

Анотація

Структура і обсяг роботи. Робота складається з вступу, 3 розділів, 2 підрозділів, висновків, списку використаної літератури. Містить 29 рисунків, 11 літературних посилань.

В роботі представлені результати дослідження НДС елементів багатодискової фрикційної муфти.

Мета роботи – визначити деформації і прогини елементів фрикційної муфти, проаналізувати розподілення навантажень по поверхні дисків, встановити зміни питомого тиску і коефіцієнту тертя в умовах експлуатації.

Для досягнення мети вирішувалися наступні задачі:

- розгляд конструкції багатодискової фрикційної муфти;
- розрахунок прогину відомого диску, в залежності від температури;
- аналіз НДС елементів муфти за допомогою програми ANSYS;
- оцінка працездатності муфти при різних режимах роботи;
- встановлення залежності зміни коефіцієнта тертя муфти від питомого тиску та температури.

Результати досліджень свідчать про утворення перекосу в фрикційному пакеті при тривалому буксуванні в режимах експлуатації. Найбільш уразливими елементами фрикційної муфти являються диски, які під навантаженнями починають деформуватися, конструкції не дає потрібної жорсткості, що призводить до зниження коефіцієнту тертя, збільшенню тривалості буксування, зменшенню ресурсу муфти.

Ключові слова: АВТОМОБІЛЬ, МУФТА, ДИСК, ДЕФОРМАЦІЇ, НАПРУЖЕННЯ, КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ.

Зміна показників багатодискової фрикційної муфти в
експлуатації

ЗМІСТ

ВСТУП	4
1 ВИКОРИСТАННЯ БАГАТОДИСКОВИХ МУФТ В КОНСТРУКЦІЯХ СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛІВ	5
2 НАВАНТАЖЕНІСТЬ БАГАТОДИСКОВОЇ МУФТИ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ	11
2.1 Визначення прогину відомого диску	11
2.2 Визначення НДС	18
3 ЗАЛЕЖНІСТЬ КОЕФІЦІЕНТУ ТЕРТЯ ВІД РЕЖИМУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ	28
ВИСНОВОК	30
СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ	31

ВСТУП

Високий рівень автомобілебудування та виготовлення нової автомобільної техніки, позитивно вплинув на продуктивність праці усіх галузей промисловості та на людину в цілому. Великого значення набувають розробка та створення більш прогресивних моделей автомобільної техніки, вдосконалення конструкції агрегатів автотранспортних засобів, покращення їх експлуатаційних якостей.

Закладання високих технічних показників автомобільної техніки відбувається ще на етапі її проектування. Тому необхідно приділити особливу увагу розробці та запровадженню оригінальних технічних рішень у нові вузли та агрегати автомобілів.

Актуальними питаннями автомобілебудування є покращення динамічних показників автомобіля, зниження паливних витрат, підвищення екологічної безпеки. Одним з напрямків вирішення поставлених задач є застосування нових вдосконалених трансмісій.

В сучасних автомобілях та тракторах одним з агрегатів трансмісії є багатодискова фрикційна муфта. Даний елемент трансмісії буде досліджений в умовах, які симулюють робочий процес муфти, що дозволить виявити недоліки, які спонукають зниженню ефективності роботи агрегату в процесі експлуатації.

1 ВИКОРИСТАННЯ БАГАТОДИСКОВИХ МУФТ В КОНСТРУКЦІЯХ СУЧАСНИХ АВТОМОБІЛІВ

На сучасних автомобілях та тракторах встановлюють багатоступінчасті коробки передач. Під час роботи агрегату величина тягового зусилля постійно змінюється. Щоб долати змінний опір при повному завантаженні двигуна, необхідно змінювати силу тяги шляхом підбору передаточного числа у силовій передачі агрегату. Для зміни сили тяги (крутного моменту, що передається від колінчатого валу двигуна на ведучі колеса) та напрямку руху трактора служить коробка зміни передач.

Загалом механічні коробки зміни передач мають високий ККД, але вони не досить зручні. Автоматична коробка зміни передач завдяки плавному перетворенню моменту не втомлює водія частим перемиканням передач, але її ККД значно нижчий. За останні роки традиційні КПП пережили суттєві зміни. Нові багатоступеневі КПП дозволяють значно знизити витрати палива та покращити динаміку прискорення при одночасному зменшенні розмірів, ваги та ціни.

Автоматизувати звичайну механічну КПП стало можливим завдяки досягненням електроніки. Тут вмикання-вимикання зчеплення та перемикання передач здійснюється за допомогою електромеханічного або гідравлічного приводу. Принцип роботи в них майже однаковий. Різниця лише у способі приведення цього механізму в дію.

Прикладом є механічна роботизована коробка з автоматичним приводом перемикання передач та двома багатодисковими зчепленнями рис. 1.1. Така КПП має багато імен: у термінології Audi ця коробка має назву Stronic, у Toyota – MultiMode, у Volkswagen - DSG (англ. Direct Shift Gearbox), у Ford – PowerShift.

Як і інші КПП ця з'єднана з двигуном через два співосних зчеплення, при чому непарні передачі та задня передача працюють через одне зчеплення, а парні передачі – через інше.

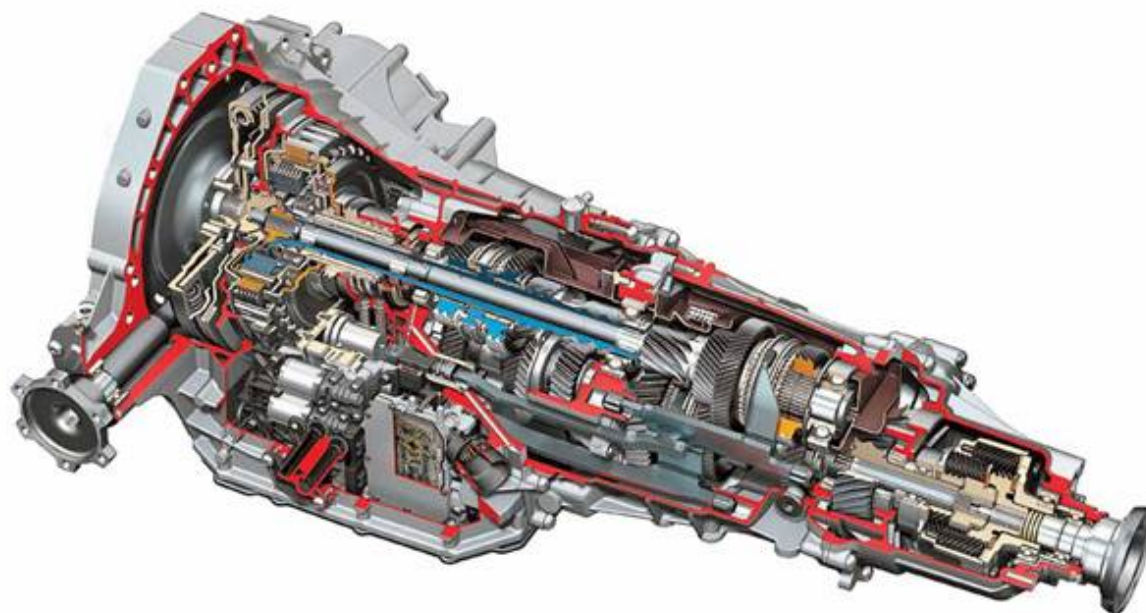


Рисунок 1.1 – Коробка з автоматичним приводом перемикання передач

Завдяки такому конструктивному рішенню вдається досягти плавного переходу з однієї ступені на іншу, подібно тому, як у звичайних гідромеханічних автоматах синхронно спрацьовують фрикціони сусідніх передач. У такій передачі час перемикання передач визначає комп'ютер, тоді два гідроприводи одночасно відпускають перше зчеплення та замикають інше, передаючи момент від двигуна від першої передачі до другої. У таких коробках двигун постійно з'єднаний з трансмісією.

Коробка DSG дає цілий ряд переваг рис. 1.2. По-перше, зменшує час прискорення автомобіля; по-друге, суттєво зменшує витрати палива. Але найголовніше, коробка DSG практично повністю згладжує моменти перемикання, створюючи ніби «нескінченну» передачу.

Але все ж таки система механічного та електричного керування має свої недоліки. Тому співпраця Volkswagen з компанією Borg Warner створила систему перемикання передач без розриву потоку потужності. Два мокрих зчеплення з гідравлічним керуванням мають велику теплоємність та забезпечують кращі характеристики при перемиканні.

