

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

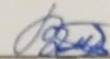
ВИПУСКНА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА МАГІСТРА

На тему Визначення навантажувальної здатності вузлів та деталей
приводу стана холодної прокатки

Виконав: магістрант групи МБ-18-1 мд

Сосновський В.М.

(ПІБ)



(підпис)

спеціальності

133 Галузеве машинобудування

(шифр і назва)

спеціалізація

(шифр і назва)

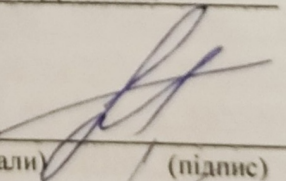
Освітньо-професійна програма

Металургійне обладнання

(шифр і назва)

Керівник Таратута К.В.

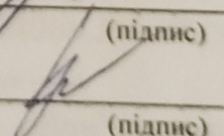
(прізвище та ініціали)



(підпис)

Н.контроль Васильченко Т.О.

(прізвище та ініціали)



(підпис)

Запорізький національний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет металургії

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

“ _____ ” _____ 2019 року

ЗАВДАННЯ

ДО ВИПУСКНОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ МАГІСТРА

Сосновський Владислав Михайлович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема магістерської роботи: Визначення навантажувальної здатності вузлів та деталей приводу стана холодної прокатки.
керівник магістерської роботи доц., к.т.н. Таратута К.В.
затвержені наказом вищого навчального закладу від “10” вересня 2019 року № 1540 – с.
2. Термін подання студентом роботи 08 січня 2020 року.
3. Вихідні дані магістерської роботи техніко-економічні показники роботи моталки широкоштабового стану гарячої прокатки.
4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити):
1.Конструкція елементів приводу станів холодної прокатки. 2. Розрахунок найбільш навантажених вузлів та деталей приводу прокатного стану 3. Дослідження роботи зубчастої муфти 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 – 1шт ; 2. Складальні креслення -2 шт; 3. Деталювання – 1шт; 4. Креслення та плакати дослідницької частини –1 шт.

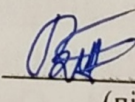
6. Консультанти розділів магістерської роботи

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	

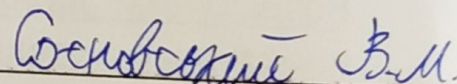
КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів магістерської роботи	Строк виконання етапів магістерської роботи	Примі
1	Збір матеріалу на проектування	01.09.19 – 02.10.19	
2	Групування та аналіз зібраного матеріалу. Уточнення завдань проектування	02.10.19 – 15.10.19	
3	Виконання теоретичної частини проекту	15.10.19 – 27.11.19	
4	Виконання графічної частини проекту	27.11.19 – 11.12.19	
5	Написання та оформлення пояснювальної записки	11.12.19 – 25.12.19	
6	Перевірка проекту консультантами	25.12.19 – 08.01.20	
7	Попередній захист проекту	08.01.2020	
8	Переплітання роботи	10.01.2020	
9	Захист проекту у ДЕК	Згідно з графіком	

Студент

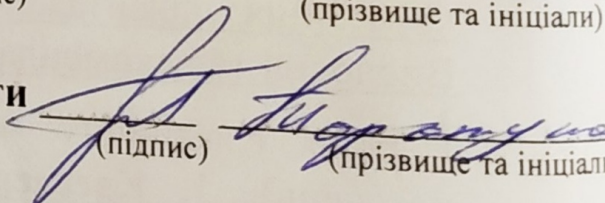


(підпис)



(прізвище та ініціали)

Керівник магістерської роботи



(підпис)

(прізвище та ініціали)

АНОТАЦІЯ

Сосновський В.М. Визначення навантажувальної здатності вузлів та деталей приводу стана холодної прокатки.

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

В роботі проведено огляд і аналіз науково-технічних рішень підвищення навантажувальної здатності вузлів та деталей приводу стана холодної прокатки. Проведено розрахунки навантажень, що діють на деталі приводу прокатного стана.. Досліджено роботу зубчастої муфти в умовах критичних навантажень.

Ключові слова: ПРОКАТКА, МУФТА, МОДЕЛЮВАННЯ, НАВАНТАЖЕННЯ

ABSTRACT

Sosnovsky V.M. Determination of the load capacity of the nodes and parts of the drive state of cold rolling.

Final qualification work for obtaining a higher education degree of a master's degree in specialty 133 - Branch engineering, scientific adviser K.V. Taratuta. Zaporizhzhya National University. Institute of Engineering. Faculty of Metallurgy, Department of Metallurgical Equipment, 2020.

The review and analysis of scientific and technical solutions to increase the load capacity of the nodes and parts of the drive of the cold rolling mill is carried out. The calculations of the loads acting on the parts of the drive of the rolling mill. The operation of the gear clutch under critical loads has been investigated.

Keywords: ROLLING, COUPLING, MODELING, LOADS

АННОТАЦИЯ

Сосновский В.М. Определение нагрузочной способности узлов и деталей привода состояния холодной прокатки.

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

В работе проведен обзор и анализ научно-технических решений повышения нагрузочной способности узлов и деталей привода стана холодной прокатки. Проведены расчеты нагрузок, действующих на детали привода прокатного стана. Исследована работу зубчатой муфты в условиях критических нагрузок.

Ключевые слова: ПРОКАТКА, МУФТА, МОДЕЛИРОВАНИЕ, НАГРУЗКИ

ЗМІСТ

Вступ	7
1. Конструкція привода станів холодної прокатки	9
1.1. Різновиди головних ліній прокатних станів	9
1.2. Технічна характеристика реверсивного прокатного стану холодної прокатки	17
1.3 Аналіз з'єднувальних механізмів у приводі прокатного стану	18
2. Розрахунок найбільш навантажених вузлів та деталей привода прокатного стана	40
2.1 Розрахунок енергосилових параметрів головного привода	40
2.2 Розрахунок шестерінчастої кліті та муфти	54
3 Дослідження роботи зубчастої муфти в умовах критичних навантажень	64
3.1 Дослідження роботи зубчастих муфт в умовах порушення вимог центрування валов	64
4. Охорона праці та техногенна безпека	93
4.1. Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів	93
4.2 Заходи з поліпшення умов праці	95
4.3 Виробнича санітарія	96
4.4 Пожежна безпека	101
4.5. Розрахунок аерації цеху	102
Висновки	106
Список використаної літератури	107
Додатки	110

ВСТУП

Актуальність теми.

В ході проведення виробничих досліджень виявлено, що біля 50% всіх поломок приводів прокатного цеху безпосередньо пов'язані з поганою центровкою і за деякими спостереженнями більше 30% машин працюють за межами рекомендованих допусків.

Неспіввісність має місце, коли лінії осей обертання двох валів не збігаються. Неспіввісність ділиться на кутову, радіальну неспіввісність, та поєднання двох попередніх варіантів неспіввісності.

В зв'язку з цим актуальними стають питання дослідження роботи елементів приводу прокатного стану в умовах порушення параметрів експлуатації.

Мета та завдання дослідження. Визначення навантажувальної здатності вузлів та деталей приводу стану холодної прокатки

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 прокатного стану;
- дослідження навантажень, що діють на елементи приводу в умовах неспіввісності.

Об'єкт дослідження – зубчаста муфта приводу прокатного стану.

Предмет дослідження – вплив геометричних параметрів неспіввісності валів на працездатність зубчастої 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 визначення допустимих

геометричних перекосів вісей зубчастих муфт з точки зору оцінки їх працездатності.

Апробація результатів роботи. Основні положення роботи доповідалися на XXIV науково-технічній конференції студентів, магістрантів, аспірантів і викладачів ЗНУ (Запоріжжя, ЗДІА, 2019 р.). Опубліковано 1 тези доповіді.

Структура та обсяг роботи. Магістерська випускна робота складається зі вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел, додатків. Повний обсяг роботи становить 117 сторінок, 23 таблиці, 69 рисунків, списку використаних джерел, додатків.

1. Конструкція привода станів холодної прокатки

1.1. Різновиди головних ліній прокатних станів

Приводи прокатних станів містять такі основні механізми:

-механізми, що служать для збільшення, зменшення і розподілу крутного моменту (шестеренні кліті, редуктора, об'єднані шестеренні кліті-редуктора, мультиплікатора);

-механізми, що служать для передачі крутних моментів від перерахованих вище механізмів до валків робочої кліті (шпindelьні пристрою);

-зберігаючі механізми (муфта);

-електродвигуни;

Шестеренні кліті роблять відкритими (зі знімною кришкою). Вони складаються з наступних основних елементів: станина, кришки, шестерень (шестеренних валків) і подушок з підшипниками. Станини і кришки відливають з високоміцного або модифікованого чавуну (марок В445-5, С432-52); шестерні виготовляють з кованої легованої сталі марки 40 ХН і зуби піддають поверхневому загартуванню, підшипники – роликові конічні або (рідше) бабитові. До підшипників та зубчастого зчеплення безперервно подається рідке мастило від центральної циркуляційної мастильної станції, яку зазвичай розташовують в підвалі цеху поблизу робочої і шестеренної клітей. Для шестерень і підшипників повинно бути передбачено добре ущільнення, не допускаюче витіку масла, яке надає руйнуючу дію на фундамент.

Шестеренна кліть для приводу робочих валків чотирьохвалкової кліті стана холодної прокатки має межосьову відстань $A_{ш} = 500\text{мм}$, довжина бочки шестерні 1200 мм , кут нахилу зубів $B_{ш} = 30$, кількість зубів $Z_{ш} = 21$, торцевий модуль $mt = 24\text{мм}$, зуби кориговані.

Майже у всіх групових приводах станів гвинтової прокатки в шестеренних клітях застосовують зубчасті передачі шевронного типу. Досвід експлуатації таких шестеренних клітей показав, що при роботі інтенсивно

зношуються і частково ламаються зуби тільки однієї частини шестерні і колеса (з боку електродвигуна), інша ж половина шестерні і колеса практично не зношується.

При прокатці заготовок робочі валки сприймають осьові зусилля, величина цих зусиль досягає 25-30% від зусилля прокатки. Під дією осьових зусиль робочий валок зміщується в бік шестеренної кліті, так як практично у всіх відомих конструкціях робочих клітей в системі робочий валок - касета - барабан - станина є значні зазори. Тому навантаження від провідної шестерні робочим валянням передається однією стороною зубів, а друга сторона зубів у передачі навантажень не бере участь.

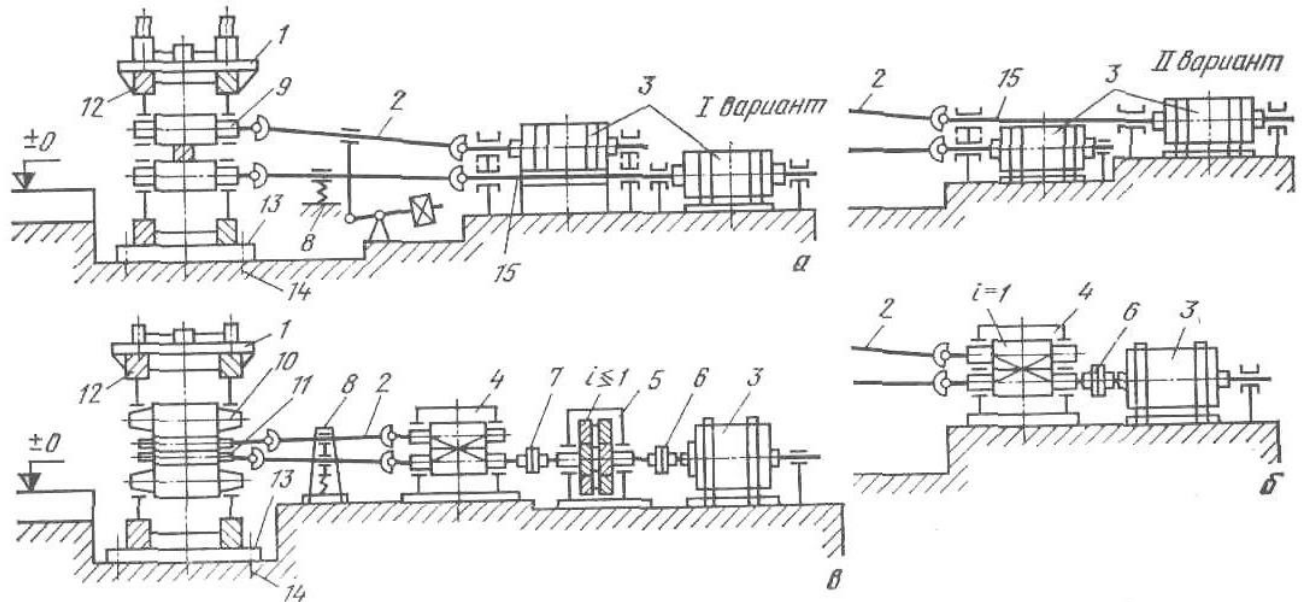
Радикальним способом підвищення працездатності шестереної кліті і шпindelних пристроїв є застосування робочих клітей, в яких було б виключено осьове переміщення робочих валків. Поліпшити умову роботи шестеренних клітей існуючих станів можна застосуванням у цих клітях косозубих передач, незалежно від величини осьових зусиль прокатки.

У тому випадку, якщо обраний для привода валків електродвигун характеризується значно більшим числом обертів за хвилину, ніж частота обертання валів при прокатці, в головній лінії стана встановлюють знижувальний редуктор; якщо $n_{дв} < n_{в}$ застосовують підвищуючий редуктор. У багатьох випадках, коли передавальне число редуктора менше чотирьох і потужність двигуна невелика, редуктор об'єднується з шестеренною кліттю в одному корпусі. Такі комбіновані шестеренні кліті – редуктора застосовують у приводі багатовалкових і чотирьохвалкових станів.

У багатовалкових (двадцяти- і дванадцяти валкових) станах холодної прокатки тонкої штаби приводними є не робочі валки малого діаметра, а опорні валки проміжного ряду. На увазі цього, конструкції шестеренних клітей для привода валків, відрізняються від розглянутих вище.

У комбінованій шестеренній кліті - редукторі для приводу чотирьох крайніх валків двадцяти валкового стану 50*1200 мм конструкції ВНДІ, розташованих у двох проміжних рядах, приводним є нижній шестерневий валок, а верхні

шестерні попарно приводяться від нижньої. Передаточне число кожної нижньої пари шестерень $i = 0,5$. Характеристика шестерень: $Z_1 = 50$, $Z_2 = 25$, $m_1 = 12$ мм, $m_n = 11,88$ мм. Так як шестерні з косими зубами, то для сприйняття осьового навантаження правий нижній підшипник зафіксований у своїй опорі.



а – індивідуальний привід валків від головних електродвигунів; б – привід валків від електродвигуна через шестеренну кліть; в – привід валків від електродвигуна через редуктор та шестеренну кліть.

1- робоча кліть; 2- шпінделі; 3- головний електродвигун; 4- шестеренна кліть; 5- редуктор; 6- моторна муфта;
7- передаточні механізми; 8- пристрій врівноваження; 9,10,11- подушки з підшипниками та валками; 12- станини;
13- плитовина; 14- анкерні болти; 15- проміжні вали.

Рисунок 1.1. Схема головних ліній прокатних станів.

В лініях робочих клітей з приводом від електродвигунів великої потужності, якщо $p_{дв} > p_{в}$ встановлюють окремі редуктори (не в комбінації з шестеренною кліттю).

Для передачі валкам робочої кліті обертання і крутних моментів від шестеренної кліті або безпосередньо від головних електродвигунів застосовують шпинделі двох основних типів: універсальні шарнірні і зубчасті.

В основу конструкції універсальних шпинделів покладено принцип шарніра Гука, тому шпинделі можуть передавати обертання і крутний момент під кутом нахилу 8-10°.

Завдяки шарнірній конструкції універсальні шпинделі працюють плавно, разом з тим вони дозволяють передавати великі крутні моменти, тому їх застосовують для приводів валків як листових і сортових станів (при куті нахилу близько 1-2 і моменті 50-200 кН* м), та обтискних, товстолистових і заготовочних станів(при куті нахилу 3-10 моменті 0,5-3 мН*м).

Так як шпинделі передають великі крутні моменти, то шарніри їх повинні бути досить міцними. Зовнішній діаметр шарніра шпинделя з боку приводу обмежується міжосьовою відстанню шестерень шестеренної кліті (або валків електродвигунів), а зі сторони робочої кліті - діаметром валків (коли верхній валок лежить на нижньому). Так як у процесі робота стану валки зношуються і їх діаметр зменшується при переточках, то з боку робочої кліті діаметр шарніра шпинделя повинен бути трохи менше діаметра переточеного валка. Таким чином, діаметр шарніра шпинделя з боку робочої кліті завжди менше, ніж зі сторони приводу, тому міцність першого шарніра також менше міцності другого.

Шарнір універсального шпиндельного пристрою утворюється лопаттю з боку валка і лопаттю з боку приводу; головкою (виделкою) шпинделя, має всередині циліндричне розточування; бронзовими сегментними вкладишами і сухарем. При прокатці відстань між валками і кут нахилу шпинделя змінюються, тому один шарнір повинен бути «плавучим» в осьовому напрямку, а інший – фіксованим . Зважаючи на те, що зміна валків здійснюється найчастіше в горизонтальному (осьовому напрямі), плаваючим роблять шарнір з боку валка – в лопаті його передбачають проріз для переміщення сухаря. Зі сторони приводу у фіксованому шарнірі лопаті передбачено глухий (круглий

або прямокутний) отвір для сухаря. Ці сухарі на кінцях забезпечені цапфами для з'єднання з вкладишами. Для зменшення зносу сухаря його облицьовують бронзовими планками або поміщають в бронзові стани; застосовують також наплавлення бронзи на бічні грані сухаря. Принцип шарніра Гука досягається завдяки можливості повороту у двох перпендикулярних площинах відносно осі розточки головки шпинделя і осі сухаря. З метою підвищення міцності головки шпинделя в середині її розточки іноді вставляють ребро жорсткості, в цьому випадку кожен бронзовий вкладиш складається з двох половин, які можна міняти місцями при їх нерівномірному зносі; зміна вкладишів здійснюється збоку і не вимагає демонтажу шарніра.

Так як шарнір шпинделя не є герметичним (поверхні тертя відкриті) і сам шпиндель при роботі обертається, то конструктивне вирішення питання безперервного підведення мастила представляє великі труднощі. Внаслідок того, що включення шарнірів шпинделя в цехову систему рідкої циркуляційної мастила неможливо, до поверхонь тертя тим або іншим способом підводиться густа змазка. У деяких випадках підводиться також і рідка змазка, однак при цьому доводиться застосовувати малоефективні пристрої: герметичні кожухи з ущільненнями, кожухи для масла, зварювальні з головою шпинделя, порожнини для масла усередині головки шпинделя і так далі.

У конструкції універсального шпинделя чотирьохвалкового реверсивного стану конструкції ВНДІ метмаш передбачений оригінальний і вельми постій спосіб підведення густої змазки до бронзових вкладишів через осьові і радіальні отвори від стаціонарного підшипника з ущільненням, що входить до складу пристрою для врівноважування шпинделя.

Незадовільна служба шарнірів з бронзовими вкладишами (затруднення з підведенням мастила, нерівномірний та великий знос вкладишів, викликає значні витрати дорогої і дефіцитної бронзи, для виготовлення запасних вкладишів, маса кожного з яких на великих країнах досягає 300 кг, спонукає розробляти більш раціональні конструкції шарнірів.

Внаслідок незадовільної роботи універсальних шпинделів на бронзових вкладишах були розроблені інші конструкції шпинделів.

Універсальні шпинделі на підшипниках кочення за типом карданних валів автомобілів. Труднощі, пов'язані із застосуванням таких шарнірів для передачі великих крутних моментів до 2-3 мН*м шпинделями прокатних станів, викликана тільки недостатньою вантажопідйомністю підшипників кочення. Досвід експлуатації таких шпинделів на прокатних станах при передачі крутних моментів до 0,8 мН*м дав цілком задовільні результати.

Універсальний шпиндель з кульками на роликових конічних підшипниках для приводу робочих валків дресировочного чотирьохвалкового стану призначений для передачі крутного моменту 50 кН*м при швидкості обертання до 800 об/хв. З боку робочого валка і з боку його приводу вилки полумуфта з'єднана з фланцями заставними болтами. Два діаметральних зуба (кулачка) вилки входять у відповідні пази (западина) у фланці. Другі вилки напівмуфти насаджені на шліцьові кінці середнього вала шпинделя. Вилки виготовлені з високоміцної сталі марки 34НЗМ, вал – із сталі 45.

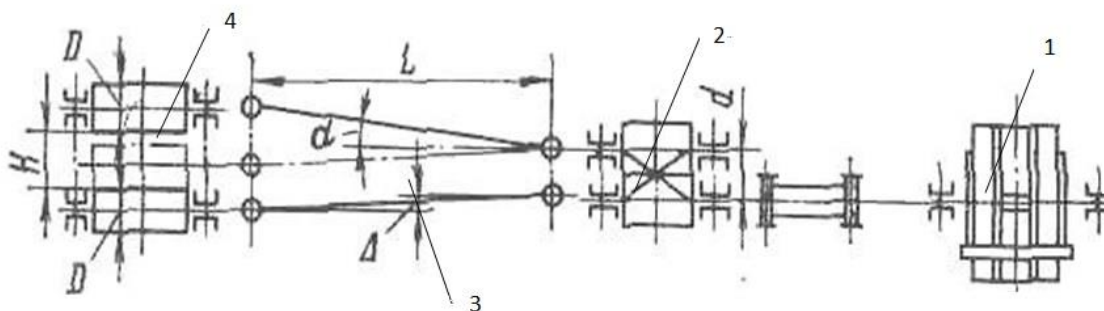


Рисунок 1.2. Схема встановлення універсальних шпинделів.

1- електродвигун; 2- шестеренна кліть; 3- шпинделі; 4- робоча кліть.

Осьові переміщення шпинделів здійснюються за рахунок ковзання фланця на кінці валка.

Хрестовина шарніра утворюється чотирма осями, виготовленими із сталі 40*Н, з роликовими підшипниками, які входять у отвори на чотирьох кінцях двох

вилок, внутрішньою втулкою і зовнішньої обоймою. Від переміщення осі фіксується болтами, загорнутими у внутрішній гайці з чотирма отворами з різьбою М36. Мастило роликів підшипників і осей густа, заливна. Періодично мастило поповнюється через пробки в осі.

Для привода валків жестипрокатних станів та дресирувальних станів при великих швидкостях прокатки (до 30м/с) застосовують шпинделі типу подовжених зубчастих муфт, зуби яких оброблені зовні по сфері і перетин їх бочкоподібної форми. Такі зубчасті шпинделі показали хороші результати в експлуатації, якщо кут нахилу шпинделя не перевищує 30°. Такі шпинделя застосовуються для чотирьохвалковою кліті безперервного п'ятиклетьевого стану для прокатки жерсті. Зубчасті муфти виготовлені з високоміцної кованої сталі марки 35 ХНВ, вал шпинделя – із сталі 40 ХН. Зовні на зубчасті втулки спирається обойма – напівмуфта з внутрішніми зубами, поєднана з фланцем втулки болтами (шпильками).

Для привода валів чистових клітей безперервних дрібносортих і дровових станів, що працюють при великих швидкостях (до 2000 об/хв), універсальні шпинделі з шарнірами на підшипниках кочення (карданні вали) у багатьох випадках виявляються непрацездатними; перші – через незадовільні умови змазки і швидкого зносу вкладишів, а другі – через незначну довговічність хрестовин з підшипниками кочення. При застосуванні цих шпинделів виникає сильна вібрація валів при прокатці. На деяких із зазначених вище станів ці шпинделі замінені кульковими (або роликівими) універсальними шпинделями конструкції Дніпропетровського металургійного інституту. У шарнір шпинделя безперервно подається густа змазка від централізованої системи через стаціонарне середнє кільце. При експлуатації такі шпинделі показали велику довговічність (1-2 роки).

Вібрація шпинделів і валків повністю усунена.

Як сказано вище, шпинделі характеризуються великими розмірами і масою (5-40 тон). Для зменшення зносу бронзових вкладишів, а також розвантаження підшипників робочих і шестеренних валків (або

електродвигунів) застосовують врівноважування шпинделя: вантажне, гідравлічне та пружинне.

У шпindelному пристрої конструкції НКМЗ з вантажним врівноважуванням верхнього шпинделя і пружинним врівноважуванням нижнього кожен шпindel переддає максимальний крутний момент 3,5 мН*м. Діаметр головки шарніра з боку робочих валків 1100 мм, з боку приводу 1250 мм. Так як при випадкових неприпустимих перевантажень можлива поломка вилки (головки), то шпindelі зроблені складовими: головки насаджені на вал по посадці з натягом.

Вал шпинделя спирається на два підшипники з бабітової заливки. Корпуси підшипників верхнього валу своїми запорами спираються на поздовжні бічні бруси, з боку приводу кінці брусів шарнірно врівноважуються двома важільно-пружинними пристроями. В середній частині вала бруси шарнірно спираються на вертикальну стійку важільно-вантажного врівноваження. Під час перевалки валків (верхнє положення контргруза) кінець важеля застопорюється роликівим кривошипом з приводом обертання від електродвигуна через черв'ячно-гвинтову передачу. У цьому положенні, шпindelі будуть зафіксовані і нові валки своїми лопатями з порізами вводяться в головки шпindelів.

У шпindelному пристрої з гідравлічним врівноважуванням в середній частині шпindelі спираються на підшипники з бабітової заливки. Підшипник нижнього шпинделя спирається на плунжер гідравлічного циліндра, встановленого в стійці на фундаменті. Верхній шпindel врівноважується двома боковими гідравлічними циліндрами.

Розглянутий гідравлічний пристрій врівноваження працює плавно і відрізняється великою надійністю, однак застосовувати його доцільно тільки тоді, коли в цеху діє насосно-акумуляторна станція високого тиску, обслуговуюча інші механізми і пристрої.

У шпindelному пристрої з пружинним врівноважуванням шпindelів, шпindelі виготовлені, з кованої високоміцної сталі марки 30 ХГВТ. Бабітові

підшипники врівноважуючого пристрою і шарніри шпинделів змазують густим мастилом, що подається через осьові і радіальні отвори, з'єднані з централізованою автоматичною системою пластичного мастила.

1.2. Технічна характеристика реверсивного прокатного стану холодної прокатки

Стан складається з чотиривалкової робочої кліті і обслуговуючого устаткування, роликового похилого конвеєра, що підводить, поворотного столу, перекидача рулонів, розмотувача, роликової пресс-проводки, двох моталок барабанного типу і зйомника рулонів. Робочі валки приводяться в рух від електродвигуна потужністю 1650 кВт з регульованим числом зворотів 300-600 об/мін, через комбінований з шестерінчастою кліттю редуктор з передавальним числом 3,21. Число зворотів робочих валків 93,5-187 об/хв

Таблиця 1.1. – Прокатні валки

Найменування	Розміри, мм						Вага, т
	Бочки		Шийки		Трефа		
	Діаметр	Довжина	Діаметр	Довжина	Діаметр	Довжина	
Робочий	510/460	1680	260	250	250	260	3,2
Опорний	1420/1760	1760	890/734	780			31,65
ПЖТ			конуси				

Матеріал валків: робочих - 9Х2МФ, 60Х 2СМФ, 9Х2СВФ

опорних: бочка – 9ХФ

серцевина – 55Х

Робочі валки – цільноковані із загартованою поверхнею бочки, опорні валки – з насадними бочками.

Твердість поверхні валків по Шору:

- робочі: бочки – 90:100 ед., шийки – 30:55 ед.

- опорні: бочки – 60:80 ед, шийки – 30:55 ед.

Швидкість прокатки: заправна - до 0,5 м/с, максимальна - до 4,74 м/сек.

Привід натискних гвинтів – від двох електродвигунів за 81,5 л. с. (60 кВт) 775

об/хв через два редуктора з передаточним числом 1100: 1. Швидкість переміщення натискних гвинтів 9,96 мм/хв. Електромотори з'єднані рознімною електромагнітною муфтою для забезпечення спільної або роздільної роботи натискних гвинтів. Величина переміщення натискних гвинтів вказується продуктиметрами розташованими на постах.

Урівноваження верхніх опорних і робочих валків проводиться за коштами спеціальної гідравлічної системи з тиском масла 125 атм.

Реверсивний стан «1680» обладнаний системою гідромеханічного профілювання валків, яке складається з гідравлічної системи високого тиску і робочих органів – гидродомінаторів .

Гідросистема розташована під настилом біля робочої кліті і складається з резервуарів ємністю 650 л, гідронасоса типу УН - 451 - А з двигуном типу АТ - 62, потужністю 7 кВт $n = 970$ об/хв, регулювальних шапанів, манометрів і трубопроводів.

Гідронасос забезпечує створення максимального тиску 49 мН/м² (500 атм.). Продуктивність насоса при максимальному тиску 5 л/хв.

Гідронасос складається з двох насосів (шестеренного і плунжерного), встановлених в загальному корпусі.

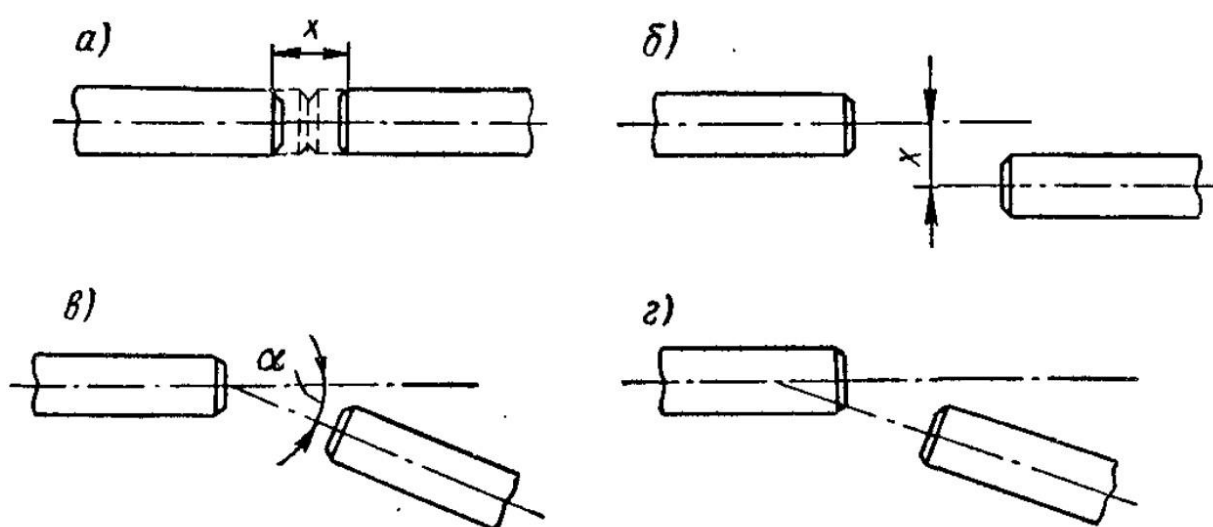
Моталки барабанного типу встановлені з передньої і задньої сторони кліті. Діаметр барабана моталки 760 мм. Привід кожної моталки від мотора 600 к.с. число оборотів барабана в хвилину: мінімальне - 28,5, максимальне - 104,37.

1.3 Аналіз з'єднувальних механізмів у приводі прокатного стану

До основних елементів приводу, що забезпечують з'єднання валів шестерінчастої кліті з редуктором та редуктора з валом двигуна відносяться муфти.

Муфти – пристрої (вузли і механізми), які служать для з'єднання хвостовиків валів при передаванні обертового 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.



а) осьове; б) радіальне; в) кутове - перекіс осей валів; г) різні комбінації цих зміщень

Рисунок 1.3 – Можливі зміщення осей валів, що сполучаються

Досягнення строгої співісної валів пов'язане зі значною трудомісткістю і не завжди виправдане, а в окремих випадках і важко здійсненне. Неспівпадання 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 затруднення, 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.

1.3.1 Пружні муфти

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-пальцьові муфти, муфти з пружним елементом у вигляді зірочки, муфти з тороподібною оболонкою, муфти з резинометалічним пружним елементом.

Муфта пружна втулково-пальцьова (МПВП)

Муфти пружні втулково-пальцьові (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.

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 передаваного 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. 3, 4. 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).

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.

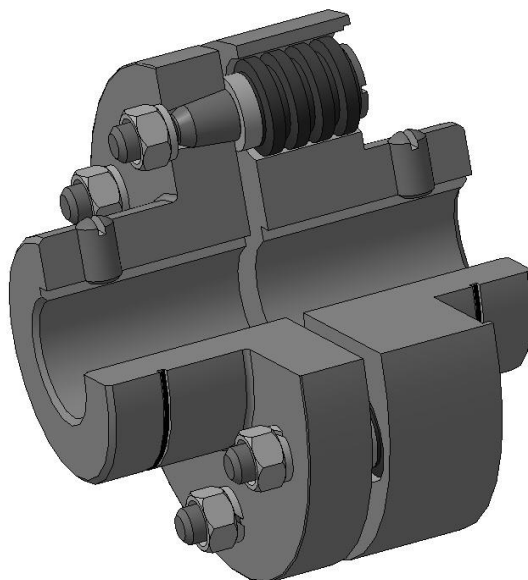


Рисунок 1.4 - Муфта пружна втулково-пальцева в розрізі

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 обертального 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_e на який одягається муфта (d, d_e).

