

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.08 – КМР.1943 «С» 2022.30.12.44 ПЗ

Добровольський Віталій Миколайович

2023

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.08 – КМР.1943 «С» 2022.30.12.44 ПЗ

Добровольський Віталій Миколайович

2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Механіко – технологічний факультет
УДК 629.027:656.13

ПОГОДЖЕНО
Декан факультету (Директор ННІ)
механіко – технологічний факультет
(назва факультету (ННІ))
Братішко В.В.
(підпис) (ПІБ)
“ ” 2023 р.

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Завідувач кафедри
тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів
(назва кафедри)
Калінін Є.І.
(підпис) (ПІБ)
“ ” 2023 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Розробка комплексного методу оцінки міцності і надійності коліс

автотранспортних засобів»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)
Освітня програма Агроінженерія
(назва)
Орієнтація освітньої програми _____
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Братішко В.В.
(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

к.т.н., доцент
(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Колеснік І.В.
(ПІБ)

Виконав _____
(підпис)
Добровольський Віталій Миколайович
(ПІБ студента)
КИЇВ – 2023

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

Тракторів, автомобілів та

біоенергоресурсів

д.т.н., професор

Калінін С.І.

(науковий ступінь, вчене звання)

(підпис)

(ПІБ)

2023 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи студенту

Добровольський Віталій Миколайович

(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агрінженерія»

(код назва)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи на тему «Розробка комплексного методу оцінки міцності і надійності коліс автотранспортних засобів»

затверджена наказом ректора НУБіП України від «30» грудня 2022 р. №1943 «С»

Термін подання завершеної роботи (проекту) на кафедру 20.10.2023

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи Технічні характеристики ходових систем та коліс автомобілів.

Перелік питань які потрібно розробити

Вступ

1. Стан проблеми дослідження.

2. Методика створення типових кінцево-елементних моделей автомобільних коліс.

3. Розрахунково-експериментальні дослідження всталивої міцності коліс ТЗ

Перелік графічного матеріалу

Типи, форма та конструкція коліс транспортних засобі та стан проблеми дослідження;

Методика створення типових кінцево-елементних моделей автомобільних коліс;

Розрахунково-експериментальні дослідження всталивої міцності коліс ТЗ;

Висновки

Дата видачі завдання «09» лютого 2023 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

(підпис)

Колеснік І.В.

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

(підпис)

Добровольський В.М.

(прізвище та ініціали студента)

НУБІП України

Магістерської кваліфікаційної робота складається з 64 сторінок друкованого тексту, 3 розділів, 31 рисунок, 2 таблиці, 35 літературних джерел.

Актуальність теми. В даний час для вирішення широкого кола завдань механіки різних конструкцій широко використовуються і безперервно розвиваються універсальні розрахункові комплекси інженерного аналізу, що базуються на МКЕ, такі як ABAQUS, MSC.Software, ANSYS, вітчизняні – BASYS+ та ін. Універсальні програмні інструменти КЕ-аналізу використовуються в більшості організацій, як проєктних, так і виробничих, тому числі на автомобільних підприємствах та колісних заводах.

Мета роботи: розробка комплексного методу розрахункової оцінки НДС коліс ТЗ під дією навантажень, що реалізуються при стендових сертифікаційних випробуваннях (циклічному втомному та ударному навантаженні), на основі МКЕ з використанням сучасних універсальних програмних комплексів інженерного аналізу, а також порівняльного аналізу міцності та довговічності коліс, виконаних за технологіями, що найбільш широко застосовуються з різних матеріалів на основі результатів визначення НДС. Методики, що входять до складу розробленого методу, мають дати можливість користувачам адаптувати їх під конкретні умови випробувань (наприклад, змінювати кут резташування колеса щодо горизонтальної поверхні при випробуваннях литих коліс на удар, враховувати використання стендів різної конструкції тощо) та застосовувати до різних конструкцій коліс ТЗ.

У роботі вирішувалися такі основні завдання:

- 1) Розробка методики створення типових КЕ-моделей для коліс різної геометричної форми (у першу чергу – литих алюмінієвих коліс складної геометрії, збірних коліс);
- 2) Розробка методики розрахункового дослідження НДС різних конструкцій коліс під дією циклічних навантажень (втомного навантаження) в умовах сертифікаційних випробувань з урахуванням пружнопластичного деформування;

3) Розробка методики дослідження НДС у колесі під дією ударних навантажень, що реалізуються на стенді, на якому проводяться сертифікаційні випробування;

4) Зіставлення результатів експериментів, проведених з об'єктами дослідження, з даними розрахунку НДС їх КЕ-моделей.

5) Розробка методик порівняльного аналізу міцності і довговічності коліс різних конструкцій, виконаних за технологіями, що найбільш широко застосовуються, і з різних матеріалів на основі результатів моделювання НДС.

Об'єкт дослідження: типові конструкції сучасних коліс ТЗ - лите колесо з високоміцного алюмінієво-кремнієвого сплаву для легкових автомобілів та сталеве збірне штамповане колесо на прикладі колеса, призначеного для експлуатації на машинах сільськогосподарського призначення.

Предмет дослідження: розробка комплексного методу розрахункового аналізу НДС різних типів коліс ТЗ за різних типових навантажень, що виникають під час руху ТЗ, з використанням сучасного апарату чисельного аналізу на основі МКЕ та використання з цією метою сучасних програмних комплексів; оцінка результатів з використанням експериментальних даних та дослідження міцності та довговічності коліс на цій основі з метою підвищення їх надійності, витривалості, безпеки, а також зниження витрат підприємств на проектування та доведення конструкції.

Методи дослідження. Застосовуються положення теорії автомобіля, розділів механіки твердого тіла, що деформується (опір матеріалів, будівельна механіка, теорія конструкційної міцності, теорія механічних коливань і удару). Основний розрахунковий інструмент: метод кішцевих елементів (МКЕ) з використанням ліцензійного програмного МКЕ-комплексу інженерного аналізу MSC.Patran разом із вирішувачами MSC.Nastran і MSC.Fatigue, а також вирішувача LS-Dyna.

Достовірність одержаних результатів. Достовірність отриманих результатів забезпечена застосуванням широко апробованого ліцензійного програмного комплексу МКЕ MSC.Patran з вирішувачами MSC.Nastran та

MSC.Fatigue, вирішувача LS-Dyna, спеціального акредитованого випробувального обладнання при проведенні експериментів, ретельним контролем умов проведення випробувань та зіставленням результатів розрахунків.

Наукова новизна:

1. Обґрунтовано методику створення адекватних, експериментально апробованих KE-моделей конструкцій автомобільних коліс складної геометричної форми для розрахунку ударні навантаження. Наведено вимоги до якості кінцевих елементів, розроблено алгоритм створення сіток KE.

2. Обґрунтовано методику дослідження НДС коліс з урахуванням пружнопластичного деформування та оцінки на цій основі втомної міцності та довговічності для литих алюмінієвих та сталевих, у тому числі, збірних штампованих коліс з урахуванням технології виготовлення.

3. Запропоновано та підтверджено доцільність KE-моделювання поведінки коліс за умов стендових випробувань у зборі з основними елементами випробувального стенду. Сформульовано основний критерій включення елементів стенду до основи розрахункової схеми.

4. Обґрунтовано методику чисельного моделювання НДС литого алюмінієвого колеса з використанням апарату MKE під впливом ударних навантажень.

Практична значимість. Застосування розробленого комплексного методу дозволить підприємствам скоротити витрати на проміжні випробування конструкцій з метою їхнього подальшого доведення та оптимізації. На стадії проектування забезпечується точніша оцінка довговічності та ударної міцності конструкції протягом життєвого циклу. Особливо важливо, що рекомендації щодо складання KE-моделей та розрахунків MKE можуть бути легко використані при застосуванні будь-яких відомих універсальних інженерних комплексів MKE (ANSYS, LS-DYNA, ABAQUS та ін.).

Ключові слова: методика, надійність, колеса, навантаження.

ВСТУП.....	8
1 СТАН ПРОБЛЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	12
1.1 Типи, форма та конструкція коліс транспортних засобів.....	19
1.2 Характеристики коліс – об'єктів дослідження.....	19
1.2.1 Опис типового литого алюмінієвого колеса як об'єкта досліджень.....	20
1.2.2 Опис типового сталевго штампованого колеса як об'єкта досліджень.....	21
1.3 Аналіз необхідних видів розрахунку коліс та принципи побудови розрахункових схем.....	22
2. МЕТОДИКА СТВОРЕННЯ ТИПОВИХ КІНЦЕВО-ЕЛЕМЕНТНИХ МОДЕЛЕЙ АВТОМОБІЛЬНИХ КОЛІС.....	23
2.1. Загальні уявлення.....	23
2.2 Типи кінцевих елементів, що використовуються у розрахункових схемах.....	25
2.3. Обґрунтування вибору розміру елемента.....	28
2.4. Критерії якості кінцево-елементного масиву для розрахунку конструкцій на ударні навантаження.....	29
3 РОЗРАХУНОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВСТАЛІВОЇ МІЦНОСТІ КОЛІС ТЗ.....	35
3.1 Умови та навантаження при експериментальній оцінці втомної міцності коліс ТЗ.....	35
3.2 Методика розрахункової оцінки втомної міцності литого алюмінієвого колеса при навантаженні за схемою випробувань «Вигин з обертанням».....	40
3.3 Розрахункова схема для аналізу втомної міцності сталевго колеса збірної конструкції.....	51
3.4. Втомні випробування зразків штампованого колеса.....	54
ВИСНОВКИ.....	58
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	60
ДОДАТКИ.....	65

ВСТУП

Колеса є основним видом рушія для автомобілів та наземних транспортних засобів (ТЗ). Комбіновані типи рушіїв застосовуються на автомобільному транспорті досить рідко: для автомобілів високої прохідності (колісно-гусеничні), автомобілів-амфібій (колісний – для руху дорогою; водометний – для руху водою) [1]. Особливості конструкції коліс впливають на параметри таких експлуатаційних властивостей ТЗ, як тягово-швидкісні, безпека, плавність ходу та паливна економічність. Від їхньої надійності значною мірою залежить безпека пасажирів та загальна безпека на дорогах.

Руйнування колеса (мається на увазі сама конструкція колеса без шини, часто звана диском) зазвичай призводить до дорожньо-транспортних пригод (ДТП), пов'язаних з перекиданням автомобіля, втратою керування. Відомі випадки техногенних аварій, спричинених руйнуванням коліс великовантажних автомобілів (кар'єрних самоскидів), коліс автоцистерн, поїздів цистерн, що перевозять небезпечні вантажі. Не менш важливою проблемою є забезпечення міцності та довговічності коліс машин сільськогосподарського призначення (тракторів, комбайнів). У зв'язку з цим, до міцності коліс ТЗ, що визначає такі властивості надійності як безвідмовність та довговічність [26], пред'являються

особливі вимоги. Умовою допуску готового виробу до встановлення на ТЗ та подальшої експлуатації є успішне проходження обов'язкових сертифікаційних випробувань, що визначаються нормативними документами. Мета випробувань полягає у перевірці здатності колеса витримати без руйнування та (або) появи видимих тріщин навантаження, що виникають як при тривалій експлуатації при русі ТЗ по дорозі, так і при позапланових ситуаціях – при ударі, який може бути пов'язаний з ударом у бордюр, паралетне дорожнє огороження, при зіткненні із зустрічним МС.

Автомобільні колеса проектується як для первинного ринку та конкретних ТЗ (оригінальні конструкції, згідно з визначенням ГОСТ Р 52390-2005), так і для роздрібного продажу (ідентичні за ГОСТ Р 52390-2005), причому в цьому випадку одне й те саме колесо може бути використане для

різних ТЗ із невеликими варіантами конструктивних особливостей. Під час проектування коліс проводиться комплекс проектних розрахунків, які визначають характеристики опору колеса різним експлуатаційним навантаженням.

Навантаження, що діють на колесо в експлуатації, залежать від безлічі параметрів (характеристик автомобіля, параметрів руху, характеристик дороги тощо) і мають стохастичний характер [2, 3]. При сертифікаційних випробуваннях навантаження, що реалізуються в умовах стендів, є типовими середніми по відношенню до експлуатаційних. У зв'язку з цим прийнято

проводити комплекс проектних розрахунків за умов навантаження, що відповідають нормативним сертифікаційним випробуванням на втому та на удар [4, 5]. Цей підхід дозволяє використовувати відповідні розрахунки також для порівняльного аналізу конструкцій як при проектуванні, так і при доведенні виробів [6].

В даний час конструкції коліс надзвичайно різноманітні. При їх виробництві застосовуються різні матеріали та технології. В цілому всі конструкції можна розділити на тонкостінні (до них відносяться сталеві штамповані та ковани колеса з кольорових сплавів) та об'ємні конструкції (литі, також із кольорових, в

основному, алюмінієвих сплавів). Крім того, існують збірні конструкції. Сучасні конструкції коліс докладно розглянуті в публікаціях та дисертаційних дослідженнях вітчизняних та зарубіжних авторів [7, 8].

Особливості конструкцій коліс визначали і до теперішнього часу визначають різні підходи до розрахунку колеса на міцність за різних умов навантаження. Для оцінки міцності, в тому, опору удару колеса спочатку визначається його напружено-деформований стан (НДС). До недавнього часу при розрахунках НДС коліс використовувалися рішення, засновані на теорії тонкостінних оболонок в пружній області. Очевидно, що такий підхід не дозволяє врахувати всі особливості конструкцій коліс і не дозволяє адекватно оцінити міцність колеса за різних умов навантаження. Застосування методу кінцевих елементів (МКЕ) до розрахунку НДС коліс донедавна обмежувалося

тими ж оболочними моделями, причому розрахунки проводилися на предметно-орієнтованих програмах, у пружній області і лише за статичному навантаженні. Роботи з експериментальної оцінки НДС коліс МС показали, що ці дослідження важливі для принципового розуміння роботи конструкції, особливо при ударних навантаженнях, що зроблено в роботі [9]. Однак для порівняння різних варіантів колеса при проектуванні та доведенні конструкції експериментальний аналіз є дуже трудомістким та витратним.

Інтенсивний розвиток комп'ютерної техніки та необхідних у проектно-конструкторській діяльності ІТ-систем дозволяє в даний час створювати математичні моделі виробів і моделювати процеси, що відбуваються з виробом, протягом його життєвого циклу. За допомогою спеціальних універсальних інженерних програмних комплексів, що ґрунтуються на використанні МКЕ, стало можливим моделювати роботу колеса ТЗ під дією всіх можливих навантажень, що виникають у процесі експлуатації або випробувань. Разом з тим, комплексний метод розрахункової оцінки, що дозволяє створювати розрахункові моделі коліс різного типу та визначати НДС виробів під дією різних навантажень, а також проводити оцінку міцності та довговічності колеса на цій основі нині відсутня. Обґрунтовано розроблені

кінцево-елементні моделі (КЕ-моделі) різних конструкцій коліс можуть дозволити підприємствам-розробникам скоротити витрати на проміжні випробування конструкцій з метою їх подальшої доведення та оптимізації.

Окремі роботи з аналізу НДС коліс застосовувалися в основному для вирішення будь-якої конкретної задачі, і при цьому використовувалися або аналітичні, або предметно-орієнтовані програми МКЕ, спеціально створені для цього окремого випадку [10]. Застосування цих програм іншими користувачами та інших цілей природно представляється скрутним.

В даний час для вирішення широкого кола завдань механіки різних конструкцій широко використовуються і безперервно розвиваються універсальні розрахункові комплекси інженерного аналізу, що базуються на МКЕ, такі як ABAQUS, MSC. Software, ANSYS, вітчизняні BASYS+ та ін.

Універсальні програмні інструменти КЕ-аналізу використовуються в більшості організацій, як проектних, так і виробничих, у тому числі на автомобільних підприємствах та колісних заводах. У зв'язку з цим є

актуальною розробка комплексного методу розрахункової оцінки НДС коліс

ТЗ різних конструкцій і технологій виготовлення, що містить обґрунтовану

послідовність методик розрахунків, заснованих на базі сучасних

розрахункових програмних комплексів КЕ-аналізу, формулювання адекватних

рекомендацій щодо створення КЕ-моделей коліс різної конфігурації та по

проведення розрахунково-експериментального аналізу міцності та надійності

(довговічності) коліс ТЗ при різних видах навантаження.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

1. СТАН ПРОБЛЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Типи, форма та конструкція коліс транспортних засобів

Форми, конструкції, матеріали, технології виготовлення коліс автомобілів та інших ТЗ надзвичайно різноманітні. Колеса ТЗ розділяються за призначенням, типом конструкції та способами з'єднання (як елементів колеса між собою, так і колеса зі маточиною) і т.д. У цій роботі розглянуто відомі роботи з класифікації коліс, що відповідає чинним нормативним вимогам, а також розглянуто особливості конструкції, суттєві для оцінки міцності. У вітчизняній промисловості прийнято класифікувати автотракторні колеса за такими групами, наведеними на рисунку 1.1 [11].

За експлуатаційним призначенням ТЗ колеса поділяються на класи, залежно від типу ТЗ та його маси. Впроваджено 7 класів, починаючи від коліс для навантажувачів та електрокарів (1 клас), закінчуючи провідними колесами для тракторів та сільськогосподарських машин, з діаметром понад 20”.

