

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
«ЗАПОРІЗЬКА ПОЛІТЕХНІКА»

О. М. Артюх, О. В. Дударенко  
В. В. Кузьмін, А. Ю. Сосик  
А. В. Щербина

**КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ  
З ДИСЦИПЛІНИ «АВТОМАТИЗОВАНЕ  
ПРОЕКТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ  
АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ТА  
ЗАСОБІВ ЇХ ДІАГНОСТУВАННЯ»**

Навчальний посібник

Запоріжжя • НУ «Запорізька політехніка» • 2022

УДК 004.896:629.33.001.2(075.8)

К 93

*Рекомендовано до друку Вченою радою  
Національний університет «Запорізька політехніка»  
(Протокол № 5 від 31.01.2022 р.)*

**Рецензенти:**

*Братішко В. В.* – д.т.н., с.н.с., декан Механіко-технологічного факультету «Національного університету біоресурсів і природокористування України» (м. Київ).

*Мілько Д. О.* – д.т.н., професор кафедри «Машиновикористання в землеробстві» Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного.

*Таран І. О.* – д.т.н., професор, завідувач кафедри «Управління на транспорті» ТУ «Дніпровська політехніка».

К 93 Курсове проектування з дисципліни «Автоматизоване проектування елементів автотранспортних засобів та засобів їх діагностування»: навч. посіб. / О. М. Артюх, О. В. Дударенко, В. В. Кузьмін та ін. Запоріжжя : НУ «Запорізька політехніка», 2022. – 132 с.

ISBN 978-617-529-350-8

Навчальний посібник призначений для виконання курсової роботи, яка передбачена навчальним планом дисципліни «Автоматизоване проектування елементів автотранспортних засобів та засобів їх діагностування». Використання посібника дасть студентові можливість самостійно застосувати отримані на лекціях знання при вирішенні конкретного проектного завдання по реальній тематиці. Посібник призначений для студентів які навчаються за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування.

УДК 004.896:629.33.001.2(075.8)

ISBN 978-617-529-350-8

© Національний університет  
«Запорізька політехніка», 2022  
© Артюх О. М., Дударенко О. В.,  
Кузьмін В. В., Сосик А. Ю.,  
Щербина А. В., 2022

## ЗМІСТ

Вступ .....	5
1 Загальні положення .....	7
2 Завдання на курсову роботу .....	9
3 Обсяг та зміст курсової роботи .....	10
3.1 Огляд можливостей сучасних САПР використовуваних в автомобілебудуванні .....	11
3.2 Загальний алгоритм проектування елементів автотранспортних засобів .....	11
3.3 Загальний алгоритм розробки діагностичного обладнання.....	13
3.4 Загальний алгоритм проведення інженерного аналізу розробленої конструкції.....	14
3.5 Склад графічної частини курсової роботи.....	21
4 Приклад виконання індивідуального завдання 1-го варіанту складності в SolidWorks .....	23
4.1 Розрахунки кручених циліндричних пружин .....	23
4.2 Висновки.....	31
4.3 Розрахунок жорсткості трьохлистої ресори.....	33
4.4 Висновки.....	59
5 Приклад виконання індивідуального завдання 2-го варіанту складності в SolidWorks .....	60
5.1 Постановка завдання .....	62
5.2 Побудова розрахункової геометричної моделі.....	62
5.3 Побудова розрахункової моделі .....	78
5.4 Приведення розрахункової маси до реальної .....	93
5.5 Результати і їх інтерпретація .....	96
5.6 Висновки.....	108
6 Захист курсової роботи.....	111
Література .....	113
ДОДАТОК А Запропонована тематика курсових робіт .....	120
ДОДАТОК Б ГРАФІК виконання курсової роботи (16 тижнів) за напрямком «Проектування елементів автотранспортних засобів» .....	125
ДОДАТОК В ГРАФІК виконання курсової роботи (16 тижнів) за напрямком «Розробка засобів діагностування автотранспортних засобів» .....	126

ДОДАТОК Г	Приклад титульного листа пояснювальної записки .....	127
ДОДАТОК Д	Бланк завдання на курсову роботу .....	128
ДОДАТОК Е	Календарний план виконання курсової роботи..	129
ДОДАТОК Ж	Приклад складання реферату на курсову роботу за напрямком «Проектування елементів автотранспортних засобів» .....	130
ДОДАТОК К	Приклад складання реферату на курсову роботу за напрямком «Розробка засобів діагностування автотранспортних засобів» .....	131

## ВСТУП

Навчальний посібник по виконанню курсової роботи розроблений відповідно до вимог положень про державну освіту, нормативних документів МОН України, Статуту НУ «Запорізька політехніка» та рішень вченої ради Транспортного факультету. Він містить загальні вимоги і рекомендації по виконанню курсової роботи та з організації її захисту.

Навчальний посібник призначений для студентів спеціальності 133 «Галузеве машинобудування» (спеціалізації «Колісні та гусеничні транспортні засоби») усіх форм навчання.

Виконання курсової роботи є завершальним етапом освоєння курсу «Автоматизоване проектування елементів автотранспортних засобів та засобів їх діагностування», що дає студентові можливість самостійно застосовувати отримані знання й навички при вирішенні конкретного проектного завдання по реальній тематиці.

Курсова робота є самостійною роботою студента, у якій він повинен показати набуті під час навчання знання зі спеціальності 133 – Галузеве машинобудування (Колісні та гусеничні транспортні засоби) і довести своє уміння практично вирішувати інженерні задачі в галузі автомобілебудування, діагностики транспортних засобів та проектування нестандартного діагностичного обладнання.

З метою «імітування» роботи сучасного конструкторського бюро машинобудівного підприємства, у даній курсовій роботі передбачене виконання студентами одного з двох варіантів складності розрахункових моделей у середовищі SolidWorks:

**1-й варіант складності** – передбачає виконання геометричного моделювання й розрахунків простої деталі (невеличкого вузла з декількох деталей), тобто об'єм роботи розрахований на одного студента;

**2-й варіант складності** – об'єм роботи розрахований на одночасну спільну роботу 2-4 студентів, які працюють у команді, тобто передбачено створення 3D-геометрії моделі підвищеної складності, з її наступним розрахунком й аналізом отриманих даних.

В якості прикладу, у навчальному посібнику до курсової

роботи, розглянуто виконання декількох варіантів завдань «автомобільного напрямку», які є характерним об'єктом для моделювання в кінцево-елементних програмах (CAE-модулях):

- розглянуто розрахункову модель трьох листової автомобільної ресори з наступним аналізом твердості й міцності в нелінійній постановці з урахуванням попереднього натягу;
- розглянуто розрахункову модель гвинтової пружини;
- розглянуто розрахункову модель автомобільного напівпричепа-цистерни (завдання підвищеної складності, яке потребує колективної роботи).

Принциповою особливістю даного варіанта роботи є значний обсяг геометричного 3D-моделювання, а з погляду розрахунків на міцність конструкції, є труднощі поділу на вузли з наступним ізольованим аналізом.

Курсова робота виконується за індивідуальним завданням, яке видається кожному студенту. Робота складається з пояснювальної записки і графічної частини.

Як пояснювальна записка, так і графічна частина роботи, повинні оформлятися відповідно до вимог ДСТУ 3008-2015, а також до стандартів НУ «Запорізька політехніка».

Курсову роботу варто виконувати послідовно, по розділах, згідно календарного плану, і оформляти одночасно як пояснювальну записку так і графічну частину роботи.

Даний навчальний посібник складено на основі вимог ДСТУ 3008-2015 «Звіти у сфері науки і техніки. Структура і правила оформлення», «Єдиної системи конструкторської документації» (ЄСКД), а також стандартів НУ «Запорізька політехніка».

Навчальний посібник містить основні вимоги кваліфікаційної характеристики інженера-механіка по спеціальності 133 – Галузеве машинобудування (Колісні та гусеничні транспортні засоби).

# 1 ЗАГАЛЬНІ ПОЛОЖЕННЯ

Курсова робота з дисципліни «Автоматизоване проектування елементів автотранспортних засобів та засобів їх діагностування», є проміжним етапом навчальної роботи студента після вивчення спеціальних дисциплін і виконання вимог навчального процесу відповідно до навчального плану.

Зміст цієї роботи включає комплекс розробок по проектуванню елементів автотранспортних засобів та дослідженню і діагностиці технічного стану агрегатів, механізмів, систем і автомобіля в цілому.

## **Основна мета курсової роботи:**

- закріплення навичок роботи у середовищі SolidWorks;
- систематизація, закріплення та розширення теоретичних та практичних знань зі спеціальності та застосування цих знань при рішенні конкретних завдань;
- розвиток навичок ведення самостійних робіт і оволодіння методиками дослідження та експерименту при вирішенні питань, що розробляються у курсовій роботі;
- підготовка студентів до самостійної роботи в умовах сучасного виробництва.

Курсова робота є самостійною роботою студента, за результатами якої комісія оцінює успіхи виконання навчального плану. За прийняті у курсовій роботі інженерні рішення, правильність виконаних розрахунків та використані вихідні дані відповідає безпосередньо студент, автор курсової роботи. Курсова робота повинна відображати глибину теоретичної, практичної та професійної підготовки студента.

**Головним завданням курсової роботи** є самостійне науково обґрунтоване вирішення відповідної інженерної задачі, пов'язаної з проектуванням елемента автотранспортного засобу, або із дослідженням чи діагностикою технічного стану відповідного агрегату чи системи автомобіля.

## **Працюючи над курсовою роботою, студент повинен:**

- розширити, закріпити та систематизувати одержані за минулий термін навчання в університеті теоретичні знання та одержані на виробничих практиках навички;

- самостійно застосовувати вихідні дані для проектування, випробування та діагностики, додержуватись загальних та прогресивних методів, орієнтуватися на сучасні, передові, інтенсивні методи, користуватися стандартами підприємства, державними стандартами;
- показати своє вміння самостійно приймати рішення щодо поставлених завдань при випробуваннях та діагностиці технічного стану;
- проводити патентний пошук, використовувати сучасні інформаційні технології, приймати рішення, застосовувати стандартизацію та уніфікацію;
- проектувальні етапи курсової роботи повинні мати раціональні рішення, з достатнім науково-технічним рівнем та сприяти раціональному вибору кінцевого рішення;
- професійно, на сучасному теоретичному рівні проводити розрахунки обраних технічних рішень із застосуванням сучасних математичних методів та технічних засобів;
- аргументовано та обгрунтовано захищати технічні рішення своєї роботи при відповідях на запитання та у виступі при захисті роботи.



## 2 ЗАВДАННЯ НА КУРСОВУ РОБОТУ

Теми курсових робіт визначаються кафедрою «Автомобілі» відповідно спеціалізації та затверджуються розпорядженням.

Тематика курсових робіт має бути актуальною, відповідати сучасному стану та перспективам розвитку автомобільної техніки. При виборі тематики рекомендується враховувати сучасні завдання автомобільних заводів, автотранспортних підприємств та станцій технічного обслуговування. Тематика курсових робіт повинна забезпечувати можливість творчої роботи, самостійного вирішення окремих технічних завдань шляхом пошуку раціональних рішень.

Тема роботи має відповідати спеціальності та спеціалізації випускника. В кожній роботі повинні знайти відображення, запропоновані шляхи реалізації поставленого завдання, обґрунтування окремих рішень, конструювання окремих механізмів та агрегатів, дослідження або випробування робочих процесів у механізмах чи агрегатах, діагностування технічного стану.

З метою підвищення практичної цінності курсових робіт допускається розробка однієї комплексної теми групою (2-4 особи або більше) під загальним керівництвом. В такому випадку в завданні на курсову роботу чітко вказується, який з розділів загальної роботи розробляє кожний автор. Консультантами по курсовій роботі призначаються викладачі кафедри «Автомобілі», в окремих випадках – фахівці підприємств.

При підготовці завдання на курсову роботу необхідно враховувати схильності та особливості кожного студента. Особливу увагу необхідно звернути на те, щоб студент при виконанні завдання курсової роботи, використовував в повній мірі комплекс знань та навичок, які він набув за період навчання в університеті, вимог ДСТУ, стандартів ЄК ООН, ISO.

Можливі варіанти тематик курсових робіт з дисципліни «Автоматизоване проектування елементів автотранспортних засобів та засобів їх діагностування» наведено в додатку А.

### 3 ОБСЯГ ТА ЗМІСТ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Курсова робота складається з пояснювальної записки і графічної частини. Пояснювальна записка має бути викладена на 30-50 сторінках рукописного (машинописного) тексту на білих аркушах формату А4 (210x297).

**Склад пояснювальної записки** визначається завданням на курсову роботу та її спрямованістю і повинен включати:

- титульний лист єдиного зразка (додаток Г);
- завдання на курсову роботу (додатки Д, Е);
- реферат (додаток Ж);
- зміст;
- вступ;
- основну частину;
- висновки;
- список використаних джерел;
- додатки (якщо є).

**Реферат** повинен відтворювати основний зміст курсової роботи та будуватися за схемою:

- відомості про обсяг роботи;
- кількість сторінок, ілюстрацій, таблиць;
- кількість використаних джерел;
- текст реферату;
- перелік ключових слів.

Текст реферату включає:

- загальну частину, яка відтворює сутність виконаної роботи (її мету, об'єкт проектування, випробування чи діагностики);
- конкретні відомості, які розкривають зміст загальної частини роботи;
- висновки відносно особливостей, ефективності, можливості застосування одержаних результатів.

Об'єм реферату не повинен перевищувати однієї сторінки.

Зміст пояснювальної записки повинен включати назви всіх розділів, підрозділів, додатків із зазначенням номерів сторінок, на яких вони розміщені.

Вступ повинен коротко характеризувати сучасний стан розробки задачі, якій посвячено курсову роботу, а також мету

роботи, обґрунтування доцільності вибраної теми з визначенням області застосування, характеризувати вплив технічного стану автомобіля, агрегату на його експлуатаційні характеристики, сучасний стан випробувань та технічного обслуговування і можливі напрямки його удосконалення.

Основна частина пояснювальної записки курсової роботи визначається напрямком завдання курсової роботи.

### **3.1 Огляд можливостей сучасних САПР використовуваних в автомобілебудуванні**

В основній частині даної курсової роботи, окремим розділом треба дати стислий огляд систем автоматизованого проектування, які використовуються у сучасному автомобілебудуванні. Треба навести стисло порівняльну оцінку можливостей цих систем, вказати їхні переваги й недоліки, причини та вартість переходу користувачів з одної системи на іншу, та подальші напрямки розвитку цих САПР.

Вказати, які саме системи використовують провідні автовиробники світу, такі як наприклад Toyota, GM, Hyundai, Volkswagen, Fiat, PSA, Daimler, Nissan та ін., як здійснюється взаємодія та обмін інформацією між автовиробниками та постачальниками автокомпонентів тощо.

Слід розглянути особливості роботи в окремих спеціалізованих модулях цих систем, таких як, наприклад, робота з модулем ергономіки, візуалізації, симуляції фізичних процесів, тощо.

Враховуючи специфіку даного завдання та обмеженість такої інформації в мережі Інтернет, для роботи над цим розділом слід використовувати сучасну, спеціалізовану, переважно англійську літературу.

### **3.2 Загальний алгоритм проектування елементів автотранспортних засобів**

Нижче наведені загальні рекомендації при виконанні курсової роботи в напрямку проектування елементів автотранспортних засобів за допомогою САПР.

В даній курсовій роботі, при виборі напрямку роботи щодо проектування елементів транспортних засобів, студент за

власним бажанням та із подальшою згодою консультанта, може **самостійно обирати такі категорії транспорту:**

- **категорія L** – механічні транспортні засоби, що мають менше чотирьох коліс і квадроцикли;
- **категорія M** – механічні транспортні засоби, що мають не менше чотирьох коліс і використовуювані для перевезення пасажирів;
- **категорія N** – механічні транспортні засоби, що мають не менше чотирьох коліс і призначені для перевезення вантажів;
- **категорія O** – причепи (включаючи напівпричепи);
- **категорія T** – сільськогосподарські й лісогосподарські трактори;
- **категорія G** – транспортні засоби підвищеної прохідності.

Після узгодження теми роботи із консультантом, наприклад, «3D-моделювання вузлів ведучого мосту автомобіля категорії M1 та їх розрахунки», для виконання основної частини курсової роботи необхідно:

- провести аналіз подібних існуючих конструкцій автомобілів та вибрати аналог;
- вибрати основні геометричні параметри автомобіля (базу автомобіля, колію передніх і задніх коліс, габаритні розміри автомобіля);
- для проведення подальших розрахунків в SolidWorks, визначити необхідні вагові параметри автомобіля (власну масу автомобіля, повну масу автомобіля, положення центра ваги, розподіл маси по осях тощо);
- знайти необхідні 2D-креслення, а в разі їхньої відсутності для побудови 3D-моделі використовувати сервісну інформацію заводу виробника автомобіля;
- виконати графічну частину курсової роботи, тобто побудувати необхідні 3D-моделі та складання;
- вибрати і призначити матеріали елементам 3D-моделі;
- виконати уточнюючі розрахунки побудованої 3D-моделі засобами SolidWorks та в разі необхідності внести необхідні зміни в розроблену конструкцію;
- за погодженням із консультантом виконати робочі

- креслення окремих деталей розробленої 3D-моделі;
- оформити пояснювальну записку до курсової роботи.

Можливі назви тем (напрянків роботи) щодо проектування елементів автотранспортних засобів за допомогою САПР, приведені у додатку А.

Робота студента над курсовою роботою виконується у відповідності до складеного, погодженого з консультантом та затвердженого календарного плану виконання курсової роботи (додаток Б).

У графіку додатка Б вказані найменування етапів та терміни виконання основних етапів курсової роботи на протязі 16 тижнів.

### **3.3 Загальний алгоритм розробки діагностичного обладнання**

Після узгодження із консультантом теми роботи за напрямком «Розробка засобів діагностування автотранспортних засобів», виконати основну частину курсової роботи:

- провести аналіз стандартного діагностичного устаткування, яке застосовується для діагностики технічного стану агрегату чи системи;
- знайти необхідні 2D-креслення аналогів пристосування (обладнання), а в разі їхньої відсутності розроблювати 3D-моделі та складання самостійно;
- для проведення подальших розрахунків в SolidWorks, визначити необхідні навантажувальні режими проектованого обладнання;
- виконати графічну частину курсової роботи, тобто побудувати необхідні 3D-моделі та складання механічної частини обладнання з використанням стандартних контрольно-вимірювальних приладів;
- вибрати і призначити матеріали елементам 3D-моделі;
- виконати уточнюючі розрахунки побудованої 3D-моделі засобами SolidWorks та в разі необхідності внести необхідні зміни в розроблену конструкцію;
- за погодженням із консультантом виконати робочі креслення окремих деталей розробленої 3D-моделі;
- оформити пояснювальну записку до курсової роботи.

Висновки повинні включати оцінку результатів роботи з

точки зору відповідності отриманих результатів вимогам завдання і практичній користі проведення робіт.

При визначенні і аналізі діагностичних робіт перелік можливих відмов деталей елементів автомобіля рекомендується згрупувати по причинах їх виникнення і звести в таблицю: окремо конструкційні, виробничі і експлуатаційні відмови.

Враховуватися повинні тільки відмови, можливість виникнення яких на аналогічних об'єктах значуща (систематичні відмови), що виявляються в нормальних умовах експлуатації (нормальні відмови), по характеру прояву (раптові або поступові) до повної або часткової втрати працездатності.

Під працездатністю слід вважати спроможність діагностованого елемента виконувати функціональне призначення, з установленими НТД параметрами, в зазначених ТУ на автомобіль умовах експлуатації, при визначеній системі технічного обслуговування, збереження і ремонту.

Можливі назви тем (напрямок роботи), щодо проектування засобів діагностування автотранспортних засобів за допомогою САПР, приведені у додатку А.

Робота студента над курсовою роботою виконується у відповідності до складеного, погодженого з консультантом та затвердженого календарного плану виконання курсової роботи (додаток В).

У графіку додатка В вказані найменування етапів та терміни виконання основних етапів курсової роботи на протязі 16 тижнів.

### **3.4 Загальний алгоритм проведення інженерного аналізу розробленої конструкції**

Коротко розглянемо основні прийоми та етапи виконання чисельного інженерного аналізу з використанням САЕ-модулів у системах САПР середнього (SolidWorks) і високого (NX Siemens, CATIA, Creo Elements/Pro) рівнів.

Зазвичай для попередньої оцінки міцності/працездатності конструкції інженер-конструктор застосовує інженерні підходи, засновані на представленні конструкції у вигляді простих вузлів і елементів, для яких існують аналітичні оцінки пошуку напружено-деформованого стану. До таких оцінок можна віднести використання найпростіших формул для пошуку напруг

у балках при їхньому розтягуванні, вигині або крутінні, пошуку відносного подовження, моментів інерції, сил реакції, тощо.

Інженер-конструктор змушений працювати з великою кількістю спеціалізованої літератури для пошуку необхідних виражень і законів. Дані підходи мають істотні обмеження при їхнім застосуванні до реальних складних конструкцій і сьогодні використовуються усе менше й менше в сучасних високотехнологічних виробництвах і конструкторських бюро.

При використанні систем чисельного аналізу, інженер одержує можливість моделювати конструкції й машини будь-якої складності з кожним необхідним (раціональним) ступенем деталізації. Для цього він використовує модулі CAE – тобто це інструменти для аналізу реального розподілу напруг і деформацій у конструкції, які дають інженерові можливість працювати з різними додатками, залишаючись у єдиному середовищі проектування (CAD-середовищі).

Зокрема в системі середнього рівня **SolidWorks**, це **розрахункові модулі сімейства Simulation**: власне це сам Simulation (раніше він мав назву CosmosWorks), Flow Simulation (раніше – CosmosFloWorks) і SolidWorks Motion (раніше CosmosMotion).

У системі високого рівня **NX**, яка на сьогодні стає стандартом в автомобільному проектуванні, це **модуль Advanced Simulation**, побудований на базі промислового вирішувача Nastran. Причому в системі САПР NX, розроблювачами від самого початку була передбачена масштабованість модуля Advanced Simulation. Такий підхід у розробці системи дозволяє вирішувати як дуже прості, так і самі складні завдання з різних областей механіки деформованого твердого тіла, механіки рідин і газів, механіки теплопереносу та ін.

Але, яка б складна система САПР не застосовувалася для проектування, сама процедура виконання інженерного аналізу (CAE) розробленої конструкції залишається однаковою, і схематично її можна представити у вигляді декількох етапів (рис. 3.1).

Окремо слід зауважити, що **при виконанні будь-яких кінцево-елементних розрахунків в САПР, необхідно чітко розуміти фізику розглянутого процесу**, тому що програмний

продукт використовує тільки дані введені інженером-конструктором та внутрішні вирішувачі (математичні алгоритми). У випадку некоректно поставленої користувачем задачі, отримане кінцеве рішення буде неточним або й взагалі невірним! Отже треба розуміти не тільки креслення, 3D-моделювання, але й такі науки як математика, фізика, конструкційні матеріали, опір матеріалів.

