

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
**Національний університет «Запорізька політехніка»**

Національний університет «Запорізька політехніка»

(повне найменування інституту, факультету)

Деталі машин і підйомно-транспортні механізми

(повне найменування кафедри)

## **Пояснювальна записка**

до дипломного проекту (роботи)

магістр

(ступінь вищої освіти)

на тему «Дослідження засобів підвищення демпфувальної здатності кранів при проходженні стиків рейок»

Виконав: студент(ка) 5 курсу, групи М-311м

Спеціальності 139 Галузеве машинобудування  
(код і найменування спеціальності)

Освітня програма (спеціалізація)

Підйомно –транспортні, дорожні, будівельні,  
меліоративні машини та обладнання

Скрипка В.В

(прізвище та ініціали)

Керівник

Фролов Р.О

(прізвище та ініціали)

Рецензент

(прізвище та ініціали)

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
Національний університет «Запорізька політехніка»  
(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут, факультет Машинобудівний

Кафедра Деталі машин і підйомно-транспортні механізми

Ступінь вищої освіти Магістр

Спеціальність 113-Галузеве машинобудування

(код і найменування)

Освітня програма (спеціалізація) Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання

(назва освітньої програми (спеціалізації))

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Завідувач кафедри Деталей машин і ПТМ  
доц. Матровицький Л.М.  
«19» 12 2022 року

**З А В Д А Н Н Я**  
**НА ДИПЛОМНИЙ ПРОЄКТ (РОБОТУ) СТУДЕНТА(КИ)**

Скрипка Владислав Вікторович

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема проєкту (роботи) Дослідження засобів підвищення демпфувальної здатності кранів при проходженні стиків рейок

керівник проєкту (роботи) Фролов Роман Олександрович,

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом закладу вищої освіти від «24» листопада 2022 року № 341

2. Строк подання студентом проєкту (роботи) \_\_\_\_\_

3. Вихідні дані до проєкту (роботи):

Конструкції кранових коліс з пружними вставками.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити) 1. Сучасний стан демпфування ударів; 2. Методи проведення досліджень та попередні результати; 3. Поведінка кранової системи в момент наїзду колеса на уступ рейки; 4. Ефективність підвищення резильянсу мостового крану за рахунок пружних елементів.

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

Лист 1-формат А3 «Резильянсне кранове колесо»

## 6. Консультанти розділів проєкту (роботи)

| Розділ | Прізвище, ініціали та посада<br>консультанта | Підпис, дата   |                                                                                     |
|--------|----------------------------------------------|----------------|-------------------------------------------------------------------------------------|
|        |                                              | завдання видав | прийняв<br>виконане<br>завдання                                                     |
| 1      | Фролов Р.О. старший викладач                 |                |  |
| 2      | Фролов Р.О. старший викладач                 |                |  |
| 3      | Фролов Р.О. старший викладач                 |                |  |
| 4      | Фролов Р.О. старший викладач                 |                |  |
|        |                                              |                |                                                                                     |
|        |                                              |                |                                                                                     |
|        |                                              |                |                                                                                     |

7. Дата видачі завдання «05» вересня 2022 року.

## КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

[illegible]

### Студент

( підпис )

Скрипка В.В  
(прізвище та ініціали)

**Керівник проєкту (роботи)**

(підпис)

Фролов Р.О  
(прізвище та ініціали)

## РЕФЕРАТ

Дипломна робота: 68 сторінок, 47 рисунків, 3 таблиць, 31 джерело.

Приводиться аналіз ефективності підвищення резильянса системи мостовий кран за рахунок використання коліс з гумовими вставками. Аналізуються напруження в контактній парі колесо-рейка та в металевій конструкції крану.

**Метою роботи** є обґрунтування доцільності використання резильянсних конструкцій коліс мостових кранів, що дозволяють зменшити динамічні навантаження на металоконструкції кранів при проходженні стиків рейок та підвищити довговічність кранових коліс.

**Наукова новизна** роботи полягає в тому, що вперше проведено порівняльний аналіз «ударної» динаміки наїзду крану, як багатомасової системи із кінцево-елементними моделями коліс реальної геометрії, на виступ рейки за використанням резильянсних коліс різних конструкцій. Отримані залежності контактних напружень пари кранове колесо – рейка від навантаження на прямолінійній ділянці шляху та при наїзді на виступ рейки. Отримано закономірності зміни зусиль контактної пари при наїзді колеса на виступ рейки.

**Практична цінність** результатів роботи полягає в тому, що рекомендовано найбільш ефективну конструкцію колеса мостового крана, яка дозволяє знизити динамічні навантаження на металоконструкцію та знизити пікові зусилля в контактній парі колесо-рейка тим самим забезпечуючи більшу довговічність колеса.

КРАНОВЕ КОЛЕСО, РЕЙКА, РЕЗИЛЬЯНС, УДАР, ДИНАМІЧНЕ НАВАНТАЖЕННЯ, КОНТАКТНЕ НАПРУЖЕННЯ.

## ЗМІСТ

|                                                                                                                                        |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Реферат.....                                                                                                                           | 3  |
| Зміст.....                                                                                                                             | 4  |
| Вступ.....                                                                                                                             | 5  |
| Розділ 1. Сучасний стан демпфування ударів.....                                                                                        | 8  |
| 1.1 Сучасні конструкції поглинаючих апаратів.....                                                                                      | 8  |
| 1.2 Конструкції коліс з низькомодульними вставками.....                                                                                | 11 |
| 1.3 Вплив перевантажень на накопичення втомних пошкоджень контактних пар.....                                                          | 17 |
| Розділ 2. Методики проведення досліджень та попередні результати...                                                                    | 22 |
| 2.1 Методика дослідження контактних напружень пари колесо-рейка..                                                                      | 22 |
| 2.2 Методика дослідження динаміки наїзду крану на рейковий стик.....                                                                   | 25 |
| 2.3 Методика дослідження поведінки пружної вставки кранового колеса.....                                                               | 31 |
| Розділ 3. Поведінка кранової системи в момент наїзду колеса на уступ рейки.....                                                        | 34 |
| 3.1 Контактна взаємодія кранового колеса із рейкою.....                                                                                | 34 |
| 3.2 Робота пружних елементів в системі рейка – вісь кранового колеса при ударній взаємодії.....                                        | 38 |
| 3.3 Динамічна поведінка металоконструкції крану при наїзді колеса на виступ рейки з урахуванням ударної взаємодії наїзду на уступ..... | 50 |
| Розділ 4. Ефективність підвищення резельянсу мостового крану за рахунок пружних елементів.....                                         | 55 |
| 4.1 Зниження контактних напружень пари колесо-рейка.....                                                                               | 55 |
| 4.2 Зниження пікових напружень в металоконструкції мостового крану.....                                                                | 57 |
| Висновки.....                                                                                                                          | 63 |
| Перелік посилань.....                                                                                                                  | 65 |
| Додатки.....                                                                                                                           | 68 |

## ВСТУП

Ударні навантаження, що виникають при проходженні місцевих нерівностей колії (стиків рейки, вибоїн та інших), мають істотне значення для сучасних кранів, які переміщуються зі значною швидкістю та навантаженням. Особливо вони впливають на мостові крани, які в порівнянні із козловими мають більшу жорсткість металоконструкції особливо колісного вузла із типовими кінцевими балками (рис В.1, В.2).

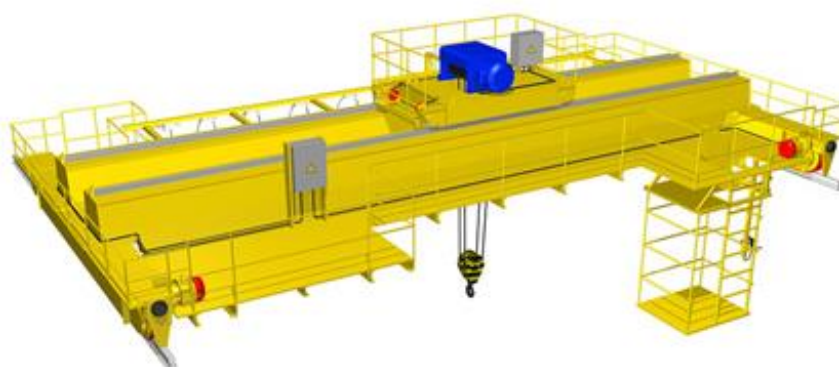
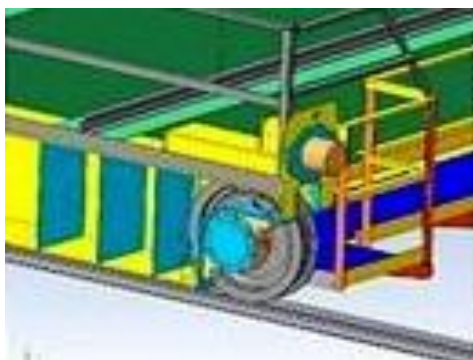
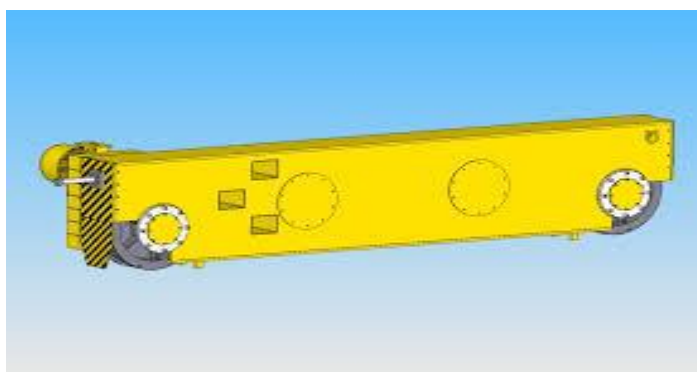


Рисунок 1.1- Кран мостовий



а)



б)

Рисунок 1.2 - Ходова частина (а) та кінцева балка (б) мостового крана

Найбільші пошкодження ходової частини та металоконструкцій мостових кранів виникають в кінцевих балках, особливо в місцях кріплення вузлів кранових коліс.

Причина появи тріщин втоми кінцевих балок є високий рівень ударних динамічних навантажень, які діють на кранові колеса (рис. В.3), а через них на кінцеві балки при проходженні краном нерівностей колії. Внаслідок цього так само спостерігається передчасний вихід з ладу підшипників і пошкодження механізмів пересування мостових кранів.



Рисунок В.3 - Колесо мостового крана

Ударні навантаження виникають в контактній парі колесо-рейка, викликаючи значне підвищення контактних напружень, що в свою чергу можна вважати головною причиною появи вищербин та швидкого зношування коліс.

За нормальних умов за правилами Держгірпромнагляду України для мостових кранів взаємне зміщення торців підкранових рейок по висоті не повинен перевищувати 3 мм, зазори в стиках рейок не повинні перевищувати 4 мм. Але стан рейок на заводах часто погіршений. Чимало рейок знаходяться в незадовільному стані, зазори досягають 20-30 мм, а перепад по висоті 5-10 мм, іноді спостерігаються вибоїни глибиною 10-12 мм на довжині 30-40 мм. Є проблеми і з станом підкранових балок.

Тому проходження мостових кранів рейкових стиків супроводжується дуже жорсткими ударами.

Облік фактичних значень ударних навантажень при проектуванні та експлуатації металоконструкцій і механізмів кранів, а також підкранових

шляхів може істотно збільшити терміни безаварійної праці і безвідмовної експлуатації кранів.

Зменшення ударних навантажень сприяє безаварійній експлуатації кранів і подовжує термін використання крана за рахунок зниження коефіцієнтів поштовхів. При зіткненні колеса з зустрічним уступом вертикальна складова його швидкості за тисячні долі секунди різко змінюється від нульових значень до максимальних значень, яке не можна визначити виходячи тільки з кінематики руху жорсткої системи. Якщо ж колесо наїжджає на попутній уступ, спочатку вертикальна складова змінюється від нуля до кінцевого значення (падіння колеса крана) а потім практично миттєво зменшується до нуля. В обох випадках удар, який отримує колесо, поширюється в вигляді хвилі пружної деформації і наступних пружних коливань металоконструкції крана.

Ударний імпульс, отриманий рейкою, поширюється на підкранові балки і сталі та залізобетонні конструкції будівлі [2].

## **1 СУЧАСНИЙ СТАН ДЕМПФУВАННЯ УДАРІВ**

### **1.1 Сучасні конструкції поглинаючих апаратів**

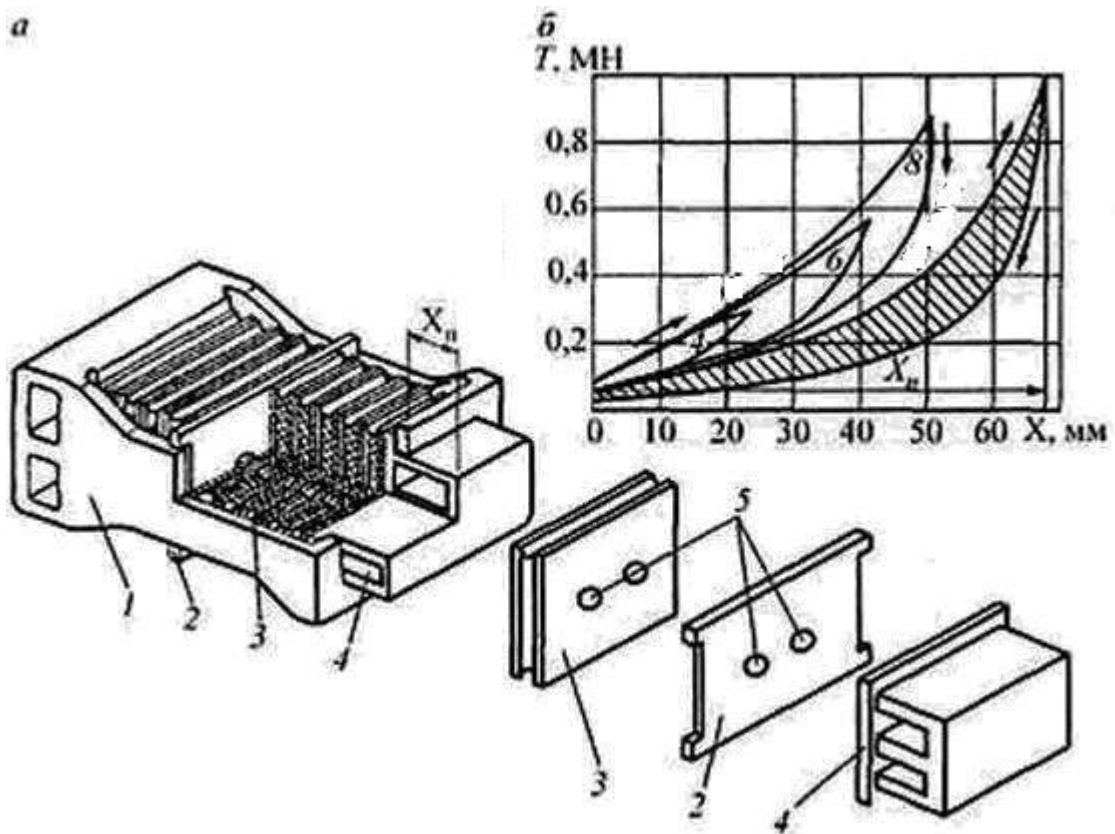
Проблеми гасіння енергії ударів є актуальними як для кранів, так і для рейкового транспорту. Наприклад, ослаблення і розсіювання енергії при зіткненні залізничних вагонів виконують поглинаючі апарати автозчеплення. Вони призначені для зменшення дії поздовжніх сил на вагон за рахунок перетворення кінетичної енергії ударів вагонів в роботу сил тертя і потенційну енергію деформації пружних елементів апарату [3].

На залізницях намітилася тенденція до збільшення мас і швидкостей руху поїздів, а також інтенсифікації маневрових операцій. Правилами технічної експлуатації передбачені швидкості зіткнення вагонів, що не більше 5 км / год, однак фактичні швидкості зіткнення значно вище. Як наслідок цього збільшується надходження вантажних вагонів і цистерн в ремонт. Велику шкоду отримують при ударах вантажів, що транспортуються.

Відомі поглинаючі апарати поздовжніх ударів автозчеплення з гумовими елементами типу Р-4П і Р-2П з енергоємністю оборотного поглинання енергії до 40 кДж при зусиллі 1,8 МН.

Фрикційних поглинаючих апаратів типу ЦНДІ - Н6 з пружинами вже не виробляють, в експлуатації вони замінюються гумовими поглинаючими апаратами.

Підвищену енергоємність має поглинаючий апарат Р-2П ,Р-4П а також гумовометалічний апарат Р-5П, який використовують в рефрижераторному рухомому складі. В автозчеплення пасажирських вагонів дизельних та електропоїздів встановлюють гумовий поглинаючий апарат Р-2П.



а – конструкція; б – діаграма роботи

Рисунок 1.1 - Поглинаючий апарат Р- 2П автозчеплення для залізничних вагонів

Поглинаючий апарат Р-2П ( Р - гумовий, П - пасажирський ) взаємозамінний з пружинно-фрикційним апаратом. Цей апарат відрізняється простотою конструкції і надійністю в експлуатації, стабільністю роботи, більш високою енергоємністю.

Пружними елементами в ньому є гумовометалеві секції 7 - ІРП - 1348 , складаються з шару спеціальної гуми і двох навулканізованих металевих пластин товщиною 2 мм; розміри секції  $41,5 \times 265 \times 220$  мм. Ця гума придатна для виготовлення різних ущільнювальних виробів , працездатних в середовищі повітря , води , слабких розчинів кислот і лугів , має позначення:

7 - ІРП - 1348 ТУ 2512-215-00149245 -96

Секція елемента складається з двох металевих пластин , між якими розташований шар морозостійкої гуми , з'єднаної з пластинами методом

гарячої вулканізації. Шар гуми по периметру має параболічну вибірку, що забезпечує деформацію гуми без вичавлювання за межі пластин при повному стисненні апарату.

В апараті Р- 4П гумові елементи подібні застосовуваним в апараті Р- 2П, товщина становить 24,2 мм замість 41,5 мм.

В апараті Р- 5П для пасажирських вагонів поперечні розміри гумових елементів збільшені, а їх товщина зменшена з 41 мм до 33 мм.

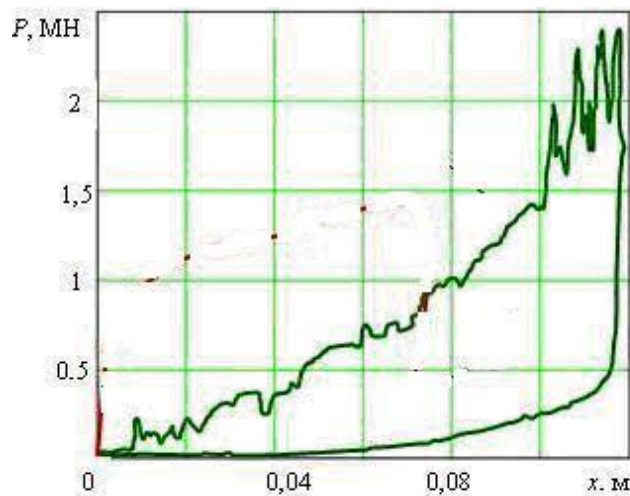


Рисунок 1.2 - Експериментальна характеристика серійного поглинаючого апарата ПМКП-110 при початковій швидкості удару вагону 1,62 м/с

Еластомірні поглинаючі апарати нового типу поглинають більше енергії при перетіканні еластомірів в ємностях під тиском. Вони застосовуються при низьких (до  $-70^{\circ}$ ) і високих температурах. В таких апаратах нові силіконові полімери здатні до великих еластичних деформацій.

З аналізу переглянутих конструкцій випливає, що подібні до використаних в залізничних вагонах елементи поглинання ударів можна було б застосувати для виконання аналогічних функцій в вузлах коліс мостових кранів.

## 1.2 Конструкції коліс з низькомодульними вставками

Використання пружних вставок з полімерів з низьким модулем Юнга має за мету зменшення перевантаження ходових коліс на нерівностях шляху та при проходженні ними стику колії. Є приклади використання коліс з пружними вставками в вагонах.

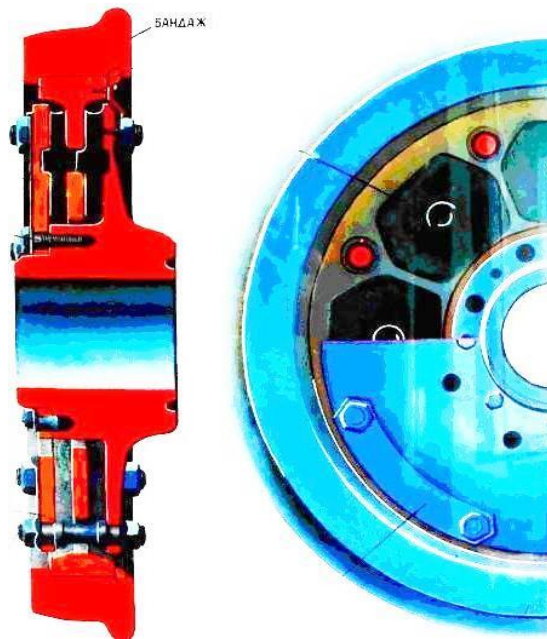


Рисунок 1.3 - Приклад використання коліс з пружними вставками в вагонах метро

Чималий досвід зменшення ударів при застосуванні ходових коліс з гумовими прокладками накопичений в пасажирському рейковому транспорті (потяг, трамвай, метро). Метою таких розробок були не тільки надійність, а безшумність та комфортність перевезень.

Колеса з гумою: колесо трамвая ТЗ (Чехія) , трамвайного вагона РВЗ - 6М (Латвія), КТМ - 5МЗ ( Росія ) мали приблизно однотипну конструкцію.

Маса трамвайного вагона на таких восьми колесах 17,2-30,5 т.

Колесо вагона трамвая (рис 1.4) складається із внутрішнього диска, напресованого на вісь колісної пари , колісного центру з насадженням в гарячому стані бандажем 1 і стопорним кільцем 2 , двох гумових амортизаторів 4 , натискного диска 7 , Натискний зовнішній диск з штифтом приєднаний до сталевого внутрішнього диска периферійними болтами і центральною гайкою 5 , що утримується від відгвинчування планками 11.

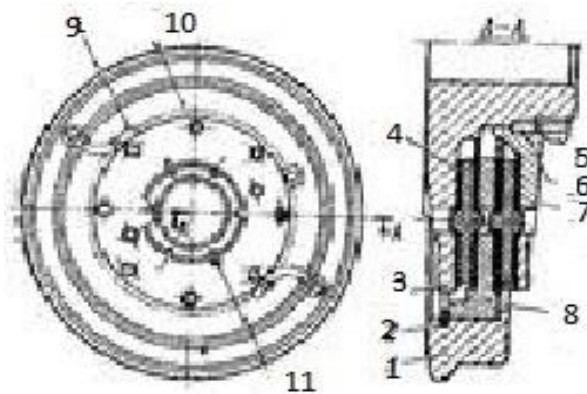


Рисунок 1.4 - Колесо вагона трамваю КТМ - 5МЗ

Внутрішній диск з матчиною виготовлений зі сталі Ст5 ГОСТ 380.