За типом шин, що застосовуються, передбачаються окремі конструкції для камерних, безкамерних шин, шин з регульованим тиском, шин типу Runflat, аروحних шин і пневмокатків.

За належністю до певної категорії транспортних засобів колеса поділяють на вироби для легкових, вантажних автомобілів, автобусів та інших транспортних засобів. Цей вид класифікації вимагає окремого уточнення, так як не містить повного переліку можливих одиниць рухомого складу, і при цьому за рядом ознак перетинається з класифікацією за експлуатаційним призначенням.

За експлуатаційним призначенням колеса прийнято розділяти на ведучі (ті, на які передаються потужність і крутний момент двигуна), керовані (колеса, що забезпечують поворот автомобіля) та комбіновані (провідні та керовані одночасно, наприклад, на передньопривідних автомобілях).



Рисунок 1.1 – Загальна класифікація авtotракторних коліс

З точки зору питань кріплення шини, її положення щодо колеса та інших конструктивно-експлуатаційних параметрів виділяються такі критерії класифікації

- кількість коліс, що встановлюються на маточину: одинарні та здвості
- тип з'єднання коліс зі ступицею: дискові та бездискові
- спосіб закріплення бортів шин: залежно та незалежно від тиску повітря

Конструкція колеса класифікується за типом обода (рез'ємний або нерез'ємний), конструкції диска (нерозкочаний круглий, нерозкочаний спицевий, розкочаний), способом з'єднання диска з ободом замкової частини та в бортовій частині). Розбірні ободи можуть містити різну кількість знімних елементів (від двох до п'яти). Як знімний елемент може служити бортове кільце, яке закріплюється до обода за допомогою розрізного замкового кільця.

При цьому конструкція у ряді випадків частково регламентується вимогами національних стандартів. Наприклад, для обода геометрія конструкції визначається низкою нормативних вимог. Для сталевих коліс із нерозбірним типом обода основним документом є ГОСТ Р 53824-2010 [12].

Певні рішення для розбірних обід дисків визначаються ГОСТ 10409-74 [13], а для коліс великовантажних автомобілів будівельно-дорожніх і підйомно-транспортних машин - ГОСТ 26147-84 [14]. З конструктивної точки зору ободи коліс можуть відрізнятися профілем, формою бортової закраїни, типом посадкової полиці (хампа). Для коліс легкових автомобілів на рис 1.2 та 1.3 наведено загальну схему профілю обода та приклади виконання посадкової полиці.

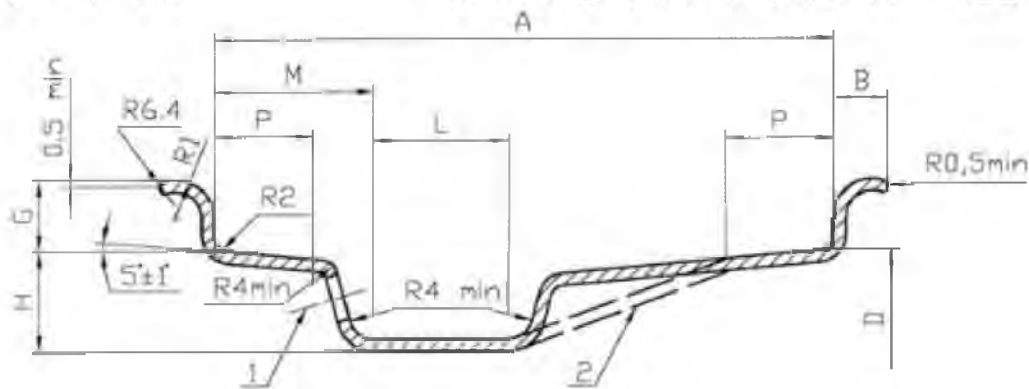


Рисунок 1.2 - Загальна схема профілю обода нерозбірного глибокого обода з полицями, розташованими під кутом 5° до осі обертання вліса A -ширина профілю обода, D -номінальний посадковий діаметр; B -ширина бортової закраїни; G -висота бортової закраїни; P -ширина посадкової полиці; L -ширина монтажного струмка; H -глибина монтажного струмка; 1- вісь вертикального отвору в обід; 2- не стандартизована частина обода

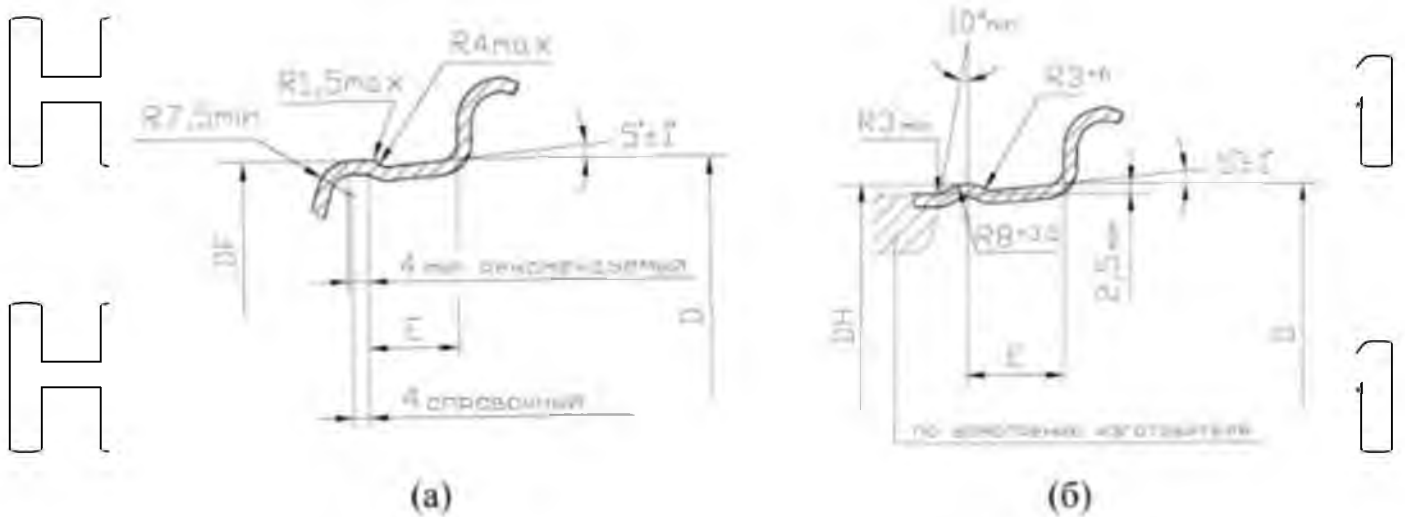


Рисунок 1.3 - Посадкові 5-градусні полиці обода з циліндричним виступом "FH" (хампом) (а) та кільцевим виступом "H" (б) D – номінальний посадковий діаметр обода; E-відстань від бортової країни до початку виступу; DF-діаметр виступу (хампа); DH-діаметр кільцевого виступу

За застосовуваними матеріалами колеса поділяються на сталеві колеса та колеса з легких сплавів, які часто називають «легкосплавними». В останні 10 років стали з'являтися зразки коліс із композитних матеріалів, проте поки що вони не набули такого широкого поширення. Основні конструктивні елементи сталевих коліс, обід та диск, виготовляються із застосуванням операцій штампування. Якщо колесо нерозбірне, то диск з ободом з'єднуються зварюванням. Заготівля обода, зазвичай з гарячекатанного профілю для коліс вантажних автомобілів та сталевого листа для коліс легкових автомобілів, після формотворчих операцій проходить підготовку стику до зварювання, безпосередньо зварювання, обробку стику та калібрування [15]. Технологічний процес формоутворення обода для колеса легкового автомобіля складніший і більш багатоступінчастий через складнішу форму його профілю. Технологічні параметри виконання даних операцій є окремим питанням, що залежать від профілю обода, його ширини, застосовуваного матеріалу та ін. При виробництві диска може виконуватися до 12 операцій штампування в залежності від форми заготовки, кінцевої форми

самого диска та класу колеса, для якого він виготовляється. Безпосередньо до операцій штампування, із заготовки вирубується контур диска. Після отримання кінцевої форми пробиваються необхідні отвори, виконується калібрування по зовнішньому діаметру, карбування поверхні диска, фінішні роботи з наступним миттям перед з'єднанням з ободом. При виробництві бортових кілець процес загалом схожий із технологією виробництва ободів.

Колеса, що виготовляються з легких сплавів (для скорочення часто звані «легкосплавними»), різноманітніші, як за матеріалами, так і за технологією виробництва. У сучасній автомобільній промисловості легкосплавні колеса стали атрибутом більш оснащених комплектацій автомобілів та майже невід'ємною частиною зовнішнього вигляду та експлуатаційних властивостей [16] автомобілів преміального сегмента.

Як матеріали найбільш поширене використання силумінових високоміцних сплавів на основі алюмінію з додаванням магнію, марганцю, титану та інших компонентів. Такі колеса виходять методами лиття та характеризуються меншою, порівняно зі сталевими колесами, вагою. При цьому, такі колеса володіють поліпшеними властивостями, що демпфують, і сприяють зменшенню радіального і осьового биття в 2...3 рази. Серед методів лиття у практиці найбільшого поширення набули методи лиття під низьким тиском та лиття з газовим протитиском. Відмінність останнього полягає в тому, що на сплав під час його заливки в прес-форму і кристалізації чинить тиск газове середовище, що дозволяє забезпечити більшу щільність матеріалу по всьому об'єму виливки та оптимізувати його кристалічну структуру.

Імовірність появи шлюбу у процесі лиття мінімізується шляхом рентгенівського та інших методів неруйнівного контролю. З урахуванням того, що литі колеса цінуються, в тому числі за їх дизайн, вони піддаються технологічно складнішій процедурі фарбування, найчастіше із застосуванням декількох шарів фарби з наступним нанесенням лаку.

Ковані колеса з дюралюмінієвих сплавів мають ще більш легку вагу, порівняно з литими колесами. Межа міцності матеріалу кованого колеса може

на 30...40% перевищувати межу міцності сплаву, що використовується для виготовлення алюмінієвого литого колеса. Як заготовля для отримання покевок застосовуються зливки циліндричної форми різного діаметра (залежно від діаметра кінцевої деталі). Операції гарячого об'ємного

штампування виконуються під високим тиском та високою температурою із застосуванням шайб спеціальної форми для отримання необхідного профілю.

Центральний отвір виходить шляхом прошивки. Як термообробка часто застосовується загартування з наступним старінням. Фінішна обробка виконується на верстатах з ЧПУ, після чого колеса надходять на фарбування.

На деяких виробництвах використовується також технологія холодного формування. Ці колеса зазвичай дорожчі за литі і використовуються, в основному, на спортивних автомобілях.

Серед конструкцій коліс зустрічаються так звані «гібридні» конструкції, коли до штампованого обода приварюється алюмінієвий литий диск. Така технологія спрощує виробництво коліс з різним вильотом, але має підвищений ризик виникнення корозії в зоні зварного шва між диском і ободом, а також ослаблену фронтальну бортову закраїну обода. Серед збірних типів легкосплавних коліс зустрічаються конструкції, де диск з'єднується з ободом

за рахунок болтових з'єднань, рівномірно розподілених по колу обода.

Колеса з магнієвих та титанових сплавів зустрічаються у виробництві, набагато рідше. Переважно, вони проектується для потреб автоспорту, маючи незаперечну перевагу меншої маси. При цьому такі типи конструкції мають певні недоліки (слабка корозійна стійкість коліс з магнієвих сплавів і знижена міцність втомлених титанових коліс). Висока вартість їх виробництва, що є причиною підвищеної роздрібною ціни, робить ці типи коліс рідко зустрічаються на стандартних типах ТЗ.

Незначно поширені конструкції колеса з тонкими сталевими спицями, переважно для ретро-автомобілів. Взаємне розташування спиць може бути стандартним, з радіальним плетінням і потрійним плетінням. Кількість спиць може досягати кількох сотень залежно від конструкції.

В останні роки створюються нові дослідні зразки конструкцій коліс: як за геометричною конструкцією, так і за матеріалом. Серед коліс з нестандартною конструкцією в експлуатації будівельної та прибиральної техніки починається поступове впровадження технології Michelin X Tweel:

збірних коліс із шиною без повітряного прошарку (приклад конструкції наведено на рис. 1.4). Особливістю даної конструкції є відсутність навантаження на колесо від тиску повітря у шині.



Рисунок 1.4 - Колеса Michelin X Tweel для навантажувачів (а), газонокосарок (б) та автомобілів (в).

Жорсткість гумового шару забезпечується наявністю 4-х шарів високоміцного сталевого брекера з великим запасом міцності в пружній області. Зв'язок обода зі стандартною сталеву маточку виконана за рахунок застосування великої кількості високміцних поліуретанових етич, що виконують також функцію амортизації. На автомобілях в даний час дана конструкція застосовується досить рідко через відмінності в особливості експлуатації, у тому числі швидкісний режим, вимоги до ресурсу та характер дорожнього полотна.

1.2 Характеристики коліс – об'єктів дослідження

Як типові об'єкти дослідження обрано одне нерозбірне лите алюмінієве колесо легкового автомобіля та одне сталеве штамповане колесо збірної конструкції, що застосовується як для автомобілів, так і для транспортних

засобів сільськогосподарського призначення (рис 1.10). Незважаючи на різноманітність варіантів конструкції, наведених у розділі 1.1, слід виділити головні особливості колеса, облік яких суттєво впливає на розрахункову схему та метод розрахунку:

- свойства материала
- количество сборочных элементов в составе конструкции (неразборное, 2 и более элементов)
- особенности технологии производства (сборки)

особенности геометрического профиля

Вибрані об'єкти дослідження характеризують два найбільш поширені класи є найбільш типовими та поширеними за конструкцією, матеріалами та технологією виготовлення. Вони дозволяють розглянути всі варіанти кожної з перерахованих особливостей, що найбільш часто зустрічаються, таким чином, роблячи пропонований комплексний метод універсальним. Опис вибраних об'єктів наведено нижче.



Рисунок 1.10 - Об'єкти дослідження: лите колесо 7Jx16 (а) та штамповане збірне колесо DW20-26(б)

1.2.1 Опис типового литого алюмінієвого колеса як об'єкта досліджень

Для досліджень литого алюмінієвого колеса обрано 10-ти спицеве колесо (рис 1.10, а), марка виробника «Crista Gefest», розмірність 7Jx16', яке є типовою сучасною конструкцією, характерною складним дизайном і у

зв'язку з цим, що вимагає тривимірного моделювання. Це колесо призначене для різних сучасних автомобілів середнього класу, має 5 отворів кріплення, передбачає різні варіанти значень діаметра центрів отворів кріплення $P_{CD}=100,0...139,7$ мм і вильоту $ET=5...45$ мм. Для розрахунково-

експериментального аналізу використано модифікацію колеса з вильотом $P_{CD} = 114,5$ мм та $ET = 35$ мм. Максимально допустиме статичне навантаження не повинно перевищувати 700 кг. Виріб виготовлений методом лиття з газовим протитиском. Як матеріал вилитки використаний спеціальний високоміцний

алюмінієво-кремнієвий сплав АК9 «Криста», склад якого наведено в таблиці

1.1. Після вилитки передбачена термообробка Т4. Маса готового колеса становить 10,0...10,4 кг залежно від виконання.

Таблиця – 1.1. Хімічний склад алюмінієвого сплаву АК9-Криста (%)

Алюміній	Кремній	Магній	Титан	Стронцій	Задізо	Мідь	Марганець	Кальцій	Цинк	Нагрій	Нікель
Основа	8,6 - 10,4	0,10 - 0,25	0,08 - 0,20	0,14 - 0,03	0,2	0,1	0,2	-	0,2	-	0,1

Таблиця – 1.2. Фізичні та механічні властивості сплаву АК9 – Криста

Марка сплаву	Фізичні та Механічні властивості				
	σ_b МПа	$\sigma_{0,2}$ МПа	δ %	E МПа	G МПа
АК9 «Криста»					
Після термообробки Т4	221	125	15,8	71 000	27 000

Дослідження фізико-механічних властивостей матеріалу литого колеса було вирізано по 3 зразки з кожної зони колеса згідно з ГОСТ 505П1-93 [4]:

зовнішня та внутрішня закраїни, обід, спиці та маточина. Результати досліджень матеріалу щодо характеристик, встановлюваних вимогами ГОСТ, наведено у таблиці 1.3.

Зі зразків, вирізаних з кожної зони, виготовлялися мікрошліфи для дослідження мікроструктури сплаву. За результатами дослідження

відзначається різниця між кристалічною структурою ступичної частини та зонами спиці та елементів обода. Властивості матеріалу в маточині тріски нижче, ніж в обід колеса. При цьому варто відзначити, що механічні властивості зразків, вирізаних із колеса, виготовленого зі сплаву АК-9 «Криста» із застосуванням технології лиття з газовим протитиском забезпечують більший запас міцності виробів.