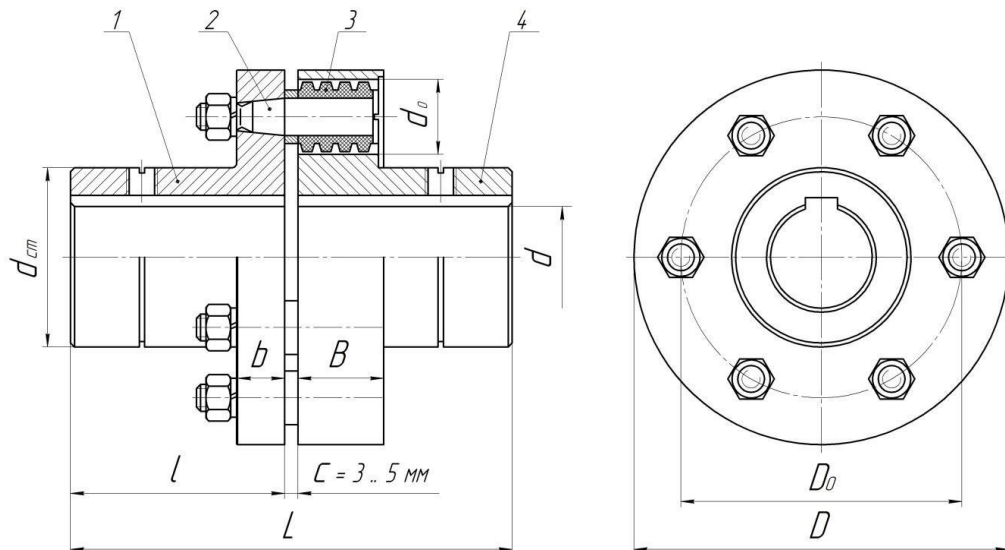


Рисунок 1.5 - Муфта пружна втулково-пальцева

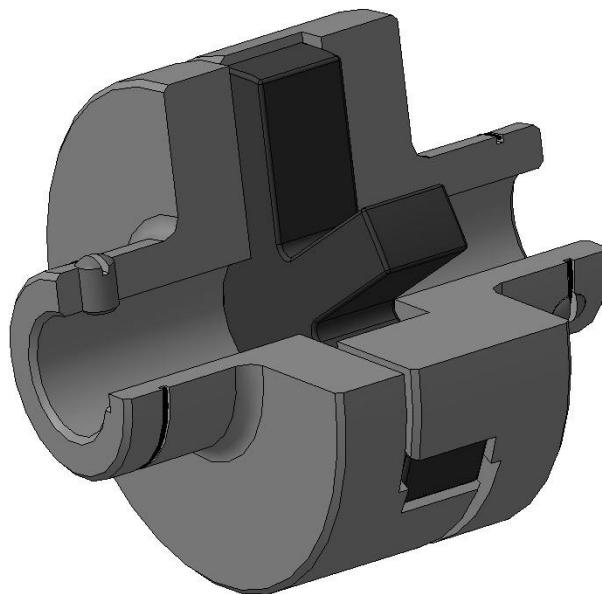
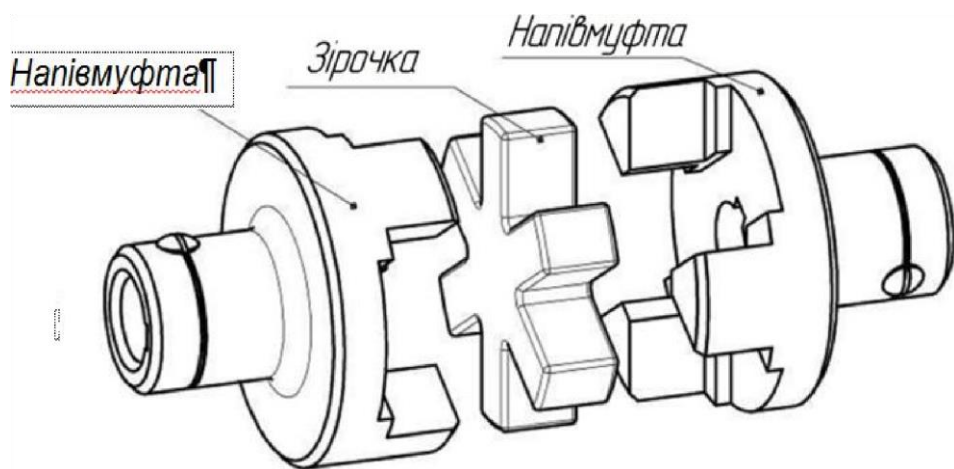
Таблиця 1.2 - Розміри і параметри муфти МПВП

M, Н*м	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	1°
	30	58	121						56			
250	32; 35; 36; 38	58	121	140	105	28	18	32	67	6	0,3	1°
	40; 42; 45	82	169						72			
500	40; 42; 45	82	169	170	130	28	18	32	80	8	0,4	1°
710	45; 48; 50; 55; 56	82	170	190	140	36	24	40	95	8		
1000	50; 55; 56	82	170	220	170	36	24	40	100	10	0,4	1°
	60; 63;	105	216						120			

65; 70									
--------	--	--	--	--	--	--	--	--	--

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.



а – конструкція муфти ; б – зовнішній вигляд

Рисунок 1.6 – Муфта пружна із зіркою

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 змінання 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 1.3 - Розміри і параметри муфти пружної із зірочкою

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; 110					

					70			
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. 9,10) складається з упругого елемента 1 і напівмуфт 2, до яких гвинтами 3 через centruючі 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.

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.

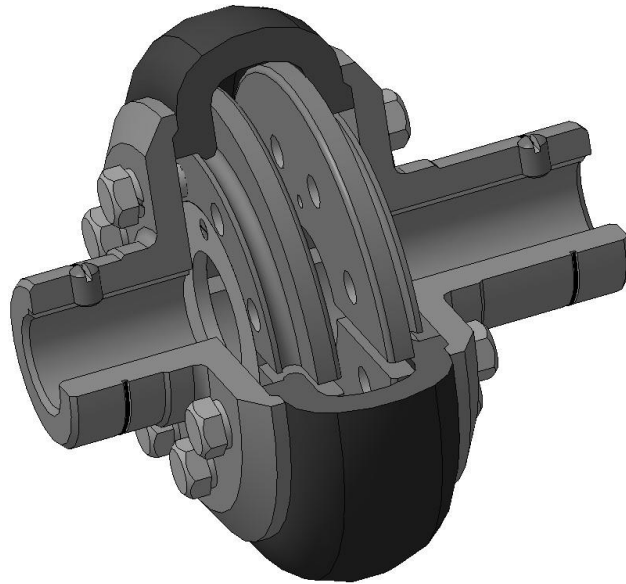


Рисунок 1.7 - Муфта з нерозрізною тороподібною оболонкою в розрізі

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 .

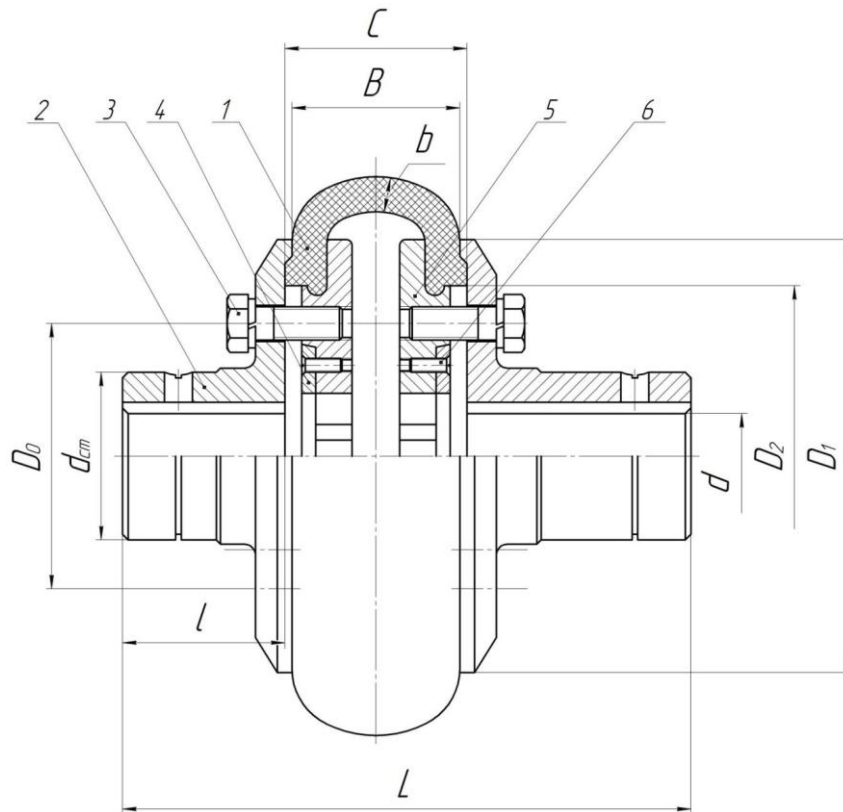


Рисунок 1.8 - Муфта з нерозрізною тороподібною оболонкою

Таблиця 1.4 - 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°	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	2	1°30'	2,5
	30; 32; 35; 36	60	190				
200	30; 32; 35; 36; 38	60	200	200	2	1°30'	2,5
	40	84	250				
250	32; 35; 36; 38	60	205	220	2,5	1°30'	3
	40; 42; 45	84	255				
315	35; 36; 38	60	215	250	3	1°30'	3,6
	40; 42; 45; 48	84	270				
500	40; 42; 45; 48; 50; 53; 55; 56	84	270	280	3	1°30'	3,6
	48; 50; 53; 55; 56	84	280				
800	48; 50; 53; 55; 56	84	280	320	3	1°30'	3,6
	60; 63	108	330				

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.

1.3.2 ЖОРСТКІ КОМПЕСУЮЧІ МУФТИ

Зубчаста муфта

Конструкція і характеристики зубчастої муфти

Зубчасті муфти (рис. 1.11) – найбільш поширений вид жорстких компенсуючих муфт. Їх широко застосовують для з'єднання валів, особливо у важкому машинобудуванні, де передають великі моменти і ускладнена точна установка вузлів.

Зубчаста муфта складається з двох обойм 1 з внутрішніми зубцями, що знаходяться в зачепленні відповідно з двома зубчастими втулками 2 із зовнішніми зубцями (рис 11, 14). Зубчасті сполучення муфт працюють в масляній ванні. У муфтах передбачені отвори для заливання і зливу з них мастила, а також ущільнення для герметизації. Деталі муфти виготовляють зі сталей 45, 45Х.

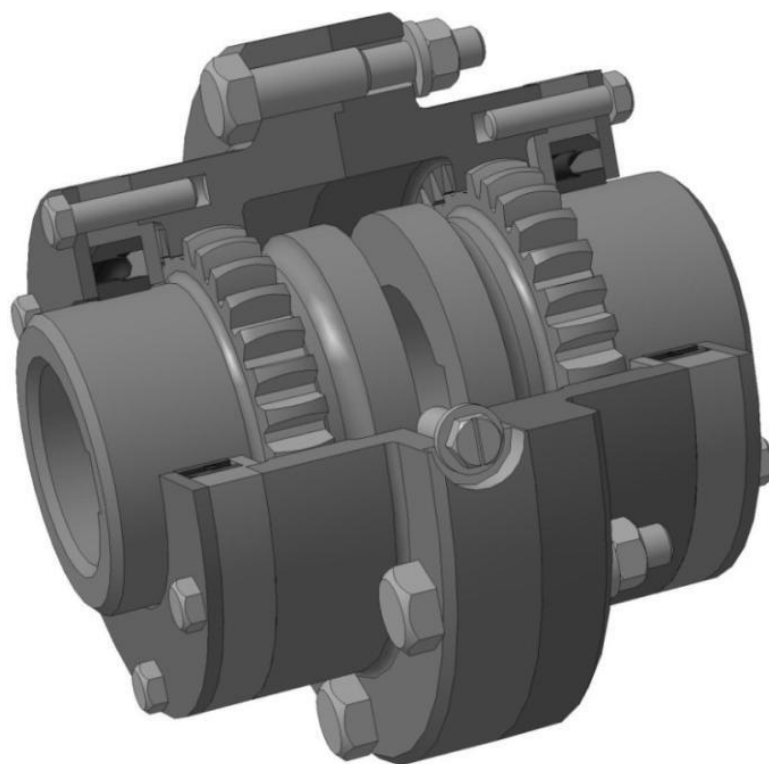


Рисунок 1.9 – Зубчаста муфта в розрізі

Поверхні зовнішніх зубів обточені на колі виступів по сфері радіусом R , по цій поверхні центруються обойми. За технічними умовами зуби виготовляються з евольвентним профілем з кутом зачеплення $\alpha \approx 20^\circ$.

Компенсуючу здатність муфти забезпечують створенням зазорів між зубцями обойми і втулок, а також наданням бочкоподібної форми зубцям зубчастих венців втулок (рис. 12).

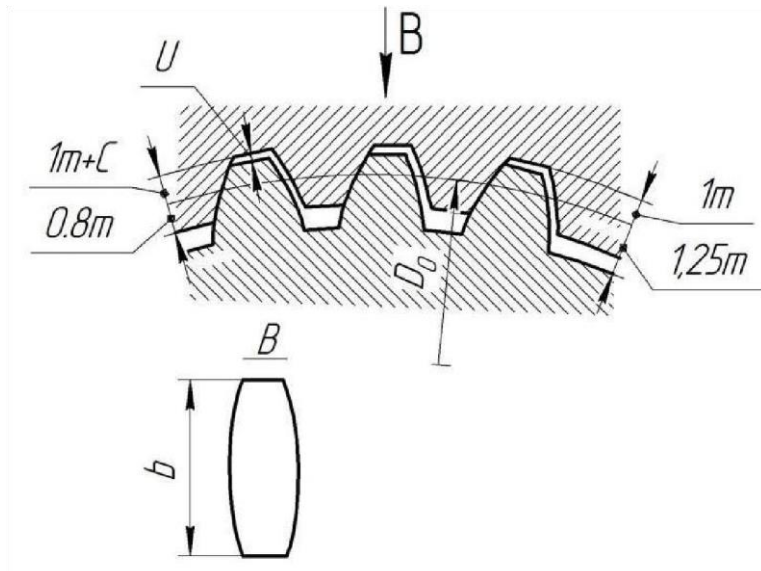


Рисунок 1.10 - Бочкоподібний зубець

Радіальне зміщення і кутовий перекид осей валів викликають поворот обойми муфти відносно втулок .

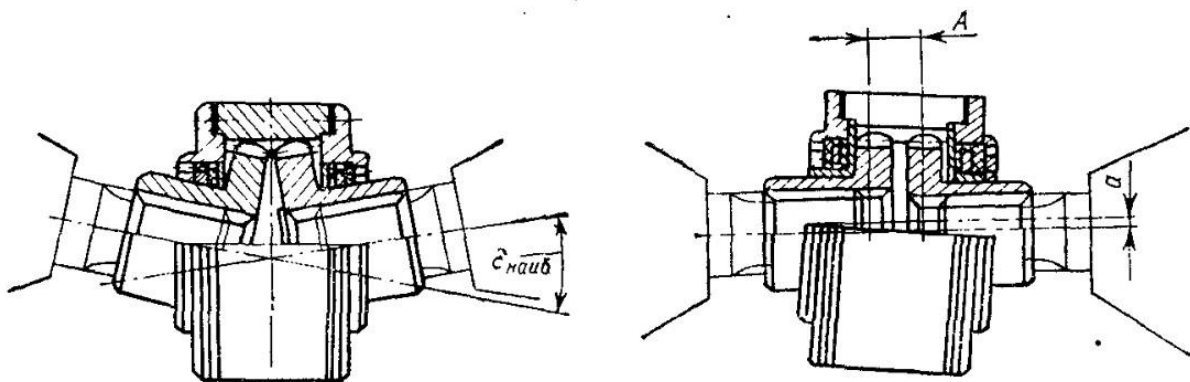


Рисунок 1.11 - Кутовий перекид і радіальне зміщення осей валів

Перевагами зубчастих муфт є: висока здатність навантаження при порівняно невеликих габаритах, хороша компенсуюча здатність зміщень осей валів, технологічність виготовлення – використання для нарізки зубців нормального зубонарезного інструменту.

До недоліків можна віднести: порівняно низьку стійкість із-за швидкого зносу і руйнування зубців; відсутність пружно-демпфуючих властивостей.

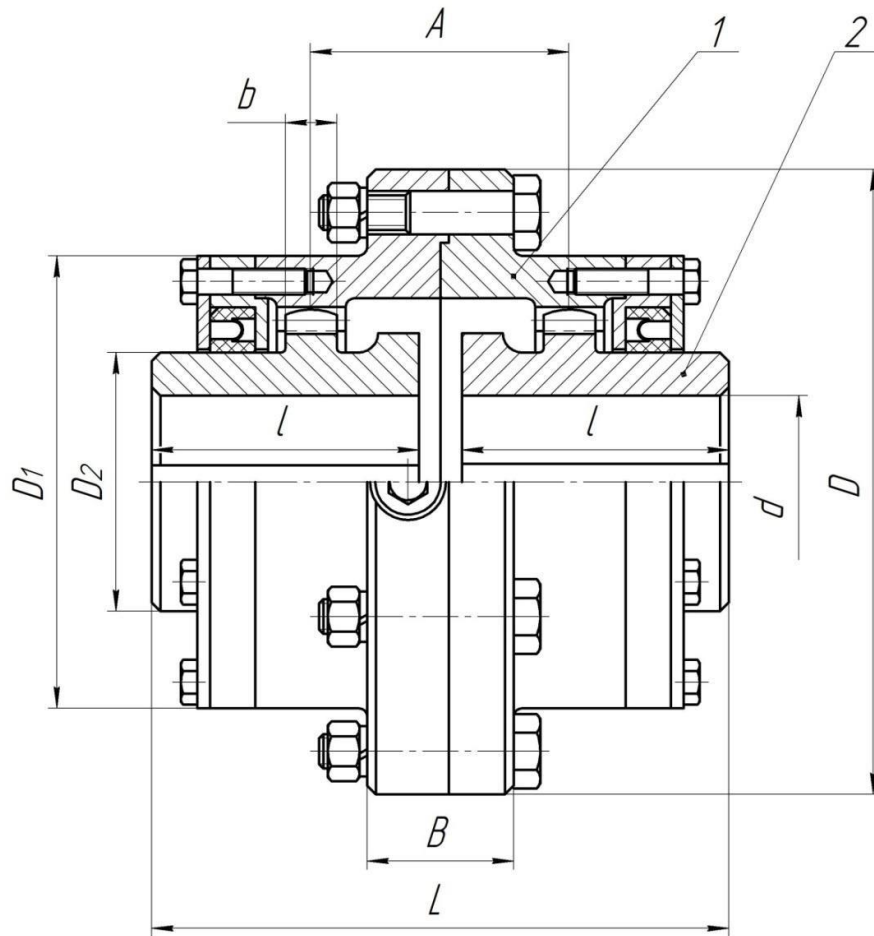


Рисунок 1.12 - Зубчаста муфта

Таблиця 1.5 - Розміри і параметри зубчастої муфти МЗ

Допустимий обертальний момент [Т], Нм	d	D	D1	D2	l	L	B	Параметри зубчастого зацеплення, мм				птах хв- 1 не більше
								m	z	b	A	
1000	40	145	100	60	82	174	34	2,5	30	12	60	90
1600	55	170	125	80					38	15	75	80
2500	60	185	135	85	105	220	40	3	36	20		85
4000	65	200	150	95					40		62	
6300	80	230	175	115					130		270	50

10000	100	270	200	145	165	340		56	25	145	47
16000	120	300	230	175		345		4	48	30	180
25000	140	330	260	200	200	415		56			
40000	160	410	330	230			6	46	35	210	29

Приклад умовного позначення зубчастої муфти з обертальним моментом $T=1000$ Н·м, типу 1, діаметром посадочного отвору у втулках $d=40$ мм, з втулками виконання 1, кліматичного виконання У і категорії 2: *Муфта 1000-40-1 У2*

Ланцюгова муфта

Конструкція і характеристики ланцюгової муфти

Ланцюгова муфта (рис. 1.15) складається з двох напівмуфт-зірочок (з однаковим числом зубців), їх охоплює ланцюг і кожух.

В якості з'єднувального елемента застосовують ланцюги роликові однорядні, дворядні, а також зубчасті.

Для утримання мастильного матеріалу муфту закривають кожухом, роз'ємним в осьовій площині. Щоб запобігти витоку масла, в кожух вбудовують ущільнення. Кожух зазвичай виконують литим з легких сплавів. При складанні між площинами роз'єму ставлять ущільнюючу прокладку.

Так як внаслідок відхилень від співвісності валів зірочки-напівмуфти мають радіальні і кутові зміщення, кожух надягають на маточини зірочок з деяким зазором. Щоб кожух обертася разом із зірочками, його фіксують на маточині за допомогою регульовального гвинта або штифтом, який одночасно утримує кожух від зсуву в осьовому напрямку. Матеріал зірочок – Сталь 45; твердість зубців 40...45HRC .

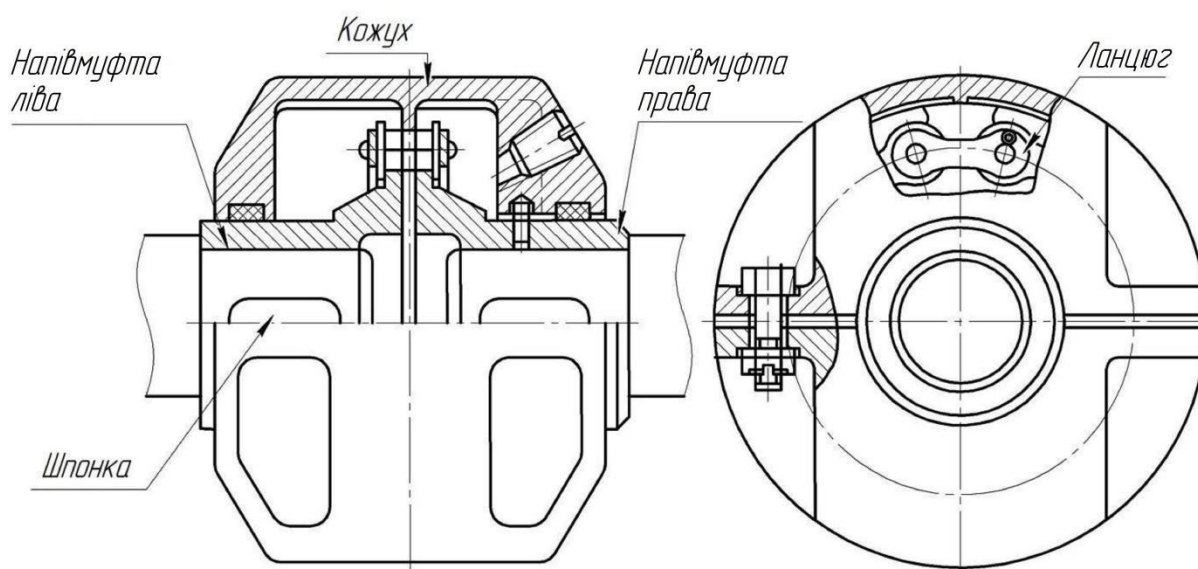


Рисунок 1.13 – Ланцюгова муфта

Переваги ланцюгових муфт: простота конструкції і обслуговування, надійність в роботі, технологічність виготовлення і порівняно малі габарити і вага, зручний монтаж і демонтаж, здатність компенсувати радіальні та кутові зміщення за рахунок відносної податливості деталей ланцюга і їх деформації.

Недоліком муфти є наявність зазорів в шарнірах ланцюга і в сполученні його із зірочками, внаслідок чого ланцюгові муфти не можуть застосовуватися в реверсивних передачах, а також при наявності великих динамічних навантажень. Допустимі зміщення валів: радіальні – 0,5...1,2мм і кутові – до 1°.

Приклад умовного позначення ланцюгової муфти з обертальним моментом $T=1000$ Н·м, типу 1, діаметром посадочного отвору напівмуфт $d=56$ мм, з напівмуфтами виконання 1, кліматичного виконання У і категорії 3:

Муфта 1000-1-56-1 У3.

Таблиця 1.6 - Розміри і параметри ланцюгової муфти

Момент Н м	d	D	l	l_1	c	D_1	D_2	d_1	d_2	l_2	l_3	B	A	s
63	18; 20; 22	110	45	11	1	35	50	32	M6	42	30	90	58	3
	25; 28		55	12	1,4	45	50	38		57	39	105	78	

125	25; 28	125	55	12	1,4	45	55	38			57	39	105	78	3
	30; 32; 35; 36		60	12	1,4	55	65	45			61	44	115	81	
250	32; 35; 36; 38	140	60	12	1,4	55	70	45			61	44	115	81	3
	40; 42; 45		75	14	1,8	70	75	55			83	55	145	105	
500	40; 42; 45; 48; 50; 55	180	75	14	1,8	75	85	60	M8		83	55	145	105	4
1000	50; 55; 56	210	85	15	1,8	90	110	72			65	65	150	106	4
	60; 63; 65; 70		105	16	2	100	115	85	112	80	200	144			
2000	71; 75; 80; 85; 90	280	120	16	2	120	140	100	M10		112	95	200	144	6

Шарнірна муфта

Конструкція і характеристики шарнірної муфти

У шарнірних муфтах використаний принцип роботи просторового шарніра Гуку. Вони служать для передачі обертаючого моменту між валами, що мають велике кутове зміщення осей (до 40..50°), яке може змінюватися в процесі обертання муфти. Ці муфти застосовують в широкому діапазоні навантажень – від 12,5 Н·м до 30000 Н·м Шарнірні муфти застосовують:

- для компенсації неточності розташування валів, що виникає при збиранні, при деформації рами і ресор (транспортні і інші машини);
- для передачі обертання переставним валам (шпинделі багатощпіндельних свердлувальних верстатів, валки прокатних станів і т.п.)
- для передачі обертання валам, що змінюють положення під час роботи (консоли фрезерних верстатів і т.п.).

Часто використовують конструкцію, в якій дві шарнірні муфти сполучають проміжним валом; такий пристрій називають карданним валом.

Шарнірні муфти виготовляють двох типів:

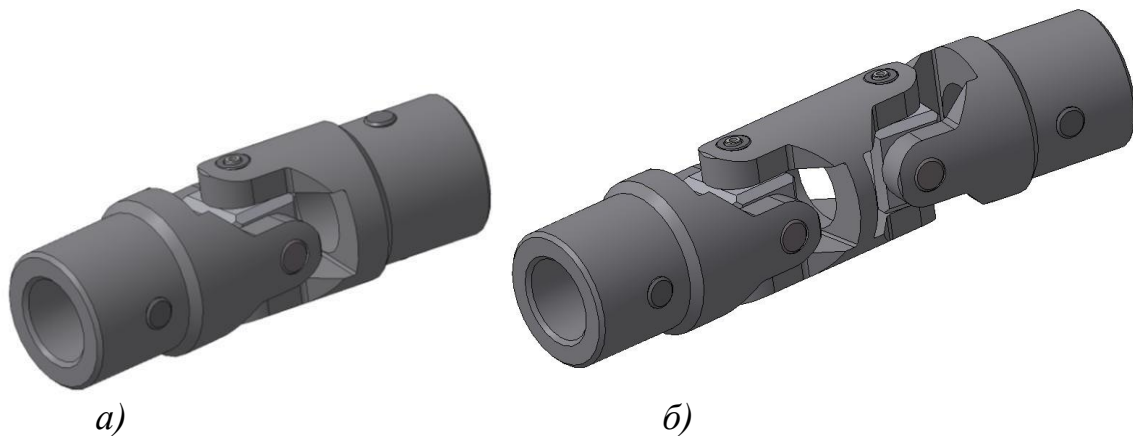
1 – одинарна (рис 17, а);

2 – здвоєна з проміжною спареною вилкою (рис 1.14, б).

Напівмуфти для кожного типу муфт повинні виготовлятися виконань:

1 – на довгі кінці валів; 2 – на короткі кінці валів.

Матеріал напівмуфт – Сталь 20Х. Допускається виготовлення напівмуфт з інших матеріалів з механічними властивостями не нижче чим у сталі марки 20Х після термообробки. Хрестовина виконується зі сталей 40Х, ШХ12 або ШХ15. Штифти і втулки виготовляються із Сталі 40Х, твердість – 35..40 НРСэ.



а) одинарна муфта; б) здвоєна з проміжною спареною вилкою

Рисунок 1.14 - Шарнірна муфта

У одинарної муфти (рис. 1.15, 1.16) маточини муфт, які насаджуються на кінці валів, що сполучаються, закінчуються вилками 1. Вилки з'єднуються між собою за допомогою хрестовини 6, пальця 3, втулок 5 і стрижня 4. Напівмуфти з'єднуються з валом штифтами 2.

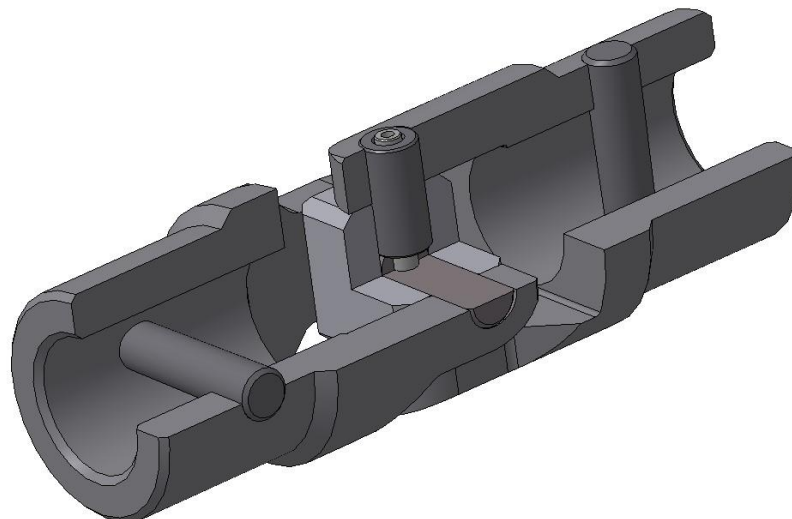


Рисунок 1.15 - Шарнірна одинарна муфта в розрізі

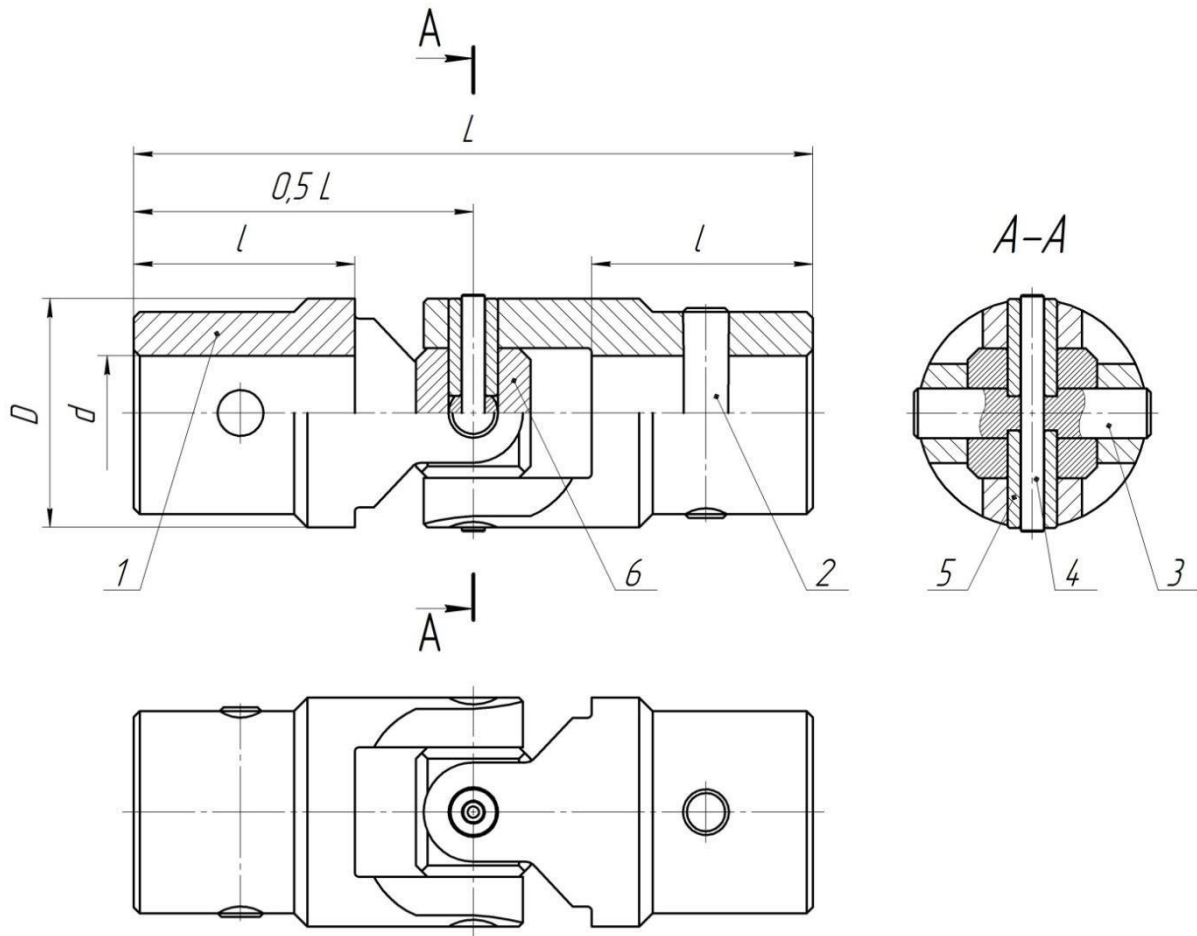


Рисунок 1.16 - Шарнірна одинарна муфта (тип 1)

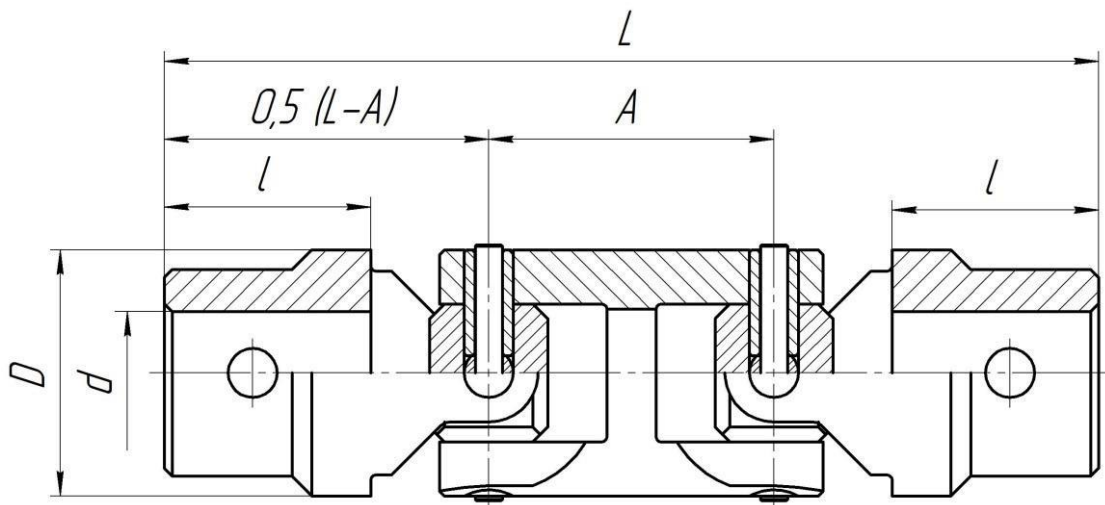


Рисунок 1.17 - Шарнірна здвоєна муфта (тип 2)

Таблиця 1.7 - Розміри і параметри шарнірної муфти

Момент [Т], Нм	d	D	L для типів		l	A
			1	2		
11,2	8;9;10	16	56	76	20	20
22,4	10;11	20	60	86		25
	12		70	96		
45	12;14	25	76	108	28	32
71	16;18	32	88	126		36
140	19	40	112	160	42	
	20;22					
280	24	50	120	178	58	58
	25;28		132	190		
560	30;32;35	60	178	248	82	70
1120	38	75	192	284		92
	40;42		240	332		

Приклад умовного позначення шарнірної муфти з обертальним моментом 140 Н·м, типу 1, з діаметром посадочного отвору напівмуфт d=20 мм для виконання напівмуфт – 1, кліматичного виконання – У, категорії 3:

Муфта шарнірна 140-1-20-1-У3 ГОСТ 5147-80.

