігрівається і подається по системам трубопроводів в Змішувальна-пресовий цех.

Кам'яновугільний пек являє собою продукт термічної переробки кам'яновугільних смол коксування кам'яного вугілля. Хімічний склад пеку до теперішнього часу повністю не вивчений. Число хімічних речовин в пеку коливається від 1800 до 5000. В даний час достовірно встановлено канцерогенна небезпека пекової пилу і возгонов (смолистих речовин) пеку. Наявність 3,4 бенз (а) -пірена в кам'яновугільному пеку може досягати до 1,5% від загальної маси. Зміст пекової пилу і смолистих речовин пеку в повітрі робочої зони регламентується вмістом 3,4 бенз (а) пірену. Гранично допустима концентрація (ГДК) в повітрі робочої зони 0,15 мкг / г, смолистих речовин пеку за вмістом 3,4 бенз (а) пірену для ПАТ "Укрграфіт" 0,2 мг / м³.

До небезпечних факторів належать фактори, які можуть в певних умовах

призвести до травми або викликати гостре порушення здоров'я.

шкідливі - фактори, що роблять негативний вплив на працездатність і викликають професійні захворювання, і інші негативні наслідки.

Дроблення попереднє. При виконанні даної операції застосовується обладнання: дробарка щекова СМ-16Д і дробарка зубчаста тривалкових ДДЗ-6, а також установка для роздавлювання повернень. В ході виконання дроблення утворюється пил вуглецева. Концентрація пилу 29,9 мг / м³ при ГДК 6,0 (перевищення ГДК на 23,9 мг / м³ або в 4,98 рази).

Мікрокліматичні умови такі: відносна вологість повітря 83% при допустимому значенні 75% в перехідний період року, швидкість руху повітря 0,286 м / с, що відповідає допустимим нормам температури в робочій зоні виробничих приміщень в холодний і перехідний період року, при температурі поза постійних робочих місць 200С.

При роботі даного обладнання має місце шум, що перевищує допустимий рівень (80 дБ (А)) і фактично рівний 91 дБ (А). Машиніст - млинів, який виконує дану роботу, використовує ватяні вушні заглушки. Із засобів індивідуального захисту використовуються спецодяг, каска, респіратор типу «пелюстка».

Дроблення, розмелювання - розсівання. Після прожарювання матеріал проходить стадії дроблення на дробарках молоткових типу СМД-147, розмелювання на млинах кульових типу ШБМ 220 \ 330 і розсівання на грохотах вібраційних двухдечний типу ГИЛ-32, однодечних типу ГВ-06 і барабанному.

Цю операцію виконують машиністи млинів. Процес дроблення, розмелювання - розсівання проходить з виконанням операцій механізованим способом, максимально усуваючи застосування ручних операцій для виключення можливості травматизму і фізичного перенапруження.

Шкідливі виробничі фактори: запиленість вплив пилу вуглецевої. Фактичний рівень запиленості дорівнює 29,9 мг / м³ при ГДК 6,0 мг / м³ (перевищення на 23,9 мг / м³ або в 4,98 рази).

Мікрокліматичні умови - допустимі за рівнем температури 200С (при зовнішньої 200С), швидкості руху повітря 0,33 м / с. Значення відносної

вологості не відповідає допустимим нормам в робочій зоні виробничих приміщень в холодний і перехідний період року.

Має місце загальна технологічна горизонтальна вібрація (при роботі стаціонарних машин і передач на робочі місця) по осях X і Y. Рівень вібрації не перевищує гігієнічних норм вібрації, що впливає на людину у виробничих умовах відповідно до ГОСТ 12.1.012-78.

При роботі кульових млинів рівень постійного широкосмугового шуму дорівнює 103 дБ (А) (ДУ-80), що перевищує в 1,29 рази допустимий рівень звукового тиску в октавних смугах частот згідно ГОСТ 12.1.003-83. Для захисту органів слуху застосовуються ватяні вушні заглушки і спеціальні навушники.