Таблиця – 1.3. Фізико-механічні властивості матеріалу АК9 «Криста» у

різних зонах колеса

Зона вирізки зразків	σ_e МПа	$\sigma_{0,2}$ МПа	δ %	НВ МПа
Центральна частина (ступиця)	184	132	14,3	520
Спиця	187	135	17,3	520
Обід	223	149	16,6	550
Зовнішня країна	209	145	16,1	560
Внутрішня країна	219	145	16,5	550

1.2.2 Опис типового сталевого штампованого колеса як об'єкта досліджень

Для досліджень сталевих коліс обрано тракторне колесо великої розмірності типу DW20-26 (рис 1.10 б), виготовлення Кременчуцького колісного заводу. Зазначимо, що аналогічна конфігурація та конструкція колеса в інших розмірностях застосовується і для легкових автомобілів. Характерною особливістю колеса є тонкостінність конструкції. Розглянуте колесо отримано шляхом складання обода та штампованого диска, які з'єднуються між собою точковим зварюванням. Складання диска з ободом проводиться шляхом вставки під тиском зі створенням натягу в районі колодязя обода між ободом і диском. Фіксація положення диска щодо обода виконана за допомогою напівавтоматичного зварювання. Обід виготовлений шляхом

розкочування зі сталевго листа (матеріал - вуглецева сталь 08ЮА) товщиною 5,7 мм з межею плинності $\sigma_T = 255$ МПа. Диск виготовлений шляхом штампування зі сталевго листа завтовшки 13,0 мм. Як марка сталі для диска згідно з конструкторською документацією допускається кілька варіантів, але для

цілей цього дослідження розрахунково-експериментальний аналіз проводився тільки для коліс із застосуванням одного типу матеріалу диска.

Максимально допустиме вертикальне статичне навантаження на колесо за максимальної швидкості АТЗ 25 км/год становить 39,2 кН. У конструкції колеса передбачено вісім циліндричних кріпильних отворів з діаметром центрів кріпильних отворів (РСД) 275 мм і вильотом обода (ЕТ) 61 мм. Маса виробу складає 95 кг. На колесо встановлюється шина розміром 620/75R26

1.3 Аналіз необхідних видів розрахунку коліс та принципи побудови розрахункових схем

Розробка розрахункової моделі колеса МКБ істотно залежить від конфігурації колеса та від виду розрахунку. Необхідним етапом є також формування граничних умов, які залежать від виду розрахунку. У цьому роботі вперше показано, що з отримання адекватної розрахункової схеми необхідно враховувати елементи станда, кріплення колеса до станда при випробуваннях. Дослідження показали також, що важливим моментом розрахункового аналізу є правильна генерація сітки МКБ при описі моделі колеса, від якої залежить як точність аналізу, так і час та обсяги розрахунків.

2. МЕТОДИКА СТВОРЕННЯ ТИПОВИХ КІНЦЕВО-ЕЛЕМЕНТНИХ МОДЕЛЕЙ АВТОМОБІЛЬНИХ КОЛІС

2.1. Загальні уявлення

Розробка адекватної KE-розрахункової схеми (моделі) є одним з найважливіших розділів методики розрахунку, застосування MKE для опису геометрії та розрахункового аналізу стану складних просторових конструкцій у різних умовах навантаження сьогодні вже не потребує обґрунтування. Від якості

KE-моделі значною мірою залежить результат аналізу. У цьому необхідно як забезпечити якість розрахункової схеми, а й мінімальний час її розробки.

Актуальність проблеми підтверджується також прагненням розробників обчислювальних комплексів MKE спростити та автоматизувати процес створення

розрахункових схем, про що свідчить вихід нового комплексу MSC.Apx у 2015

році та постійне вдосконалення комплексу Altair Hypermesh. Тим не менш, з

появою нових інструментів проблема створення адекватних розрахункових схем зберігається, у тому числі за рахунок того, що опис чіткого алгоритму дій з

отримання твердотільної геометрії до остаточного збереження готової розрахункової схеми в даний момент відсутня.

При створенні KE-моделей та подальшому розрахунку користувачі можуть застосовувати різні програмні KE-комплекси. Створена в рамках даного дослідження методика виконана із застосуванням ліцензійних

комплексу програм MSC.Software [17] та вирішувача Ls Dyna [18],

встановлених, проте, як показує наш досвід, ці розробки з успіхом можуть

бути використані і в інших відомих універсальних програмних комплексах (ANSYS, ABAQUS, FEMAP та ін.)

У розробці KE-моделі необхідно також враховувати, для якого виду розрахунку вона створюється: вимоги до KE-моделі для розрахунку на

статичну міцність, міцність втоми і на удар відрізняються. Для всіх типів

конструкцій та розрахунків необхідно забезпечити оптимальну достовірність результатів за мінімальних трудовитрат на створення самої моделі. У

розрахунках на статичну міцність, втомну міцність і на удар досить істотна різниця в кількості ітерацій розрахунку, що в свою чергу веде до значної зміни часу вирішення задачі. Аналіз статичної міцності колеса в пружнопластичній постановці можна здійснити після 10 ... 20 ітерацій. Аналіз його втомної

міцності має на увазі наявність даних з НДС колеса при статичному навантаженні в 10...40 різних варіантах кута застосування навантаження щодо осі при обертанні колеса в залежності від особливостей конструкції, що дозволяє отримати цикл зміни НДС у точках за його повний оборот. У

розрахунках на удар кількість кроків, кожному з яких визначається швидкість деформацій, деформації, напруги у кожному з вузлів моделі, може досягати 2...3

тисяч. Таким чином, розрахункові схеми, призначені для визначення НДС колеса при ударі, особливо чутливі до кількості вузлів і елементів моделі, що тягне за собою використання елементів більшого розміру та іншого типу, що дозволяє виконати подібну оптимізацію. Змінюються також і критерії, що визначають у розрахункових схемах розмір елемента.

Крім цього, вимоги до якості кінцево-елементної сітки зростають при розрахунку колеса на удар набувають особливого значення порівняно з розрахунками, що виконуються на статичну та втомну міцність, у зв'язку з тим, що

в процесі застосування ударного навантаження збільшується ймовірність зменшення об'єму деяких елементів до 0, що згодом призведе до помилки та припинення розрахунку. У посібниках користувача універсальних розрахункових комплексів [19], як правило, описуються рекомендації до якості KE-сіток лише для

статичних видів розрахунку, а питання критеріїв перевірки моделей перед проведенням розрахунку на удар залишається відкритим.

Безумовно, на достовірність результатів впливає і тип обраних елементів. Наприклад, у роботі [20] викладено загальні рекомендації щодо використання 8-ми та 20-ти вузлових гексагональних елементів за рахунок їх

більш оптимальної жорсткості по відношенню до 4-х або 10-ти вузлових тетраедральних елементів аналогічного розміру. При цьому використання гексагональних елементів у моделях для виконання розрахунку статичної та

втомної міцності не завжди виправдане в силу значного збільшення часу їх створення для коліс складної геометричної форми.

2.2 Типи кінцевих елементів, що використовуються у розрахункових схемах

У практиці створення досліджуваних розрахункових схем використовуються кінцеві елементи одновимірного, оболонкового та об'ємного типу. Характеристики та топологія елементів досить докладно описані у роботах [19]. В рамках даного розділу приділяється увага

можливості застосування елементів того чи іншого типу до вирішення задач міцності коліс ТЗ.

Як правило, елементи одновимірного (балочного) типу використовуються для моделювання приєднаних елементів випробувального

стенду, болтових та інших з'єднань деталей. Залежно від призначення можуть

бути використані як прості балкові елементи, які характеризуються довжиною,

формою поперечного перерізу, моментом інерції та властивостями матеріалу.

Так і жорсткі конструкції, що не деформуються, завдання яких полягає виключно у передачі зусилля від одного вузла до іншого та збереження єдиної

відстані між вузлами, що з'єднуються, протягом усього розрахунку. Жорсткі

одновимірні елементи передають зусилля від об'ємних або оболонкових елементів до одновимірних.

Оболонкові моделі використовуються для конструкцій деталей

випробувального стенду, що дозволяє оптимізувати як розмір елемента, так і

їх кількість, необхідне для обліку цих деталей. Наприклад, для швелерних

опор стенду товщина швелера значно менша за його довжину і висоту.

Використання оболонкових елементів моделі швелера дозволяє в 5 разів

збільшити розмір елемента без втрати якості результатів. Найбільш поширені

три та чотири-вузлові елементи.

Оболонкові елементи використовуються для створення розрахункових

схем сталевих коліс штампованої тонкостінної конструкції. Оболонкові схеми,

як було описано вище, застосовувалися для розрахунку коліс у вітчизняній та

зарубіжній практиці з 80-х років XX століття і використовуються у роботах [21]. Врахування параметрів товщини колеса забезпечується за рахунок уточнення параметрів товщини кінцевого елемента. Створення самих елементів виконується на серединних поверхнях диска та обода.

Оболонкові масиви також створюються як проміжні елементи, коли кінцевою метою є KE-масив з об'ємних елементів, які виходять шляхом перетворення оболонкових елементів.

Об'ємні елементи становлять основну частку KE-моделі. З масиву об'ємних елементів створюється модель самих коліс, а також деяких деталей випробувального стенду, таких як маточина та ударні елементи. Найчастіше в практиці використовуються 4-вузлові тетраедральні, 6-вузлові призматичні та 8-вузлові гексагональні елементи. Вказана кількість вузлів відповідає так званим елементам першого порядку, ребра яких не містять проміжних вузлів.

Точність розрахунок може бути підвищена за рахунок використання елементів 2-го порядку аналогічної форми та відповідного збільшення часу розрахунку.

У цьому випадку кількість вузлів збільшується до 10 для тетраедральних, 15 для призматичних та 20 для гексагональних елементів відповідно. Найбільшу

точність результату за інших рівних умов, безумовно, дає використання

гексагональних елементів. Але відсутність автоматизованого алгоритму дискретизації моделі робить їх використання скрутним. Якщо конструкція має відносно просту геометричну форму, і результуючий KE-масив із

застосуванням гексагональних елементів може бути отриманий оперативно, то

гексагональні елементи можуть розглядатися як основні складові для статичного та втомного видів розрахунку, що успішно реалізовано для

моделей сталевих штампованих коліс. Для коліс складної геометричної форми, наприклад, литих алюмінієвих коліс процес створення KE-сітки із

застосуванням переважно гексагональних елементів значно більш

трудомісткий, порівняно з тим же при використанні тетраедральних елементів меншого розміру. Тому для забезпечення надійної достовірності результатів

при оптимальних трудовитратах на створення моделі в розрахункових ехемах

литих алюмінієвих коліс рекомендується використовувати тетрадральні елементи, при необхідності 2-го порядку, меншого розміру. Такий підхід до побудови сітки МКЕ рекомендується і для попереднього квазістатичного аналізу НДС колеса під дією ударних навантажень, коли проводиться розрахунок у статичній постановці з подальшою оцінкою поведінки конструкції із застосуванням середнього значення коефіцієнта динамічності, як запропоновано [9].

Для КЕ-масиву литих алюмінієвих коліс, призначеного для визначення НДС колеса у розрахунках на власне ударне навантаження, як основний елемент моделі обов'язково використання 8-ми вузлового гексагонального елемента, що було реалізовано при розрахунку литого алюмінієвого колеса. Рекомендація в даному випадку заснована на виявленому при роботі суттєво більшим часом вирішення задачі та великим ризиком надмірної деформації тетрадральних елементів при розрахунку, що може призвести до його зупинки.

У деяких випадках використовувати тетрадральні елементи необхідно, але ще області моделі, як правило, зводяться до мінімуму (як у кількісних частках, так і в частках обсягу). Також активно використовуються при побудові моделей 6-ти вузлові призматичні елементи. Але частка призматичних елементів у загальній кількості елементів моделі має перевищувати 15%. Ряд розрахункових комплексів, таких як Altair Hypermesh, підтримують створення пірамідальних 5-ти вузлових елементів (PYRA), в основі яких лежить чотирикутник. Оскільки значна кількість обчислювальних комплексів, у тому числі вирішувачем Ls-Dyna, такий елемент не підтримують їх бажано виключати з використання.

2.3. Обґрунтування вибору розміру елемента

2.3. Обґрунтування вибору розміру елемента

Залежно від мети та типу розрахунку вибирається і розмір кінцевого елемента. Проблем вибору розміру кінцевого елемента було присвячено достатню кількість досліджень і робіт вітчизняних і зарубіжних учених [22] для різних видів навантаження. Зокрема, питання розміру та типу елементів

для завдань із ударною взаємодією тіл розглядалися в George Washington University NCAC у роботах зі створення розрахункових моделей для аналізу НДС при краш-тестах автомобілів [22]. При естатичному розрахунку і

розрахунках на втому задля забезпечення точності результатів слід використовувати елементи малого розміру. Характерний розмір елементів для опису геометрії коїс конструкцій, що розглядаються, становив 3 мм і менше.

Визначальними факторами в даних схемах є наявність або відсутність концентратора напруги, поблизу яких розмір KE-сітки, як правило, зменшується,

і особливості форми та профілю колеса. Важливо максимально точно повторити

контури деталі для належної оцінки її міцності. У разі використання тетрадральних елементів, бажано забезпечити хоча б 2 елемента вздовж розміру фасок і округлень, які залишилися після спрощення геометрії.

У розрахунках на удар розмір кінцевого елемента визначається на

підставі критерію Куранта частотою коливань, що виникають конструкції під

час удару та швидкістю поширення звуку в матеріалі (алюмінієвий сплав у разі об'єкта, що розглядається). Розмір вибирається, виходячи з того, що крізь

елемент має пройти не менше 10 звукових хвиль в секунду. Таким чином,

забезпечується проходження звукової хвилі крізь елемент обраного часу

дискретизації даних. Інші вимоги можуть диктуватися особливостями

конструкції та ступенем спрощення її геометричної форми. Для KE-моделі литого колеса, що розглядається, середній розмір елемента склав 5 мм. У зоні

маточини розмір варіювався від 5 до 3 мм, що пов'язано з особливістю форми

і перетину поверхонь, що утворюють її.

2.4. Критерії якості кінцево-елементного масиву для розрахунку конструкцій на ударні навантаження

Питання якості KE-масиву як обов'язкової умови отримання достовірних

результатів KE-розрахунків НДС колеса на удар досліджувалося під час підготовки розрахункової схеми литого алюмінієвого колеса типу 7Jx16. Самі

критерії перевірки багато в чому збігаються з тими, що використовуються у

розрахунках на статичне та циклічне навантаження [19]. Відмінністю є допустимі значення цих критеріїв. Необхідність і достатність як самих критеріїв, так і їх граничних значень перевірені емпіричним шляхом на прикладі виконання розрахунку на удар литого алюмінієвого колеса.

Першим критерієм перевірки є кривизна елемента (warpage angle).

Спотворення форми елемента характеризується тим, що одна або більше граней елемента відхиляються від площини. Приклад спотворення показаний рис 2.1, а. Оцінка величини кривизни виконується шляхом обчислення кута між нормаллями до трикутних поверхонь, які утворюються шляхом поділу грані елемента на 2 частини (рисунок 2.1 б). Для розрахункових схем на удар кут кривизни граней кожного елемента повинен перевищувати 15° . Критерій актуальний для всіх елементів, що містять 4-вугільні грані: гексагональних, призматичних та чотирикутних оболонкових.

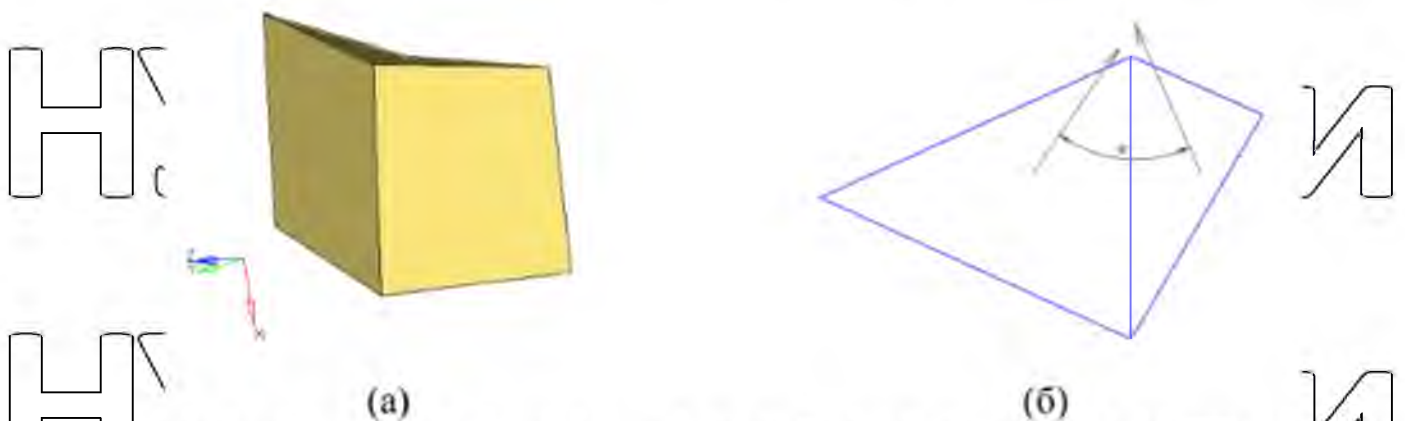


Рисунок 2.1 – Приклад спотворення за критерієм «Кривизна» (а) та кут, що його характеризує (б)

Критерій «співвідношення довжин ребер» (aspect ratio) характеризує витягнутість елемента напрямку найдовшого ребра та ілюстровано рис 2.2.