2. Розрахунок найбільш навантажених вузлів та деталей привода прокатного стану

Згідно з технологічною картою стану в якості вихідної заготовки приймаємо горячекатану штабу перерізом 2,7 x 1500мм, згорнуту в рулон масою 2т. Схему прокатки приймаємо наступну: 2,7 – 1,9 – 1,35 – 1,1 – 0,92 – 0,8.

Визначаємо абсолютні і відносні обтиснення по проходах за формулами:

$$\Delta h_i = h_{i-1} - h_i, \quad (2.1)$$

$$\varepsilon_i = \frac{\Delta h_i}{h_{i-1}} \cdot 100\% \quad (2.2)$$

$$\text{№1: } \Delta h_1 = 2,7 - 1,9 = 0,8 \text{ мм}, \quad \varepsilon_1 = \frac{0,8}{2,7} \cdot 100 = 29,6\% ;$$

$$\text{№2: } \Delta h_2 = 1,9 - 1,35 = 0,55 \text{ мм}, \quad \varepsilon_2 = \frac{0,55}{1,9} \cdot 100 = 29,8\% ;$$

$$\text{№3: } \Delta h_3 = 1,35 - 1,1 = 0,25 \text{ мм}, \quad \varepsilon_3 = \frac{0,25}{1,35} \cdot 100 = 18,5\% ;$$

$$\text{№4: } \Delta h_4 = 1,1 - 0,92 = 0,18 \text{ мм}, \quad \varepsilon_4 = \frac{0,18}{1,1} \cdot 100 = 16,3\% ;$$

$$\text{№5: } \Delta h_5 = 0,92 - 0,8 = 0,12 \text{ мм}, \quad \varepsilon_5 = \frac{0,12}{0,92} \cdot 100 = 13,1\% .$$

Сумарне обтиснення:

$$\Delta h_\eta = 2,7 - 0,8 = 1,9 \text{ мм}, \quad \varepsilon_\xi = \frac{1,9}{2,7} \cdot 100 = 70,4\% .$$

Визначаємо кути захоплення по проходах за формулою:

$$\alpha_i = \arccos\left(1 - \frac{\Delta h_i}{D}\right); \quad (2.3)$$

де D – діаметр бочки робочих валків $D = 460$ мм;

$$\alpha_1 = \arccos\left(1 - \frac{0,8}{460}\right) = 3,38^\circ ;$$

$$\alpha_2 = \arccos\left(1 - \frac{0,55}{460}\right) = 2,8^\circ ;$$

$$\alpha_3 = \arccos\left(1 - \frac{0,25}{460}\right) = 1,89^\circ ;$$

$$\alpha_4 = \arccos\left(1 - \frac{0,18}{460}\right) = 1,6^\circ ;$$

$$\alpha_5 = \arccos\left(1 - \frac{0,12}{460}\right) = 1,31^\circ .$$

Отримані значення кутів захоплення не перевищують допустимі . Отже, захоплення буде здійснюватися.

Визначаємо опір деформації.

Середнє значення опору металу при холодній прокатці визначається за формулою:

$$\sigma_T = 0,8(\sigma_{i-1} + \sigma_i); \quad (2.4)$$

де σ_{i-1} , σ_i – опір деформації металу відповідно до i після проходу, визначені за формулою О.В. Третьякова

$$\sigma_i = a + b\varepsilon_\xi^m, \quad (2.5)$$

де a , b , m – дослідницькі коефіцієнти, обумовлені в табл.11,6 і 11,7 [1].

Для сталі 08КП з табл. 11,7 маємо $a = 230 \text{ МПа}$, $b = 34,6 \text{ МПа}$, $m = 0,6$.

Підставляємо ці значення у формулу, а після першого проходу $\varepsilon_{\xi_1} = 29,63\%$, получим:

$$\sigma_0 = 230 + 34,6 \cdot 0 = 230 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_1 = 230 + 34,6 \cdot 29,63^{0,6} = 494,31 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_2 = 230 + 34,6 \cdot 50^{0,6} = 591,62 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_3 = 230 + 34,6 \cdot 59,26^{0,6} = 630,62 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_4 = 230 + 34,6 \cdot 65,93^{0,6} = 657,1 \text{ МПа} ;$$

$$\sigma_5 = 230 + 34,6 \cdot 70,37^{0,6} = 674,13 \text{ МПа} .$$

Середнє опір металу по проходах:

$$\sigma_{T_1} = 0,5(230 + 494,31) = 362,15 \text{ мПа} ;$$

$$\sigma_{T_2} = 0,5(494,31 + 591,79) = 543,05 \text{ мПа} ;$$

$$\sigma_{T_3} = 0,5(591,79 + 630,62) = 611,21 \text{ мПа} ;$$

$$\sigma_{T_4} = 0,5(630,62 + 657,1) = 643,86 \text{ мПа} ;$$

$$\sigma_{T_5} = 0,5(657,1 + 674,13) = 665,62 \text{ мПа} .$$

Вибір натягу штаби при прокатці

Напруга натягу смуги між розмотувачем і кліттю стану в середньому становить $0,1\sigma_T$, між кліттю і моталкою становить в середньому $0,4\sigma_T$. З урахуванням цього і технічної характеристики стану питомі натяги штаби приймаються, *мПа*: між розмотувачем та кліттю – 23; між кліттю та моталкою – 120.

Визначаємо середній натяг:

$$\sigma_{cp} = 0,5(\sigma_0 + \sigma_1) , \quad (2.6)$$

$$\sigma_{cp} = (23 + 120) \cdot 0,5 = 71,5 \text{ мПа}$$

Визначення швидкості прокатки

Швидкість штаби після кліті приймається рівною 4,74м/с. Швидкості штаби до кліті по проходах визначаємо з умови сталості секундних обсягів прокатуемого металу:

$$v_i h_i = v_{i+1} h_{i+1} ; \quad (2.7)$$

$$v_1 = \frac{4,74 \cdot 0,92}{2,7} = 1,62 \text{ м/с} ;$$

$$v_2 = \frac{4,74 \cdot 1,35}{1,9} = 3,37 \text{ м/с} ;$$

$$v_3 = \frac{4,74 \cdot 1,1}{1,35} = 3,86 \text{ м/с} ;$$

$$v_4 = \frac{4,74 \cdot 0,92}{1,1} = 3,96 \text{ м/с} ;$$

$$v_5 = \frac{4,74 \cdot 0,8}{0,92} = 4,12 \text{ м/с}$$

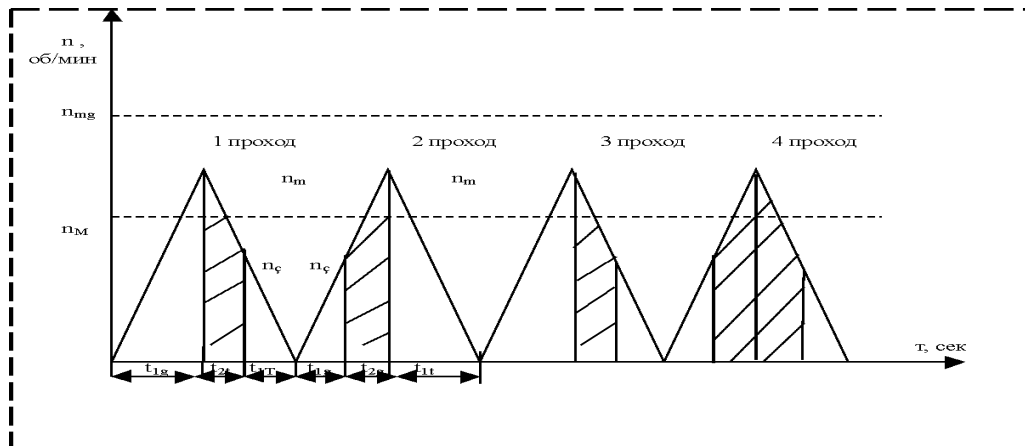


Рисунок 2.1. Трикутний графік швидкості реверсивного приводу прокатного стану.

Визначення коефіцієнта тертя

Коефіцієнт контактного тертя при холодній прокатці металів і сплавів приймається за дослідними даними. При прокатці сталей коефіцієнт тертя може бути розрахований за формулою Грудєва

$$f = K_{II} K_C \left[0,07 - \frac{0,1v_1^2}{2(1+v_i) + 3v^2} \right], \quad (2.8)$$

де, K_{II} – коефіцієнт стану поверхні валків, рівний для шліфованих валків – 1,

K_i – коефіцієнт, що враховує вид змащення, при змащуванні водою, емульсією, порошком $K_i=1$.

Тоді

$$f = 0,67 - \frac{0,1 \cdot 4,74^2}{2(1 + 4,74) + 3 \cdot 4,74^2} = 0,0285$$

Визначення дуги захоплення

Довжина упругодеформованої (сплющеної) дуги захоплення визначається за формулою Ю.С. Закова:

$$l_i = C + \sqrt{R_{\Delta} h_i \frac{A}{A-B} + C^2}, \quad (2.9)$$

де A, B і C – умовні параметри

$$A_1 = \frac{95000}{1,15\sigma_T - \sigma_{cp}}; \quad (2.10)$$

$$B = \frac{4}{3} f \frac{R}{h}; \quad (2.11)$$

$$C = \frac{R}{A-B} \left(1 - \frac{\Delta h_i}{3h}\right); \quad (2.12)$$

де R – радіус робочого валка. $R = 230\text{мм}$.

Для першого проходу:

$$A_1 = \frac{95000}{1,15 \cdot 362,16 - 57,5} = 264,64;$$

$$B_1 = \frac{4}{3} 0,0285 \frac{230}{1,9} = 4,6;$$

$$C_1 = \frac{230}{264,64 - 4,6} \left(1 - \frac{0,8}{3 \cdot 1,9}\right) = 0,77;$$

$$l_1 = 0,77 + \sqrt{230 \cdot 0,8 \frac{264,64}{264,64 - 4,6} + 0,77^2} = 14,44\text{мм}$$

Для другого проходу:

$$A_2 = \frac{95000}{1,15 \cdot 543,05 - 50} = 165,36;$$

$$B_2 = \frac{4}{3} 0,0285 \frac{230}{1,35} = 6,47;$$

$$C_2 = \frac{230}{165,36 - 6,47} \left(1 - \frac{0,55}{3 \cdot 1,35}\right) = 1,245;$$

$$l_2 = 1,245 + \sqrt{230 \cdot 0,55 \frac{165,36}{158,89} + 1,245^2} = 12,76 \text{ мм}$$

Для третьего проходу:

$$A_3 = \frac{95000}{1,15 \cdot 611,21 - 45} = 144,4$$

$$B_2 = \frac{4}{3} 0,0285 \frac{230}{1,1} = 7,94$$

$$C_3 = \frac{230}{144,4 - 7,94} \left(1 - \frac{0,25}{3 \cdot 1,1} \right) = 1,44$$

$$l_3 = 1,44 + \sqrt{230 \cdot 0,25 \frac{144,4}{132,83} + 1,6^2} = 9,37 \text{ мм}$$

Для четвертого проходу:

$$A_4 = \frac{95000}{1,15 \cdot 643,86 - 40,63} = 135,75$$

$$B_2 = \frac{4}{3} 0,0285 \frac{230}{0,92} = 9,5$$

$$C_4 = \frac{230}{135,25 - 9,5} \left(1 - \frac{0,18}{3 \cdot 0,92} \right) = 1,71$$

$$l_4 = 1,71 + \sqrt{230 \cdot 0,18 \frac{135,75}{126} + 1,71^2} = 8,61 \text{ мм}$$

Для п'ятого проходу:

$$A_5 = \frac{95000}{1,15 \cdot 665,62 - 37,5} = 130,5$$

$$B_2 = \frac{4}{3} 0,0285 \frac{230}{0,8} = 10,93$$

$$C_5 = \frac{230}{130,5 - 10,93} \left(1 - \frac{0,12}{3 \cdot 0,8} \right) = 1,82$$

$$l_5 = 1,82 + \sqrt{230 \cdot 0,12 \frac{130,5}{114,59} + 1,82^2} = 7,6 \text{ мм}$$

Визначення контактної площі прокатуваного металу

Контактну площу прокатуваного металу з валками Таблиця 2.4. визначаємо за формулою

$$F_i = b_i l_i \quad (2.13)$$

Ширина штаби постійна і дорівнює 1500мм.

Контактна поверхня першого проходу:

$$F_i = 1500 \cdot 14,44 = 21660 \text{мм}^2$$

Інші проходи аналогічно:

$$F_i = 1500 \cdot 12,76 = 19140 \text{мм}^2 ;$$

$$F_i = 1500 \cdot 9,37 = 14055 \text{мм}^2 ;$$

$$F_i = 1500 \cdot 8,61 = 12915 \text{мм}^2 ;$$

$$F_i = 1500 \cdot 7,6 = 11400 \text{мм}^2$$

Визначення контактного тиску і зусилля прокатки

Контактний тиск з урахуванням натягу штаби при прокатці визначається за формулою Закова Ю.С. Таблиця 2.4.

$$P_{cp} = 1,15 \sigma_T \left(1 + \frac{2fl_i - \Delta h_i}{3h_i} \right) - \sigma_{cp} \quad (2.14)$$

Прийнявши коефіцієнт тертя $f = 0,0285$ і значення параметрів, що входять у формулу підсумкової таблиці для першого проходу отримаємо:

$$P_{cp1} = 1,15 \cdot 362,16 \left(1 + \frac{2 \cdot 0,0285 \cdot 14,44 - 0,8}{3 \cdot 1,9} \right) - 57,5 = 360,65 \text{МПа}$$

Для другого проходу:

$$P_{cp2} = 1,15 \cdot 543,09 \left(1 + \frac{0,057 \cdot 12,76 - 0,55}{4,05} \right) - 50 = 599,54 \text{МПа}$$

Для третього проходу:

$$P_{cp3} = 1,15 \cdot 611,21 \left(1 + \frac{0,057 \cdot 9,37 - 0,25}{3,3} \right) - 45 = 721,15 \text{ мПа}$$

Для четвертого проходу:

$$P_{cp4} = 1,15 \cdot 643,86 \left(1 + \frac{0,057 \cdot 8,61 - 0,18}{2,78} \right) - 40,63 = 781,3 \text{ мПа}$$

Для п'ятого проходу:

$$P_{cp5} = 1,15 \cdot 665,62 \left(1 + \frac{0,057 \cdot 7,6 - 0,12}{2,4} \right) - 37,5 = 827,47 \text{ мПа}$$

Зусилля прокатки розраховується перемножуванням контактного тиску на контактну площу:

$$P_i = P_{cp1} F_1, \quad (2.15)$$

$$P_1 = 360,65 \cdot 21660 = 7811,68 \text{ кН}$$

$$P_2 = 599,54 \cdot 19140 = 11475,12 \text{ кН} ;$$

$$P_3 = 721,15 \cdot 14055 = 10135,76 \text{ кН} ;$$

$$P_4 = 781,3 \cdot 12915 = 10090,49 \text{ кН} ;$$

$$P_5 = 827,47 \cdot 11400 = 9433,16 \text{ кН} .$$

Визначення крутного моменту при прокатці і потужності привода

Головна лінія робочої кліті складається з: головного електродвигуна, шестеренної кліті, шпинделів та з'єднувальної муфти. Таблиця 2.4.

Прийняв значення ККД:

для шестеренної кліті $\eta_1 = 0,94$;

для шпинделів з муфтами $\eta_3 = 0,99$;

визначаємо ККД робочої кліті

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 0,94 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 0,89 \quad (2.16)$$

Необхідний коефіцієнт плеча моменту прокатки для кожного проходу за формулою:

$$\psi_1 = 0,3 + 0,09 \frac{h_{i-1} + h_i}{l_i} \quad (2.17)$$

$$\psi_1 = 0,3 + 0,09 \frac{2,7 + 1,9}{14,44} = 0,3285 ;$$

$$\psi_2 = 0,3 + 0,09 \frac{1,9 + 1,35}{12,76} = 0,323 ;$$

$$\psi_3 = 0,3 + 0,09 \frac{1,35 + 1,1}{9,37} = 0,323 ;$$

$$\psi_4 = 0,3 + 0,09 \frac{1,1 + 0,92}{8,61} = 0,321 ;$$

$$\psi_5 = 0,3 + 0,09 \frac{0,92 + 0,8}{7,6} = 0,32$$

Моменти прокатки з урахуванням натягу визначаються за формулою:

$$M_{np} = 2p_i \psi_i l_i + (\sigma_0 h_{i-1} - \sigma_1 h_i) b_i R, \quad (2.18)$$

для першого проходу отримаємо:

$$M_{np1} = 2 \cdot 7811,68 \cdot 0,3285 \cdot 14,44 \cdot 10^{-3} + (23 \cdot 2,7 - 92 \cdot 1,9) 1,5 \cdot 0,23 = 74,11 + (-38,88) = 35 \text{кНм},$$

для другого проходу отримаємо:

$$M_{np2} = 2 \cdot 11475,12 \cdot 0,323 \cdot 12,76 \cdot 10^{-3} + (20 \cdot 1,9 - 80 \cdot 1,35) 0,345 = 94,58 - 24,14 = 70,44 \text{кНм},$$

для третього проходу отримаємо:

$$M_{np3} = 2 \cdot 10135,76 \cdot 0,323 \cdot 9,37 \cdot 10^{-3} + (18 \cdot 1,35 - 72 \cdot 1,1) 0,345 = 61,35 - 18,94 = 42,41 \text{кНм},$$

для четвертого проходу отримаємо:

$$M_{np4} = 2 \cdot 10090,49 \cdot 0,321 \cdot 8,61 \cdot 10^{-3} + (16,25 \cdot 1,1 - 65 \cdot 0,92) 0,345 = 55,78 - 14,46 = 41,32 \text{кНм},$$

для п'ятого проходу отримаємо:

$$M_{np5} = 2 \cdot 9433,16 \cdot 0,32 \cdot 0,0076 + (15 \cdot 0,92 - 60 \cdot 0,8) 0,345 = 45,88 - 11,8 = 34 \text{кНм}.$$

Момент тертя M_{mp} у чотирьох валкових клітях визначається за формулою:

$$M_{mp} = P_i f_n d_{on} \left(\frac{D}{D_{on}} \right), \quad (2.19)$$

де f_n – коефіцієнт тертя в підшипниках валків. Для ПЖТ $f_n = 0,003$.

d_{on} – діаметр тертя (діаметр шийки валка для текстолитових підшипників, діаметр для підшипників кочення). $d_{on} = 734\text{мм}$.

D , D_{on} – діаметр відповідно робочого та опорного валків.

Для першого проходу маємо:

$$M_{mp1} = 7811,68 \cdot 0,003 \cdot 0,734 \left(\frac{460}{1370} \right) = 5,47\text{кНм} ;$$

для другого проходу:

$$M_{mp2} = 11475,12 \cdot 0,003 \cdot 0,734 \left(\frac{460}{1370} \right) = 8,03\text{кНм} ;$$

для третього проходу:

$$M_{mp3} = 10135,76 \cdot 0,000739 = 7,1\text{кНм} ;$$

для четвертого проходу:

$$M_{mp4} = 10090,49 \cdot 0,000739 = 7,06\text{кНм} ;$$

для п'ятого проходу:

$$M_{mp5} = 9433,16 \cdot 0,000739 = 6,6\text{кНм} .$$

Розраховуємо статичне навантаження за формулою:

$$M_{CT} = \frac{M_{np} + M_{mp}}{\eta} . \quad (2.20)$$

Підставимо в цю формулу отримані значення входять в неї параметрів, отримаємо:

$$M_{CT1} = \frac{35 + 5,47}{0,89} = 45,47\text{кНм} ;$$

$$M_{CT2} = \frac{70,44 + 8,03}{0,89} = 88,17\text{кНм} ;$$

$$M_{CT3} = \frac{42,41 + 7,1}{0,89} = 55,63\text{кНм} ;$$

$$M_{CT4} = \frac{41,32 + 7,06}{0,89} = 54,36\text{кНм} ;$$

$$M_{CT5} = \frac{34 + 6,6}{0,89} = 45,62 \text{кНм}$$

Потужність прокатки визначається за формулою ($M_{дин} = 0$):

$$N_i = M_{CT} \frac{2v_i}{D}, \quad (2.21)$$

Підставляємо значення з таблиці і отримуємо,

для першого проходу:

$$N_1 = 45,47 \frac{2 \cdot 4,74}{0,46} = 937,1 \text{кВт};$$

для другого проходу:

$$N_2 = 88,17 \frac{2 \cdot 4,74}{0,46} = 1817,2 \text{кВт};$$

для третього проходу:

$$N_3 = 55,63 \frac{2 \cdot 4,74}{0,46} = 1146,5 \text{кВт};$$

для четвертого проходу:

$$N_4 = 54,36 \frac{2 \cdot 4,74}{0,46} = 1120,4 \text{кВт};$$

для п'ятого проходу:

$$N_5 = 45,62 \frac{2 \cdot 4,74}{0,46} = 940,2 \text{кВт}$$

Слід врахувати, що у виконанні спрощеного розрахунку не прийнятий до уваги динамічний момент, який для стану зазвичай складає 23...35% повного крутного моменту при прокатці. Тому перераховуємо потужність прокатки за проходами з урахуванням динамічних навантажень:

$$N'_i = N_i \cdot 1,35, \quad (2.22)$$

$$N'_1 = 937,1 \cdot 1,35 = 1265,1 \text{кВт};$$

$$N'_2 = 1817,2 \cdot 1,35 = 2453,2 \text{кВт};$$

$$N_3' = 1146,5 \cdot 1,35 = 1547,8 \text{ кВт} ;$$

$$N_4' = 1120,4 \cdot 1,35 = 1512,5 \text{ кВт} ;$$

$$N_5' = 940,2 \cdot 1,35 = 1269,27 \text{ кВт} .$$

Перевірка двигуна на перевантаження

Коефіцієнт перевантаження електродвигуна стану по потужності визначається за формулою:

$$K_i = \frac{N_i}{N_{ном}} , \quad (2.23)$$

де $N_{ном}$ номінальна потужність електродвигуна стану;

N_i – потужність, розвиваєма двигуном по проходах.

Згідно характеристики стану номінальна потужність головного двигуна стану складає 2250к.с.

$$N_{ном} = 2250 \cdot \frac{1}{1,36} = 1654,4 \text{ кВт} . \quad (2.24)$$

Визначаємо коефіцієнт перевантаження для першого проходу:

$$K_1 = \frac{1265,1}{1654,4} = 0,77$$

Для другого проходу:

$$K_2 = \frac{2453,2}{1654,4} = 1,48$$

Для третього проходу:

$$K_3 = \frac{1547,8}{1654,4} = 0,94$$

Для четвертого проходу:

$$K_4 = \frac{1512,5}{1654,4} = 0,91$$

Для останнього проходу:

$$K_5 = \frac{1269,27}{1654,4} = 0,77$$

З розрахунків виходить, що прийнятий режим обтиснень при холодній прокатці обумовлює роботу головного електродвигуна стану з найбільшим коефіцієнтом перевантаження $K_{\max} = 1,48$ у другому проході, який, однак, не перевищує допустимих для реверсивних станів коефіцієнтів перевантаження $[K] = 2,5 \dots 2,75$. Таблиця 2.4.

Умова виконана. Для приводу валків використовуємо електродвигун постійного струму типу ДП 2000-250-УЗ, потужністю 2500 кВт, $U=600$ В, 125/250 об/хв виготовлення НВО "ХЕМЗ

Таблиця 2.1. Основні коефіцієнти прокатки

Номер	h_{i-1} мм	h_i мм	Δh_i мм	ε_i %	ε_ξ %	α гра д.	σ_i МПа	σ_T МПа	σ_0 МПа	σ_1 МПа	σ_{cp} МПа	l_i мм	F_i мм ²	P_{cp} МПа	P_i кН	ψ_c к	M_{np} кН м	M_{mp} кН м	M_{CT} кН м	N_i кВт
0	2,7	2,7	0	0	0	0	230	230	0	0	0	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1	2,7	1,9	0,8	29,6	29,63	3,38	494,31	362,16	23	92	57,5	14,44	21660	360,65	7811,68	0,3285	35	5,47	45,47	1265,1
2	1,9	1,35	0,55	29,8	50	2,8	591,79	543,05	20	80	50	12,76	19140	599,94	11475,12	0,323	70,44	8,03	88,17	2453,2
3	1,35	1,1	0,15	18,9	59,26	1,89	630,62	611,21	18	72	45	9,37	14055	721,15	10135,76	0,323	42,41	7,1	55,63	1547,8
4	1,1	0,92	0,18	16,3	65,93	1,6	657,1	643,86	16,25	65	40,63	8,61	112915	781,3	10090,49	0,321	41,32	7,06	54,36	1512,5
5	0,92	0,8	0,12	13,1	70,4	1,31	674,13	665,62	15	60	37,5	7,6	11400	827,47	9433,14	0,32	34	6,6	45,65	1269,27

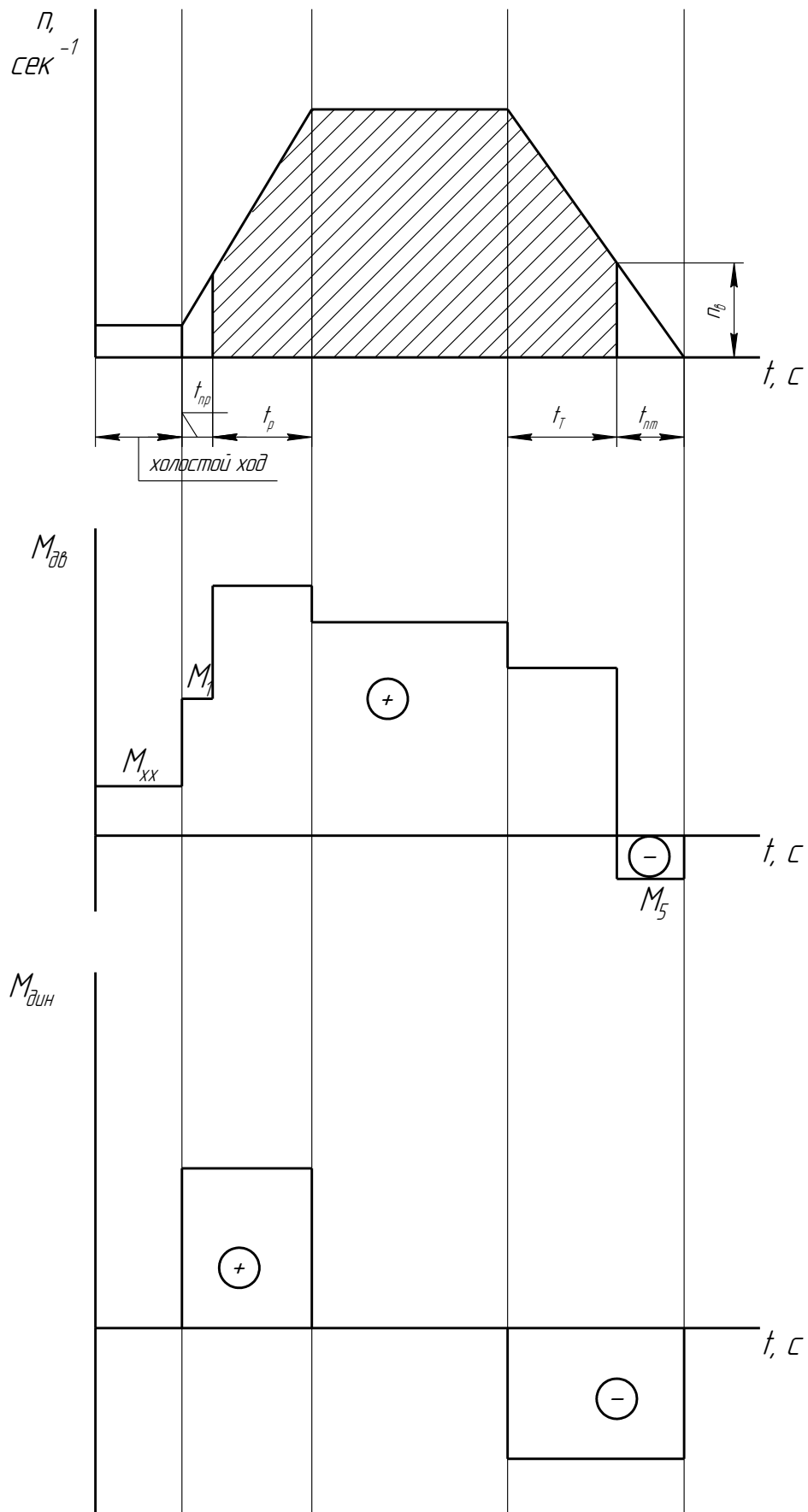


Рисунок 2.2. Трапецеїдальний графік швидкості

2.2 Розрахунок шестерінчастої кліті та муфти

Розрахунок зубчастого вала зачеплення шестерінчастої кліті

Основні параметри шестерень шестеренної кліті (міжосьова відстань A чи діаметр початкової окружності d_0 , модуль, кількість зубців, ширина шестерень (вибирають з конструктивних міркувань, згідно з ГОСТ 3705-56 в залежності від типу табору, діаметр робочих валків, висота їх підйому і переданого крутного моменту). Після цього необхідно виконати перевірочний розрахунок передачі. Зуби передач всіх типів розраховують на міцність контактних поверхонь. Як показує досвід експлуатації, зубчасті передачі у більшості випадків виходять з ладу не внаслідок поломки зубів (що буває рідко), а внаслідок руйнування (викришування) їх робочих контактних поверхонь. Тому зуби передач всіх типів спочатку розраховують на міцність контактної поверхні з найбільшим (поверхневим) напругам, а потім вже на міцність по небезпечному перерізу, тобто з основи зуба.

Розрахункової навантаженням є передається зубчастим зачепленням максимальний крутний момент і визначається з урахуванням (коефіцієнт K) якості виготовлення зачеплення концентрації напруг і характеру (динамічності, повторюваності) навантаження:

$$M_{расч} = M_{зац} K, \quad (2.25)$$

де $M_{зац}$ – максимальний момент, що передається зубчастим зачепленням.

Розрахунковий коефіцієнт K визначається наступним чином: $K = K_1 K_2 K_3$,

де K_1 – коефіцієнт шестерні (колеса);

$$\text{при: } \frac{b}{d_0} = \frac{1070}{500} = 2,1, \quad K_1 = 1,55.$$

K_2 – коефіцієнт концентрації, що дорівнює:

$$K_2 = 1 + 0,1i = 1 + 0,1 = 1,1.$$

K_3 - коефіцієнт якості; для другого класу точності виготовлення
 $K_3 = 1,2$.

Таким чином, для шестеренних клітей з передаточним числом ,
 виготовлених по 2-му класу точності і при $\frac{b}{d_0} = 2$ розрахунковий коефіцієнт.

$$K = 1,55 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 2$$

Перевірочне визначення контактної напруги в поверхневому шарі зубів шестерні (при куті евольвенти $\alpha = 20^\circ$, кут нахилу зубів $\beta = 30^\circ$ і перекриття $\varepsilon \approx 1,35$, виконують за формулою:

$$\sigma_k = \frac{240}{A} \sqrt{\frac{M_{расч}}{b} \frac{(i+1)^3}{i}}, H / мм^2 ; \quad (2.26)$$

де A – міжосьова відстань шестеренної кліті, при $i = 1$, $A = d_0$.