Бандаж колісної пари шириною 83 мм виготовлено з мартенівської сталі ГОСТ 5257. Гумові амортизатори виготовляють з гуми марки № 1760 ; вони армуються по площині сталевими дисками товщиною 2 мм, привулканізовані до гуми. Для ризьких вагонів РВЗ -6М в колісній парі встановлювали гумові амортизатори однакової твердості і товщини ; попередній натяг амортизаторів повинен бути 2-3 мм. Не допускається , щоб на зібраній колісній парі був перекошений , покоровлений або деформований натискний диск . Товщина гумових амортизаторів дорівнює  $25 \pm 1$  мм. Перед складанням коліс амортизатори ділять на дві групи товщиною від 24 до 25 мм та від 25 до 26 мм. Для використання амортизаторів обох груп в диску роблять проточку глибиною 2 мм і залежно від товщини амортизатора встановлюють диск проточкою всередину або назовні. Кожну групу амортизаторів розбивають на

інтервали по твердості гуми , яка визначається твердоміром ТМ- 2 ГОСТ 263-53.

Для коліс з вставками на рис 1.5, поз. 6, для трамваїв Татра 3 (Чехія) були зроблені натискні диски двосторонні, але не плоскої, а пружної форми (поз. 9)

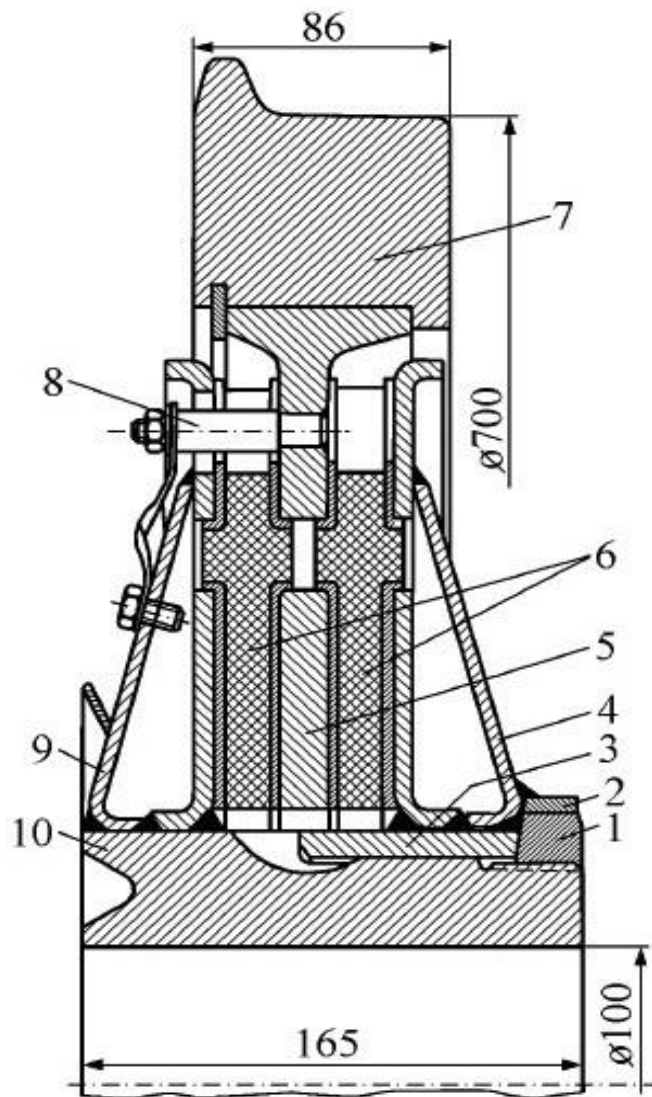


Рисунок 1.5 - Колесо трамваю Татра 3 (Чехія)

Розбірні залізничні колеса також добре відомі. Вони використовуються, зокрема , в поїздах для обмеження ударів і шуму, що виникає при пересуванні коліс по рейках. За патентом, що зареєстровано в Росії за № 2121928 «Складене залізничне колесо і спосіб його виготовлення» ( рис 1.6)

колесо містить обід ( 1 ), центральну частину ( 2 ), що складається з маточини ( 22 ) і диска ( 6 ), амортизатора (5). Амортизатор–вставку ( 5 ) виконано у вигляді тюльпана.

патент номер 2121928  
Составное железнодорожное колесо и способ его изготовления  
 Классы МПК7: B60B9/12 B21K1/28

**Авторы патента:**

Жак Брук (FR)  
Франсуа Демилли (FR)

**Владельцы патента:**

Вальдюн (FR)

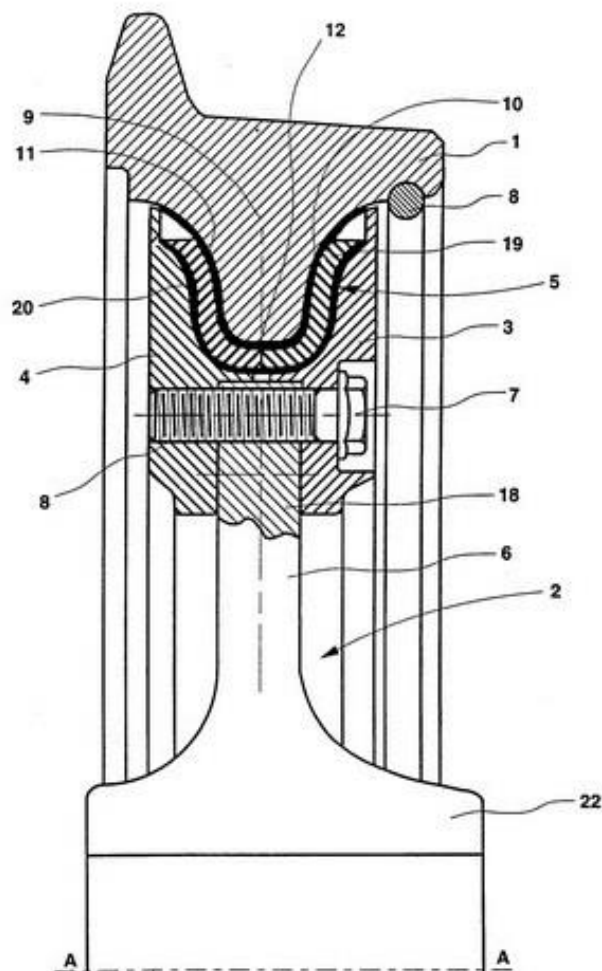


Рисунок 1.6 - Залізничне колесо з гумовою прокладкою.

Були відомі також складені залізничні колеса, що містять обід, центральну частину, що складається з маточини, диска і амортизатора, розташованого між центральною частиною і ободом що складається з двох кілець, кожне з яких виготовлено з полімерного еластичного матеріалу (патент Великобританії N 674799 , В 60 В 9 / 10 , 1952.).

На думку авторів важливо, щоб складене залізничне колесо містило два фланця, які затискають амортизатор, утримуються болтами, що проходять через центральну частину колеса і забезпечують притиснення обох фланців до амортизатора.

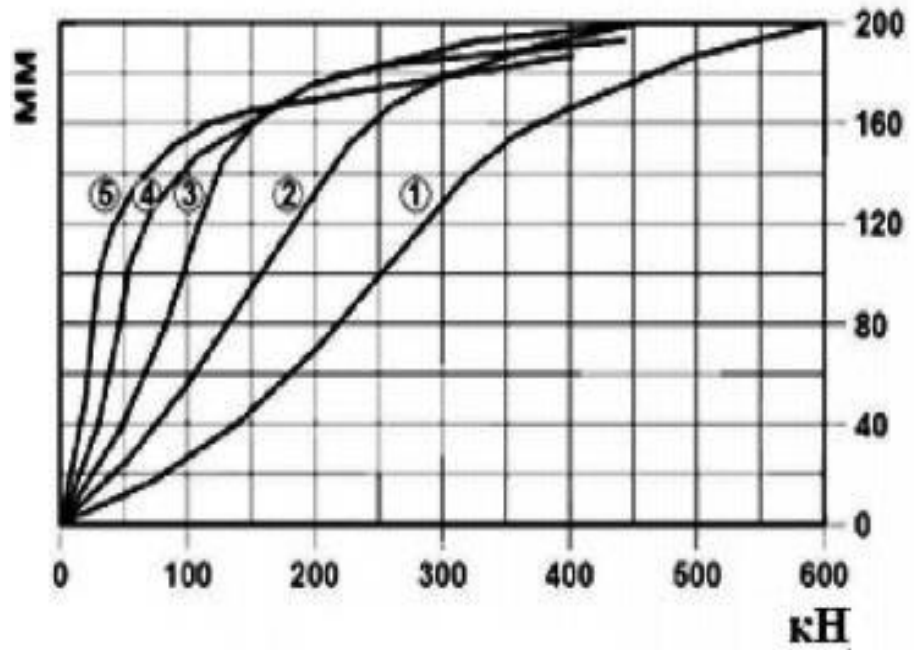
Для зменшення шумів бажано, щоб маса обода була менше 110 кг, радіальна жорсткість колеса повинна бути в межах від 6108 до 18108 Н / м, а осьова жорсткість колеса повинна бути в межах від 3108 до 8108 Н / м.

Радіальна динамічна жорсткість колеса повинна бути менше 100 МН / м , а осьова статична жорсткість коліс повинна бути більше 50 МН / м.

Додатковою складністю при розрахунках процесів демпфування ударів в вузлах з використанням полімерних прокладок є зміна пружних характеристик полімерів при зміні температури та при різних швидкостях деформування.

Якщо температуру робочої зони мостового крана для спрощення можна вважати сталою, приблизно 15°-35°, то залежність пружності прокладки від зміни температури допускається не враховувати , це не стосується мостових кранів, змонтованих на відкритих естакадах.

Експериментальних даних деформування низькомодульних амортизаційних вставок при ударах замало. В дослідженні [ 15 ] використані дані про зміну еластичності кранових буферів з поліуретану для кранів мостового типу при різній початковій швидкості до удару. Дані випробувань фірми Demag, Германія [ 16 ] стосуються виробленого цією фірмою кранового буфера з поліуретану (рис. 1.7).



1 –  $v = 4$  м/с; 2 –  $v = 3$  м/с; 3 –  $v = 2$  м/с; 4 –  $v = 1$  м/с; 5 – статичний стиск.

Рисунок 1.7 – Силіві характеристики поліуретанового буфера Demag при наїзді мостового крана на тупиковий упор зі швидкістю, відповідно:

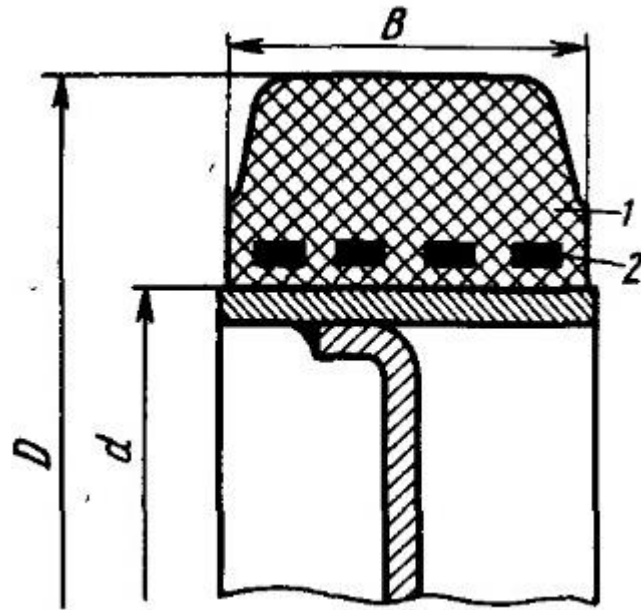
Сучасні поліуретанові матеріали визначається зносостійкістю, твердістю та еластичністю, високими механічними характеристиками в широкому діапазоні температур і тому є перспективними для виробництва прокладок амортизаторів, особливо для важких кранів мостового типу.

Вивчення раніше відомих конструкцій коліс з вставками амортизаторів показує їх складність і чималі труднощі при застосуванні для кранів.

Плавний хід та мале тертя на ребордах мають кранові колеса, виготовлені з спеціального матеріалу - шарового графіту.

При малих навантаженнях (до 10...15 кН) придатні кранові ходові колеса, обод яких для тихого плавного ходу виготовлений з поліаміду [17].

Для напольних коліс для тих самих цілей виготовляють ходові колеса з гумовими ободами (рис 1.8), що доводить доцільність використання полімерних амортизаторів для коліс мостових кранів.



1 - гумовий обід; 2 - сталіні кільця із дроту

Рисунок 1.8 - Кранове колесо з гумовим ободом

### 1.3 Вплив перевантажень на накопичення втомних пошкоджень контактних пар

В процесі експлуатації контактних пар колесо-рейка має місце складна взаємодія механізмів навантаження деталей машин і елементів конструкцій, що приводить до їх пошкодження по критеріям міцності і зносостійкості. При цьому залежно від умов навантаження і середовища реалізуються різні механізми накопичення пошкоджень і руйнування. Проведемо аналіз процесів і наслідків комплексного накопичення пошкоджень в контактній парі від спільної дії ряду чинників різної інтенсивності.

Перевантаження контактної пари колесо-рейка, що виникає при наїзді колеса на виступ, приводить до виникнення в найбільш навантажених місцях напруження, що перевищують межу пружності, а отже, появи неминучих деформацій. У цих умовах на ряду з явищем багатоциклової втоми виявляються процеси, властиві малоциклової втомі, тому оцінку накопичення пошкоджень доцільно виконувати в деформаційному трактуванні, а

розрахунок пошкоджень проводити на основі деформаційно-кінетичного критерію, згідно з яким граничний стан за умовами руйнування в області мало- і багатоциклової області настає при досягненні рівня пошкоджень, що характеризується параметром  $D$  [8]:

$$\int_1^{N_f} \frac{dN}{N_{f_i}} + \int_0^{e_f} \frac{de}{\varepsilon_f} = D,$$

(1)

де  $N$  — число циклів навантаження;

$N_{f_i}$  — число циклів, визначене при заданій в циклі навантаження деформації по кривій малоциклової втомі в умовах жорсткого вантаження;

$N_f$  — число циклів до руйнування (появи тріщини);

$e$  — однобічне накопичення в процесі статичного і циклічного вантаження пластичної деформації;

$e_f$  — однобічно накопичена пластична деформація до моменту руйнування (появи тріщини);

$\varepsilon_f$  — деформаційна здатність.

Експериментальні дослідження [9] накопичення пошкоджень в зразках із сталі 40Х ( $\sigma_b = 665$  МПа,  $\sigma_{-1} = 315$  МПа) при випадковому багатоцикловому навантаженні з накладеними короткочасними перенавантаженнями  $\sigma_{a\max} = 1,7\sigma_{-1}$  різній тривалості (від 2 до 200 циклів навантаження) підтвердили справедливість формули (1). При даному виді навантаження виникають одночасно втомні і статичні пошкодження; значення  $D = 0,6 \div 1,5$ . В роботі [9] було також підтверджено, що значна розбіжність довговічності, яка отримується при м'якому і жорсткому режимах навантаження і властиве області малоциклового вантаження ( $N \leq 10^4$  циклів), при переході в область много- циклового навантаження практично зникає.

При жорсткому малоцикловому навантаженні залежності довговічності  $N$  від величини пластичної деформації  $\varepsilon_p$  у циклі навантаження (амплітудного значення інтенсивностей циклічних деформацій) згідно Менсона – Коффіну мають вигляд [8]

$$\varepsilon_p N_f^{m_p} = C_f \quad (2)$$

де  $C_f = 0,5 \ln(1 - \psi)$ ,

$\psi$  — коефіцієнт поперечного звуження;

$m_p$  — показник ступеня, який в першому наближенні може бути прийнятий рівним  $0,4 \div 0,6$ .

У деталях трибоспряжень в зоні фрикційного контакту, як показали дослідження [10], спостерігаються пластичні деформації, аналогічні деформаціям при малоцикловому навантаженні, які можуть бути описані рівнянням типа (1). Перевірка значущості відмінності показника ступеня  $m$  рівняння для пластичних деформацій при фрикційному контакті від аналогічного параметра кривої малоциклової втоми показала, що вона не є систематичним, а обумовлена дією випадкових чинників. Для рівняння фрикційної втоми можна прийняти  $m = 0,5$ .

У роботі [11] рівняння кривої фрикційної втоми записано у вигляді, аналогічному співвідношення для кривої багатоциклової втоми:

$$\tau_w^{m_\tau} = C_\tau \quad (3)$$

де  $\tau_w$  — питома сила тертя або фрикційна напруга;

$m_\tau$  — показник нахилу;

$C_\tau$  — постійна.

Таким чином, явища втоми і зносу можуть бути описані ідентичними рівняннями. Раніше зазначалось [12, 13], що енергетичний підхід, що зв'язує розсіювання енергії при циклічному навантаженні з накопиченням втомних

пошкоджень, стосовно опису втомних пошкоджень є найбільш загальним, оскільки енергія деформації визначається як напругою, так і деформаціями.

У роботі [12] розглянуто розсіяння енергії і накопичення втомних пошкоджень при циклічному навантаженні, приведені залежності сумарної поглинаючої енергії і сумарної енергії формозмінення з врахуванням оборотності пластичної деформації від числа циклів навантаження. Особливо велике розсіяння енергії при циклічному навантаженні спостерігається в області малоциклової втоми, де основну долю пошкоджень вносять пластичні деформації. В той же час в роботі [13] показано, що сумарна розсіяна енергія  $D_{\text{сум}}$  із збільшенням числа циклів істотно зростає. Енергетичні витрати на тепловиділення при терті можна оцінити, використовуючи експериментальні данні [14]. Результати досліджень залежності сумарної поглиненої енергії і зміни розсіяній енергії у функції числа циклів навантаження для зносу дозволяють оцінити долю накопичених пошкоджень, що вноситься зносом ( $D_{\text{знос}}$ ), за допомогою відношення циклічної щільності енергії  $\omega^*$  до сумарної щільності енергії  $\Omega_W$  за ресурс:

$$\int_0^{\Omega} \frac{d\omega^*}{\Omega_W(t)} = D_{\text{износ}} \quad (4)$$

де  $\Omega_W$  — відношення всієї енергії, що виділилася при терті, за ресурс до об'єму шару матеріалу, знос якого приймається допустимим виходячи з призначення конструкції.

Тоді для оцінки довговічності деталей машин, що працюють в умовах одночасної дії змінного вантаження і зносу, доцільно деформаційно-кінетичний критерій доповнити доданком, що враховують накопичення пошкоджень внаслідок фрикційної взаємодії [15]:

$$\int_0^{N_f} \frac{dN}{N_f(t)} + \int_0^{e_f} \frac{de}{\varepsilon_f(t)} + \int_0^{\Omega} \frac{d\omega^*}{\Omega_w(t)} = D \quad (5)$$

де перший, другий і третій доданки враховують долі пошкоджень, що вносяться відповідно динамічним навантаженням в пружній області (багатоциклічна втома), пластичними деформаціями при виникненні малоциклової втоми при перенавантаженнях і тертям.

Базуючись на проведеному огляді, можна зробити висновок, що перевантаження контактної пари колесо рейка при наїзді на виступ через значний рівень деформацій матимуть значний вплив на довговічність колеса. Їх зниження за рахунок підвищення резильянса колеса має збільшити термін експлуатації кранових коліс.

## розділ 2. методики проведення досліджень та попередні результати

Для проведення всіх розрахункових досліджень в наявній роботі використовувалася ліцензійна версія CAD/CAE системи SolidWorks 2013 та її повнофункціональний додатний модуль кінцево-елементних розрахунків – **Simulation**.

### 2.1 Методика дослідження контактних напружень пари колесо-рейка

Об'єктивні результати рішення контактних задач поверхонь довільної геометрії сьогодні отримується з використанням методу кінцевих елементів (МКЕ) [25, 26, 27].

Для проведення досліджень контактної взаємодії були побудовані тривимірні кінцево-елементні моделі (рис. 2.1) фрагментів рейки КР100 (ГОСТ 4121-96 [28]) та кранового колеса К2Р-800×110 ГОСТ 28648-90 [5] ( $D = 800$  мм). За принципом Сен-Венана, напруження в зоні контакту залежать від геометрії поверхонь контакту та не залежать від геометричних особливостей колеса або рейки. Достатніми для розгляду високо-градієнтних контактних напружень є невеликі фрагменти контактної пари. Таким чином можна забезпечити більшу деталізацію контактної зони та підвищити точність розрахунків

Були розглянуті варіанти контакту колесо-рейка на прямій ділянці рейки (рис. 2.1) та контакт колеса із уступом рейки, з перепадом висоти – 5 мм (рис. 2.2). Виступ рейки після певного періоду експлуатації крану приймає округлу форму радіусом 2...10 мм, залежно від перепаду висот головок рейок. Відповідна геометрія радіусом 4 мм була відтворена в дослідженні (рис. 2.2).

Через симетричність задач, для зменшення часу розрахунку, для прямого відрізка розглядалася  $\frac{1}{4}$  контактної пари. Для контакту колеса із уступом розглядалася  $\frac{1}{2}$  контактної пари. Для відтворення умов симетричності задачі додавалися відповідні граничні умови закріплення [25].