Оцінка величини величини виконується за формулою 2.1:

$$AR = \frac{l}{h} \quad (2.1)$$

де l – лінійний розмір найбільшого ребра,
 h – лінійний розмір найменшого ребра



Рисунок 2.2 – Приклад створення за критерієм «співвідношення довжин ребер» (а) та кут, що його характеризує (б)

Оптимальне співвідношення довжин ребер не перевищує, як правило, 2:1. При цьому вважається, що гранично допустимим співвідношенням є 5:1. Рекомендований на основі нашого аналізу наступний розподіл таких елементів по всій KE-моделі:

- ◀ 2:1 для 80% елементів;
- ◀ 3:1 для 95% елементів;
- ◀ 5:1 для всієї моделі

З погляду контролю ризику появи елемента нульового обсягу істотний критерій «нахил елемента» (skew angle). Цей критерій характеризує, наскільки суміжні грані нахилені один до одного (рис 2.3, а). Для визначення кута, що підлягає виміру, розглянемо поперечний переріз елемента, обмежений гранями, щодо яких вимірюється (рис 2.3, б). Для елементів із чотирикутником у підставі або в перерізі (чотирикутний оболонковий, об'ємний гексагональний, деякі перерізи об'ємного призматичного елемента) вимірюється кут між серединними лініями, що з'єднують грані. В елементах із трикутним перерізом (трикутний оболонковий, об'ємний тетраедральний, деякі перерізи об'ємного призматичного елемента) вимірюється кут між медіаною та серединною лінією, що з'єднує інші дві сторони перерізу.



Рисунок 2.3 - Приклад спотворення за критерієм «нахил елемента» (а) та кут, що його характеризує (б)

Як критерій якості використовується кут, що визначається за формулою

2.2. Гранично допустиме значення для елементів у складі моделі $\gamma < 60^\circ$

$$\gamma = 90^\circ - \alpha \quad (2.2)$$

де γ - критерій якості «нахил елемента»;

α - кут, що вимірюється

Мірою відхилення створеного елемента (рисунок 2.4) в локальних координатах (x, y, z) від елемента ідеальної форми в ізопараметричній глобальній системі координат (ξ, η, ζ) є якобіан. Матриця обчислення якобіана може змінюватись в залежності від типу елемента, його формулювання [81, 99, 100, 103, 106]. Значення якобіана для будь-якого оболонкового та об'ємного елемента в моделі має перевищувати 0,5.



Рисунок 2.4 - Зовнішній вигляд елемента зі значенням якобіана $< 0,5$

До перевірки якості тетрадральних елементів також застосовні окремі

2 критерії: коефіцієнт сплющування та коефіцієнт спотворення обсягу.

Коефіцієнт сплющування (Tet collapse) характеризує ступінь наближення вершини тетраедра до його основи. Коефіцієнт спотворення обсягу (Volume

skew) показує міру відхилення фактичного обсягу елемента від ідеального.

Деформований тетраедральний елемент зображено на рисунку 2.5 (а).

Коефіцієнт сплющування дорівнює найменшому із співвідношень, обчислених для всіх чотирьох граней тетраедра за формулою 2.3. Мінімально допустиме значення становить 0,5.

Коефіцієнт сплющування $= \frac{1,24h}{S}$
де h - висота тетраедра,

S - площа його основи.

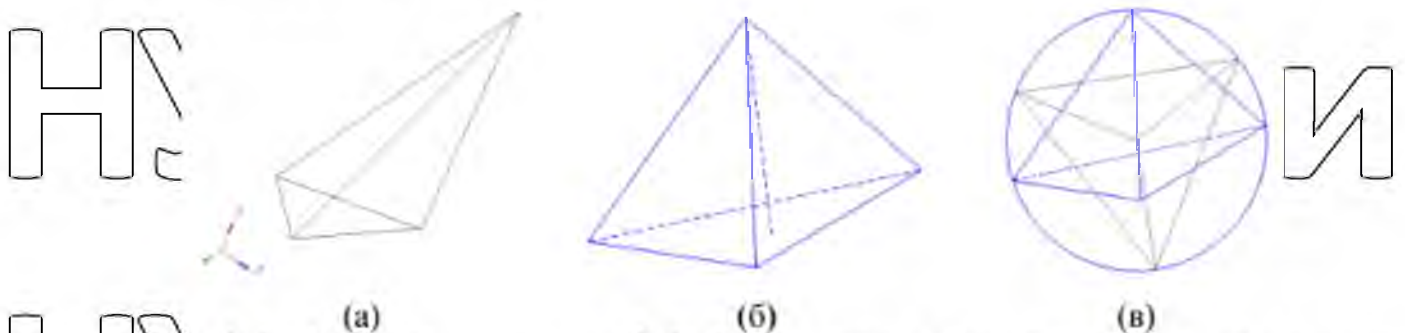


Рисунок 2.5 - Зовнішній вигляд створеного тетраедра (а) конструктивні елементи тетраедра для розрахунку коефіцієнта сплющування (б) та коефіцієнта спотворення (в)

Для визначення коефіцієнта спотворення обсягу навколо елемента описується сфера. В отриману сферу вписується тетраедр ідеальної форми, обсяг якого дорівнює ідеальному. Значення коефіцієнта визначається за формулою 2.4 та має бути менше 0,6.

Коефіцієнт перекручування $= \frac{V_{\text{ідеал}} - V_{\text{об'єкт}}}{V_{\text{об'єкт}}}$ (2.4)
де $V_{\text{ідеал}}$ - ідеальний об'єм, $V_{\text{действ}}$ - обсяг аналізованого елемента

Показано, що підсумкову оцінку якості сітки доцільно проводити у тому числі за графіками густини розподілу значень критеріїв якості елементів (для KE-моделі литого колеса 7Jx16 наведено рис 2.6). З наведеного прикладу видно, що створена за розробленою методикою розрахункова конструкція колеса типу 7Jx16 повністю задовольняє основним критеріям для гексагональних і

призматичних елементів, 21% тетрадральних елементів не відповідає критеріям «Коефіцієнт сплюснення» та «Коефіцієнт створення обсягу». Тим не менш, у зв'язку з тим, що кількість тетрадральних елементів у розрахунковій конструкції зневажливо мала, і вони розташовані в зонах, що не впливають на результат в цілому, прийнято рішення даної похибкою знехтувати.

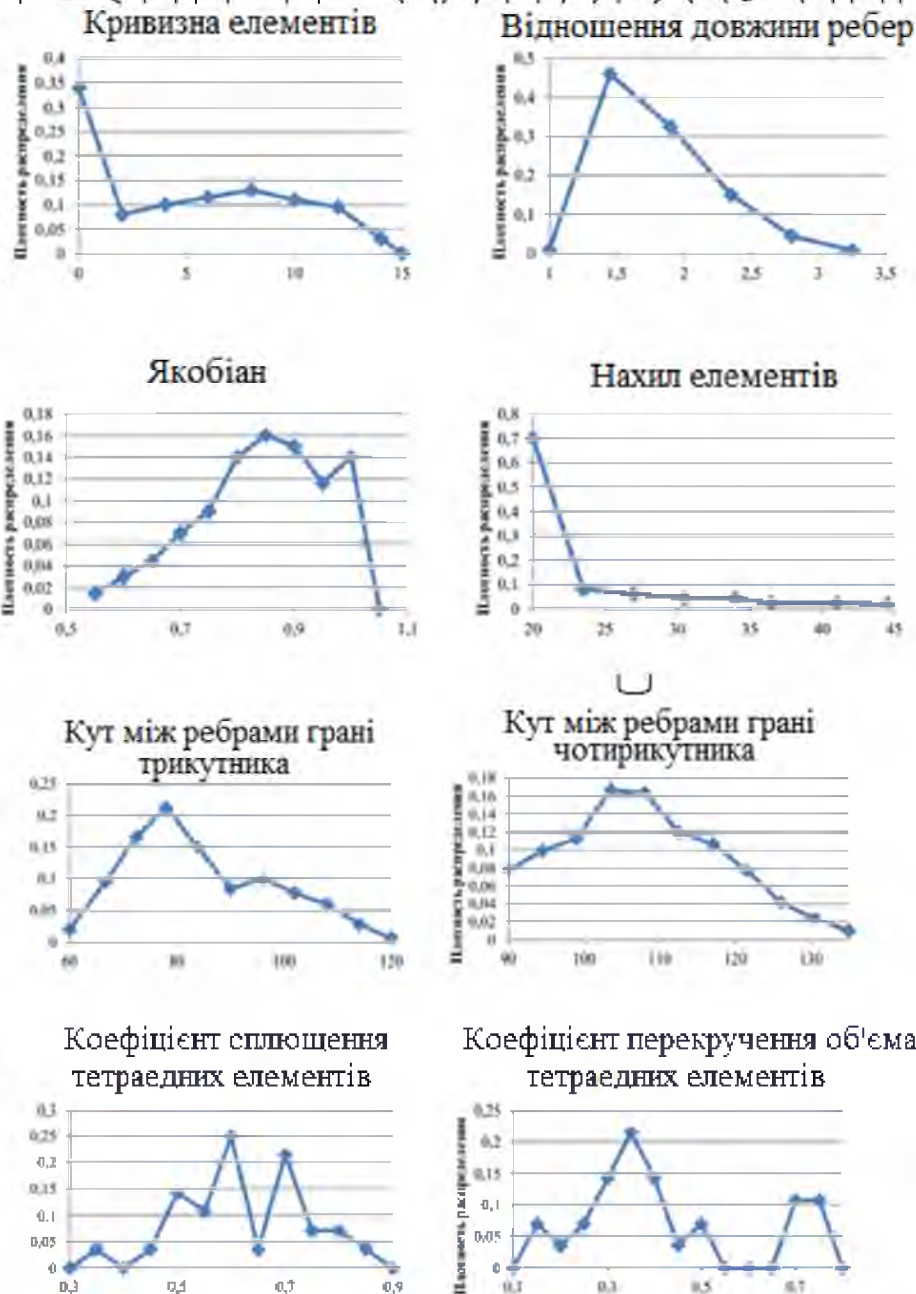


Рисунок 2.6. Розподіл кінцевих елементів моделі колеса 7Jx16 для розрахунку на удар за значеннями критеріїв якості

На закінчення слід зазначити, що перевірку якості елементів доцільно виконувати щоразу після створення КЕ-сітки на будь-якій ділянці створюваної моделі. У процесі створення значної кількості розрахункових КЕ-моделей емпіричним шляхом встановлено, що порівняно невеликі трудовитрати на виконання контрольно-вимірювальних операцій дозволяють суттєво знизити ризик та потенційну трудомісткість на виправлення помилок КЕ-сітки на завершальних стадіях створення моделі.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

3. РОЗРАХУНОВО-ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ВСТАЛИВОЇ МІЦНОСТІ КОЛІС ТЗ

3.1 Умови та навантаження при експериментальній оцінці втомної міцності коліс ТЗ

Втомна міцність коліс ТЗ оцінюється при стендових випробуваннях за схемою «вигин з обертанням», які дозволяють відтворювати вплив суми моментів, що виникають від впливу вертикальної та бічної сил під час повороту або під час руху колеса по похилій поверхні. Ці випробування є основним видом перевірки визначення довговічності колеса при циклічному навантаженні [23]. Ще існує перевірка шляхом випробувань в умовах руху автомобіля по прямій на біговому барабані з шиною. Однак для більшості коліс ці випробування менш інформативними.

Для легкових коліс вимоги до випробувань регламентуються ГОСТ Р 52390-2005 [5]. Вимоги до втомних випробувань тракторних коліс (транспортні засоби категорії Т) не містяться в даному стандарті або інших паралельно діючих регламентах, таких як Технічний регламент безпеки колісних транспортних засобів [24] і ГОСТ Р 50511-93 [4]. Тому досвід цього дослідження ґрунтується на положеннях міжнародного стандарту EUWA ES 3.12 [25]. При випробуваннях визначається здатність колеса витримувати задані навантаження за період (кількість циклів) випробувань без утворення тріщини, наявність якої після закінчення випробувань є негативним результатом їх виконання.

На рис 3.1 (а) показана тріщина, виявлена при втомних випробуваннях сталевого тракторного колеса великої розмірності типу DW20-26 (випробування проводились у ПАТ «Кременчуцький колісний завод»). Поява тріщин втоми в зоні зварного шва в з'єднанні диска з ободом на обід колеса були відзначені при випробуваннях на вигин з обертанням практично у всіх колесах аналогічної збірної конструкції, у тому числі, та колесах для легкових автомобілів. На рис 3.1 (б) показана тріщина втоми, виявлена при довідкових

втомних випробуваннях у внутрішній жолобника при довідкових випробуваннях також досліджуваного в цій роботі литого алюмінієвого колеса 71x16.



(а)

(б)

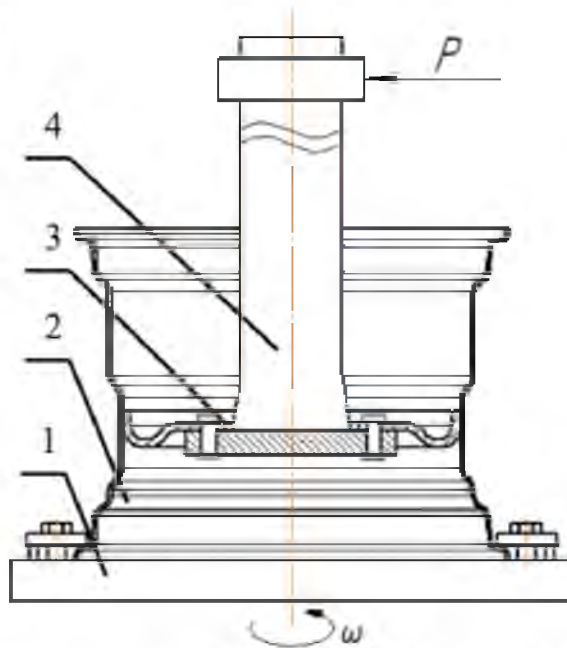
Рисунок 3.1 - Вгомні тріщини в конструкціях коліс, виявлені при втомних випробуваннях

Принципова схема стенда для випробування коліс за схемою «згинання з обертанням» наведена на рис 3.2 на прикладі стенда з вертикальним компонуванням колеса. При проведенні випробувань колесо жорстко закріплюється по обідю 2 на столі, що обертається стенда 1. Через отвори 3 під кріпильні болти до колеса жорстко кріпиться консольний важіль (штанга) 4, імітуючи кріплення колеса до маточниці. Навантаження (зусилля F) прикладається до протилежного кінця важеля. У процесі випробувань колесо разом із важелем обертається навколо осі, за рахунок чого забезпечується циклічність дії згинального моменту. Таким чином, імітується циклічне навантаження колеса при його кочуванні дорогою. Положення та довжина важеля забезпечують необхідні умови навантаження колеса щодо відповідних осей. Компонування та конструкції стендів можуть відрізнятися, однак умови навантаження при випробуваннях на вигин із обертанням залишаються відповідними вимогам стандартів.

НУБІ

НУБІ

НУБІ



ЇНИ

ЇНИ

ЇНИ

1 – стіл, що обертається, 2 – Обід колеса, 3 – Кріпильні отвори колеса, 4 – Консольний важіль (штанга)

Рисунок 3.2 - Схема та зовнішній вигляд стенда вертикального

компонування для проведення випробувань за схемою «вигин із обертанням»

НУБІП УКРАЇНИ

Так, у конструкції стенда з горизонтальною компоновкою (рис 3.3)

можуть відрізнитися системи установки колеса, джерела докладання

навантаження (пружина, додаток вантажу), але сам принцип проведення

НУБІП УКРАЇНИ

випробувань і установки величини навантаження, що прикладається до штанги випробувального стенда, однаковий.

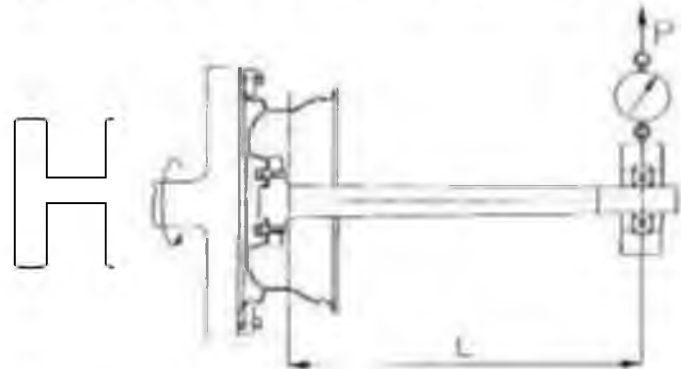


Рисунок 3.3 - Схема та зовнішній вигляд стенду горизонтального компонування для проведення випробувань за схемою «вигин із обертанням»

НУБІП УКРАЇНИ

Навантаження, що діє на колеса в процесі випробувань, визначається відповідно до методик, викладених у відповідних стандартах

При випробуваннях литого алюмінієвого колеса типу 7Jx16 використано методику Додатку Д ГОСТ Р 52390-2005 [5]. Навантаження, визначені за цією методикою, використовуються в розрахунках МКЕ.