$M_{расч}$ виражений у $H \cdot мм^2$, A і b у $мм$;

$$\sigma_k = \frac{240}{500} \sqrt{\frac{2 \cdot 41 \cdot 10^6 (1+1)^3}{1070 \cdot 1}} = 375,84 H / мм^2$$

Напруга вигину біля основи зубів і нормальним модулем m_n .

$$\sigma_u = \frac{M_{расч} \psi}{y m_n^2 Z b}, H / мм^2 , \quad (2.27)$$

де $M_{расч}$ – виражено в $Нм$;

m_n і b – виражено в $мм$;

ψ – коефіцієнт концентрації напружень біля основи зубів; при нарізці шестерні гребінкою $\psi = 1,5$; черв'ячною фрезою $\psi = 1,5$; пальцевої або дисковою фрезою $\psi = 1,8$.

y – коефіцієнт форми зубців шестерні, визначається залежно від так званого наведеного числа зубів:

$$Z_{прив} = \frac{Z}{\cos^3 \beta} = \frac{Z}{0,649} = 1,54Z , \quad (2.28)$$

$$Z_{прив} = 1,54 \cdot 28 = 43,12$$

Для $Z = 18 \div 29$ можна прийняти $y = 0,35 \div 0,44$.

Приймаємо $y = 0,4$.

Тоді:

$$\sigma_u = \frac{8200 \cdot 1,6}{0,4 \cdot 18^2 \cdot 28 \cdot 1070} = 0,0337 \text{ Н / мм}^2$$

Допустимі напруги для матеріалів зубчастих шестерень і коліс твердістю $\text{HB} = 200 \div 350$:

а) у поверхневому шарі зубів:

$$[\sigma_k] = 0,6(\sigma_s + \sigma_s) + 30 \approx 2\sigma_s, \text{ Н / мм}^2; \quad (2.29)$$

б) на вигин у небезпечному перерізі у ніжки зуба:

$$[\sigma]_u = 0,15(\sigma_s + \sigma_s) + 25 \approx 0,45\sigma_s, \text{ Н / мм}^2. \quad (2.30)$$

Для сталей $\sigma_T 45, 40\text{XH}, 60\text{X2M}\Phi$, з яких виготовляють шестерні, $\sigma_s = 750 \text{ Н/мм}^2$ и $\sigma_s = 450 \text{ Н/мм}^2$, допустимі напруги для них $[\sigma_k]$ и $[\sigma]_u$, будуть:

$$[\sigma_k] = 2 \cdot 450 = 900 \text{ Н/мм}^2;$$

$$[\sigma]_u = 0,45 \cdot 450 = 200 \text{ Н/мм}^2.$$

Таким чином, контактне напруження у поверхневому шарі зубів шестерень і напруга вигину біля основи зубів не перевищують свої допустимі значення:

$$\sigma_k = 372,86 < 900 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_u = 0,0338 < 200 \text{ Н/мм}^2.$$

Розрахунок шестеренного валка на міцність

Шестерні шестеренної кліті передають великі крутні моменти; їх виготовляють як одне ціле з шийками для підшипників та часто називають шестеренними валками. Розміри шийок шестеренних валків визначають розрахунком їх на міцність; в цьому випадку, коли застосовують роликові кінчні підшипники для шестеренних валків, розміри шийки необхідно також узгодити з внутрішнім діаметром цих підшипників. На кінці шестеренних

валків насаджують головки шарнірів шпинделів або лопаті для з'єднання з шпинделями.

Розглянемо зусилля, що діють на зуби шевронної шестерні. (При розрахунку шийки валка на міцність коефіцієнт концентрації напруг у зубах не враховуємо). Кут в торцевому перерізі шестерні:

$$\operatorname{tg} \alpha_T = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 30^\circ} = \frac{0,36397}{0,866} \approx 0,421, \quad (2.31)$$

$$\alpha_T = \operatorname{arctg} 0,421 = 23^\circ. \quad (2.32)$$

Знаючи величину кута в торцевому перерізі, визначимо зусилля, діюче в зубцях в цьому перерізі. З малюнка знаходимо:

$$P_T = \frac{x_T}{\cos \alpha_T},$$

де x_T – максимальна окружне зусилля в зачепленні шестерень.

Значення x_T можна визначити з крутного моменту, що передається зачепленням:

$$x_T = \frac{M_{зац}}{d_0/2} = \frac{2M_{зац}}{d_0} = \frac{2 \cdot 41}{0,500} = 164 \text{кН}, \quad (2.33)$$

де d_0 – діаметр початкового кола шестерні.

При $\alpha_T = 23^\circ$, $\cos \alpha_T = 0,92$, тому остання формула має вигляд:

$$P_T = 2,17 \frac{M_{зац}}{d_0} = 2,17 \frac{41}{0,500} = 177,94 \text{кН}. \quad (2.34)$$

Це зусилля, спрямоване під кутом $\alpha_T = 23^\circ$ до горизонталі, згинає шийки шестеренного валка і сприймається підшипниками.

На кожен шийку діє зусилля, рівне:

$$R = \frac{P_T}{2} = \frac{177,94}{2} = 88,97 \text{кН}. \quad (2.35)$$

Максимальна напруга вигину в перерізі 1 – 1 між шийкою і шестернею одно:

$$\sigma = \frac{M_u}{0,1d^3}. \quad (2.36)$$

Згинальний момент в цьому перерізі буде дорівнює добутку сили, що діє на шийку на відстані від осі шийки до небезпечного перерізу 1 - 1. Цю відстань можна прийняти рівним половині довжини шийки шестеренного валка, тобто $l/2$, тоді:

$$M_u = Rc \approx R \frac{l}{2} \quad (2.37)$$

Підставляючи значення P_T з формули для R , отримаємо формулу для визначення напруги вигину в небезпечному перерізі шийки:

$$\sigma = 5,43 \frac{M_{зац} l}{d_0 d^3} = 5,43 \frac{41000 \cdot 144 \cdot 10^{-3}}{0,500 \cdot 0,23^3} = 3,619 \text{ мПа} \quad (2.38)$$

де l і d – довжина і діаметр шийки шестеренного валка $d = 260$ мм,
 $l = 144$ мм.

Крім напруги вигину, в шийках шестеренних валків виникають також напруги кручення. Максимальна напруга кручення буде в шийці шестерні з боку редуктора і воно визначиться за формулою:

$$\tau = \frac{M_{кр}}{0,2d^3} \quad (2.39)$$

де $M_{кр} = 2M_{зац}$ – максимальний крутний момент, переданий шийкою двом шестерням від ведучого вала редуктора.

$$\tau = \frac{2M_{зац}}{0,2d^3} = \frac{M_{зац}}{0,1d^3} = \frac{41000}{0,1 \cdot 0,26^3} = 23,327 \text{ мПа} \quad (2.40)$$

Результуюча напруга в цій шийці від дії згинального і крутного моменту буде дорівнювати:

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{3,619^2 + 3 \cdot 23,327^2} = 40,565 \text{ мПа} \quad (2.41)$$

Хоча напруги в інших шийках менше, ніж у шийці валка з боку редуктора, однак умови однотипності застосовуваних підшипників розміри шийок обох валків роблять однаковими.

Допускаемое напруга для шийок при виготовленні шестеренних валків з кованої сталі 40 чи 40х можна приймати рівним $[\sigma] \approx 130 \div 150 \text{ Н/мм}^2$.

Таким чином результуюче напруження не перевищує допустимого напруження в шийці валка:

$$\sigma_{рез} = 40,569 < 130 \text{ МПа}$$

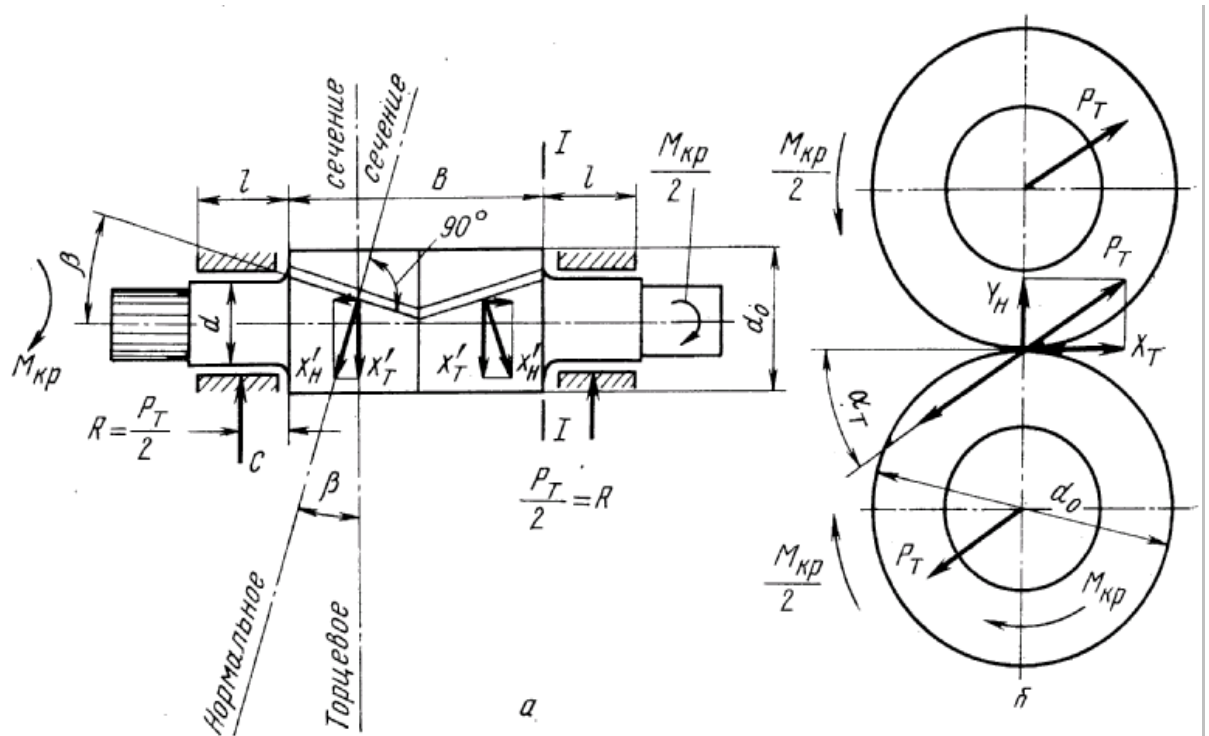


Рисунок 4.6. Схема до розрахунку шестеренного валка

- сила діюча в шевронном зачепленні;
- напрям сил у торцевому перерізі

Розрахунок шестеренной кліти на перекидання

Шийка приводної шестерні шестеренної кліти отримує з боку двигуна крутний момент, рівний і передає його через зубчасте зачеплення редуктора двом шестерням, а останнє – двом робочим прокатного валка через шпindelний пристрій.

Отже, на шестеренну кліть діють наступні моменти:

$M_{кр}$ – з боку двигуна; цей момент прикладений до первинного валу редуктора і має те позитивне, те від'ємне значення (в залежності від напрямку прокатки).

M_1 і M_2 – реактивні крутні моменти з боку валків; один з них позитивний, а інший – негативний .

Перекидаючий момент, що діє на кліть, дорівнює алгебраїчній сумі цих моментів:

$$M_{опр} = M_{кр} + M_1 - M_2 . \quad (2.42)$$

Якщо момент, одержуваний шестеренними валками з боку редуктора, розподіляється порівну між верхньою і нижньою шестернями (тобто між робочими прокатними валками), як це відбувається при простому процесі прокатки, то тоді:

$$M_1 = M_2 ,$$

$$M_{опр} = M_{кр} .$$

Отже, при простому процесі прокатки момент, перекидаючий шестеренну кліть, дорівнює моменту двигуна.

Розглянемо два приватних випадки:

1) Припустимо, що верхній шпindel зламався, але деякий час прокатка ще триває; тоді $M_1 = 0$ і весь момент приводу передається тільки одному нижньому валку.

У цьому випадку:

$$M_{опр} = M_{кр} - M_2 .$$

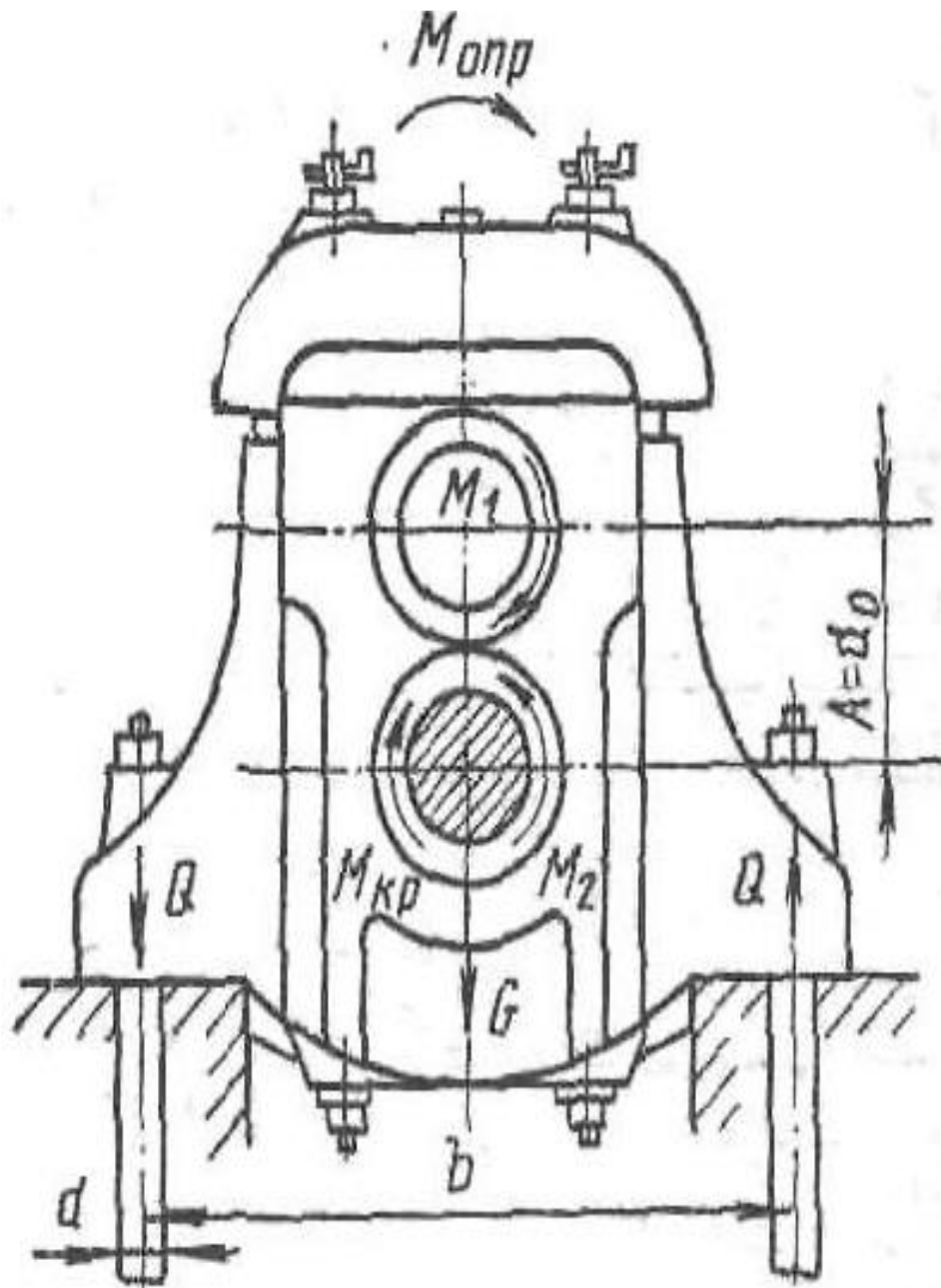


Рисунок 4.7. Розрахунок шестеренної кліті на перекидання

2) У випадку поломки нижнього шпинделя ($M_2 = 0$) перекидаючий момент, що діє на шестеренну кліть, дорівнює:

$$M_{opr} = M_{кр} + M_1$$

Таким чином, в аварійних випадках перекидаючий момент шестеренної кліті більше моменту, перекидаючого робочу кліть.

Момент, перекидаючий шестеренну кліть, прагне відірвати шестеренну кліть від фундаменту або плитовин, тобто розтягує фундаментні болти.

Позначимо число фундаментальних болтів з одного боку шестеренної кліті через n і діаметр болта – через d .

Розрахуємо максимальний перекидаючий момент:

$$M_{opr} = M_{кр} + M_1 = 26,35 + 82 = 108,35 \text{кНм} \quad (2.43)$$

Зусилля, діюче на один фундаментний болт, одно:

$$Q = \frac{1}{n} \left(\frac{M_{opr}}{b} - \frac{G}{2} \right) = \frac{1}{5} \left(\frac{108,35}{1,48} - \frac{525}{2} \right) = -37,86 \text{кз} \quad (2.44)$$

де $b = 1480 \text{мм}$ – відстань між болтами;

$G = 52500 \text{кг}$ – вага шестеренної кліті.

Знак мінус вказує на те, що зусилля болта спрямоване в протилежну сторону, тобто перекидаючий момент шестеренної кліті навіть у випадку поламки нижнього шпинделя повністю погашається відновлюючим моментом від ваги самої шестеренної кліті.

Розрахунок зубчастої муфти

Максимальний розрахунковий крутний момент, що передається одним шпинделем, визначимо половиною моменту прокатки (максимального):

$$M_{кр.макс} = \frac{M_{пр.макс}}{2} = \frac{102,68}{2} = 51,34 \text{кНм} \quad (2.45)$$

За довідником вибираємо зубчасту муфту типу МЗП №17 з такими розмірами: $D = 490$; $L = 370$; $b = 40$; $Z = 64$; $m = 12 \text{мм}$.

Для визначення величини тиску між зубами втулки і обойми припустимо, що навантаження розподіляється рівномірно між усіма зубами, а контакт зубів відбувається по всій довжині b і робочій висоті $h = 1m + 0,8m$, яка

складається з висот головок втулки і зуба обойми. Тоді зв'язок між розрахунковим моментом і величиною тиску виразиться формулою:

$$M_p = \frac{PF_z D_0}{2}, \quad (2.46)$$

де P – тиск на поверхні зубів;

$F = b_h$ – проекція робочої поверхні зуба на діаметральну площину;

Z – число зубів втулки;

$D_0 = m_z$ – діаметр ділильної окружності;

m – модуль зачеплення.

Після перетворення отримаємо умову зносостійкості:

$$P = \frac{M_p}{0,9bD_0^2} = \frac{51,34 \cdot 10^6}{0,9 \cdot 40(6 \cdot 56)^2} = 12,63 \leq [p], \quad (2.47)$$

де допустиме питомий тиск для забезпечення необхідної зносостійкості вибирають з урахуванням неточності розрахунку за даними експерименту

$$[p] = 12 \div 15 \text{ Н/мм}^2.$$

Приймаємо $[p] = 14 \text{ Н/мм}^2$.

Таким чином умова міцності виконується:

$$12,63 < 14 \text{ Н/мм}^2.$$

3 Дослідження роботи зубчастої муфти в умовах критичних навантажень

3.1 Дослідження роботи зубчастих муфт в умовах порушення вимог центрування валов

Для забезпечення нормальної роботи привода прокатного стана важливе значення має точність центрування редуктора з приводом що може знизити споживання енергії приблизно на 5%.

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

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

Неспіввісність має місце, коли лінії осей обертання двох валів не збігаються (рисунок 3.1).

Таким чином існують наступні загрози та наслідки перекосів валів, що впливають на довговічність приводу:

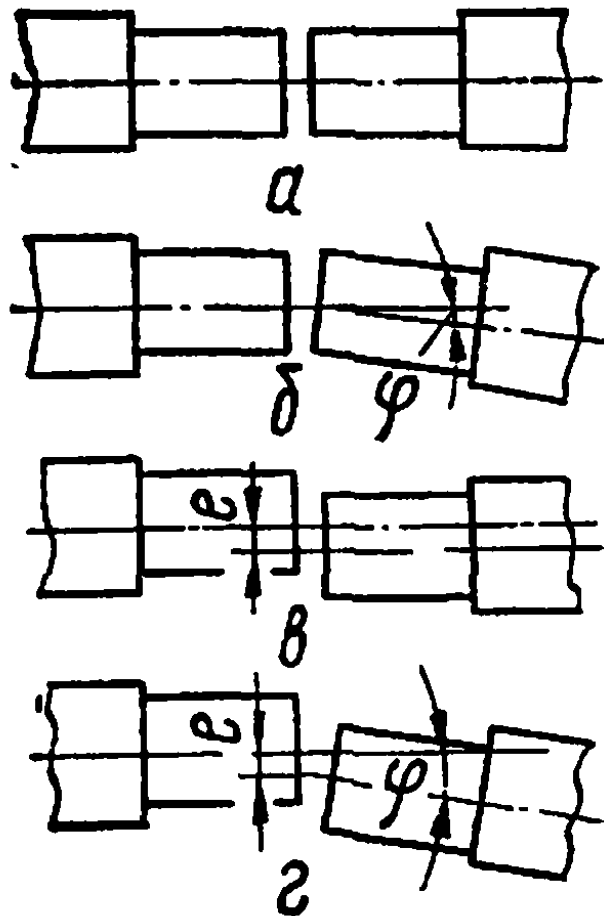
1. Неспіввісність призводить до виникнення моменту, який породжує сили реакції в підшипниках. Підвищення навантаження на підшипники внаслідок перекосів валів на 20%, скорочує розрахункову довговічність підшипників на 50%.

2. Перевантаження і вібрації, викликані неспіввісністю, викликають пошкодження муфт (перегрів, ослаблення або поломка болтів) і валів.

3. Споживання енергії електродвигуном може збільшитися на 20%.

Щоб уникнути зазначених негативних ефектів, перекоеси валів повинні бути в межах допусків, встановлених виробником агрегатів. Прийоми виконання центрування і допуски на відхилення визначаються в основному

типами машини, приводу і сполучної муфти, особливостями установки обладнання на рами або фундаменті.



а – геометрично співвісні вали; б – кутова неспіввісність, в – радіальна (паралельна) неспіввісність, г – поєднана неспіввісність
Рисунок 3.1 Види неспіввісності при з'єднанні муфтою валів

Для здійснення розрахунків скористуємось системою ANSYS.

Основна мета роботи системи - 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 геометричній і розрахункової моделей.

Основні кроки при проведенні розрахунку:

Підготовка 3D-моделі до проведення розрахунку міцності (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 (напруг, коефіцієнтів запасу, переміщень і т.д.);
- Проведення модифікації моделі за результатами проведених обчислень (зміна геометрії / матеріалу);
- Повторне проведення розрахункового аналізу для підтвердження працездатності виробу.

До складу 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 змоделювати 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;

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 зубчастої муфти, що мала наступні відхилення від нормальних умов експлуатації.

Таблиця 3.1 Змінні параметри плану проведення дослідження

№	Варіант дослідження	Кутова неспіввісність, град	Радіальна (паралельна) неспіввісність, мм
1	Номінальний	0	0
2	Кутова неспіввісність	2	0
3	Кутова неспіввісність	4	0
4	Радіальна неспіввісність	0	5
5	Радіальна неспіввісність	0	10
6	Критичний (поєднаний)	4	10

Результати дослідження за першим варіантом

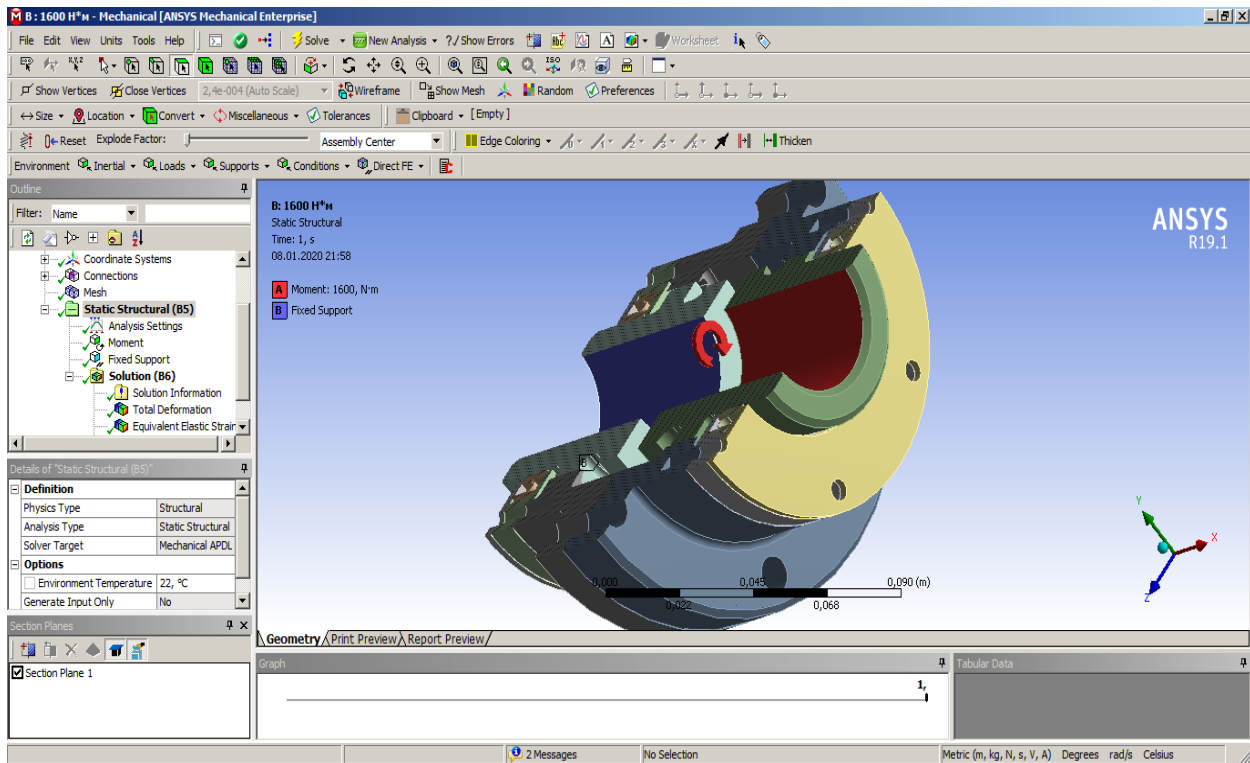


Рисунок 3.2 Твердотільна модель зубчастої муфти в розрізі (перше дослідження)

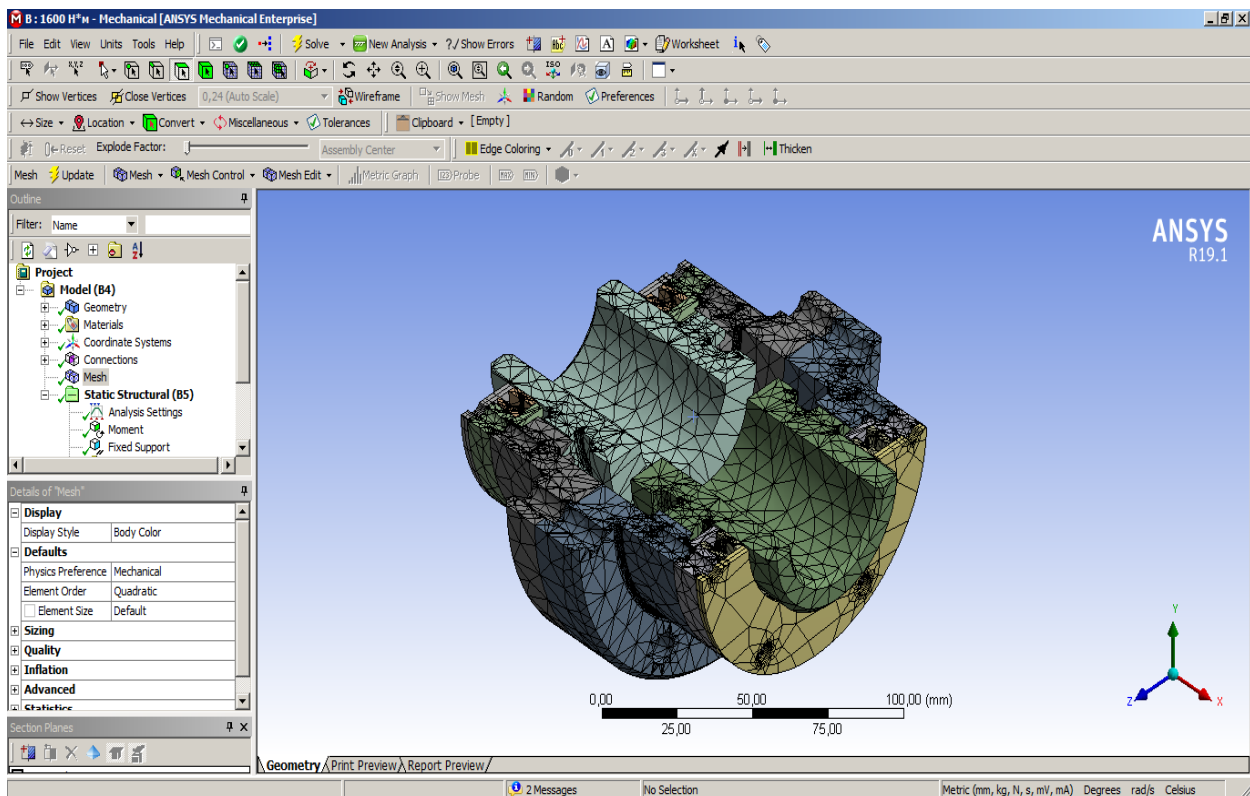


Рисунок 3.3 Кінцево елементна сітка поділу моделі зубчастої муфти (перше дослідження)

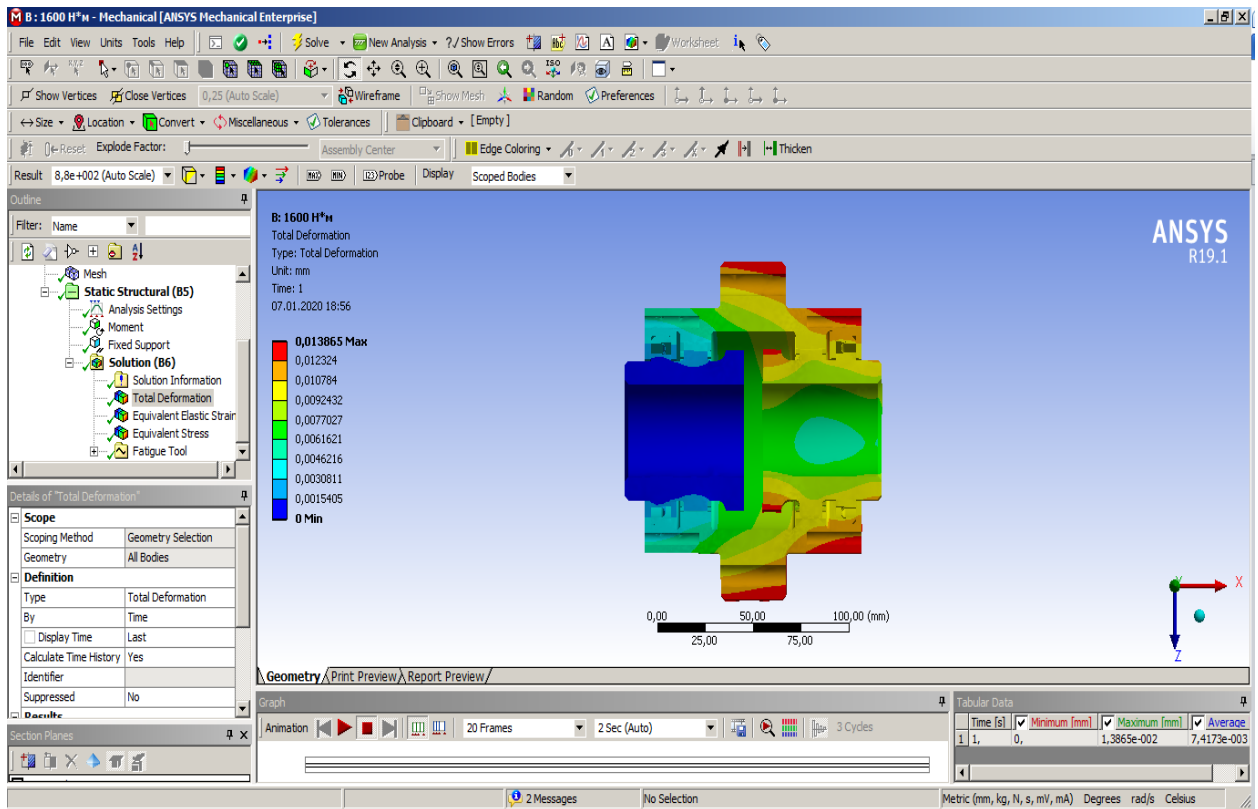


Рисунок 3.4 Абсолютні переміщення елементів муфти під дією крутного моменту (перше дослідження)