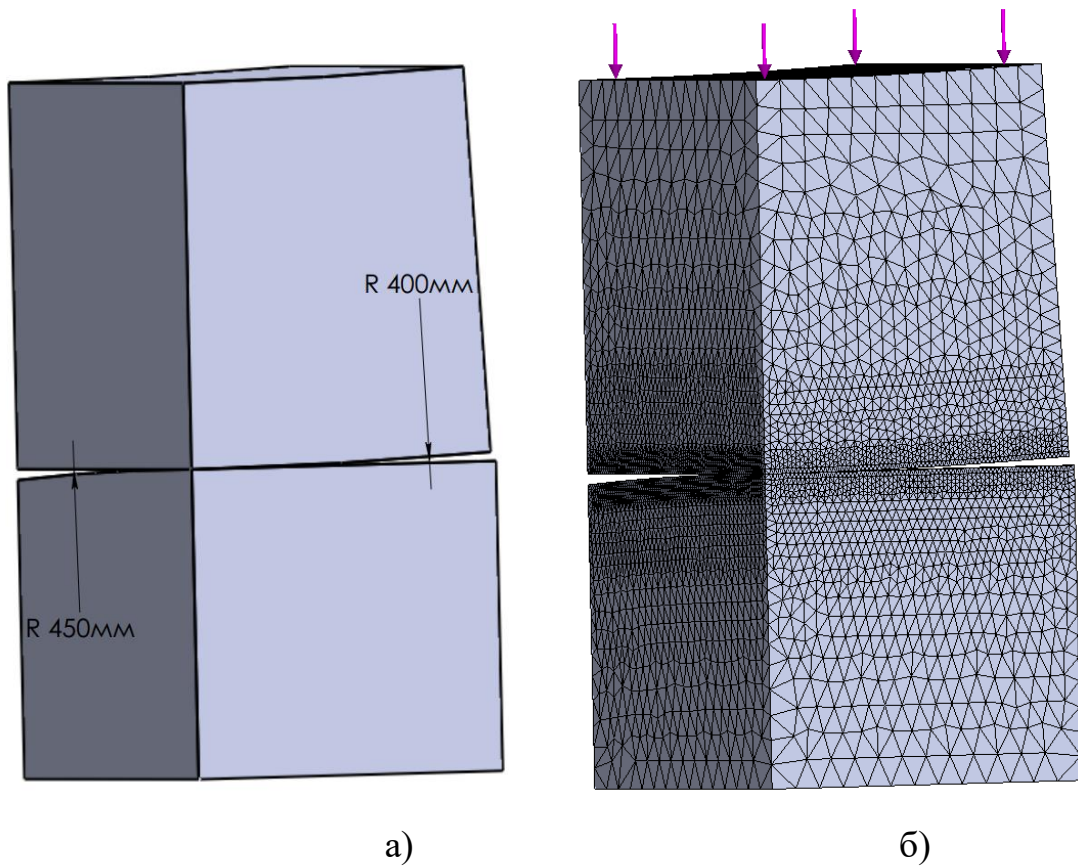


Рисунок 2.1 – Твердотільна (а) та кіцево-елементна (б) модель контактної пари колесо-рейка на прямому відрізку

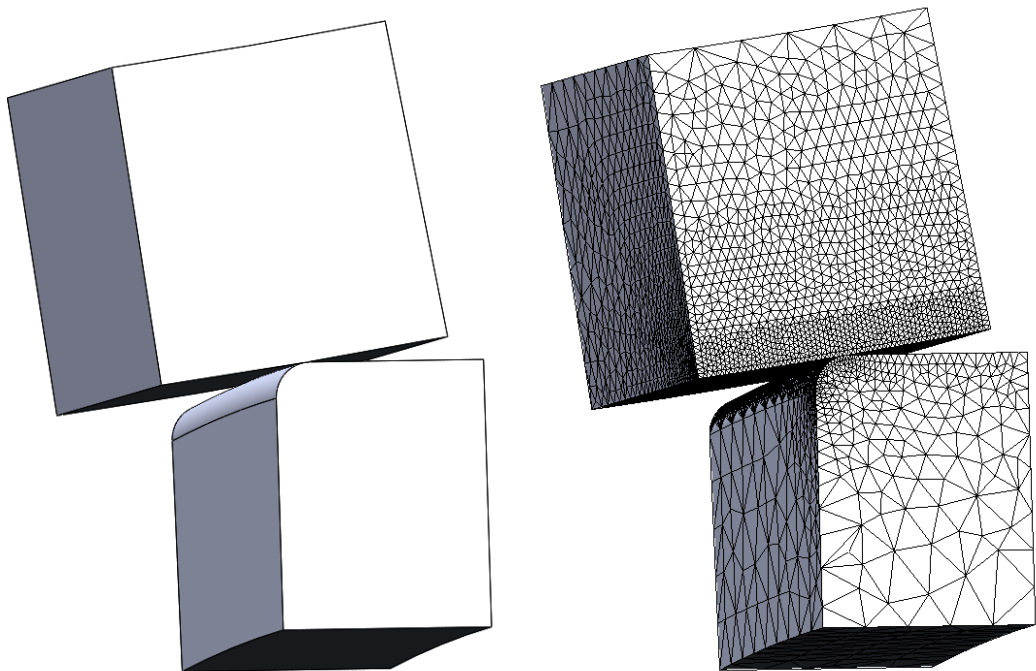


Рисунок 2.2 – Твердотільна (а) та кіцево-елементна (б) модель контактної пари колесо-рейка при наїзді на уступ

Колесо та рейка виготовляються зі сталей 65Г [29] та 63 [28] відповідно, тому пружна поведінка матеріалу є однаковою і описується характеристикам:

Модуль пружності:  $E = 2,05 \times 10^5$  МПа;

Коефіцієнт Пуасона:  $\nu = 0,29$ ;

Модуль зсуву:  $G = 8 \times 10^4$  МПа.

Ідентичність зазначених механічних властивостей не дозволяє розглядати один з елементів як абсолютно жорсткий. Тому вирішувалася задача контакту поверхонь двох пружних тіл без їх взаємного проникнення.

Відтворення пластичної поведінки поверхневого шару колеса є ускладненим через високий градієнт межі текучості та кривої деформаційного зміцнення сорбітизованого шару доріжки кочення за глибиною. Тому задача вирішувалася як лінійна-пружна, що є об'єктивним доки розраховані напруження металу контактної пари не досягають межі текучості.

Кінцево-елементний аналіз проводився в нелінійній постановці із поступовим нарощуванням прикладеного навантаження та перебудовою моделі контакту та відповідних матриць жорсткості на кожному кроці додатного навантаження. Лише зазначений підхід дозволяє отримувати об'єктивні рішення контактних задач із значним рівнем еквівалентних деформацій кінцевих елементів та відповідною змінністю площі плями контакту навантаженої / не навантаженої контактної пари [25 – 27].

Для підвищення швидкості розрахунків було обрано Direct Sparse (прямий, а не ітеративний) тип вирішувача систем рівнянь, що використовує точні методи розрахунку та є доцільним при вирішенні контактних задач зі змінною площею плями контакту [30].

Для оптимізації величини кроків розрахунку використовувався метод керування Силою та повний ітеративний метод Ньютона-Рапсона.

## 2.2 Методика дослідження динаміки наїзду крану на рейковий стик

Динаміка наїзду мостового крану на рейковий стик досліджувалася на прикладі мостового двобалкового металургійного крану вантажопідйомністю 32 т, прольотом 22 м, проекту заводу «Запоріжжкран».

Розглядалася  $\frac{1}{4}$  несучої металевої конструкції крану. Вантаж розглядався як дистанційна маса, жорстко пов'язана із візком. Розглядалося крайнє положення візка біля кінцевої балки де відбувається наїзд на виступ рейки (рис. 2.3).

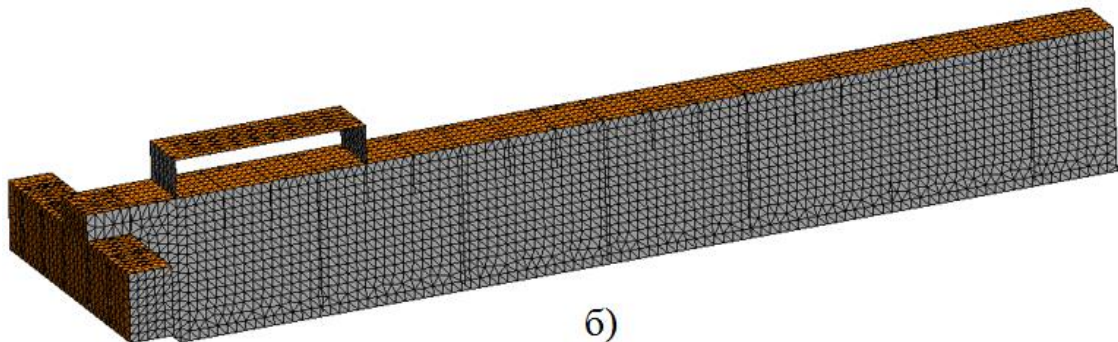
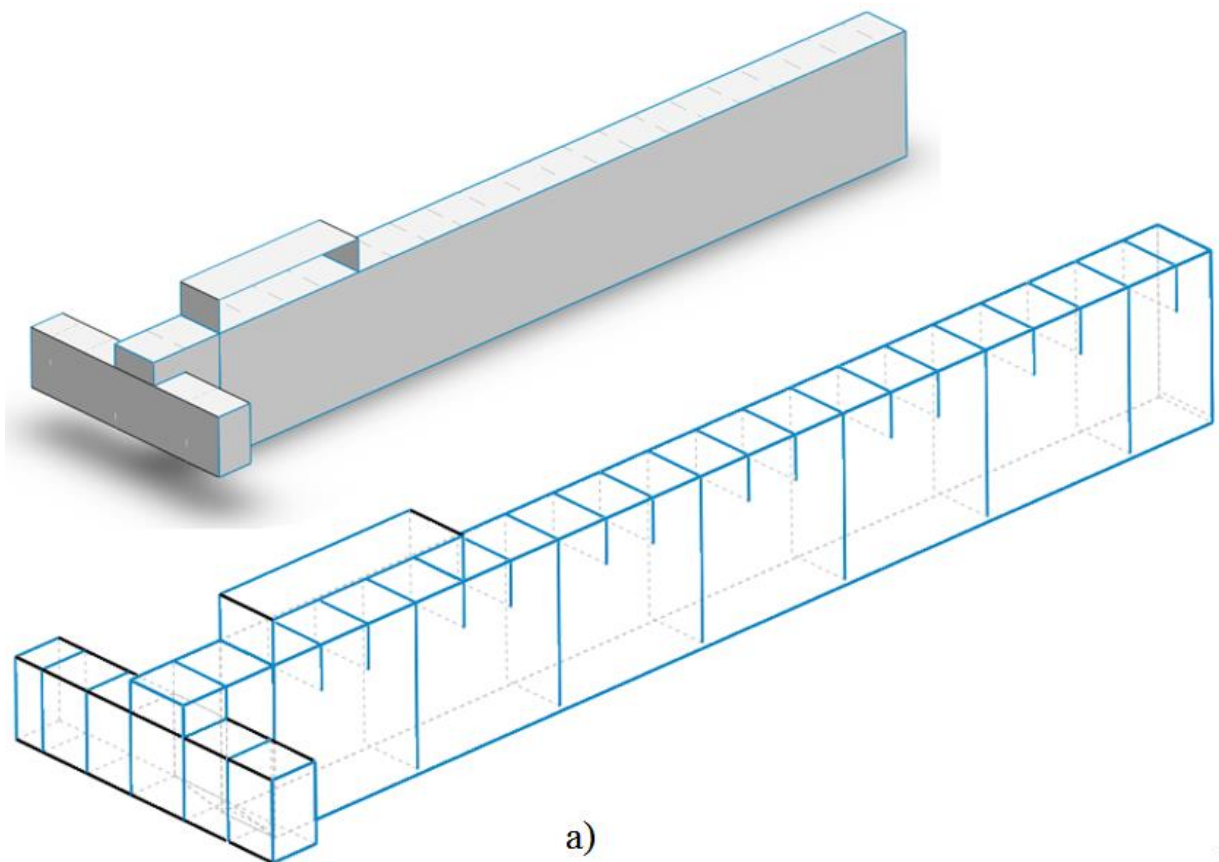


Рисунок 2.3 – Листова (а) та кінцево-елементна поверхнева (б) модель чверті металоконструкції мостового двобалкового крану вантажопідйомності 32 т.

Модель побудована у вигляді поверхневої (листової) геометрії що є найбільш доцільним при розрахунках листових зварних конструкцій. Відповідно використовувалася кінцево-елементна сітка поверхневого типу (рис. 2.3 б).

За рахунок раціонального підбору товщин елементів була відтворена дійсна маса металоконструкції, що забезпечено об'єктивне статичне навантаження крана на колесо (реакцію опори) та дало змогу розглядати динамічну поведінку МК, як системи розподілених мас з наближеною до дійсної її жорсткістю.

Навантаження прикладалося у вигляді переміщення, як функції координати кінця кінцевої балки від часу. При динамічному аналізі вважалося, що жорсткість буксового вузла крана та колеса є значно вищою за жорсткість МК, тому ці елементи не було включено до аналізу.

Для отримання функції вертикальних переміщень кінцевої балки від часу було досліджено кінематику наїзду кранового колеса на виступ рейки (рис. 2.4). Впливом пружного деформування колеса при наїзді при аналітичному розрахунку було знехтувано.

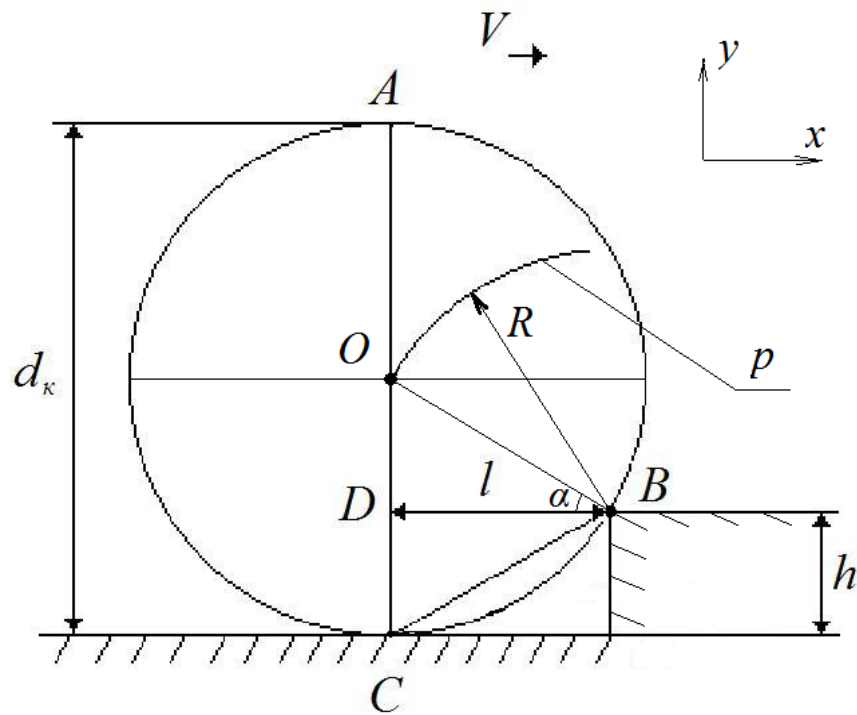


Рисунок 2.4 – Схема наїзду колеса на рейковий стик (виступ)

За відсутності проковзування, при наїзді колеса на виступ відбувається обертання центру колеса  $O$  відносно точки контакту  $B$  (рис. 2.4). Припускаючи, що наїзд на виступ рейки не змінює швидкості руху крану, горизонтальна ( $x$ ) координата точки  $O$ :

$$X^O(t) = X^O_0 + v \times t \quad (2.1)$$

Рівняння траєкторії  $p$  у Декартовій системі координат має вигляд:

$$(x-l)^2 + (y-(h-R))^2 = R^2; \quad (2.2)$$

$$y = \sqrt{R^2 - (x-l)^2} + h - R. \quad (2.3)$$

Для крану, що розглядається в наявній роботі ( $R = 400$  мм,  $h = 5$  мм):

$$l = R \times \cos \alpha;$$

$$\alpha = \arcsin \frac{R-h}{R} = \arcsin \frac{400-5}{400} = 80.9^\circ ;$$

$$l = 400 \times \cos 80.9 = 63 \text{ мм.}$$

$$y = \sqrt{400^2 - (x - 63)^2} + 5 - 400,$$

$$y = \sqrt{160000 - (x - 63)^2} - 395, \text{ мм.} \quad (2.4)$$

При русі крану із постійною швидкістю  $v$ :

$$y = \sqrt{160000 - (v \cdot t - 63)^2} - 395, \text{ мм.} \quad (2.5)$$

Графік цього рівняння представлено на рис. 2.5.

Прискорення та відповідні інерційні навантаження на МК при наїзді залежать від швидкості руху крану  $v$ . В роботі розглядався найбільш небезпечний варіант – рух крана із максимальною (номінальною) швидкістю  $1,65 \text{ м/с} = 1650 \text{ мм/с}$ . Відповідна тривалість наїзду складає  $0,038 \text{ с}$ . Графіки координат та швидкостей представлені на рис. 2.6.

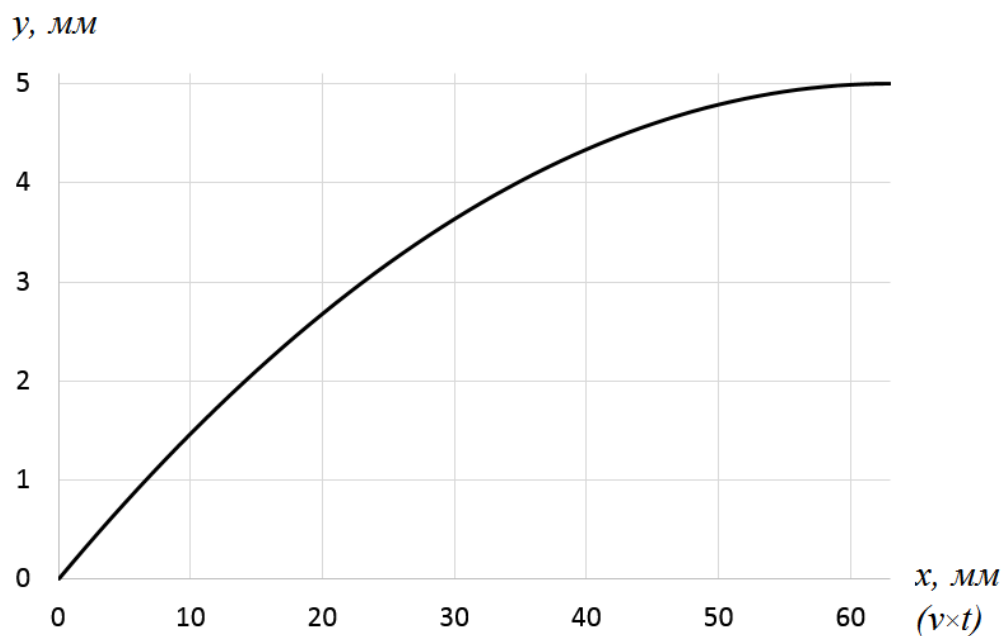


Рисунок 2.5 – Графік вертикального переміщення колеса D800 крана при наїзді на виступ  $h = 5 \text{ мм}$  в залежності від горизонтального переміщення осі колеса після контакту із виступом

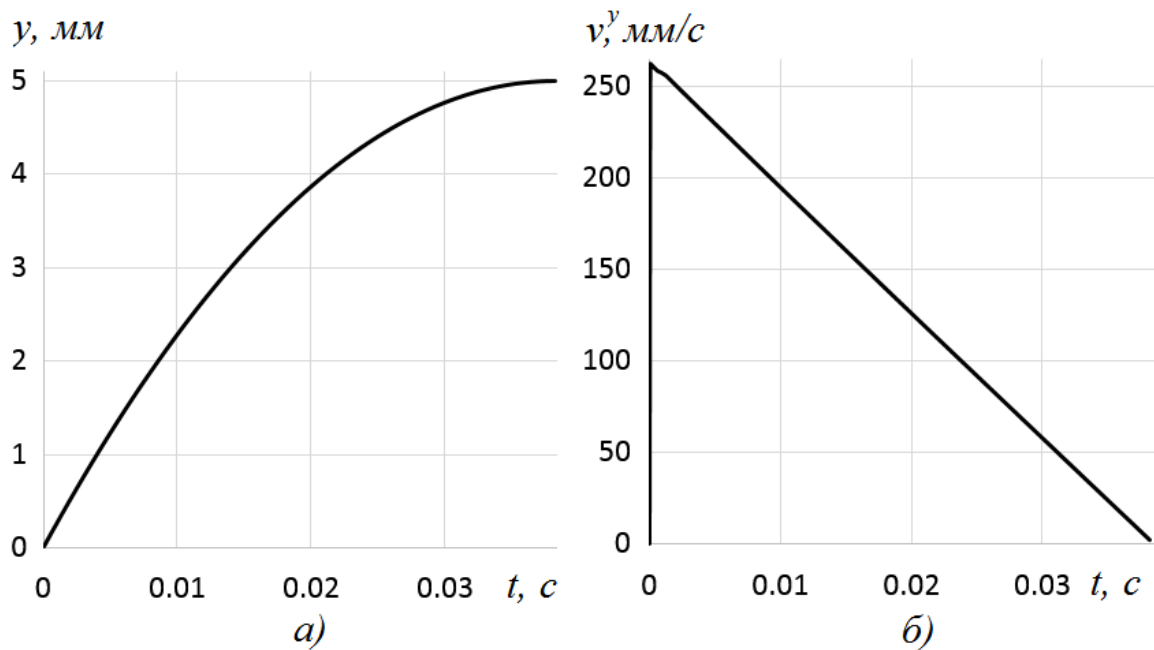


Рисунок 2.6 – Графіки вертикальних переміщень (а), швидкостей (б) колеса D800 крана при наїзді на виступ  $h = 5$  мм від часу (без врахування динаміки удару)

Максимальне прискорення колеса крана (початковий момент наїзду) відбувається за ударної взаємодії і не може бути отримано без врахування пружної піддатливості контактної пари. Його розрахунок необхідно виконувати з урахуванням жорсткості контактної пари та інерційної складової взаємодії. Сьогодні подібні задачі вирішуються із використанням спеціалізованих модулів CAE систем, як то Implicit Dynamics в системі Ansys або Drop-Test в системі SolidWorks.

Для деталізації моменту удару ( $v^y = 0$  мм/с  $\rightarrow v^y = 260$  мм/с) було проведено кінцево-елементне моделювання динаміки зіткнення пружного колеса із пружною основою. Фактично розглядалася поведінка чотиримасової системи (рис. 2.7). Колесо  $m_4 \sim 0,4$  т, представлене його реальною твердотільною кінцево-елементною моделлю, завантажувалося зосередженою масою  $m_3 = 2,5$  т, яка репрезентує колісний вузол кінцевої балки крана. Маса  $m_3$  пов'язана із активною масою вантажу  $m_1 = 15$  т (доля повної ваги вантажу, що приходить на одне колесо в крайньому положенні візка) через пружину власної ваги  $m_2 = 8$  т (чверть власної ваги крана мінус врахована маса  $m_3$ ).

Таким чином було відтворено реальний максимальний статичний тиск колеса на рейку ( $\sim 26$  т).

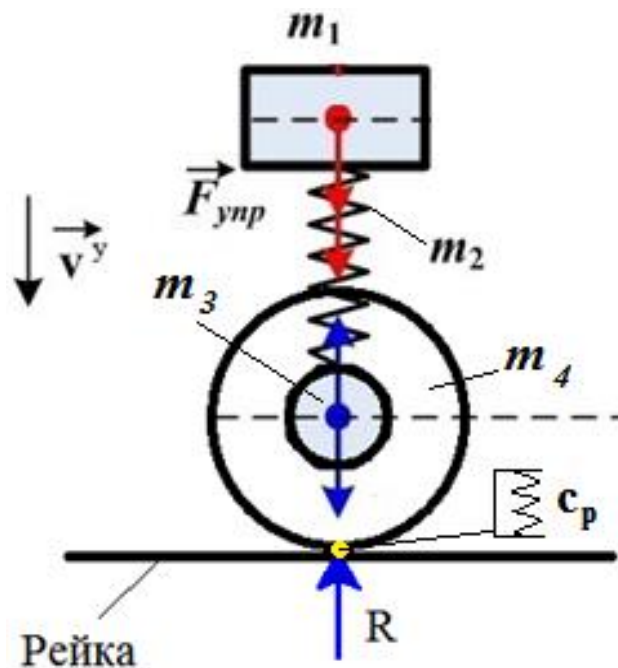


Рисунок 2.7 – Принципова схема аналізу динаміки удару колесо-рейка

Вертикальна жорсткість металевої конструкції (пружини  $m_2$ ) була отримано з результатів статичного та частотного розрахунків повної моделі мостового крану під навантаженням. Було знайдено дійсний період власних вертикальних коливань МК мостового крану із візком розташованим в крайній точці прольоту, що склав 0,29 с; коефіцієнт масової участі (по вертикалі) – 0,68.