Сила, що додається до вільного кінця штанги випробувального стенду, визначається за формулою 3.1

$$M_{b\max} = sF_v(\mu r_{cm} + d), \text{ де} \quad (3.1)$$

s - коефіцієнт перевантаження, що приймається $s=2,0$; F_v - максимальне вертикальне статичне навантаження на колесо; $F_v=700 \text{ кг} \ominus 6867 \text{ Н}$; r_{cm} - статичний радіус шини найбільшого розміру, що рекомендується до встановлення на дане колесо, мм (приймалася шина для позашляховика розмірністю 235/85 R16); d - виліт, мм ($d=35$ мм для об'єкта дослідження, що розглядається); μ - коефіцієнт зчеплення між шиною та дорогою, що приймається $\mu=0,9$.

$$M_{b\max} = 2 \cdot 6867(0,9 \cdot 258,79 + 35) = 3679 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Статичний радіус визначений за співвідношенням 3.2:

$$r_{cm} = 0,5d + \Delta\lambda_{cm} B, \text{ де} \quad (3.2)$$

d=178 мм – посадковий діаметр обода; $\Delta = H/B$ – відношення висоти профілю шини до його ширини; λ_{cm} - коефіцієнт зминая шини під навантаженням, що дорівнює 0,8...0,85 для радіальних шин легкових автомобілів; B – ширина профілю шини

$$r_{cm} = 0,5 \cdot 178 + 0,85 \cdot 0,85 \cdot 235 = 258,79 \text{ мм}$$

Випробування проводяться при навантаженні, що відповідає 75% від максимального згинального моменту, на базі 2×10^5 циклів навантаження, а також при навантаженні, що дорівнює 50% від максимального, на базі $1,8 \times 10^6$ циклів.

Відповідно до вимог ГОСТ [5] обов'язковими є обидва види випробувань.

При випробуваннях колеса транспортного засобу сільськогосподарського призначення, які проводяться за стандартом ECUA

3.12 [25], зусилля, що прикладається до важеля випробувального стенда, відповідає руху колеса по похилому ґрунті:

$$M = (R \cdot \mu + d) \cdot F_v \cdot S, \quad (3.3)$$

де R [м] – статичний радіус шини найбільшого діаметра, дозволеної для встановлення на колесо даного типу (визначається виробником сільськогосподарської машини); μ – коефіцієнтом тертя між шиною та ґрунтом; d [м] – виліт обода; F_v [Н] – номінальна величина статичного навантаження на колесо, що зазвичай не перевищує половини максимального вертикального статичного навантаження на відповідну вісь сільськогосподарського транспортного засобу (задається виробником транспортного засобу або колеса); $S=1,43$ – поправочний коефіцієнт прискорення випробувань;

Плецо важеля для створення моменту є відстань, виміряна паралельно осі колеса [26] і, відповідно, консольного важеля, від поверхні маточини колеса до точки навантаження. Для реалізації моментів M_1 та M_2 в основному використовується важіль з плечем в 1 м.

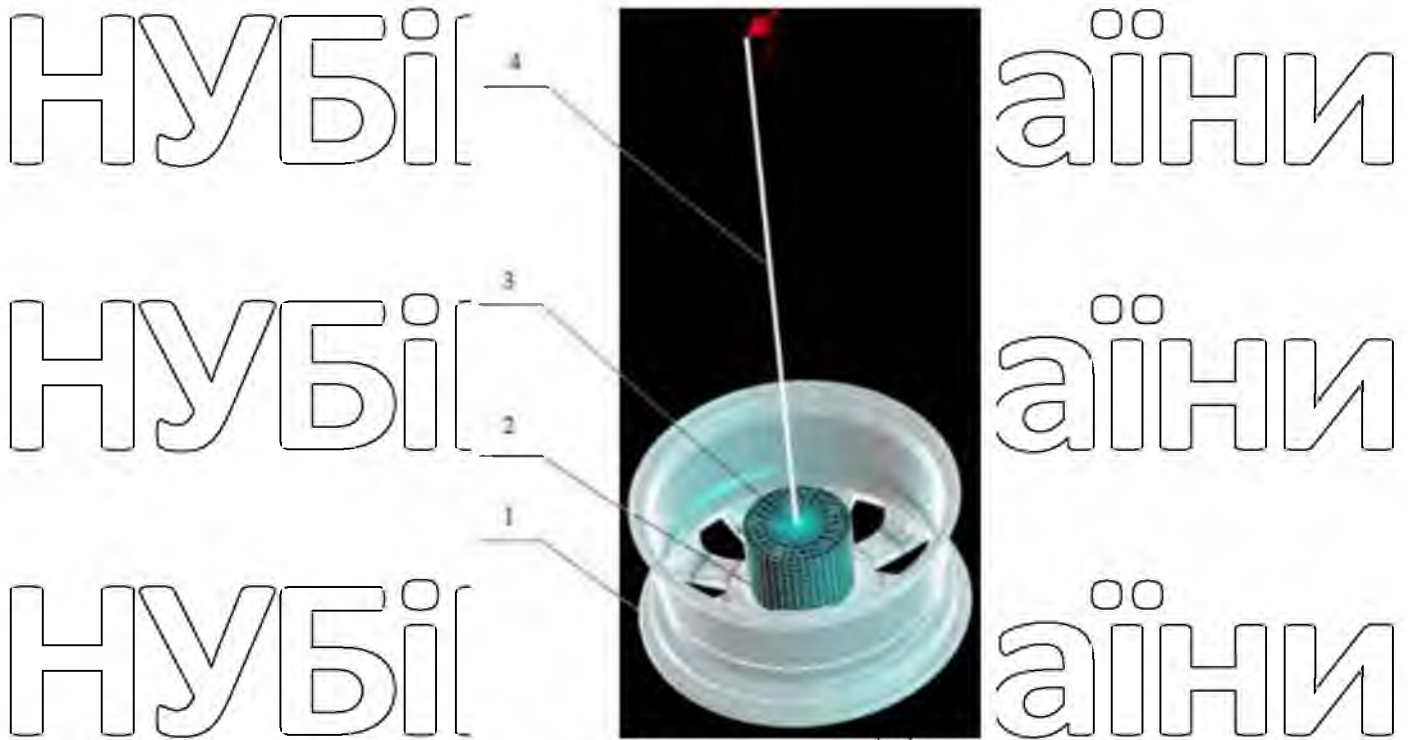
Відповідно до вимог EUWA ES 3.12 для розрахунку навантажень, що діють на об'єкт дослідження у процесі випробувань, використовувалися наступні параметри: виліт обода $d=0,061$ м; момент затягування болтів кріплення 500...600 Нм; коефіцієнтом тертя між шиною та ґрунтом $\mu=0,25$; статичний радіус $R = 0,716$ м (для шини розміру 620/75R26); статичне навантаження на колесо $F_v = 39,2$ кН (4000 кгс) для цілей дослідження було збільшено на 20% і склало $F_v' = 1,2 \cdot 39,2 = 47,04$ кН (4795,11 кгс); частота циклічного навантаження 93 об/хв.

Повний згинальний момент, що прикладається до колеса під час випробувань, становив $M = 16,144$ кН·м (1645,67 кгс·м). Випробування проводяться на базі 2×10^5 циклів.

3.2 Методика розрахункової оцінки втомної міцності литого алюмінієвого колеса при навантаженні за схемою випробувань «Вигин з обертанням»

Основною методикою розрахунку коліс на втомну міцність є визначення НДС під дією циклічного навантаження при обертанні колеса. Визначення НДС колеса виконується МКЕ у квазістатичній постановці, тобто розглядається НДС колеса при повному повороті навколо осі. У цьому становищі виробляється статичний розрахунок, і визначається цикл зміни НДС. Очевидно, що для виробів, що працюють в умовах багаточислової втоми, до яких відносяться всі види коліс, що встановлюються на транспортних засобах, що експлуатуються на дорогах різних категорій, основне НДС при квазістатичному навантаженні повинно бути в пружній області. Тим не менш, для аналізу причин виникнення тріщин втоми на вже спроектованих колесах необхідне визначення НДС з урахуванням пружнопластичного деформування. Визначення величини і характеру напруги, що виникають в області руйнування, служить додатковим джерелом інформації при доведенні конструкції. Тому, методика розрахунку, запропонована в даній роботі, включає рекомендації щодо визначення втомної міцності при можливому наявності в елементах конструкції напруг, що перевищують межу плинності матеріалу.

Розрахунки та порівняння результатів з експериментальними даними показали, що для адекватного опису НДС у колесі при його випробуваннях на стенді необхідно включати до КЕ-моделі розрахункової схеми навантаження елементи конструкції стенду (рис 3.4) (віртуальний стенд), які суттєво впливають на навантаженість колеса при стендових випробуваннях.



1 – KE-модель колеса; 2 – KE-модель маточини; 3 – KE-модель з'єднання штанги
стенда зі маточкою (типу «павук»); 4 – KE-модель штанги

Рисунок 3.4 – KE-модель литого колеса 7Jx16" у зборі з елементами
випробувального стенду при віртуальних випробуваннях литого колеса
«вигин із обертанням»

У розрахунковій схемі колесо (1) з'єднане зі маточкою (2) з штангою, що
обертається, випробувального стенда (4). З'єднання маточини зі штангою
виконано за допомогою розрахункової схеми «павук» (3): на поверхні
маточини всі вузли всередині та на колі з діаметром, рівним діаметру штанги
стенда, з'єднуються жорсткими балочними елементами з кінцем штанги.

Штанга повинна бути розміщена на відстані 2, 3 мм від маточини для
коректної роботи конструкції. Так само виконується імітація болтового
з'єднання колеса на ГЗ (рис 3.5). Для цього всі вузли, розташовані на кінчній
поверхні болтового отвору, з'єднуються жорсткими балочними елементами з
центральною вузлом, що належить спрямовує цій поверхні і рівновіддаленим
від ліній її перетину з прилеглими поверхнями. На поверхні маточини, що
прилягає до диска, вибираються всі вузли всередині та на колі з діаметром,

рівним діаметру болта, і з'єднуються з центральним вузлом, розміщеним на відстані 2...3 мм від маточки. Зв'язок між створеними центральними вузлами виконаний за допомогою балкових елементів із зазначенням еластичності матеріалу, що відповідають матеріалу болта. Зусилля прикладається до обох вузлів і стискає вплив на сполучні нежорсткі елементи.

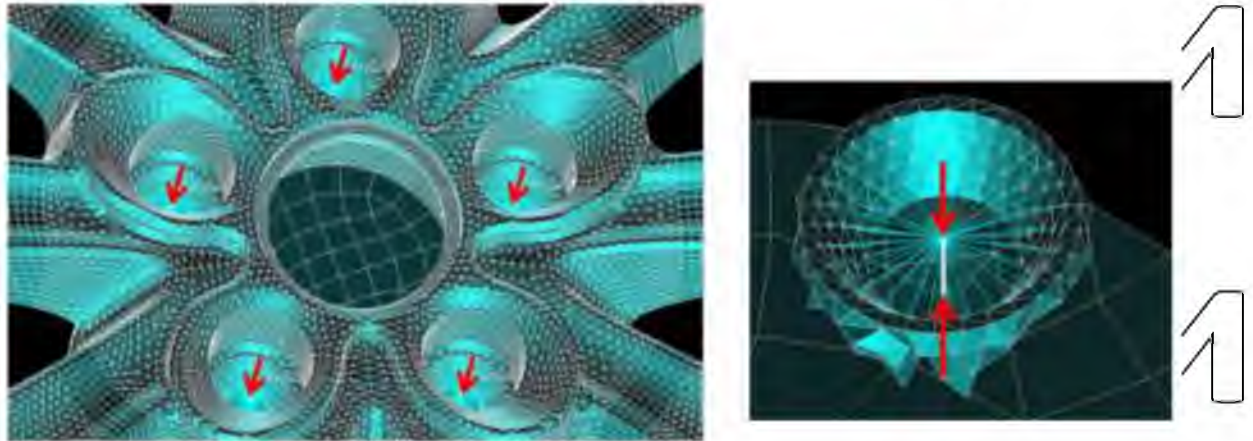


Рисунок 3.5 - Особливості розрахункової схеми обліку роботи болтового з'єднання литого колеса з маточкою

Для перевірки необхідності включення в КЕ-модель розрахункової схеми елементів конструкції станда, що контактують з колесом, розглядалося два можливі способи обліку впливу маточки випробувального станда на НДС самого колеса. На рис 3.6 (а) представлені результати розрахунку, за схемою, коли маточина випробувального станда замінюється конструкцією "павук", з'єднаної з балочними елементами штанги, а на рис 3.6 (б) за результатами розрахунку за схемою, де маточина станда виконана як циліндрична бобишка, що складається з гексагональних та призматичних елементів. В аналізі порівнювалися еквівалентні напруги – інтенсивність напруг $\sigma_{\text{екв}} = \sigma_1$ за Р. Мізесом [27], за умов навантаження і закріплення, що розглядаються.

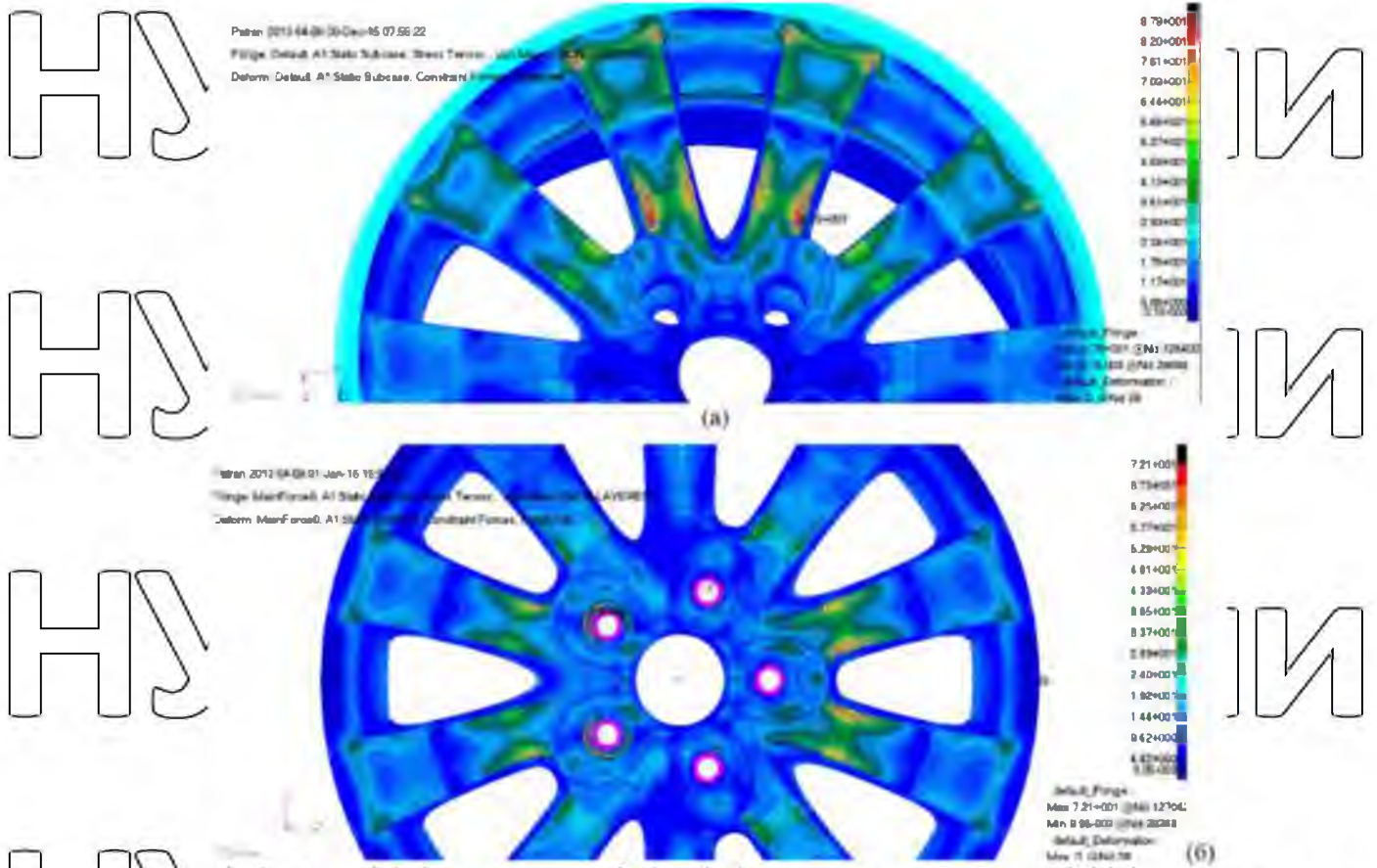


Рисунок 3.6 - Розподіл еквівалентних напруг по поверхні колеса 7Jx16 при виборі розрахункової схеми з використанням жорстких балкових елементів замість маточини (а) та моделюванні контактної системи колеса з бобишкою маточини (б)

На рис 3.6 (а) максимальна еквівалентна напруга виникає в області декоративних жолобчиків спиць, розташованих по лінії дії сили, прикладеної до вільного кінця штанги випробувального стенда. Напруги на конічних поверхнях отворів кріплення при цьому не великі. Разом з тим, за схемою на рис 3.6 (б), зона виникнення максимальної еквівалентної напруги зміщується до конічних поверхонь отворів кріплення і максимальна на поверхні отвору.