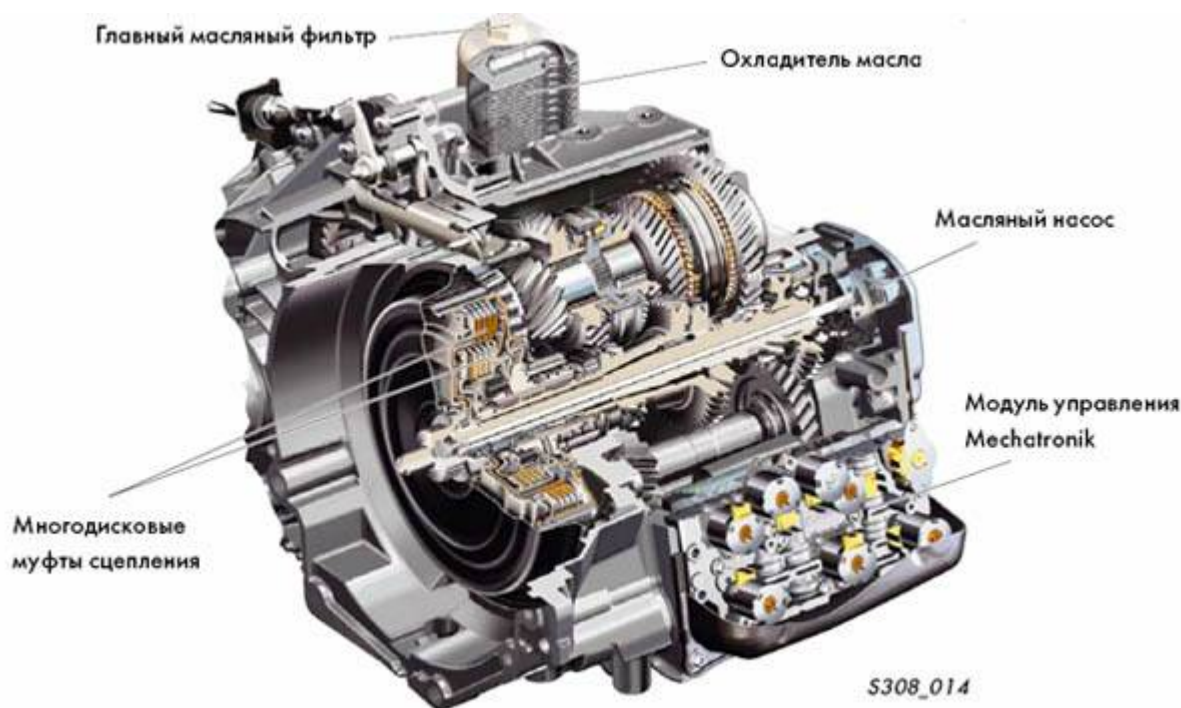


Рисунок 1.2 – КПП з подвійним зчепленням

Перше зчеплення замикається при увімкненні непарних передач та передачі заднього ходу, інше зчеплення - при увімкненні парних. По суті, це два паралельно компоновані в одному агрегаті коробки передач. Особливість роботи зчеплень у відсутності розриву потоку потужності при перемиканні передач на відміну від технології автоматизованих механічних трансмісій.

Конструкція КПП з подвійним зчепленням допускає одночасне увімкнення двох передач. У той час як одна з них увімкнена активно, у паралельній частині при вимкненому зчепленні вмикається найближча відповідна передача. У момент перемикання передач зчеплення активної передачі вимикається та одночасно вмикається інше. Завдяки одночасному спрацюванню при вимиканні та вмиканні обох зчеплень перемикання передачі відбувається під навантаженням без переривання силового потоку. Весь процес перемикання займає всього 30-40мс.

Зчеплення, що включає більше трьох дисків, називається багатодисковим. Збільшення кількості дисків збільшує площу поверхні

зіткнення і відповідну їй силу тертя, що дозволяє передавати більший крутний момент. Це якість багатодискового зчеплення визначає його застосування на потужних легкових автомобілях, вантажних автомобілях, будівельних машинах.

Конструктивну основу багатодискового зчеплення становить пакет дисків, що в якому чергуються між собою сталеві і фрикційні диски. Кількість дисків залежить від величини переданого крутного моменту.

Фрикційні диски представляють собою сталеві диски з нанесеним фрикційним покриттям. В якості фрикційних дисків можуть використовуватися диски з міцної пластмаси рис. 1.3. Кожен фрикційний диск має внутрішній зубатий вінець, за допомогою якого кріпиться до маточини первинного валу коробки передач. На маточині виконані шліци, вздовж яких диски можуть переміщуватися.

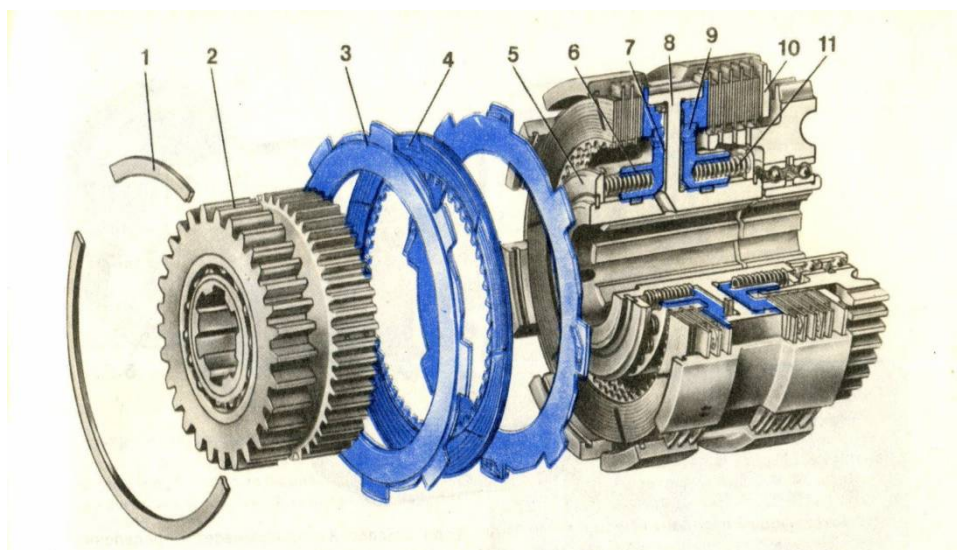
Мокре зчеплення частково заповнене маслом, яке забезпечує плавне з'єднання (роз'єднання) дисків, відведення від них тепла, змащення конструктивних елементів зчеплення, полегшення переміщення дисків по шліцах. При всіх беззаперечних перевагах мокре зчеплення має низький коефіцієнт тертя.



Рисунок 1.3 – Диски пакету зчеплення

Застосування змазування в парах тертя муфти зменшує їх коефіцієнт тертя до 0,07 ... 0,1 замість 0,25 ... 0,3 у сухих муфтах, але при цьому дозволяє

майже в 10 разів збільшити тиск на них. В результаті виходить надійна і компактна конструкція муфти рис. 1.4.



- 1 – стопорне кільце; 2 – шестерня; 3 – ведучий диск; 4 – ведомий диск;
 5 – ущільнююче кільце; 6 – поршень; 7 – порожнина (бустер);
 8 – барабан; 9 –зливний клапан; 10 – упорний диск; 11 – пружина

Рисунок 1.4 – Багатодискова фрикційна муфта КП автобуса, трактора ХТЗ

В автоматичній коробці передач фрикційні багатодискові муфти здійснюють підведення крутного моменту до окремих планетарних передач (рядів). Багатодискова муфта використовується в роботизованій коробці передач з подвійним зчепленням, наприклад в коробці ZF 5HP19 рис. 1.5. Пакет фрикційних дисків застосовується в міжосьовій і міжколісним диференціалі для його повної або часткової блокування.

Переваги багатодискової фрикційної муфти:

- компактність;
- при використанні багатодискової муфти значно зменшуються габарити вузла;
- передача істотного крутного моменту при малих розмірах механізму (за рахунок збільшення кількості дисків);
- плавність роботи;
- можливість співвісно з'єднувати ведучий і відомий вали.

Однак, даний механізм не позбавлений недоліків. Наприклад, при роботі може спостерігатися пригорання сталевих і фрикційних дисків. У мокрих багатодискових муфт при зміні в'язкості мастильного матеріалу також змінюється коефіцієнт тертя.



Рисунок 1.5 – Розріз АКПП ZF 5HP19

Багатодискові фрикційні муфти широко застосовуються в автомобілях. Цей пристрій використовується в наступних системах:

- зчеплення (в варіатора без гідротрансформатора);
- автоматична коробка передач (АКПП): муфта в АКПП служить для передачі крутного моменту до планетарного ряду;
- роботизована коробка передач: пакет дисків з подвійним зчепленням в коробці-роботі використовується для високошвидкісного перемикання передач;
- системи повного приводу: фрикційне пристрій встановлюють в роздавальної коробці (муфта тут необхідна для автоматичного блокування міжосьового диференціала);
- диференціал: механічний пристрій виконує функцію повної або часткової блокування.

2 НАВАНТАЖЕНІСТЬ БАГАТОДИСКОВОЇ МУФТИ В ЕКСПЛУАТАЦІЇ

2.1 Визначення прогину дисків

Для проведення розрахунку прогинів відомого диску БФМ скористуємося схемою зображеною на рис. 2.1.

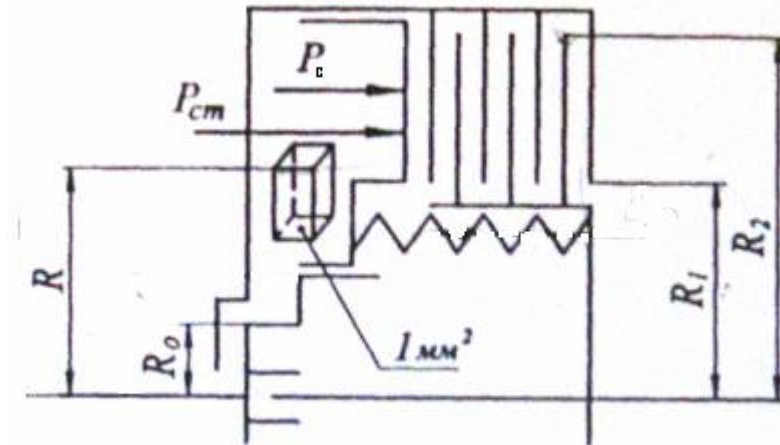


Рисунок 2.1. – Розрахункова схема БФМ

На рис. 2.1 зображені основні силові фактори, які впливають на фрикційний пакет, а саме: $P_{ст}$ – статичний тиск; P_c – центробіжна сила, що розвивається маслом.

Також на схемі зображені радіуси, потрібні для подальшого розрахунку:

R_1 – внутрішній радіус поверхні тертя, який дорівнює 0,083м;

R_2 – зовнішній радіус поверхні тертя, який дорівнює 0,109м.