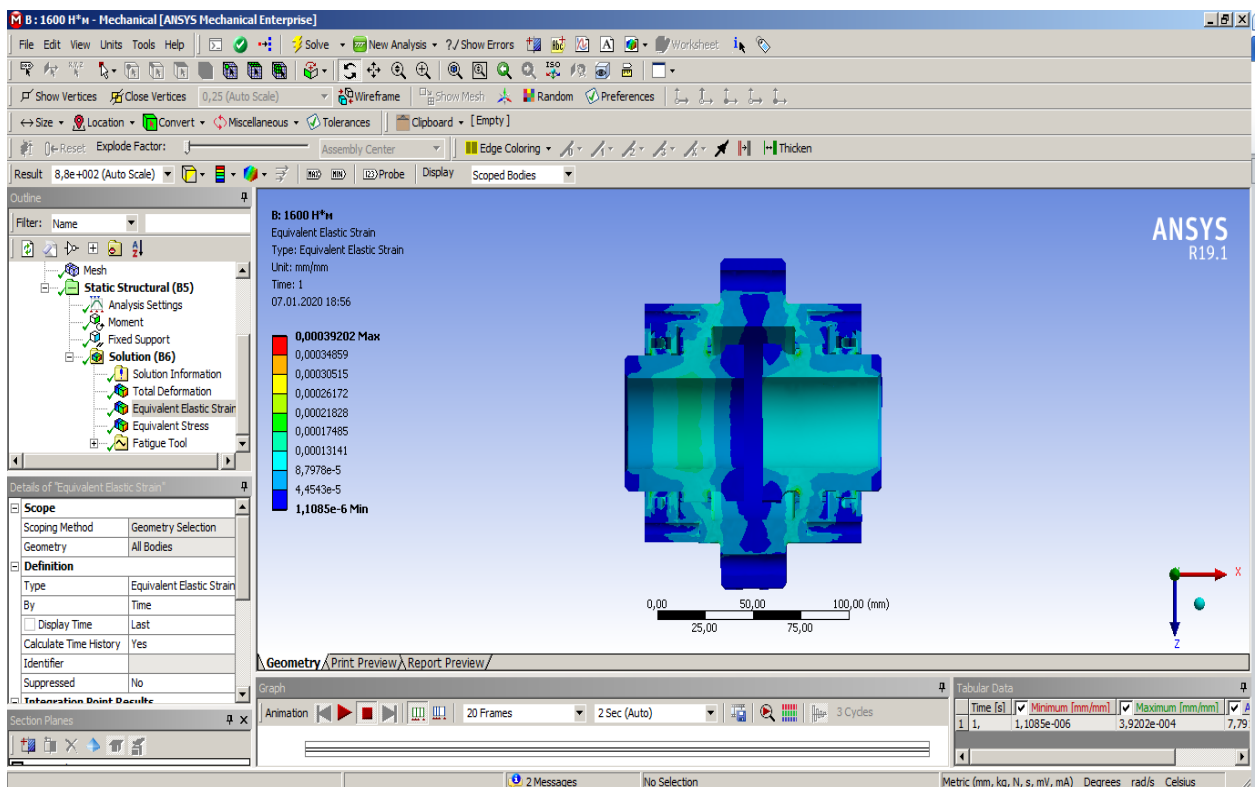


Рисунок 3.5 Епюри відносної деформація елементів муфти під дією крутного моменту (перше дослідження)

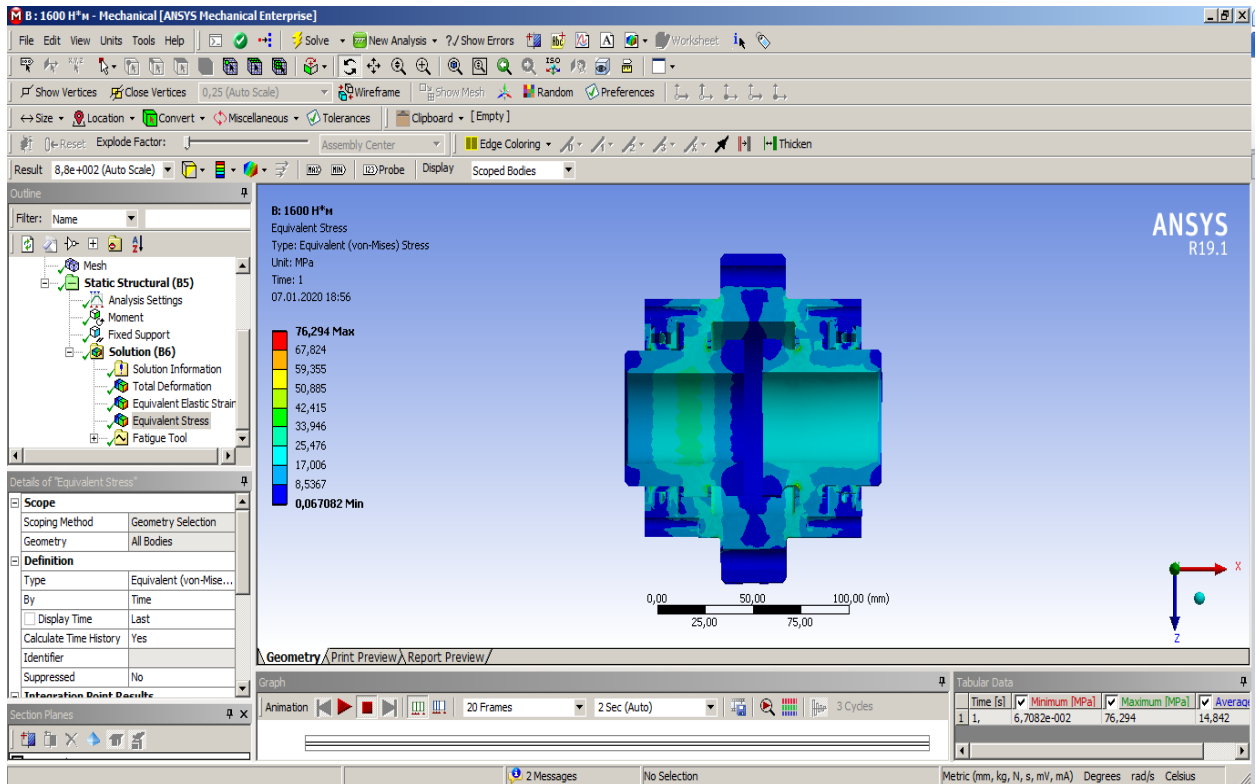


Рисунок 3.6 Епюри розподілу напружень Von Mises (перше дослідження)

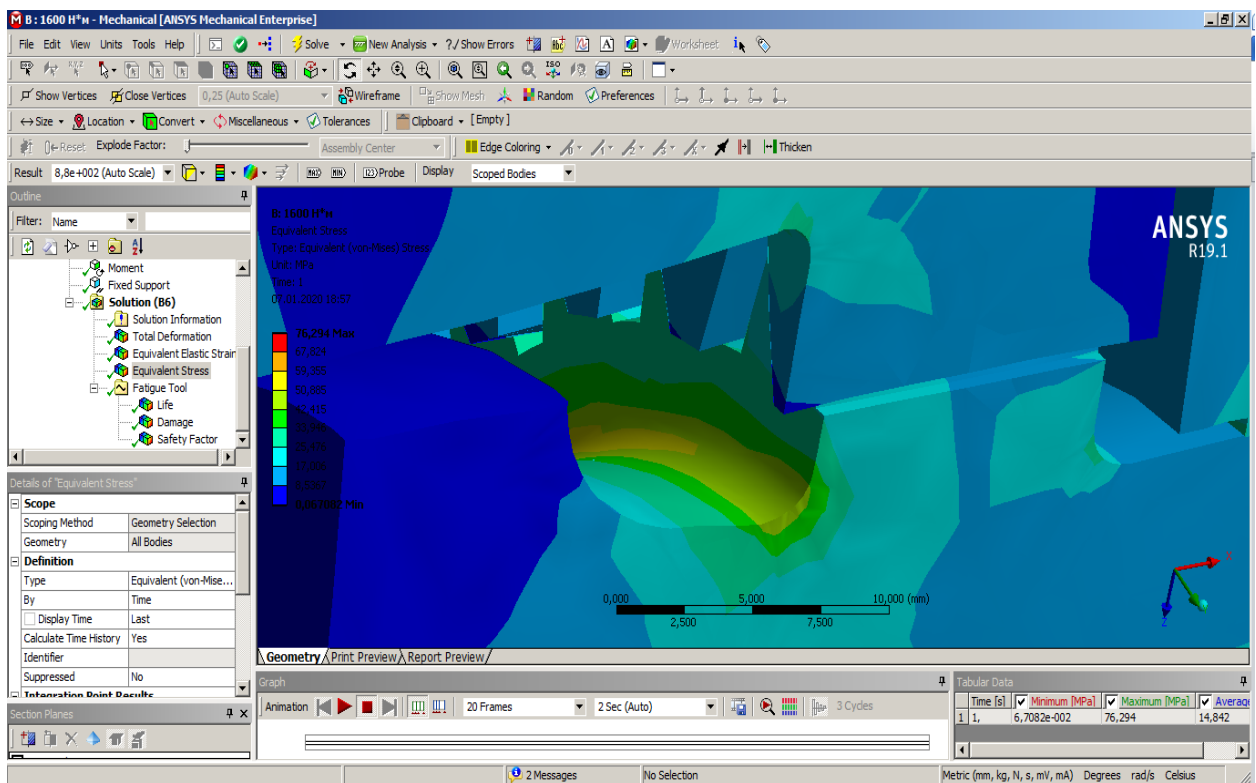


Рисунок 3.7 Концентратори напружень на епюри розподілу напружень Von Mises (перше дослідження)

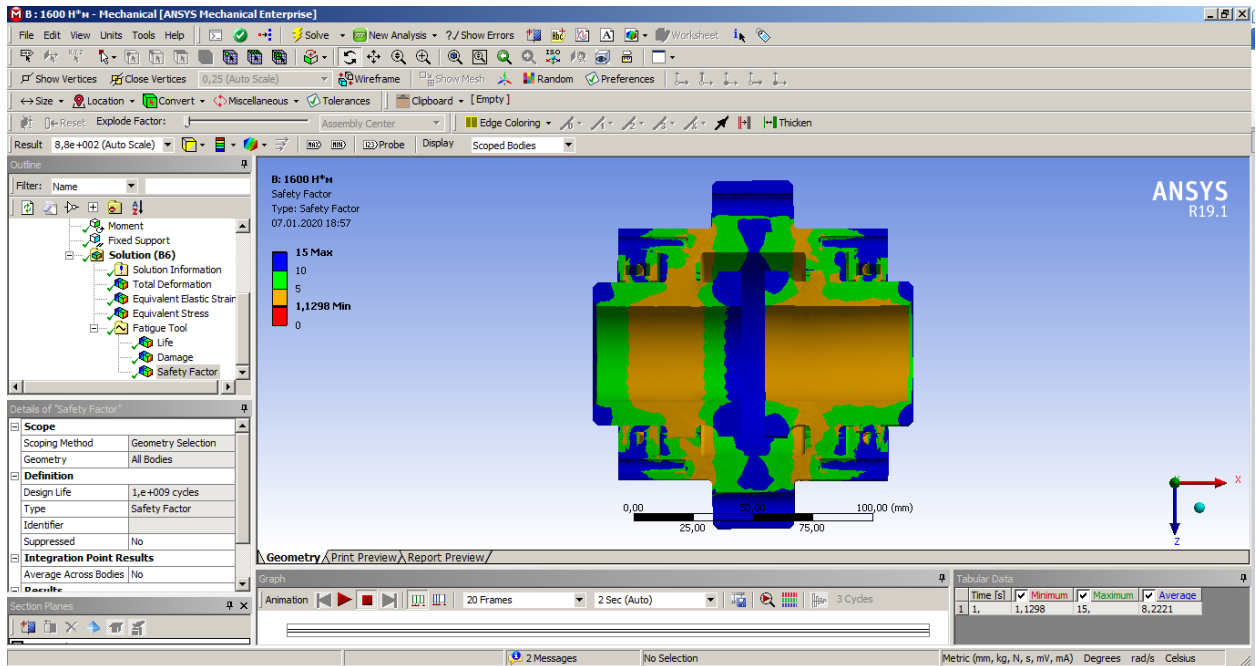


Рисунок 3.8 Епюри запасу міцності в деталях зубчастої муфти (перше дослідження)

Друге дослідження. Крутний момент прикладено під кутом 2 градуси

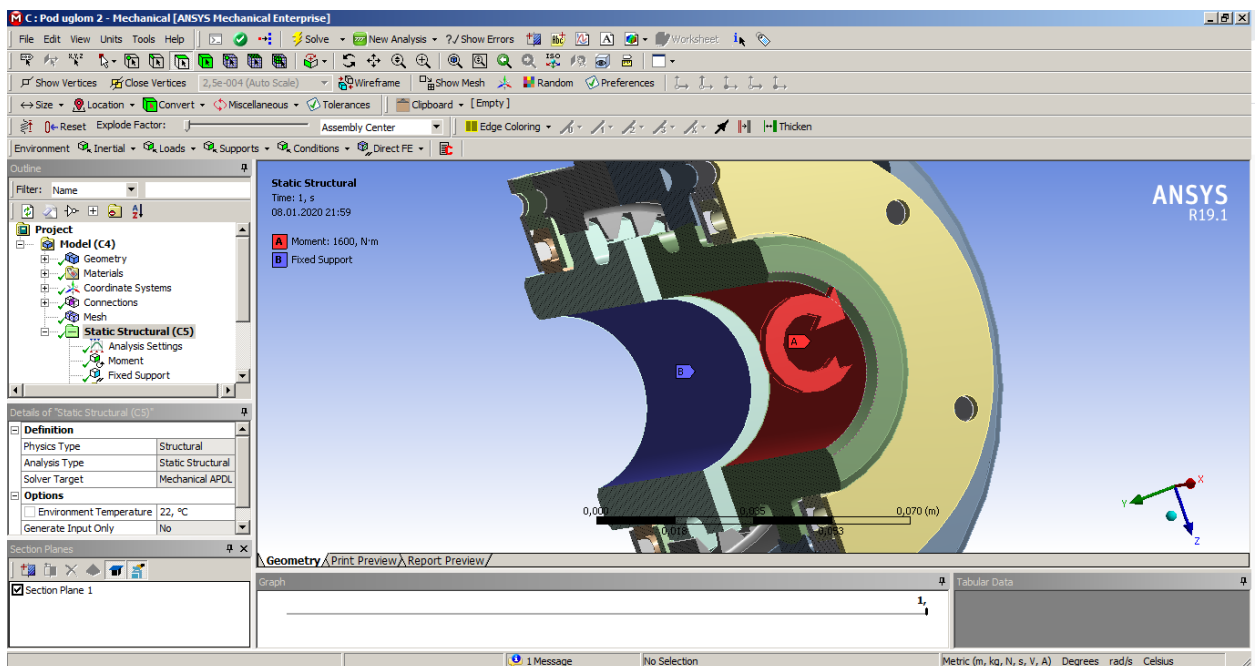


Рисунок 3.9 Твердотільна модель зубчастої муфти в розрізі (друге дослідження)

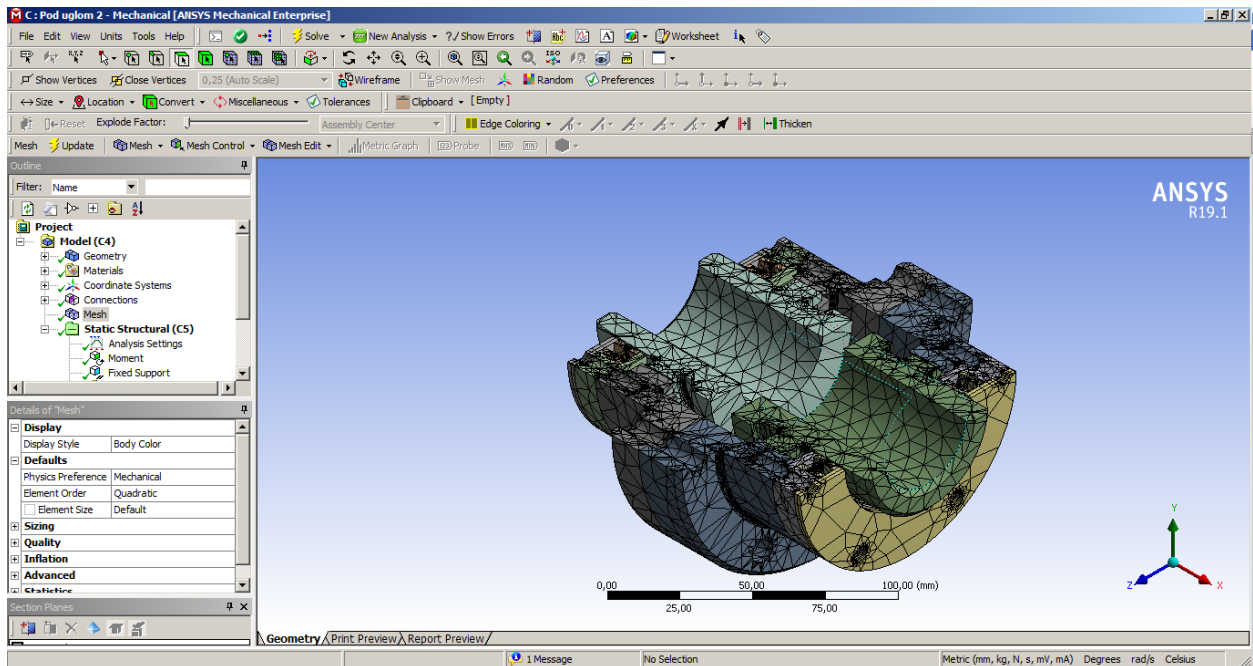


Рисунок 3.10 Кінцево елементна сітка поділу моделі зубчастої муфти (друге дослідження)

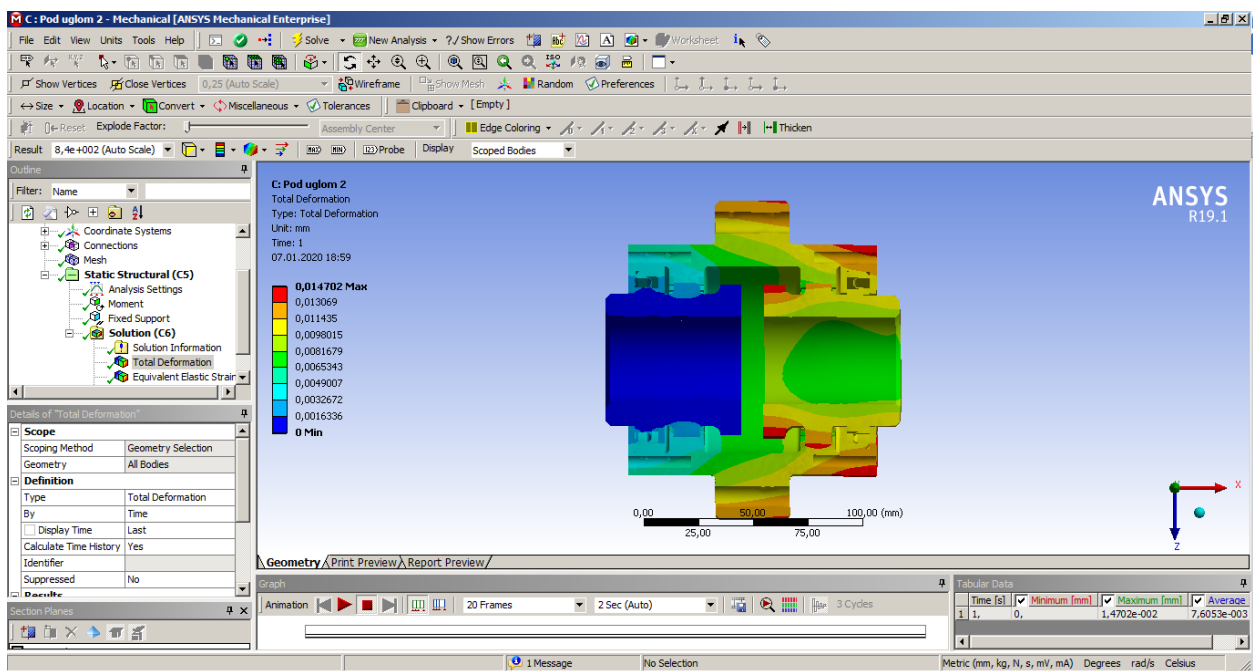


Рисунок 3.11 Абсолютні переміщення елементів муфти під дією крутного моменту (друге дослідження)

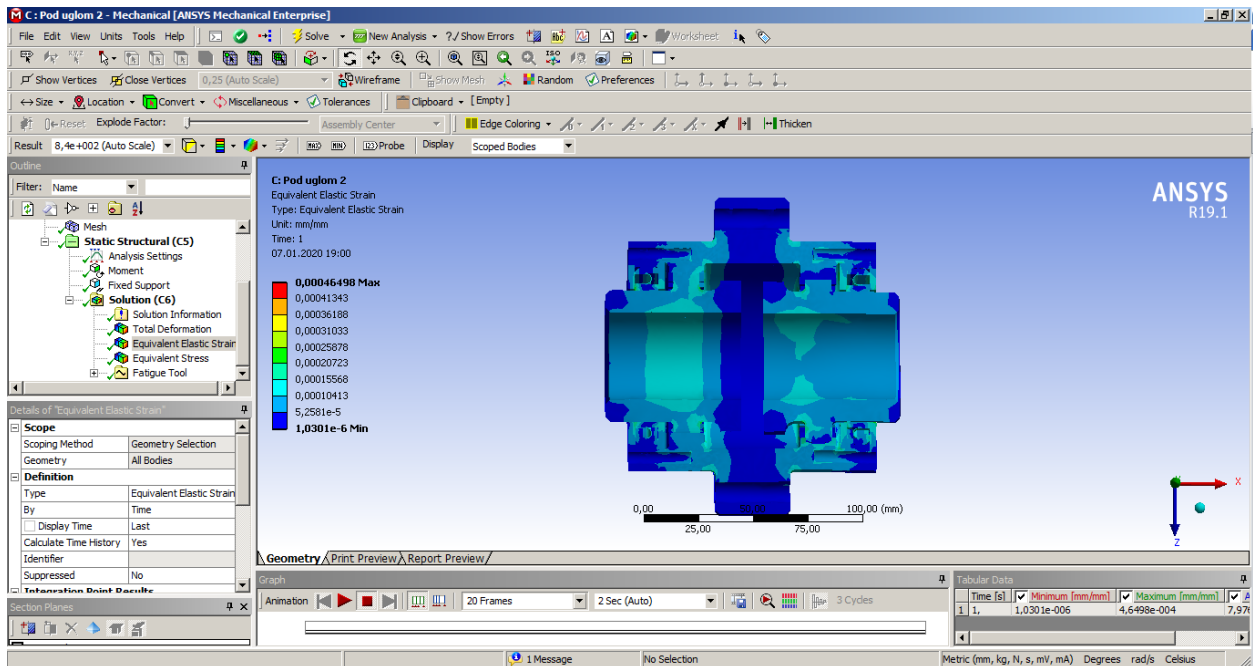


Рисунок 3.10 Епюри відносної деформація елементів муфти під дією крутного моменту (друге дослідження)

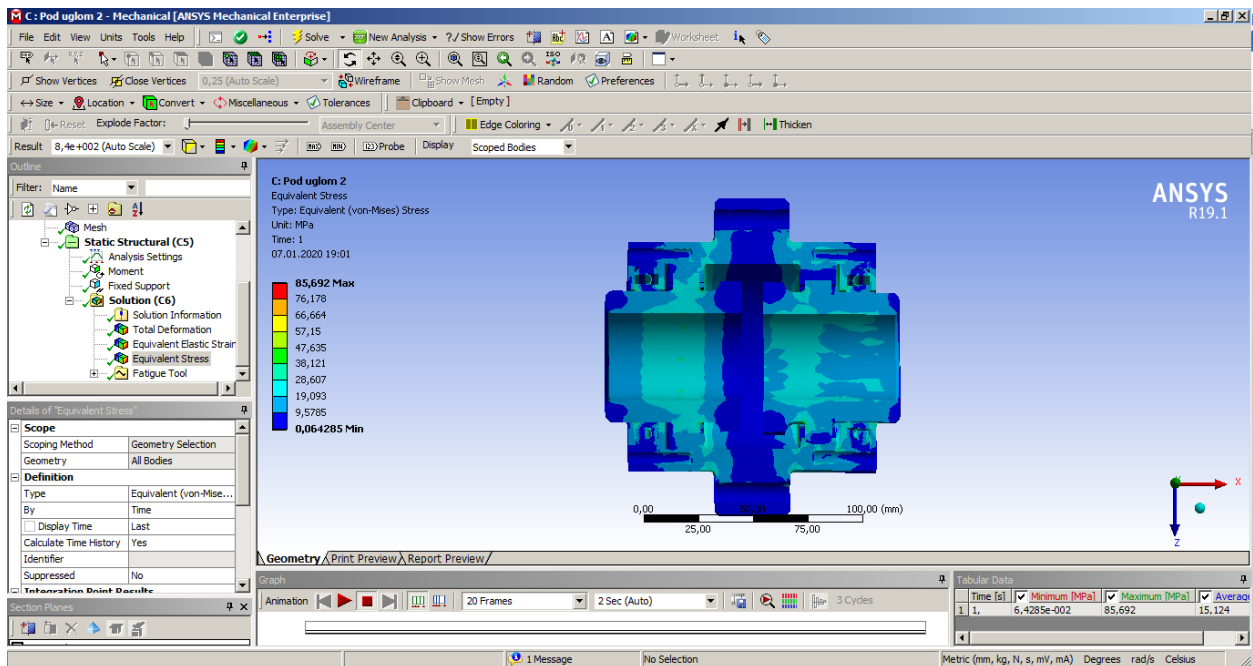


Рисунок 3.13 Епюри розподілу напружень Von Mises (друге дослідження)

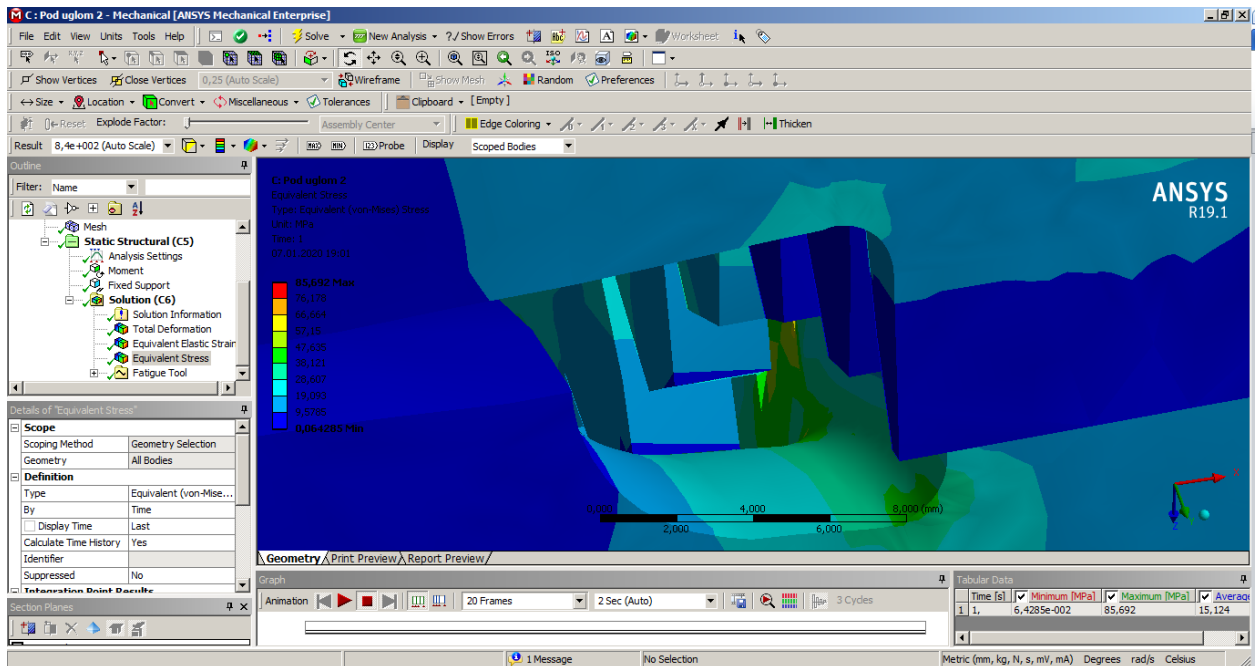


Рисунок 3.14 Концентратори напружень на епюрі розподілу напружень Von Mises (друге дослідження)

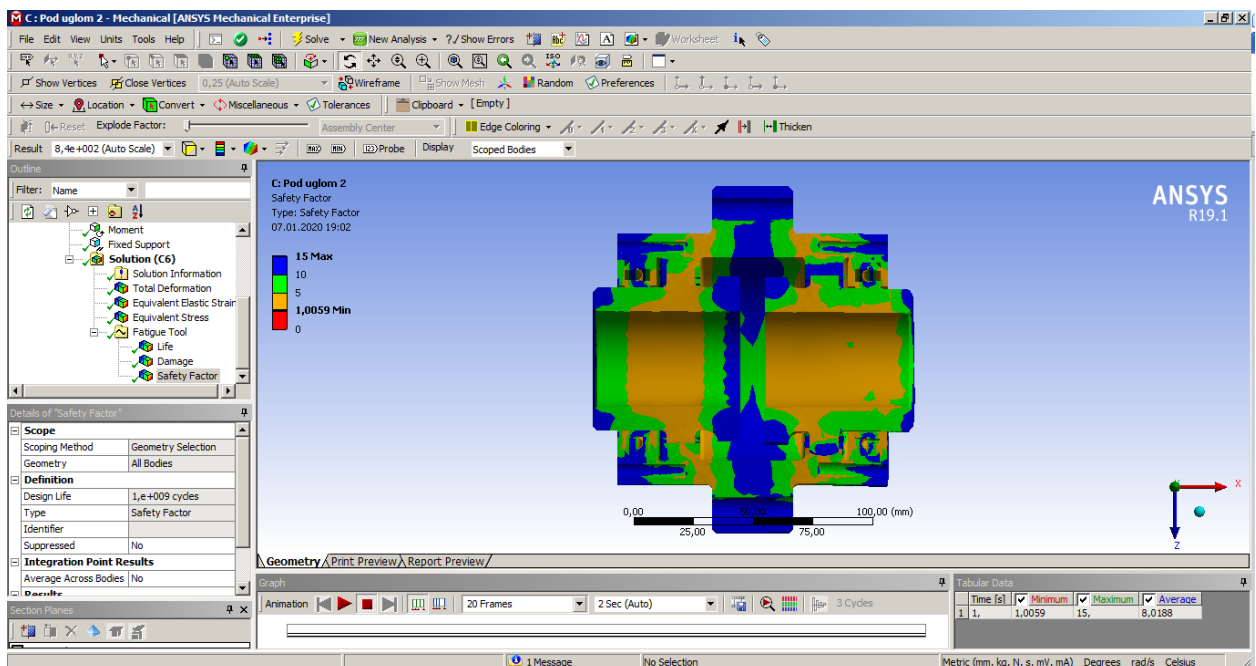


Рисунок 3.15 Епюри запасу міцності в деталях зубчастої муфти (друге дослідження)

Третє дослідження. Крутний момент прикладено під кутом 4 градуси

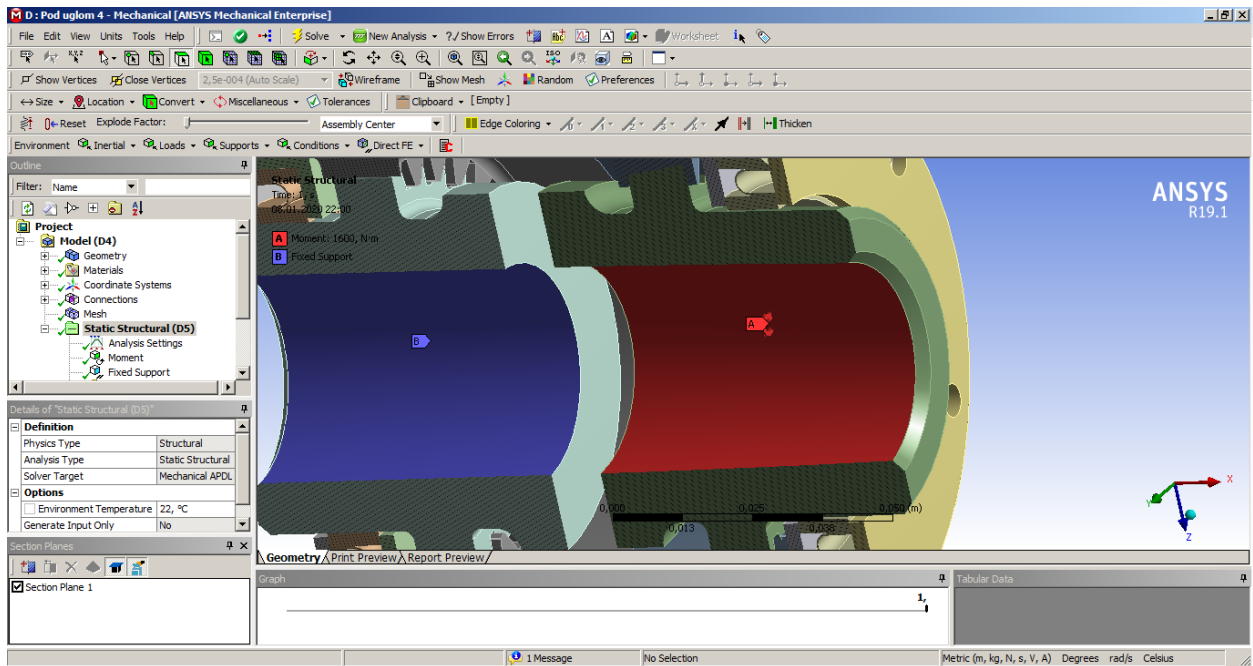


Рисунок 3.16 Твердотільна модель зубчастої муфти в розрізі (третє дослідження)