Освітлення штучне загальне зі значенням 200 лк. Це значення для виконання даної операції є оптимальним.

В цеху спостерігається високий рівень пилу й загазованості повітря. Зміст шкідливих речовин у повітрі робочої зони у вигляді газу, пари і пилу не повинні перевищувати встановлені ПДК. При перевищенні ПДК можливі бронхіальна астма, емфізема легенів, рак дихальних шляхів.

Таблиця 4.1 - Технологічна карта умов праці для чергового і ремонтного слюсаря

Фактори	Нормативне значення, ПДК, ПДУ	Фактичне значення	III клас шкідливих і небезпечних умов і характер праці			Час дії фактора % за зміну
			1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь	
I. Шкідливі хімічні речовини, мг/м ³						
1 клас безпеки						
Ангидрид хромовий	0,01	0,020	2			83,1
2 клас безпеки						
Марганцю оксиди	0,3	0,56	1,87			83,1
3-4 клас безпеки						
Масла мінеральні	5,0	6,5	1,3			83,1
Азоту діоксид	2,0	4,0	2			83,1
II. Пил переважно фіброгенної дії, мг/м ³						
Зміст кремнію діоксиду – 2,5%	4,0	26,4			6,6	83,1
III. Шум, Дб	80	93		13		100
IV. Мікроклімат в приміщенні						

- температура повітря, °С	16-27	42		20,5		83,1
- швидкість руху повітря, м/сек	0,2-0,5	0,27				83,1
- інфрачервоне випромінювання, Вт/м ²	140			860		79,8
V. Робоча поза						
Нахил корпусу в просторі, обумовлений технологічним процесом	28,1%	30%				
Кількість чинників			4	3	1	

4.2 Заходи з поліпшення умов праці

Робочі місця чергового і ремонтного слюсаря мають в наявності: один фактор третього ступеня, три фактора другого ступеня, чотири фактора першого ступеня небезпеки. За показниками робоче місце належить до шкідливих і важких умов праці, що відповідає показникам списку №1 пункт 1.

Робочий має право виходу на пенсію за списком №1. Згідно зі списком №1: пенсійний вік на пільгових умовах для чоловіків становить 50 років, для жінок 45 років, дається додаткова відпустка 14 днів і молоко.

Шкідливості і небезпеки цеху відносяться до фізичної групі ГОСТ 12.4103-83. До цієї групи належать пил, шум, зміни температури всередині цеху.

У таблиці 4.2 наведені фактори виробничого середовища трудового процесу і заходи щодо їх усунення, які мають місце на ділянці чистових клітей.

Таблиця 4.2 - Технічні заходи захисту від впливу шкідливих факторів виробничого середовища

№ п/п	Небезпечний або шкідливий фактор виробничого середовища	Захисний пристрій	Тип пристрою	Параметри пристрою	Місце установки
1	Запиленість	Витяжна вентиляція	КСЗ	Q=115000 м ³ /ч -	У місцях створення пилу
2	Запиленість	Респіратор СІЗОД	Njgjkм-2	≤ 10г/м ³	Індивідуально
3	Шум	Навушники протишумні, беруші		Годин до 110дБ	Індивідуально

№ П/П	Небезпечний або шкідливий фактор виробничого середовища	Захисний пристрій	Тип пристрою	Параметри пристрою	Місце установки
4	Температура у холодний період Температура у теплий період року	Утеплена куртка, ватяні штани, костюм з х / б тканини, черевики костюм з х / б тканини, черевики	Тн Ти	По росту робочого -	Індивідуально
5	Шкідливі хімічні речовини	Теж що і при запиленості + костюм х / б, рукавиці	Пм	-	Індивідуально

Всі працівники цеху безкоштовно забезпечені спецодягом, спецвзуттям та засобами індивідуального захисту. До складу спецодягу входять: костюм х / б тканини, черевики, в зимовий час видається утеплена куртка і ватні штани (ГОСТ 12.4.103 - 83)