Статичний тиск на поршень дорівнює 1,2 МПа і розподілений рівномірно по поверхні, а центробіжна сила розподілена нерівномірно. Для визначення закону розподілення центробіжної сили і подальших розрахунків скористуємося програмою MathCad.

Для виявлення центробіжного тиску потрібно знати масу стовпчика мастила див. рис. 3.1 та кутову швидкість обертання корпусу БФМ при номінальних обертах вала n , що дорівнює 3500 об/хв. Тоді кутова швидкість дорівнює:

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} = 366,519 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$$

На масло, що знаходиться у корпусі зчеплення, який обертається, діє центробіжний тиск P_c , який є центробіжною силою, що діє на стовпчик масла з основою і дорівнює одиниці площі та висоті $(R - R_0)$.

Тут R_0 – внутрішній радіус підводу рідини до поршневої порожнини зчеплення;

R – поточний радіус, м.

Тоді маса стовпчика мастила

$$m = \frac{\gamma}{g} \cdot (R - R_0),$$

де γ – питома вага мастила, яка дорівнює 9000 Н/м^3 ;

g – прискорення вільного падіння, яке дорівнює $9,81 \text{ м/с}^2$.

$$m = \frac{9000}{9,81} \cdot (0,0635 - 0,0325) = 28,44 \text{ кг}$$

Центробіжний тиск знаходиться по формулі

$$P_c = m \cdot \omega^2 \cdot R.$$

де R – змінюється в діапазоні від R_2 до R_1 , тобто від 83 до 109 мм.

Тоді залежність центробіжної сили прийме вид як на рис. 2.2. Графік залежності центробіжного тиску має лінійний характер його значення змінюються від 0,318 МПа до 0,416 МПа.

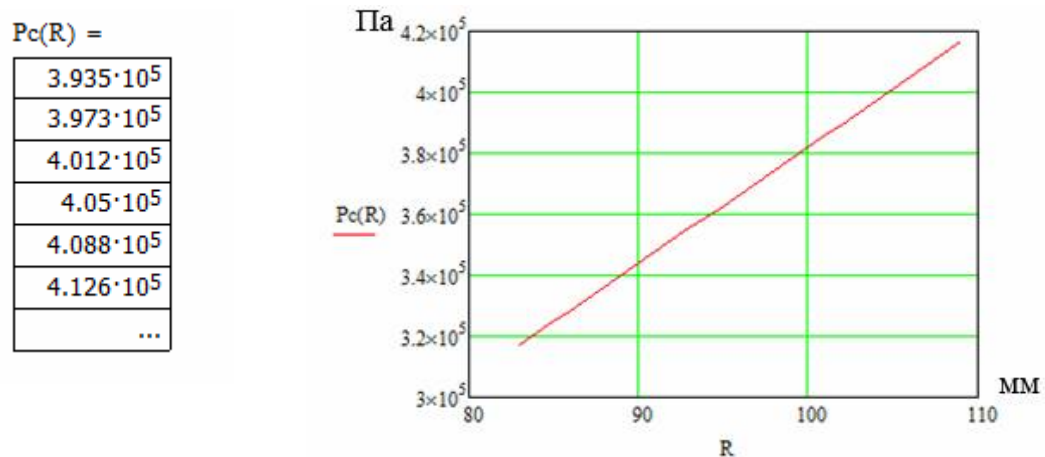


Рисунок 2.2. – Графік розподілення центробіжного тиску по радіусу

Для розрахунку схема навантаження прийме вид защемленої балки з двома рівномірними навантаженнями та однієї лінійно розподіленої сили по поверхні балки рис. 2.3.

Значення q_1 знаходимо за формулою:

де $P_{ст}$ – статичний тиск, Н/мм²;

H – довжин по якій розподілений тиск, мм;

$$H = \pi \cdot (R_1 - R_2),$$

$$H = 3,14 \cdot (109 - 83) = 81,681$$

Тоді:

$$q_1 = \frac{1,2}{81,681} = 0,015 \frac{H}{мм}.$$

Значення q_2 та q_3 знаходимо за аналогією, в результаті:

$$q_2 = 38,822 \text{ Н/мм};$$

$$q_3 = 12,157 \text{ Н/мм}.$$

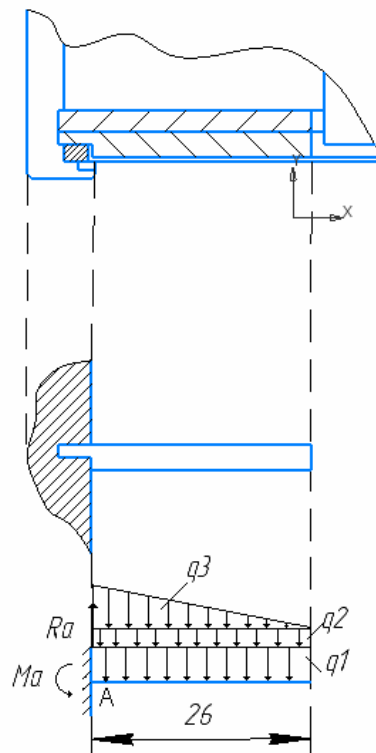


Рисунок 2.3. – Схема навантаження

Знаходимо реакції опори за допомогою рівнянь рівноваги в точці А:

$$\sum Fy = 0; R_a = q_1 \cdot x + q_2 \cdot x + \frac{q_3 \cdot x}{2},$$

де x – ширина на якій діють навантаження, 26 мм;

$$R_a = 0,015 \cdot 26 + 38,22 \cdot 26 + \frac{12,157 \cdot 26}{2} = 1168 \text{ Н.}$$

$$\sum M_a(F_i) = 0; M_a = \frac{q_1 \cdot x^2}{2} + \frac{q_2 \cdot x^2}{2} + \frac{q_3 \cdot x^2}{6}$$

$$M_a = \frac{0,0015 \cdot 26^2}{2} + \frac{38,22 \cdot 26^2}{2} + \frac{12,157 \cdot 26^2}{6} = 1450 \text{ Н.}$$

Для знаходження поперечних реакцій та згинаючого моменту скористуємося методом січення та побудуємо епюри моментів та сил.

Закон змінення поперечних сил матиме вигляд:

$$Q(z_1) = R_a - q_1 \cdot z_1 - q_2 \cdot z_1 - \frac{q_3 \cdot z_1}{2},$$

де z_1 – інтервал довжини на якому будуть діяти сили, який знаходиться у діапазоні 0 – 26 мм.

Закон згинального моменту матиме вигляд:

$$M(z_1) = -\frac{q_1 \cdot z_1^2}{2} - \frac{q_2 \cdot z_1^2}{2} - \frac{q_3 \cdot z_1^3}{6},$$

Результати розрахунків показані на рис. 2.4 та рис. 2.5.

$Q(z_1) =$

1.168·10 ³
1.123·10 ³
1.078·10 ³
1.033·10 ³
988.124
943.21
898.295
853.38
808.465
763.551
718.636
...

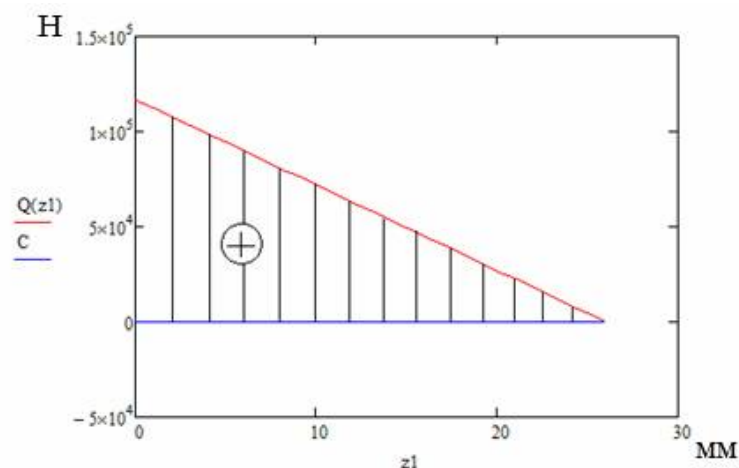


Рисунок 2.4 – Епюра поперечних сил

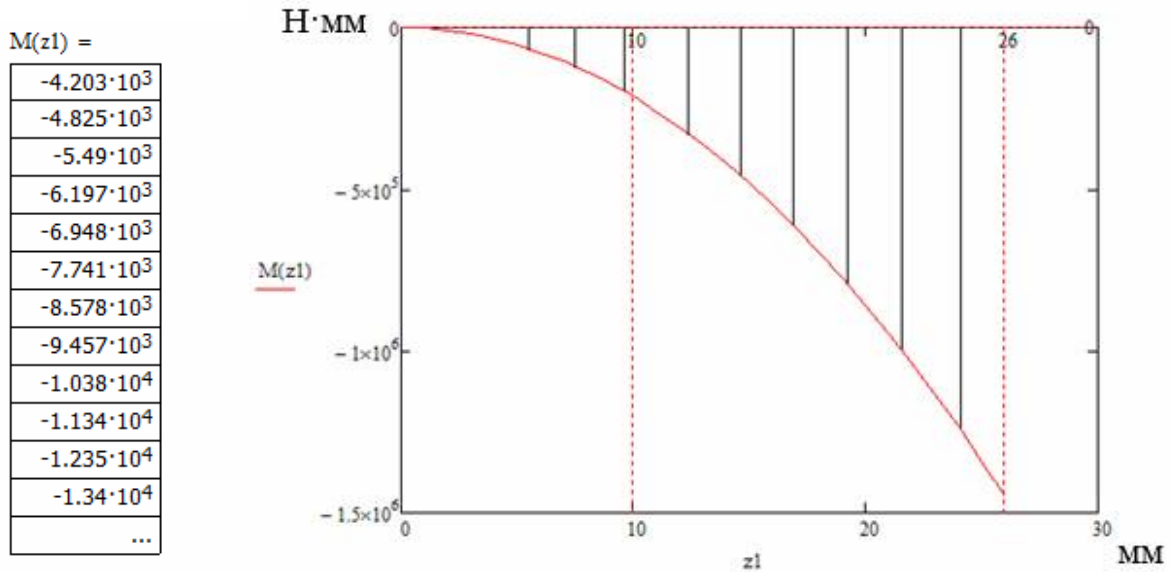


Рисунок 2.5 – Епюра згинальних моментів

Для розрахунку прогину балки потрібно знати модуль пружності E , момент інерції сечення I та максимальний згинальний момент, який виникає в защемленні і дорівнює $14,5 \text{ кН}\cdot\text{мм}$.