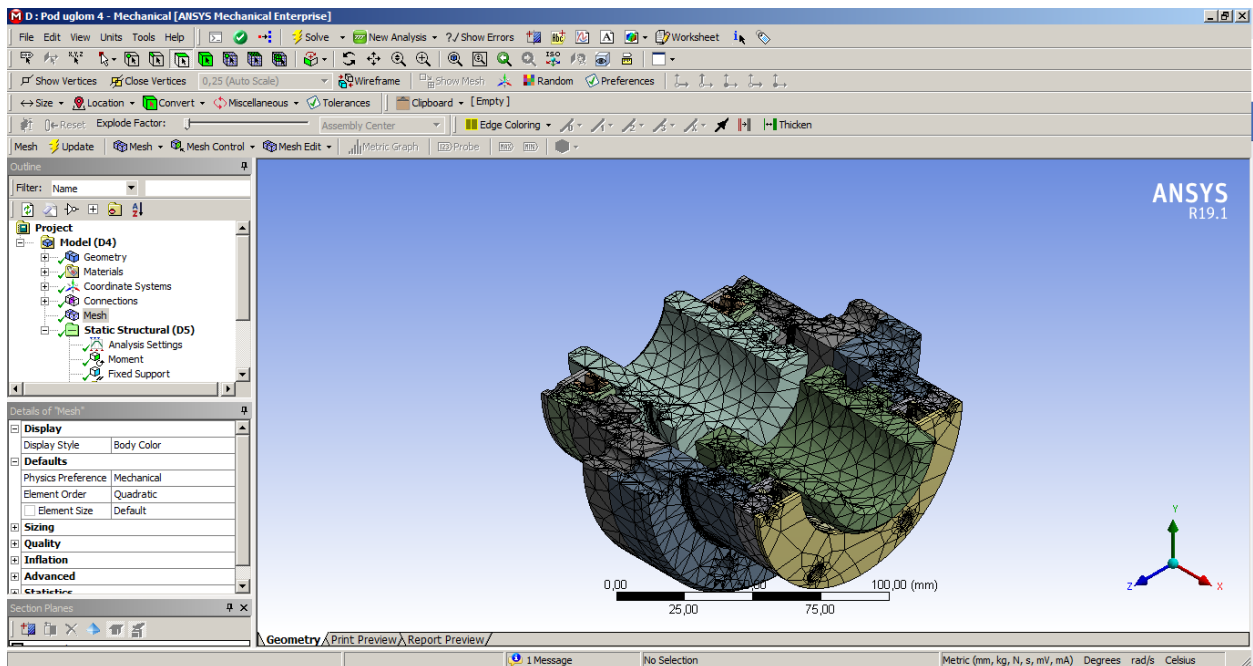


Рисунок 3.17 Кінцево елементна сітка поділу моделі зубчастої муфти (третє дослідження)

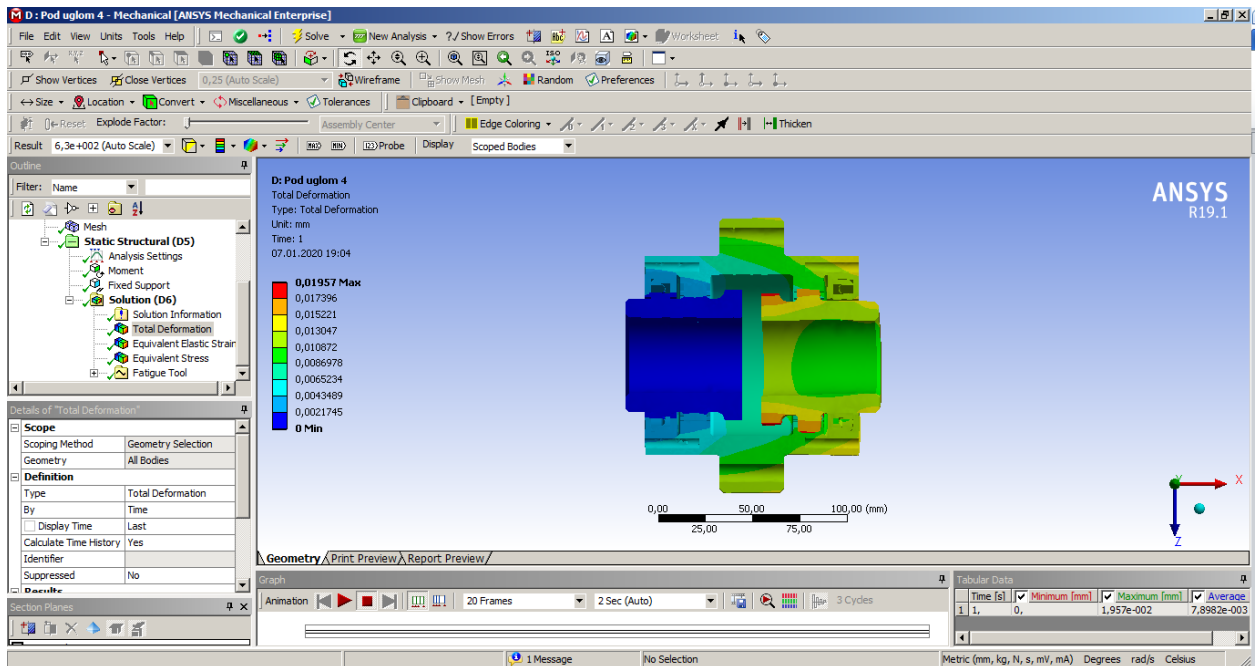


Рисунок 3.18 Абсолютні переміщення елементів муфти під дією крутного моменту (третє дослідження)

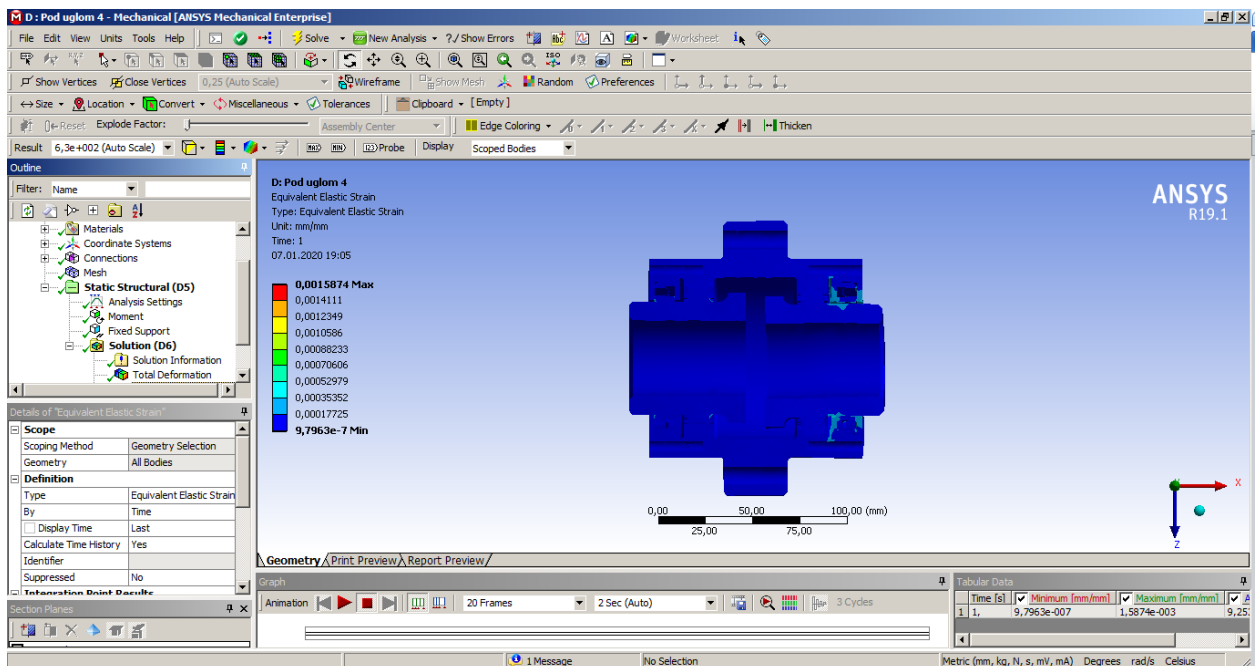


Рисунок 3.19 Епюри відносної деформація елементів муфти під дією крутного моменту (третє дослідження)

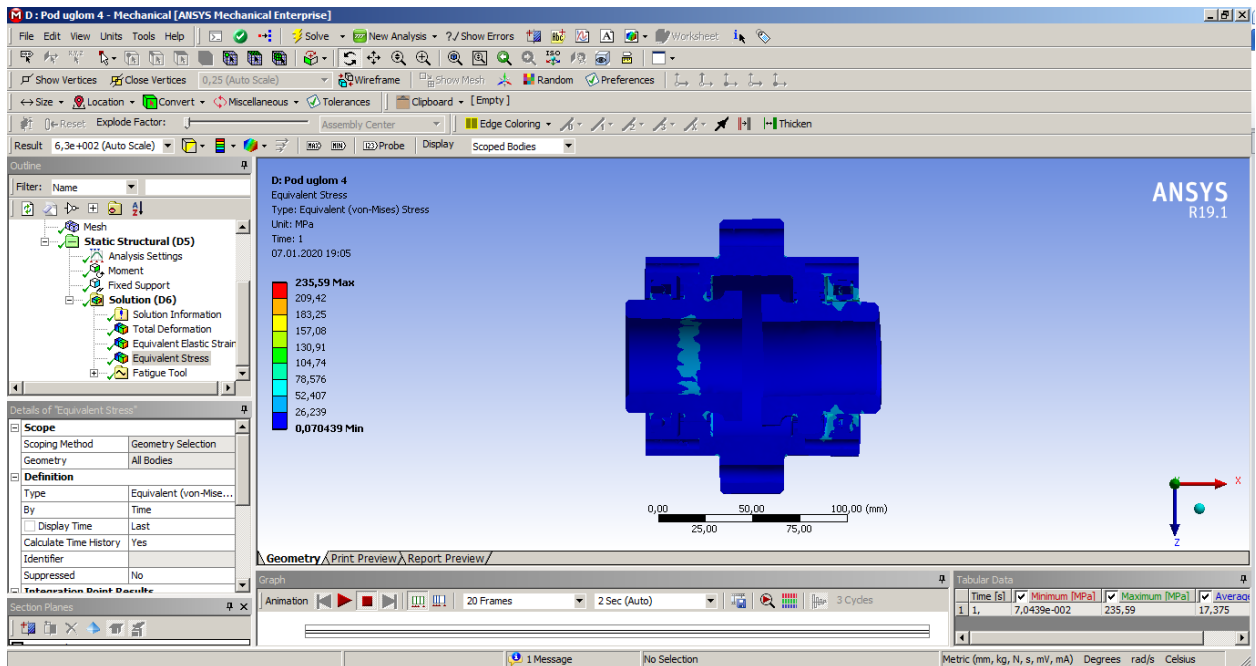


Рисунок 3.20 Епюри розподілу напружень Von Mises (третє дослідження)

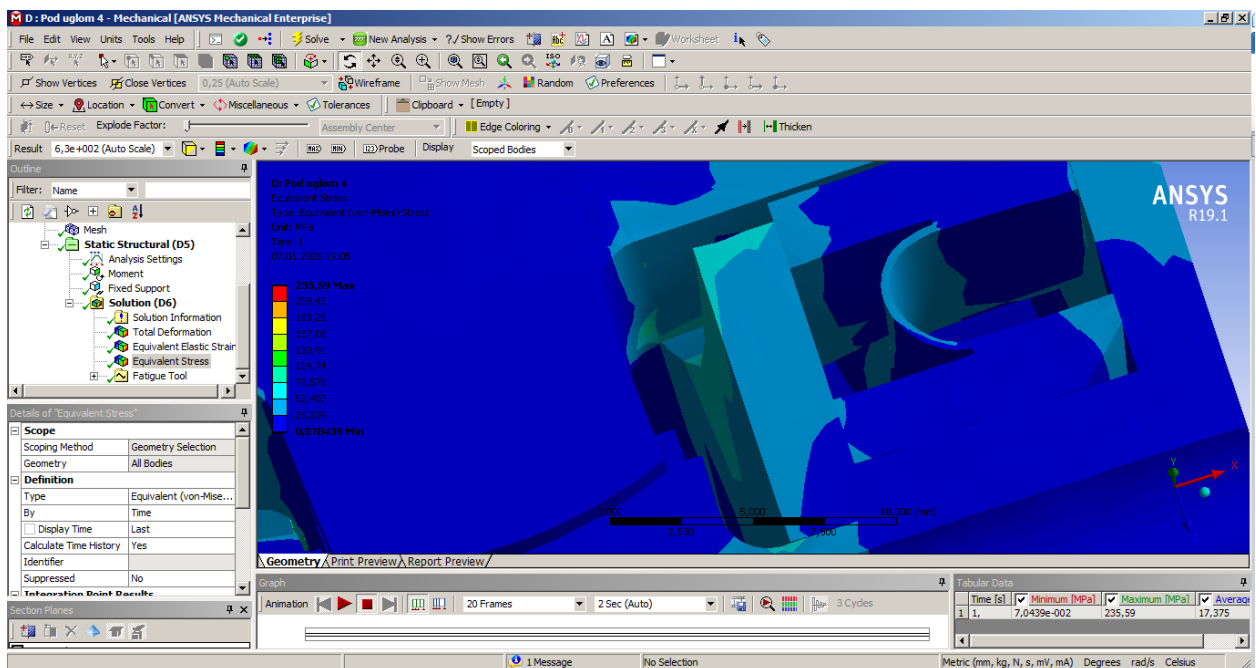


Рисунок 3.21 Концентратори напружень на епюрі розподілу напружень Von Mises (третє дослідження)

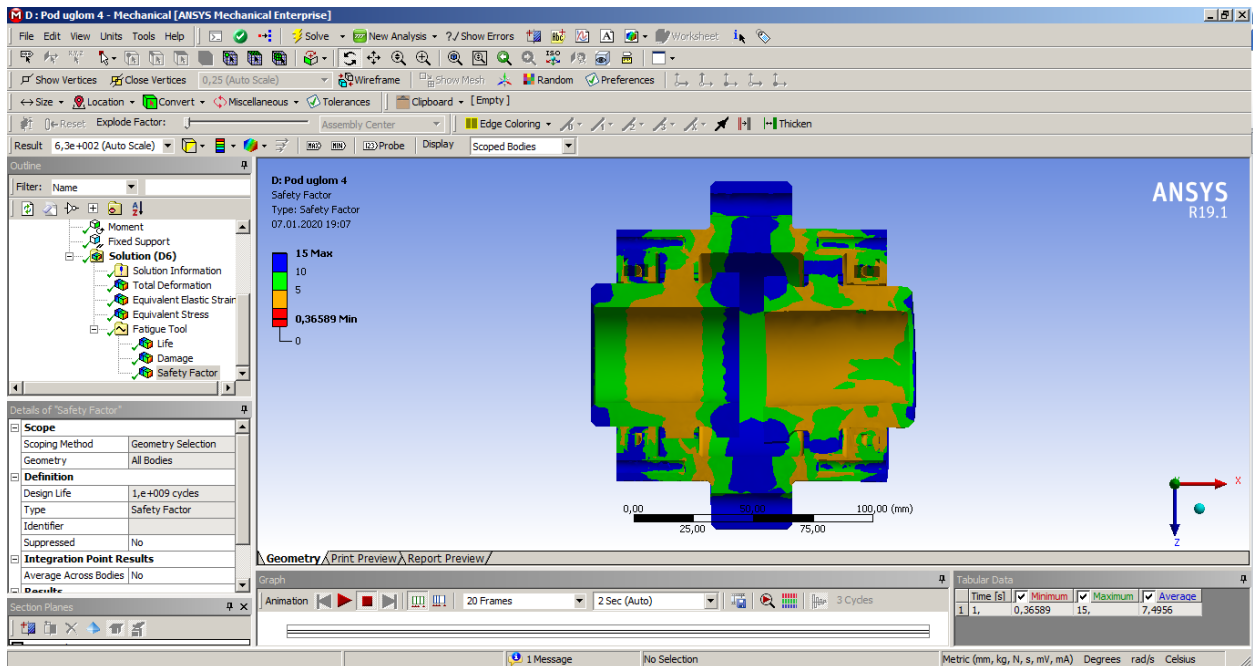


Рисунок 3.22 Епюри запасу міцності в деталях зубчастої муфти (третє дослідження)

Четверте дослідження. Крутний момент прикладено призмщенні вісі по вертикалі на 5 мм.

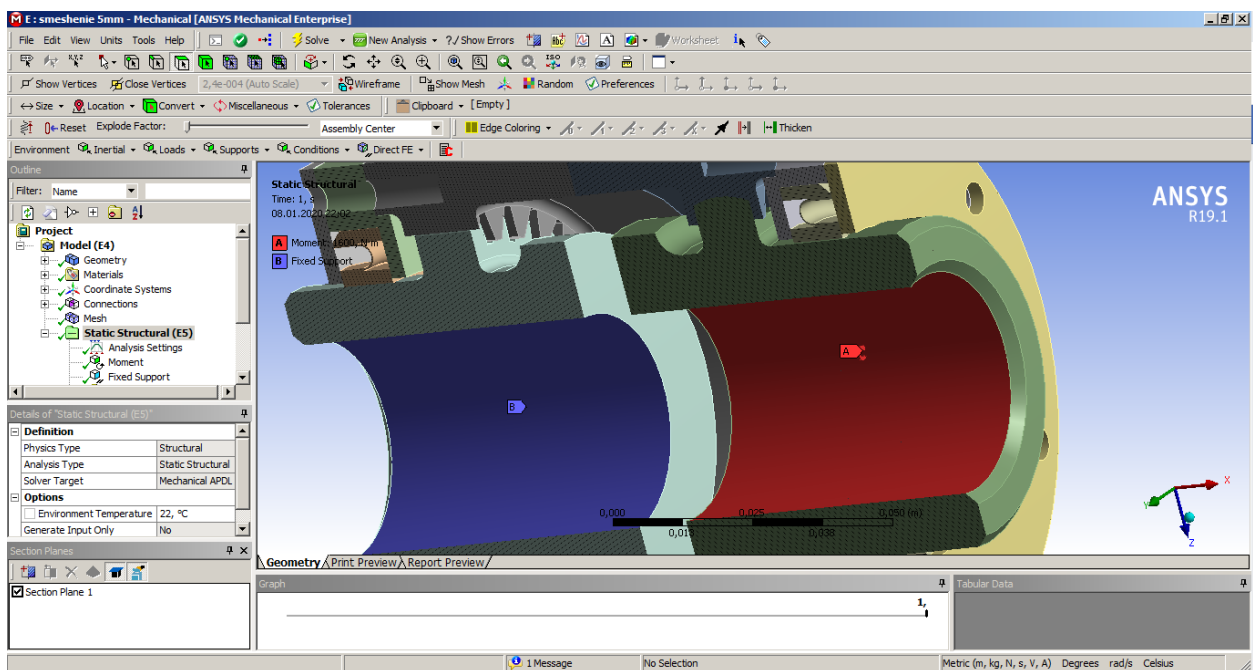


Рисунок 3.23 Твердотільна модель зубчастої муфти в розрізі (четверте дослідження)

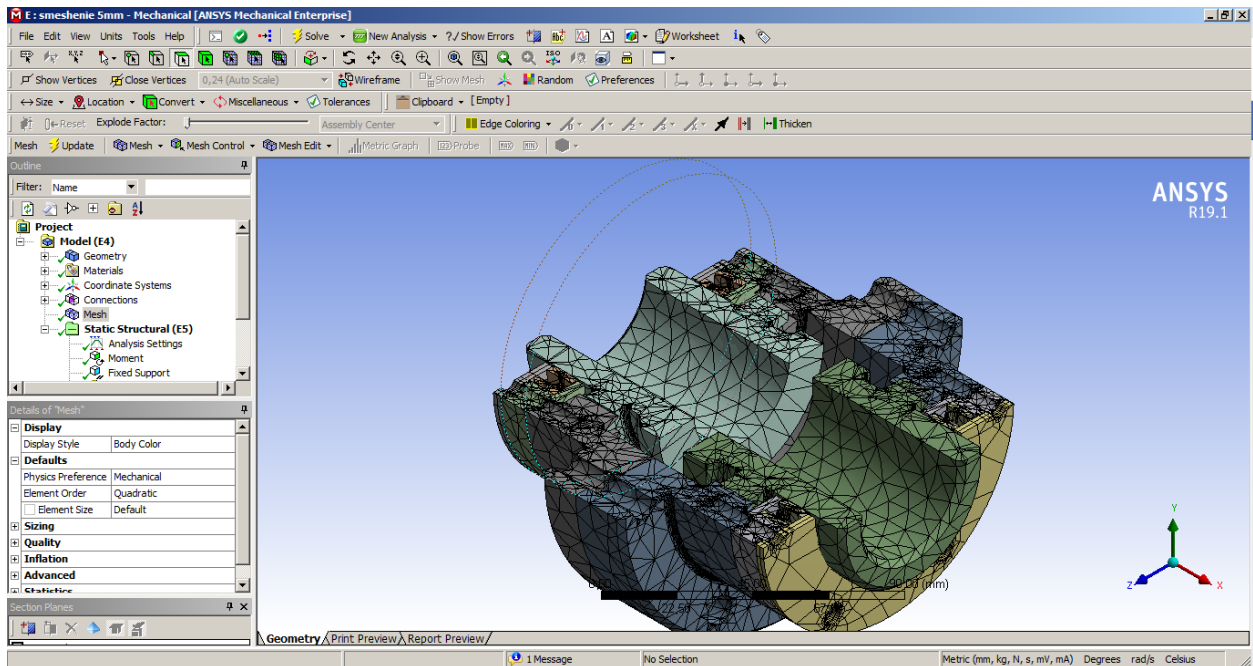


Рисунок 3.24 Кінцево елементна сітка поділу моделі зубчастої муфти (четверте дослідження)

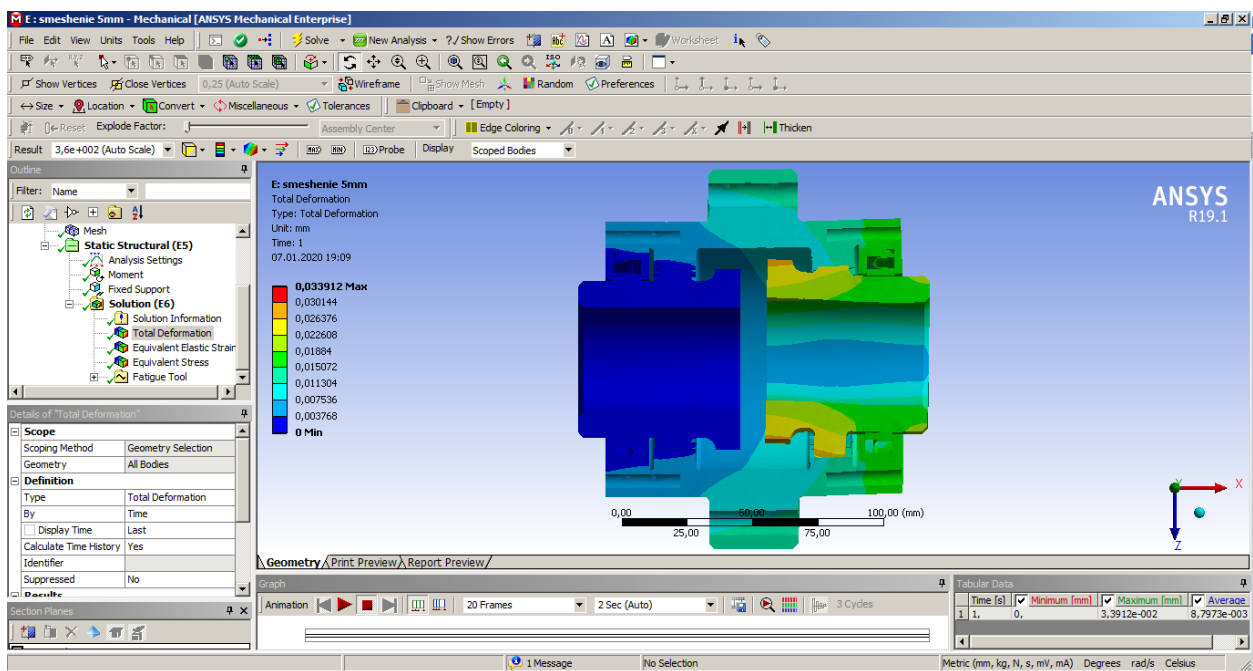


Рисунок 3.25 Абсолютні переміщення елементів муфти під дією крутного моменту (четверте дослідження)

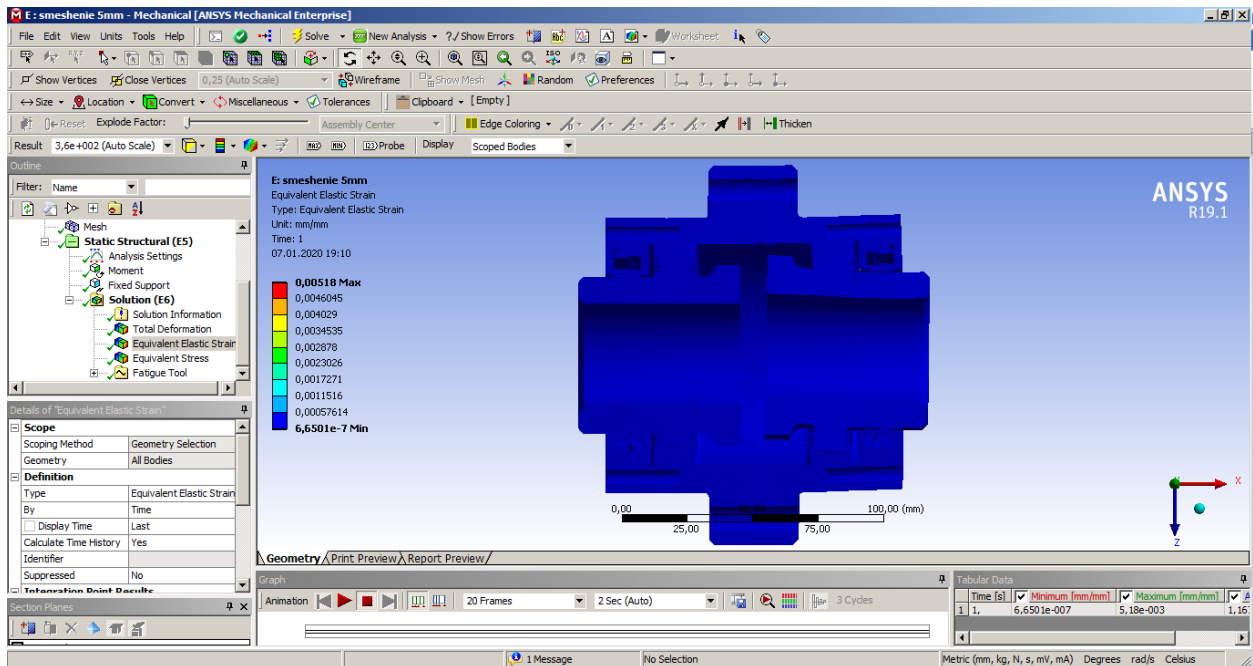


Рисунок 3.26 Епюри відносної деформація елементів муфти під дією крутного моменту (четверте дослідження)

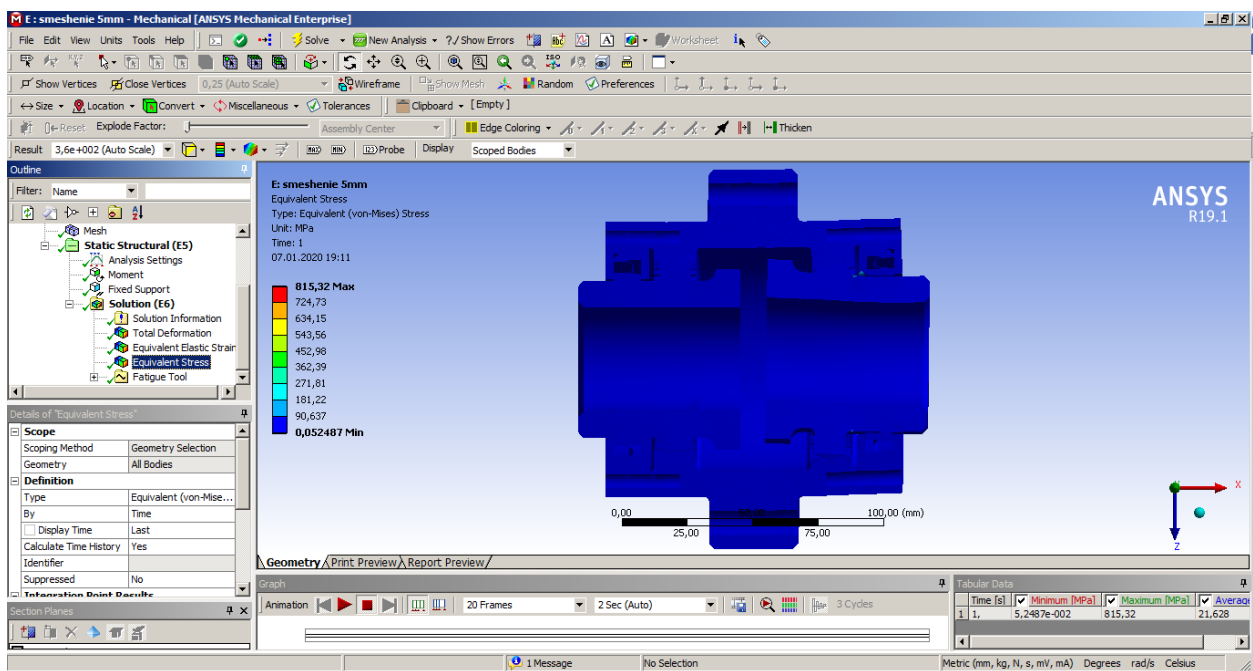


Рисунок 3.27 Епюри розподілу напружень Von Mises (четверте дослідження)

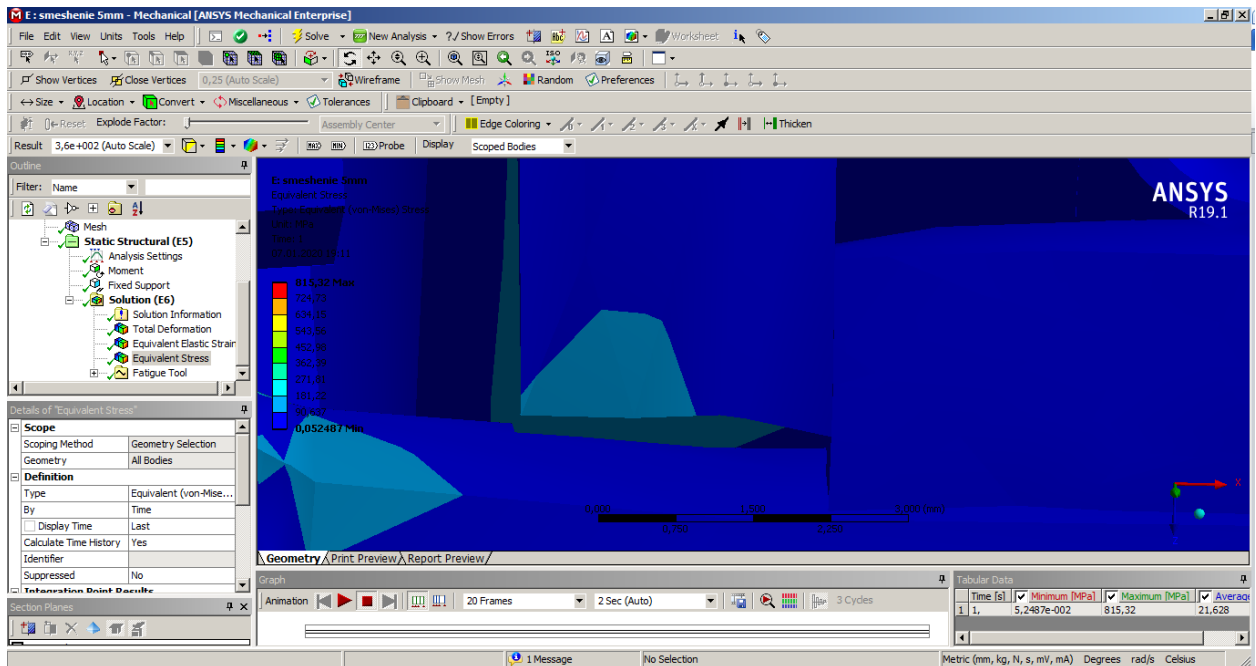


Рисунок 3.28 Концентратори напружень на епюрі розподілу напружень Von Mises (четверте дослідження)

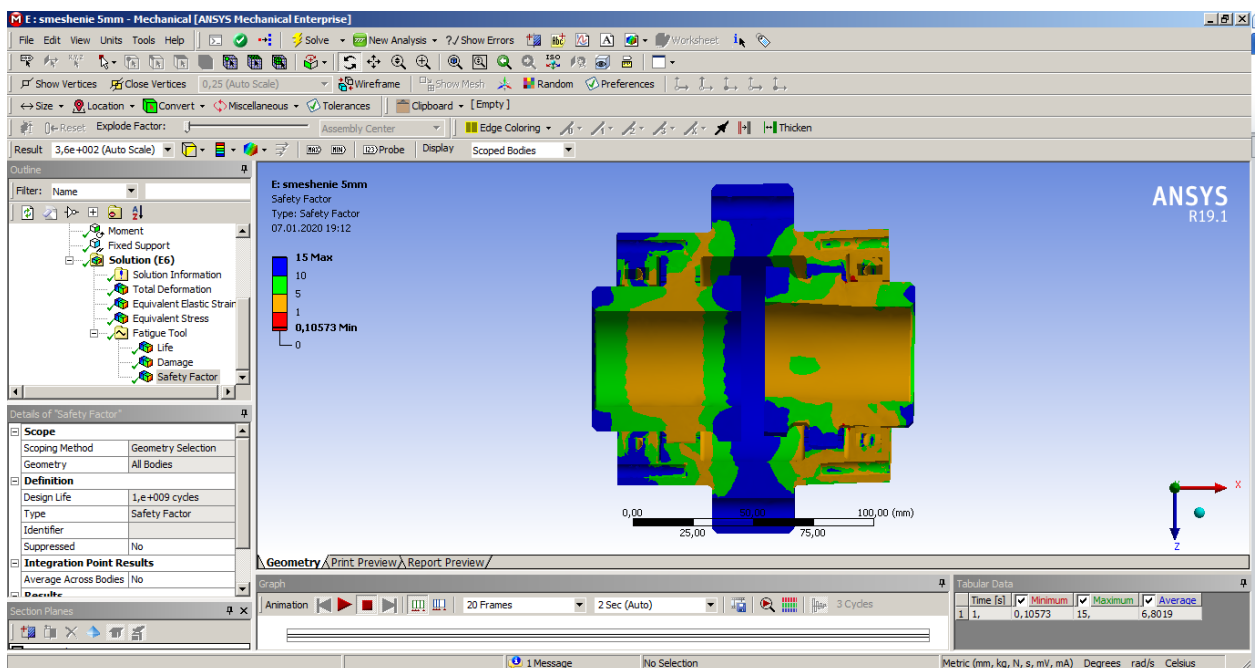


Рисунок 3.29 Епюрі запасу міцності в деталях зубчастої муфти (четверте дослідження)

П'яте дослідження. Крутний момент прикладено при зміщенні вісі по вертикалі на 10 мм.