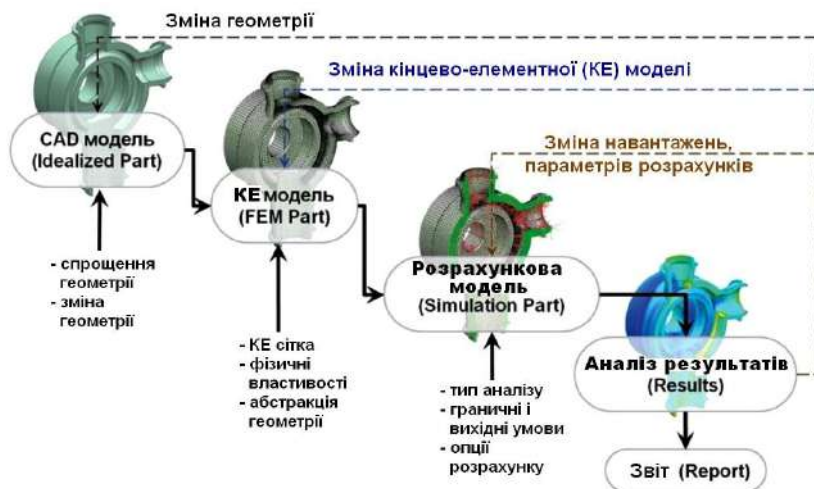


Рисунок 3.1 – Процес інженерного аналізу розробленої конструкції

Згідно наведеної вище схеми (рис. 3.1), розглянемо більш детально процедуру виконання інженерного аналізу (розрахунку) розроблюваних конструкцій методом кінцевих елементів.

При цьому в ході створення моделі й виконання розрахунків створюються файли, які містять певні типи даних про розрахункову модель.

Для ефективної роботи в САПР, необхідно чітко розрізняти, які дані зберігаються в певному файлі і який файл повинен бути активним при створенні й роботі з розрахунковою моделлю.

Нижче приводиться опис кожного етапу створення розрахункової моделі.

### 1. Створення ідеалізованої геометричної моделі (Idealized



**Part).** Для ефективного застосування методу кінцевих елементів (КЕ), повинна бути побудована коректна й максимально проста геометрична модель. Для цього необхідно провести ідеалізацію (спрощення) вихідної геометрії майстер-моделі.

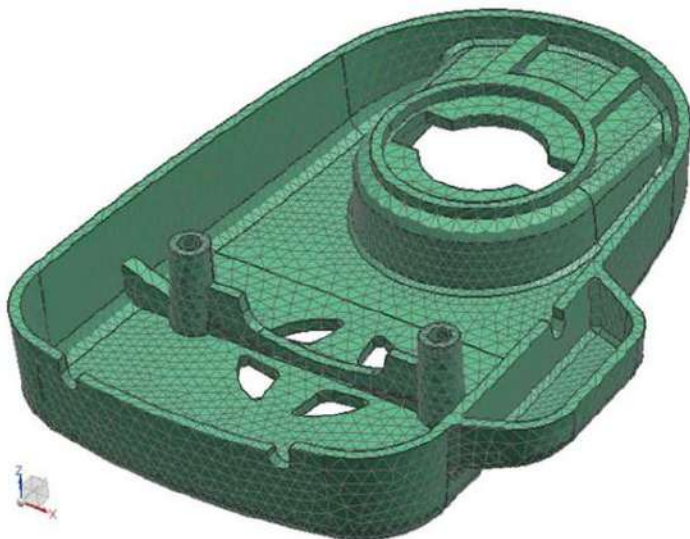


Рисунок 3.2 – Загальний вигляд кінцево-елементної сітки розроблюваної CAD-моделі деталі

Тобто рекомендується виключити всі геометричні елементи, які приводять до ускладнення розрахункової моделі (технологічні отвори, скруглення, фаски), але істотно не впливають на очікувані результати виконуваних розрахунків.

Якщо у вихідній геометрії присутні видимі поверхневі дефекти, то слід перебудувати відповідні геометричні елементи, для цього в САПР є відповідні інструменти.

Виконання ідеалізації геометрії (тобто зміна геометрії або спрощення) реалізується без зміни майстер-моделі. Система автоматично створює ідеалізовану геометричну модель, для якої створюється спеціальний файл КЕ моделі.

**2. Створення КЕ-моделі (FEM Part).** Для кінцево-елементної моделі (КЕ-моделі), створюється спеціальний файл, який, наприклад, може мати розширення «\*.fem». Крім побудови

безпосередньо KE сітки, у даному файлі задаються й зберігаються фізичні властивості частин моделі, такі як властивості матеріалів або параметри оболонкових і стрижневих елементів.

Геометрія в створеному файлі FEM є полігональною, тобто складається з фасетів, вершин і ребер. Надалі саме полігональна геометрія використовується для завдання спеціалізованих правил генерації сітки, таких як кількість або розмір елементів на геометричному об'єкті, абстракція геометрії. При цьому файл FEM асоціативно пов'язаний з ідеалізованою геометрією, тобто може бути оновлений автоматично у випадку внесення змін у вихідну або ідеалізовану геометрію.

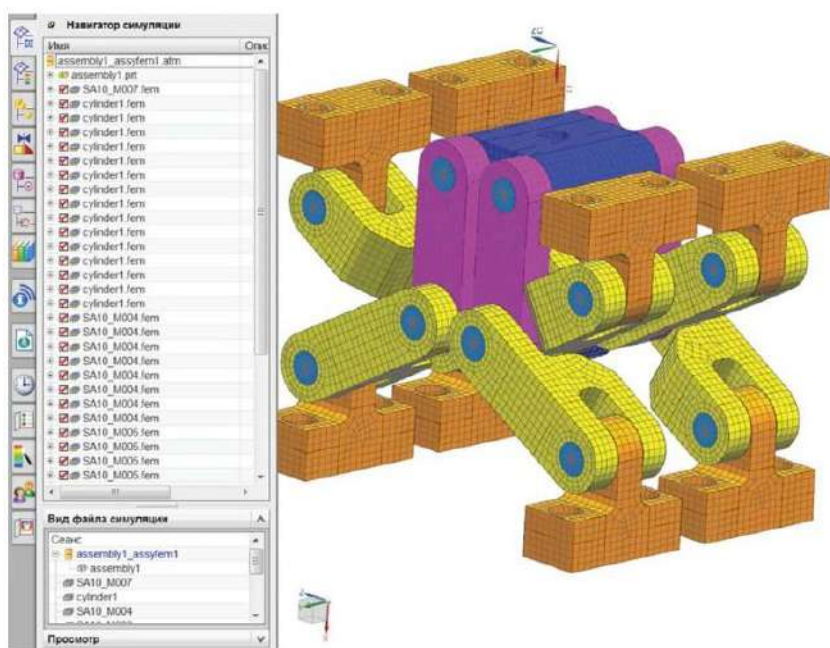


Рисунок 3.3 – Приклад кінцево-елементної сітки CAD-моделі складання

Спеціальні САЕ-модулі дозволяють проводити чисельне моделювання не тільки для окремих елементів конструкцій, але й для декількох деталей, об'єднаних у єдине складання. У цьому випадку структура розрахункового складання (Assembly FEM або

AFEM) небагато відрізняється від структури розрахункової моделі.

В залежності від типу САПР, для створення кінцево-елементної моделі складання, попередньо створюються KE моделі кожної з деталей, а потім створюється KE модель складання AFEM, де всі KE моделі деталей поєднуються в єдине складання.

При цьому позиціонування KE моделей окремих деталей відносно одне одного в складанні, відбувається автоматично відповідно до їхнього вихідного положення в CAD-складанні.

У разі відсутності вихідного CAD-складання, можна використовувати спеціальні інструменти для позиціонування KE моделей окремих деталей вручну.

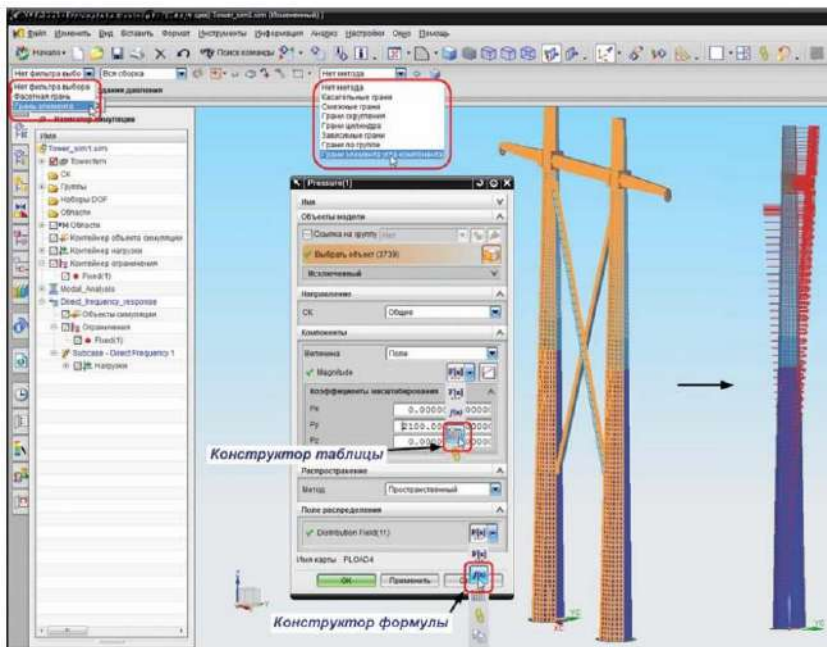


Рисунок 3.4 – Приклад завдання навантажень та граничних умов кінцево-елементної моделі

### 3. Створення розрахункової моделі (Simulation Part). Спеціальний SIM файл – містить інформацію про постановку

розрахункового завдання. Тобто на даному етапі для розробленої KE моделі визначаються граничні й початкові умови, умови можливої контактної взаємодії, один або кілька типів аналізу, а також опції вирішувача.

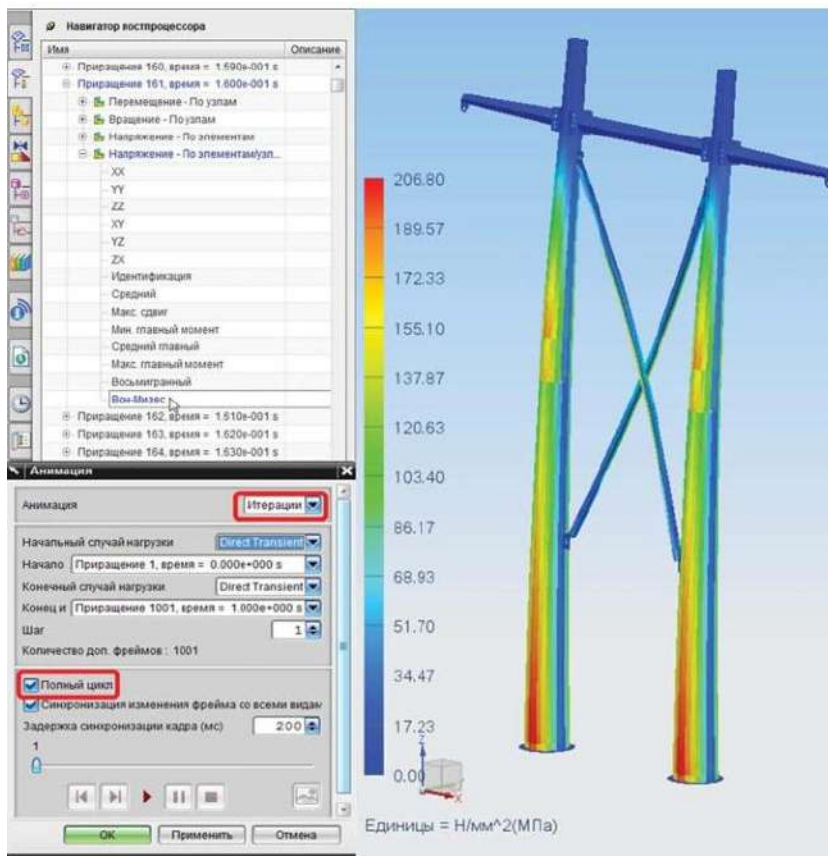


Рисунок 3.5 – Приклад отриманих результатів розрахунків для аналізу

Створений файл симуляції з розширенням «\*.sim» містить усі параметри й властивості поведінки конструкції, розрахункових випадків, налаштування вирішувача, такі як тип рішення, крок розрахунку, об'єкти симуляції (контактні граничні умови та ін.),

навантаження, обмеження, фізичні властивості, створені при перезаписі таблиць фізичних властивостей. Існує можливість створювати кілька файлів симуляції SIM, асоціативно пов'язаних з одним файлом FEM.

**4. Чисельне рішення завдання (Solution).** Цей етап не вимагає особистої участі інженера, але звичайно супроводжується так званим моніторингом ходу рішення. Для виявлення проблем з розрахунком, на ранньому етапі необхідно стежити за збіжністю вирішувача, за збіжністю контактного алгоритму, за нелінійною або нестационарною історією розрахунку. У випадку виявлення розбіжності розрахунку або інших проблем, завдання можна перервати й внести корективи у файли FEM або SIM.

**5. Аналіз отриманих результатів (Results).** Після одержання коректних результатів, які записуються у спеціальний файл (наприклад для вирішувача NX Nastran – файл OP2), вони аналізуються, будуються необхідні графіки й діаграми розподілу напружень, складається звіт.

### **3.5 Склад графічної частини курсової роботи**

Графічну частину даної курсової роботи слід виконувати у середовищі SolidWorks, використовуючи вбудовані розрахункові модулі для проведення різноманітних розрахункових перевірок розробленої конструкції, її подальшого вдосконалення та оптимізації.

В окремих випадках, в разі відсутності технічної можливості застосування SolidWorks для виконання даної курсової роботи, за згодою консультанта, та з дозволу завідуючого кафедрою «Автомобілі», допускається використання інших систем автоматизованого проектування, але не нижче середнього рівня, наприклад Компас, T-FLEX, або систем високого рівня (NX, PTC Creo, CATIA).

Враховуючи специфіку даної курсової роботи, склад її графічної частини слід узгоджувати із консультантом. Тобто кількість графічного матеріалу строго не обмежується і залежить від складності (кількості складових деталей) розроблюваної 3D-моделі.

Головною вимогою при цьому є необхідність наявності такої

кількості видів 3D-моделі (а в разі наявності креслень – розрізів та перетинів), щоб можна було зрозуміти устрій та загальний принцип роботи розробленої конструкції, технічну можливість її виготовлення.

В разі виконання курсової роботи в напрямку розробки зовнішніх форм кузова автомобіля засобами поверхневого моделювання, до матеріалів графічної частини слід також прикладати вихідні ескізи (пошукові скетчі) побудованої 3D-моделі, в електронному вигляді або на паперових носіях.

В разі виконання графічної частини курсової роботи лише в електронному вигляді (у вигляді слайдів), для захисту курсової роботи, окрім наявної самої презентації, всі слайди повинні також бути роздруковані на форматах А4, для кожного члена комісії на момент захисту роботи.

В разі наявності у курсовій роботі (за узгодженням із керівником) креслень, розроблених особисто студентом, їх треба привести до стандартних форматів А0-А4, і виконати згідно стандартів оформлення.

## **4 ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ЗАВДАННЯ 1-ГО ВАРІАНТУ СКЛАДНОСТІ В SOLIDWORKS**

### **4.1 Розрахунки кручених циліндричних пружин**

Розглянемо циліндричну пружину на рис. 4.1. Її середній діаметр  $D_0 = 14$  мм; діаметр витків  $d = 2$  мм; число робочих витків круглого перетину  $n = 9$ ; крок  $t = 5$  мм.

Як видно, у моделі відсутні підгорнуті витки, а для додавання граничних умов використовуються поверхні, що утворювалися в результаті «сточування» кінців. Такі спрощення прийняті, щоб максимально наблизити геометрію до розрахункової моделі, на базі якої будуються відомі аналітичні оцінки.

Властивості матеріалу (сталь) показані на рис. 4.2.

Розрахована відповідно до згаданого видання піддатливість пружини в осьовому напрямку складає  $\lambda = 0,150$  мм/Н. Відповідно твердість становить  $K = 6,67$  Н/мм. Граничні умови полягають у затисканні однієї із сточених граней у всіх напрямках, а грані, до якої прикладене осьове навантаження – тільки в площині, перпендикулярній осі. Останнє трохи збільшує твердість віртуальної пружини, перешкоджаючи зміні її радіального розміру, але запобігає перекошуванню.

Це суттєво спотворює картину напружено-деформованого стану й призводить до відхилення чисельної моделі від аналітичної ідеалізації. У розрахунках використовуємо навантаження 10 Н.

Сітку кінцевих елементів наведено на рис. 4.3. Використані елементи другого порядку (з параболічним полем переміщень), причому щільність сітки підібрана так, щоб по діаметру дроту розташовувалося два ребра кінцевих елементів.

Так створюється можливість, принаймні у першому наближенні, апроксимувати розподіл дотичних напружень у поперечному перерізі стрижня, що скручується.

Поле вертикальних переміщень на тлі деформованого виду показано на рис. 4.4 і дає можливість оцінити твердість пружного елемента. У якості базової величини вертикального переміщення спробуємо підібрати середнє або середньоквадратичне значення

відповідних результатів із грані, до якої прикладена сила.

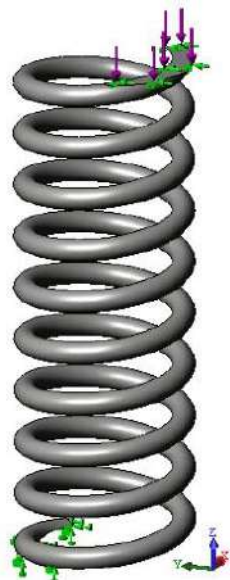


Рисунок 4.1 – Модель пружини із граничними умовами

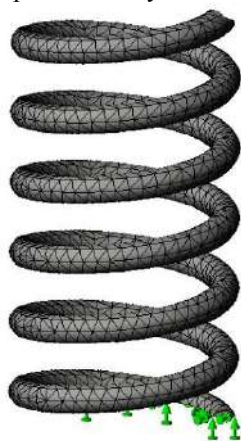


Рисунок 4.3 – Фрагмент сітки кінцевих елементів

Матеріал Деталізація	
Имя исследования	БП (Взведенный затвор)
Имя материала	Простая углеродистая сталь
Источник материала	Материал SolidWorks
EX	2.1E+011 N/m <sup>2</sup>
NUXY	0.28
GXY	7.9E+010 N/m <sup>2</sup>
DENS	7800 kg/m <sup>3</sup>
SIGXT	3.9983E+008 N/m <sup>2</sup>
SIGYLD	2.2059E+008 N/m <sup>2</sup>
ALPX	1.3E-005 /Kelvin
KX	43 W/(m.K)
C	440 J/(kg.K)

Рисунок 4.2 – Властивості матеріалу пружини

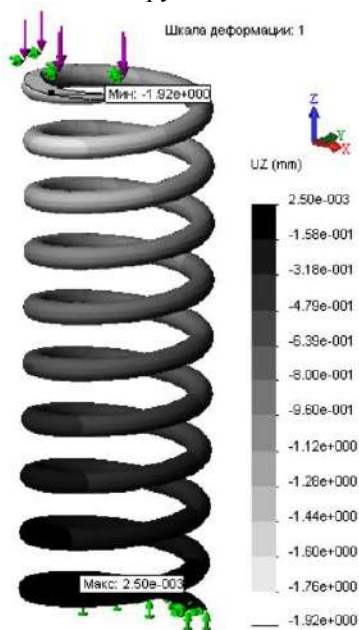


Рисунок 4.4 – Розподіл осьових переміщень



Для цього використовуємо команду «**Выбранный список**» (List Selected), у якості аргументу для якої використовується відповідна грань. Результат розрахунку показано на рис. 4.5.

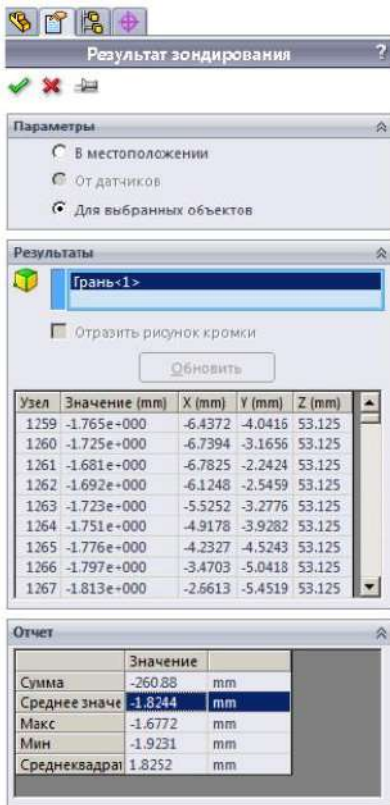


Рисунок 4.5 – Одержання середнього значення вертикального переміщення

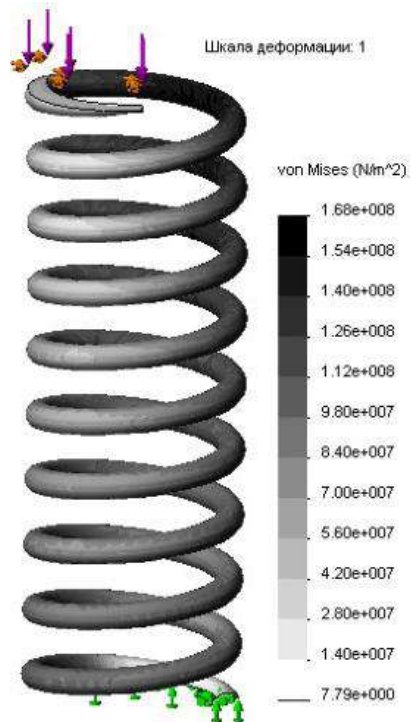


Рисунок 4.6 – Розподіл еквівалентних напружень

Твердість пружини, яка розрахована на базі цих результатів, становить 5,49 Н/мм. Виникає питання про однорідність осевих переміщень (відсутності перекошування), а також про ступені впливу щодо великих переміщень (при цьому може бути видане відповідне попередження програми). Другий фактор оцінюється простіше: активізується опція «**Большие перемещения**» (Large

displacement), що припускає розрахунки з поступово зростаючим навантаженням. Максимальне вертикальне переміщення склало 1,81 мм, що говорить про несуттєвий вплив зміни твердості пружини в ході деформування на результуючу твердість. Тут слід урахувати, що відносно велика величина переміщень обумовлена геометрією конструкції, у той час як деформації цілком укладаються в поняття «малих».

Що стосується «перекошування», то воно досить суттєве, про що свідчить рис. 4.6. Причиною цього є ексцентриситет додавання сили в сукупності з «дозволом» навантаженої грані змінювати орієнтацію.