Момент інерції сечення дорівнює:

де b – товщина балки, мм.

Модуль пружності для сталі 65Г, з якої виготовлений відомий диск, при різних температурах відрізняється. Так як модуль пружності характеризує силу міжатомних зв'язків, на його залежність від температури дуже мало впливає наявність в сплаві різних примісив. Для сталей з невеликим змістом легуючих елементів ця залежність мало відмінна від представленої на рис. 2.6, тому модуль пружності сталі 65Г змінюється за законом представленим на рис. 2.6.

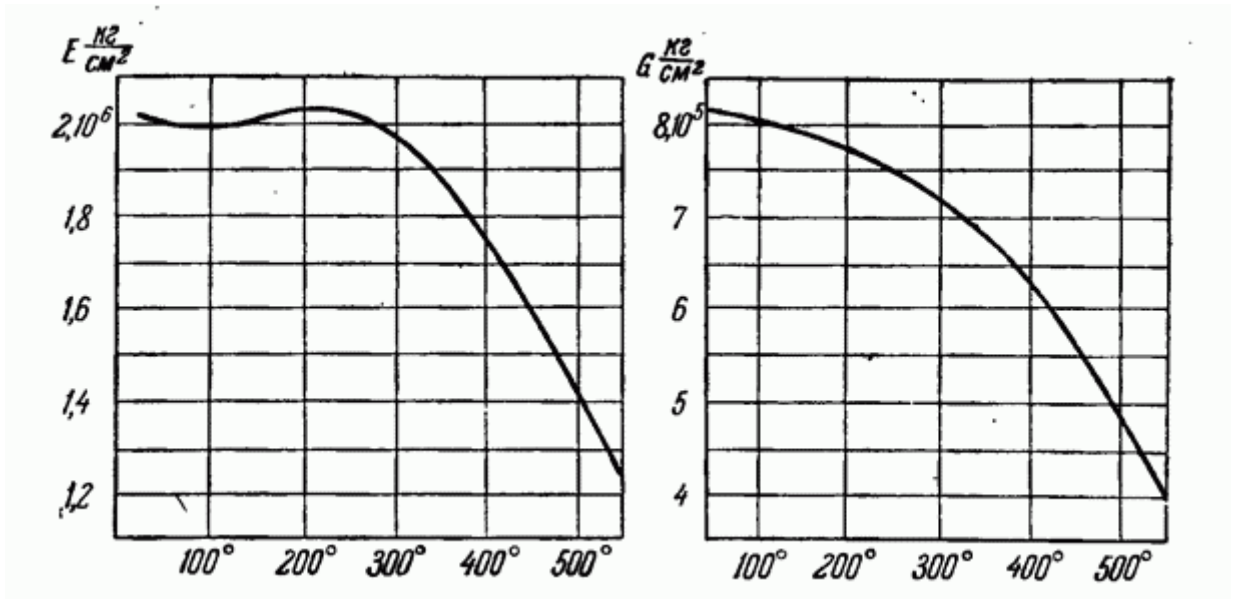


Рисунок 2.6 – Залежність модуля пружності та модуля здвигу від температури.

Розрахунок прогину проводився для трьох основних температур 60 °С – робота муфти без буксування, 90 °С – робота муфти з мінімальним часом буксування, 150 °С – робота з тривалим часом буксування:

$$E \text{ при } 60^{\circ}\text{C} = 2.606 \times 10^5 \text{ МПа};$$

$$E \text{ при } 90^{\circ}\text{C} = 2.504 \times 10^5 \text{ МПа};$$

$$E \text{ при } 150^{\circ}\text{C} = 2 \times 10^5 \text{ МПа}.$$

Розрахунок прогину кінця балки для даного випадку розраховується за формулою:

$$E \cdot I \cdot V = E \cdot I \cdot V_0 + E \cdot I \cdot \Theta_0 + \frac{R_a \cdot (x - 0)^3}{6} - \frac{M_a \cdot (x - 0)^2}{2} - \frac{q_1 \cdot (x - 0)^4}{24} - \frac{q_2 \cdot (x - 0)^4}{24} - \frac{q_3 \cdot (x - 0)^4}{24},$$

де V – прогин в потрібній точці;

V_0 – прогин в точці відносно якої ведеться розрахунок т.А;

Θ_0 – кут повороту в точці відносно якої ведеться розрахунок т.А;

При умові, що в точці А кут повороту та прогин дорівнюють нулю прогини дорівнюють.

При 60°C:

$$V = \frac{\left(\frac{R_a \cdot x^3}{6} - \frac{M_a \cdot x^2}{2} - \frac{q_1 \cdot x^4}{24} - \frac{q_2 \cdot x^4}{24} - \frac{q_3 \cdot x^4}{24}\right)}{E60} \cdot l = -0,002699 \text{ мм};$$

При 90°C:

$$V = \frac{\left(\frac{R_a \cdot x^3}{6} - \frac{M_a \cdot x^2}{2} - \frac{q_1 \cdot x^4}{24} - \frac{q_2 \cdot x^4}{24} - \frac{q_3 \cdot x^4}{24}\right)}{E90} \cdot l = -0,002714 \text{ мм};$$

При 150°C:

$$V = \frac{\left(\frac{R_a \cdot x^3}{6} - \frac{M_a \cdot x^2}{2} - \frac{q_1 \cdot x^4}{24} - \frac{q_2 \cdot x^4}{24} - \frac{q_3 \cdot x^4}{24}\right)}{E90} \cdot l = -0,002788 \text{ мм}.$$

За результатами розрахунку видно, що максимальній прогин утворюється в кінці балки, тобто по внутрішньому діаметрі відомого диску БФМ, при температурі 150°C, що відповідає роботі муфти при максимальних навантаженнях. Максимальний прогин дорівнює 0,0028 мм.

Для кращого бачення залежності прогину від робочої температури представлена діаграма, яка в відсотках показує величину прогину при різних температурах рис. 2.7.

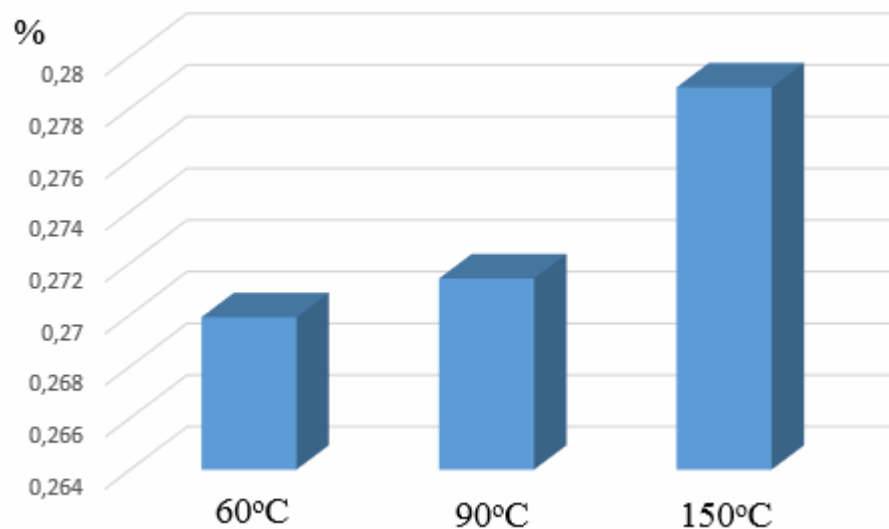


Рисунок 2.7 – Діаграма прогинів

Проведений розрахунок та подальший аналіз показав, що при температурі 150°C величина прогину різко збільшується. Експлуатація при таких

режимах не рекомендована, але в реальних умовах праці БФМ регулярно здійснюються перенавантаження, що призводить до нагріву елементів, виникненню пробуксовування та збільшенню деформацій в виді прогину відомого диску.

2.2 Визначення НДС

Проведення дослід, який імітує роботу багатодискової фрикційної муфти (БФМ), на знаходження сумарного переміщення та еквівалентного напруження в БФМ представленої на рис. 2.8, при різному статичному тиску на неї. Дослід проводився з допомогою програми ANSYS, використовуючи МКЕ.