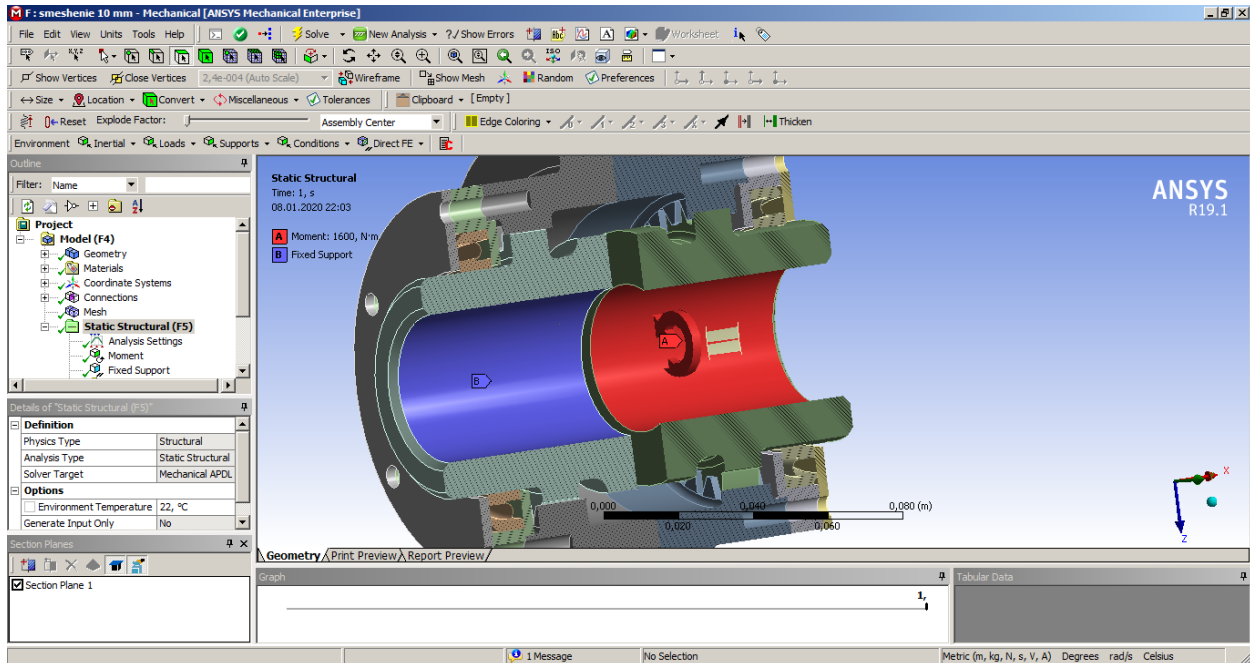


Рисунок 3.30 Твердотільна модель зубчастої муфти в розрізі (п'яте дослідження)

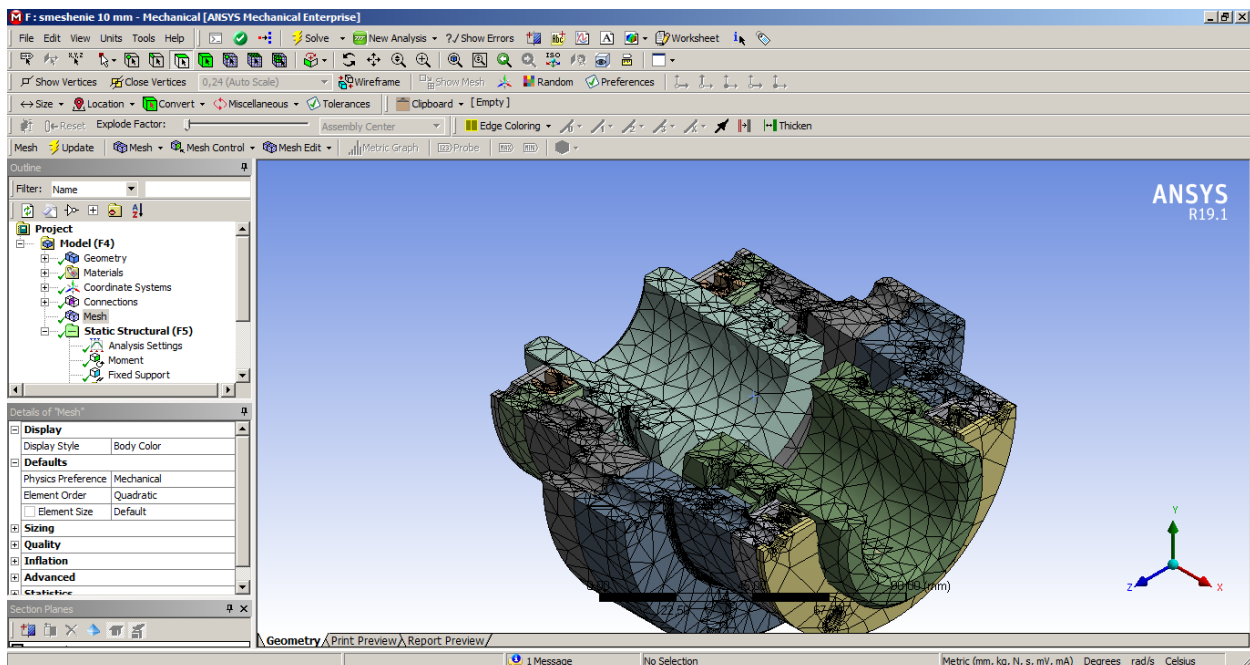


Рисунок 3.31 Кінцево елементна сітка поділу моделі зубчастої муфти (п'яте дослідження)

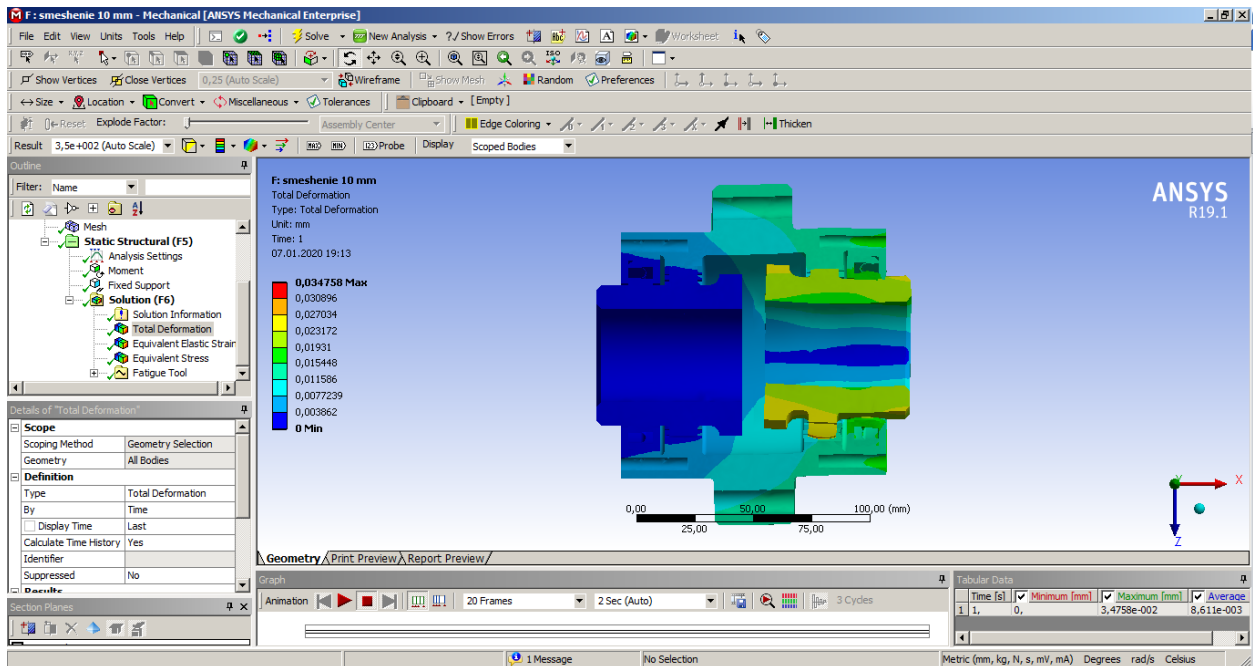


Рисунок 3.32 Абсолютні переміщення елементів муфти під дією крутного моменту (п'яте дослідження)

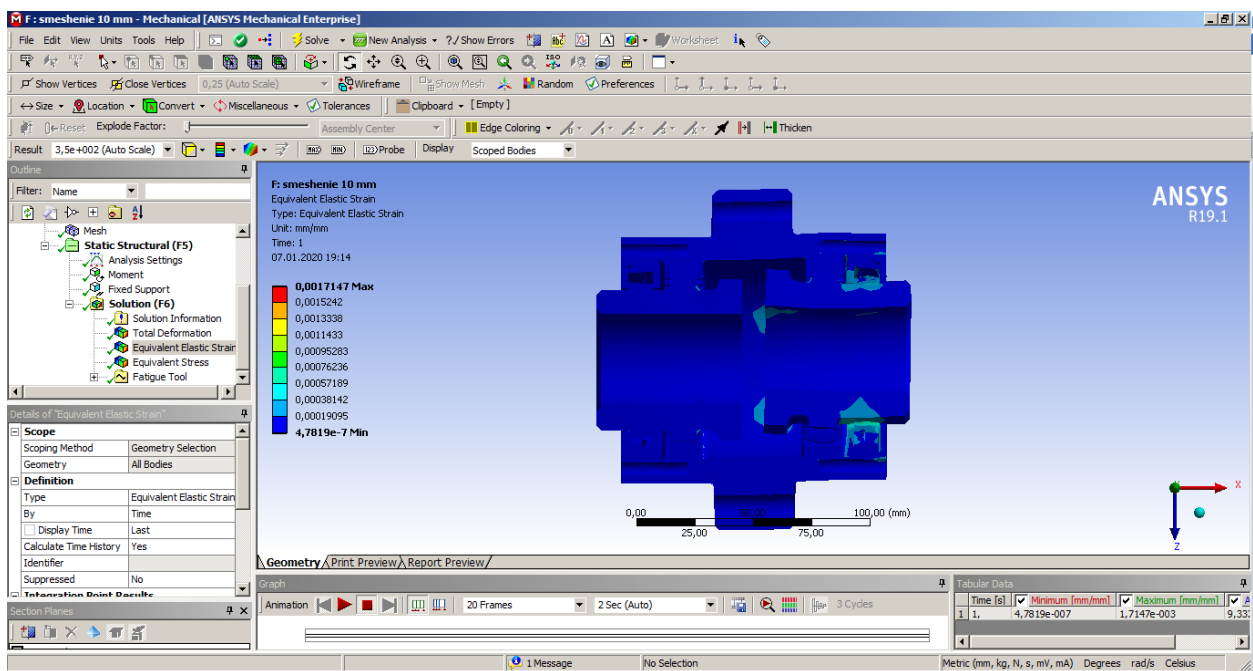


Рисунок 3.33 Епюри відносної деформація елементів муфти під дією крутного моменту (п'яте дослідження)

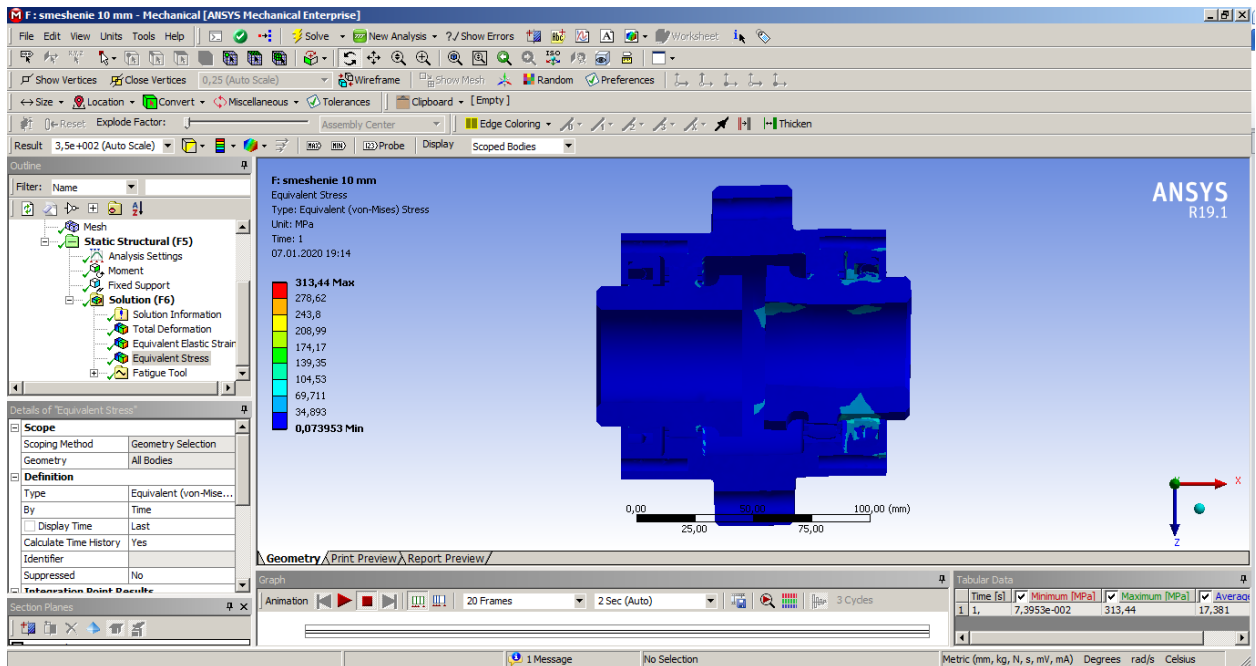


Рисунок 3.34 Епюри розподілу напружень Von Mises (п'яте дослідження)

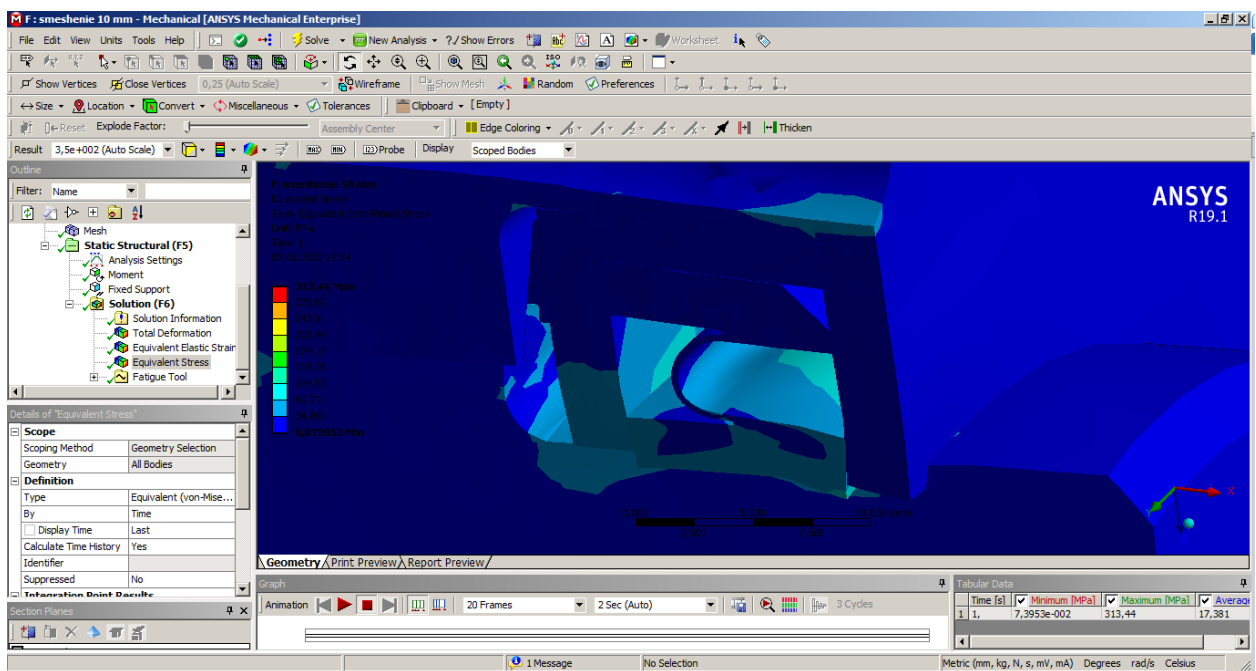


Рисунок 3.35 Концентратори напружень на епюрі розподілу напружень Von Mises (п'яте дослідження)

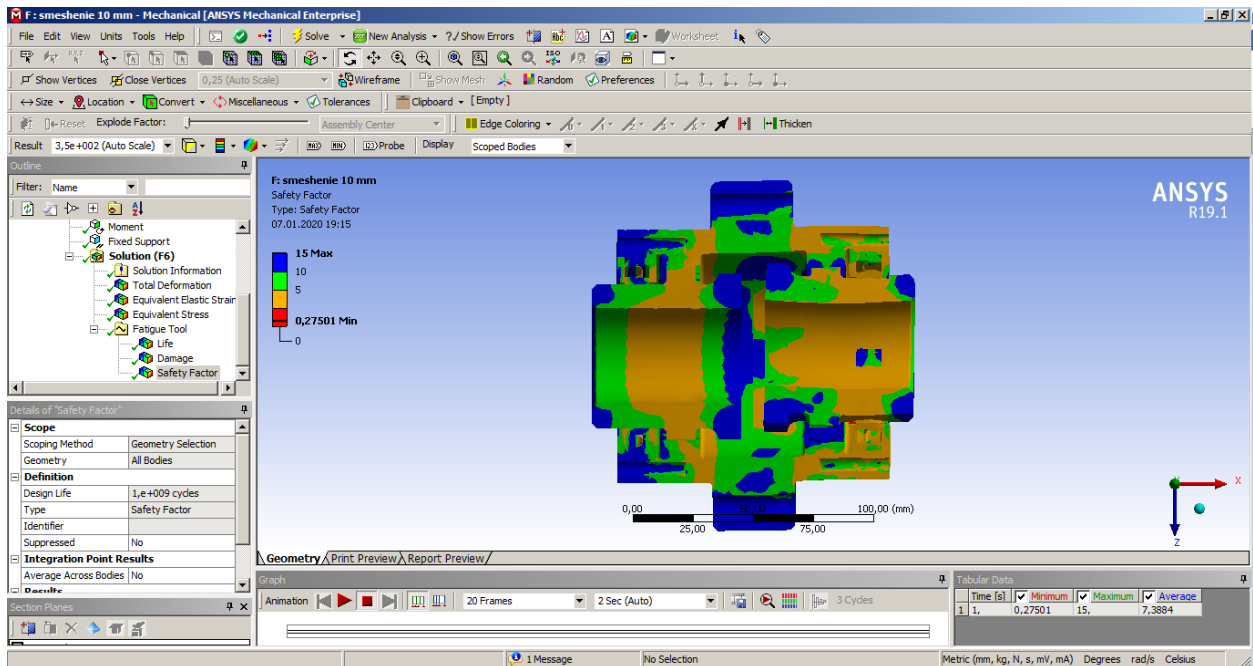


Рисунок 3.36 Епюри запасу міцності в деталях зубчастої муфти (п'яте дослідження)

Шосте дослідження. Крутний момент прикладено при зміщенні вісі по вертикалі на 10 мм та під кутом 4 градуси.

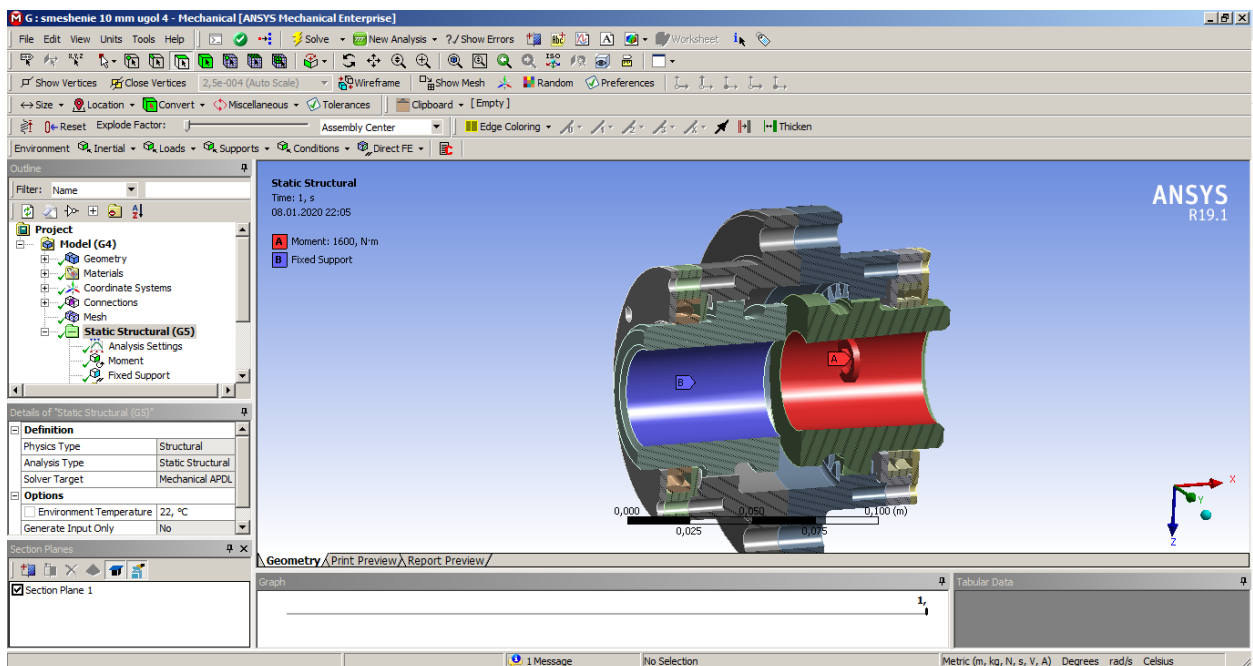


Рисунок 3.37 Твердотільна модель зубчастої муфти в розрізі (шосте дослідження)

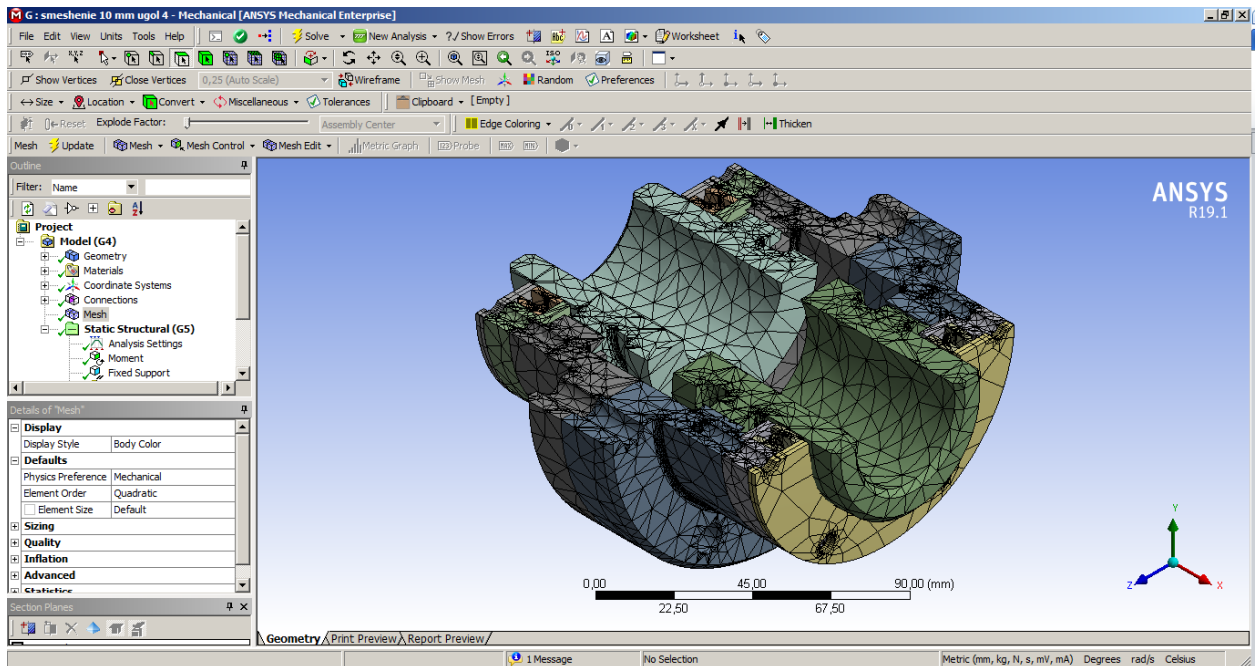


Рисунок 3.38 Кінцево елементна сітка поділу моделі зубчастої муфти (шосте дослідження)

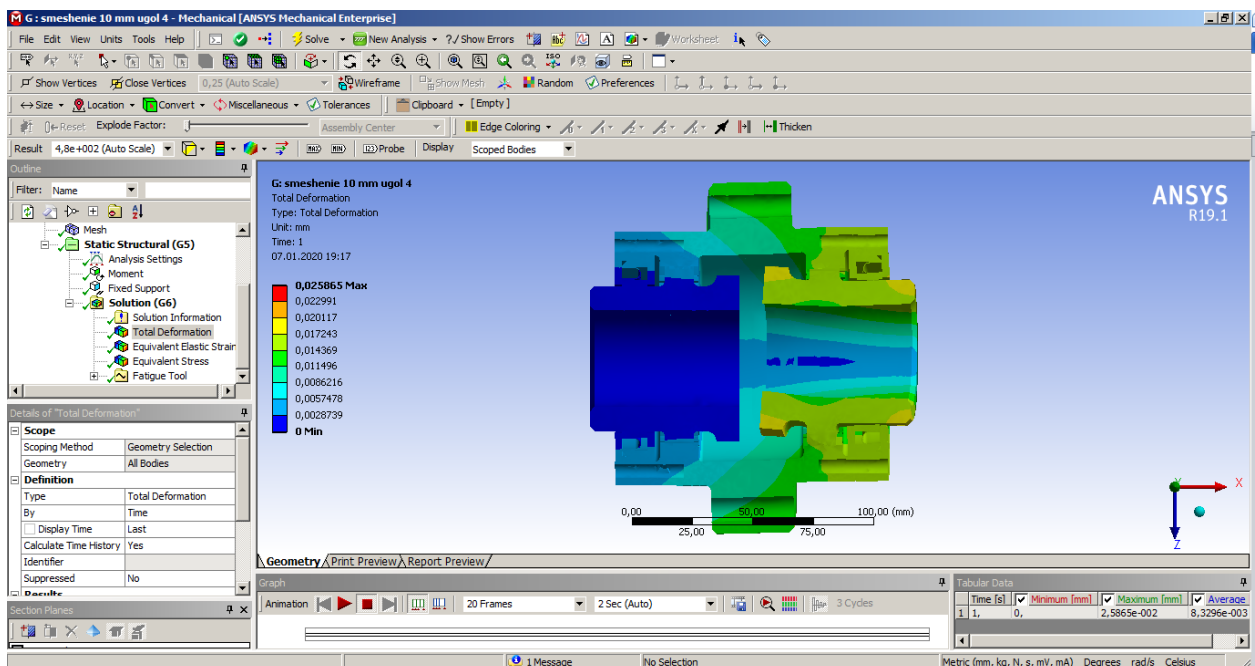


Рисунок 3.39 Абсолютні переміщення елементів муфти під дією крутного моменту (шосте дослідження)

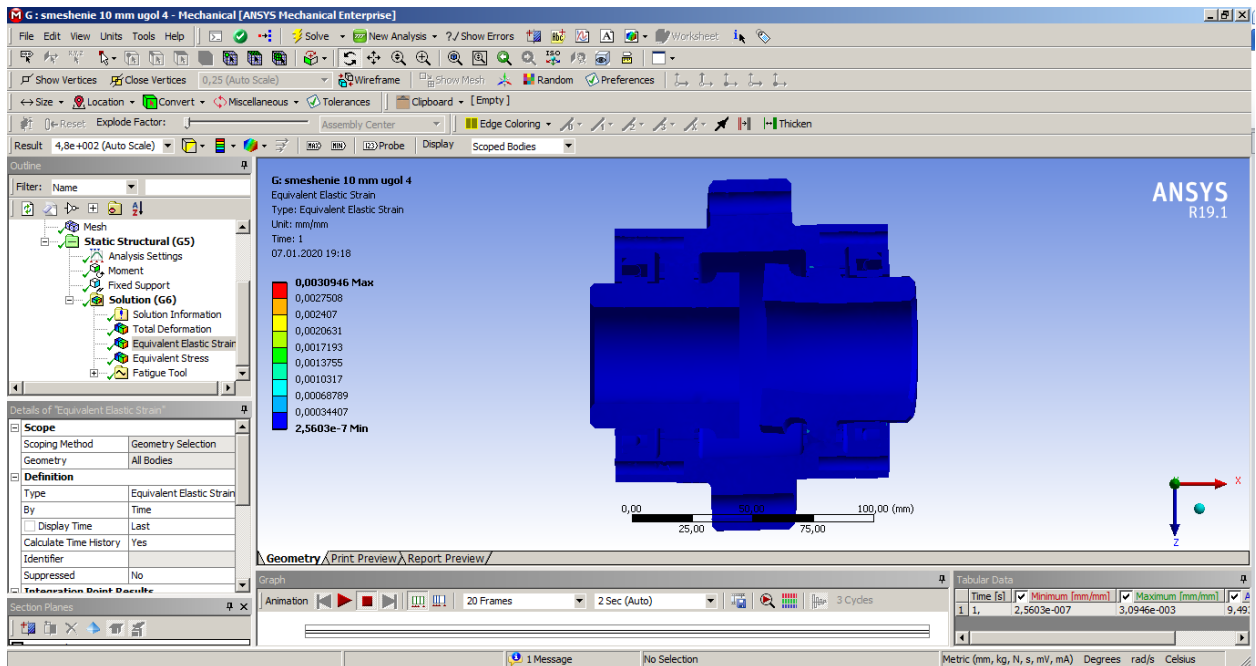


Рисунок 3.40 Епюри відносної деформація елементів муфти під дією крутного моменту (шосте дослідження)

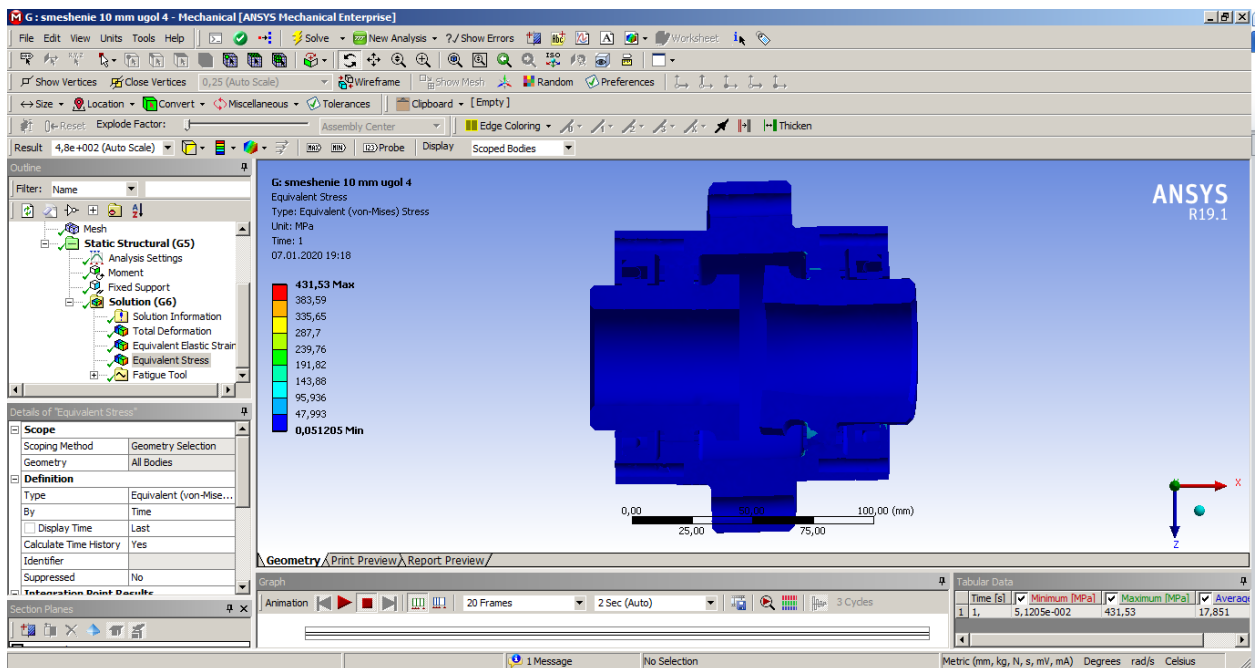


Рисунок 3.41 Епюри розподілу напружень Von Mises (шосте дослідження)