Жорсткість пружної основи (рейки КР100) в зоні контакту  $c_p$  (рис. 2.7) була розрахована в статичній постановці (рис. 2.8) для сили, прикладеної на площі плями контакту (отриманої з п. 3.1), що відповідає навантаженню рівня 100 кН і склала  $\sim 1500$  кН/мм. Жорсткість підкранової балки тут не враховувалася (умовно – абсолютно жорсткий елемент).

Необхідно відзначити, що жорсткість реальної МК буде значно меншою за розрахункову через: гнучкий підвіс вантажу, наявність контактних пар в системі «кран» в цілому (підшипники кочення, колеса-рейки візка, тощо) і в колісному вузлу  $m_3$  зокрема. Меншою є також і жорсткість підкранової

системи (рейка – підкранова балка – будівельна споруда), бо для мети поточного моделювання була врахована лише жорсткість самої рейки, як встановленої на абсолютно жорстку основу (рис. 2.8). Але врахування всіх зазначених елементів є дуже ресурсоємною задачею, тому подальші моделювання проводилися для умовно «найгіршого» (практично недосяжного) стану жорсткості системи.

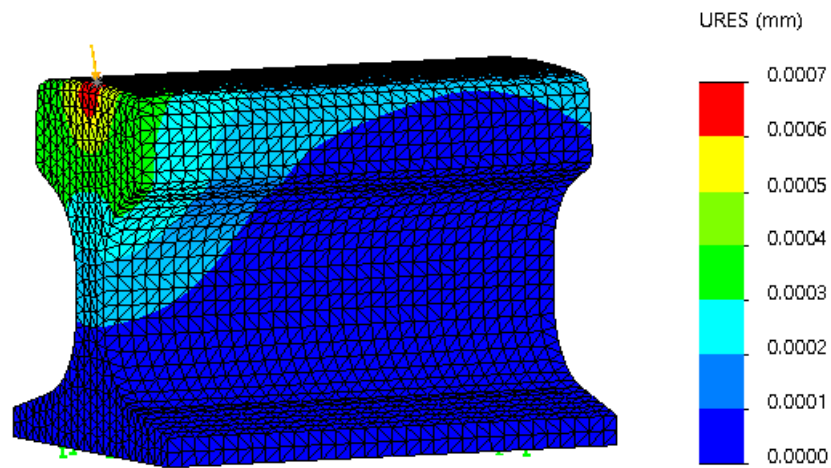


Рисунок 2.8 – Пружне деформування рейки КР-100 під статичним навантаженням (виступ на стиці рейок)

Використовувався спеціалізований тип аналізу Drop-Test CAE модулю SolidWorks Simulation, який дозволяє деталізувати швидкоплинні процеси ударної взаємодії пружних тривимірних тіл [30].

Результати розрахунків динаміки зіткнення (удару) розглянуті в п. 3.2.

Отримані значення переміщень, швидкостей та прискорень осі колеса в момент удару також використовувалися для деталізації моменту зіткнення ( $v^y = 0$  мм/с  $\rightarrow v^y = 260$  мм/с, рис. 2.6 б) при проведенні динамічного аналізу моделі металевої конструкції (рис. 2.3) крану (див. п. 3.3).

### 2.3 Методика дослідження поведінки пружної вставки кранового колеса

Матеріалом пружної вставки була обрана гума із наступними фізичними та механічними властивостями [31]:

Модуль пружності –  $E = 6,1$  МПа;

Коефіцієнт Пуассона –  $\nu = 0,49$ ;

Модуль зсуву –  $\mu = 2,9$  МПа;

Межа міцності на розтяг –  $\sigma_b = 14$  МПа;

Межа текучості –  $\sigma_T = 9,2$  МПа.

Для деталізації поведінки пружних вставок різних конструкцій вирішувалася задача контактної взаємодії у постановці з великими переміщеннями та рівнем відносного деформування.

Для порівняння результатів спочатку розраховувалася ударна взаємодія стандартного колеса без гумової вставки (рис. 2.9). Далі було розглянуто 4 принципові конструктивні рішення гумових вставок коліс мостового крану (рис. 2.10). Піддатливість підшипників кочення не враховувалася.

Слід зазначити, що дослідження ударної динаміки є ресурсоємними, тому всі допоміжні конструктивні елементи кранових коліс були спрощені в твердотільних моделях (рис. 2.10) та не враховувалися. Натомість використовувалася чотиримасова модель рис. 2.7.

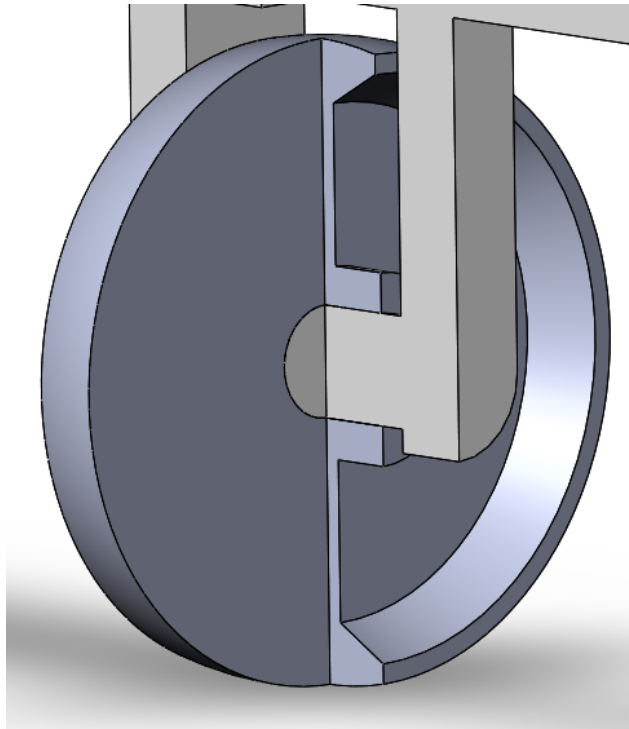
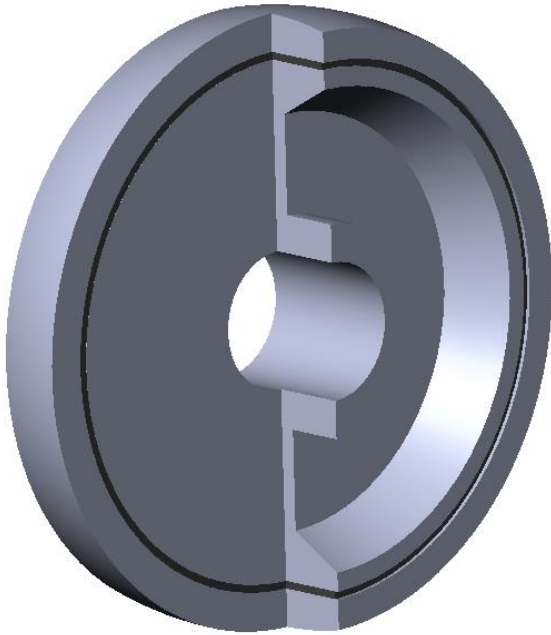
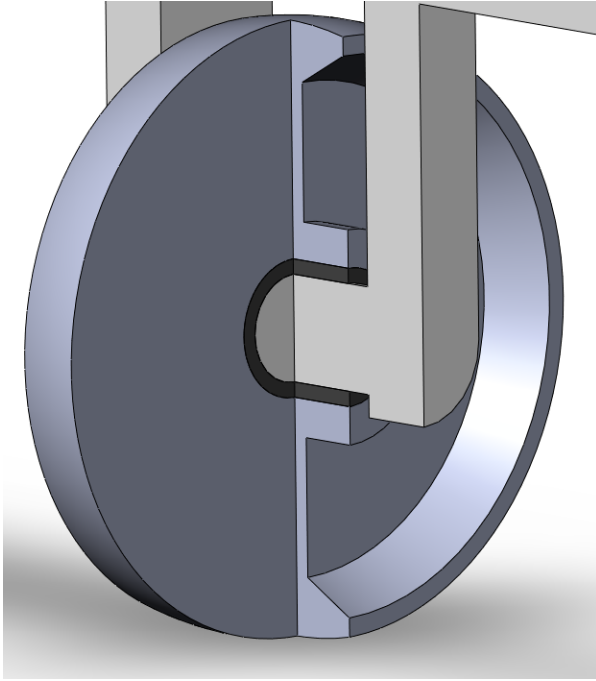
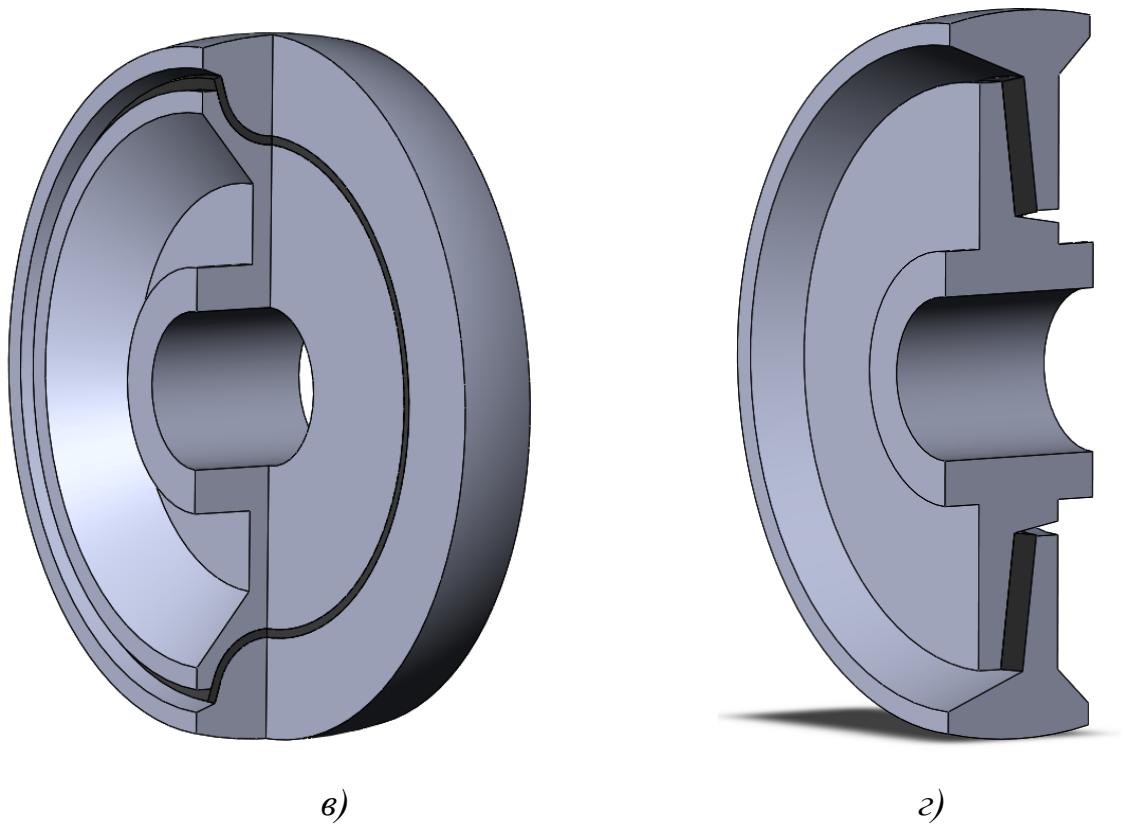


Рисунок 2.9 – Кранове колесо без гумових вставок на осі



*a)*

*б)*



а) Тип 1; б) Тип 2; в) Тип 3; г) Тип 4

Рисунок 2.10 – Конструктивні рішення гумових вставок кранового колеса  
(принципові моделі)

## розділ 3. поведінка кранової системи в момент наїзду колеса на уступ рейки

### 3.1 Контактна взаємодія кранового колеса із рейкою

Рішення задач контакту колесо-рейка за методикою п. 2.1 дозволило отримати епюри контактної взаємодії цих елементів для прямолінійної ділянки рейки (рис. 3.1) та при наїзді на уступ (рис. 3.2).

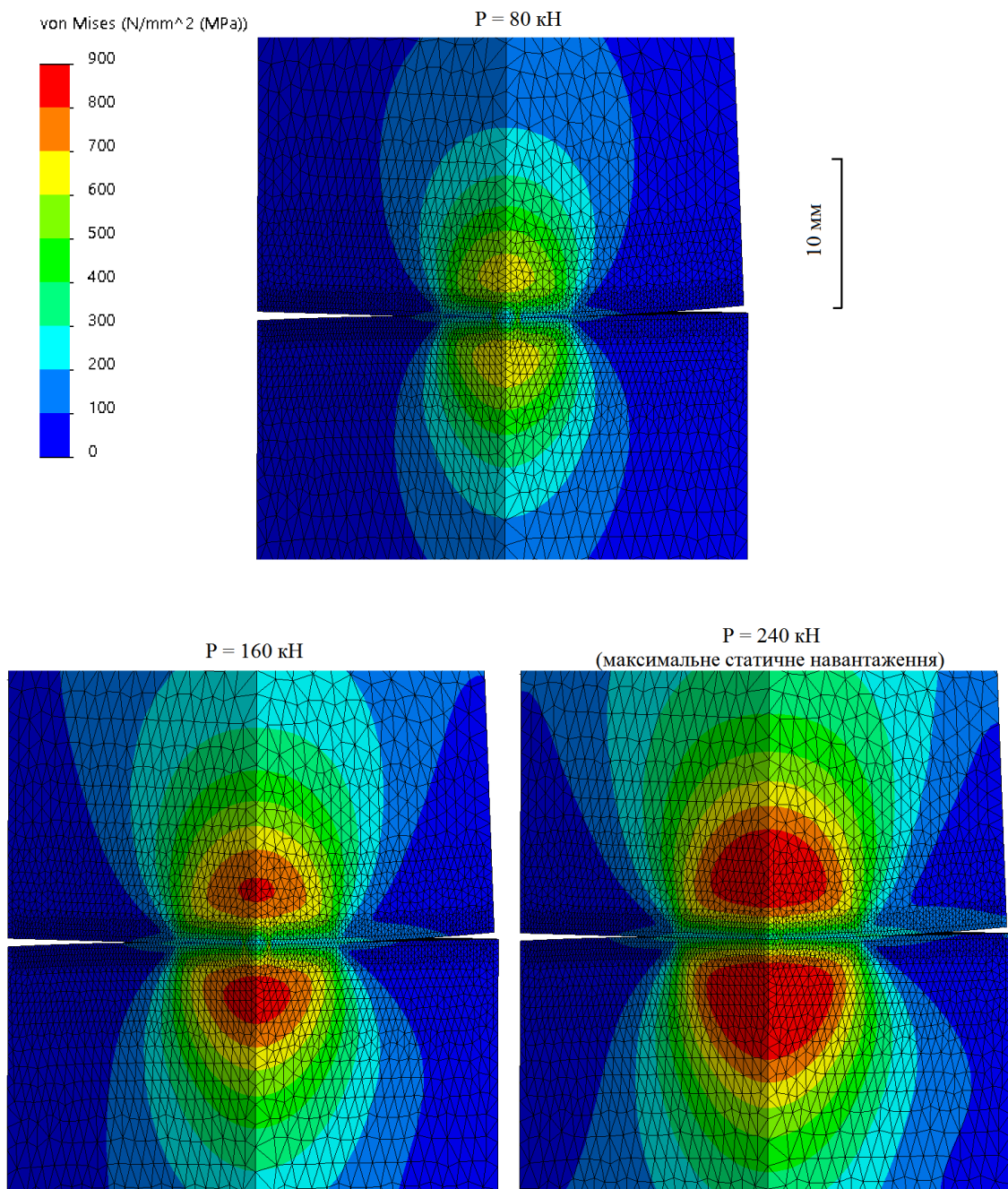


Рисунок 3.1 – Епюри контактних напружень пари колесо рейка при різному рівні статичного навантаження ( $D = 800$  мм, КР100)

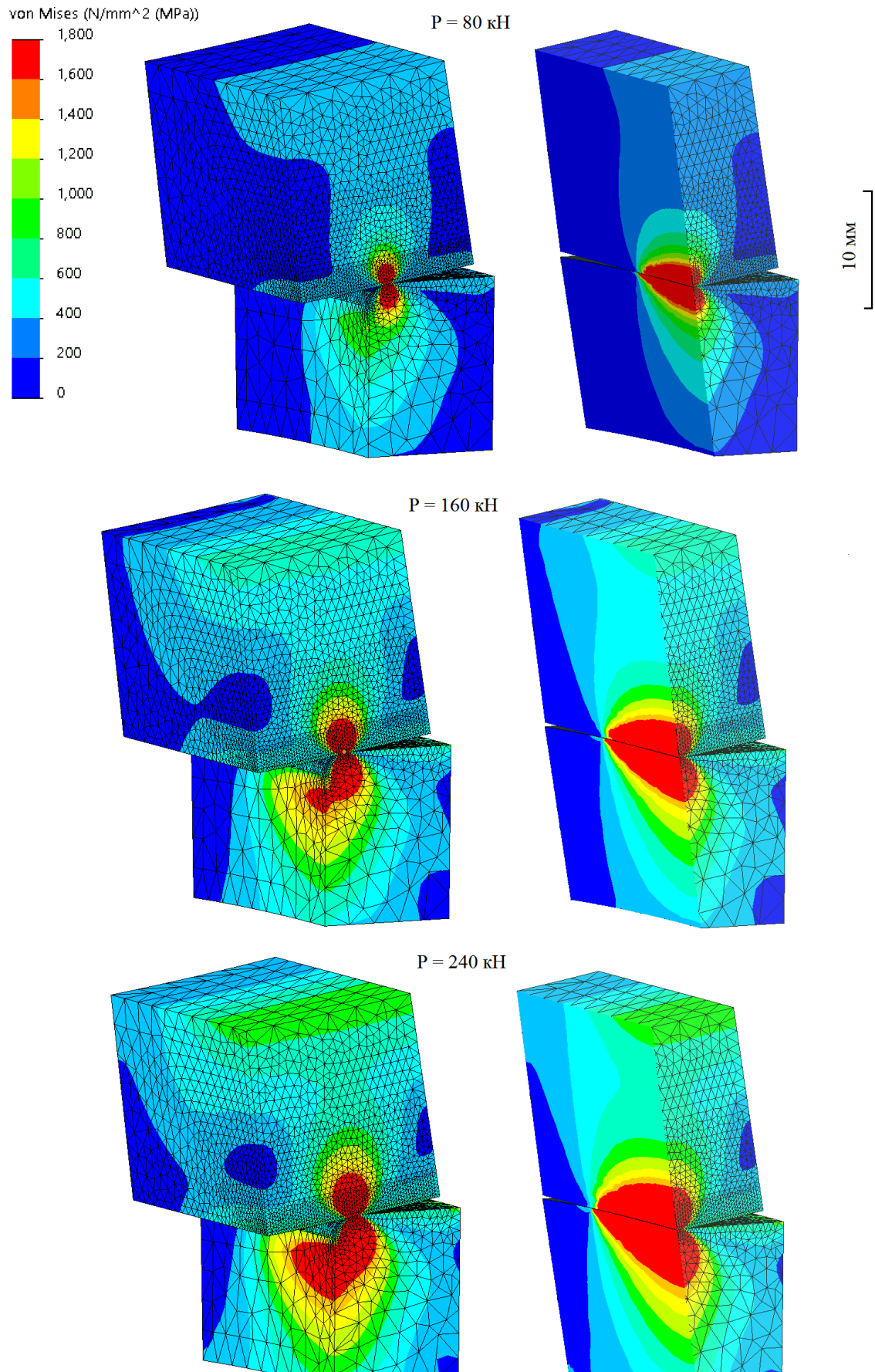


Рисунок 3.2 – Епюри контактних напружень пари колесо рейка при наїзді колеса на уступ рейки ( $D = 800$  мм, КР100)

Було доведено, що максимальні напруження в крановому колесі виникають не на поверхні контакту а на певній глибині ( $\sim 5$  мм для колеса з  $D = 800$  мм, див. Рис. 3.1, 3.2) і затухають достатньо повільно. Варто відзначити що такий розподіл напружень доводить доцільність вимог ГОСТ 28648-90 що до необхідності гартування (сорбітизації) доріжки кочення на нормовану глибину (30 мм для колеса із  $D = 800$  мм [5]). Недостатня глибина термічної обробки спричинить пластичне деформування зони максимальних напружень в результаті чого відбудеться "просідання" доріжки кочення та можливе виникнення тріщини в зміцненому крихкому шарі вже при першому максимальному статичному навантаженні.

На рис. 3.3, 3.4 представлено графіки залежностей максимальних напружень в колесі  $D = 800$  мм при контакті із прямим відрізком рейки та із уступом (див. п. 2.1) відповідно.

Доведено, що контактна взаємодія колеса із виступом рейки при проході стику викликає в 6-7,5 разів вищий рівень напружень в колесі та рейці ніж на прямолінійній ділянці (за однакового статичного навантаження).

Максимальні  $\sigma_{\text{скв}}$  рейки та колеса у випадку наїзду на уступ значно перевищують межу текучості (рис. 3.3), в результаті чого на практиці буде спостерігатися сплющення гострого виступу рейки та пластичне деформування доріжки кочення колеса.

Таким чином, наїзд кранового колеса на виступ рейки можна вважати одним із головних чинників зношування (просідання) доріжки кочення, а також інших видів її руйнувань (викришування, тощо).