Даний результат відображає більшу достовірність при його зіставленні з випробуваннями початкового варіанту колеса з мінімальним відстанню між отворами кріплення $P_{CD}=100,0$ мм. В ході випробувань в лабораторії МА ДІ була виявлена тріщина в томи (рис 3.7. а) між кріпильним і центральним

отворами, де товщина матеріалу при $PCD=100,0$ мм мінімальна. Зовнішній вигляд тріщини наведено на рисунку 3.7 до розтину (а) та після (б).

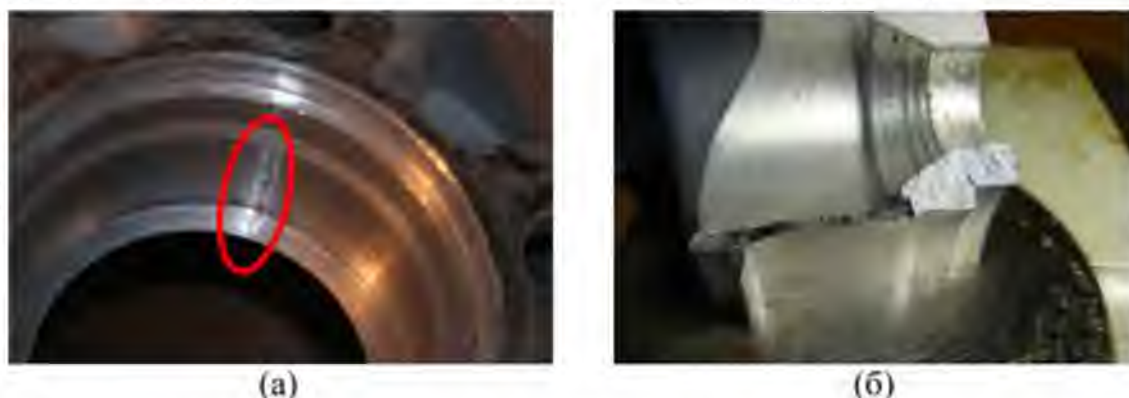


Рисунок 3.7 - Втомна тріщина на колесі з діаметром центрів кріпильних отворів $PCD=100,0$ мм до відкриття (а) та після відкриття (б).

Остаточний варіант моделі конструкції колеса було отримано в результаті доведення на підприємстві-виробнику за даними розрахунків, спочатку на комплексі BASYS+. Геометрія колеса в процесі доведення змінювалася шляхом посилення в зоні концентрації напруги, де в першому варіанті конструкції при випробуваннях були виявлені тріщини втомі (зміни показані на рис 3.8). Автор виконував перерахунок НДС і далі довговічності зміненої конструкції за запропонованою методикою.

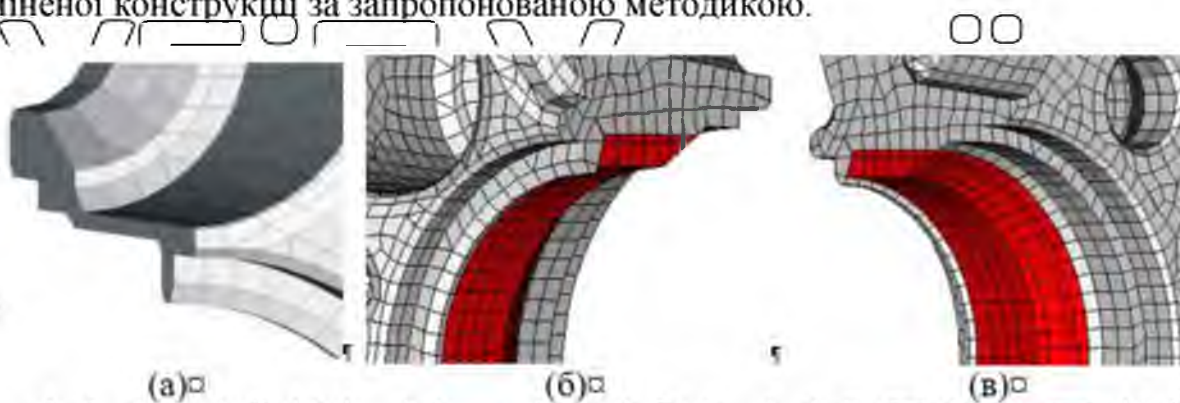


Рисунок 3.8 - Зменшення діаметра центрального отвору збільшення втомної міцності колеса. Початкова конструкція (а). Зовнішній вигляд потовщення (б, в)

Після зміни діаметра центрального отвору для колеса з $PCD=100$ мм колесо успішно пройшло сертифікаційні випробування на вигин з обертанням.

Матеріали випробувань були нами використані для верифікації KE-моделі колеса та розробки методики розрахункової оцінки втомної міцності литого колеса складної конфігурації.

При оцінці втомної міцності колеса за даними розрахунку НДС використовувалися два підходи: 1) автоматизований розрахунок з використанням МКЕ та вирішувача MSC, розрахунок на втому при циклічному навантаженні з використанням даних щодо втоми матеріалу колеса. Нижче описані результати, отримані при цих двох підходах, для випадку застосування згинального моменту, що становить 75% від максимального, з оцінкою міцності втоми на базі 2×10^5 циклів.

1) При оцінці втомної міцності та довговічності коліс за допомогою MSC.Fatigue використовуються дані щодо зміни вектора та скалярної складової навантаження за повний оборот колеса; крива втоми σ -N (SN у розрахунковому комплексі, напруги - число циклів), якщо за результатами статичного розрахунку НДС матеріал колеса працює в пружній області або крива ε -N (деформації - число циклів), якщо в колесі за результатами статичного розрахунку виникають пластичні деформації, а також імовірнісні характеристики матеріалу. Розрахунок НДС проводиться для кількох положень колеса під час обертання щодо навантаження.

При використанні програмного комплексу MSC.Fatigue для дослідження втомної міцності коліс за схемою навантаження «Вигин з обертанням» змінюється лише вектор докладання сили до штанги (що дозволяє відтворити зміну НДС колеса при його обертанні в повороті), таким чином може бути застосована спеціальна надбудова “Wheels” модуля MSC.Fatigue [29]. Зазначимо, що при використанні комплексу MSC.Fatigue, задається також параметр ймовірності неруйнування, який враховує статистичну обробку [28] результатів випробувань втоми стандартних зразків з матеріалу колеса, якщо такі є у дослідника.

Як зазначалося раніше, для імітації циклічного навантаження НДС у колесі визначається статичним розрахунком з постійним кроком повороту

навантаження. Крок повороту визначається, виходячи з розташування потенційно небезпечних зон конструкції, у тому числі будь-яких змін геометричної форми. Як правило, лінія дії навантаження проходить через осі симетрії всіх спиць, порожнин та отворів досліджуваного об'єкта. У аналізованому литом алюмінієвому колесі розрахунок був проведений у 20 положеннях з кроком зміни кута додатка навантаження 18° . Графічно кроки застосування навантаження показані рис 3.9.

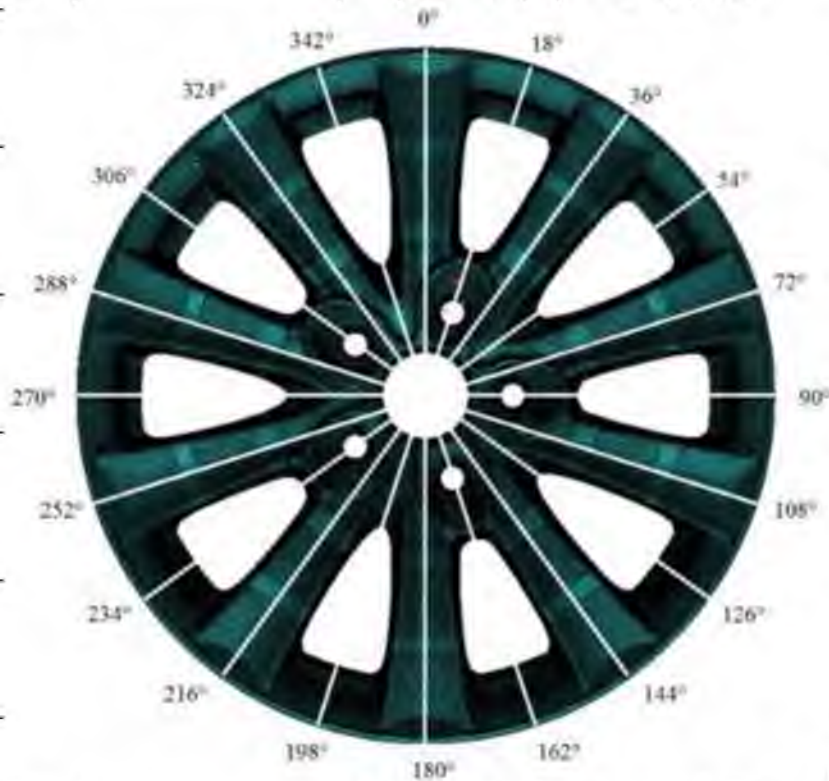


Рисунок 3.9 - Кроки застосування навантаження, шість діє від штанги випробувального стенда на колесо 7Jx16

У розрахунковому комплексі схема навантаження представлена як єдиного рішення, зі збереженням всіх 20 кроків докладання навантаження у єдиному файлі, що робить доступним для втомного розрахунку всі 20 випадків. Розрахунок виконувався із застосуванням Sol400 [17]. Після визначення НДС подальший аналіз виконується в MSC.Fatigue згідно з процесом, представленим у загальному вигляді на рис 3.10.

Розрахунок довговічності проводиться для вузлів КЕ моделі, а не елементів. Це пов'язано з тим, що розрахунок довговічності по елементах у разі застосування об'ємної тривимірної сітки заснований на результатах, отриманих в центрах тяжкості елементів. Оскільки зародження тріщини втомі відбувається, як правило, на поверхні деталі, то даний варіант для об'ємної сітки дає похибку, яка усувається зміною методики на розрахунок довговічності у вузлах.

У параметрах аналізу довговічності уточнюється згадана вище ймовірність неруйнування та критерій обліку середніх напруг циклу. У роботах, присвячених втомній міцності матеріалів та конструкцій, виділено кілька таких критеріїв: К.Р. Содерберг, Дж. Гудмана, Р. Гербер [29]. У тому числі у розрахункових методах оцінки довговічності використовуються критерії Р. Гербера і Дж. Гудмана, останній у тому числі вважається суворішим. Це з тим, що у графіку геометричне місце точок, характеризуючих всі можливі співвідношення середніх напруг циклу до амплітуди напруг, у яких матеріал не руйнується, обмежена прямою лінією. Для критерію Р. Гербера обмеження підпорядковується параболічному закону. Враховуючи те, що критерій Дж. Гудмана (формула 3.4) отримав найбільше практичне застосування в розрахунках [29], він також використовується і в рамках методу розрахункової оцінки, що створюється, втомної міцності коліс.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_v} + \frac{\sigma_m}{\sigma_s} = 1 \quad (3.4)$$

де σ_a - амплітуда напруги при обертанні колеса; σ_v - межа витривалості; σ_m - середня напруга циклу; σ_s - межа міцності матеріалу.

При розрахунку довговічності литого колеса із застосуванням вирішувача MSC.Fatigue отримано значення кількості циклів (оборотів колеса) до передбачуваного руйнування в кожному вузлі (рис. 3.11). На рис 3.11 (а) використовується масштаб від мінімальної довговічності до максимальної, що дає можливість визначити зони мінімальної довговічності, тому для детального аналізу масштаб рекомендується обмежити (рис 3.11, б). За

результатами виконаного розрахунку зона з найменшою довговічністю виразно проглядається в тонких галтелях спиць на зовнішній стороні колеса безпосередньо напроти кріпильних отворів

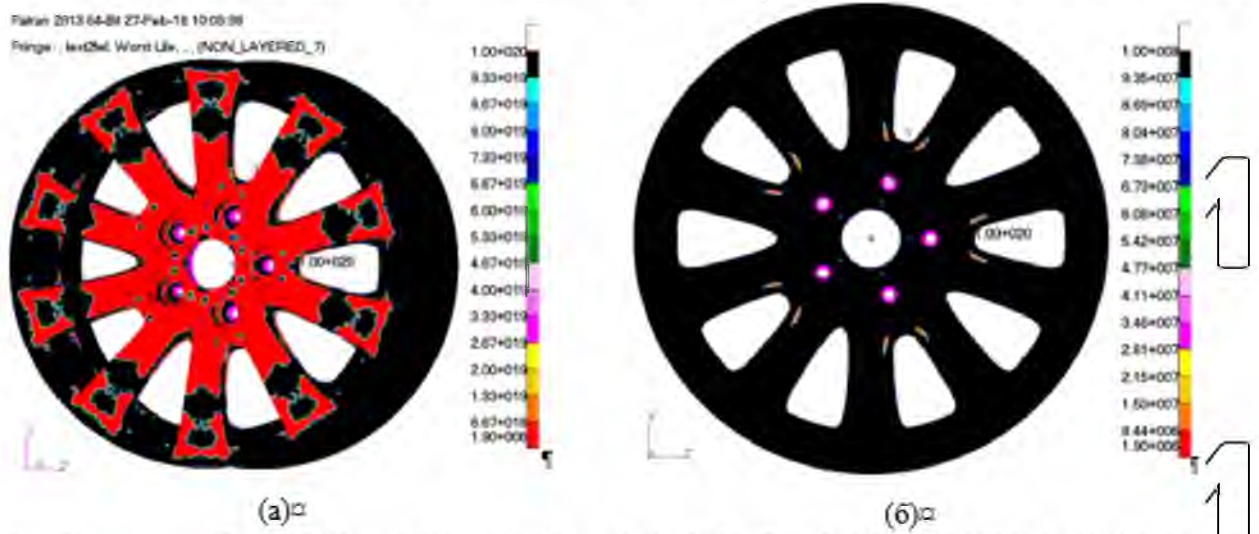


Рисунок 3.11 - Кількість циклів до передбачуваного руйнування: повна шкала (а) та обмежений масштаб (б)

Мінімальна довговічність $1,9 \times 10^6$ циклів отримана лише для 1 вузла у складі даної галтелі (рисунок 3.12). Оскільки при віддаленні від даного вузла спостерігається різке збільшення кількості циклів до руйнування до $1,35 \times 10^7$ циклів, еквівалентні напруги (інтенсивність напруг $\sigma_{екв} = \sigma_i$ за Мізесом) різко знижуються приблизно на 30 МПа (більше 30%), і при цьому концентратори напруги відсутні, вузли з подібним розташуванням виключені з обліку. Екстремум пояснюється можливою спотвореністю одного з елементів, що містять досліджуваній вузол. З урахуванням виключення 10 проблемних вузлів (1 вузол на спицю), розрахункова довговічність колеса становить понад 10^7 циклів.

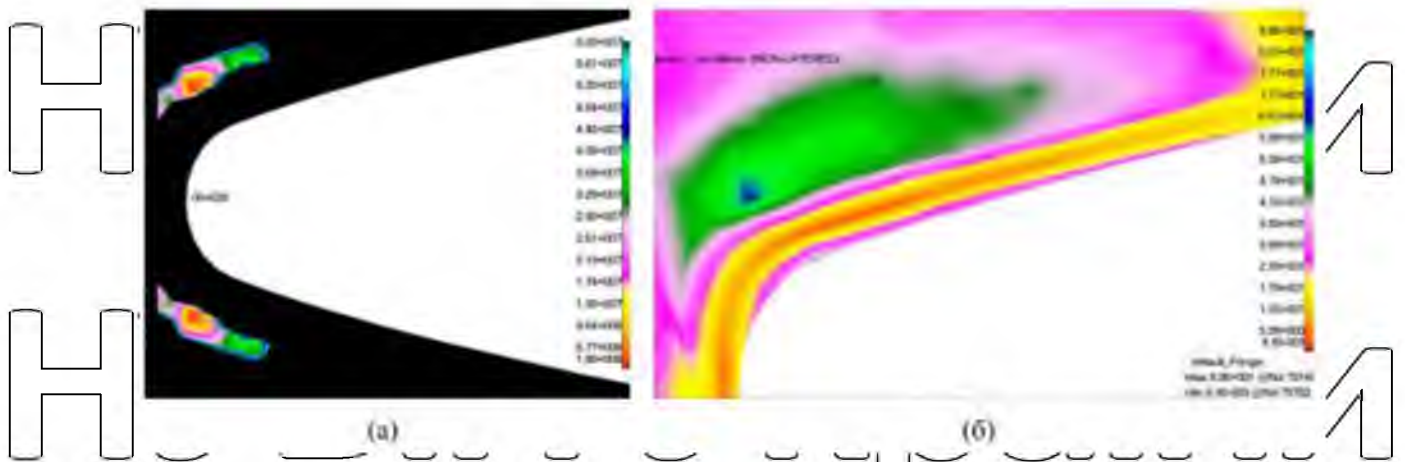


Рисунок 3.12 - Ізолінії витривалості (а) та розподіл еквівалентних напруг у положенні 342° у найбільш небезпечній зоні колеса

2) Аналіз втомної міцності колеса в досліджуваних точках з визначається також допомогою емпіричної формули С. Менсона [30]. У зв'язку з тим, що НДС у конструкції колеса, що розглядається, знаходиться в пружній області, у розрахунку використовується тільки другий доданок формули [30] - залежність між пружною деформацією та кількістю циклів до руйнування (формула 3.5):

$$\Delta\varepsilon = \left(\ln \frac{1}{1-\psi} \right)^{0,6} N^{-0,6} + \frac{3,5(\sigma_e - \sigma_m)}{E} N^{-0,12} \quad (3.5)$$

де $\Delta\varepsilon$ - розмах деформації, зареєстрованих у досліджуваній точці; ψ - відносне звуження поперечного перерізу; E - модуль пружності матеріалу; σ_e - тимчасове опір руйнації, прийняте для досліджуваних точок у розмірі 184 МПа як експериментально визначена величина для ступичної області; σ_m - середня напруга циклу в точці; N - кількість циклів до руйнування.