4.3 Виробнича санітарія

4.3.1. Опалення та вентиляція

Під вентиляцією розуміють систему заходів і пристроїв, призначених для забезпечення на робочих місцях, в робочих і обслуговується зонах приміщень метеорологічних умов та чистоти повітряного середовища. Залежно від способу переміщення повітря розрізняють природну і механічну вентиляцію. Для усунення осідання пилу в приміщенні, зменшення її кількість в повітрі, все обладнання закрито парасолями (витяжна вентиляція), з'єднаними за допомогою повітропроводів з пристроями для очищення повітря. Також в прольоті металургійних ділянок встановлюють природну вентиляцію повітря. У такому вигляді вентиляція повітря надходить і видаляється через щілини вікон, дверей, воріт, ліхтарів.

Опалення побутових приміщень здійснюється за допомогою панелей

(батареї) в яких в якості теплоносіїв використовують пар. Опалення побутових приміщень здійснюється від цеху тепловодопостачання (БНіП 2.04.05-91).

Норми мікроклімату на постійних робочих місцях вказані в таблиці 4.3.

Таблиця 4.3 - Значення допустимих параметрів повітряного середовища в робочих зонах приміщень

Період року	Категорія роботи по тяжкості	Період року			Температура повітря в непостійних робочих місцях, °С
		на постійних робочих місцях			
		температура повітря, °С	відносна вологість повітря, %	швидкість руху воздуха, м/с	
Холодний	середньої важкості Пб	21	75	0,2	15
Холодний	тяжка ІІІ	19	75	0,3	13
Теплий	середньої важкості Пб	27	70	0,4	21
Теплий	тяжка ІІІ	26	75	0,5	19

4.3.2 Природне і штучне освітлення

Для створення сприятливих умов праці важливе значення має освітлення. Незадовільне освітлення ускладнює проведення робіт, веде до зниження продуктивності праці і працездатності очей і може бути причиною нещасних випадків і їх захворювань.

Характеристика приміщення ділянки чистової групи клітей:

- характер робіт - середня точність;
- розмір об'єкта розпізнавання, мм - від 1 до 5;
- розряд зорової роботи – V;
- подразряд роботи - В;
- контрастність об'єкта розпізнавання - середня;
- фон – середній.

Для ремонту обладнання передбачено штучне освітлення.

На промислових підприємствах штучне освітлення підрозділяється на робоче (для проведення робіт в темний час доби або в місцях без достатнього

природного освітлення), аварійне (для проведення роботи при аварійному відключенні робочого освітлення), евакуаційне (аварійне освітлення для евакуації людей з приміщення при аварійному відключенні робочого освітлення) і охоронне. При необхідності частина світильників того чи іншого виду освітлення може використовуватися для чергового освітлення.

Штучне освітлення проектується двох систем: загальне (рівномірне або локалізоване з урахуванням розташування робочих місць) та комбіноване, коли до загального освітлення додається місцеве. Застосування одного місцевого освітлення не допускається, так як різкий контраст між яскраво освітленими і неосвітленими місцями стомлює очі уповільнює швидкість роботи і нерідко є причиною нещасних випадків. На ділянці є дугові ртутні лампи типу ДРЛ-400, ДРЛ-100. Для ламп використовуються світильники типу: «Універсал», «Астра».

На ділянці використовується природне і штучне освітлення.

Прийнята система природного освітлення - бічна.

Слюсар повинен мати V розряд зорової роботи. При загальній системі освітлення освітленість складає $E = 150$ лк.

Значення КПО, яке визначається з урахуванням зорової роботи становить $e = e(\text{III}) = 1,8$ - при бічному освітленні, без стійкого снігового покриву.