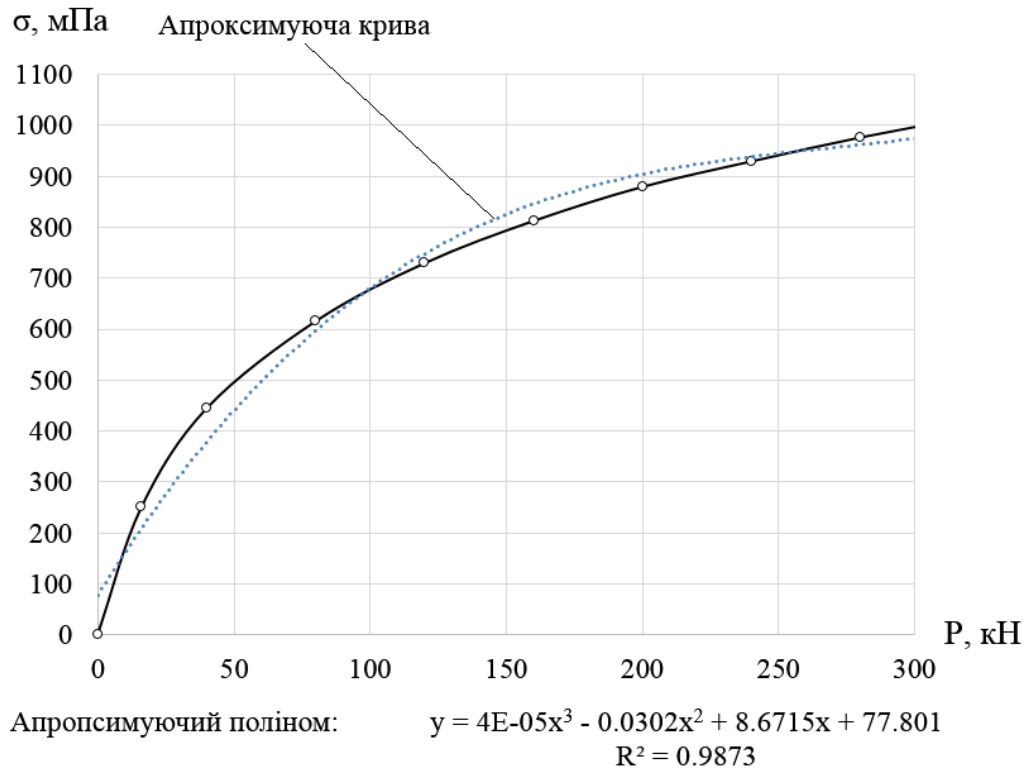


Рисунок 3.3 – Графік залежності максимальних контактних напружень в колесі від діючого статичного навантаження на прямій ділянці рейки (D = 800 мм, КР100)

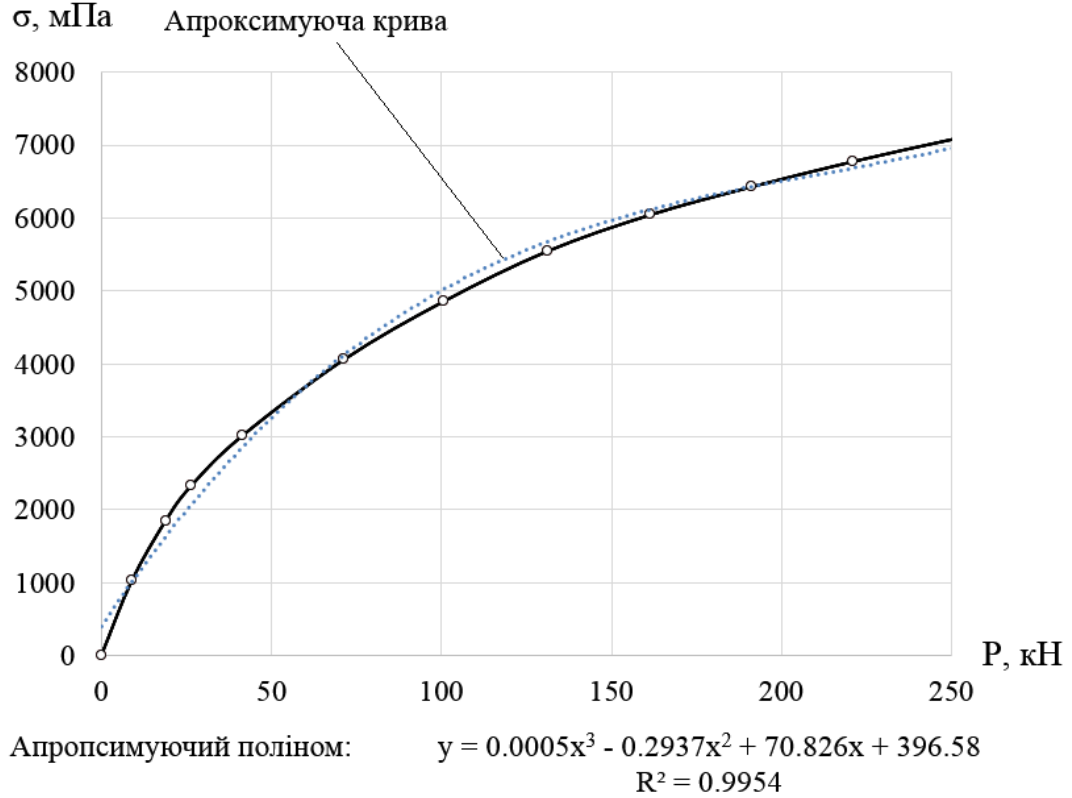


Рисунок 3.4 – Графік залежності максимальних контактних напружень в колесі від діючого статичного навантаження при наїзді на уступ рейки ( $D = 800$  мм, КР100)

Необхідно відзначити, що реальні динамічні навантаження на контактну пару при наїзді можуть бути більшими за розглянуті максимальні статичні, що викликано наступним. Максимальні навантаження в зоні контакту виникають в момент удару – початковий момент наїзду колеса на рейку. Тривалість цього наїзду є незначною (див. п. 2.2), а енергія рухомих мас дуже висока. Навантаження розглянутої контактної пари в найбільшій мірі визначатиметься величиною першою із мас (колесо або колісний вузол) наявної багатомасової системи (кран з вантажем) та жорсткістю першого пружного елемента системи, що утримує цю масу (гумова вставка).

Виходячи із вищесказаного, встановлення пружного елемента (гумової вставки) якнайближче до зони контактної взаємодії має суттєво знизити ударні навантаження доріжки кочення колеса за рахунок:

- 1) Зменшення величини першої із мас (обід колеса) багатомасової системи.
- 2) Підвищення резелянсу найближчого до контакту вузлу, що виражається можливістю його «довго-ходового» пружного деформування за рахунок гумової вставки.

Розглянемо детальніше поведінку колісного вузлу із пружними елементами різної конструкції при ударній взаємодії колеса-рейки.

### **3.2 Робота пружних елементів в системі рейка – вісь кранового колеса при ударній взаємодії**

#### **3.2.1 Колесо без гумових вставок**

Для порівняння ефективності пружних вставок спочатку проводилося моделювання ударної взаємодії колеса без вставок із крановою рейкою (рис.

3.5). Отримані графіки переміщень точки контакту та точки посадки колеса на вісь від часу (рис. 3.6).

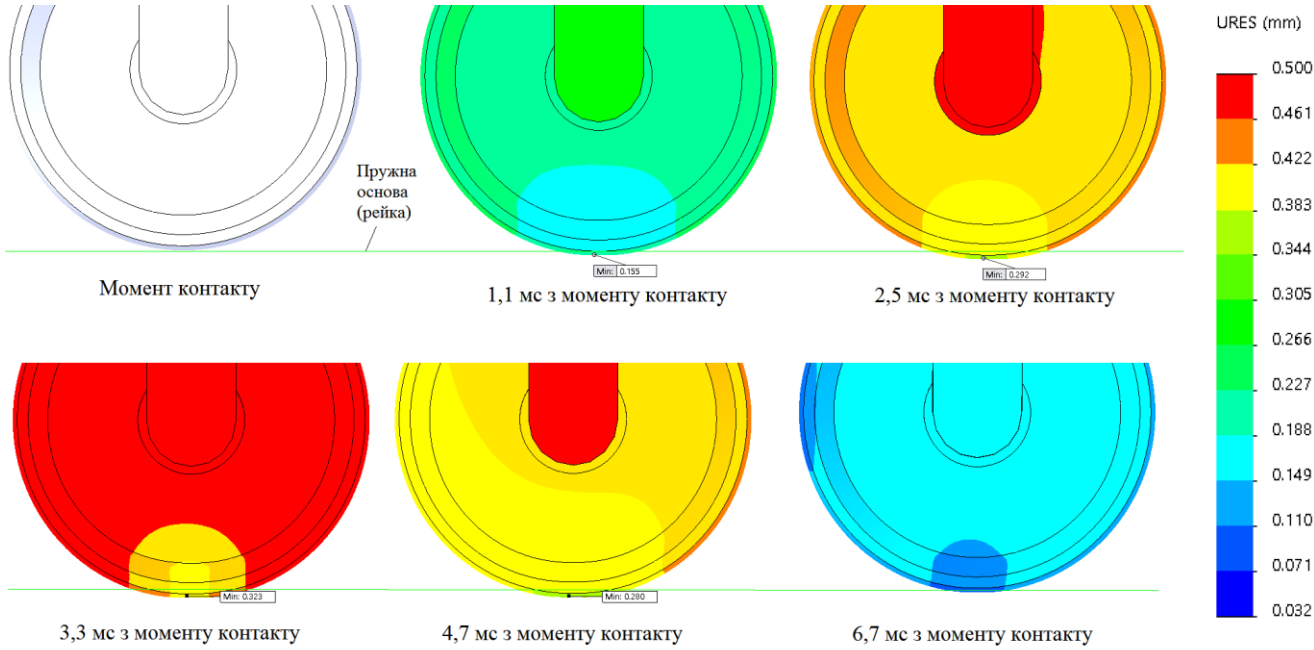


Рисунок 3.5 – Епюри переміщень колеса (без пружних елементів) в різні моменти часу при ударній взаємодії із рейкою (x100)

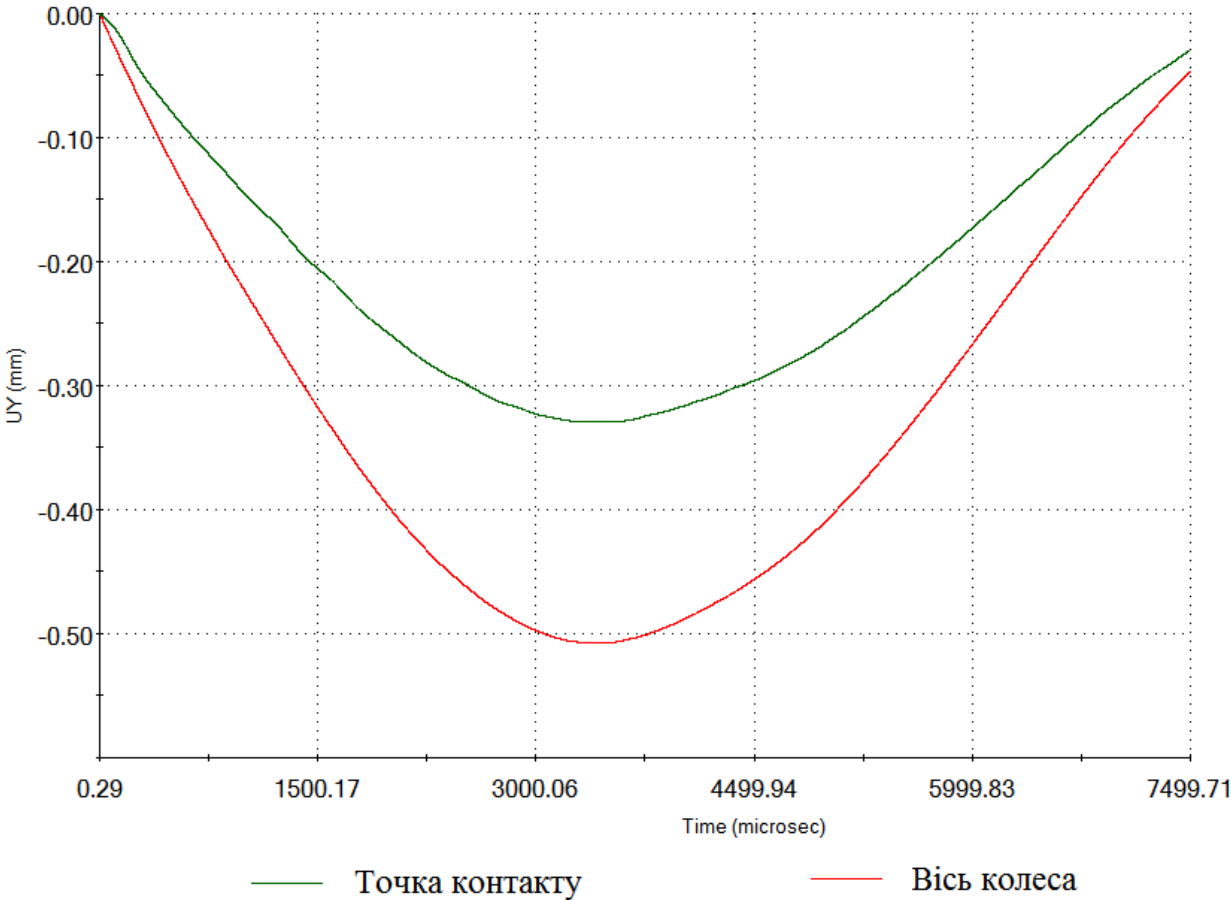


Рисунок 3.6 – Графік вертикальних переміщень UY характерних точок колеса без пружних елементів в часі

Розраховано силу реакції опори (рейки) в момент ударної взаємодії, результати графічно представлено на рис. 3.7.

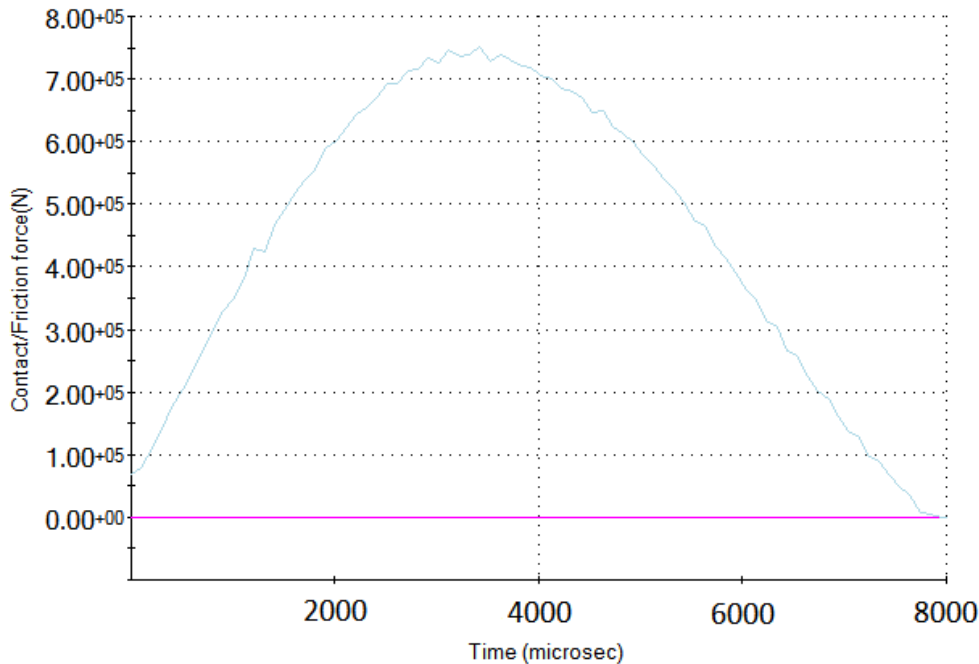


Рисунок 3.7 – Графік вертикальної сили реакції (рейки), що діє на колесо без гумової вставки під час удару

Встановлено, що при наїзді (ударі) колеса на виступ рейки максимальне деформування (вертикальне переміщення) рейки досягається на 3,4 мс після контакту і становить 0,33 мм. Максимальне переміщення осі колеса сягає 0,51 мм також на 3,4 мс після контакту. Після цього, сила реакції пружно-деформованих контактуємих тіл викликає відскакування колеса від рейки аж до його відриву (рис. 3.7). Наступний цикл коливання колеса має значно менші сили та деформації тому не розглядався.

Максимальна сила реакції сягає 740 кН на 3,4 мс удару (рис. 3.7), тобто є в 2,8 раз вищою за максимальний статичний тиск колеса цього крану на рейку (265 кН). Напруження, що виникають колесі та рейці при такому зусиллі

контакту значно перевищують межу текучості (див. п. 3.1) та не можуть бути отримані без урахування пластичних деформацій.

### 3.2.2 Колесо із гумовою вставкою типу 1

Принципова конструкція колеса із вставкою типу 1 представлена на рис. 2.10 *а*. На рис. 3.8 представлено епюру максимальних переміщень колеса із вставкою, що досягаються на 14 мс після контакту із рейкою.

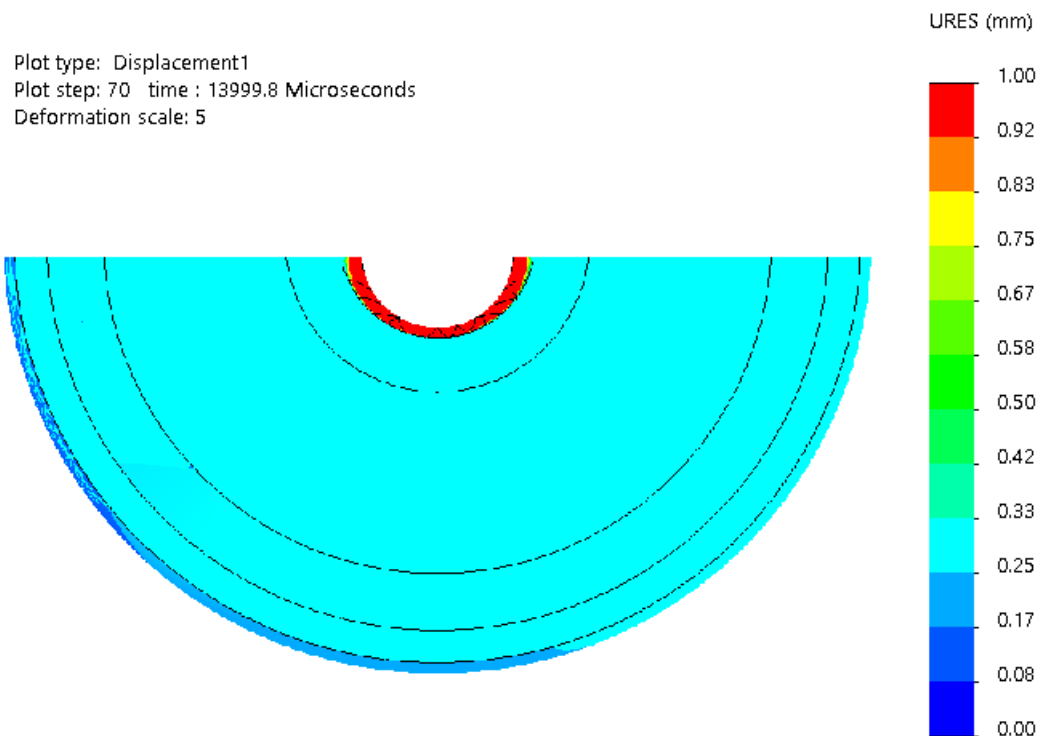


Рисунок 3.8 – Епюри максимальних переміщень колеса із пружною вставкою 1 при ударній взаємодії із рейкою (x5)

Для деталізації поведінки вставки типу 1 під час удару побудовано графіки переміщень точок контакту: обода колеса із рейкою (точка 1), обода колеса із гумовою вставкою (точка 2), осі колеса із гумовою вставкою (точка 3), див. рис. 3.9. Розраховано силу реакції опори (рейки) в момент ударної взаємодії, результати графічно представлено на рис. 3.10.

Максимальне деформування (вертикальне переміщення) рейки досягається на 13,5 мс після контакту і становить 0,2 мм. Максимальне переміщення осі колеса сягає 2,3 мм на 14 мс після контакту. Після цього,

енергія пружно-деформованої гумової вставки викликає «відштовхування» осі від колеса (рис. 3.9).

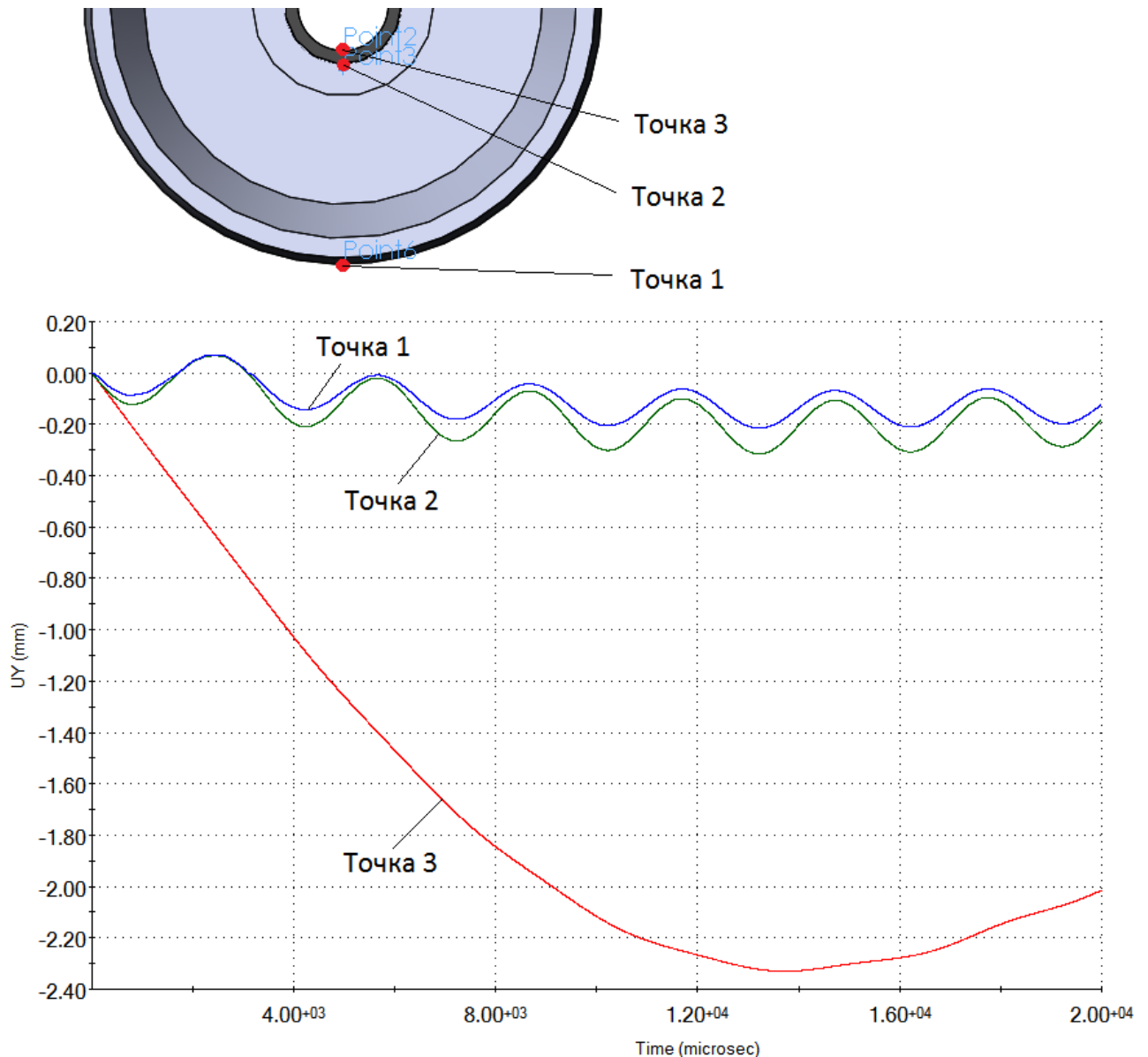


Рисунок 3.9 – Графік вертикальних переміщень  $UY$  характерних точок колеса з гумовою вставкою типу 1 при ударній взаємодії із рейкою

Максимальна сила реакції сягає  $\sim 480$  кН на 13 мс удару (рис. 3.10). Необхідно відзначити значний вплив власних коливань колеса (для поточної вставки) на силу реакції колесо-рейка (рис. 3.10). Відмітимо, що мале затухання цих коливань зумовлено малим значення коефіцієнту демпфування контактних пар моделі ( $K_d = 0,1$ ), використаним при розрахунках.