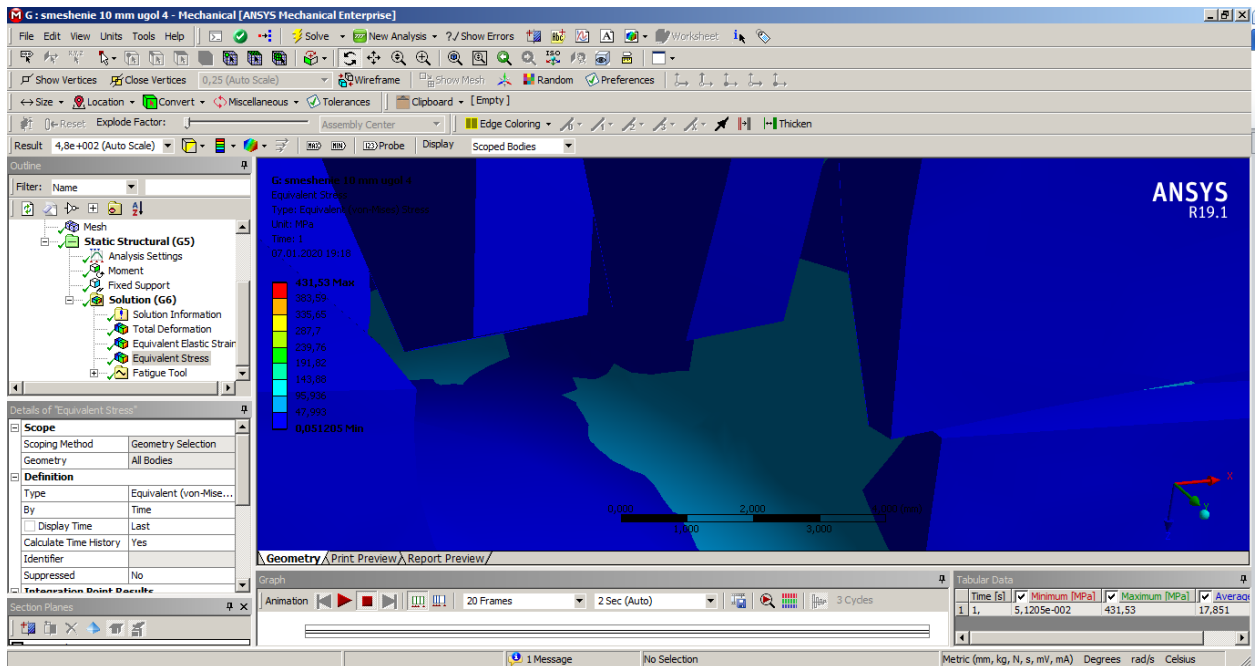


Рисунок 3.42 Концентратори напружень на епюрі розподілу напружень Von Mises (шосте дослідження)

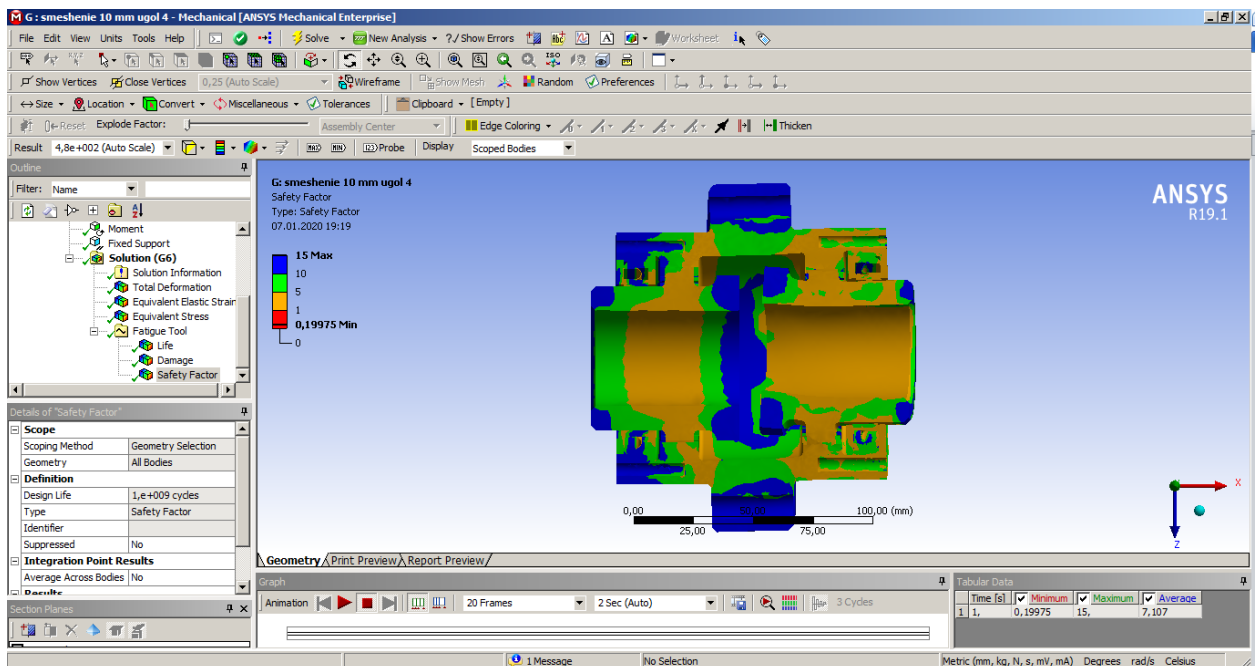


Рисунок 3.43 Епюри запасу міцності в деталях зубчастої муфти (шосте дослідження)

Таблиця 3.2 Вплив кута нахилу вісі на досліджувані параметри зубчастої муфти

Кут нахилу вісі , град	Абсолютне переміщення, мм	Відносна деформація, мм/мм	Напруження Von Mises , МПа	Мінімальний запас міцності
0	0,01387	0,000392	72,294	1,1298
2	0,0147	0,000465	85,69	1,006
4	0,01957	0,001874	235,59	0,36589



Рисунок 3.44 Залежність абсолютне переміщення елементів муфти від кута нахилу вісі

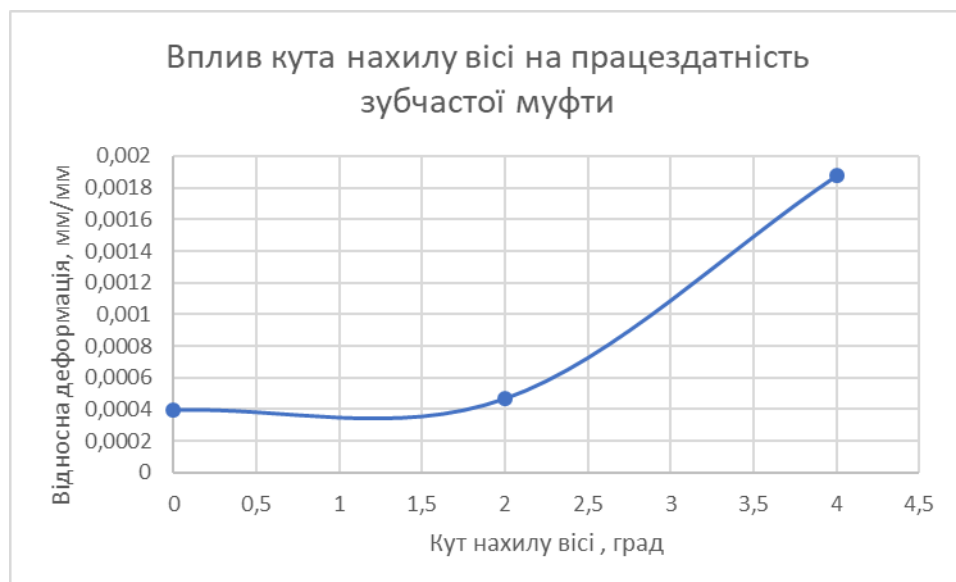


Рисунок 3.45 Залежність відносної деформації елементів муфти від кута нахилу вісі

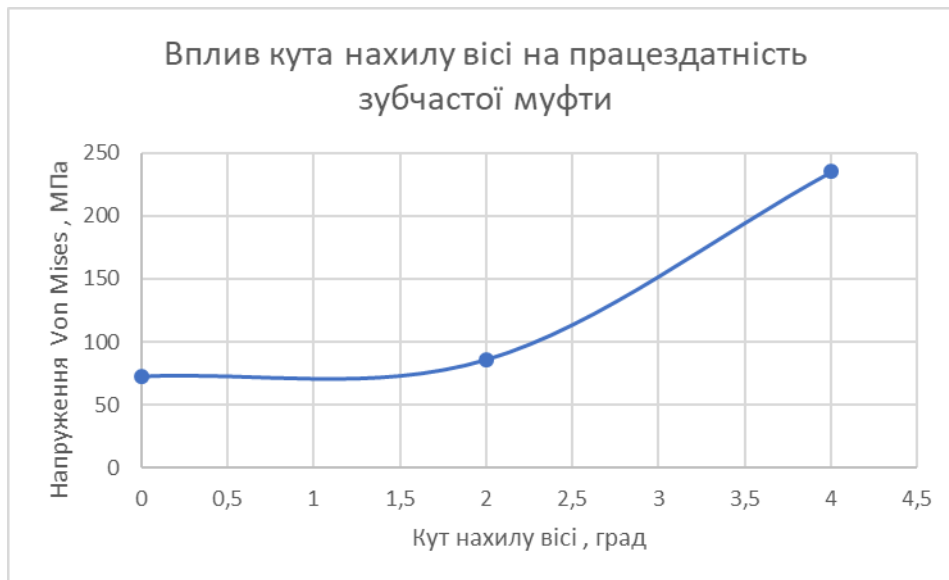


Рисунок 3.46 Залежність напружень Von Mises, що виникають в елементах муфти від кута нахилу вісі

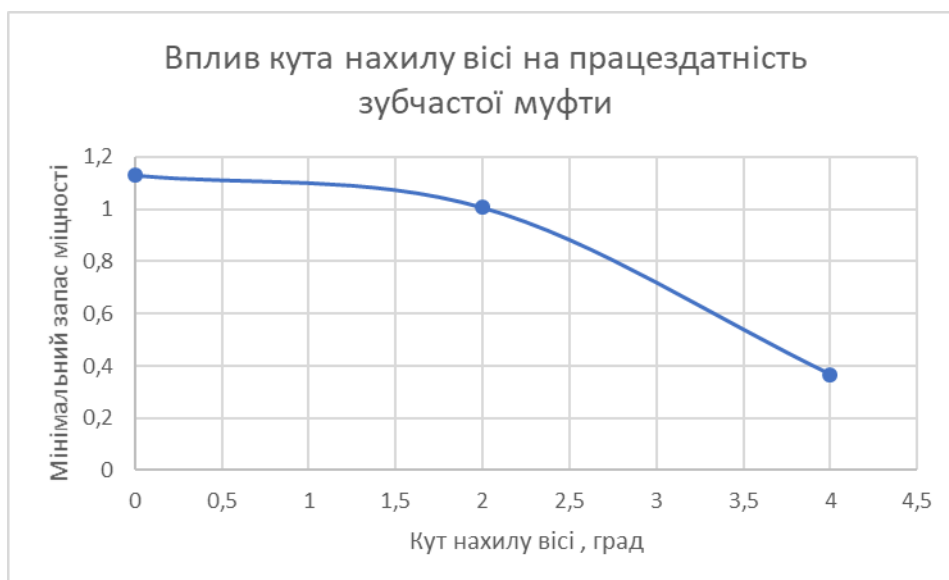


Рисунок 3.47 Вплив кута нахилу вісі на мінімальний запас міцності елементів муфти

Таблиця 3.3 Вплив вертикального зміщення вісі на досліджувані параметри зубчастої муфти

Вертикальне зміщення вісі, мм	Абсолютне переміщення, мм	Відносна деформація, мм/мм	Напруження Von Mises, МПа	Мінімальний запас міцності
0	0,01387	0,000392	72,294	1,1298
5	0,03391	0,0017147	313,51	0,27501
10	0,03476	0,0030946	431,53	0,19975

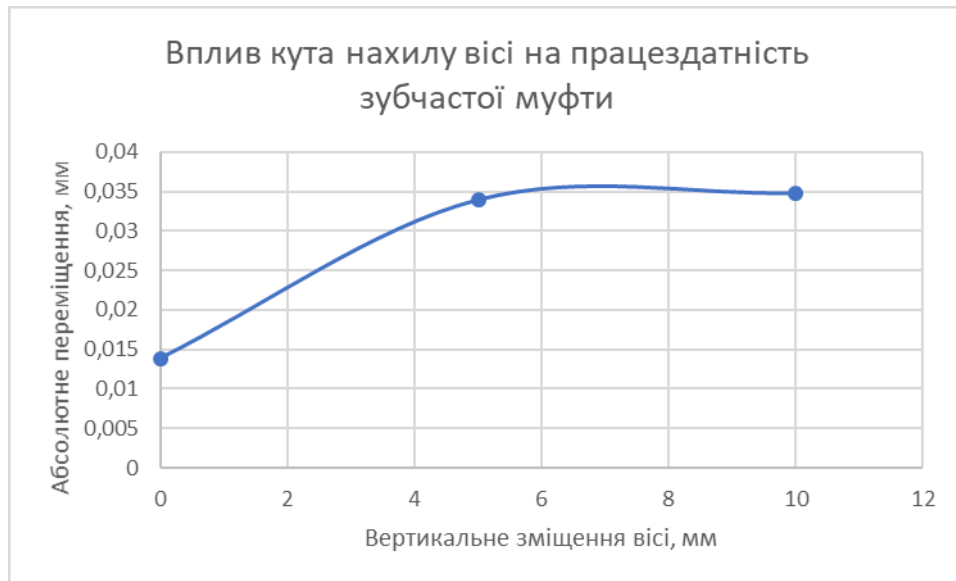


Рисунок 3.48 Залежність абсолютного переміщення елементів муфти від вертикального зміщення вісі

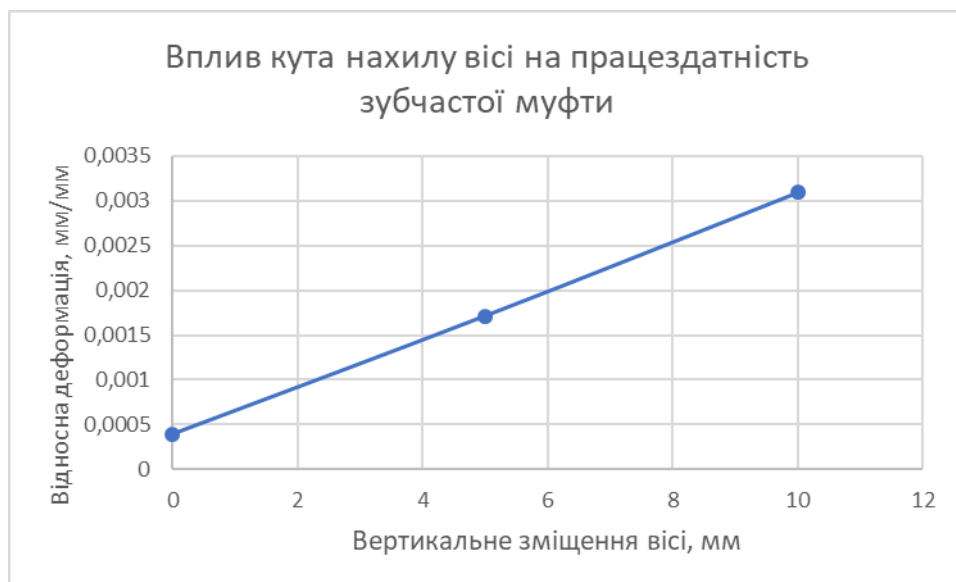


Рисунок 3.49 Залежність відносної деформації елементів муфти від вертикального зміщення вісі

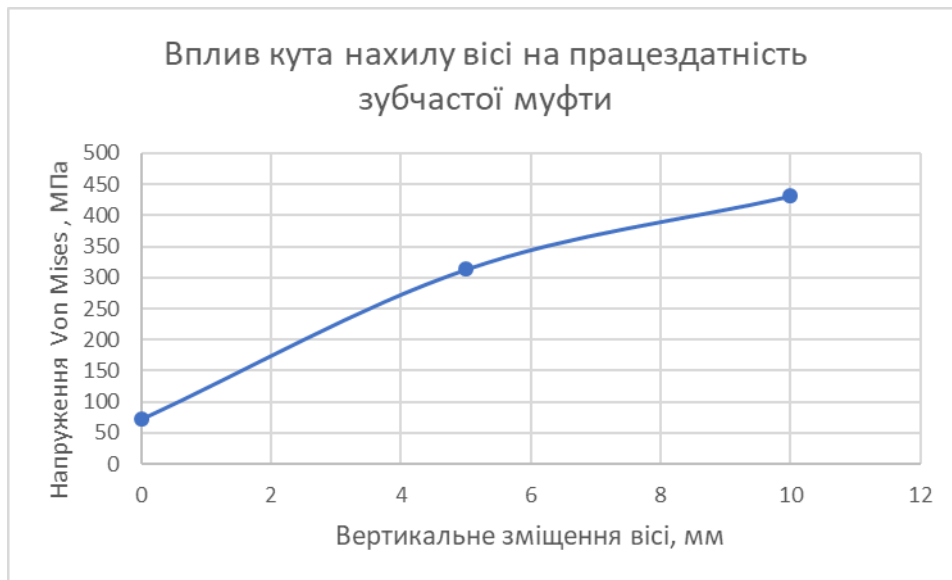


Рисунок 3.50 Залежність напружень Von Mises , що виникають в елементах муфти від вертикального зміщення вісі

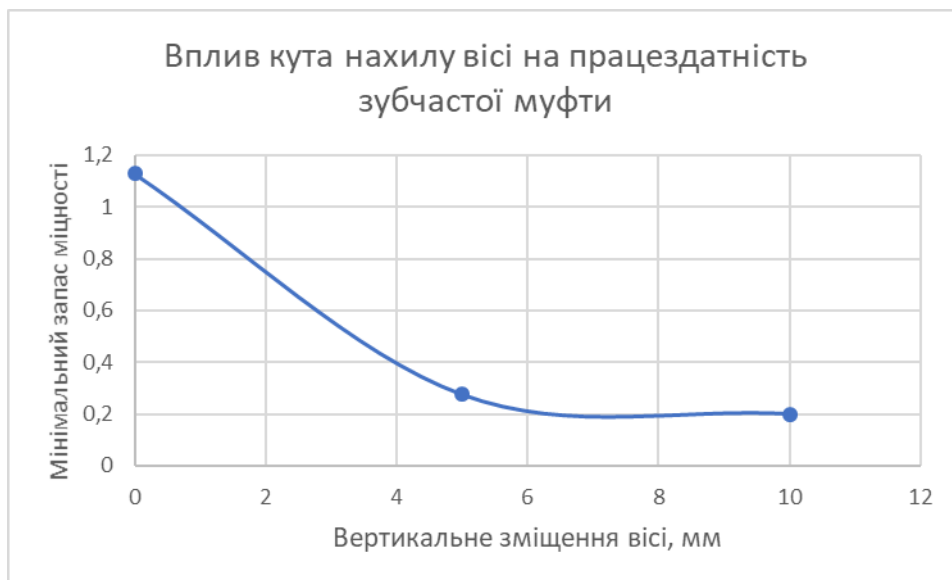


Рисунок 3.51 Вплив вертикального зміщення вісі на мінімальний запас міцності елементів муфти

Провівши дослідження впливу кутової неспіввісності вісей та вертикального зміщення вісей однієї відносно іншої можна стверджувати, що при значеннях кута нахилу вісі більше 2 градусів працездатність муфти знижується до критичної величини, при цьому більш значний вплив вносить саме вертикальне зміщення вісей, яке вже при перевищенні значення у 5 мм призводить до критичних наслідків в роботі зубчастої муфти.

4. Охорона праці та техногенна безпека

4.1. Характеристика потенційних небезпечних та шкідливих виробничих факторів

Прокатне виробництво характеризується складністю й різноманітністю механічного устаткування, у зв'язку із чим, у виробничому процесі в основному мають місце небезпечні фізичні фактори. Фізико-хімічні фактори є основними тільки при нагріванні металу перед прокаткою, вогневому зачищенні поверхні прокату й термообробці, холодній прокатці й нанесенні захисних покриттів.

Натискний пристрій є одним з небезпечних механізмів прокатного стану. Усі сполучні вали, муфти натискного пристрою обгороджують із боків ґратчастими або суцільними щитами або кожухами. На високошвидкісних станах, де виникає небезпека розриву сполучних муфт, запобіжні кожухи повинні бути дуже міцними, щоб витримувати удари шматків.

Шпинделі обгороджують міцним бар'єром і влаштовують майданчик з поручнями для зручності обслуговування.

Усунення неправильного виходу розкату з валків досягається дотриманням режиму нагрівання злитків і заготовок. Подавати для прокатки нерівномірно нагріті заготовки неприпустимо. Слід проводити ретельне настроювання стану, установлювати проводки й лінійки в строго передбаченім місці. Застосовувати вивідні проводки без бічних лінійок неприпустимо.

Для видалення окалини з поверхні розкату на рольгангу, що підводить, установлюють пристрої гідравлічного або механічної дії з надійним захистом від окалини, що відділяється.

Основними шкідливими і небезпечними чинниками в цеху є: шум, вібрація, надлишкові теплові виділення, пил.

У цеху є наступні види шумів: механічний, аеродинамічний, імпульсний, термічний. При тривалому впливі на працюючих, шум різної інтенсивності приводить до розвитку професійної глухоти, перенапружує центральну нервову систему й веде до розладу функцій органів людини.

В прокатному цеху спостерігається високий рівень пилу й загазованості повітря. Зміст шкідливих речовин у повітрі робочої зони у вигляді газу, пари і пилу не повинний перевищувати встановлені ПДК. При перевищенні ПДК можливі бронхіальна астма, емфізема легенів, рак дихальних шляхів. У цеху широко використовуються електроустановки, тому можливі різному ступеня важкості електротравми, виникнення опіків різному ступеня, внутрішніх ушкоджень і крововиливів.

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 гарячої прокатки 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		Годен до 110дБ	Індивідуально
4	Температура у холодний період	Утеплена куртка, ватяні штани, костюм з х / б тканини,	Тн	По росту робочого	Індивідуально
	Температура у теплий період	черевики костюм з х / б	Ти	-	

№ п/п	Небезпечний або шкідливий фактор виробничого середовища	Захисний пристрій	Тип пристрою	Параметри пристрою	Місце установки
	року	тканини, черевики			
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 (батарей) 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 ІБ	21	75	0,2	15
Холодний	тяжка ІІІ	19	75	0,3	13
Теплий	середньої важкості ІБ	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 - B;
- 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 $e = e(III) = 1,8$ - при бічному освітленні, без стійкого снігового покриву.

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

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

Аварійне освітлення для продовження роботи

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

Аварійне освітлення для евакуації людей

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

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	Фактич. 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 (валки прокатних станів, конвеєра, транспортери, вантажопідйомні механізми, устаткування для оброблення металу та ін.). Для зменшення шуму в цеху в джерелі його утворення замінюють ударні взаємодії деталей безударними, зворотно-поступальні рухи - обертальними; демпфують коливання робочих клітей, привода стрічкових, пластинчастих конвеєрів, для чого зіштовхуючіся 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 виробиться 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 заklenі прорізи. Частина тепла віддається назовні, а решта, так зване явне або надмірне тепло, нагріває повітря робочих приміщень.

Основним джерелом інфрачервоного випромінювання в цеху є разо-гріти до температури 1000°C метал. Джерелами тепловиділень є всі без винятку обертальні і пересувні механізми, а також головні приводу робочих клітей лінії прокатного стану.

Для поліпшення умов праці в гарячих цехах і захисту працюючих від теплового впливу застосовують такі способи: теплоізоляцію поверхонь, що випромінюють тепло, за допомогою водоохлаждаємих 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

Ділянка має категорію по пожежонебезпеці Г (не горючі речовини розпечені або розплавлені, і горючі речовини спалюються або утилізуються як паливо). Будівля ділянки чистових клітей відноситься до II ступеня вогнестійкості (будівлі з несучими та огорожувальними конструкціями з натуральних або штучних кам'яних матеріалів, бетону або залізобетону із застосуванням листових і плитних негорючих матеріалів).

Межі вогнестійкості конструкцій:

- несучі і сходові клітки - 2 год;
- самонесучі - 1 год;
- зовнішні несучі - 0,25 год;
- внутрішні несучі - 0,25 год;
- колони - 2 год;
- сходові майданчики, щаблі, балки, марші сходових кліток - 1 год;
- плити, настили тощо, несучі конструкційні перекриття - 0,75 год;

До первинних засобів пожежогасіння в цеху відносять: вогнегасники ОУ - 5 (15 шт), ОУ-10 (24 шт.), ОВП-10 (28 шт), пожежний інвентар (покриття-валі з негорючого теплоізоляційного полотна, ящики з 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.

На території комбінату забороняється:

- курити в недозволених місцях;
- закривати і захаращувати проїзди, під'їзди і підходи до водопроводів і пожежних гідрантів;
- вимикати окремі ділянки водопровідної мережі, внутрішні пожежні крани, знижувати встановлений тиск в мережах;
- допускати до вогневих робіт осіб, які не пройшли інструктаж з пожежної безпеки;
- користуватися водою з пожежних водойм та засобами пожежогасіння не за прямим призначенням;
- застосовувати відкритий вогонь під час огляду устаткування і комунікацій.

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 $h_{\text{pz}} = 1,5$ м; температура припливного повітря $t_{\text{пр}} = 25$ °С; надлишкова температуру повітря в робочій зоні $\Delta t_{\text{pz}} = 5$ °С.

1 Визначимо температуру повітря:

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

Підставами вихідні дані в вираз (4.4), отримаємо:

$$t_{\text{об}} = \frac{3,14 \cdot 200^{2/9} \cdot 5^{2/3} \cdot 1,5^{2/9}}{21^{1/9}} + 25 = 48 \text{ °С}$$

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:

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

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

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 $G_1 = 680$ кг/с – кількість повітря, що проходить через припливний отвір;

$g = 9,81$ м/с² – 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 м², а площа витяжних аераційних прорізів була не менше 230 м².

ВИСНОВКИ

Ознайомлення з технологією й устаткуванням цеху холодної прокатки показало, що одним з недоліків цеху є недостатньо надійна робота приводу прокатного стану.

Проведено огляд технологічного процесу виробництва холоднокатаних штаб та описано механічне обладнання цеху холодної прокатки.

В ході проведення виробничих досліджень виявлено, що біля 50% всіх поломок приводів прокатного цеху безпосередньо пов'язані з поганою центровкою і за деякими спостереженнями більше 30% машин працюють за межами рекомендованих допусків.

Неспіввісність має місце, коли лінії осей обертання двох валів не збігаються. Неспіввісність ділиться на кутову, радіальну неспіввісність, та поєднання двох попередніх варіантів неспіввісності.

Провівши дослідження впливу кутової неспіввісності вісей та вертикального зміщення вісей однієї відносно іншої можна стверджувати, що при значеннях кута нахилу вісі більше 2 градусів працездатність зубчастої муфти знижується до критичної величини, при цьому більш значний вплив вносить саме вертикальне зміщення вісей, яке вже при перевищенні значення у 5 мм призводить до критичних наслідків в роботі зубчастої муфти.

Щоб уникнути зазначених негативних ефектів, перекося валів повинні бути в межах допусків, встановлених виробником агрегатів. Прийоми виконання центрування і допуски на відхилення визначаються в основному типами машини, приводу і сполучної муфти, особливостями установки обладнання на рами або фундаменті.

ЛІТЕРАТУРА

1. Целиков А.И. , Полухин П.И. , Гребеник В. М. Машины и агрегаты металлургических заводов. Т.3.-М. : Металлургия, 1989. – 680 с.
2. Притыкин Д. П. Надежность , ремонт и монтаж металлургического оборудования. –М. : Металлургия, 1985. – 368 с.
3. Свистунов Е.А. , Чиченев Н.А. Расчет деталей и узлов металлургических машин. Справочник. М.: Металлургия, 1985. – 184с.
4. Цеков В.И. Ремонт деталей металлургических машин. Справочник. М.: Металлургия, 1987.- 320с.
5. Королев А.А. Конструкция и расчет машин и механизмов прокатных станов. М.: Металлургия , 1985. – 376с.
6. Мягков В.Д., Полей М.А. , Романов А.Б. и др. Допуски посадки . Справочник. ч.2 Л.: Машиностроение, 1983. - 448с.
7. Борушек С.С. , Волков А.А., Ефимов М.М. и др. Единая система конструкторской документации. Справочное пособие. М.: Машиностроение, 1978.-101с.
8. Гребеник В.М. , Цапко В.К. Надежность металлургического оборудования . Оценка эксплуатационной надежности и долговечности. Справочник. М.: Металлургия, 1989. – 590с.
9. Кирилук Ю.Е. Допуски и посадки . Справочник . К.: Вища школа, 1989. – 135с.
10. Королев А.А. Механическое оборудование прокатных и трубных цехов . М.: Металлургия , 1987 . – 479 с.
11. Королев А.А. Прокатные станы и оборудование прокатных цехов . М.: Металлургия, 1981. – 203с.
12. Гребеник В.М. , Иванченко Ф.К. , Ширяев В.И. Расчет металлургических машин и механизмов . К.: Вища школа , 1988.- 383 с.
13. Длоугов В.В. Приводы машин . Справочник. Л. : Машиностроение , 1982 . -383с.

14. Машины и агрегаты металлургических заводов: Т.3 Учебник для вузов. В 3-х томах. Целиков А.И., Полухин П.И. и др. Машины и агрегаты для производства и отделки проката.—М: Металлургия, 1988.—680 с.
15. Левина, З.М. Контактная жёсткость машин / З.М. Левина, Д.Н. Решетов. - М.: Машиностроение, 1971.- 264 с.
16. Сафронов В. И. Исследование работы и стойкости винтовых пар нажимных устройств реверсивных обжимных станов: Дис. канд. техн. наук.- Свердловск, 1973. 216 с.
17. Влияние режимов нагружения нажимного устройства прокатного стана на изнашивание винтовой пары /А.З. Гордиенко, Н. Г. Селегей, С. В. Юхименко и др. // Металлург, и горнорудная пром-сть. -1987. I 4. — С. 52–53.
18. Крагельский И. В. Трение и износ. М.: Машиностроение, 1968. -480 с.
19. Сафронов В. И., Баимов Н. И. Пути повышения стойкости винтовых пар нажимных устройств реверсивных обжимных станов // Изв. ву-зов. Черная металлургия. 1983.~ №4. — С. I7I-I75.
20. Дроздов Ю. Н., Павлов В. Г., Пучков В. Н. Трение и износ в экстремальных условиях. М.: Машиностроение, 1986. — 224 с.
21. Харламов В. В., Поляков Б. Н. Самоотвинчивание нажимных винтов прокатных станов // Изв. вузов. Черная металлургия.- 1970. -И 12. С. 165–170.
22. Баимов Н. И., Богоявленский А. В. Определение коэффициентов трения в винтовых парах нажимного устройства / УПИ, Свердловск, 1981. 68 е.- Деп. в ЦНИИТЭИ тяжмаш 08. 06. 81, & 763.
23. Демкин Н. Б. Контактное состояние шероховатых поверхностей. М.: Наука, 1970.- 176 с.
24. Зюзин В, И., Третьяков А, В. Теория прокатки: Справочник ,-М: Металлургия, 1982. 334 с,
25. Режимы нагружения и прочность прокатных станов /В.М. Клименко, Л. В. Коновалов и др. К: ТехнТка, 1976, — 176 с.

26. Жуковский А. Е. Распределение давлений между витками: Собр. соч. Т. УШ, — М.: ОНТИ, 1937, С. 50–54,
27. Биргер И. А., Йосилевич Г. Б. Резьбовые соединения, — М.: Машиностроение, 1973, — 256 с.
28. Польцер Г., Майснер Ф. Основы трения и изнашивания.- М.: Машиностроение, 1984.- 263 с.
29. Браун Э. Д., Евдокимов Ю. А., Чичинадзе А. В. Моделирование трения и изнашивания. М.: Машиностроение, 1982. — 191 с.
30. М. М. Хрущев. Новые методы определения износа деталей машин // Повышение износостойкости и срока службы деталей машин. Маш-гиз, 1953.- С. 22–25.
31. Гордиенко А. В., Селегей Н. Г., Юхименко С. В. Расчет нажимных устройств прокатных станов на заданную долговечность // Надежность и долговечность машин и сооружений. 1988.- № 14.1. С. 63–65.
32. Устройство классификации и регистрации нагрузок в деталях прокатных станов / В. М. Гребеник, А. В. Гордиенко, В. П. Воробьев и др. // Изв. вузов. Черная металлургия. 1984.- №6.- С. 126–128.
- 33.

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