Коефіцієнт світлового клімату $m = 0,9$. Коефіцієнт сонячності клімату $z = 0,85$. Нормований коефіцієнт природної освітленості

$$e_n = e \cdot m \cdot z = 1,5 \cdot 0,8 \cdot 0,7 = 1,38 \%. \quad (4.1)$$

Аварійне освітлення для продовження роботи

$$E_{\text{ав.раб.}} = 10\% \cdot E = 0,1 \cdot E = 0,1 \cdot 150 = 15 \text{ лк.} \quad (4.2)$$

Аварійне освітлення для евакуації людей

$$E_{\text{ав.эв.}} = 5\% \cdot E = 0,05 \cdot E = 0,05 \cdot 150 = 7,5 \text{ лк.} \quad (4.3)$$

4.3.3 Побутові і допоміжні приміщення

Відповідно до вимог СНіП 2-92-75 та БНіП 11-4-79 в цеху передбачені побутові та допоміжні приміщення: душові, роздягальні, умивальники, пункти харчування, санвузли. Норми забезпечення цеху санітарно-побутовими приміщеннями і пристроями представлені в таблиці 4.4.

Умивальники і душові розміщують в окремих приміщеннях, суміщених з гардеробами. При виробничих процесах зі значними тепловиділеннями передбачаються окремі додаткові умивальники з душовими сітками. Умивальники встановлюються з розрахунку 10 чоловік на 1 кран. У гардеробних, при закритому способі зберігання, число місць для зберігання має дорівнювати кількості працюючих в усіх змінах.

Таблиця 4.4 - Норми забезпечення цеху санітарно-побутовими приміщеннями і пристроями

№ п/п	Найменування	Одиниці виміру	Вимога по нормам, СНіП 2-92-76	Фактична кількість
1.	Душові	Шт.	50	30
2.	Умивальники	Шт.	17	10
3.	Санвузли	Шт.	24	22
4.	Кімната особистої гігієни жінок	Шт.	8	8
5.	Штучна вентиляція для робочих місць	Шт.	102	100
6.	Медпункт	Шт.	1	1
7.	Їдальня	Шт.	1	1
8.	Буфет	Шт.	2	2

4.3.4 Виробничий шум і вібрація

За походженням шум буває механічний, що виникає в результаті тертя вузлів і деталей механізмів і машин на холостому і робочому ходу; гідродинамічний, що виникає при великих швидкостях руху потоків повітря,

газів, рідин; імпульсний, що виникає в результаті зіткнення твердих тіл; термічний, що генерується при згорянні палива в горілчаних і форсункових пристроях.

Шум різної інтенсивності і частоти, який тривалий час впливає на роботу, призводить до зниження гостроти слуху, а згодом до розвитку професійної глухоти. Шум також негативно впливає на фізіологічні функції організму людини. Будучи зовнішнім подразником, який сприймається і аналізується корою головного мозку, шум призводить до перенапруження центральної нервової системи і розладу функцій внутрішніх органів і систем людини.

Основним джерелом шуму в цеху є обертові частини механізмів та агрегатів. Для зменшення шуму в цеху в джерелі його утворення замінюють ударні взаємодії деталей безударними, зворотно-поступальні рухи - обертальними; демпфують коливання, привода стрічкових, пластинчастих конвеєрів, для чого зіштовхуючі деталі і окремі вузли агрегатів сполучаються з матеріалами, що мають велике внутрішнє тертя: гумою, пробкою, бітумом, бітумними картонами, азбестом і ін. Зменшують інтенсивність вібрацій деталей агрегатів шляхом облицювання цих поверхонь, в приводах механізмів встановлюють пружні еластичні муфти.

Для ослаблення вібрацій всі агрегати, що створюють вібрації (робочі машини, двигуни, вентилятори і т. п.). Встановлюють на самостійних фундаментах, або на спеціально розрахованих амортизаторах зі сталевих пружин чи пружних матеріалів. Для ослаблення передачі вібрацій і шуму по повітряводам і трубопроводах приєднання їх до вентиляторів і насосів вирободиться за допомогою гнучкої вставки з прогумованої тканини або гумового патрубку.

4.3.5 Виробничі випромінювання

Температурний режим у виробничих приміщеннях або в ізольованих його частинах залежить від величини тепловиділень обладнання, агрегатів, нагрітих

напівфабрикатів і готової продукції, а також від сонячної радіації, що проникає в цех через відкриті і засклені прорізи. Частина тепла віддається назовні, а решта, так зване явне або надмірне тепло, нагріває повітря робочих приміщень.