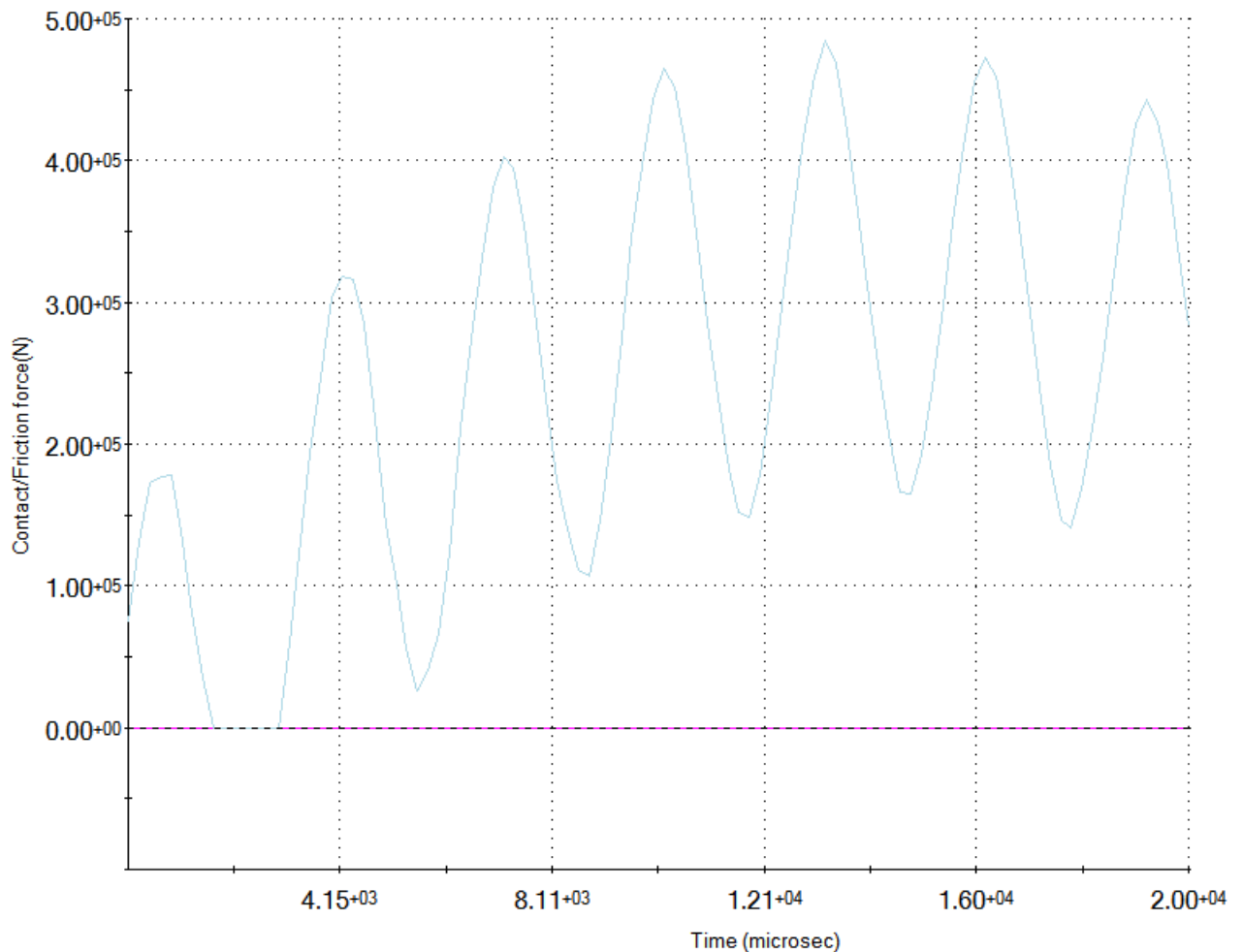


Рисунок 3.10 – Графік вертикальної сили реакції (рейки), що діє на колесо з гумовою вставкою типу 2 під час удару

### 3.2.3 Колесо із гумовою вставкою типу 2

Принципова конструкція колеса із вставкою типу 2 представлена на рис. 2.10 б. На рис. 3.11 представлено епюру максимальних переміщень колеса із вставкою, що досягаються на 7,8 мс після контакту.

Для деталізації поведінки конструкції типу 2 під час удару побудовано графіки переміщень точок контакту: обода колеса із рейкою (точка 1), обода колеса із гумовою вставкою (точка 2), колеса із гумовою вставкою (точка 3), колеса із віссю (точка 4), див. рис. 3.12.

Розраховано силу реакції опори (рейки) в момент ударної взаємодії, результати графічно представлено на рис. 3.13.

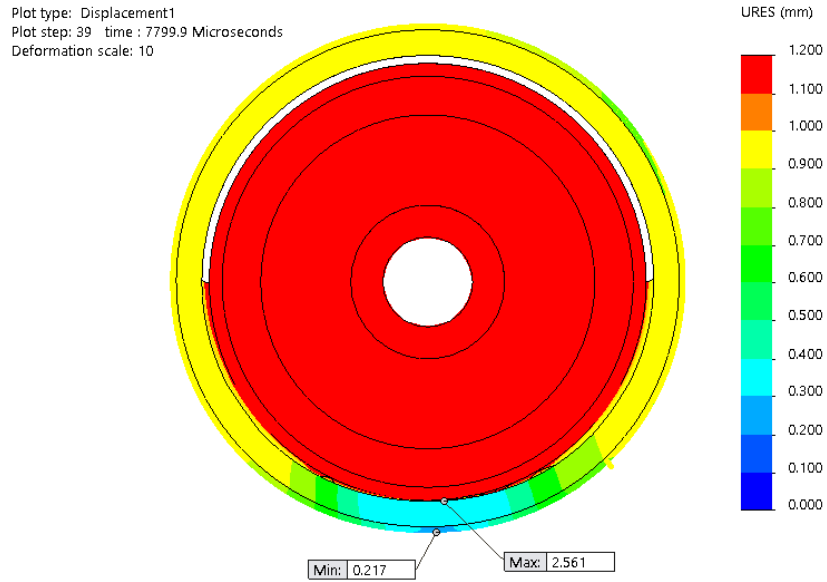


Рисунок 3.11 – Елюра переміщень колеса з гумовою вставкою типу 2 при ударній взаємодії із рейкою (x10)

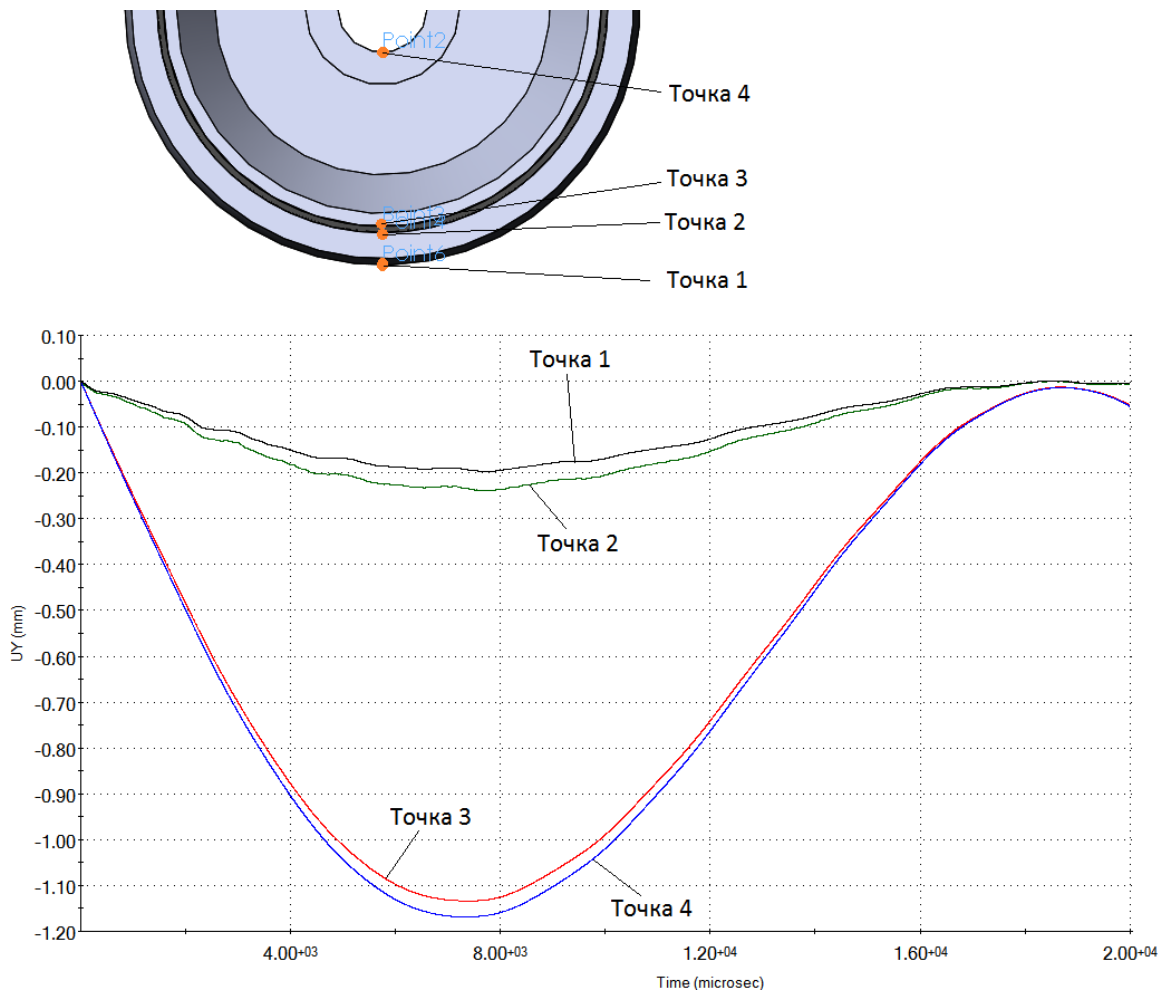


Рисунок 3.12 – Графік вертикальних переміщень UY характерних точок колеса з гумовою вставкою типу 2 при ударній взаємодії із рейкою

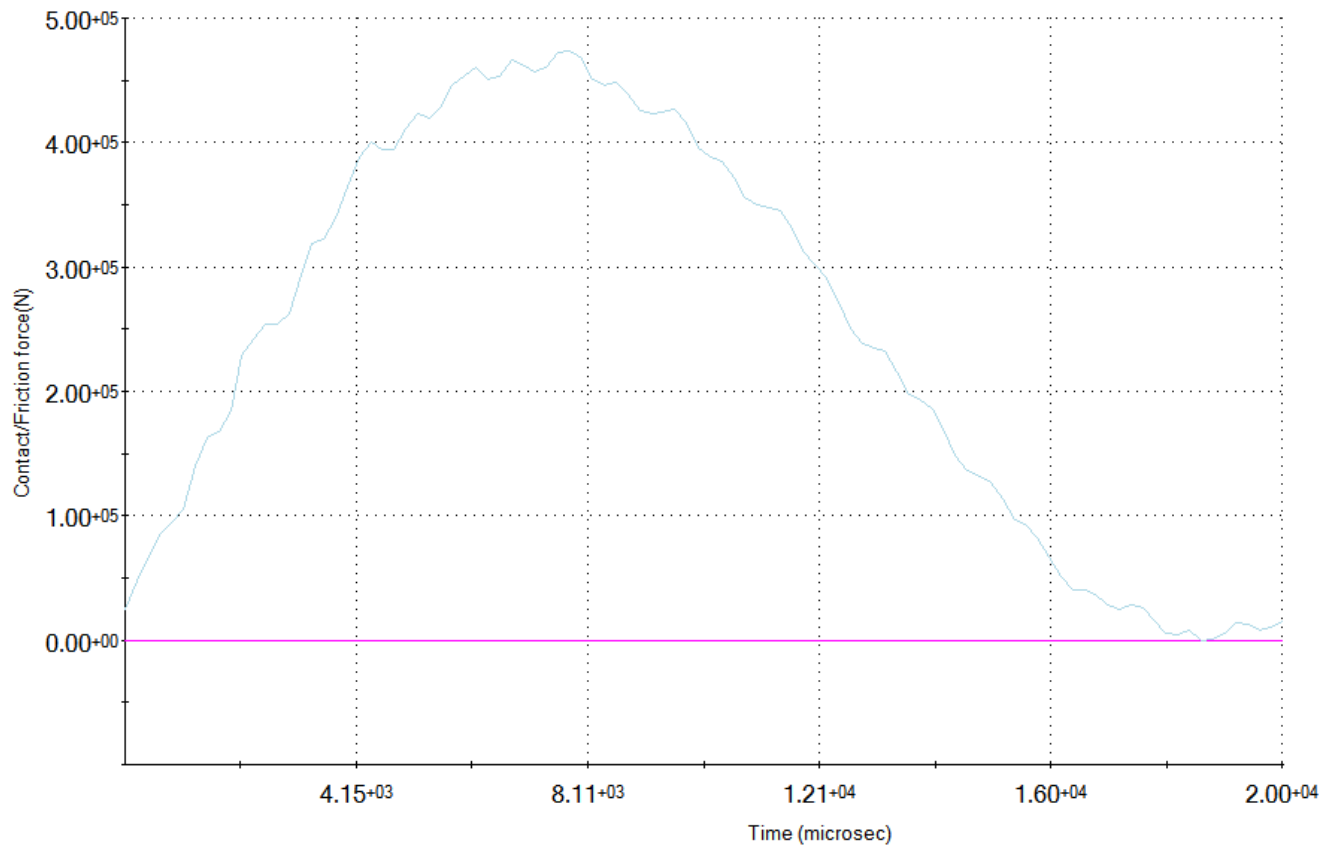


Рисунок 3.13 – Графік вертикальної сили реакції (рейки), що діє на колесо з гумовою вставкою типу 2 під час удару

Варто зазначити, що негладкість кривих 1, 2 на рис. 2.12, а також кривої рис. 3.13, наявна в результаті власних високочастотних (порівняно із частотою МК) коливань ободу колеса при ударі об рейку, демпфування цих коливань за рахунок гумової вставки не було задано в повній мірі через невідомість реального коефіцієнту демпфування  $K_d$ .

Встановлено, що конструкція вставки типу 2 забезпечує підвищення тривалості удару до 18 мс. Максимальні переміщення та сила реакції рейки досягаються на 7,8 мс з моменту удару. Переміщення точки контакту із рейкою сягають  $\sim 0,2$  мм, переміщення осі колеса  $\sim 1,2$  мм. Максимальне вертикальне деформування (продавлювання) гумової вставки під час удару досягає 0,9 мм.

Сила реакції рейки під час удару колеса із вставкою 2 досягає  $\sim 460$  кН.

### 3.2.4 Колесо із гумовою вставкою типу 3

Принципова конструкція колеса із вставкою типу 3 представлена на рис. 2.10 в. На рис. 3.14 представлено епюру максимальних переміщень колеса із вставкою, що досягаються на 7,6 мс після контакту.

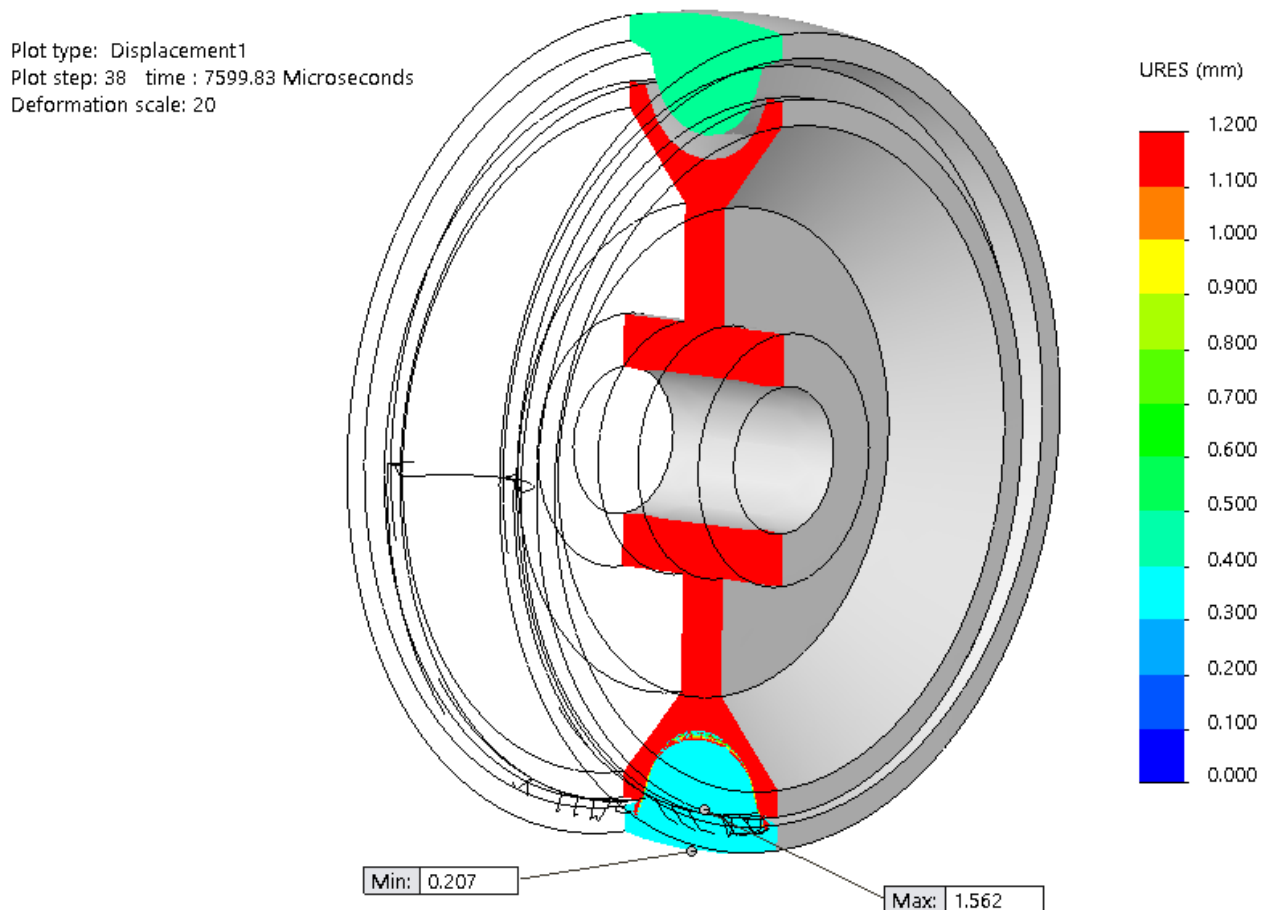


Рисунок 3.14 – Епюра максимальних переміщень колеса з гумовою вставкою типу 3 при ударній взаємодії із рейкою (x20)

Для деталізації поведінки конструкції типу 2 під час удару побудовано графіки переміщень точок контакту: обода колеса із рейкою (точка 1), обода колеса із гумовою вставкою (точка 2), колеса із гумовою вставкою (точка 3), колеса із віссю (точка 4), див. рис. 3.15.

Розраховано силу реакції опори (рейки) в момент ударної взаємодії, результати графічно представлено на рис. 3.16.

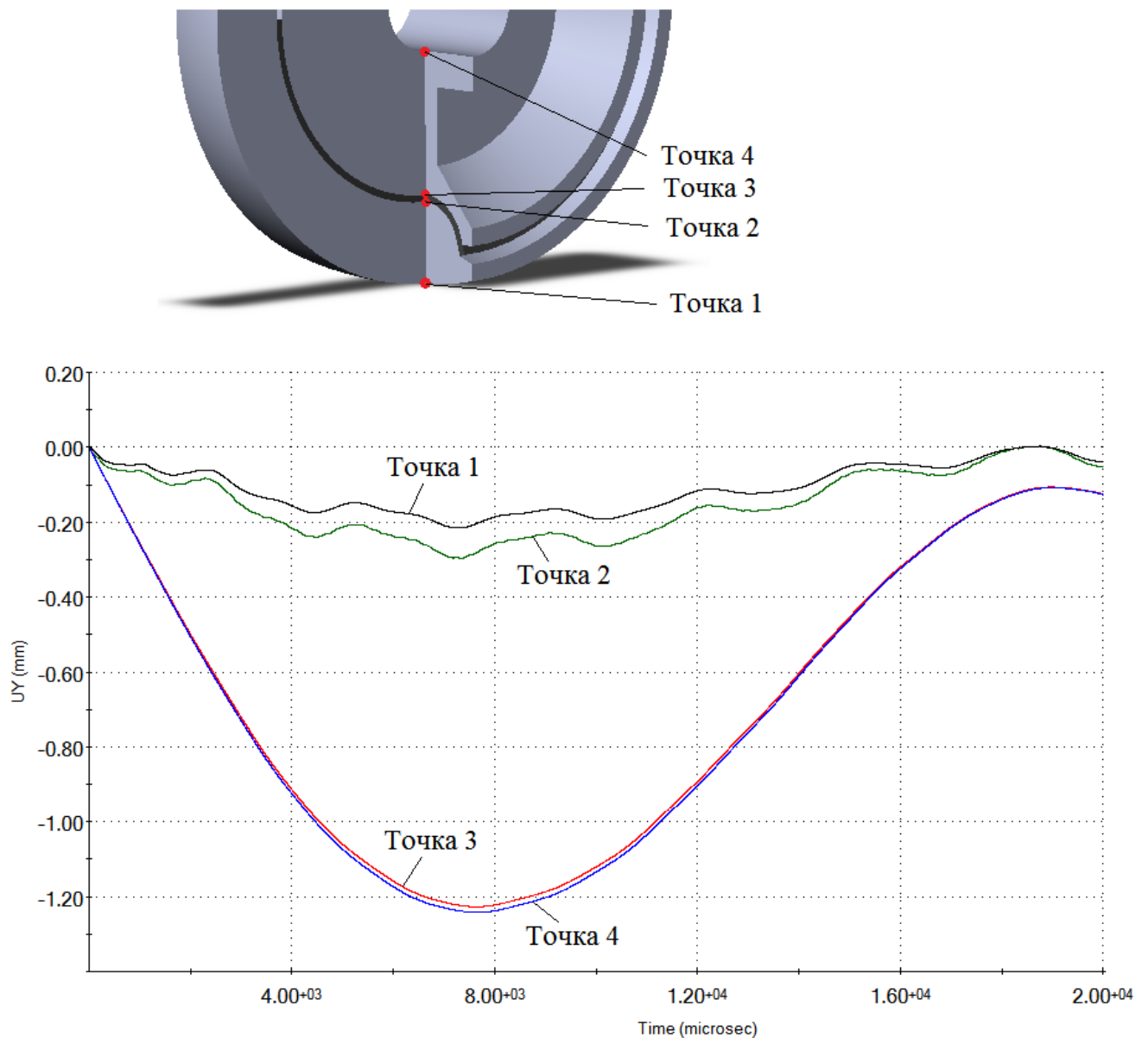


Рисунок 3.15 – Графік вертикальних переміщень  $U_Y$  характерних точок колеса з гумовою вставкою типу 3 при ударній взаємодії із рейкою

Конструкція вставки типу 3 забезпечує тривалість удару  $\sim 18$  мс. Максимальні переміщення та сила реакції рейки досягаються на 7,6 мс з моменту удару. Переміщення точки контакту із рейкою сягають  $\sim 0,2$  мм, переміщення осі колеса  $\sim 1,25$  мм. Максимальне вертикальне деформування (продавлювання) гумової вставки під час удару досягає 0,95 мм.