Спробуємо модифікувати затискання з метою запобігання повороту навантаженої грані. Замість «просто» сили, вводимо дистанційне навантаження у варіанті «**Жесткая связь**». При цьому точка прикладення сили перебуває на осі пружини, для чого довелося попередньо створити довідкову систему координат з початком на осі пружини в площині торця (рис. 4.7).

Разом з наявним затисканням «у площині» це виключає як зсув, так і поворот щодо осей, які лежать у площині грані. Дистанційне навантаження прикладається у варіанті «**Жесткая связь**» (Rigid connection), що робить об'єкт впливу недеформованим. Останній факт, у принципі, не суперечить гіпотезам, використаним при одержанні аналітичного рішення.

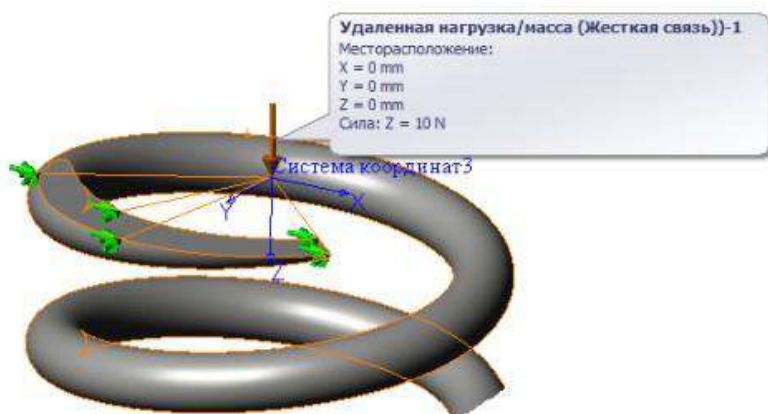


Рисунок 4.7 – Прикладення дистанційної сили

Як видно з рис. 4.8, ефект перекошування радикально зменшений. Тому можна оцінити пружні властивості в порівнянні з аналітикою: піддатливість  $\lambda = 0,155$  мм/Н, що дуже близько до відомої оцінки.

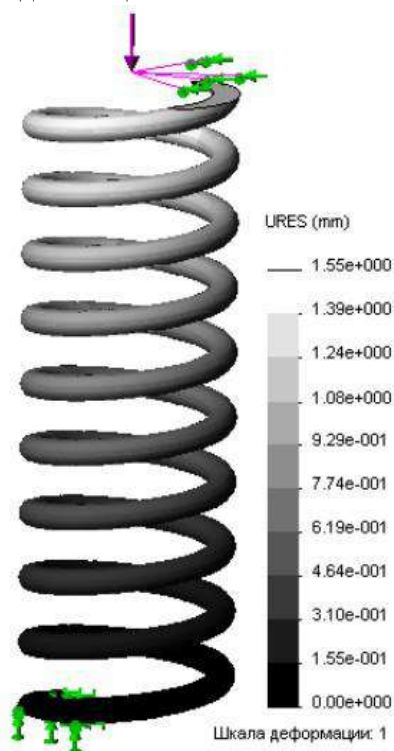


Рисунок 4.8 – Діаграма переміщень для моделі

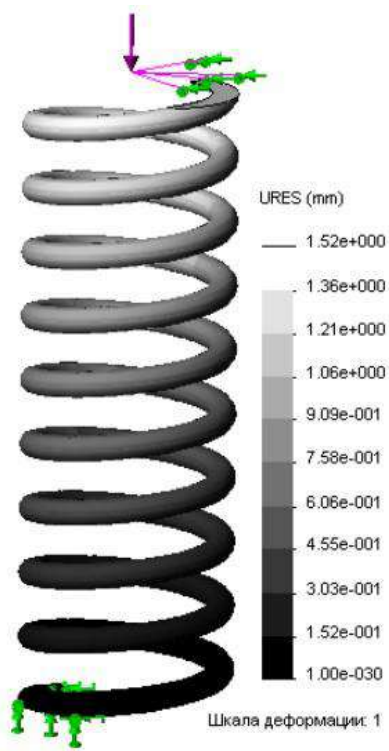


Рисунок 4.10 – Діаграма з урахуванням «більших переміщень»

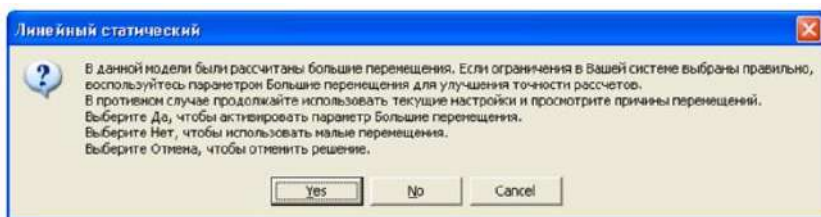


Рисунок 4.9 – Діагностичне повідомлення із пропозицією активувати параметр «Большие перемещения»

У процесі розрахунків (при вирішенні системи лінійних рівнянь) програма може видавати діагностичне повідомлення, яке інформує про бажаність обліку великих переміщень (рис. 4.9). Спробуємо активізувати відповідну опцію у вікні властивостей «Исследования».

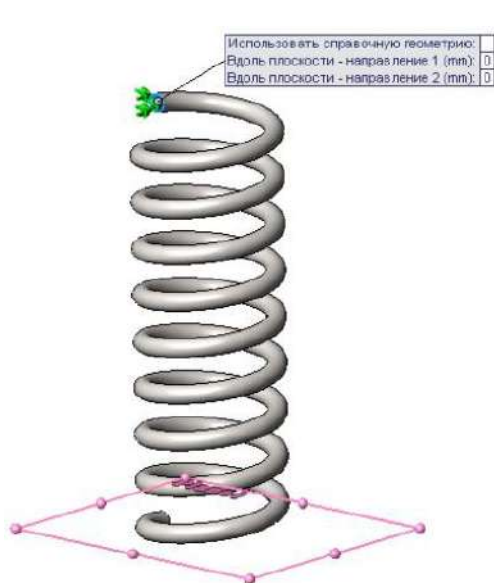


Рисунок 4.11 – Граничні умови, що імітують фіксацію торців

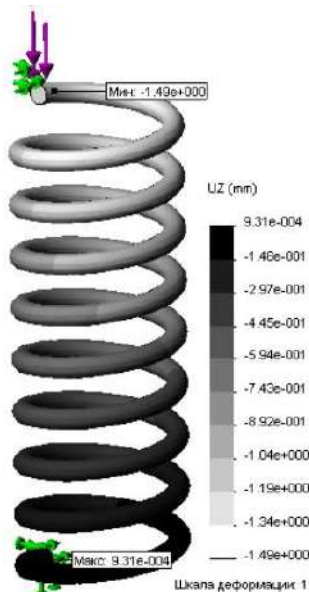


Рисунок 4.12 – Діаграма переміщень для моделі з фіксованими торцями пружини

Як видно з рис. 4.10, результат змінився досить незначно. Це збігається із загальноприйнятими рекомендаціями: оскільки деформування моделі не супроводжується зміною твердості, то модель «малих переміщень» цілком адекватна завданню, проте базова її відмінність від уточнюючої методики, полягає в одномоментному прикладенні навантажень. Тому, у даному випадку слід відповідати негативно, інакше програма активізує обговорювану опцію й запустить знову вирішувач. Спробуємо більш традиційну схему затискань, застосувавши її до спрощеної геометричної моделі пружини. Щоб запобігти перекошуванню,

застосовуємо наступну схему граничних умов (рис. 4.11): один торець фіксуємо у всіх напрямках, а другий – у двох (крім вертикального). В останньому випадку використовується система координат, пов’язана з горизонтальною площиною, тобто фіксуються переміщення в напрямках, які їй паралельні. Сила ж перпендикулярна цій площині.

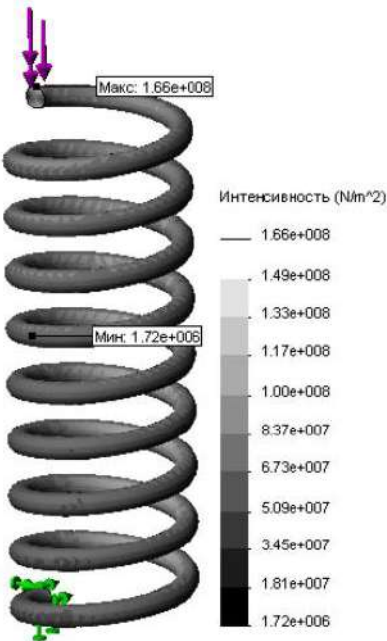


Рисунок 4.13 – Інтенсивність напружень

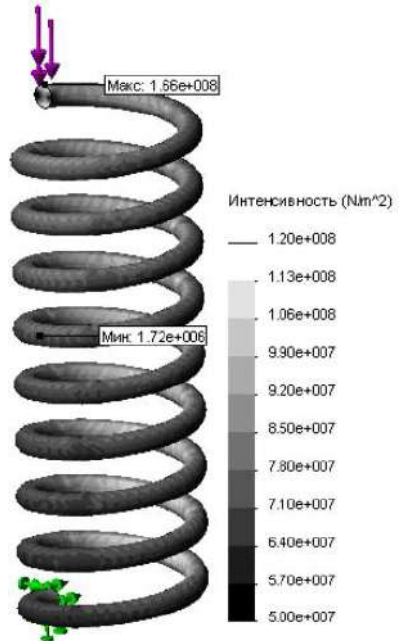


Рисунок 4.14 – Інтенсивність напружень – звужений діапазон шкали

Згідно рис. 4.12, з урахуванням деякої відмінності геометрії, твердість пружини відповідає попереднім моделям: пружина деформується переважно в осьовому напрямку, що робить модель придатною для порівняння з аналітикою. Далі будемо досліджувати це питання стосовно до величин напружень.

Відоме рішення стверджує, що визначальним компонентом напруженого стану у крученій пружині, при осьовому навантаженні, є зрушення через крутіння витка. Для даної

геометрії й сили максимальні дотичні напруження по контуру перетину дроту  $\tau_{\max}=5,39 \times 10^7$  Па. З метою спрощення будемо порівнювати з даною величиною не дотичні напруження в конкретному перетині, а величину інтенсивності напружень  $\sigma_i$ , відображену на поверхні пружини.

Інтенсивність напружень дорівнює подвоєній величині максимального дотичного напруження в даній точці (рис. 4.13). Як видно, розподіл функції на поверхні неоднорідний.

Зрозуміло, що навіть якщо нівелювати дію сил на зафіксованих кінцях (їх наслідки), і звужити діапазон шкали (рис. 4.14), то результат однаково залишається не занадто задовільним (з погляду відповідності очікуванням).

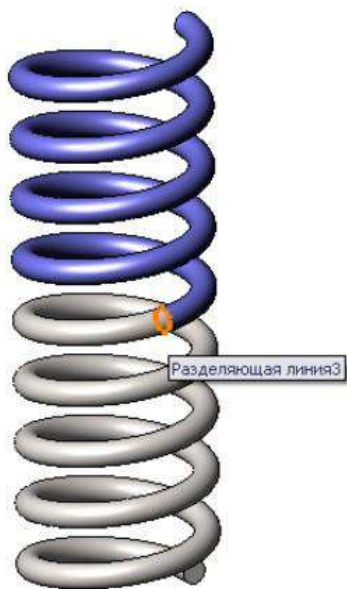


Рисунок 4.15 – Модифікована геометрія з лінією рознімання

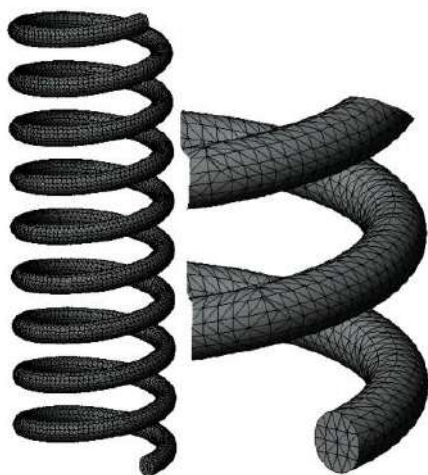


Рисунок 4.16 – Щільна сітка та її фрагмент

Як і в більшості подібних випадків, джерелом проблем є досить рідка сітка. Розмір кінцевого елемента за замовчуванням прийємо таким, щоб по діаметру дроту генерувалося порядку чотирьох елементів. Попередньо виконаємо ще одну маніпуляцію. Інтерес представляє розподіл напруг, зокрема

дотичних по окружності дроту. Для наступної ідентифікації відповідних функцій нанесемо на грань пружини лінію рознімання (рис. 4.15). Результуючу сітку кінцевих елементів показано на рис. 4.16.

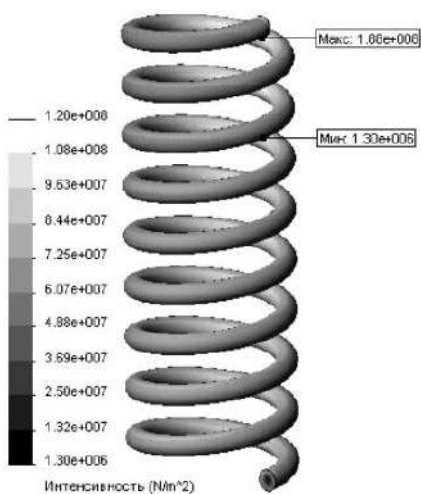


Рисунок 4.17 – Розподіл інтенсивності напруг у моделі з більш щільною сіткою

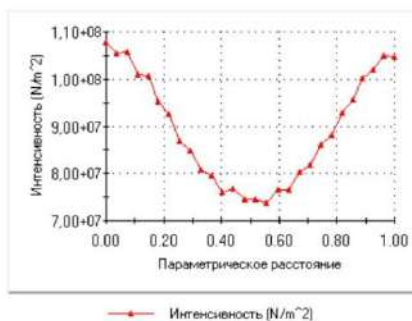


Рисунок 4.19 – Інтенсивність напружень на лінії рознімання

## 4.2 Висновки

В результаті проведених розрахунків слід зазначити те, що твердість моделі пружини після ущільнення сітки практично не

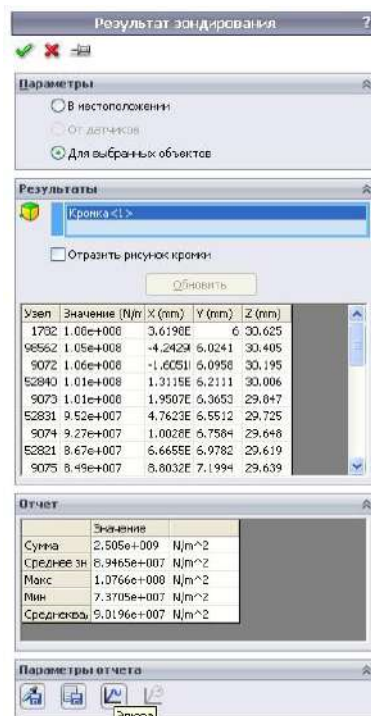


Рисунок 4.18 – Результат виконання команди «Выбранный список» стосовно до лінії рознімання

змінилася – діаграма переміщень, по своїй суті, ідентична отриманої для рідкої сітки.

Розподіл же інтенсивності напруг став візуально більш «упорядкованим» (рис. 4.17). При цьому цілком очевидна локалізація мінімуму дотичних напружень, він повинен розташовуватися в центрі дроту.

Результат виконання команди «**Выбранный список**» (List Selected), аргументом якої є крайка лінії рознімання, показано на рис. 4.18. По-перше, середнє значення (по крайці) інтенсивності склало близько  $9,0 \times 10^7$ , що відповідає дотичному напруженню  $\tau = 4,5 \times 10^7$  Па, у той час як аналітика передбачила  $5,39 \times 10^7$  Па.

Розподіл інтенсивності по крайці (графік отримано після натискання кнопки «**Эпюра**» (Plot) у панелі «**Результат зондирования**» (Probe Result)) показано на рис. 4.19. Максимальне значення інтенсивності дорівнює приблизно  $10 \times 10^7$  Па. Таким чином, можна констатувати задовільну відповідність між чисельним і аналітичним розрахунками.

Синусоїдальний характер розподілу дотичних напружень уздовж крайки можна пояснити наступним чином. На постійне дотичне напруження, яке виникає в результаті крутіння дроту (у припущенні, що основним силовим фактором є крутний момент), накладається складова дотичного напруження, породжуваного перерізаючою силою.

Вона максимальна по модулю усередині й зовні пружини. При цьому, напрямки компонентів дотичних напружень однакові усередині й спрямовані в різні сторони зовні. «Зверху» і «знизу» дроту, складова сили перерізаючого зусилля, в дотичних напруженнях дорівнює нулю.

Різницю між середнім по синусоїді й аналітикою можна пояснити особливостями процедури обчислення деформацій/напруг у кінцево-елементній системі: деформації (або напруження – це залежить від конкретної реалізації алгоритму програми) у вузлах розраховуються на основі середнього арифметичного екстрапольованих деформацій у точках інтегрування.

Також можна відзначити, що відповідні результати цілком порівнянні. Для оцінки твердості, апроксимації з рідкою сіткою (два елементи по діаметру дроту) дають прийнятні оцінки.



Але для прогнозу міцності потрібно використовувати досить щільну сітку.

Таким чином використаний метод розрахунку – метод кінцевих елементів, дає адекватну імітацію практично всіх факторів, що впливають на функціонування пружини (обробка кінців, схеми їх обпирання, ексцентриситету навантаження тощо). Тому можна зробити остаточний висновок, що з урахуванням простоти підготовки геометричної й розрахункової моделі, SolidWorks Simulation цілком може бути ефективно використаний як для проектувального, так і для перевірного розрахунків.

### 4.3 Розрахунок жорсткості трьохлистової ресори

Багатолистові ресори в розібраному стані мають зазори, які частково вибираються після затягування центрального болта. Контакти вибираються в процесі навантаження, що супроводжується проковзуванням і утвором нових зазорів.

Залежність прогину від навантаження є нелінійною, що обумовлено як зміною схеми взаємодії листів, так і власне зміною жорсткості листів через великий прогин.

Розглянемо ресору, креслення якої в розпрямленому стані представлено на рис. 4.20.

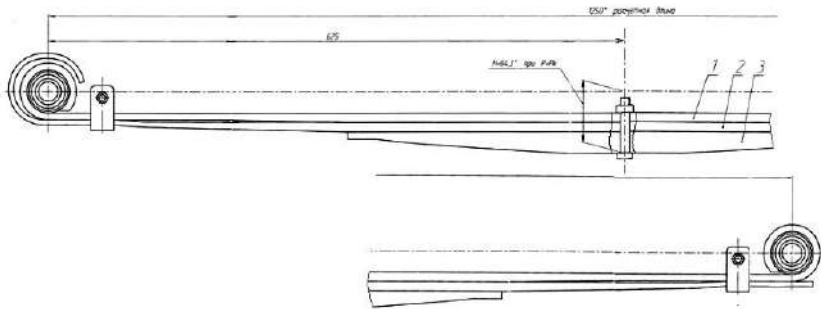


Рисунок 4.20 – Креслення ресори в розпрямленому стані

Вона складається із трьох листів: корінного, підкореневого й додаткового, стягнутих болтом і хомутом. Розрахункова модель буде використовуватися для імітації випробувань ресори, тому основною вимогою до неї є імітація всіх значимих факторів, що

виникають в експерименті.

Схему випробувань із оцінкою жорсткості при повному навантаженні показано на рис. 4.21. Як видно, реалізована симетрична схема обпирання, яка припускає симетричний горизонтальний зсув вух разом з обома ковзними опорами, що відрізняється від схеми кріплення в автомобілі, коли одне вушко з'єднане з нерухливим кронштейном, а інше передає навантаження на автомобіль через, наприклад сергу, що гойдається, або який-небудь різновид ковзної опори. Це робить природньою розрахункову модель на основі половини вихідної геометрії. Хомути в розрахунки не входять, тому будувати їхню геометричну модель немає необхідності.

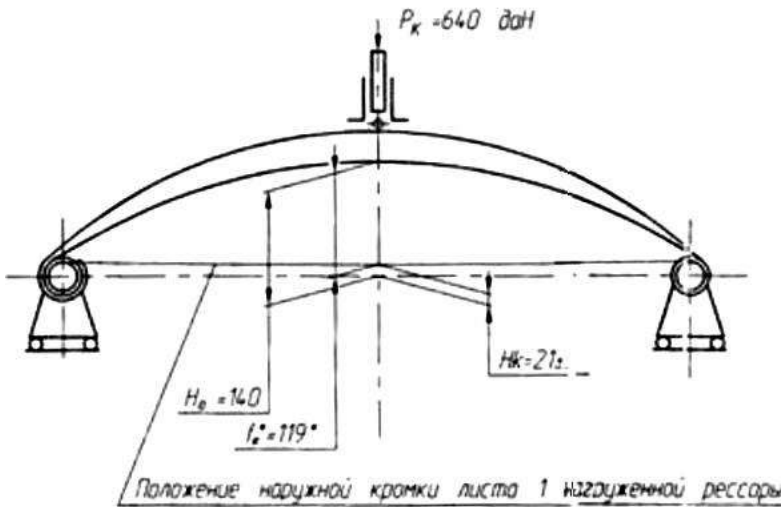


Рисунок 4.21 – Схема випробувань ресори

Проте базова геометрична модель буде описувати ресору цілком. Це зроблене на випадок, якщо буде потрібно змоделювати асиметричну схему навантаження або оцінити вплив асиметрії в наявних випробуваннях. Фрагмент моделі в зоні вушка показано на рис. 4.24. До ресорних листів уведений втулка, запресована у вушко корінного листа, і палець, діаметр якого дорівнює отвору у втулці (функціонал, для якого призначені ці елементи, описаний далі).

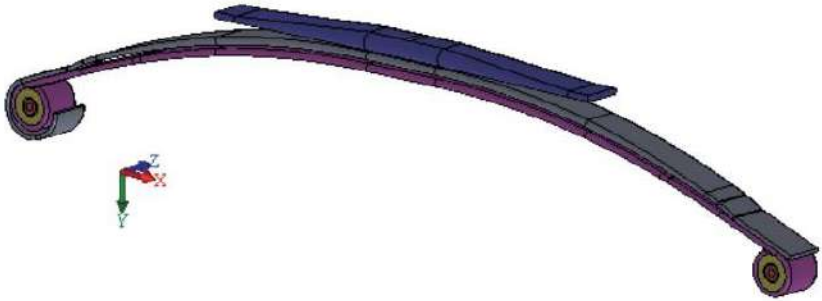


Рисунок 4.22 – Геометрична модель ресори – аксонометрія



Рисунок 4.23 – Геометрична модель ресори – фронтальна проекція

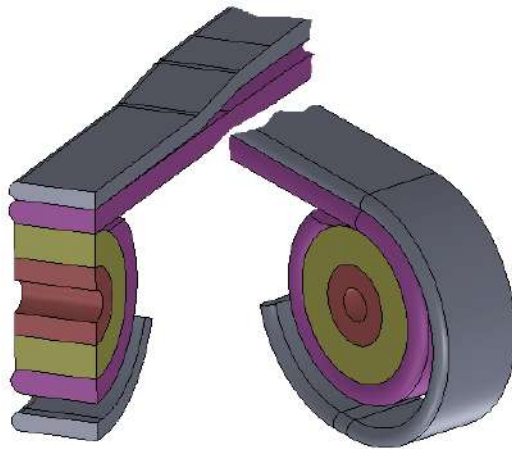


Рисунок 4.24 – Зона вушка (вертикальний розріз на виді з боку площини симетрії й вид із зовнішньої сторони)

Побудова геометричних моделей листів має ряд особливостей, які будуть описані далі. Дане завдання передбачається вирішувати в нелінійній постановці – комбінація великих початкових зазорів, які вибираються у процесі

навантаження з істотною зміною площин контакту, а також наявність натягу роблять малоймовірним одержання прийняттого результату за допомогою лінійного алгоритму.