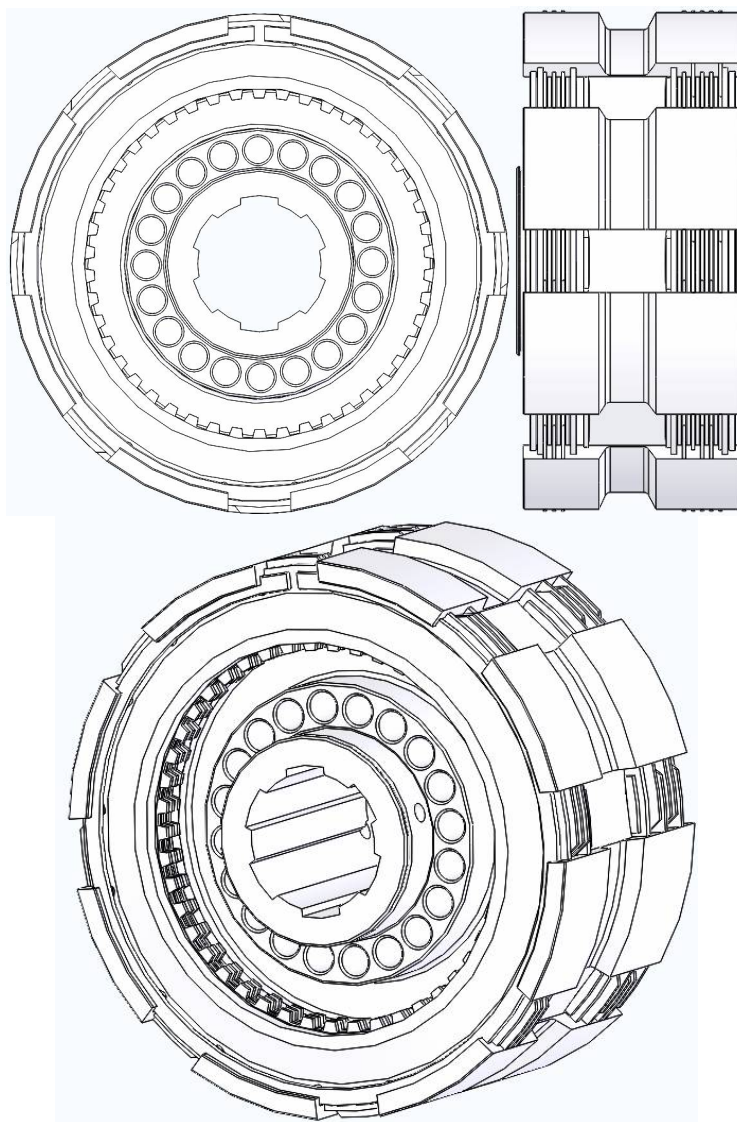


Рисунок 2.8 – Геометрія БФМ

В конструкції БМФ використовуються елементи виготовлені з різних матеріалів, а саме алюмінієвий сплав Д1 – поршень, Сталь 40Х – барабан, Сталь 65Г – диски та стопорне кільце рис. 2.9.

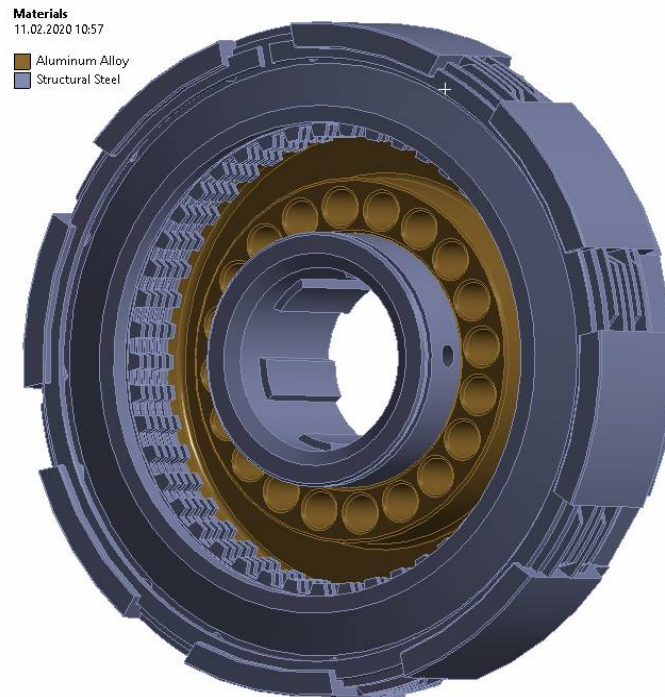


Рисунок 2.9 – Використанні матеріали в БМФ

В ході виконання дослідження була вибрана площина симетрії та створена кінцево-елементна модель (КЕМ) з зазначенням кількості вузлів (550 тис.) рис. 2.10, яка забезпечує апроксимацію геометрії БМФ та перетворює вихідну фізичну задачу в дискретну математичну модель.

Дослід виконувався під різними статичними тисками, які імітують навантаження в процесі експлуатації, графік навантаження зображений на рис. 2.11, площина по поверхні якої рівномірно прикладений тиск рис. 2.12. Додатковий центробіжний тиск, який утворює об'єм мастила при розрахунках не враховувався.

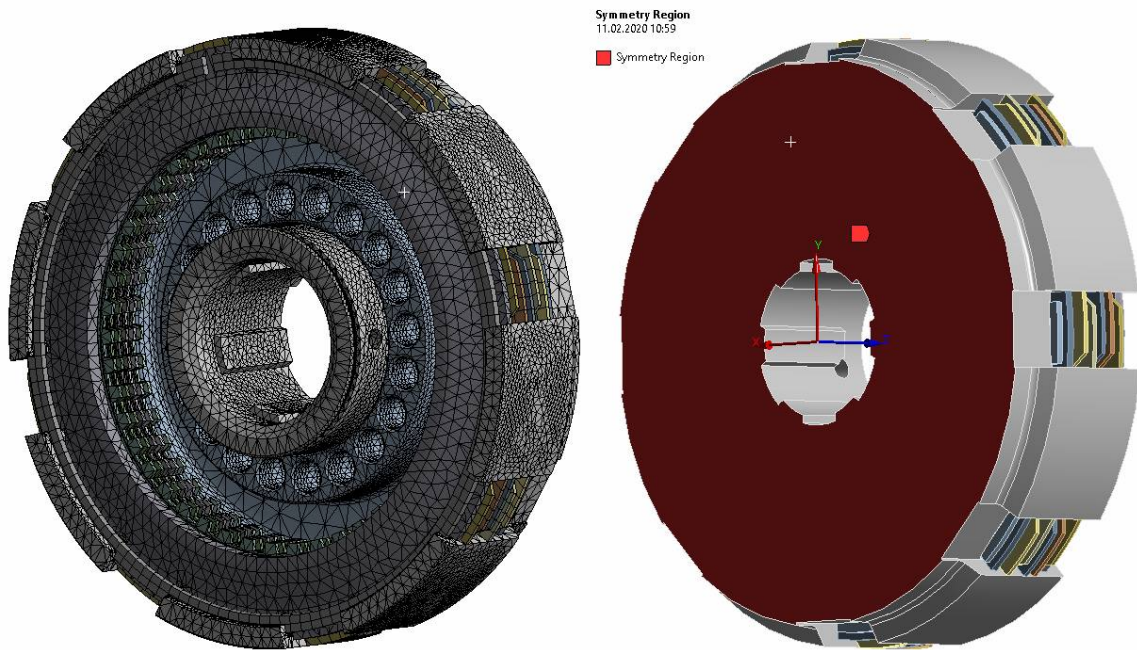


Рисунок 2.10 – Площина симетрії (з права), KE сітка (зліва).

A: Static Structural
 Pressure
 Time: 3, s
 11.02.2020 11:24
 Pressure: 1,2 MPa

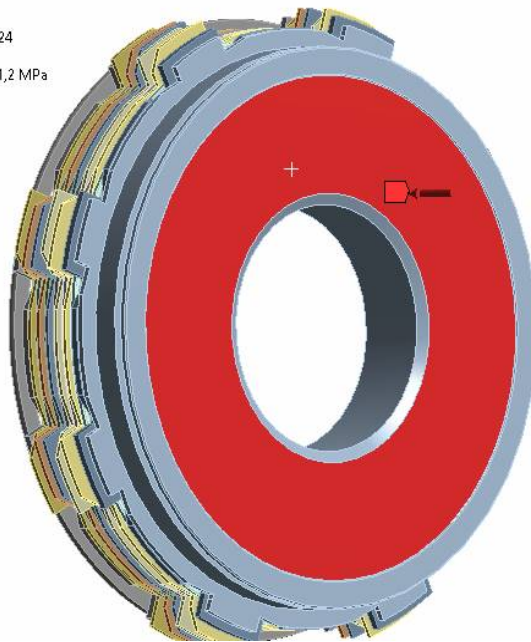


Рисунок 2.11 – Площа розподілення тиску

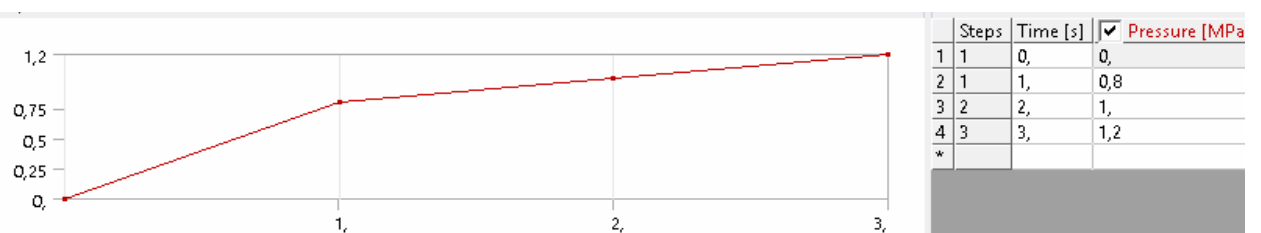


Рисунок 2.12 – Графік навантаження в часі

Спочатку відбувається закріплення БФМ, місце закріплення показано на рис. 2.13, потім навантаження муфти різним тиском 0,8, 1 та 1,2 МПа.