Як правило, при оцінці довговічності конструкції за формулою С. Менсона в умовах складного напруженого стану, за величину $\Delta\varepsilon$ приймається різниця між максимальним та мінімальним значенням інтенсивності деформацій ε_i у досліджуваних точках [31], тобто. критерій максимальної інтенсивності деформацій ε_i , що визначаються за формулою 3.6. В рамках даного дослідження розрахунок виконаний також за критерієм максимальних деформацій, згідно з яким розмах деформацій $\Delta\varepsilon$ визначається як різниця між

максимальним та мінімальним значенням головної деформації ε_1 у досліджуваних точках.

$$\varepsilon_i = \frac{\sqrt{2}}{3} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2} \quad (3.6)$$

На рис 3.13 показано розподіл головних деформацій та інтенсивності деформацій у досліджуваних точках жолобників спиць. Було вибрано 2 таких вузли, розташовані на сусідніх один до одного спицях. Приблизне значення довговічності згідно з формулою Менсона за критерієм максимальної інтенсивності деформацій одержано як $1,3 \times 10^9$ розмахів деформацій до руйнування. При цьому оскільки за 1 повний оборот колеса в досліджуваних зонах спостерігається 2 цикли зміни НДС, то довговічність в даній точці в оборотах колеса складе приблизно $6,2 \times 10^8$ циклів. Розрахунок довговічності за критерієм максимальних деформацій ε_1 показує значно консервативніший результат $2,2 \times 10^8$ циклів. Тим не менш, в інтерпретації результатів, беручи до уваги, що оцінка довговічності за формулою Менсона носить приблизний характер і за критерієм максимальних деформацій ε_1 не враховується присутність деформацій, що стискають, збіг у порядку шуканої величини дозволяє судити про достатню довговічність остаточного розрахункового варіанта конструкції колеса.

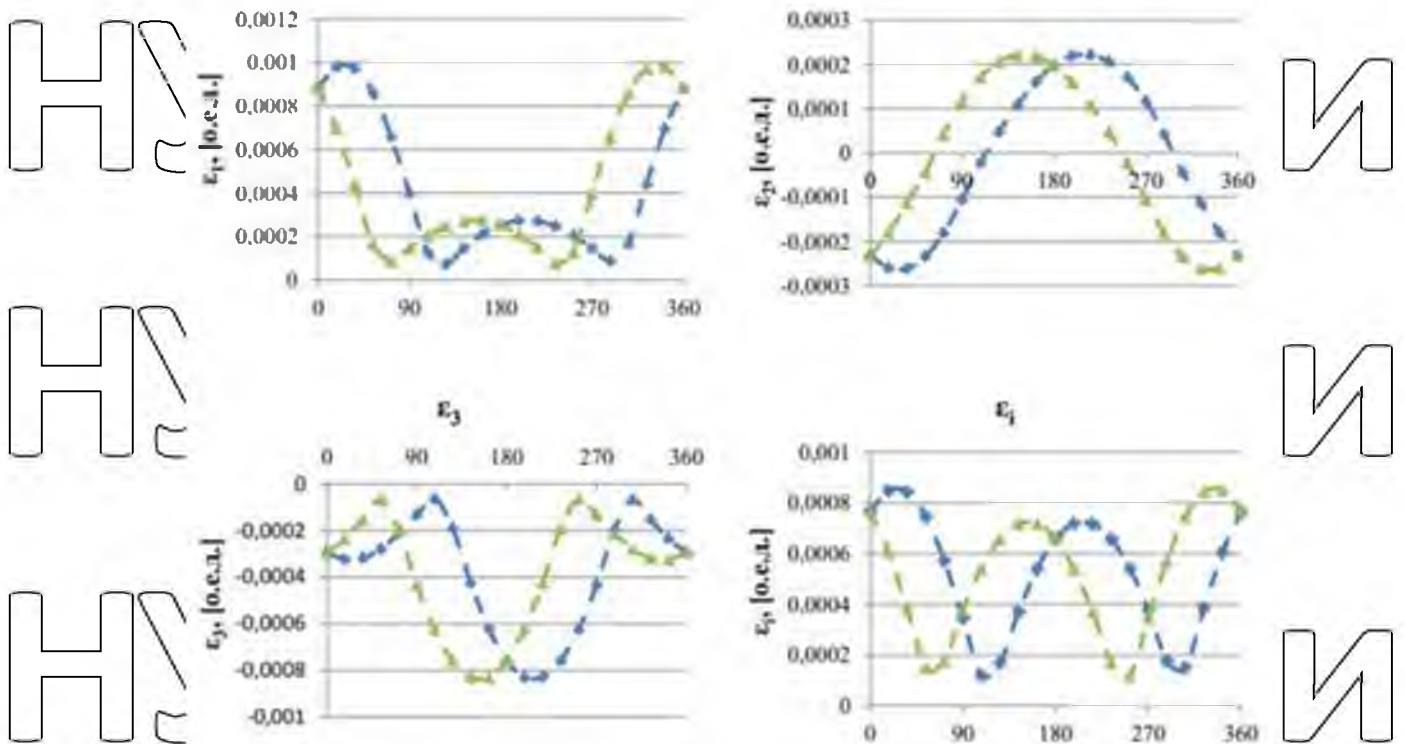


Рисунок 3.13 – Цикли розподілу розрахункових значень головних деформацій та інтенсивності деформацій у досліджуваних точках за повний обіг колеса

3.3. Розрахункова схема для аналізу втомної міцності сталевого колеса збірної конструкції

У розрахункових схемах аналізу міцності втомні колеса збірної конструкції застосовується такий же підхід, як і для литих алюмінієвих коліс.

У розрахункову схему також включені елементи випробувального стенду, що безпосередньо контактують з колесом або передають на колесо навантаження, що додається. Закріплення колеса на столі стенду враховується шляхом обмеження всіх ступенів свободи для вузлів, розташованих на поверхні зовнішньої бортової країни (рис 3.14).

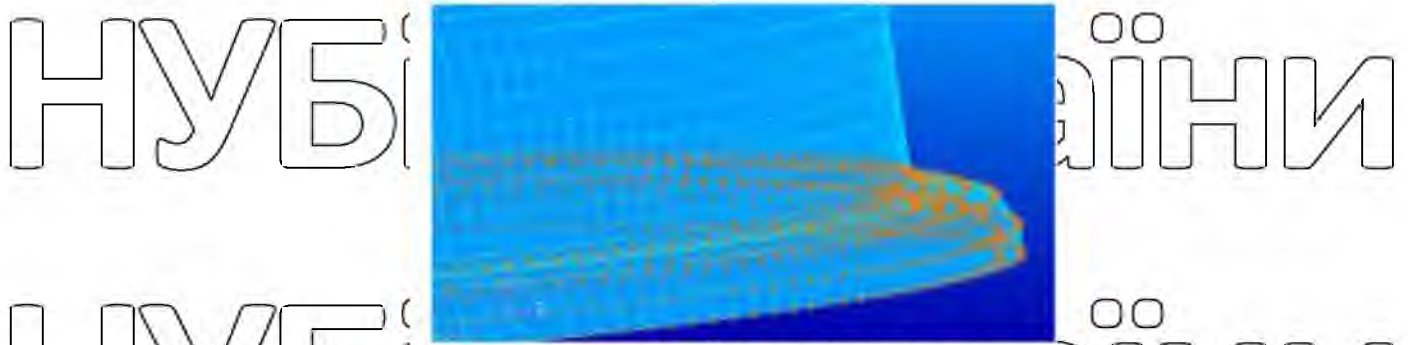


Рисунок 3.14 - Закріплення колеса по зовнішній бортовій закраїні

Модель валу, що навантажує, з жорстко закріпленим до нього фланцем має незначну відмінність у конструкції в порівнянні з елементами стенду, описаного в розділі 3.2, через відмінності в конструкціях самих стендів, але сам принцип в обох схемах залишається той самий: фланець знаходиться в контакті з привалковою площиною колеса, а зусилля між деталями передається за рахунок з'єднання кріпильними болтами. З'єднання валу з фланцем (рис 3.15) аналогічно з'єднанню валу зі маточкою стенду, описаному в розділі 3.2.

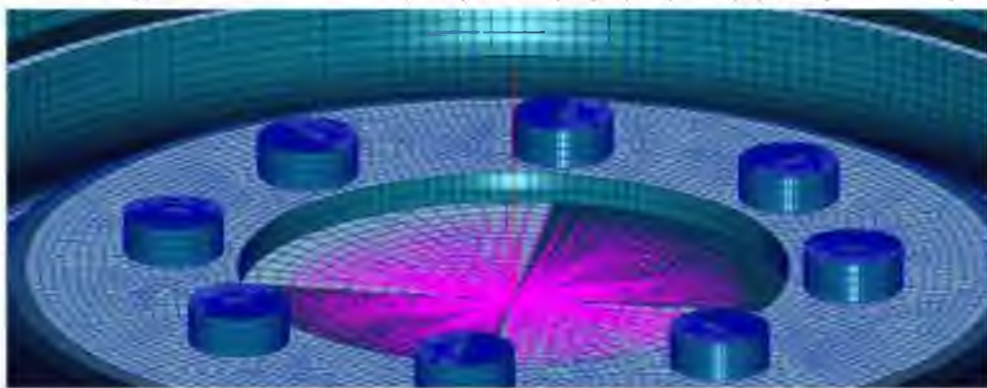


Рисунок 3.15 - Закріплення колеса по зовнішній бортовій закраїні

У розрахунковій схемі, крім контакту фланця з диском колеса, передбачений контакт диска колеса з ободом, зовнішньої та внутрішньої головок болтів з фланцем та диском відповідно.

При розрахунку навантаження проводилося у два етапи. Перший етап включав закріплення зовнішньої бортової закраїни і затягування болтів моментом 600 Нм. У розрахунковій схемі момент затяжки замінений

еквівалентною йому силою, що стискає. Сила прикладається до вузла, розташованого в центрі поперечного перерізу стержня болта, рівновіддаленого від обох головок. Лінія дії сили збігається з напрямком стяжки болта. На другому етапі додається навантаження силою штанги випробувального стенду. Розрахунок виконувався в пружно-пластичній постановці методом змінних параметрів пружності із застосуванням вирішувача MSC.Nastran SOL400 [17].



Рисунок 3.16 - Розрахункова схема для аналізу міцності втоми колеса

при віртуальних випробуваннях за схемою «вигин з обертанням»

Остаточна розрахункова схема представлена рис. 3.16 і складається з 168 647 вузлів і 17 872 елементів. Розрахунок виконується за 10 ітерацій.

Навантаження у повному обсязі було прикладено на останній ітерації.

Властивості матеріалу колеса отримані експериментально за процедурою, описаною в розділі 3.4.

3.4. Втомні випробування зразків штампованого колеса

Для більшості складових сталевих коліс основною зоною ризику (виникнення тріщини втомі) є зварний стик обода з диском. Тому визначення втомних характеристик матеріалу виконувалося саме в зоні зварного стику на спеціально виготовлених зразках-темплетах (рис 3.17), вирізаних з готового колеса. Темплети обмежені двома паралельними перерізами, що проходять з відривом 24 мм від центру (підсумкова ширина 48 мм), перпендикулярно привалочній площині колеса [32].

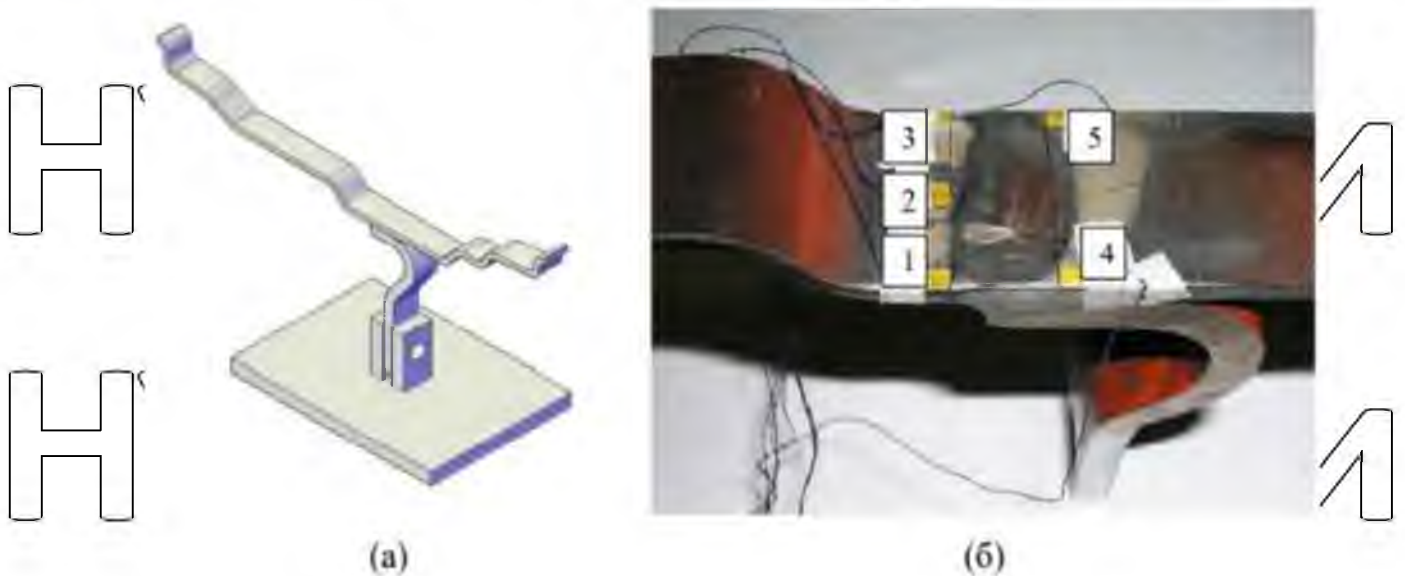


Рисунок 3.17 - Закріплені темплет колеса (а) та схема розміщення тензорезисторів (б)

Незважаючи на те, що подібна конструкція зразків не враховує окружну складову напруг, вона дозволяє врахувати в кривій втомі особливості технології зварювання і відповідні зміни властивостей матеріалу. Іншими словами, враховується особливість технології виготовлення колеса та її вплив на розсіювання параметрів витривалості. Таким чином, коригується нахил кривої втомі порівняно з результатами випробувань стандартних зразків [33].

Дана методика відрізняється від традиційних методів втомних випробувань і заснована на збудженні вимушених коливань темплету. Експеримент виконаний на електродинамічному вібростенді, наведеному рис 3.18. Зразок 3 жорстко з'єднаний з рухомим столом збудника коливань 1 за

допомогою тримача 2. Значення частоти, амплітуди збудження та інших параметрів коливань столу вимірювалися акселерометром 7, встановленим на столі, і оптичним вимірювачем переміщень 5. Коливання обода 6



Рисунок 3.18 - Загальний вид електродинамічного вібраційного стенду в зборі з випробуваним зразком

Вимір деформацій здійснювався за допомогою тензорезисторів 4 з базою 3 мм. Вибір місць встановлення тензорезисторів заснований на результатах попереднього розрахунку власних частот коливань зразка з урахуванням розрахункової схеми його закріплення на вібростенді (рис 3.19).

Результати попереднього розрахунку визначили зону виникнення максимальної напруги в районі зварного шва, де і були встановлені тензорезистори (рис 3.17, б).

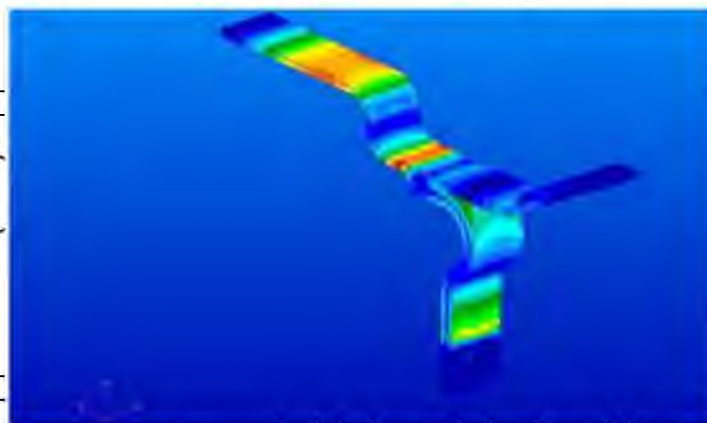


Рисунок 3.19 - Розподіл напруги при коливаннях темплету за першою формою

Калібрування збуджуваних напруг у зразку проводилося за допомогою тензометрування, вимірювання штовхаючої сили з частотою коливань, що відповідає найбільшим деформаціям у місці з'єднання обола з диском, і розмаху коливань зразка за допомогою оптичного вимірювача переміщень.