Оскільки геометрична модель будувалася безпосередньо для розрахунків, то ніякої адаптації, що супроводжує перехід від конструкторського виду до аналізу, не потрібно, за винятком уведення центрального болта. Болт повинен забезпечувати реалізацію натягу.

Справа в тому, що в нелінійному аналізі віртуальні болтові з'єднання не завжди гарантують стійкий розв'язок, тому оптимальною (у випадку, якщо він виявиться працездатним) є посадка з натягом.

Ще один спосіб – використання термопружності. Деякою перевагою цього способу, щодо посадки з натягом, і щодо навіть віртуальних болтів, є можливість установа зв'язку із часом (умовним для нелінійного аналізу й реальним – для нелінійної динаміки).

Тобто гаряча посадка й віртуальний болт повинні бути враховані протягом першої ітерації. Це може ускладнити збіг результатів розрахунків.

В даному контексті проблема полягає в тому, що зміна розмірів ресори відбувається рівномірно в усі сторони – для абсолютної більшості завдань цей фактор не значимий, тому що деформації, що породжують реалістичні натяги, досить малі.

Тут же необхідно вибрати початковий зазор, а тільки потім приступити до натягу. Тому осьова деформація склала б порядку 10...15%, а радіальні деформації, що її супроводжують, стали б незначними. Їх можна радикально зменшити, використавши для болта анізотропний матеріал. Більш простий алгоритм – розділити болтове з'єднання на три тіла: умовні головку, гайку й стрижень. Теплову деформацію (що зменшує розміри) можна було призначити для ізотропного стрижня, паразитний радіальний компонент якого не виявить істотного впливу на стан системи. Проблемна складова буде обмежена областями біля крайок, що зв'язують стрижень із «гайкою» і «головкою», де виникнуть нереалістичні деформації (і напруги).

Зону центрального болта із прикладеною умовою «**Горячая посадка**» (**Shrink Fit**) показано на рис. 4.25. Як видно, модель

болтового з'єднання є суцільно спрощеною й не враховує піддатливості різьблення, наявності шайб тощо. Ключовим параметром тут є величина початкової інтерференції між нижньою гранню умовної «головки» і гранню на ресорі. Вона виділена (за допомогою команди «Линия разьёма») для локалізації навантаження й заодно використовується для призначення контактної умови. Розмір між «головкою» і «гайкою» визначається різницею відстаней між нижньої й верхньої гранями відповідних листів ресори мінус розмір зазору між корінним і підкореневим листами й мінус деяка величина, що забезпечує власне натяг болта.

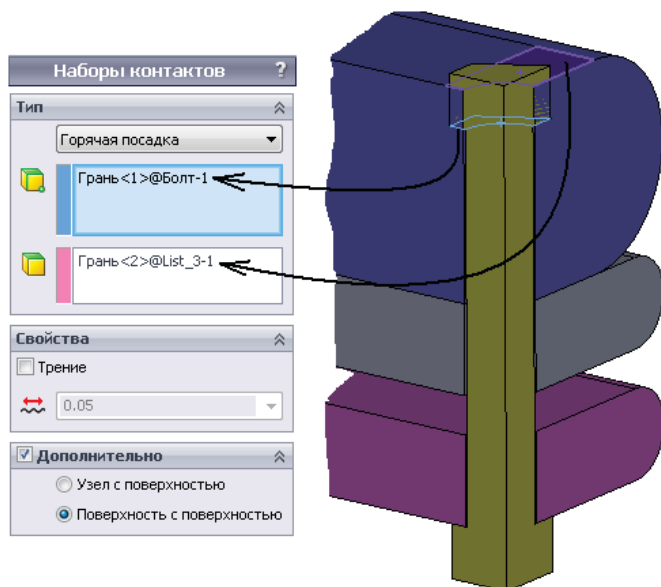


Рисунок 4.25 – Зона центрального болта з посадкою з натягом

Остання підбирається методом проб і помилок (у першому наближенні можна використовувати спеціальну модель, що складається із двох паралелепіпедів з отворами), виходячи з умови вибірки зазору між листами й забезпечення необхідного натягу після вибірки зазору.

У цьому випадку прийнято 0,0385 мм, а повна інтерференція

становить 4,29784 мм (рис. 4.26). Постановка граничних умов, що моделюють циліндричні шарніри у вушках, показана на рис. 4.27. Перша частина – це закладення, що імітує фіксацію пальця.

Він має умовний (щодо реальності) отвір, на грань якого поставлена умова «Дистанционная нагрузка» (Remote Load) у варіанті «Перемещение/Жёсткая связь» (Displacement/ Rigid Connection), який передбачає відсутність піддатливості.

Зафіксовані переміщення в напрямку осей  $y$  і  $z$  локальної системи координат, вісь  $z$  якої збігається з віссю пальця, а вісь  $x$  – уздовж лінії, що зв'язує центри вушок.

Додатково поставлена контактна умова «Нет проникновения» (No penetration) між гранями пальця й втулки, а між втулкою й вушком – умова «Связанные» (Bonded) (рис. 4.28).

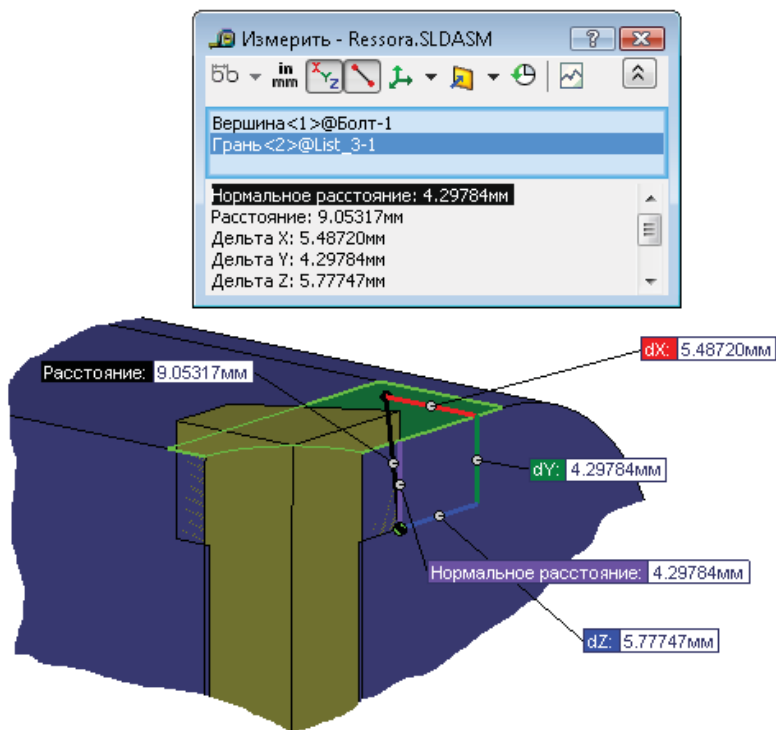


Рисунок 4.26 – Оцінка інтерференції

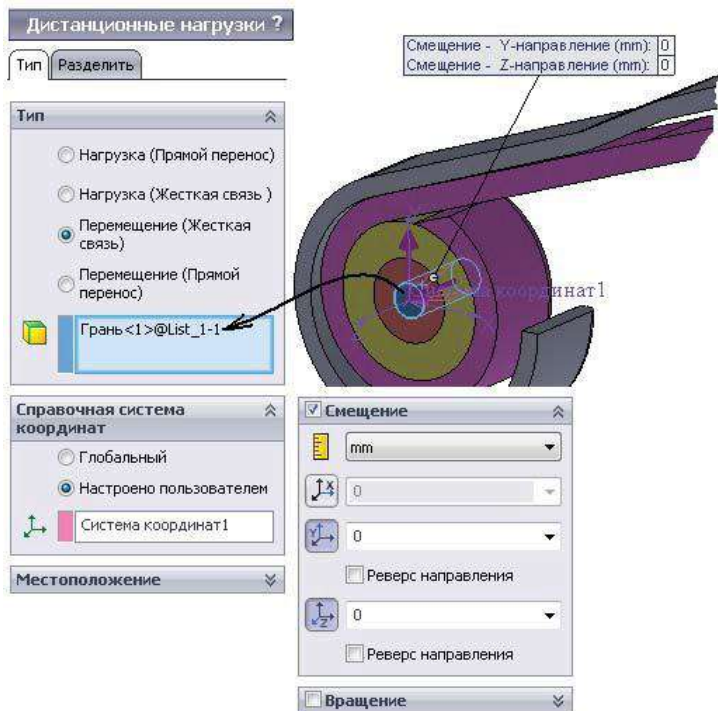


Рисунок 4.27 – Реалізація циліндричного шарніра з обмеженими зсувами у вертикальному й осевому напрямках

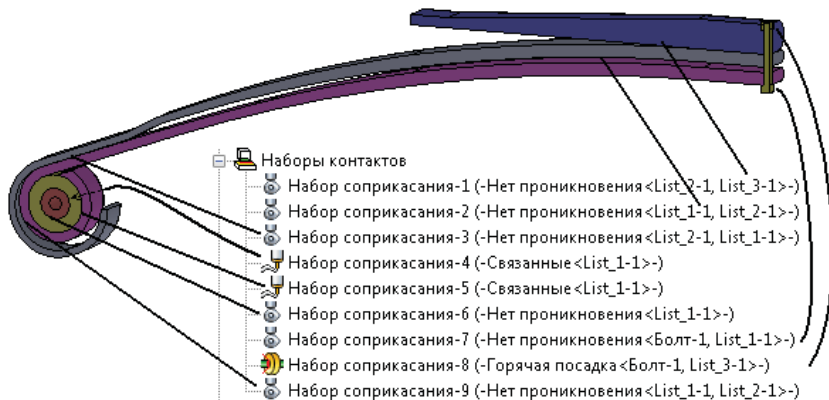


Рисунок 4.28 – Контактні умови

Незважаючи на те, що вона діє за замовчуванням, вона було поставлено двічі – для двох пар граней (циліндричних і торових), оскільки в силу особливостей побудови геометрії програма генерувала неспільну сітку й контакт не функціонував.

Доповнення повороту в контакті вільним поворотом у дистанційному переміщенні призначене для зменшення проковзування в контакті, що, як представляється, підвищує стійкість нелінійного розв'язку. Спроба організувати зазор між пальцем і втулкою й «помістити» у нього віртуальний підшипник привела до погіршення збіжності результатів.

На рис. 4.28 наведені всі контактні граничні умови, що визначають контакти з ковзанням, входом і виходом із зіткнення – використовується умова «**Нет проникновения**» (No Penetration) з реалізацією «**Поверхность с поверхностью**» (Surface to surface) як найбільш підходящої в сучасних версіях програми для гладких протяжних граней. Там же позначені й контакти «**Связанные**» (Bonded).

На рис. 4.29 показаний фрагмент граничних умов, що моделюють симетрію щодо поперечної площини, яка проходить через центровий болт. Строгої симетрії щодо поперечної площини немає, тому що підкореневий лист має вушко тільки з однієї сторони. Вважаємо, що при даній конструкції й схемі випробувань ресори, це фактор не значимий.

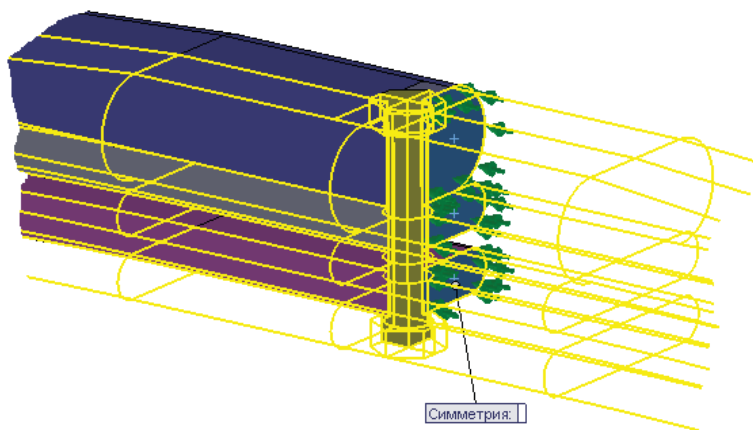


Рисунок 4.29 – Умова симетрії в поперечному перерізі



Силу будемо прикладати до спеціально виділеної грані (рис. 4.30). Відтворювати в подробицях схему навантаження у нашому випадку нераціонально. Закон зміни сили в умовному часі такий: сила лінійно зростає з нуля до величини, дорівнюючої чверті (розглядається чверть конструкції) максимального навантаження 1171 кг сили.

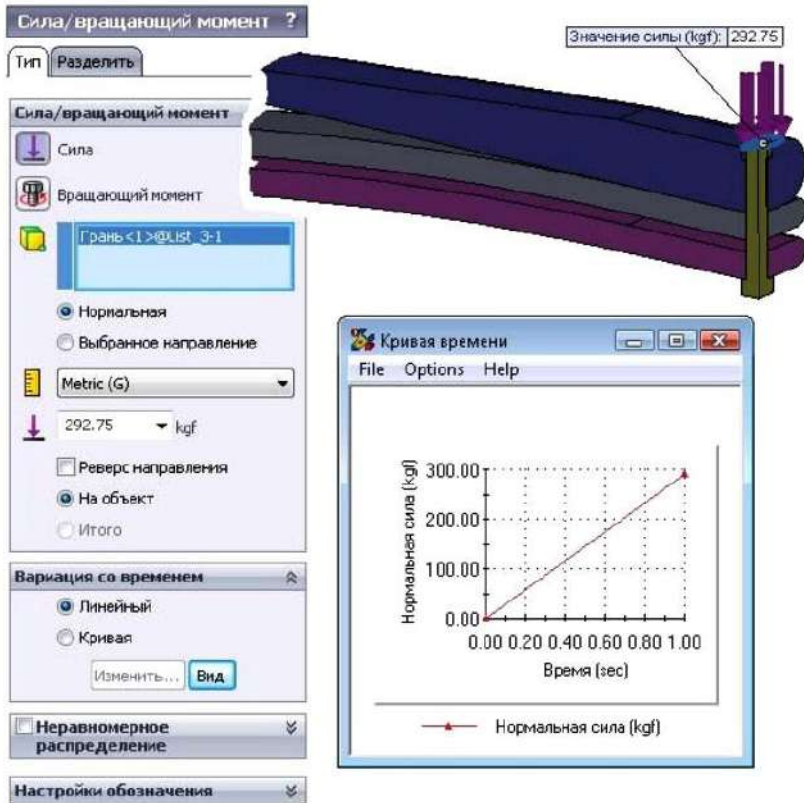


Рисунок 4.30 – Навантаження та закон його зміни

Можна було б на початку кривої виділити горизонтальний нульовий відрізок довжиною, наприклад, 0,1 умовної секунди для реалізації натягу, однак більш зручна інтерпретація результатів можлива при простому режимі навантаження.

Цей алгоритм імітує так звану «м'яку» схему навантаження,

коли устаткування реалізує деякий закон зміни сили, а переміщення є наслідком цього правила. На практиці найчастіше використовується «жорстке» навантаження, коли визначальним є переміщення, а сила – наслідком (у розрахунках вона є розрахунковою характеристикою).

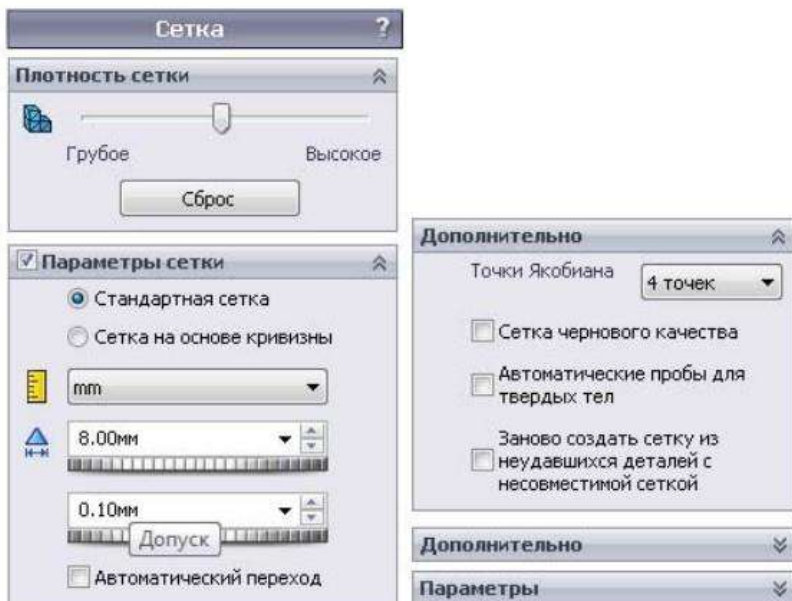


Рисунок 4.31 – Настроювання сітки кінцевих елементів

Результати, у тому числі й криві відгуку (залежності переміщень від навантаження й навпаки), повинні відрізнятися тільки тим, що осі абсцис відповідає ордината, і навпаки.

Ми не пішли на маніпуляції із призначенням переміщення, оскільки для цього довелося б задуматися над імітацією алгоритму впливу робочого інструмента іспитового устаткування в термінах переміщень. Безпосереднє призначення вертикального переміщення для деякої грані (наприклад, тієї, до якої тут була прикладена сила) некоректно, оскільки робить її недеформованою у вертикальному напрямку.

Ще менш коректно це було б для випадку двохопорного вигину, оскільки деформовані в реальності площини повинні

залишитися паралельними самим собі, що може суттєво завищити розрахункову жорсткість.

Підходящим інструментом тут може бути «**Дистанционное перемещение**» (Remote Displacement), яке – при відповідних налаштуваннях – дозволило б навантаженим граням повертатися щодо осей, перпендикулярних площини ресори, залишаючись при цьому плоскими. Даний компроміс є неминучим при спробі реалізувати двохопорний вигин у термінах переміщень.

Зрозуміло, що ці проблеми знімаються, якщо в розрахунковій моделі на ресору впливало б реальне тіло, форма якого повторює реальну конструкцію. З урахуванням проблем, що виникають при розрахунках ресори, це неможливо реалізувати.

Налаштування сітки кінцевих елементів показані на рис. 4.31. Використана «стандартна» сітка, оскільки для складань із контактними умовами у вигляді ковзання – це найбільш надійний варіант.

З метою добитися генерації двох кінцевих елементів по товщині листів для самих тонких з них (за винятком додаткового листа) і для зовнішньої циліндричної грані втулки, сполученої з вушком, застосований елемент керування сіткою, розмір якого становить близько половини середньої товщини листів (рис. 4.32). Вважаємо, що це повинно дати прийнятну точність, оскільки два кінцеві елементи з параболічним полем переміщень із достатньою точністю описують переважні в листах згинаючі деформації – у кожному кінцевому елементі напруги змінюються лінійно. Використання сітки «чорнової якості» (з лінійним полем переміщень і, відповідно, постійними деформаціями/напругами) у даній ситуації неприйнятне.

Також елемент керування застосовано до болта, однак робити сітку на болті «занадто» дрібною не треба, тому що, по-перше, розрахункова жорсткість ресори мало залежить від точності розрахунків у зоні болта, і, по-друге, якщо розмір кінцевого елемента менше розміру інтерференції, тому можливі проблеми з реалізацією посадки з натягом.

Результуючу сітку показано на рис. 4.33. З приведеного рисунку видно, що ціль у вигляді мінімум двох кінцевих елементів по товщині, практично досягнута. Властивості створеної сітки, показані на рис. 4.34.

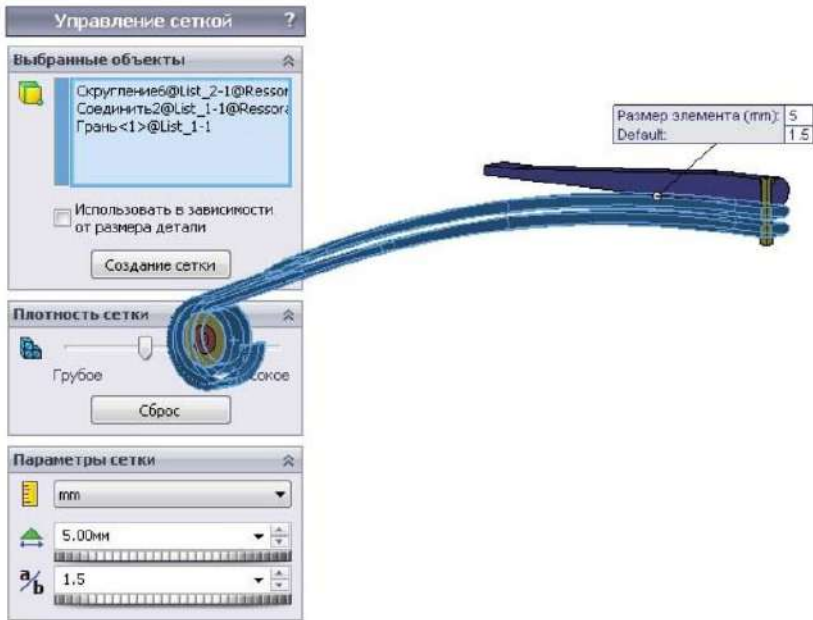


Рисунок 4.32 – Ущільнення сітки на тонких листах ресори



Рисунок 4.33 – Сітка кінцевих елементів

Ключовим фактором для завдань із великими контактними переміщеннями є точність опису контакту. У настроюваннях вирішувача (рис. 4.35) вона визначається двома ключовими факторами: точністю апроксимації геометрії сіткою – по суті, щільністю сітки в зоні контакту, і настроюваннями вирішувача –

опція «**Несовместимые параметры связи**» (Incompatible bonding options) – у першому варіанті розрахунків ми використовуємо Спрощені (Simplified).