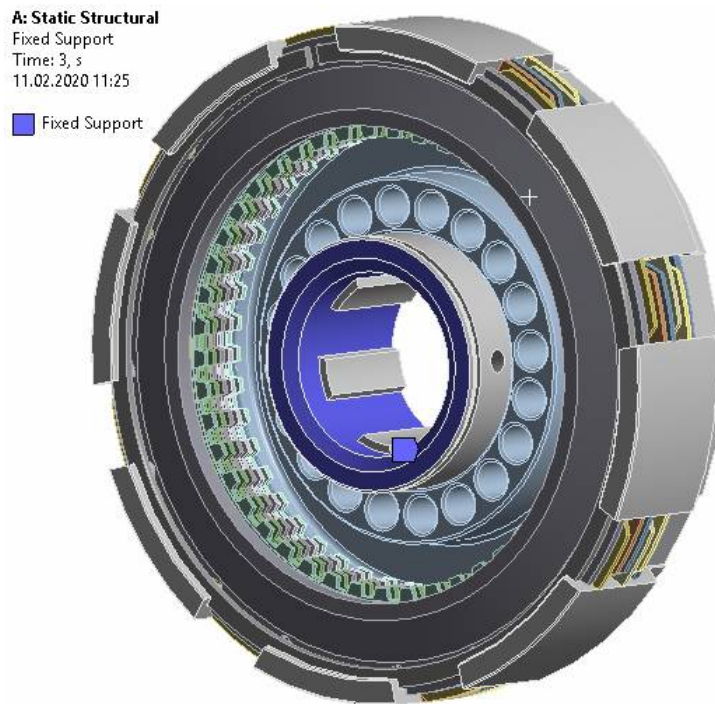


Рисунок 2.13 – Місце закріплення БФМ

В разі роботи муфти під тиском в 0,8 МПа та 1 МПа максимальні деформації виникатимуть в основі поршня і будуть нерівномірно розподілятися від центру до країв БФМ, найменші деформації будуть на кінцях барабану та стопорному кільці. Величина деформацій при тиску 1 МПа в кожній частині муфти в середньому на 0,01 мм більша ніж під тиском 0,8 МПа.

Сумарні деформації БМФ при максимальному тиску в 1,2 МПа показані на рис. 2.9. В даному випадку переміщення максимальні в кожному елементі фрикційної муфти. Були проведені додаткові аналізи головних елементів муфти їх результати показані на рис. 2.14, 2.15, 2.16, 2.17.

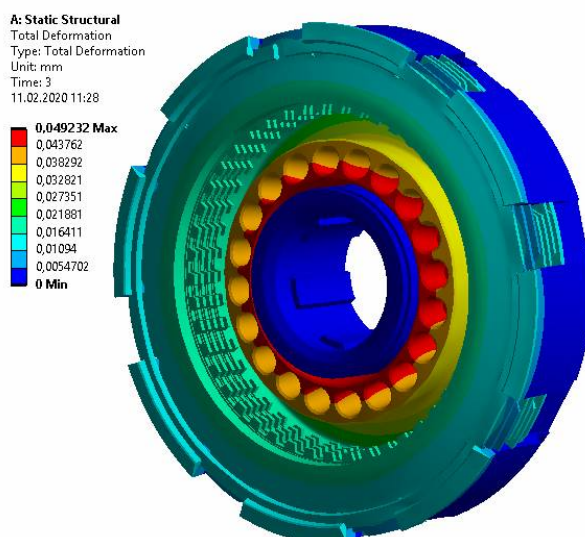


Рисунок 2.14 – Деформації в БФМ при тиску 1,2 МПа

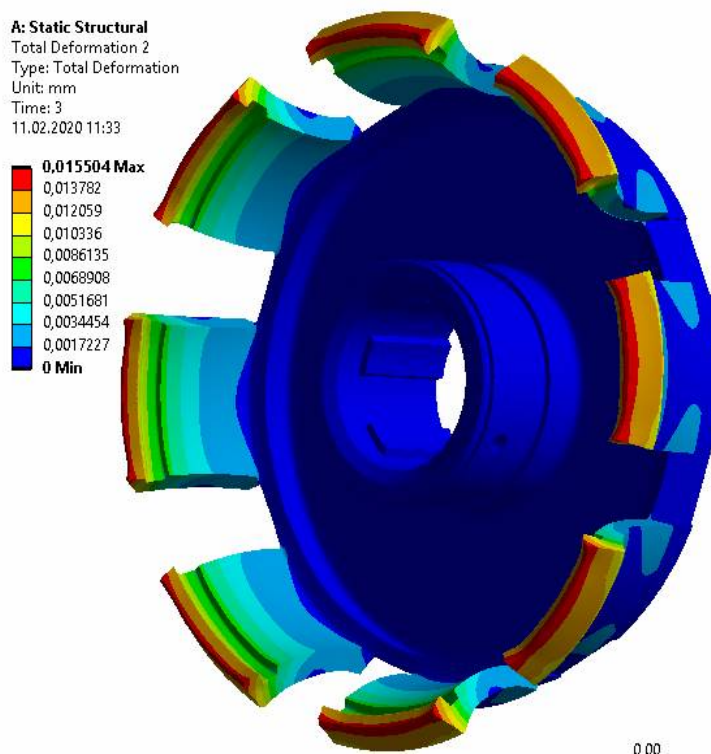


Рисунок 2.15 – Деформація елементів конструкції барабана БФМ при тиску 1,2 МПа

При тиску 1,2 МПа на краях барабану виникають максимальні переміщення, що дорівнюють 0,015 мм. В результаті можливе утворення прогинів на краях пелюсток барабану, що в подальшому негативно вплине на

працездатність муфти в цілому, можливість виникнення перекосу, що призведе до швидшого зносу фрикційних поверхонь та більшого пробуксовування на високих обертах. Деформації зображенні на рис. 2.15.

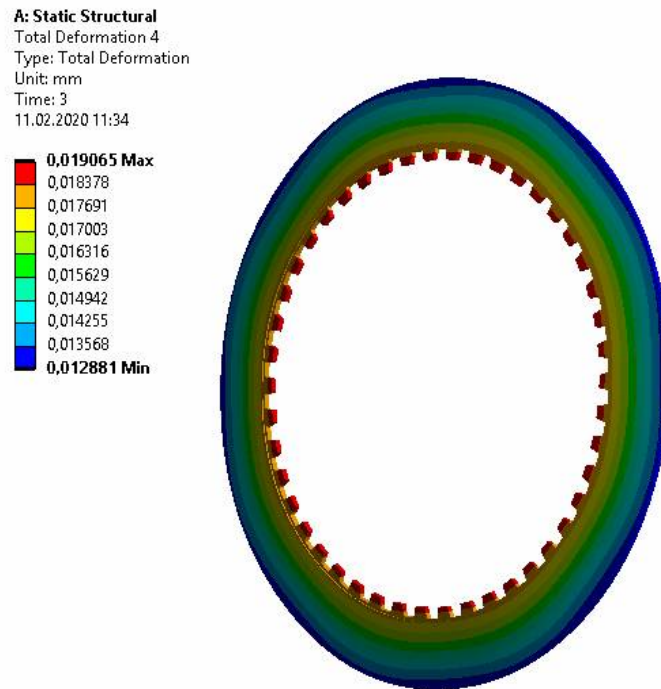


Рисунок 2.16 – Деформації фрикційного диску БФМ
 при- тиску 1,2 МПа

Деформації в фрикційному диску рис. 2.16 та відомому диску рис.2.17 збільшуються від країв диску до центру. Такі деформації по поверхні фрикційного диску призведуть до нерівномірного зношення фрикційного покриття, що вплине на коефіцієнт зчеплення БФМ. Сумарні деформації відомого диску, який знаходиться в кінці фрикційного пакету, розподілені нерівномірно від 0,011 до 0,017 мм, таким чином утворюються прогини в внутрішній частині диску.

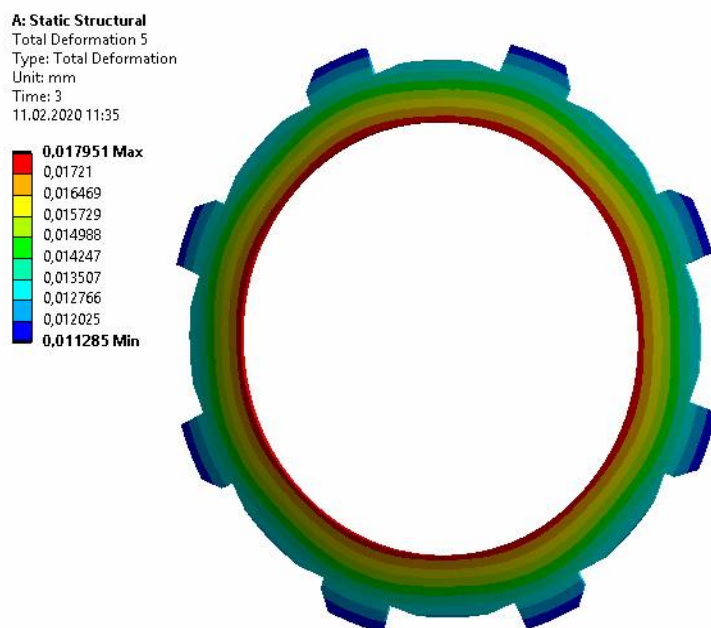


Рисунок 2.17 – Деформації відомого диску БФМ при навантаженні 1,2 МПа

Після визначення сумарних деформацій визначалися еквівалентні напруження для елементів муфти при тиску 1,2 МПа, так як при такому тиску виникають найбільші напруження в елементах БФМ, їх розподілення по поверхні зображенні на рис. 2.18, 2.19, 2.20, 2.21.