Перед проведенням випробувань проводилася таріровка всіх елементів вимірювальної схеми за допомогою тестових (з відомими значеннями амплітуд та напруг) сигналів. Для досягнення максимальних амплітуд коливань 1, відповідно, максимальної напруги збудження коливань зразка здійснювалося на частоті, що дорівнює частоті його основного тону, яка попередньо визначалася методом вільних коливань і дорівнювала 690 Гц.

Випробування проводилися методом ступінчастого підвищення навантаження при різних значеннях амплітуди збудження. У працях вітчизняних учених подібний метод використовується в рамках методу Локаті, що передбачає прискорену оцінку міцності втоми з використанням малої кількості зразків [34]. Напруги задавалися за найбільшим показанням тензорезисторів 1 і 3 (рис 3.17 б) і контролювалися за величиною амплітуди коливань кінця зразка, що замірюється за допомогою оптичного вимірювача переміщень. Базова кількість циклів навантаження складала 2×10^6 циклів.

Критерієм початку руйнування було падіння робочої частоти випробування більш як на 10 Гц. Після реєстрації падіння робочої частоти наявність тріщин виявлялося шляхом «проникаючої фарби» [33].

За результатами випробувань побудовано криву втоми (рисунок 3.20).

На графіку, побудованому в логарифмічних координатах, показаний лінійний характер зниження амплітуд напруги зі зростанням числа циклів навантаження. Середнє значення межі витривалості зразків на обмеженій основі 2×10^6 циклів становило $\sigma_v = 160$ МПа. Мінімальні та максимальні зафіксовані значення склали $\sigma_v = 150$ МПа та $\sigma_v = 180$ МПа відповідно.

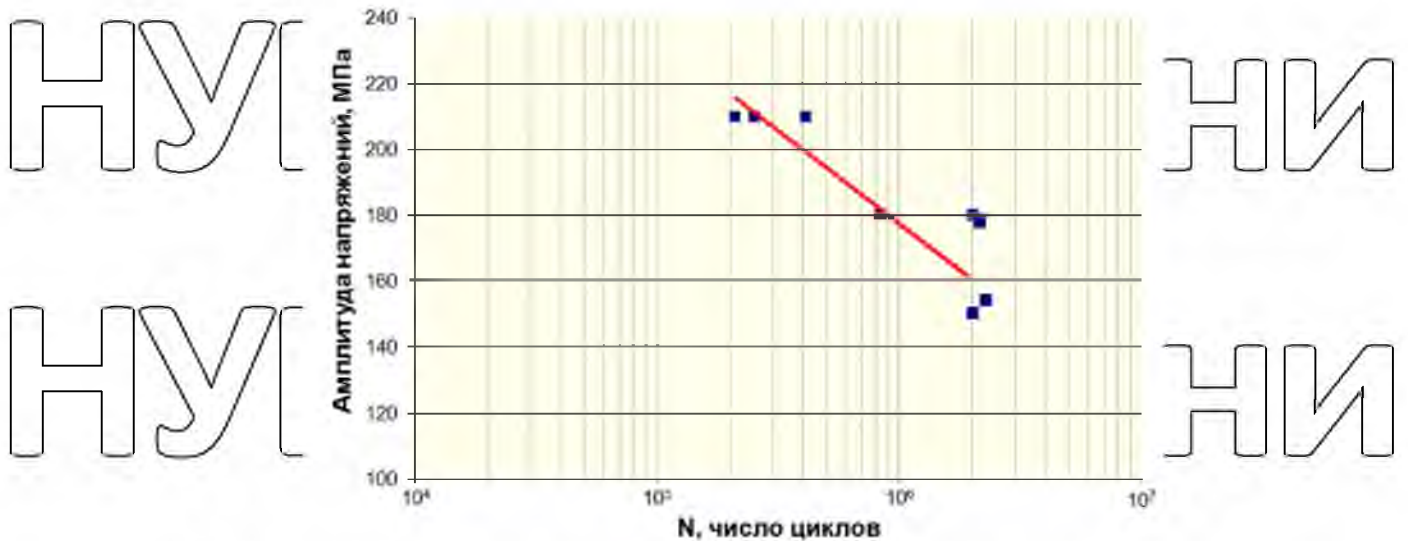


Рисунок 3.20 – Крива втоми випробуваних зразків-темпаєтів

Виникнення втоми тріщини [35] сталось в зоні зварного з'єднання обода з диском (рис. 3.21), тобто. у зоні раніше ідентифікованої за результатами попереднього розрахунку власних частот коливань зразка.

Тріщина поширюється від катета шва вглиб струмка обода. При побудові кривої втоми за число циклів до руйнування приймалося число циклів до зменшення частоти навантаження на 10%.



Рисунок 3.21 - Втомна тріщина у випробуваному зразку

ВИСНОВКИ

1. Розроблено комплексний метод розрахункового аналізу НДС різних типів коліс ТЗ при стандартних нормативних навантаженнях з використанням сучасного апарату чисельного аналізу МКЕ та сучасних програмних комплексів з оцінкою результатів на основі експериментальних даних, що включає послідовні методики створення розрахункових схем та КЕ-моделей, методики розрахунку НДС та втомної міцності при циклічному навантаженні та методику розрахунку НДС при ударному навантаженні колеса.

Розроблений метод застосуємо для аналізу міцності різних типів коліс ТЗ, дозволяє врахувати основні особливості конструкцій: будь-яку у тому числі, складну геометрію та технологію для збірних конструкцій коліс.

2. Сформульовано єдиний загальний підхід до складання КЕ-розрахункових схем (моделей) коліс, причому вперше показано необхідність обліку контактуючих з колесом елементів випробувальних стендів, що впливають на загальну жорсткість, а також елементів, що безпосередньо передають навантаження. Надано рекомендації за розрахунковими схемами для аналізу втомної міцності коліс та оцінки НДС колеса в умовах ударного навантаження.

3. При створенні КЕ-розрахункової схеми колеса, призначеної для дослідження НДС при ударі, сформульовані критерії якості КЕ-масиву, що впливають на працездатність результуючої моделі та надано рекомендації щодо складання моделей. Розроблено та рекомендовано впорядковану методику планування дискретизації КЕ масиву, що дозволяє скоротити трудовитрати на створення розрахункової схеми.

4. Для оцінки втомної міцності коліс розроблено методику розрахунку, засновану на визначенні НДС у колесі при квазістатичному навантаженні в умовах випробувального стенду при нормативних випробуваннях при вигині з обертанням та використанні експериментальних даних щодо витривалості матеріалу, розроблено методику обліку варіантів збирання конструкції для вибору оптимальної технології для коліс збірної конструкції.

5. Показано, що при оцінці втомної міцності колеса обґрунтовано вибір як вихідні дані втомної кривої $\sigma-N$ ($s-N$ у розрахункових KE комплексах) матеріалу та критерію Дж. Гудмана для врахування асиметрії циклу навантаження за наявності статичної складової напруг у збірних колесах.

Висновок справедливий для всіх типів конструкцій коліс.

6. Обґрунтована методика аналізу НДС литих алюмінієвих коліс при ударі дозволяє отримати достовірні значення НДС на завершальній стадії проектування коліс, що дозволяє дати остаточну оцінку несучої здатності колеса до прийняття рішення про виготовлення, наприклад до проектування

ливарних форм, і випуску перших зразків. Методика застосовна для моделювання віртуального експерименту удару по колесу при установці з різними кутами розташування колеса щодо горизонтальної площини (осьовий удар, удар під кутом 13° , під кутом 30° та ін), відмінності між розрахунковими схемами полягають тільки в KE-моделях конструкцій стендів за збереження загальної методики розрахунку.

7. За результатами аналізу, проведеного при визначенні НДС колеса при дії ударних навантажень в умовах сертифікаційних випробувань, надано рекомендацію врахувати у вимогах ГОСТ 52390-2005 додаткові характеристики стенду, які, як показали дослідження, можуть впливати на результати випробувань (уточнити відстань між основними додатковими вантажами, стійкість опори колеса, рівномірність рівня підлоги під випробувальним стендом), що одночасно дозволить ввести в розрахункову схему більш докладну модель випробувального стенду та підвищити точність результатів розрахунку.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Основи конструкції автомобіля: підручник для вузів / Іванов А.М. та ін.] - : За кермом, 2007. - 335 с.

2. Балабін І.В. Дослідження впливу сил, що діють на колесо автомобіля / Балабін І.В., Зорін В.В., Борисов Г.Г. // Автомобільна промисловість. - 1975. - № 2. - С. 13-15.

3. Балабін І.В. Дослідження та розрахунок напруженого стану обідь коліс вантажних автомобілів / Балабін І.В. // Автомобільна промисловість. - 1970. - № 2. - С. 17-20.

4. ГОСТ Р 50511-93. Колеса із легких сплавів для пневматичних шин. Загальні технічні умови = Light alloy wheels for pneumatic tyres. Specifications : державний стандарт: видання офіційне : затверджено та введено в дію постановою Держстандарту від 01.03.93 № 59 : дата введення 1994-01-01 / розроблено та внесенно Технічним комітетом ТК 56 "Дорожній транспорт". - : Держстандарт, 1993. - 23 с.

5. ГОСТ Р 52390-2005. Транспортні засоби. Колеса дискові. Технічні вимоги та методи випробувань = Road vehicles. Disc wheels. Technical requirements and tests methods: Держстандарт, 2007. - 30 с.

6. Дем'янушко І.В. Сучасний стан методів розрахункового аналізу міцності та надійності коліс автотранспортних засобів / Дем'янушко І.В., Миронова В.В., Логінов О.М. // Вісті МДТУ. - 2015. - Т 4. - № 2 (24). - С. 59-67.

7. Груздев А.С. Аналітичний метод розрахунку напружено-деформованого стану диска колеса вантажного автомобіля. дис. канд. техн. наук 05.05.03 / Груздев Олександр Сергійович, 2010 - 208 с.

8. Дем'янушко І.В. Технічні вимоги та особливості конструкції автомобільних коліс з легких сплавів / Дем'янушко І.В., Немтінов М.Д. // Будівельна механіка та теорія надійності конструкцій. - 2008. - С. 12-27.

9. Миронова В.В. Дослідження напружено-деформованого стану литих алюмінієвих коліс при ударних навантаженнях: дис. канд. техн. наук: 01.02.06 / Миронова Віолетта Валеріївна, 2012. - 132 с.

10. Про напружений стан дискових коліс вантажних автомобілів при неосесиметричному навантаженні / Е. І. Григолюк, А. І. Фролов, І. В. Балабін [та ін] // Автомобільна промисловість. - 1982. - № 9. - С. 21-23.

11. Осепчугов В.В. Автомобіль: Аналіз конструкцій, елементи розрахунку: [навч. для вузів за спец. "Автомобілі та автомоб. госп-во"] / В.В. Осепчугов, А. К. Фрумкін.: Машинобудування, 1989. - 302, [2] с.

12. ГОСТ Р 53824-2010. Автомобільних транспортних засобів. Колеса нерозбірні. Технічні вимоги та методи випробувань = Vehicles. Non-folding wheels. Technical requirements and test methods: - Стандартінформ, 2011. - 28 с.

13. ГОСТ 10409-74. Автомобільні колеса з розбірним ободом. Основні розміри. Загальні технічні вимоги = Automotive wheels with sectional rims. Basic dimensions. General technical requirements: ПІК вид-во стандартів, 2008. - 12 с.

14. ГОСТ 26147-84. Ободи коліс для великовантажних автомобілів, будівельно-дорожніх та підйомно-транспортних машин. Технічні умови = Wheelrims for heavy-duty vehicles, road-building machines and industrial lift trucks. Specifications: державний стандарт: видання офіційне. Затверджено та введено в дію постановою Державного комітету за стандартами від 31 березня, 1984 р. № 1171: дата введення 2005-01-01 / розроблено Міністерством автомобільної промисловості. - Вид-во стандартів, 1984. - 12 с.

15. Балабін, Ігор Венедиктович. Автомобільні та тракторні колеса та шини / І.В. Балабін, В.А. Путін, І.С. Чабуїїн, Міжнар. наук.-технічний конгресн виробників та споживачів колісної та шинної продукції, 2012. - 919 с.

16. Литвинов А.С. Автомобіль. Теорія експлуатаційних властивостей/Литвинов А.С., Фаробін Я.Є. - Машинобудування, 1989. - 237 с.

17. MSC Nastran 2012 Quick Reference Guide : DOC10004 [Електронний ресурс] // MSC Software: [сайт]. Режим доступу:

<https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC>
(дата звернення: 15.03.2017).

18. LS-DYNA Keyword User's Manual. Volume 1. Version 971 / compiled by John O. Hallquist; Livermore Software Technology Corporation. - [Livermore, California], 2007. - 2206 p.

19. Patran 2012 Reference Manual Part 3: Finite Element Modeling: DOC10133 [Електронний ресурс] // MSC Software: [сайт]. – Режим доступу: <https://simcompanion.mscsoftware.com/infocenter/index?page=content&id=DOC10133&actp=LIST> (дата звернення 04.02.2017).

20. Дем'янушко І.В. Розрахунок та експериментальне дослідження напружено-деформованого стану автомобільних коліс на статичну навантаження / Дем'янушко І.В., Логінов Є.М., Миронова В.В. 2014. - 48 с

21. Ridder R. Reliability analysis of automotive wheel assembly / Ridder R., Landgraph R., Thanjitham S. - Warrendale, Pa. : Society of Automotive Engineers, 1993. - 13 p. – (SAE Technical Paper series 930406).

22. Mohan P. LSTC/NCAC Dummy Model Development / P. Mohan, C.K. Park, D. Marzougui, C-D. Kan, S. Guha, C. Maurath, D. Bhalsod // 11th International LS-DYNA User Conference. - Dearborn (Michigan), 2010. - P. 7-53 -7-64.

23. Вахромєєв А.М. Вітчизняна практика сертифікації автомобільних коліс / А.М. Вахромєєв // Журнал автомобільних інженерів: журнал ААІ // Асоціація автомобільних інженерів. - 2007. - Вип. 5. - С. 44-46.

24. Технічний регламент Митного союзу: ТР ТЗ 018/2011 «Про безпеку колісних транспортних засобів»: затверджено рішенням Комісії Митного союзу від 9 грудня 2011 р № 877 // Федеральне агентство з технічного регулювання та метрології. - Стандартінформ, 2014. - 465 с

25. EUWA ES 3.12. Test Requirements for Agricultural Wheels: technical-specifications [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://www.euwa.org/standards/technical-specifications> (дата звернення: 04.02.2017).

26. ГОСТ 17697-72. Автомобілі. Якісні колеса. Терміни та визначення. Vehicles. Rolling wheel. Terms and definitions. – Держстандарт, 1977. - 24 с.

27. Качанов Назар Маркович. Основи теорії пластичності / Д.М. Качанів.
- Наука, 1969. - 420 с.

28. Пугачов В.С. Теорія ймовірностей та математична статистика: навч.
посібник для вузів/В.С. Пугачов. - Наука, 1979. - 496 с.

29. MSC.Fatigue User's Guide : DOC9240 [Електронний ресурс] // MSC
Software: [Сайт]. Режим доступу: 9240&actp=LIST_POPULAR (дата
звернення: 04.02.2017).

30. Біргер І.А. Розрахунок на міцність деталей машин: довідник/І.А.
Біргер, Б.Ф. Шор, Г.Б. Йосилевич. - 4-те вид., Перероб. та дод. -
Машинобудування, 1993. - 639 с.

31. Біргер І.А. Опір матеріалів: [навч. для інж.-техн. спец. вузів]/Біргер
І.А., Мавлютов Р.Р. - Наука, 1986. - 560 с.

32. Дем'янушко І.В. Оцінка впливу умов складання тракторних коліс на
їхню втомну міцність / Дем'янушко І.В., Миронова В.В., Логінов Є.М.,
Вахромєєв А.М. // Вантажівка. - 2015. - №6. - С. 4-6.

33. Дем'янушко І.В. Вплив технології складання штампованих коліс
великої розмірності на втомну міцність / Дем'янушко І.В., Логінов Є.М.,
Миронова В.В., Вахромєєв А.М. // Машинобудування та інж. освіта. - 2014. -

№4 (41). - С. 33-42.

34. Cione F. Measurements of Residual Stresses in Aluminum Wheels За
допомогою технологій XRD, Strain Gages and FEA Simulation - A Comparison /

Cione, Francisco C.; Souza, Armando; Martinez, Luiz; Rossi, Jesualdo; Betini,
Evandro Giuseppe; Rola, Fabio; Colosio, Marco A. // SAE International Journal of
Materials & Manufacturing. - 2016. - Vol. 9 № 3. - P. 685-687.

35. ГОСТ 23207-78. Опір втоми. Основні терміни, визначення та
позначення = Fatigue strength. Terms, definitions and symbols: державний
стандарт: офіційне видання : введено в дію постановою Державного комітету

стандартів від 7 липня 1978 р. № 1839 : дата введення 01.01.1979. -
Держстандарт, 1978. - 49 с.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП ^{ДОДАТКИ} України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України