Сетка Детализация	
Имя исследования	Нелин - упрощ конт] - не
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение	Стандартная сетка
Автоматическое уплотнение сетки	Выкл
Включить автоциклы сетки	Выкл
Точки Якобиана	4 точек
Управление сеткой	Определенный
Размер элемента	8 mm
Допуск	0.1 mm
Качество сетки	Высокая
Всего узлов	48806
Всего элементов	27652
Максимальное соотношение сторон	66.222
Процент элементов с соотношением сторон < 3	99.2
Процент элементов с соотношением сторон > 10	0.0976
%% искаженных элементов (якобиан)	0
Заново создать сетку из неудавшихся деталей с несовместимой сеткой	Выкл
Время для завершения сетки (hh:mm:ss)	00:00:06

Рисунок 4.34 – Параметри сітки

Також слід звернути увагу на досить великий максимальний крок збільшення навантаження. Великий максимальний крок збільшення навантаження дозволяє скоротити час розрахунків при прийнятній якості результатів, тому що криві відгуку, аналіз яких наведений нижче, виходять із більш грубими значеннями, які в цьому випадку цілком достатні для висновків.

Великий максимальний крок може погіршити збіжність, однак тут цього ми не спостерігаємо. Настроювання вкладки «**Дополнительные параметры**» (Advanced), яка з'являється після натискання кнопки «**Дополнительно**» (Advanced Options), ми не міняли. У цьому випадку підібрати настроювання нелінійного вирішувача, що поліпшують збіжність, не вдалося. Діаграма переміщень із деформованим видом показана на рис. 4.36.

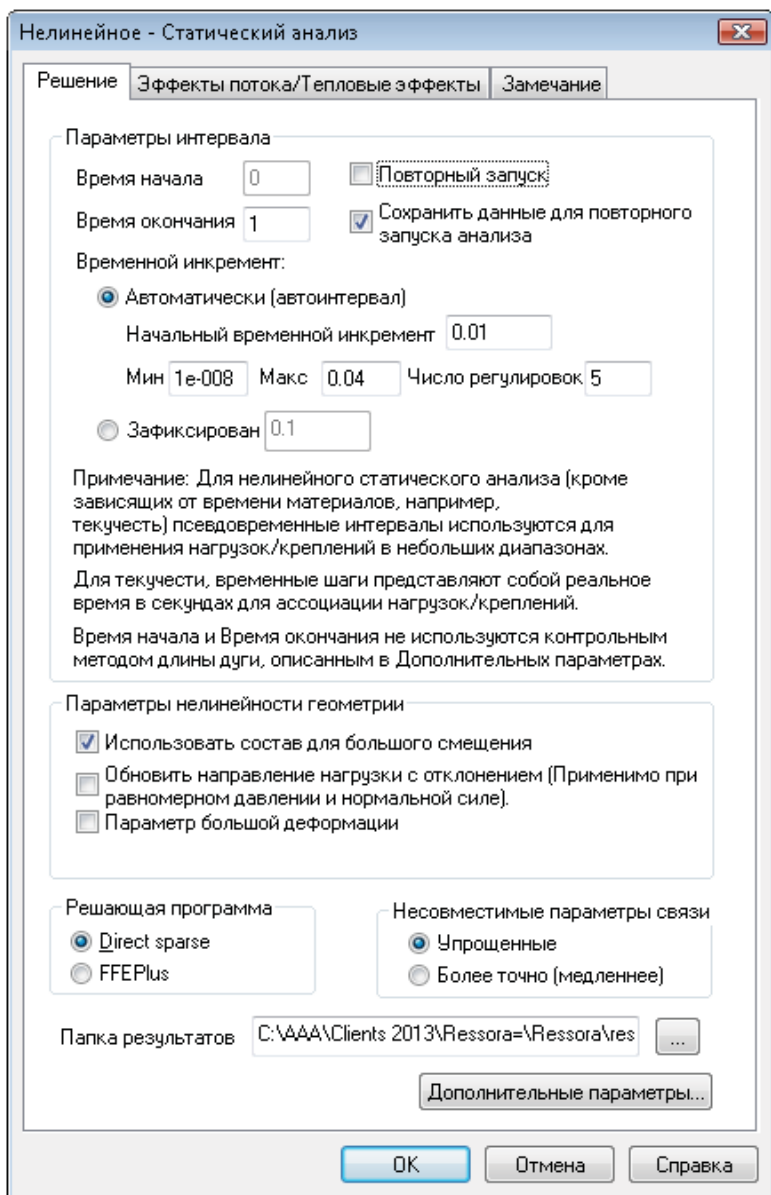


Рисунок 4.35 – Настроювання нелінійного дослідження зі спрощеними контактам

Шаг эпюры: 28 время: 1 Секунды  
Шкала деформации: 1

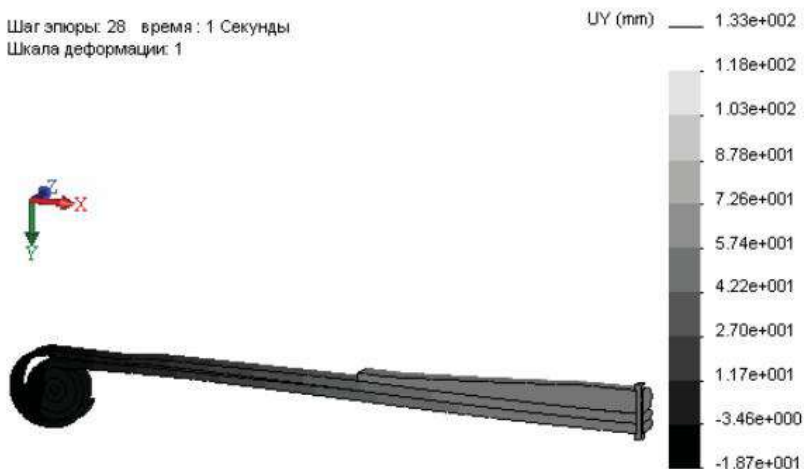


Рисунок 4.36 – Розподіл переміщень у натуральному масштабі

Вертикальне переміщення в точці додавання сили становить 133 мм. У цю величину входить і вибірка зазору між листами, тобто та частина, яка припадає на переміщення верхнього листа вниз: повний зазор близько 4 мм, виходить, верхні листи – з урахуванням відносно великої жорсткості – змістяться на 1...2 мм. Прогин при такому ж навантаженні становить 154...156 мм (ця величина має статистичний характер). Слід зазначити, що вимір прогину у випробуваннях здійснюється після осідання при майже дворазовому навантаженні, що повинно привести до підвищення жорсткості щодо стану безпосередньо після складання. Результат не надто задовільний, оскільки помилка становить близько 15 %.

Послідовне ущільнення сітки дозволяє наблизитися до шуканої величини 155 мм. Результати для різної щільності сітки й способу реалізації контакту приведені в табл. 4.1.

Сама щільна сітка із числом вузлів 191 874 показана на рис. 4.37, відповідне їй поле переміщень – на рис. 4.38.

Як видно, на більшій частині довжини листів присутні три й більше кінцевих елементів по товщині. Однак, крім адекватної апроксимації полів деформацій, істотний внесок у результат вносить точність опису контактів – тут менший розмір елементів

і більша кількість вузлів на контактуючих гранях, що також дуже важливо.

Таблиця 4.1 – Залежність прогину, мм, від щільності сітки й способу реалізації контакту

Число вузлів	Тип контакту	
	Спрощений	Точний
48 806	133	181
142 942	161	
191 874	158 з болтом 169	

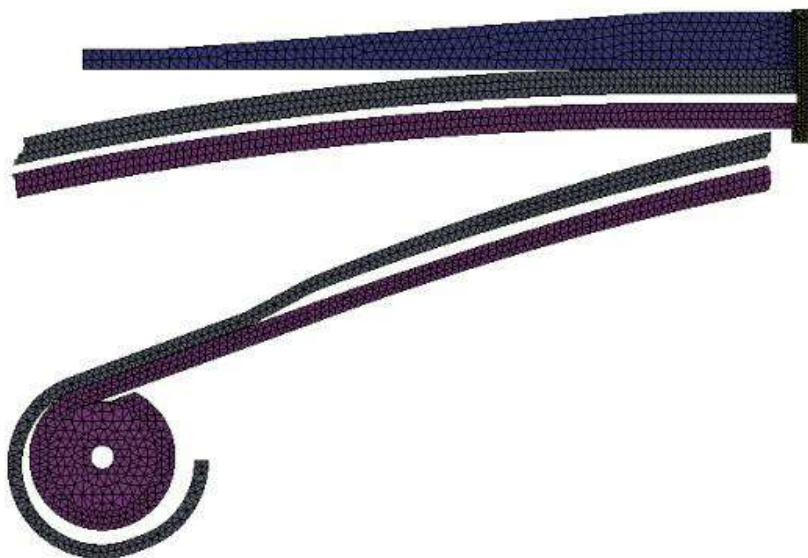


Рисунок 4.37 – Сама щільна сітка

Підтвердження тези про вплив точності реалізації контактів можна знайти, якщо виконати розрахунки в режимі **«Более точных»** параметрів зв'язків – відповідна опція активується на вкладці **«Решение»** (Solution) вікна **«Нелинейное»** (Nonlinear), як показано на рис. 4.39.

Результат у вигляді діаграми переміщень показано на рис. 4.40. Вийшло деяке перевищення деформацій щодо експерименту, але відхилення менше, чим для рідкої сітки тієї ж розмірності, але зі «спрощеними» контактами.



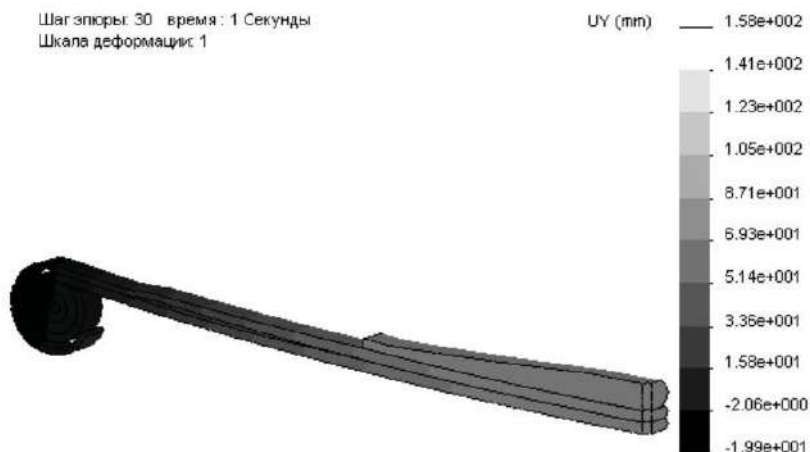


Рисунок 4.38 – Розподіл переміщень у натуральному масштабі для найбільш щільної сітки зі спрощеними контактами

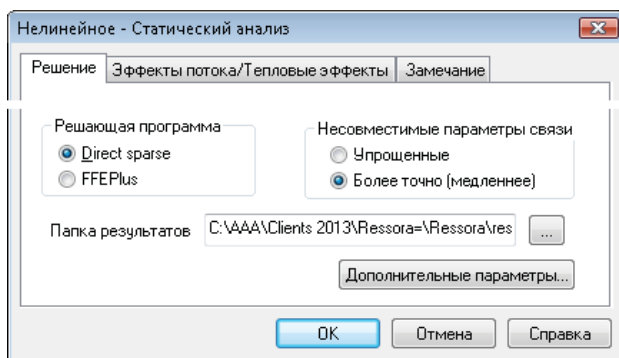


Рисунок 4.39 – Настроювання нелінійного дослідження з уточненими контактами

У постпроцесорі **Simulation** доступні всі необхідні результати для завдань даного класу, такі як, наприклад, контактний тиск між листами – векторна діаграма показана на рис. 4.41.

Розподіл достатньо складний і має переривчастий характер. Очевидно, що максимальний контактний тиск виникає між головою й гайкою болта й пов'язаними з ними листами.

Шаг эпорты: 28 время: 1 Секунды  
Шкала деформации: 1

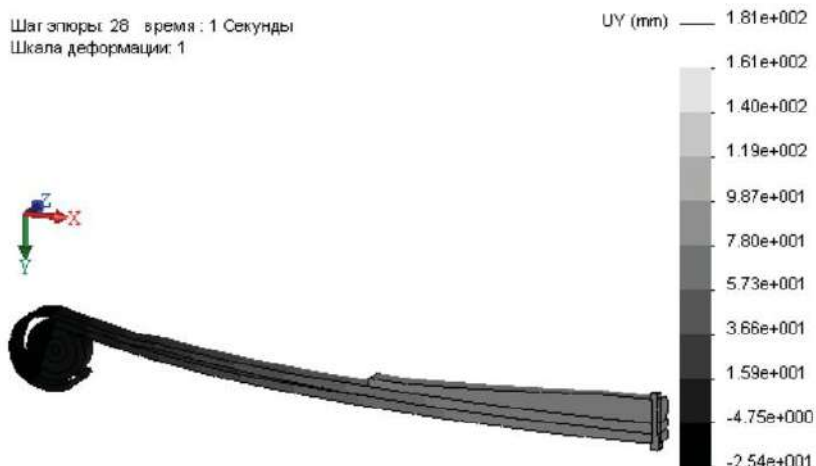


Рисунок 4.40 – Розподіл переміщень у натуральному масштабі для рідкої сітки з уточненими контактами

Шаг эпорты: 28 время: 1 Секунды  
Шкала деформации: 1

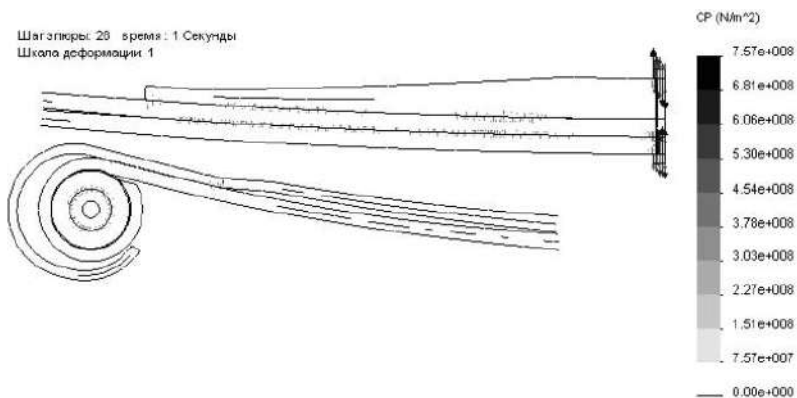


Рисунок 4.41 – Розподіл контактної тиску

Програма дозволяє також відобразити величину контактної сили, як показано на рис. 4.42. Для повного навантаження (умовний час 1 сек) вона дорівнює 8074 Н – при тому що фактична сила в чотири рази більша, через те, що в розрахунках бере участь тільки чверть конструкції.

Натиснувши кнопку «График ответа» (Response), можна

одержати криву відгуку – залежність контактної сили від умовного часу (прикладеної сили), яка показана на рис. 4.43.

Функція досить нетривіальна. На першому кроці відбувається ріст від нуля до приблизно 2500 Н, що дуже близько (з урахуванням виправлення на те, що була прикладена деяка сила) до натягу в болті.

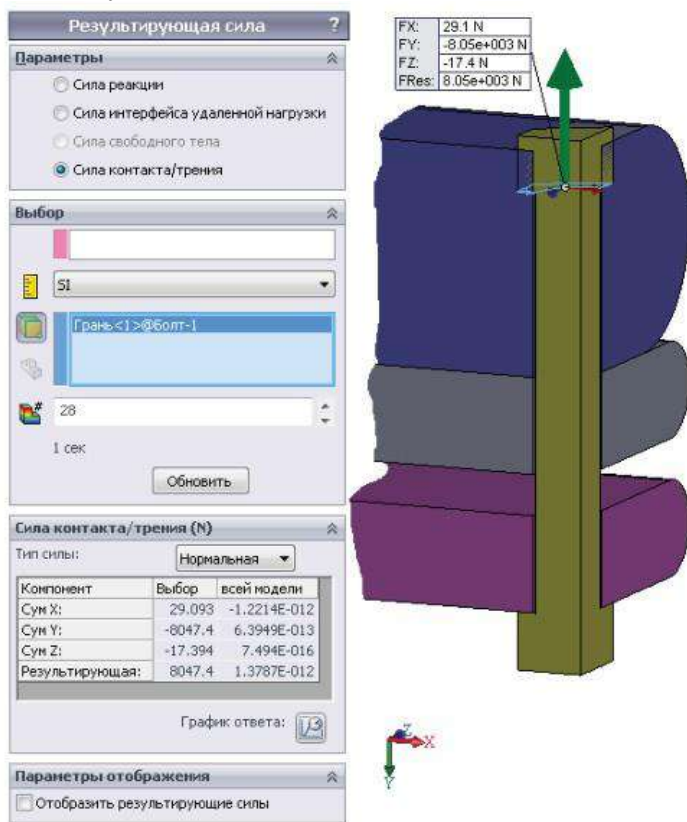


Рисунок 4.42 – Зусилля в болті як сила контакту

Далі протягом деякого невеликого періоду «часу» сила стабілізується – це вибирається зазор між корінним і підкореневим листами, після чого сила росте й стабілізується – це нижній (на рисунках він верхній) короткий лист ресори увійшов у контакт із середнім листом.

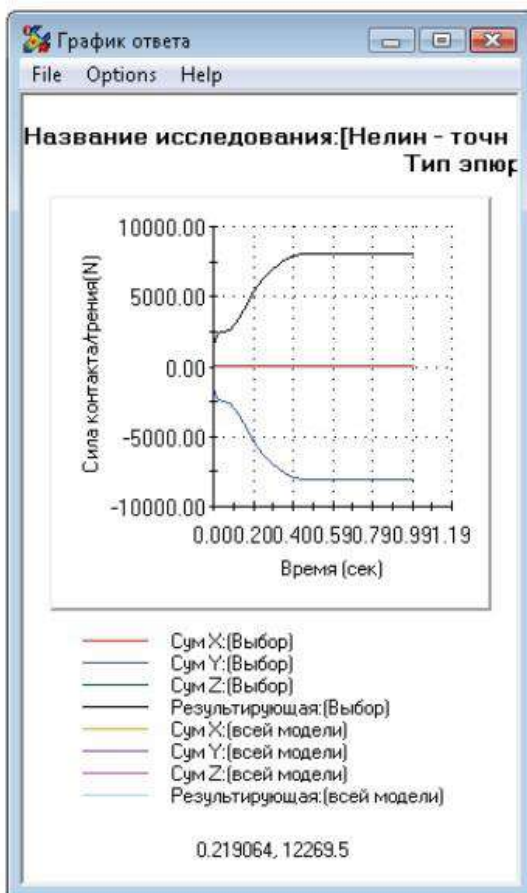


Рисунок 4.43 – Крива відгуку для контактного тиску на головці болта

Діаграму еквівалентної напруги наведено на рис. 4.44. Можна переконатися, що конструкція, з погляду рівномірності, досить досконала – розподіл максимумів напруг в листах досить таки однорідний по довжині тонких листів, а між листами виглядає практично однаково.

Якщо в налаштуваннях нелінійного вирішувача використовуються «спрощені» контакти, то віртуальні болти працюватимуть.

Шаг эпоры: 28 время : 1 Секунды  
Шкала деформации: 1

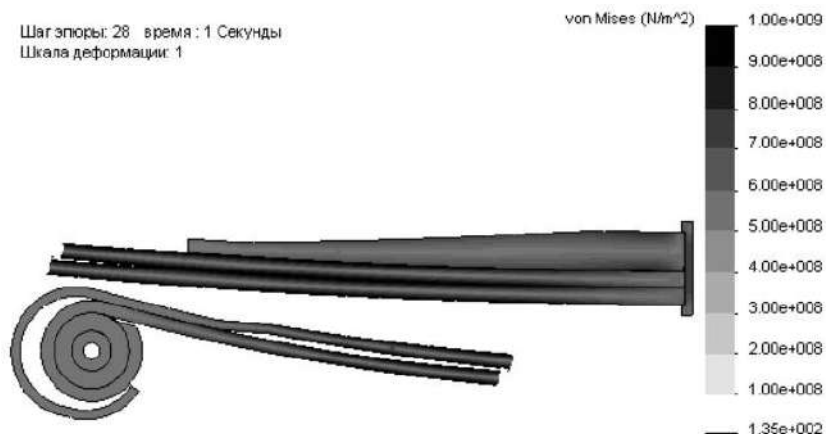


Рисунок 4.44 – Еквівалентна напруга

Заміняємо центровий болт із посадкою з натягом його програмним еквівалентом (у відповідному дослідженні можна використовувати команду **«Исключить из анализа»** (Exclude from analysis), подавану з контекстного меню тіла, яке не повинне враховуватися в розрахунках) – сітка для нього будуватися не буде. Настроювання віртуального болта показані на рис. 4.45 – були обрані болт із гайкою, що опираються на плоскі грані. Оскільки використовується факт наявності симетрії – розглядається чверть геометричної моделі, та активована опція **«Симметричный болт»** (Symmetrical bolt) у варіанті j симетрії.

Симетрія в болті не вимагає коректування натягу. Призначена сила 1250 Н фактично прикладена до цілого болта. Однак, розраховані зусилля вимагають коректування натягу. Тобто реально в навантаженому болті діє сила  $4 \times 8077$  Н – остання величина взята з панелі **«Список сил соединителя»** (List Connector Force). Значення навантаження в болті, отримані за допомогою посадки з натягом, майже такі самі (рис. 4.46). Характеристики сітки кінцевих елементів наведені на рис. 4.47. Вони близькі до використаних для сітки «середньої» щільності з таблиці на рис. 4.34. Сама сітка показана на рис. 4.48, а результати по вертикальних переміщеннях (рис. 4.49) також несильно відрізняються – максимальний прогин приблизно на 8 мм більший.

**Соединитель** ?

**Сообщение**

Напряжение в близости, равной 1-диаметру болта, обычно выше, чем фактическое напряжение.

**Тип**

Болт

Стандарт или цевковка с гайкой

Кромка<1>@List\_3-1

Кромка<2>@List\_1-1

Одинаковый диаметр для болта и гайки

15.75 mm

10.5 mm

**Тугая посадка**

**Материал**

Библиотека (Легированная сталь)

Выбрать материал...