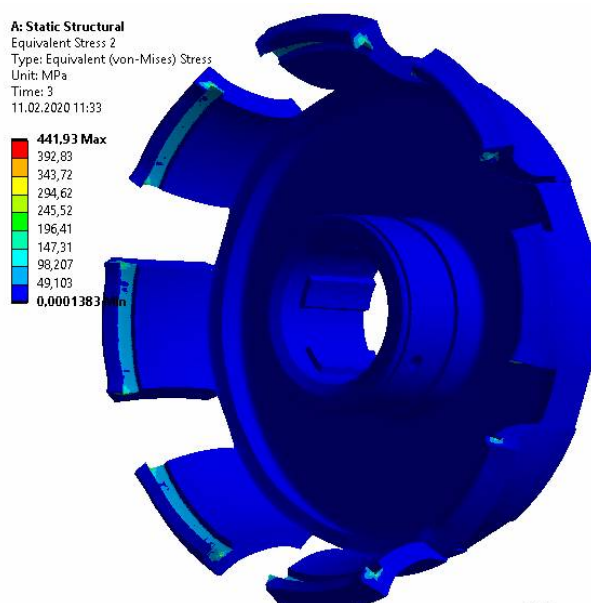


Рисунок 2.18 – Еквівалентні напруження барабану БФМ при навантаженні 1,2 МПа

Барабан даної муфти за таких умов приймає найменші напруження порівняно з іншими елементами БФМ, вони дорівнюють 138,3 Па та розподіляються рівномірно по барабану, рис 2.18. Максимальні напруження в розмірі 49 МПа в місцях контакту з ведучим диском та стопорним кільцем.

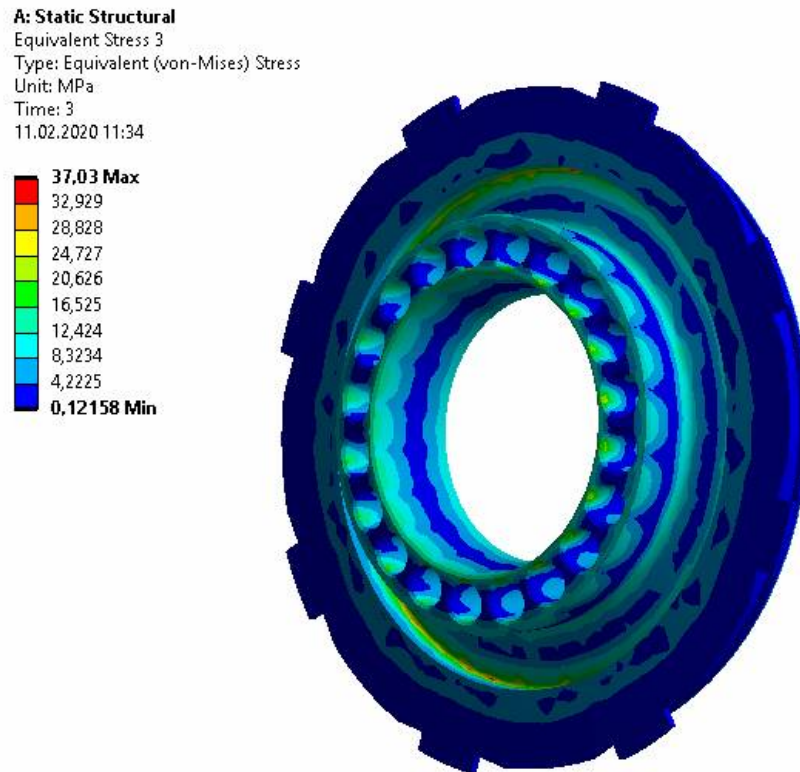


Рисунок 2.19 – Еквівалентні напруження в поршні БФМ при навантаженні 1,2 МПа

Поршень витримує більші напруження ніж барабан, розподілення напружень в більшій мірі рівномірне, є декілька ділянок, які більш навантаженні, але до суттєвих відхилень в роботі муфти вони не призводять, рис. 2.19.

Напруження нерівномірно розподіляються по фрикційному диску, виявленні точки максимальних напружень, видно з рис. 2.20, напруження змінюються від 41924 Па до 6 МПа. В точках максимальних навантажень фрикціон зношується швидше.

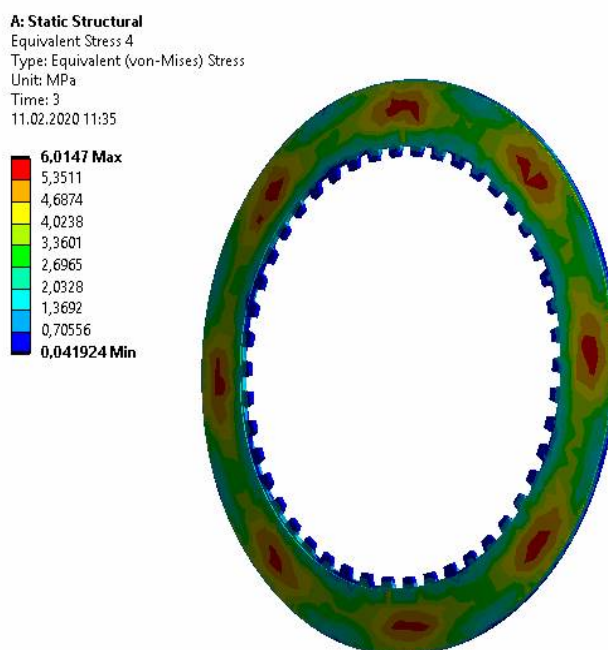


Рисунок 2.20– Еквівалентні напруження в фрикційному диску БФМ при навантаженні 1,2 МПа

Відомий диск так як і фрикційний має нерівномірне розподілення напружень по поверхні, що продемонстровано на рис 2.21. Напруження змінюються від 18496 Па до 7,8 МПа.

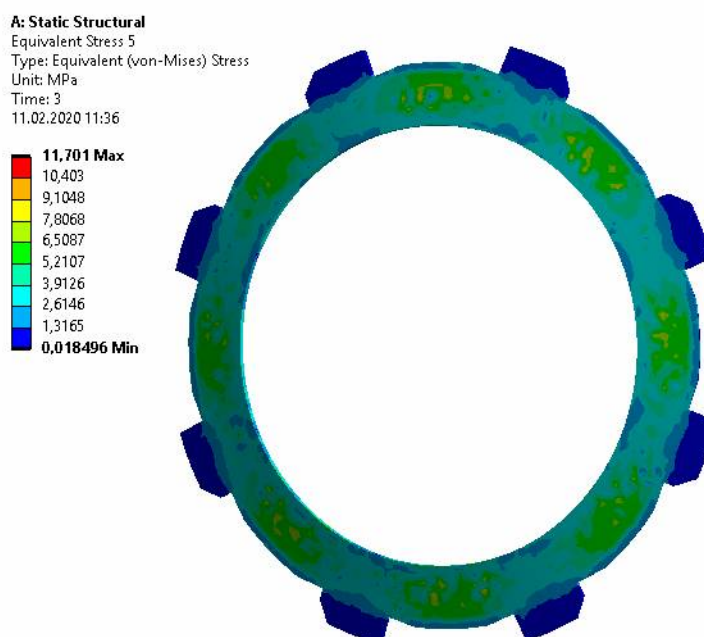


Рисунок 2.21 – Еквівалентні напруження у відомому диску БФМ

при тиску 1,2 МПа

Також було проведено дослідження, деяких фрикційних дисків, на розподілення контактних напружень на поверхні дисків, результати показані на рис. 2.22.

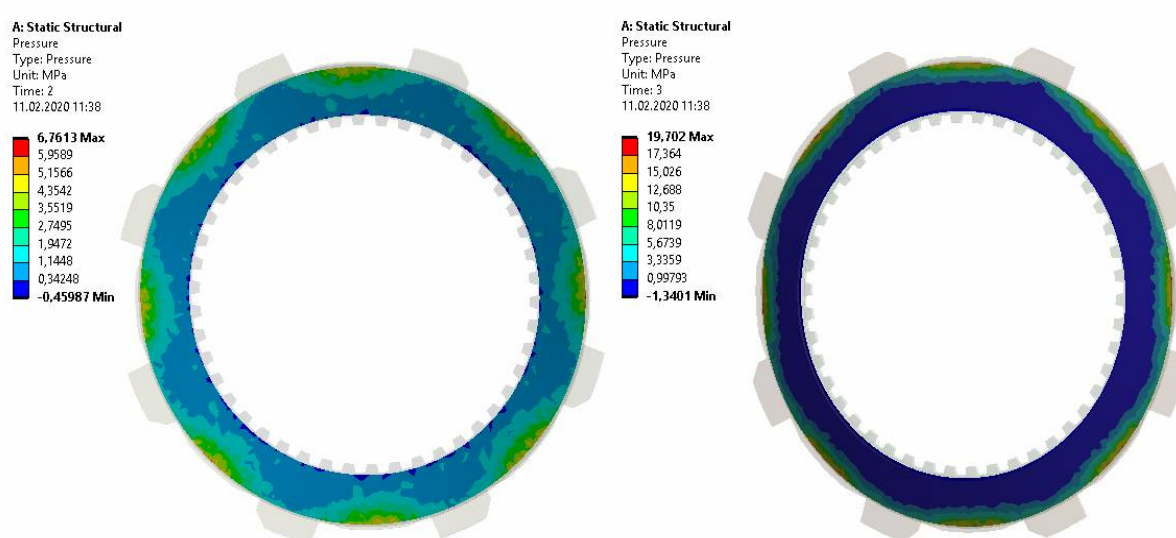


Рисунок 2.22. – Контактні напруження фрикційних дисків при навантаженні 1,2 МПа

Контактні напруження в обох випадках розподіленні нерівномірно від -1,34 до 15,026 МПа. Місця максимальних контактних напружень виконують більшу частину роботи порівняно з іншою площею поверхні.