Для поліпшення умов праці в гарячих цехах і захисту працюючих від теплового впливу застосовують такі способи: теплоізоляцію поверхонь, що випромінюють тепло, за допомогою водоохолоджуваних екранів, рам, щитів, завіс і ін.; теплоізоляцію та охолодження робочих місць (постів управління, кабін машиністів кранів та ін.); природну і механічну вентиляцію; повітряне охолодження замкнутих просторів печей, що знаходяться в ремонті; водорозпилені на робочих місцях і в припливних віконних проємах; спецодяг та індивідуальні захисні пристосування - щитки, екрани, окуляри, світлофільтри; раціональну організацію режиму праці і відпочинку.

Ефективним засобом зниження шкідливого впливу теплових викидів є максимальне скорочення часу перебування нагрітого металу в виробничих приміщеннях.

4.4 Пожежна безпека

Дробильно - розмольно ділянку має категорію по пожежонебезпеці Г (не горючі речовини розпечені або розплавлені, і горючі речовини спалюються або утилізуються як паливо). Будівля дробильно - розмельного ділянки відноситься до II ступеня вогнестійкості (будівлі з несучими та огорожувальними конструкціями з природних або штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону із застосуванням листових і плитних негорючих матеріалів. В покритті будівель допускається застосовувати незахищені сталеві конструкції).

До первинних засобів пожежогасіння на заводі відносять: вогнегасники, пожежний інвентар (покривала з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики із піском, бочки з водою, пожежні відра, совкові лопати); пожежний інвентар (багри, ломи, сокири та ін.).

Цех має внутрішній протипожежний водопровід з пожежними кранами та рукавами. Цех має пожежні шунти, встановлені на ділянку цеху в комплект якого

входить: вогнегасники ОП - 93 шт., ящик з піском 1 шт., ломи 2 шт., багри 3 шт., лопати 2 шт.

У складських приміщеннях стоять бочки з водою місткістю 0,2 м³ з укомплектованими відрами місткістю 0,008 м³.

4.5. Розрахунок аерації цеху

Створення оптимальних метеорологічних і екологічних умов у виробничому приміщенні є складним завданням, рішення якого йде в наступних напрямках:

раціональне розміщення джерел теплоти, при охолодженні гарячих виробів, в спеціальних приміщеннях, що мають потужну вентиляційну систему;

механізація і автоматизація виробничих процесів шляхом впровадження механічного розвантаження, впровадження транспортних трубопроводів.

Метою розрахунку аерації цеху є визначення необхідної площі аераційних прорізів для забезпечення заданої температури повітря в робочій зоні. Розрахунок аерації проводиться для несприятливого режиму роботи, відповідно відсутності вітру і для теплого періоду року.

Вихідними даними є: кількість надлишкового тепла, в цеху $W_{\text{изб}} = 7500$ ккал/с; кількість питомих надлишкових тепловиделень $W_0 = 200$ ккал/м³·год; відстань між центрами припливних і витяжних отворів $H = 21$ м; висота від рівня підлоги до площини робочої зони $h_{\text{рз}} = 1,5$ м; температура припливного повітря $t_{\text{пр}} = 25$ °С; надлишкова температура повітря в робочій зоні $\Delta t_{\text{рз}} = 5$ °С.

1 Визначимо температуру повітря:

$$t_{\text{yx}} = \frac{\pi \cdot W_0^{2/9} \cdot \Delta t_{\text{рз}}^{2/3} \cdot h_{\text{рз}}^{2/9}}{H^{1/9}} + t_{\text{пр}} \quad (4.4)$$

Підставами вихідні дані в вираз (4.4), отримаємо:

$$t_{\text{вд}} = \frac{3,14 \cdot 200^{2/9} \cdot 5^{2/3} \cdot 1,5^{2/9}}{21^{1/9}} + 25 = 48 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2 Кількість припливного повітря, необхідного для асиміляції надлишків тепла:

$$G = \frac{W_{\text{изб}}}{0,24 \cdot (t_{\text{yx}} - t_{\text{пр}})} \quad (4.5)$$