Настройка

SI

$E_x$  210000000000 N/m<sup>2</sup>

0.28

$\alpha$  1.3e-005 /Kelvin (K)

Включить массу

Диаметр головки (mm):	15.75
Номинальный диаметр тела (mm):	10.5
Осевая нагрузка (N):	1250

**Данные прочности**

**Предварительная загрузка**

SI

По оси

Вращающий момент

1250 N

**Дополнительный параметр**

Серия болтов

Симметричный болт

1/2 симметрии

1/4 симметрии

Рисунок 4.45 – Параметры виртуального болта

Тип	X-составляющая	Y-составляющая	Z-составляющая	Результирующая
Поперечная сила (N)	0.56553	-1.3998e-005	-1.288	1.4067
Осевое усилие (N)	0.02826	-8076.5	0.10018	8076.5
Изгибающий момент (N·m)	0.10259	2.0829e-007	-0.012147	0.10331

Рисунок 4.46 – Зусилля у чверті віртуального болта

Имя исследования	Болт (-По умолчанию)
Тип сетки	Сетка на твердом теле
Используемое разбиение	Стандартная сетка
Автоматическое уплотнение сетки	Выкл
Включить автоциклы сетки	Выкл
Точки Якобиана	4 точек
Управление сеткой	Определенный
Размер элемента	5 mm
Допуск	0.1 mm
Качество сетки	Высокая
Всего узлов	122705
Всего элементов	74182
Максимальное соотношение сторон	56.952
Процент элементов с соотношением сторон < 3	99.7
Процент элементов с соотношением сторон > 10	0.0283
% искаженных элементов (якобиан)	0
Заново создать сетку из неудавшихся деталей с несовместимой сеткой	Выкл
Время для завершения сетки (hh:mm:ss)	00:00:05

Рисунок 4.47 – Параметри сітки моделі з віртуальним болтом



Рисунок 4.48 – Сітка моделі з віртуальним болтом

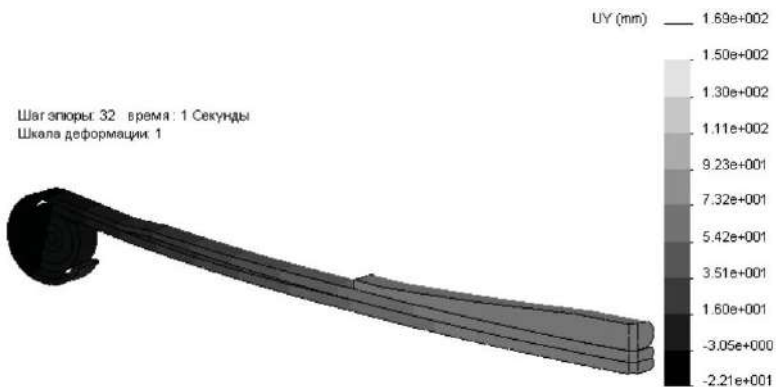


Рисунок 4.49 – Розподіл переміщень у натуральному масштабі для моделі з віртуальним болтом

Однією з фундаментальних цілей, що досягаються при моделюванні ресор, є прогноз поведінки під мінливим навантаженням з урахуванням зміни жорсткості.

Останнє гарантується в нашій моделі тим, що контактне завдання вирішується в постановці, яке враховує зміну площин контакту як по площі, так і по напрямку (за це відповідає опція **«Использовать состав для большего смещения»** (Large displacement)). Відображаємо криві відгуку за допомогою команди **«Зондирование»** (Probe), яка подається з контекстного меню діаграми, яка нас цікавить.

Якщо потрібна тільки крива відгуку, то час (крок розв'язку) для відображуваної діаграми значення не має. Потім у графічному вікні вказуються вузли, які нас цікавлять – це вузол на крайці отвору в поперечній площині симетрії (рис. 4.50), і далі натискаємо кнопку **«Отклик»** (Response).

Результати показані на рис. 4.51-4.53. Перша картинка отримана для моделі зі «спрощеними» контактами, сіткою «максимальної» щільності й посадкою з натягом. Друга – для сітки «середньої» щільності зі «спрощеними» контактами й віртуальним болтом. Остання – з «точними» контактам і посадкою з натягом.

У принципі, діаграми несуть ту саму інформацію про жорсткість ресори у всьому діапазоні навантаження й розташування точки (навантаження) зміни жорсткості.



**Результат зондирования ?**

**Параметры**

- В местоположении
- От датчиков
- Для выбранных объектов

**Результаты**

Узел	Значение (mm)	X (mm)	Y (mm)
45053	1.81e+002	0.000	-37.5

**Статистические данные**

	Значение	
Сумма	181	mm
Среднее зн	181	mm
Макс	181	mm
Мин	181	mm
Среднеква	181	mm

**Параметры отчета**

**Примечания**

- Отобразить номер узла/элемента
- Отобразить месторасположения X,Y,Z
- Отобразить значение

Узел: 45053  
 Местоположение X, Y, Z: 0,-37,6,5.25 mm  
 Значение: 1.81e+002 mm

Рисунок 4.50 – Підготовка до одержання відгуку для переміщення у вузлі в центрі ресори

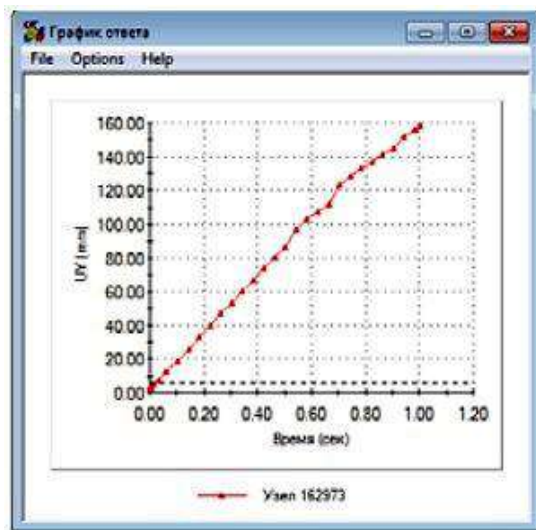


Рисунок 4.51 – Крива відгуку для сітки зі «спрощеними» контактами

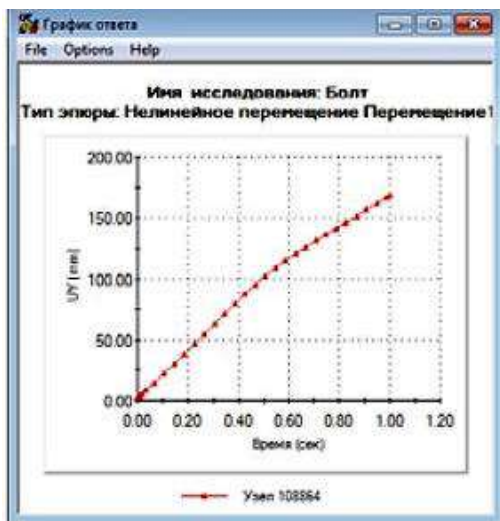


Рисунок 4.52 – Крива відгуку для сітки з «спрощеними» контактами й віртуальним болтом

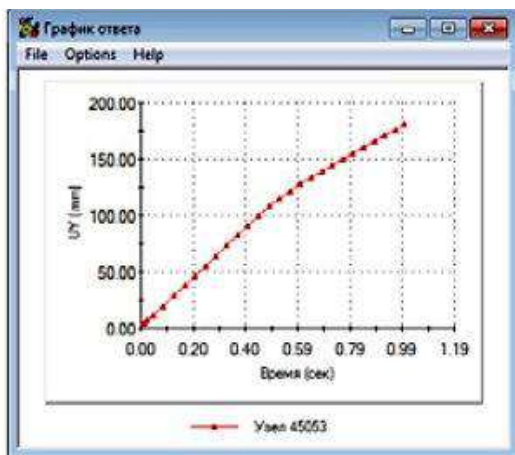


Рисунок 4.53 – Крива відгуку для рідкої сітки з «точними» контактами

Деякі пульсації присутні на першій кривій – це ілюструє важливість точності опису контактів, тобто залежність типу використаного алгоритму розрахунку, й коректності геометрії з раціональною сіткою.

#### 4.4 Висновки

В даній роботі було розглянуте завдання для геометрично нелінійної системи. Нелінійність породжується комбінацією істотної зміни твердості деформованих листів і зміни площин контакту між ними. Продемонстровано, що нелінійний вирішувач впевнено обробляє контактні умови, демонструючи в ряді випадків кращу збіжність результатів, ніж статичний, у той час як раніше переважно було використовувати останній у комбінації з опцією **«Большие перемещения»** (Large displacement).

Для конкретного випадку встановлено, що опція **«Несовместные параметры связи»** → **«Упрощённые»** (Incompatible bonding options → Simplified), принаймні для нелінійного вирішувача, обумовлює кращу збіжність і менш чутливу до щільності і якості сітки, однак сіткова збіжність спостерігається при досить щільній сітці.

У цій задачі це не є істотною проблемою, по-перше, через її обмежену розмірність (мале число деталей простої форми). Відносно невеликий повний час розв'язку (облік контактів, формування матриці твердості, розв'язок рівнянь і т.д.), що становить у типовому випадку одну-дві години, дозволяє організувати ітераційний процес оптимізації на базі вбудованого в Simulation алгоритму **«Исследование проектирования»** (Design Study) або під управлінням користувача.

Автоматичний добір поліпшеного варіанта можливий скоріше за критерієм максимізації твердості при наявності ступенів волі у вигляді характерних товщин або геометрії профілю.

Задіяти напруги в якості цільової функції або обмежень досить важко, тому що їхні максимуми локалізуються біля вушок, через що потрібно вводити користувачькі датчики у визначених вершинах або на допоміжних гранях.

Останні кроки, тому що дозволяють нівелювати обчислювальний «шум» при розрахунках напруг. Проте сформулювати завдання оптимального проектування, що дозволяє сформувати визначену криву «навантаження-переміщення», навряд чи можливо.

## 5 ПРИКЛАД ВИКОНАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНОГО ЗАВДАННЯ 2-ГО ВАРІАНТУ СКЛАДНОСТІ В SOLIDWORKS

Метою даної роботи є функціональний аналіз та розрахунки конструкції автомобільного напівпричеп-цистерни, 3D-модель якого показано на рис. 5.1-5.3, за допомогою модуля SolidWorks Simulation.

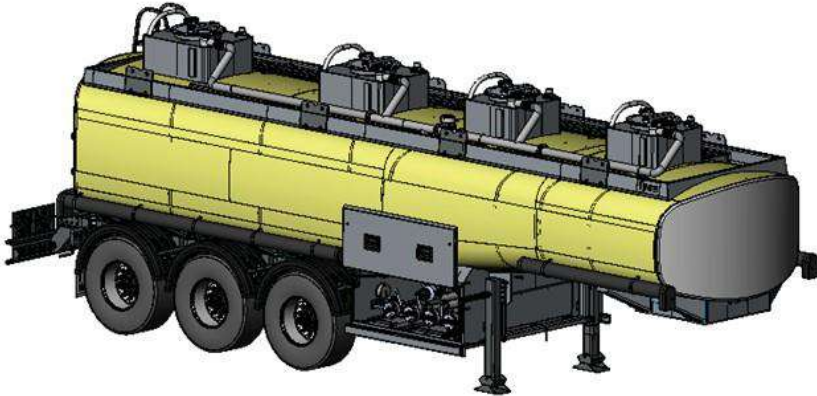


Рисунок 5.1 – Напівпричіп-цистерна – зовнішній вигляд, «конструкторська» модель

Принциповою особливістю конструкції, з погляду розрахунків на міцність, є труднощі поділу на вузли з наступним ізольованим аналізом. Отже, якби рама була повністю несучою, з'єднуючи шасі, стійки й сідло, то можна було – залежно від моделі – розглядати цистерну як навантаження, яке володіє якоюсь умовною твердістю, так і як абсолютно податливу. Даний же тип силової схеми робить цистерну несучою, що вимагає розглядати її разом з рамою.

Зворотна апроксимація – коли базою для розрахункової моделі є цистерна, а рама трактується як абсолютно твердий об'єкт, у принципі, має право на існування, однак ці ідеї потребують доказів, а вони, у свою чергу, відштовхуються від глобальної моделі.

Також дане спрощення не дозволяє оцінити стан самої рами (як твердий об'єкт вона не має деформацій і, відповідно, напруг)

– тільки реакції в місцях її зв'язків з податливою цистерною можуть стати джерелом наступних маніпуляцій з рамою в ізолюваному стані. Тому, через наявний функціонал модуля чисельного аналізу, найбільш раціональною є глобальна модель.

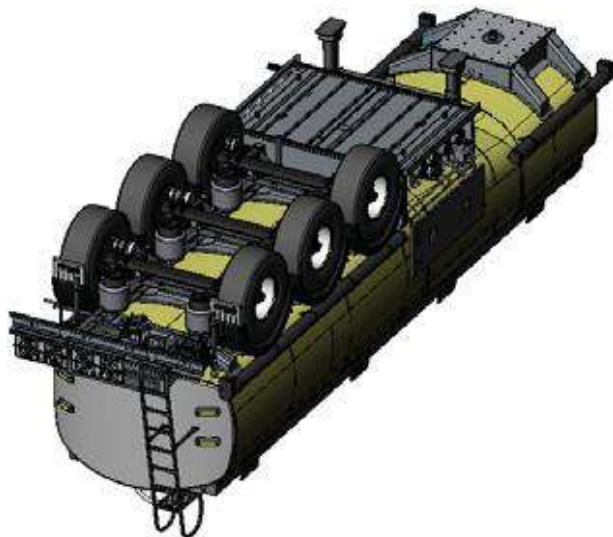


Рисунок 5.2 – Напівпричіп-цистерна – «конструкторська» модель, вид знизу

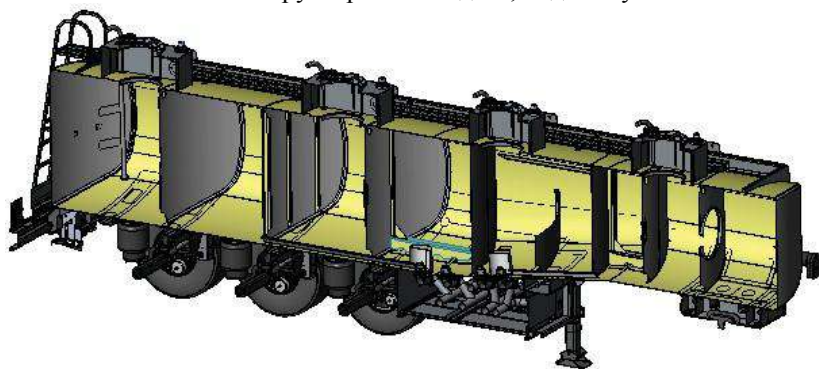


Рисунок 5.3 – Напівпричіп-цистерна – «конструкторська» модель у розрізі

## 5.1 Постановка завдання

Потрібно одержати розрахункову модель, придатну для статичного розрахунку під дією сили ваги, ваги рідкого вмісту цистерни, а також інерційних сил, що виникають при гальмуванні причепа без обліку динаміки рідини.

Граничні умови повинні допускати опирання на довільний набір коліс, одну або дві стійки, або на сідло. Вона повинна розширюватися на предмет аналізу втрати стійкості й обліку динамічного характеру навантаження, обумовленого рухом по нерівній дорозі.

Слід передбачити особливості роботи підвіски з перерозподілом навантаження (сил реакції) від шин до маточин коліс і поперечним балкам, які через стрем'янки і ресори передають навантаження на пневморесори. Вони поширюють навантаження на елементи рами.

## 5.2 Побудова розрахункової геометричної моделі

Конструкція, якщо її розглядати в сукупності всіх складових, характеризується комбінацією оболонок тонкостінних (резервуар з листами додаткового захисту з боків і внутрішніми перегородками й твердостями-хвилерізами) з відношенням прольоту до товщини близько 50; товстостінних (опори, горловини) – близько 10; твердотільних – елементи підвіски, об'єктів. У принципі, якщо тонкостінні оболонки підкріплені системою ребер, тобто коли згинальна твердість в основному забезпечується мембранними напругами в ребрах, а зміна твердості за рахунок мембранного ефекту незначна, то можна навіть для досить тонких оболонок застосовувати твердотільну модель.

У цьому випадку цього стверджувати не можна, тому для резервуара слід використовувати оболонки. Для ложа, опор і сідла модель в оболонках також є раціональною, а для рами – прийнятною. Однак підвіска в поверхнях буде моделюватися штучно й не дозволить оцінити її власний стан, хоча твердість відтворити, у принципі, можна. Така модель була б найбільш перспективною для проектувального розрахунку, коли потрібно створювати або модифікувати силову схему, що найпростіше

робити, змінюючи віртуальну товщину оболонок і властиво поверхні геометричної моделі. Вона ж забезпечує мінімальний час побудови сітки й розрахунків – ці етапи для складних моделей з комбінованою сіткою є досить тривалими. Проблемним місцем тут є створення схематичної розрахункової моделі підвіски, що складається з поверхонь і віртуальних сутностей: пружин, штифтів, зв'язків.

У цей момент потрібний перевірочний розрахунок, тому конструкцію будемо описувати твердотільними й оболонковими кінцевими елементами. Оболонки можна робити на базі поверхонь, листового металу й граней тел.

Останні два способи мають мінімальну трудомісткість для моделей без зазорів між тілами, фасок і ухилів у місцях стику. У розглянутої моделі, як і в більшості реальних конструкцій, це не так, тому потрібно займатися адаптацією геометрії до розрахунків, що для листового металу досить трудомістко, а для тіл – нерационально. Отже, традиційний образ дій, що полягає в попередньому формуванні поверхневої моделі на базі як тіл, так і листового металу, є найкращим.

Незважаючи на доступний в **Simulation** функціонал, що дозволяє з'єднувати крайки однієї поверхні (оболонки) із гранями іншої навіть при наявності зазору за допомогою контакту «Связанные» (**Bonded**), найменш трудомістким по сукупності дій є використання коректних з'єднань, коли крайка однієї оболонки перебуває на грані іншої. Послідовність одержання з'єднання показано на рис. 5.4-5.6:

- побудова поверхонь на базі тіл командами «Промежуточная поверхность» або «Эквидистанта к поверхности»;
- подовження однієї з поверхонь до іншої, або до граней тіла, якщо здійснюється зв'язок крайки оболонки з тілом.

Ті ж маніпуляції здійснюються для топології, де деталі розташовані внапуск – рис. 5.7. При цьому бажано зберігати еквівалентність відстаней по нормалі, коли тіла, що контактують, геометрично повинні зберігати віртуальний контакт у розрахунковій моделі з обліком призначеної (або успадкованої з визначення об'єкта як листового металу) товщини.

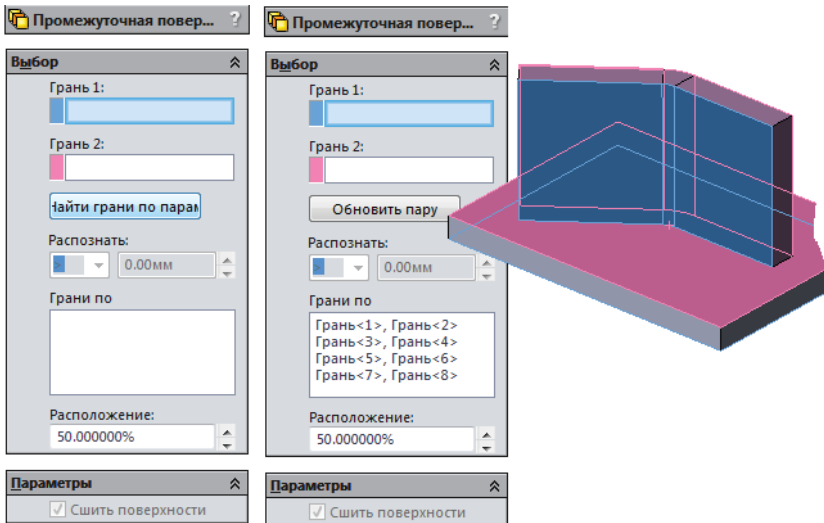


Рисунок 5.4 – Генерація серединних поверхонь

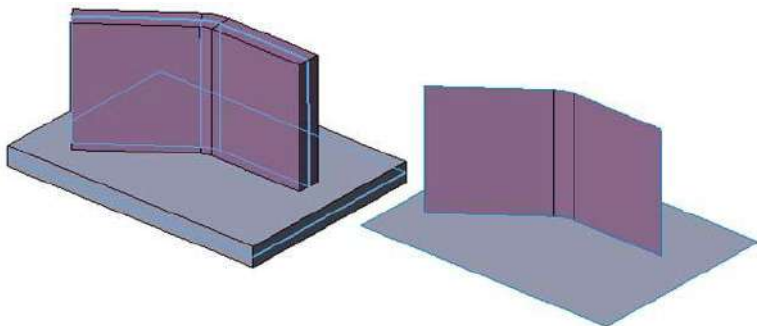


Рисунок 5.5 – Серединні поверхні на тлі твердотільної моделі та окремо

Якщо ж між оригінальними об'єктами існує зазор, то його, у загальному випадку, слід зберегти й у віртуальному просторі. Дотримання цих правил забезпечує нетрудомісткий перехід від моделі, де листи з'єднані контактом «Связанные» (**Bonded**) до контакту «Нет проникновения» (**No penetration**), оскільки забезпечується коректна геометрична інтерпретація системи розрахунковим алгоритмом.



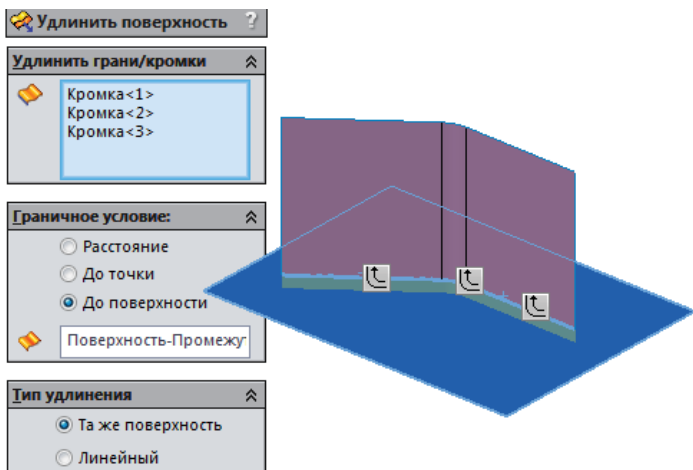


Рисунок 5.6 – Подовження однієї поверхні до іншої

Оскільки деталі породжені як листовий метал, то у випадку наявності геометричного контакту по гранях (напуск), або торців до граней (стик), відповідні контакти в кінцево-елементній моделі підкоряються умовам, що діють за замовчуванням.

Тобто персонально визначати зв'язки «грань – грань» або «крайка (для листового металу – торцева грань) – грань» немає необхідності, навіть якщо глобальним контактом або контактом компонентів стає умова «**Нет проникновения**».

Якщо ж сітка будується на базі поверхневої моделі, то для зв'язування граней, навіть при рівності геометричної відстані напівсумі віртуальних толщин, необхідно контакт «**Связанные**» чи «**Нет проникновения**» призначати в явному виді.

Зв'язок крайок оболонок із гранями утворюється автоматично як для листового металу, так і для поверхонь, якщо тільки крайка поверхні, що примикає, лежить на іншій.

Домовившись про необхідність перетворення, визначаємо його методологічні аспекти. Якщо в оболонки, повністю або частково, потрібно перетворити досить складну деталь, то всі нові побудови здійснюються в її контексті, як це завжди й робиться. Наступний варіант, якщо знову створювані поверхні розташовані в багатьох простих деталях.