Аналіз НДС елементів муфти виявив найбільші деформації, що виникають в пелюстках барабану та відомому диску, показав розподілення максимальних еквівалентних напружень, які діють по поверхні фрикційного та відомого дисків і розподілені нерівномірно.

3 ЗАЛЕЖНІСТЬ КОЕФІЦІЕНТУ ТЕРТЯ ВІД РЕЖИМУ ЕКСПЛУАТАЦІЇ

Сучасні автомобілі та трактори комплектуються муфтами зчеплення з використанням зпечених порошкових фрикційних матеріалів. Кожному складу спеченого порошкового фрикційного матеріалу притаманні свої умови

експлуатації (тиск, швидкість ковзання, робота буксування), при цьому забезпечуються задані триботехнічні властивості матеріалу (коефіцієнт тертя, інтенсивність зносу). Допустима робоча температура фрикційного матеріалу лімітується його хімічним складом.

Для виявлення оптимальних умов експлуатації муфти розглянемо графіки залежності коефіцієнта тертя f від питомого тиску рис. 3.1 та температури рис. 3.2, для матеріалів фрикційних муфт зчеплення деяких тракторів:

- 1 – Raybestos (середній диск головної муфти зчеплення);
- 2 – асборезинова композиція (муфта повороту трактора С – 80);
- 3 – бакелізований асбокартон (головна муфта зчеплення «Універсал»);
- 4 - асборезинова композиція.

Графік залежності для диску виготовленого компанією Raybestos найкраще підходить для аналізу, характеристика муфти з їхнім фрикційним покриттям подібна до дослідженої муфти.

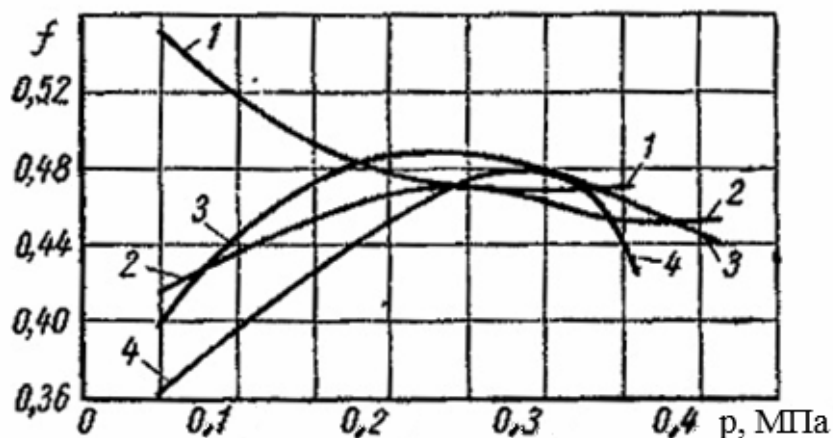


Рисунок 3.1 – Залежність коефіцієнта тертя від питомого тиску

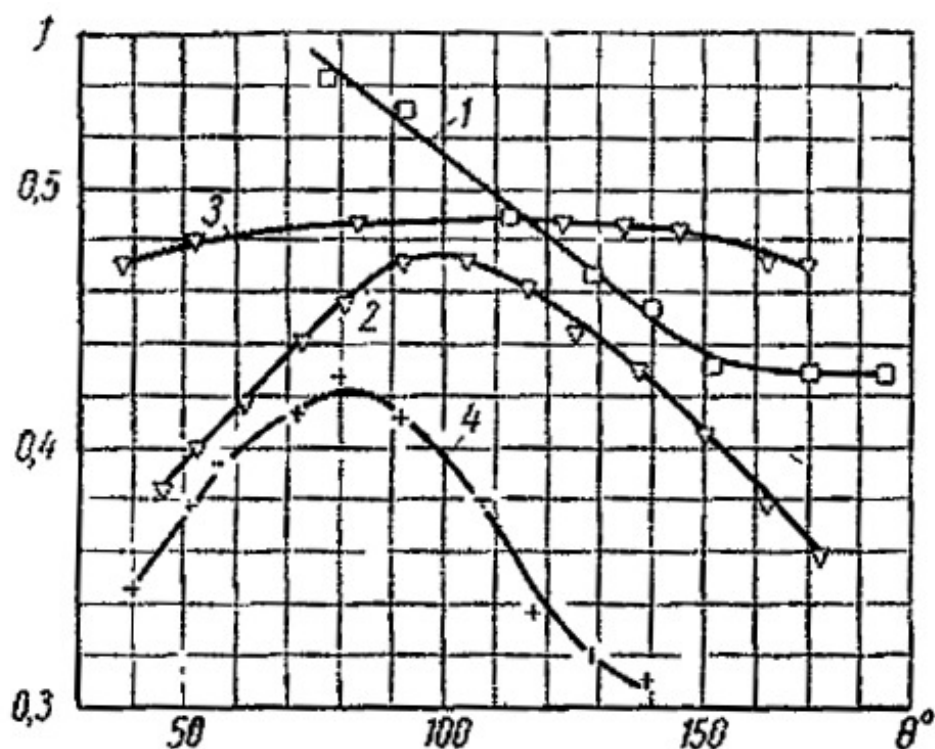


Рисунок 3.2 – Залежність коефіцієнта тертя від температури

Проаналізувавши зображені графіки робимо висновок, що оптимальний режим роботи муфти буде при питомому тиску від 0,2 МПа, а оптимальний температурний режим лежить в діапазоні від 80 – 120 °С. Експлуатація муфти в таких комфортних режимах за дійсності неможлива. В процесі роботи муфта витримує в рази більший тиск, а температура роботи може перевищувати 150 °С.

В ході експлуатації фрикційної муфти можливе виникнення екстремального режиму експлуатації, робоча температура якого перевищуватиме 150 °С, що призведе до зменшення коефіцієнта тертя і так званого режиму буксування. Наслідком такого ефекту є втрата працездатності фрикційного вузла.

ВИСНОВОК

В конструкції багатодискової муфти використовується стопорне кільце для фіксації пакету дисків в барабані. Відомий диск, що знаходиться в кінці пакету, взаємодіючи зі стопорним кільцем під час роботи муфти при максимальних навантаженнях може змінювати свою форму, утворюючи прогин та негативно впливати на роботу муфти.

Тому був проведений розрахунок багатодискової муфти зчеплення для знаходження деформацій, контактних та еквівалентних напружень її елементів при різних навантаженнях в 0,8, 1 та 1,2 МПа. Визначення прогину відомого диску при різних температурних режимах роботи, а саме 60 °С – робота муфти без буксування, 90 °С – робота муфти з мінімальним часом буксування, 150 °С – робота з тривалим часом буксування.

На підставі результатів отриманих досліджень та розрахунків можна визначити недоліки роботи багатодискової фрикційної муфти зчеплення.

Найбільш уразливим елементом фрикційної муфти під час експлуатації є відомий диск, який під навантаженням починає деформуватися, сумарні деформації відомого диску розподілені нерівномірно від 0,011 до 0,017 мм.

Нерівномірність контактних напружень в фрикційних дисках муфти від -1,34 до 15,026 МПа зумовлена недоліком відомого диску, який не може гарантувати потрібну жорсткість та утворює прогин 0,0028 мм при максимальних навантаженнях БФМ та екстремальних температурних режимах. В свою чергу це сприяє утворенню перекосу фрикційного пакету, що призводить до нерівномірного зношення фрикційних дисків, зниження коефіцієнту тертя та можливості появи додаткових проковзувань.

Усунення недоліків багатодискової муфти, що виникають в процесі експлуатації, можливе в разі зменшення тиску і збільшення дисків фрикційних пар або розробці нової конструкції, яка забезпечить потрібну жорсткість.

СПИСОК ДЖЕРЕЛ ІНФОРМАЦІЇ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. – М.: Машиностроение, 1976.
2. Бриджмен, П.У. Исследования больших пластических деформаций и разрыва: влияние высокого гидростатического давления на механические свойства материалов / П.У. Бриджмен. М.: Книжный дом «ЛИБРОКОМ», 2010. 448 с.
3. Гаспарянц Г.А. Конструкция, основы теории и расчёта автомобиля: Учебник для машиностроительных техникумов по специальности «Автомобилестроение». – М.: Машиностроение, 1978. – 351с.
4. Гольд Б.В. Конструирование и расчёт автомобиля. Учебник для вузов. Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Машгиз, 1962. – 464с.
5. Измайлов, В.В. О параметрах удельной силы трения и методиках их определения / В.В. Измайлов, М.В. Новоселова, С.А. Чаплыгин // Механика и физика процессов на поверхности и в контакте твердых тел, деталей технологического и энергетического оборудования: межвуз. сб. науч. тр. Вып.9. Тверь: ТвГТУ, 2016. С. 8–15.
6. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. М. Машиностроение, 1977. 526с.
7. Основы трибологии: учебник [для вузов]; под ред. А.В. Чичинадзе. - М.: Центр «Наука и Техника», 1995. - 778 с.
8. Основы трибологии; под ред. А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 2001. - 663 с.
9. Трение, износ и смазка. Трибология и триботехника; под ред. А.В. Чичинадзе. - М.: Машиностроение, 2003. - 575 с.
10. Яценко В.Ю., Свідло В.С., Сергієнко М.Є., Соколов Є.Ф. результаты работы опублик. Материали XIII Міжнародна н.-практ. конф.

студентів і аспірантів «Теоретичні та практичні дослідження молодих науковців» (19 -22 листопада 2019 року). Харків НТУ «ХП», 2019. – 598с.