Сила реакції рейки під час удару колеса із вставкою 2 досягає  $\sim 500$  кН (рис. 3.16).

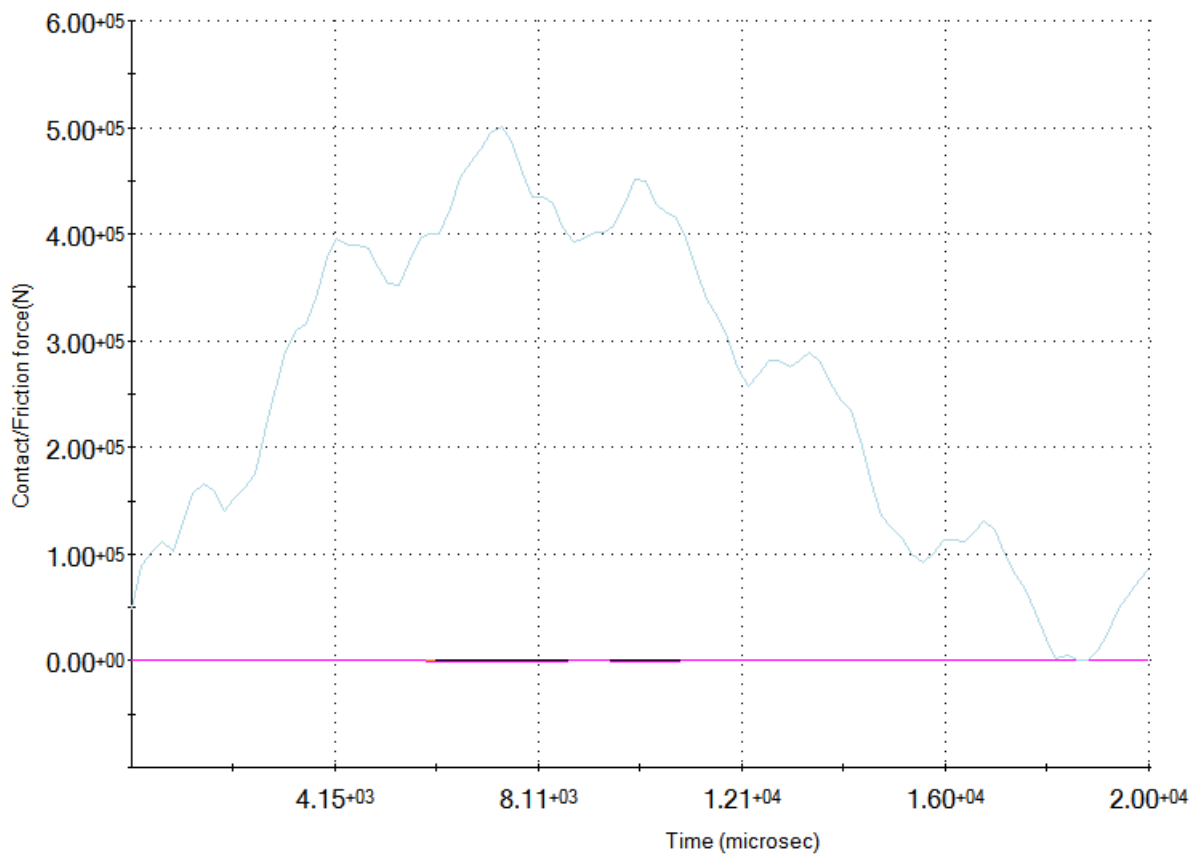


Рисунок 3.16 – Графік вертикальної сили реакції (рейки), що діє на колесо з гумовою вставкою типу 3 під час удару

### 3.2.5 Колесо із гумовою вставкою типу 4

Принципова конструкція колеса із вставкою типу 4 представлена на рис. 2.10 з. Наявна конструкція пружного елемента забезпечує найвищий резильянс системи, зокрема в статичній постановці переміщення осі колеса під максимальним навантаженням сягає 18 мм.

Розглянемо детальніше переміщення характерних точок колеса в момент удару (рис. 3.17). Висока здатність до деформування вставки конструкції 4 призводить до того, що удар ободу колеса об рейку проходить у майже «вільному» стані. Тобто наявні власні коливання ободу значної амплітуди ( $\sim 0,5$  мм). В результаті значення реакції опори (рейки) коливається із тією ж частотою (рис. 3.18).

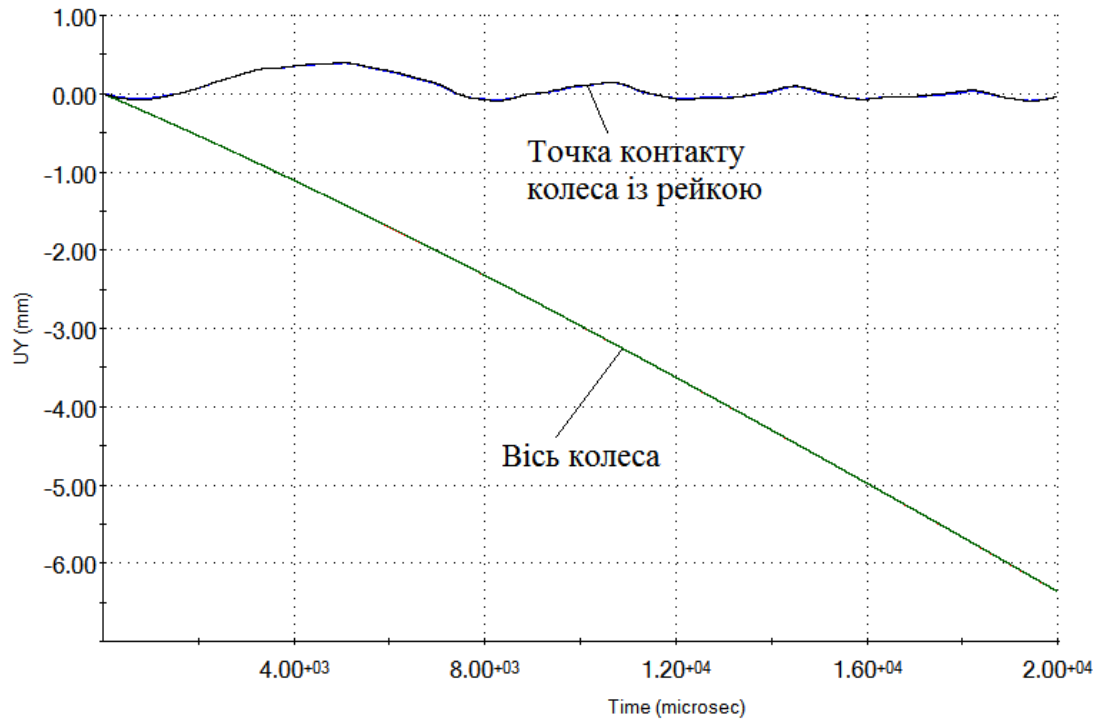


Рисунок 3.17 – Графік вертикальних переміщень UY характерних точок колеса з гумовою вставкою типу 4 при ударній взаємодії із рейкою

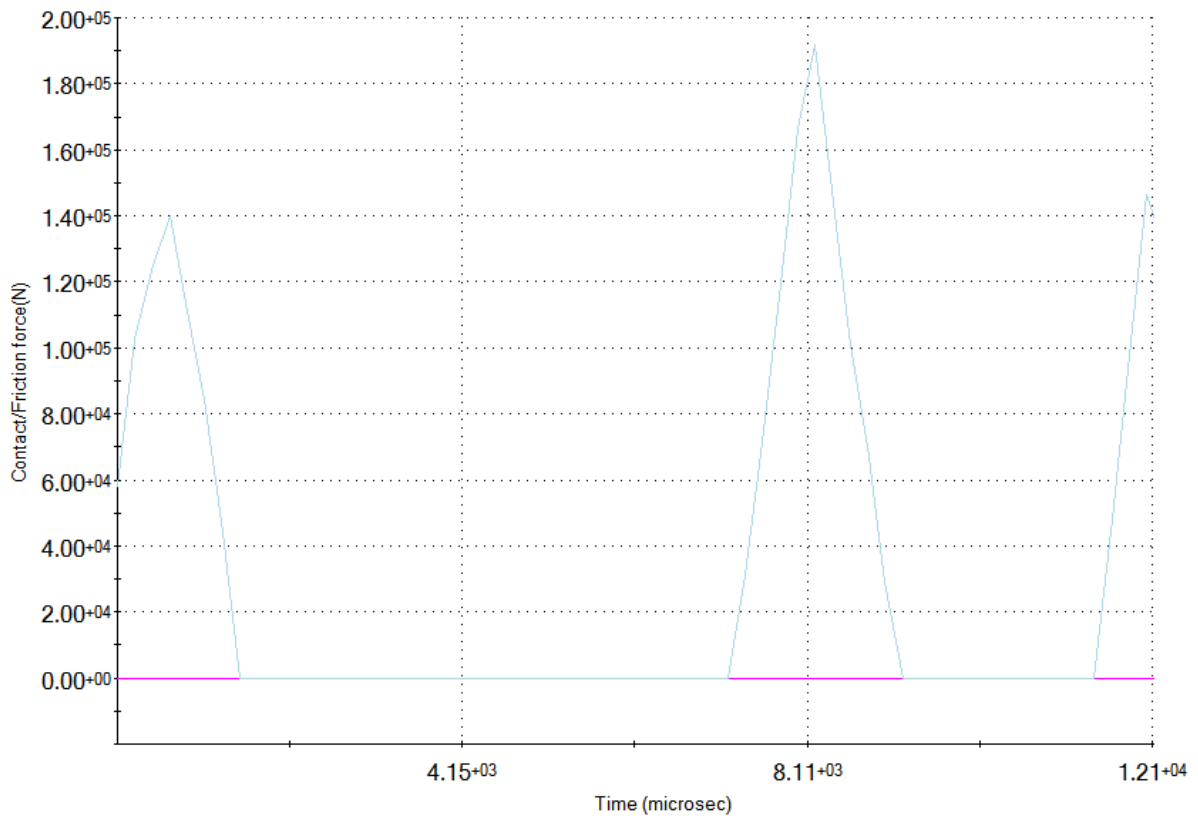


Рисунок 3.18 – Графік вертикальної сили реакції (рейки), що діє на колесо з гумовою вставкою типу 3 під час удару

Конструкція вставки типу 4 забезпечує малу тривалість першого удару  $\sim 1,6$  мс із наступним відскоком обода від рейки. Максимальні переміщення та сила реакції рейки в момент першого з ударів визначаються фактично інерцією першої з мас - ободу колеса. Реакція досягає 140 кН на 0,8 мс з моменту удару. Далі відбуваються коливання ободу із рядом наступних ударів приблизно тих же самих параметрів. Тривалість проведеного моделювання (20 мс) не є достатньою для розгляду подальшого деформування (просідання) вставки 4.

### **3.3 Динамічна поведінка металоконструкції крану при наїзді колеса на виступ рейки з урахуванням ударної взаємодії наїзду на уступ**

#### **3.3.1 Наїзд за відсутності гумових вставок**

Отримані результати кінематичних (закон руху) характеристик ударної взаємодії (див. п. 3.2) були використані для аналізу поведінки МК мостового крану за типового наїзду колеса на виступ рейки. Розглядався найгірший із випадків одночасного наїзду крану на 4 стики. Порівнювалися результати для крану із колесом без гумових вставок (рис. 2.9) та колеса із вставкою типу 2 (рис. 2.10 б).

На рис. 3.19 представлено епюри переміщень чверть-моста в характерні моменти наїзду на 5 мм виступ. Відсутність демпферів кінцево-елементної моделі провокує значну амплітуду коливання МК після наїзду (до 12,9 мм – в середині прольоту).

Напруження в МК аналізувалися в 10 точках (рис. 3.20). Характерно, що досягнення пікового напруження в кожній із точок відбувається в різні моменти часу, що наочно показано на графіку рис. 3.21 де розглянуто три точки (1, 5, 6 за рис. 3.20). Припускаючи наявність демпфування в реальній конструкції мостового крану за рахунок контактних (фрикційних) пар і т. і., цікавими є лише максимальні напруження першого циклу коливання МК. Їх порівняння для точок виміру (рис. 3.20) зведено в табл. 3.1.

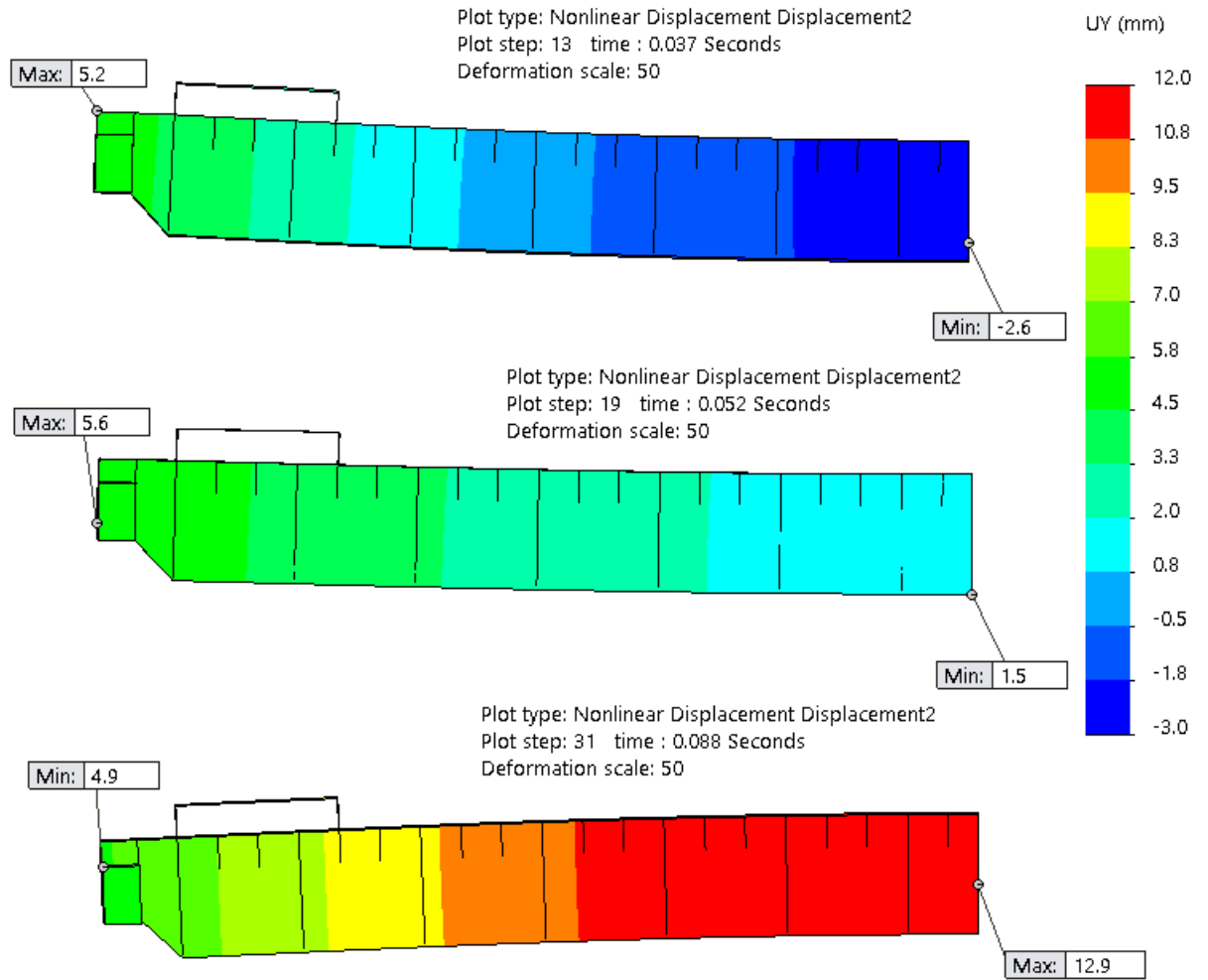


Рисунок 3.19 – Елюри переміщень МК мостового крану в характерні моменти наїзду колеса на виступ рейки (x50)

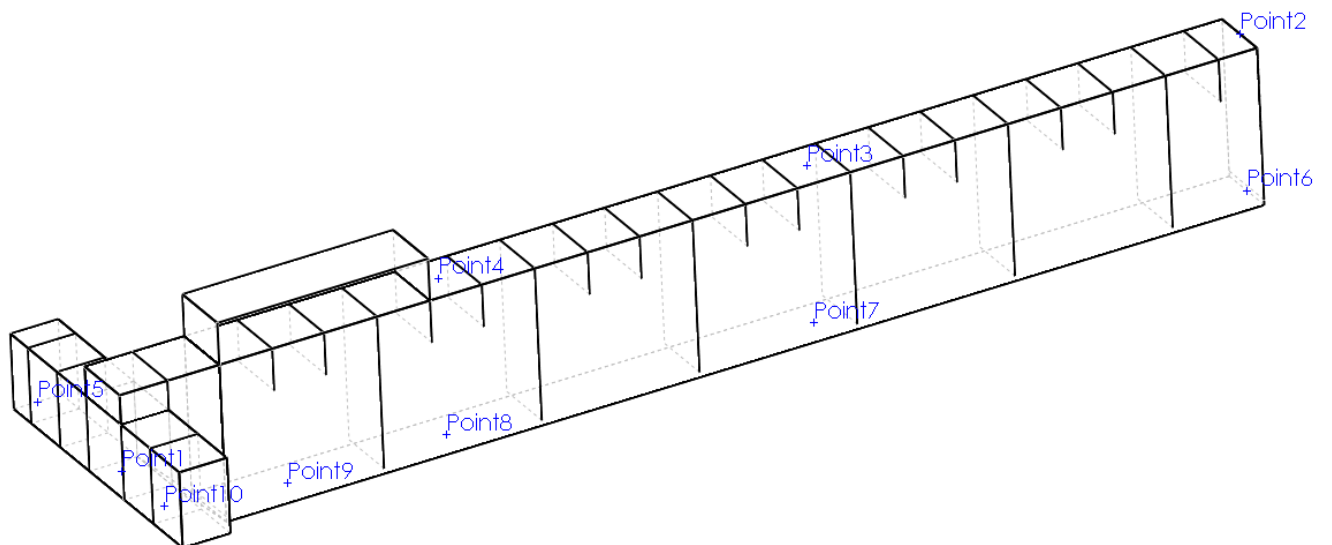


Рисунок 3.20 – Точки вимірювання напружень МК мостового крану під час наїзду на виступ рейки

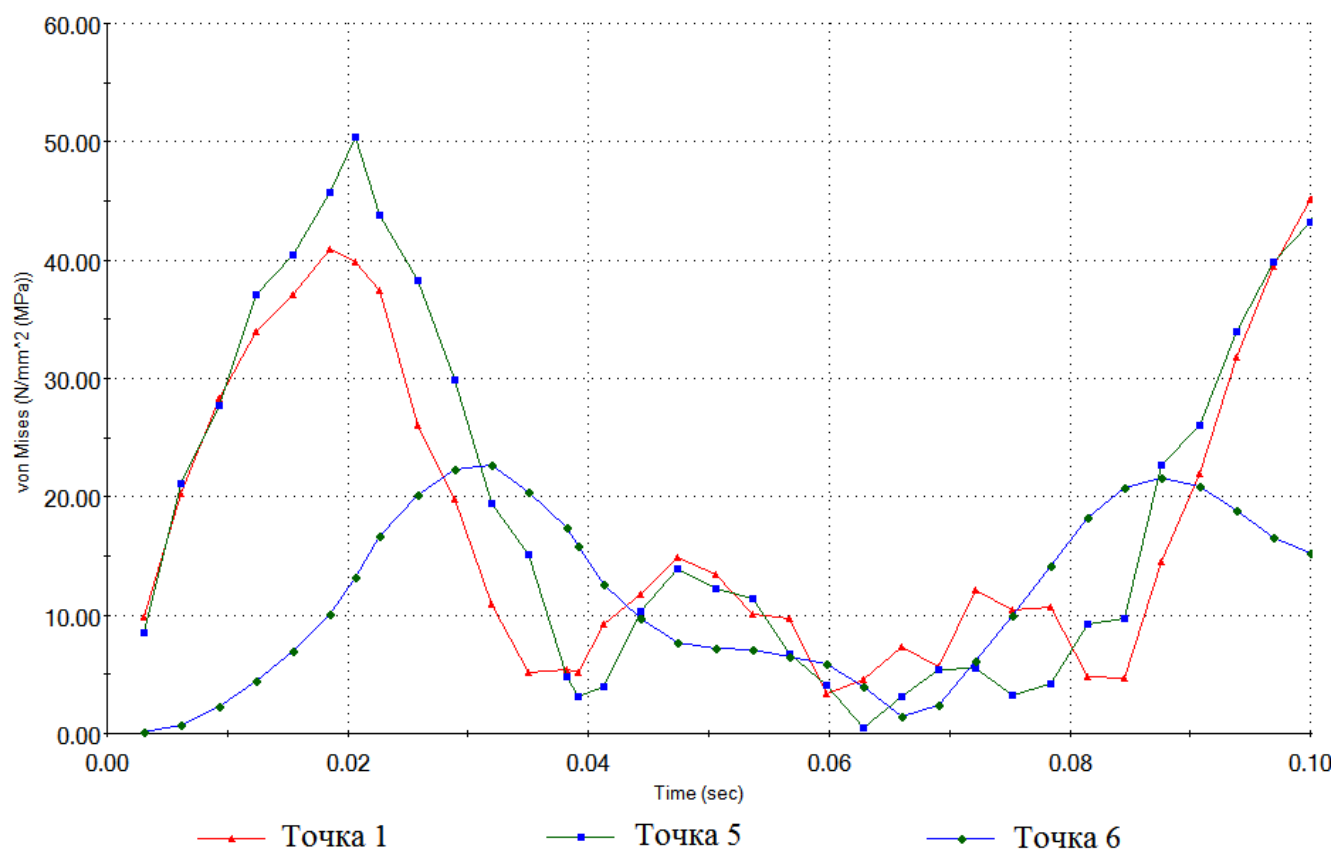


Рисунок 3.21 – Графіки зміни напружень характерних точок МК мостового крану під час наїзду на виступ рейки

Таблиця 3.1 – Максимальні напруження та коефіцієнт динамічності точок МК (за рис. 3.20), викликані наїздом крану на виступ рейки висотою 5 мм

[illegible]

Найбільший відгук від удару спостерігається в точках 1, 5, 10 (рис. 3.20) нижнього поясу кінцевої балки, де динамічна складова напружень сягає 50 МПа. В прольотній будові відгук від удару досягає 30 МПа поблизу візка. Зауважмо, що максимальні статичні напруження в розрахунковій МК досягають 90 МПа в кінцевій балці і 40 МПа в прольотній. Ці значення є порівняно низькими, бо всі розподілені маси МК були відтворені за рахунок збільшення товщин поясів кінцево-елементної моделі.