Підставивши значення в (4.5), отримаємо:

$$G = \frac{7500}{0,24 \cdot (48 - 22)} = 1360 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

3 Розподіляємо повітрообмін між приточними отворами порівну

$$G_3 = G_1; \quad G_3 + G_1 = 1360$$

$$G_2 = G_2'$$

де G_1, G_3 – маси повітря, що проходять через припливні отвори;

G_2, G_2' – маси повітря, що проходять через витяжні отвори.

4 Середня температура в цеху:

$$t_{\text{cp}} = \frac{t_{\text{yx}} + t_{\text{пр}}}{2} \quad (4.6)$$

$$t_{\text{вд}} = \frac{48 + 25}{2} = 36,5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Середня щільність повітря в цеху:

$$\gamma_{\text{cp}} = 1,1404 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$$

5 Визначаємо площу отворів при затишності:

Наявний тиск:

$$\Delta p_{\text{T}} = H \cdot (\gamma_{\text{пр}} - \gamma_{\text{yx}}), \quad (4.7)$$

де $\gamma_{\text{yx}} = 1,105 \text{ кг/м}^3$ – щільність повітря, що видаляється;

$\gamma_{\text{пр}} = 1,197 \text{ кг/м}^3$ – щільність припливного повітря.

$$\Delta p_{\text{T}} = 21 \cdot (1,197 - 1,105) = 1,932 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (4.8)$$

Беручи різницю тисків на рівні нижніх отворів, маємо:

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 = \frac{\Delta p_T}{2} = \frac{1,932}{2} = 0,966 \frac{\text{кг}}{\text{м}^3} \quad (4.9)$$

Виходячи, що $G_1 = G_3$; $G_2 = G'_2$, знаходимо площі припливних і витяжних отворів.

$$F_1 = F_3 = \frac{G_1}{0,64 \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta p_1 \cdot \gamma_{\text{пр}}}}, \quad (4.10)$$

де $G_1 = 680 \text{ кг/с}$ – кількість повітря, що проходить через припливний отвір;

$g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння;

Δp_1 – різниця тисків на рівнях.

$$F_1 = \frac{680}{0,64 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,966 \cdot 1,197}} = 221 \text{ м}^2$$

$$F_2 = F'_2 = \frac{G_2}{0,64 \cdot \sqrt{2g \cdot \Delta p_2 \cdot \gamma_{\text{уд}}}} \quad (4.11)$$

Підставивши дані в (4.11), отримаємо:

$$F_2 = \frac{680}{0,64 \cdot \sqrt{2 \cdot 9,81 \cdot 0,966 \cdot 1,105}} = 230 \text{ м}^2$$

За результатами розрахунків видно, що для забезпечення прийнятної температури повітря в робочій зоні необхідно щоб площа припливних аераційних прорізів становила не менше 221 м^2 , а площа витяжних аераційних прорізів була не менше 230 м^2 .

ВИСНОВКИ

У магістерській роботі наведено огляд і аналіз існуючих дробарок ударної дії. Представлена технічна характеристика дробарок, пристрій, принцип роботи.

Наведено розрахунки найбільш навантажених вузлів і деталей молоткової дробарки: двигуна, вала ротора, підшипників кочення.

З'ясовано, що досягнення строгої співвісності валів пов'язане зі значною трудомісткістю і не завжди виправдане, а в окремих випадках і важко здійсненне. Не співпадіння осей валів обумовлюється відхиленнями на виготовлення деталей та збирання вузлів машин і призначаються залежно від характеру роботи. Далі будь-яка точність, досягнута при збиранні, в процесі роботи може бути порушена внаслідок вібрацій і деформацій валів і основи під навантаженням, осадки фундаменту, зміни температури і інших причин. З'єднання таких валів глухими муфтами неминуче призводить до виникнення значних додаткових навантажень на вали і опори, погіршенню роботи з'єднання, аж до виходу його з ладу.