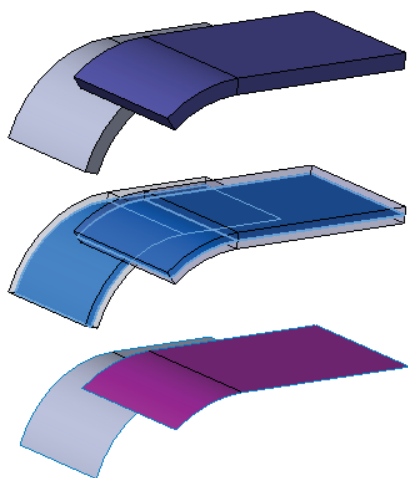


Рисунок 5.7 – Перетворення тіл в поверхні

Тоді раціонально всі їх зібрати в єдину деталь, яка будується в контексті складання й куди в режимі редагування в контексті містяться поверхні, отримані командою **«Еквидистанта к поверхності»**, аргументами якої є обрані грані залишених деталей складання. Ця ж ідеологія «зосередження» в одній або декількох деталях (згідно зі структурою конструкції) застосовується, і коли доводиться будувати поверхні «з нуля», але використовуючи в якості

вихідної інформації будь які елементи вихідної твердотільної моделі. Наприклад, вирішивши «зібрати» резервуар в окрему деталь, але з безпосередньою побудовою поверхонь, входимо в режим її редагування в складанні, а потім, створивши підходящі ескізи, як плоскі, так і тривимірні (останні не вимагають наявності підходящої площини), командами **«Преобразование объектов»** або **«Смещение объектов»** (працює тільки в плоских ескізах) одержуємо копії необхідних ліній і на їхній базі будуємо поверхні.

Ще один спосіб, який дозволяє зосередити в деякій деталі необхідні сутності, «розкидані» у складанні, полягає у використанні нейтрального формату, що не припускає при зворотному читанні в SolidWorks відновлення структури складання, а такий, що створює єдину, у загальному випадку – багатотільну деталь (для цього опція **«Импортировать несколько тел как детали»** в параметрах імпорту повинна бути неактивна). Найкращим із цих форматів є ACIS (розширення файлів – \*.sat). Зрозуміло, використання нейтрального формату приводить до втрати дерева побудови і параметризації.

Однак, для конструкцій рівня складності, порівнянного з

розглянутою, наявність повноцінної параметризації малоїмовірна. Але вона може й повинна існувати, якщо поверхнева модель створюється цілеспрямовано для розрахунків. Побічним позитивним наслідком переходу через нейтральні формати є спрощення розміру файлу й збільшення швидкості обробки моделі, як геометричної, так і розрахункової.

Отримана розрахункова модель є складанням із чотирьох об'єктів: резервуара, рами з підвіскою, стійки й сідлової опори (рис. 5.8). Ідея у тому, що в силу складності конструкції важко відпрацювати її розрахункову модель в оболонках при їхній великій кількості, якщо розглядати всі їх у сукупності.

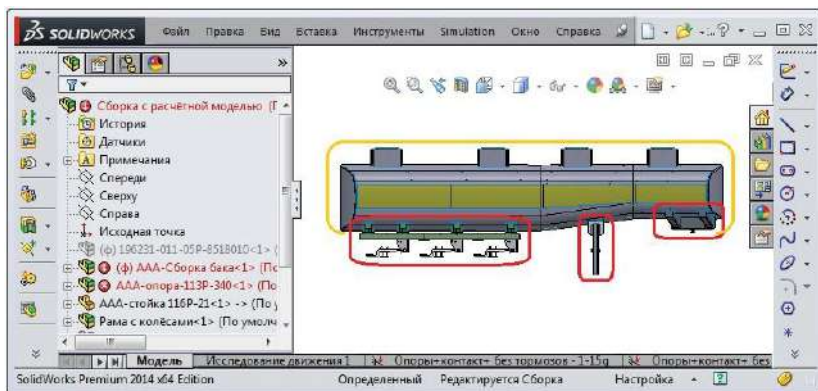


Рисунок 5.8 – Членування конструкції на вузли згідно з розрахунковою схемою

Потрібно виробити також методологію повузлового моделювання із синтезом результатів у складанні. В **Simulation** відсутній механізм синтезу розрахункових моделей, асоційованих з якимись вузлами або деталями, при об'єднанні їх у складання.

Інструментом є наступний алгоритм: розглядається геометрична модель у форматі складання (що переважніше з погляду зручності роботи) або багатотільної деталі, для яких створюється кілька конфігурацій, у кожній з яких активний єдиний вузол (можна й більше, якщо ці вузли утворюють завершену, з погляду міцності, систему).

З кожною конфігурацією асоціюється й відпрацюється

підходяща розрахункова модель, після чого для конфігурації складання, у якого активний увесь її склад, також створюється розрахункова модель, у яку з раніше створених моделей (досліджень у термінах **Simulation**) копіюються всі їх складові: матеріали, контакти, з'єднувачі, вибрані граничні умови й навантаження (очевидно, що граничні умови для складових складання вузлів багато в чому штучні).

Той же алгоритм по його суті можна реалізувати без створення штучних конфігурацій у складанні – у менеджері **Simulation** можна виключати з розрахунку як тіла, так і поверхні. Відповідно, різні дослідження відрізняються по номенклатурі виключених тіл, після чого інформація з них переноситься в дослідження, у якому виключені тіла відсутні. Завершальний крок – зв'язування об'єктів моделі, що мають різні істоки.

Таким чином, алгоритм, реалізований для даного проекту в частині підготовки геометрії для розрахунків, наступний:

- «конструкторська» геометрична модель складання зберігається в нейтральному форматі;
- вона зчитується з нейтрального формату в єдину багатотільну деталь;
- у вихідному складанні формуються укрупнені вузли, після чого обрані (або всі) їх об'єкти переводяться в стан погашення;
- сукупності тіл з єдиної деталі вичленовуються в окремі деталі відповідно заданій розрахунковій схемі (технологія показана на рис. 5.9). Ці деталі вставляються у вузли з попереднього пункту так, щоб вихідні точки моделей збігалися; ніякі додаткові сполучення не призначаються. Так гарантується приміщення об'єктів, що пройшли «через» нейтральний формат, на їхнє «старе» місце – системи координат запам'ятовуються в нейтральному форматі;
- при необхідності виконується перегрупування структури складання за допомогою команд **«Разбить узел сборки»**, **«Сформировать новый узел сборки»**, а також перенесенням деталей або вузлів з рівня складання у приналежну їй підборку.

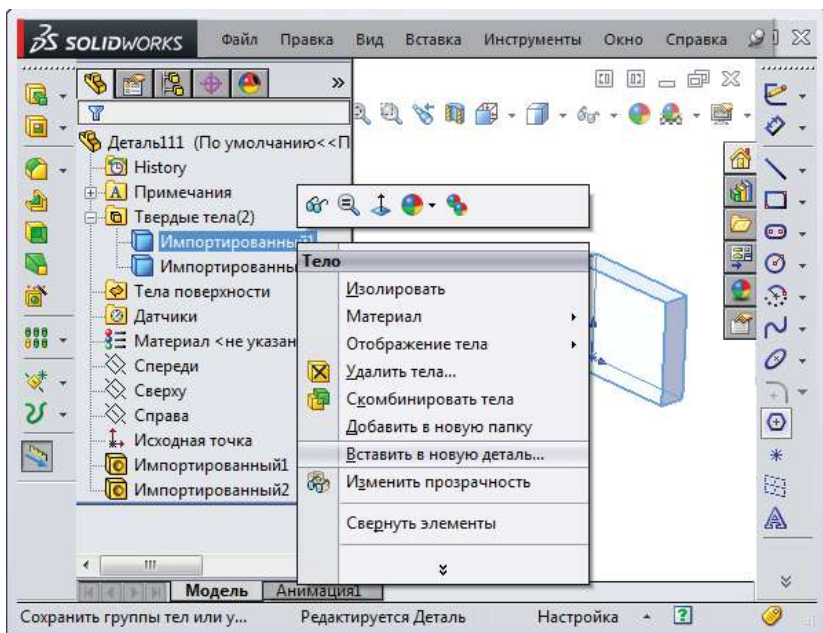


Рисунок 5.9 – Зосередження тіл у деталі

Геометрична модель ємності, виконана винятково в поверхнях, показана на рис. 5.10-5.13. Вона адаптована під конкретні товщини листів, для чого зазори між усіма контактуючими поверхнями (що накладаються один на одного повністю або частково) в точності дорівнюють напівсумі їх товщин.

Це зроблено для того, щоб, як згадувалося вище, реалізувати контактні умови у вигляді ковзання з виходом з контакту, повним або частковим, між підкладними листами та обичайкою, а також бічними листами посилення й обичайкою.

Бажання відтворити особливості роботи цих об'єктів під навантаженням і є те, заради чого прийнята установка на реалізацію складної моделі з незбіжними оболонками. В іншому випадку можна було б обмежитися призначенням фрагментам складових у реальності оболонок товщини, рівній сумі товщин обичайки й накладки.

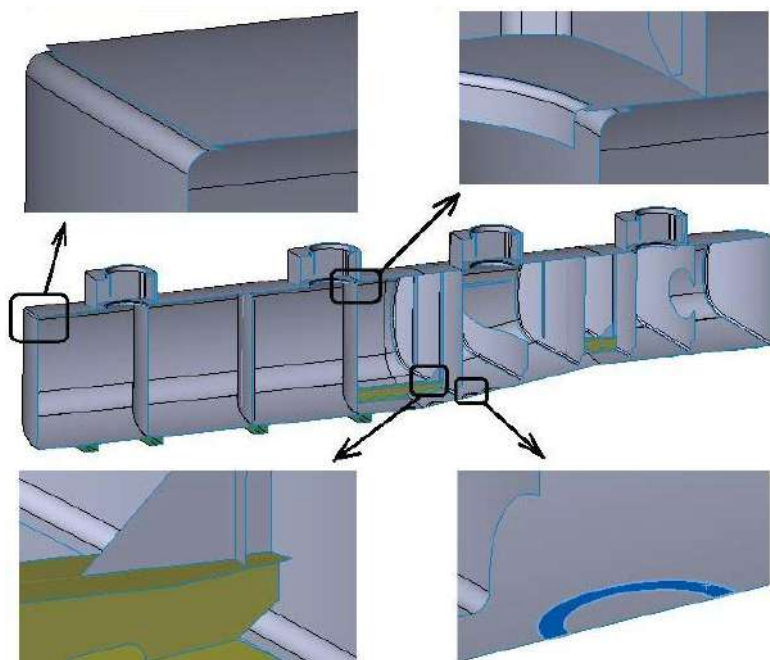


Рисунок 5.10 – Фрагменти оформлення місць зв'язку обичайки із днищами, перегородками, горловинами, хвилерізами, а також оформлення фланців донних клапанів

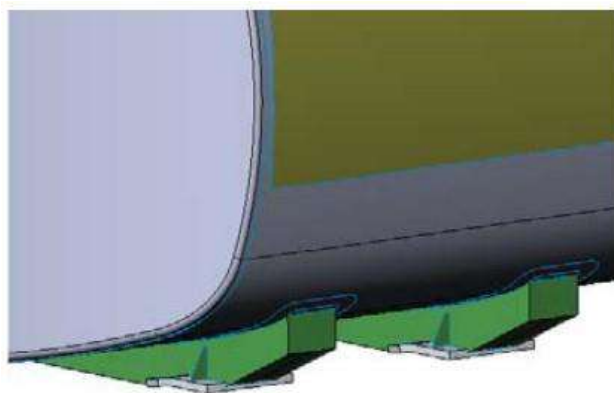


Рисунок 5.11 – Оформлення опор за допомогою комбінації тіл і оболонок

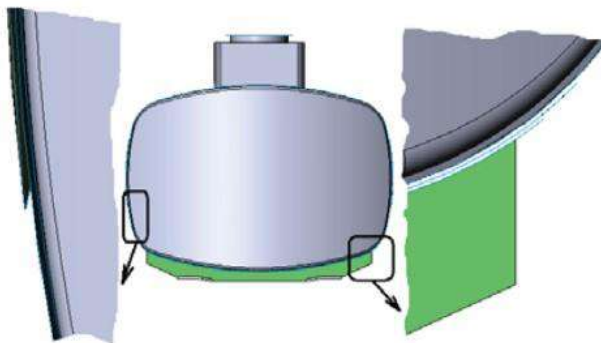


Рисунок 5.12 – Оформлення сполучення ложа з ємністю через підкладні листи, а також бічні листи посилення



Рисунок 5.13 – Оформлення підкладних листів між ємністю та опорою сидла

Однак така схема робить цей вузол суттєво більш жорстким при роботі на вигин. Також спрощена модель не враховувала б, наприклад, накладення листів у місці зв'язку відгинів днищ і кілець посилення біля заливних отворів з обичайкою, а всі листи сходилися б у загальні крайки.

При погляді на рис. 5.11 може виникнути питання, чому

п'яти, на які опираються лежа, залишені як твердотільні. Справа в тому, що вони опираються внакладку на раму, а останню планується розраховувати як тверде тіло, тому для полегшення переходу від оболонок до тіл обрані саме ці деталі. Розглядати їх як оболонки з товщиною 20 мм при прольоті менш 50 мм не зовсім правильно, а оскільки оболонки примикають до п'ят встик, така реалізація тим більше доречна.

По рис. 5.12 видно, що зазори між ложем, підкладними листами й обичайкою витримані в натуральних розмірах (щодо серединних поверхонь). На рис. 5.13 поверхні підкладних листів між сідлом і обичайкою показані майже паралельно виду.

Слід звернути увагу на спрощення в зоні фланців днища (рис. 5.10) – на поверхні обичайки виділені кільця, що описують горловини фланців. Більш коректною є твердотільна модель, як для ділянки оболонки, що примикає, так і для кілець, до яких приєднуються зливальні патрубки, – первинна модель показана на рис. 5.14.

Ми будемо використовувати її крайнє спрощення – оболонки з віртуальними товщинами, рівними кільцям. Вони будуть закриті діафрагмами, що цілком відповідає конструкції в транспортному стані (при порожній цистерні), але які віддаляються при експлуатації.

У розрахунковій же моделі отвори, які перебувають у рідині й за якими немає патрубків, завжди повинні бути закриті через те, що тиск повинний діяти на всю поверхню – його відсутність на якійсь її частині породжує неврівноваженість, по суті ефект реактивного двигуна.

Тут це не виражене, оскільки навантаження не врівноважене у вертикальному напрямку, але якщо великий отвір «зробити» збоку, з'явиться бічна реакція. Надалі ці площини будуть використовуватися для прикріплення навантаження «Дистанционная масса», що імітує трубопроводи.

Прийняті для цієї зони спрощення суттєво спотворюють схему роботи конструкції, її відгук на навантаження, оскільки твердість трубопроводів порівнянна, а можливо й перевищує твердість ємності навіть у сукупності з розсікачами й перегородками.



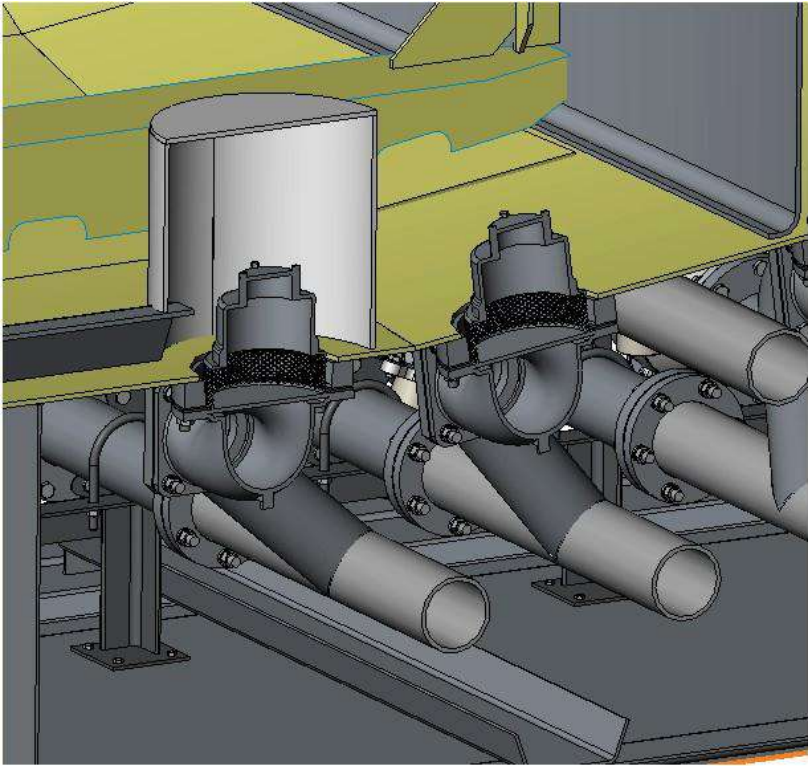


Рисунок 5.14 – Фрагмент вихідної геометричної моделі в зоні зливальних трубопроводів

Тому якщо за результатами розрахунків виявиться, що рівень напруг у цій зоні буде близький до загального максимуму, то модель зажадає уточнення.

Розрахункову геометричну модель опори під сідло показано на рис. 5.15. Вона, в основному, залишена у твердотільному форматі як найбільш економічному з погляду доробки наявної геометрії, а також більш точна при розрахунках зони опорного пальця з пов'язаною з ним шайбою. Також вихідний стан збережений для накладок у місці стику лонжеронів і стінок корпусу опори.

Виключенням є свого роду лонжерони, що розподіляють зусилля по дну обичайки, які перетворені в поверхні. Для них

також підійшли б кінцеві елементи тіл, однак в оригіналі для побудов використовувалися інструменти листового металу із властивими ним «бонусами» у вигляді труднощів оформлення кутів і зв'язування з оточенням.

У цьому випадку доробка цих деталей до прийнятного в розрахунках стану у вигляді тіл вимагає більше часу, ніж відтворення. Для поверхонь же (при відповідних навичках), доступний компроміс, що обертається витратами, відкладеними на етап розрахунків.

Схожі міркування застосовні до вузла, що містить стійки й показано на рис. 5.16. Для нього також обрано комбіновану модель, у якій стійки представлені поверхнями, а все інше – тілами.

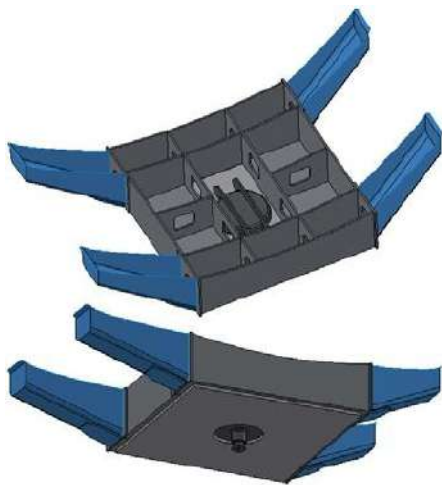


Рисунок 5.15 – Розрахункова геометрична модель опори під сидло

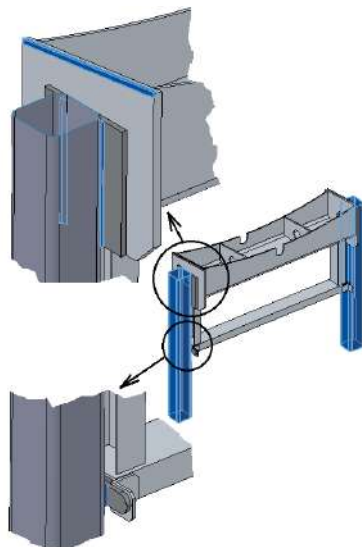


Рисунок 5.16 – Розрахункова геометрична модель вузла стійок

Також, щоб продемонструвати особливості розрахунків зварених з'єднань у ситуаціях, коли потрібні достатня точність і необхідні результати, у явному виді побудовані тіла швів, які будуть зв'язувати стійки із пластинами, більше того, на

вертикальних пластинах виконані оброблення під шви, що зв'язують їх з обичайкою.

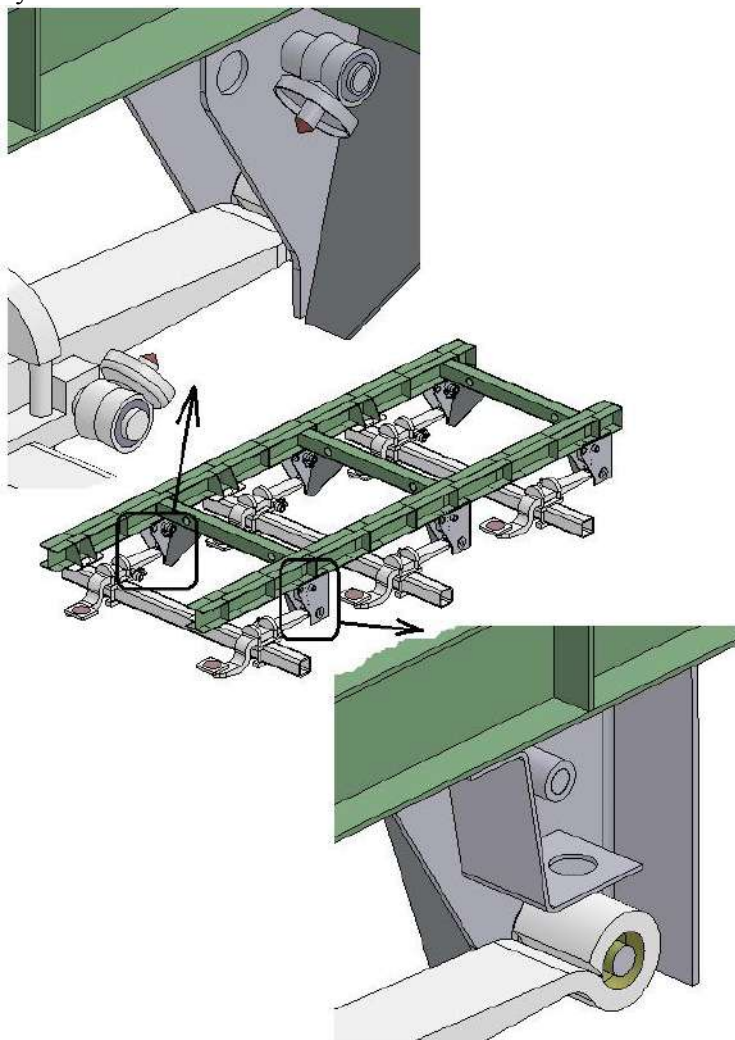


Рисунок 5.17 – Рама й фрагменти підвіски в місцях амортизаторів і втулок ресор

Модель дозволить одержати зусилля у швах, якщо надалі будуть поставлені контактні умови, що описують взаємодію

деталей поза швами, наприклад «**Нет проникновения**» (**No penetration**) або «**Проникновение допускается**» (**Allow Penetration**), яке припускає, що стискаючі навантаження сприймаються винятково швами. Подібно опорі сідла, для даного вузла найбільш раціональною була б або цілком твердотільна, або повністю оболонкова модель. Вона, однак, через велику трудомісткість не була реалізована – процес перетворення зупинився після перетворення стійок в оболонки.