Коефіцієнти динамічності відносно максимальних статичних напружень для всіх точок МК представлені в табл. 3.1.

### 3.3.2 Наїзд за наявності гумових вставок

Розглядався наїзд колеса із вставками типу 2 і 3. Графік переміщень (закон руху) осі колеса за наявності гумової вставки типу 2, використаний для аналізу цього конструктивного рішення, представлено на рис. 3.22. Коливання колеса після першого були знехтувані.

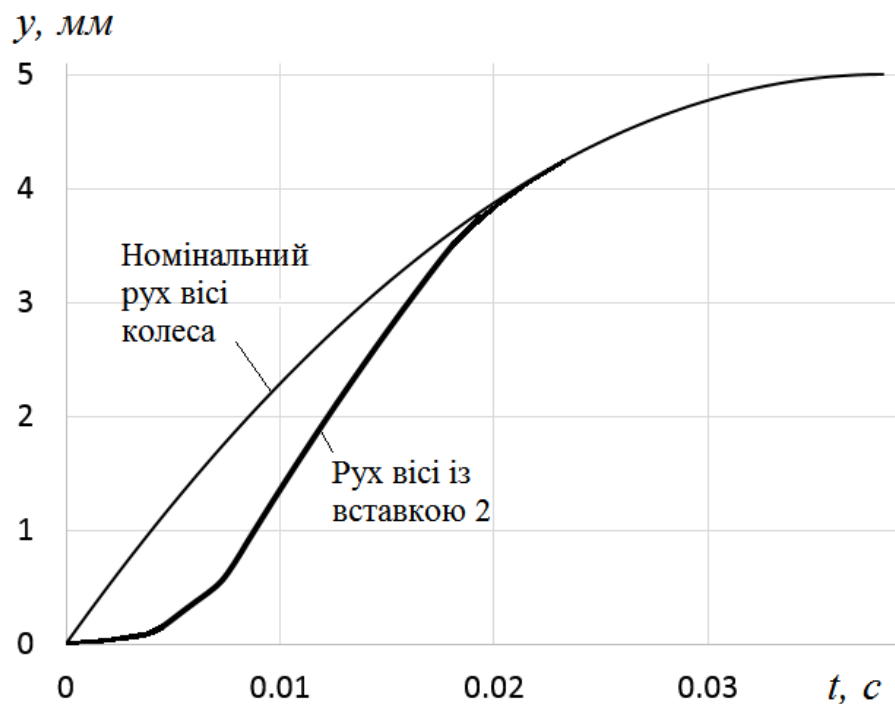


Рисунок 3.22 – Графіки вертикального руху осі колеса мостового крану під час наїзду на виступ рейки за наявності гумової вставки типу 2

Встановлено, що використання вставки типу 2 або 3 практично не змінює поведінки МК під час наїзду на виступ рейки. Різниця в результатах динамічної складової напружень в порівнянні із табл 3.1 (конструкція без вставки) склала  $< 5\%$ . Тобто, наявність гумової вставки при якій тривалість удару (для осі колеса) є  $\ll 0,038$  с ( $\ll$  тривалості наїзду колеса) не знижує коефіцієнту динамічності МК мостового крану і не може вважатися прийнятним конструктивним рішенням за зазначеним критерієм.

Для зниження  $K_d$  мостового крану необхідна конструкція резильясного колеса, що підвищить тривалість удару до значень  $> 0,038$  с. Така конструкція пропонується в п. 4.3.

## Розділ 4. ефективність підвищення резельянсу мостового крану за рахунок пружних елементів

### 4.1 Зниження контактних напружень пари колесо-рейка

При ударі колеса о виступ рейки, найбільший вплив на силові характеристики удару мають маса першого з контактуємих елементів (колесо або рейка) та жорсткість першого з пружних елементів (вставка колеса, кінцева балка крана або підкранова балка). Мала тривалість удару (див. п. 3.2) та значний період коливань МК крану призводить до того, що власна вага крану та вантажу фактично не впливають на пікові контактні напруження колесо-рейка при ударі.

Використання будь-якої конструкції гумової пружної вставки підвищує резельянс системи рейка-кран що підвищує тривалість передачі кінетичної енергії в парі колесо – виступ рейки. При незмінній енергії рухомих мас, це дозволяє до 5 разів (високорезельянсна вставка типу 4), а для вставок товщин 10...15 мм – до 1,5 раз знизити пікові навантаження (сили) при наїзді.

Згідно нелінійності залежностей  $\sigma(P)$  контактної взаємодії колеса із рейкою (рис. 3.3, 3.4), 1,5-кратне зниження контактних зусиль пари призводить до  $\sim 1,2$ -кратного зниження контактних напружень.

Вплив пікових зусиль та напружень контактної пари на довговічність колеса оцінити складно. В першому наближенні скористаємося загальновідомою формулою розрахунку довговічності роликів підшипників кочення:

$$L_{10} = \left( \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}}.$$

Із якої очевидно, що 1,5-кратне зниження контактних зусиль може до 3,9 раз підвищити довговічність контактних пар.

Вцілому, найбільш ефективними шляхами зниження контактних напружень пари колесо-рейка при наїзді на виступ слід вважати:

- 1) Зниження маси ободу колеса, тобто розміщення пружного елементу якнайближче до доріжки кочення, бо саме його маса визначає величини пікових контактних зусиль при ударі.
- 2) Зниження жорсткості пружного елементу. Цей шлях є складним в реалізації бо колесо зазнає значних статичних навантажень вже до удару, а більшість вставок мають змінну жорсткість під деформацією. Тобто використання навіть елементів високої піддатливості не бути мати значного ефекту через попередню статичну складову деформації.
- 3) За відсутності гумових вставок ефективним шляхом зменшення контактних напружень бачиться зниження жорсткості кріплення вузлів механізмів до кінцевої балки, щоб їх маса приймала якнайменше участі в ударній взаємодії.

У відповідності до наведених тез, запропоновано колесо типу 5 (рис. 4.1) із вставкою збільшеної товщини  $t$  та зменшеної товщини ободу (40 мм), що дозволяє знизити масу ободу до 180 кг. Подальше зменшення товщини ободу ускладнюється його місцевим згином під дією контактного навантаження.

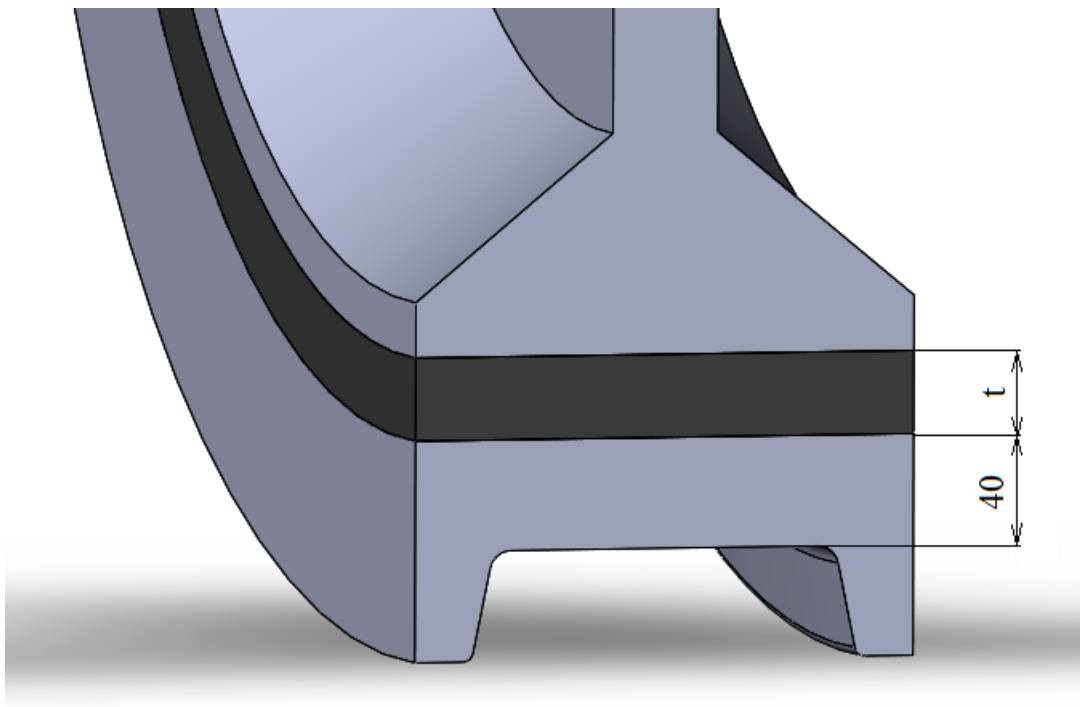


Рисунок 4.1 – Конструкція колеса типу 5

Товщина  $t$  варіювалася від 10 до 30 мм. Результати розрахунків на ударну взаємодію зведено в табл. 4.1.

Таблиця 4.1 – Результати ударної взаємодії колеса типу 5 із рейкою

|                                                                                                           |     |     |     |
|-----------------------------------------------------------------------------------------------------------|-----|-----|-----|
| Товщина $t$ , мм                                                                                          | 10  | 20  | 30  |
| Тривалість удару (період першого коливання осі колеса), мс                                                | 18  | 26  | 55  |
| Максимальна реакція рейки, кН                                                                             | 430 | 370 | 330 |
| Максимальне вертикальне переміщення осі колеса при ударі, мм                                              | 1,2 | 1,9 | 2,6 |
| Деформування вставки (переміщення осі колеса) під дією максимального статичного навантаження (265 кН), мм | 0,5 | 0,8 | 1,4 |

Таким чином, використання колеса із вставкою типу 5 великої товщини (30 мм), дозволяє знизити пікові (ударні) навантаження при наїзді на виступ рейки в 2,3 рази, що гарантує вищу довговічність підшипників кочення та несучих елементів колісних вузлів. При цьому статичне просідання колеса все ще можна вважати прийнятним.

Відповідно табл. 4.1 та рис. 3.3, використання колеса конструкції 5 забезпечує 1,8-кратне зниження пікових контактних напружень ободу колеса, що гарантує вищу його надійність по супротиву пластичним деформаціям та втомному викришуванню доріжки кочення.

Високий резельянс вставки 5 забезпечує підвищення тривалості удару та власне тривалості наїзду колеса на виступ (з позиції осі і МК крану).

#### **4.2 Зниження пікових напружень в металоконструкції мостового крану**

Згідно проведених досліджень (див. п. 3.3), головним чинником зниження пікових напружень кранової металоконструкції за рахунок

додавання гумових вставок може бути лише підвищення тривалості наїзду на виступ з позиції осі колеса. Зміна форми кривої переміщень  $y(t)$  (рис. 3.22) при однаковій тривалості наїзду мало впливає на відгук МК (див. п. 3.3.2).

Тривалість проходження «жорстким» колесом уступу рейки складає 0,038 с, отже період коливань осі колеса із вставкою має бути більшим. Відмітимо, що в ідеальних умовах, для найповнішого ефекту резильянсу системи, амплітуда коливань пружної вставки під ударним навантаженням має наближатися до висоти виступу (5 мм).

Конструкції 1-3 не відповідають зазначеним вимогам і таким чином не змогли забезпечити позитивного впливу на коефіцієнт динамічності МК крану. Представленим вимогам відповідають конструкції коліс типів 4 та 5. Однак, конструкція 4 має значні деформації в статичній постановці задачі ( $> 10$  мм), що спричинить значне підвищення супротиву пересуванню крану тому є не бажаним рішенням. Найкращим конструктивним рішенням з поміж розглянутих є вставка типу 5.

Динамічний розрахунок МК за кривою переміщень, отриманою із використанням вставки 5 ( $t=30$  мм) (рис. 4.2) дозволив знизити динамічну компоненту напружень МК в  $\sim 1,6$  раз. Коефіцієнт динамічності МК зменшився до 1,2 раз і в середньому складає  $K_d = 1,4$  (табл. 4.2).

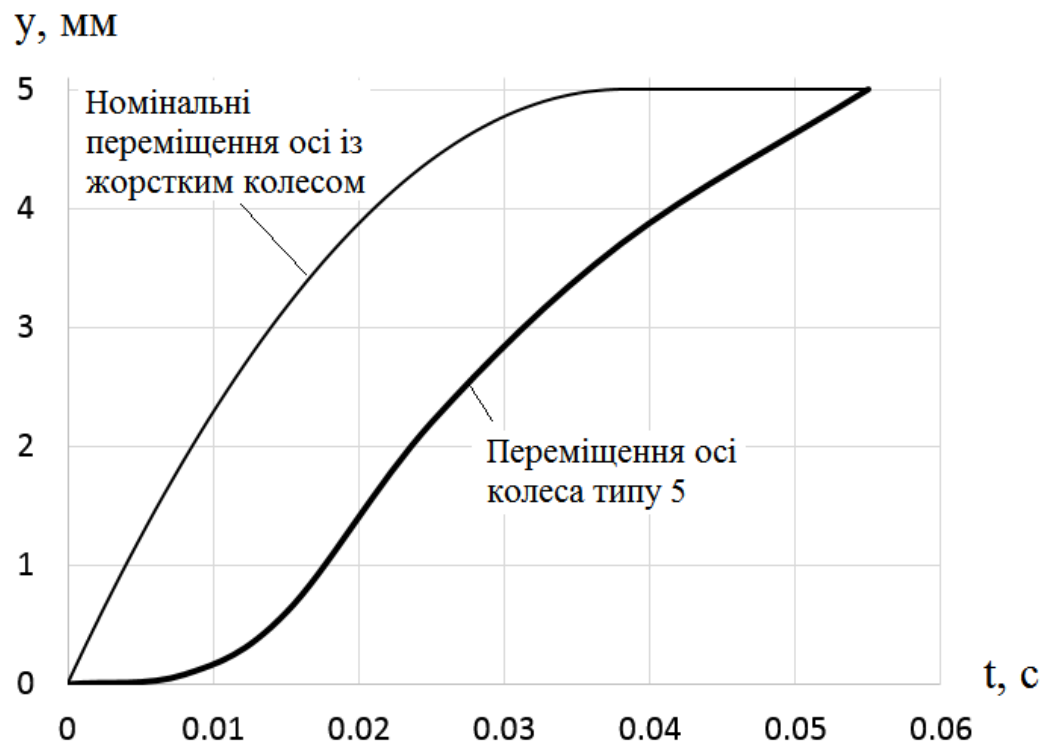


Рисунок 4.2 – Графіки вертикального руху осі колеса мостового крану під час наїзду на виступ рейки за наявності гумової вставки типу 5 ( $t=30$  мм)

[illegible]

## Висновки

В роботі проведено всебічне дослідження поведінки системи рейка-мостовий кран при наїзді металургійного крану, що рухається із номінальною швидкістю, на виступ рейки висотою 5 мм. Розглядався найгірший випадок крайнього положення візка із піднятим максимальним вантажем.

1. За рахунок кінцево-елементного моделювання контактної взаємодії пружних тривимірних тіл отримано епюри розподілу контактних напружень пари кранове колесо – кранова рейка на прямолінійній ділянці рейки та на уступі рейки. Побудовано графіки та отримано поліноми залежностей максимальних контактних напружень в крановому колесі від значення зусилля контактної взаємодії. Доведено, що в крановому колесі ( $D=800$  мм), максимальні напруження виникають на глибині  $\sim 5$  мм від поверхні контакту і досягають 950 МПа. Доведено, що контактна взаємодія колеса із виступом рейки при проході стику викликає в 6-7,5 разів вищий рівень напружень ніж на прямолінійній ділянці.
2. Отримано рівняння номінального (деформувannya відсутнє) руху осі колеса при наїзді на виступ, висотою 5 мм, що далі використовувалося для відтворення реального руху МК під час проходження стику.
3. Побудовано кінцево-елементну модель мостового крану, що дозволила провести розрахунки частот власних коливань крану та параметрів жорсткості та відтворити систему «кран» як чотиримасову, для проведення моделювань ударної взаємодії колеса із рейкою.
4. Проведено спеціалізоване кінцево-елементного моделювання ударної взаємодії кранового колеса об рейку отримано силові та кінематичні характеристики удару. Показано, що в момент удару об виступ рейки, зусилля в контактній парі можуть до 2,8 раз перевищувати максимальні (розрахункові) статичні. Доведено, що перепади висот рейок можуть бути головною причиною руйнування доріжки кочення колеса.

5. Проведено моделювання ударної взаємодії 7 модифікацій кранових коліс із гумовими вставками, отримані силові та кінематичні характеристики їх взаємодії. Показано, що максимальне зменшення зусиль удару досягається за використанням конструкцій коліс із ободом мінімальної маси та гумової вставки максимальної товщини.

6. Із використання діаграм дійсних переміщень осей коліс різних модифікацій при наїзді крану на виступ, проведено моделювання динамічної поведінки металоконструкції. Доведено, що ефективне зниження коефіцієнту динамічності металоконструкції мостового крану можливо лише за використання високорезільянтних гумових вставок, що забезпечують тривалість удару (колесо-рейка), вищу за номінальну (кінематичну) тривалість проходження краном стику рейок. Це досягається лише із гумовими вставками товщині  $t > 25$  мм.

7. Запропоновано параметри гумової вставки та ободу колеса (тип 5), що при наїзді мостового крану на виступ рейки дозволяють:

- в 2,3 рази знизити пікові (ударні) навантаження в колісному вузлу;
- в 1,8 раз знизити пікові контактні напруження пари колесо-рейка;
- в 1,6 раз знизити динамічну компоненту напружень МК.

### перелік посилань

1. Справочник по кранам. В 2 т. Т. 1 Характеристики материалов и нагрузки. Основы расчета кранов, их приводов металлических конструкций. / Под общ. Ред. М.М. Гохберга. – М. : Машиностроение, 1988. – 536 с.
2. Лобов Н.А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути. Учебное пособие. / Лобов Н.А. – М. : Изд-во МГТУ им. Баумана, 2003. – 232 с.
3. Вагони. Конструкція, теорія і розрахунок. / Під редакцією Л.А. Шадура, – М. : «Транспорт», 1980. – 123 с.
4. Черенішенко О.В. Ударне навантаження при русі мостового крана по рейковому шляху / О.В. Черенішенко, Т.Б. Краснокутська, Г.І. Фесенко // Вісник національного технічного університету «ХПІ», тематичний випуск «Нові рішення в сучасних технологіях». №54, 2011.
5. Орловский И.А. Уточненные математическая и имитационная модели электропривода перемещения мостового крана. / И. А. Орловский, Ю. С. Бут // Електротехніка та електроенергетика. – №2, 2007.
6. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций. / Под редакцией М.П. Александрова. – М. : Машиностроение, 1987. – 392 с.
7. НПАОП 0.00 – 1.01 – 07 «Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов».
8. Когаєв В.П., Махутов Н.А., Гусенков А.П. Розрахунки деталей машин і конструкцій на міцність і долго- вічність. — М.: Машинобудування, 1985. — 223 с.
9. Когаєв В.П., Гусенков А.П., Бутирев Ю.І. / Машино- ведення. 1978. № 5. С. 57 – 64.
10. Марченко Е.А. Про природу руйнування поверхні металів при терті. — М.: Наука, 1979. — 118 с.
11. Сосновський л.а. Основи трібофатіки. — Гомель: Установа утворення “БЕЛГУТ”, 2003. Т. 1. — 246 с.
12. Романов А.Н. / Проблеми міцності. 1974. № 1. С. 3 – 10.

13. Трощенко В.Т. Міцність металів при змінних навантаженнях. — Київ: Наукова думання, 1978. — 173 с.
14. Костецкий Б.І. Тертя, мастило і знос в машинах. — Київ: Техніка, 1970. — 396 с.
15. Браун Е.Д., Петрова І.М., Моськвітін Г.В. / Тертя і знос. 1998. Т. 19. № 2. С. 176 – 181.
16. Иванченко Ф. К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Иванченко Ф. К. и др. – Киев: издательское объединение «Вища школа», 1978, – 576 с.
17. ГОСТ 28648-90. Колеса крановые. Технические условия.
18. Рабей В.В. Анализ повреждаемости буферов мостовых кранов. // Прикаспийский журнал: управление и высокие технологии № 2(18) 2012 С. 60-66.
19. Абрамович И.И. Грузоподъемные краны промышленных предприятий. Справочник. М. «Машиностроение» 1989 – 360 с.
20. Дорохов Н.Ю. Перспективы снижения динамических нагрузок на металлоконструкции мостовых кранов с применением волновых цепных передач. / Н.Ю. Дорохов // Известия ТулГУ. Технические науки. 2009. Вып. 2.
21. Александров М.П. Грузоподъемные машины [Текст] :Учебник для вузов/ М.П.Александров.- М.: Высшая школа, 2000. - 552 с.
22. Вайнсон А.А. Подъёмно-транспортные машины. — 3-е изд. — М.: Машиностроение, 1975. — 431 с.
23. Гениев Г.А., Эстрин М.И. Динамика пластической и сыпучей сред. — М.: Изд-во литературы по строительству, 1972. — 216 с.
24. ГОСТ 12.3.009 – 76 (СТ СЭВ 3518-81) «Работы погрузочно-разгрузочные. Общие требования безопасности».
25. Алямовский А.А. Инженерные расчёты в SolidWorks Simulation / А.А. Алямовский. М.: ДМК Пресс, 2010. – 464 с.

26. Алямовский А.А. COSMOSWorks. Основы расчёта конструкций на прочность в среде SolidWorks / А.А. Алямовский. – М.: ДМК Пресс, 2010. – 784 с.
27. Черепашков А.А. Компьютерные технологии, моделирование и автоматизированные системы в машиностроении / А.А. Черепашков, Н.В. Носов. – Волгоград: «Ин-фолио», 2009. – 640 с.
28. ГОСТ 4121-96 Рельсы крановые. Технические условия. – М.: Издательство стандартов, 2003. – 9 с.
29. ГОСТ 28648-90 Колеса крановые. Технические условия. – М.: Издательство стандартов, 2001. – 8 с.
30. SolidWorks 2013. Analysis Solvers. [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые, граф., зв. дан. и прикладная прогр. – Dassault Systemes. – 2013.
31. SolidWorks 2013. библиотека материалов. Резина [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые, граф., зв. дан. и прикладная прогр. – Dassault Systemes. – 2013.

**додаток 1**

**конструкція колеса із гумовою вставкою**