Компенсуючі муфти значно зменшують додаткові навантаження на вали і опори. Чим менше додаткові навантаження, тим надійніше робота муфти і вузлів, що сполучаються. За цією ознакою повинна оцінюватися перевага тієї або іншої конструкції муфти.

Провівши дослідження взаємозв'язків кута закручування пружної муфти з тороподібною оболонкою від крутного моменту, отримали експоненційну залежність, яка свідчить про наявність критичного значення крутного моменту, після якого кут закручування не змінюється. При подальшому збільшенні крутного моменту виникають зони накопичення ушкоджень.

В свою чергу зовнішні радіальні та осьові сили призводять, відповідно до радіальних та осьових зміщень напівмуфт. Встановлено, що при однакових значеннях, осьові сили мають більший вплив на виникнення переміщень та в подальшому до появи ушкоджень ніж радіальні.

ЛІТЕРАТУРА

1. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Муйземнек Ю.А. Дробилки. Конструкции, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. 320 с.
2. Мартынов В.Д., Алешин Н.И., Морозов Б.П. Строительные материалы и монтажное оборудование. М.: Машиностроение, 1990. 352 с.
3. Клушанцев Б.В. Расчет производительности щековых и конусных дробилок // Строительные и дорожные машины, 1977. № 6. С. 13 – 15.
4. Андреев С.Е., Зверевич В.В., Перов В.А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. М.: Недра, 1966. 395 с.
5. Андреев С.Е., Петров В.А., Зверевич В.В. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых. М.: Недра.1980. – 415 с.
6. Барабашкин В.П. Молотковые и роторные дробилки. М.: Недра, 1973. 114 с.
7. Косарев А.И., Силенок Д.С. Молотковые дробилки для промышленности строительных материалов. М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1979. 40 с.
8. Целиков А.И. , Полухин П.И. , Гребеник В. М. Машины и агрегаты металлургических заводов. Т.3.-М. : Металлургия, 1989. – 680 с.
9. Притыкин Д. П. Надежность , ремонт и монтаж металлургического оборудования. –М .: Металлургия, 1985. – 368 с.
10. Свистунов Е.А. , Чиченев Н.А. Расчет деталей и узлов металлургических машин. Справочник. М.: Металлургия, 1985. – 184с.
11. Цеков В.И. Ремонт деталей металлургических машин. Справочник. М.: Металлургия, 1987.- 320с.
12. Мягков В.Д., Полей М.А. , Романов А.Б. и др. Допуски посадки . Справочник. ч.2 Л.: Машиностроение, 1983. - 448с.
13. Борушек С.С. , Волков А.А., Ефимов М.М. и др. Единая система конструкторской документации. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1978.-101с.

14. Гребеник В.М. , Цапко В.К. Надежность металлургического оборудования . Оценка эксплуатационной надежности и долговечности. Справочник. М.: Металлургия, 1989. – 590с.
15. Кирилук Ю.Е. Допуски и посадки . Справочник . К.: Вища школа, 1989. – 135с.
16. Гребеник В.М. , Иванченко Ф.К. , Ширяев В.И. Расчет металлургических машин и механизмов . К.: Вища школа , 1988.- 383 с.
17. Длоугов В.В. Приводы машин . Справочник. Л. : Машиностроение , 1982 . -383с.
18. Левина, З.М. Контактная жёсткость машин / З.М. Левина, Д.Н. Решетов. - М.: Машиностроение, 1971.- 264 с.
19. Браун Э. Д., Евдокимов Ю. А., Чичинадзе А. В. Моделирование трения и изнашивания. М.: Машиностроение, 1982. — 191 с.

ДОДАТКИ

СПИСОК ГРАФІЧНОГО МАТЕРІАЛУ

№ п/п	Найменування	Кільк. листів	Формат
1	Креслення загального виду	1	A1
2	Складальні креслення	2	A1
3	Деталювання	1	A2
4	Плакати дослідницької частини	1	A1