Перевагою першої є, зокрема, більш точний облік особливостей зварених з'єднань: облік ексцентриситету й супутніх контактів, локальної зміни твердості, простота ідентифікації переданих зусиль.

Оболонки ж породжують більш раціональну сітку, для тонких стінок – кращу точність, а також нівелюють сингулярності напруг (за винятком кінців шва) і, отже, дають більш коректну їхню оцінку, з погляду інженерного аналізу. Рама й підвіска залишені у твердотільному стані – вони показані на рис. 5.17.

Слід звернути увагу на те, як оформлені опори амортизаторів – видні чашки, на які будуть опиратися пружини, але при цьому виконані циліндричні бобишки, на кінцях яких окремими тілами виконані конуси. Призначення останніх – у тому, що модель повинна бути потенційно придатна для динамічного аналізу, у якому віртуальні амортизатори опираються на вершини або на точки SolidWorks.

Щоб нівелювати дію сингулярності на твердість (в околиці точок піддатливість буде дуже високою, причому ущільнення сітки буде її збільшувати непередбачуваним чином), спирати пружини слід на точки твердих тіл. На жаль, тіла, «оброблені» командою «**Сделать жёстким**» (**Make Rigid**), у деяких реалізаціях програми некоректно зв'язуються з оточенням, тому необхідним інструментом є присвоєння їм матеріалів, модуль пружності яких раз у сто більший, чим у матеріалів оточення. Деформації й напруги в таких тілах і біля них стануть некоректними.

У рухливих з'єднаннях опори є в наявності реальні або спеціально зроблені зазори, у які будуть поміщені умовні підшипники й втулки, зокрема між вушками ресор і пальцями, що

з'єднують стінки опори, а також між осями, на які опираються амортизатори, і втулками, що з'єднують стінки й привареними до них.

Спрощення внесені у вузли підвіски – сама ресора залишена в досить докладному виді, але з'єднання за допомогою стрем'янки між нею й балкою виконане найпростішими формами й не передбачає обліку натягу в нарізних сполученнях, і, відповідно, контакти з ковзанням, будь вони навіть призначені, не дадуть достатню точність.

Ресора (рис. 5.18), яка в даній конструкції є однолистовою, не створює проблем при моделюванні й у розрахунках, однак для опису твердості багатолистових ресор необхідна модель, що враховує, як мінімум, їх взаємне проковзування, а ще краще – заповнення й розкриття зазорів, у тому числі й під дією центрального болта.

Як впливає з опису завдання, навіть в ізольованому стані воно вирішується досить складно. Тому компромісним рішенням могло б стати побудова багатолистової ресори одним тілом з компенсацією відмінності жорсткості – у монолітній системі вона більше – за рахунок зменшення модуля пружності матеріалу, який привласнюється спрощеній ресорі.

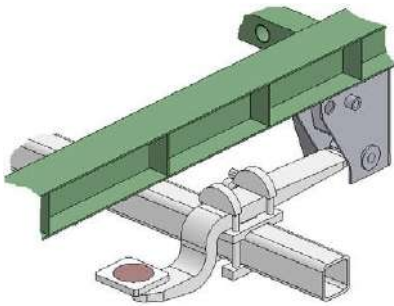


Рисунок 5.18 – Ресора з оточенням

Зрозуміло, при цьому вона втрачає нелінійність твердості, тому довелося б підбирати модуль так, щоб результат відповідав тій ділянці характеристики, яка реалізується для причепа в конкретному розрахунковому випадку. В описаній моделі не враховано ящик з технологічним устаткуванням, який прикріплено до обичайки.

Він, з одного боку, є додатковим ваговим навантаженням, а з іншого – додатковою жорсткістю. Тому для нього можна було б використовувати спрощену консервативну модель, виділивши на обичайці відповідні площини кріплення (у реальності для цього

використовуються накладки, приварені по контуру), залишивши для них товщину без урахування накладок і «прикріпивши» до них навантаження «**Распределённая масса**» (**Distributed Mass**) з величиною, рівній масі ящика з устаткуванням, за винятком трубопроводів – вони вже «приєднані» до спеціальних площин, як описано вище. Якщо після розрахунків з'ясується, що напруги перевищують допустимі або саме тут вони максимальні, то модель буде потрібно уточнити.

### 5.3 Побудова розрахункової моделі

У комбінованих сітках (оболонки з тілами), а також між оболонками із зазорами автоматичне зв'язування в загальному випадку не гарантується, тому призначаємо контактні набори типу «**Связанные**» (**Bonded**). На рис. 5.19 показаний приклад контакту між крайками обичайки й гранями відгинів днища.

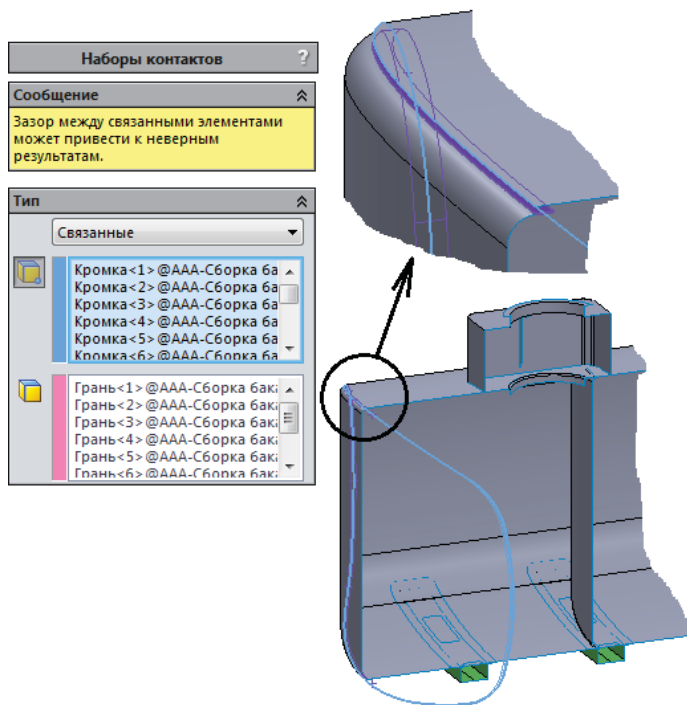


Рисунок 5.19 – Зв'язування крайок листів з відгинами днища

З метою економії часу, всі зв'язки кожної з перерахованих крайок з кожної із граней, зібрані у дві безлічі. Як правило, подібні зв'язки в сучасних версіях програми реалізуються правильно, але в загальному випадку рекомендується, як мінімум, звертати увагу на коректність результатів у принципі.

Схоже місце наведено на рис. 5.20, де грань отвору обичайки зв'язується з торовою гранню округлення на кільці посилення. Неплоска крайка правильно зв'язується з поверхнею обертання. У випадку невдачі довелось б зв'язувати крайку із циліндричною гранню кільця, що, загалом, було б «не менш» правильним (справа в тому, що невідоме місце розташування звареного шва).

Слід звернути увагу на попередження програми про потенційні помилки при зв'язуванні об'єктів через зазор, навіть якщо він компенсований коректними віртуальними товщинами об'єктів, що з'єднуються.

Трохи інша ситуація має місце при з'єднанні листа посилення з обичайкою. Крайки, що утворюють периметр, зв'язуються із гранню обичайки (рис. 5.21), але при цьому слід визначитися з тим, як лист взаємодіє з листами ємності.

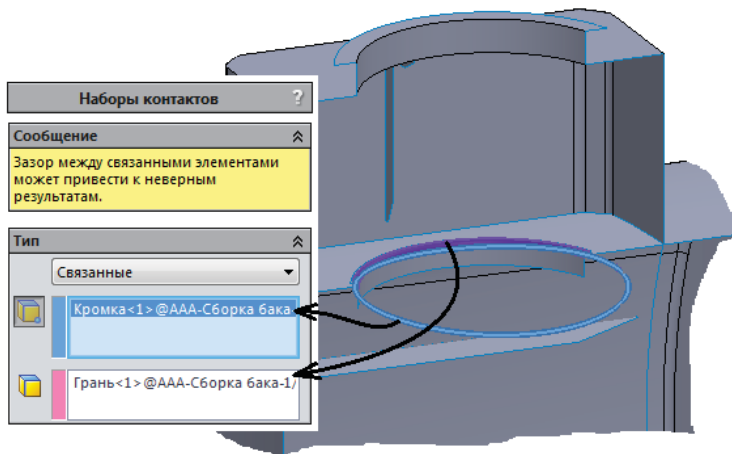


Рисунок 5.20 – Зв'язування крайки отвору обичайки із гранню відгину кільця посилення

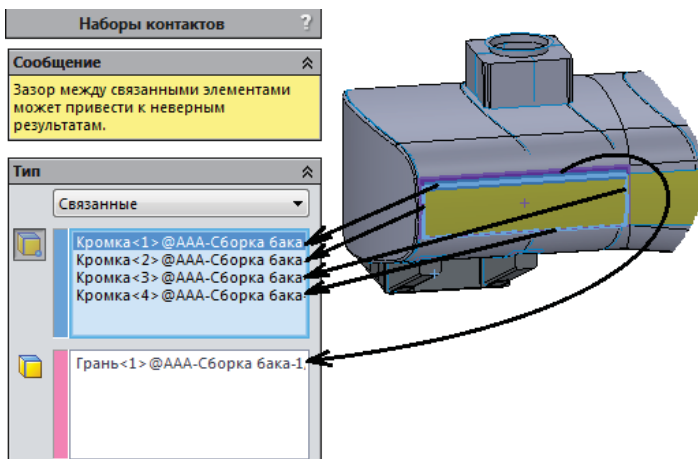


Рисунок 5.21 – Зв’язування крайок листа посилення з обичайкою

Економічний, з обчислювальної точки зору, варіант, який трактує систему з мінімумом міцності, відповідає відсутності будь-якої взаємодії між ними – контакт **«Проникновение допускается» (Allow Penetration)**.

Максимізуючий як жорсткість, так і, швидше за все, міцність (цілком імовірно, що по контуру «суми листів» напруги зростуть), – **«Связанные» (Bonded)**, причому можна неабияк заощадити на обчисленнях, так само як і на складності геометрії, якщо бічним граням обичайки призначити суму їх товщин і товщини листа посилення, а останній попросту виключити з аналізу.

Найбільш реалістична модель – коли листи по гранях зв’язані умовою **«Нет проникновения» (No penetration)**, яка й буде реалізована в нашій моделі у варіанті **«Поверхность с поверхностью» (Surface to surface)**, як показано на рис. 5.22. Якби впевненість у відсутності віртуального зазору була відсутня, варто було б активувати опцію **«Зазор» (Gap (clearance))** у варіанті **«Всегда игнорировать зазор» (Always ignore clearance)** у надії скоротити обсяг обчислень. Зрозуміло, що в подібних ситуаціях тертя враховувати необов’язково.



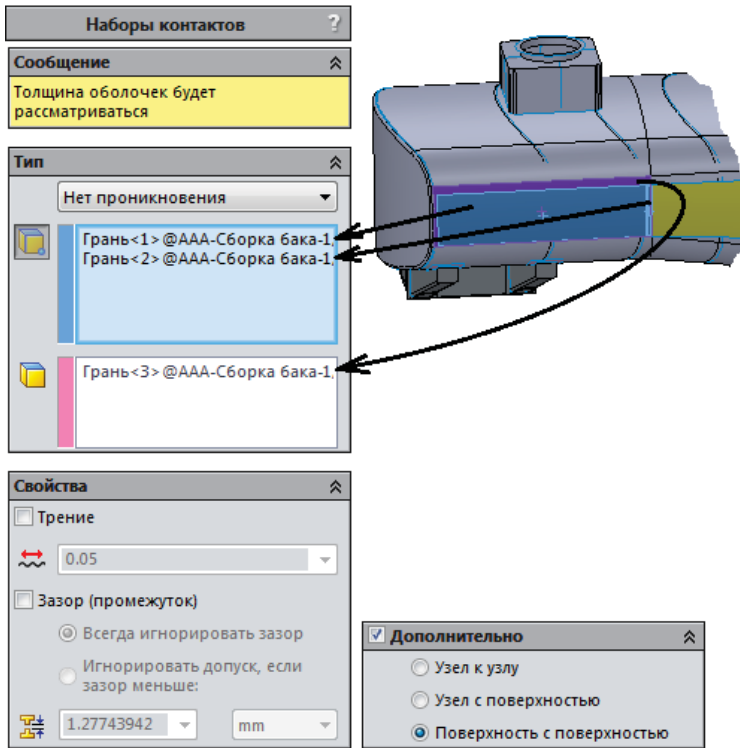


Рисунок 5.22 – Зв’язування грані листа посилення з обичайкою

Аналогічна пара граничних умов застосовується для підкладних листів сідла в з’єднанні з обичайкою. Крайки зв’язуються із гранями (рис. 5.23), а між гранями ставиться умова ковзання із входом-виходом з контакту (рис. 5.24). Крайки лонжеронів зв’язуються із гранями підкладних листів (рис. 5.25).

Накладки посилення лонжеронів зв’язуються з лонжеронами по всій площі (рис. 5.26), хоча в реальності вони, подібно підкладним листам, приварені по контуру, а поза ними перебувають у зіткненні з ковзанням. Це зроблено для спрощення розрахунків. Вище було показано, що для точної моделі звареного з’єднання в конструкції стійки були введені твердотільні моделі зварених швів.

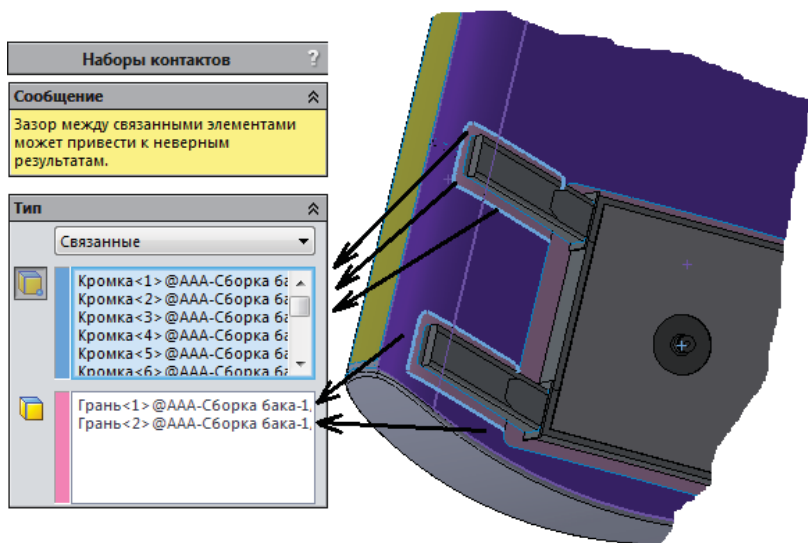


Рисунок 5.23 – Зв’язування крайок підкладних листів із гранями обичайки

Грані швів прикріплюємо до поверхонь і граням тіл контактом «Связанные», як показано на рис. 5.27, а віртуальні зазори стійки з іншими тілами (детальми) у явному виді враховувати не будемо; як згадувалося, глобальний контакт «Связанные» не діє (принаймні, у використаних версіях програми) на зв’язку між гранями тіл і оболонками, якщо віртуальна товщина останніх реалізує нульовий (також віртуальний) зазор і навіть якщо включена опція «Некасающиеся грани» (**Non-touching faces**) у налаштуваннях глобального контакту, що передбачає спробу програми з’єднати грані через зазори. Це значить, що в загальному випадку об’єкти «не відчують» один одного, аж до можливості взаємного проникнення.

Якщо прагнути до високої правдоподібності за рахунок раціональності, то на додаток до строгої локалізації зв’язків зі спільним переміщенням можна призначити контакти «Нет проникновения» поза цими зв’язками – між гранями пластин і гранями стійок (рис. 5.28).

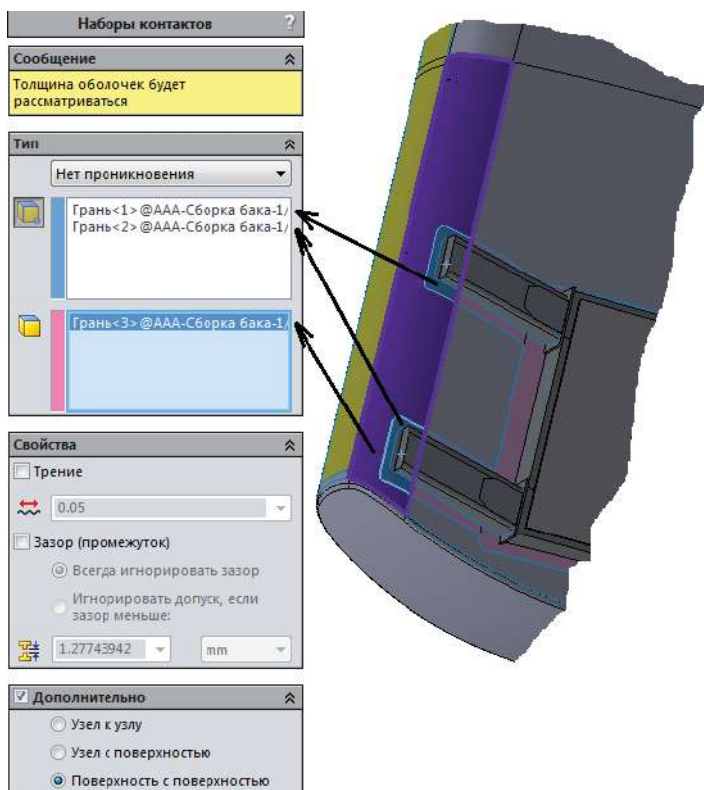


Рисунок 5.24 – Зв’язування граней підкладних листів із гранями обичайки

При штатному обпиранні на стійки контактні навантаження не повинні бути великі, однак, якщо з’являється бічна мода деформацій, то цілком можливий їхній ріст, який, відповідно, породить реактивні навантаження відриву у зварюванні. Очевидно, що описані не всі призначені зв’язки, однак інші якісно не відрізняються від наведених.

Наступний етап – створення рухливих шарнірних з’єднань. Вушко ресори зв’язуємо з пальцем в опорі двома віртуальними підшипниками з опцією «Разрешить самовыравнивание» (**Allow self-alignment**), що позбавляє їх згинальної жорсткості, і вони можуть трактуватися як кулькові підшипники (рис. 5.29).

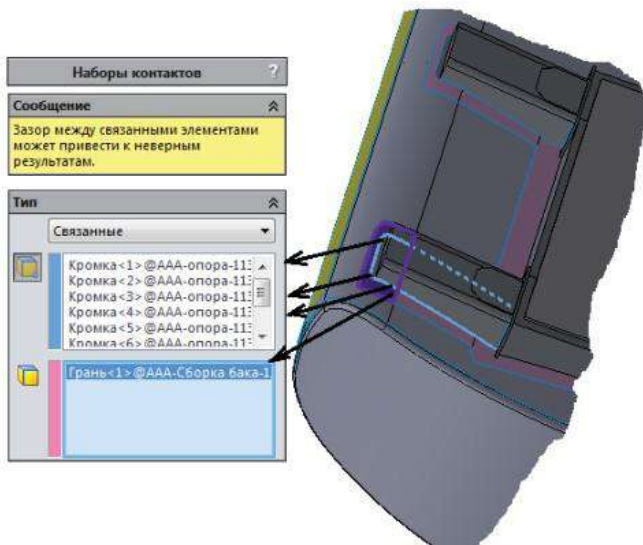


Рисунок 5.25 – Зв’язування крайок лонжерона із гранню підкладного листа

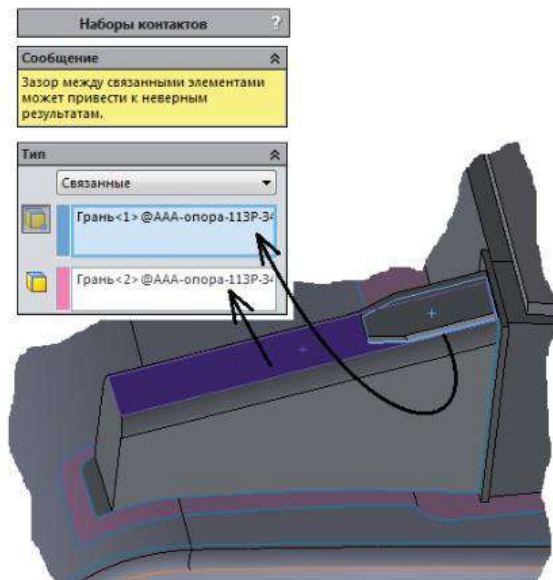


Рисунок 5.26 – Зв’язування посилення лонжерона з лонжероном

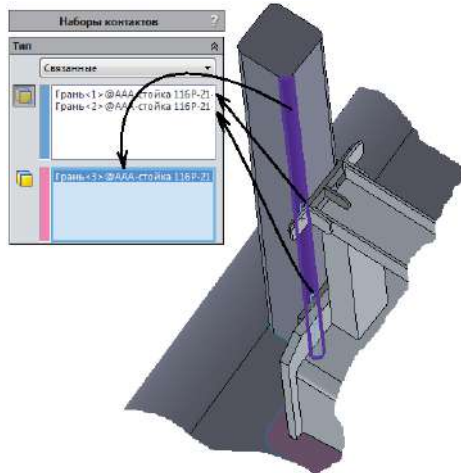


Рисунок 5.27 – Зв'язування граней тіл зварених швів із гранями стійки

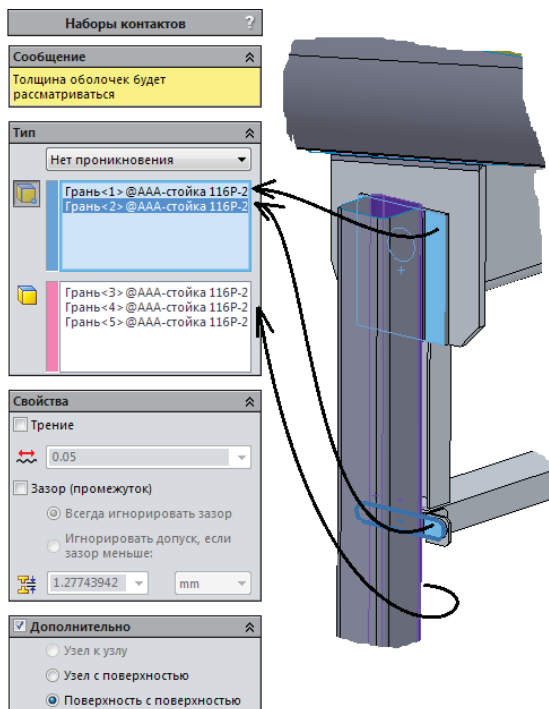


Рисунок 5.28 – Змінний контакт між стійкою й пластинами поза швами

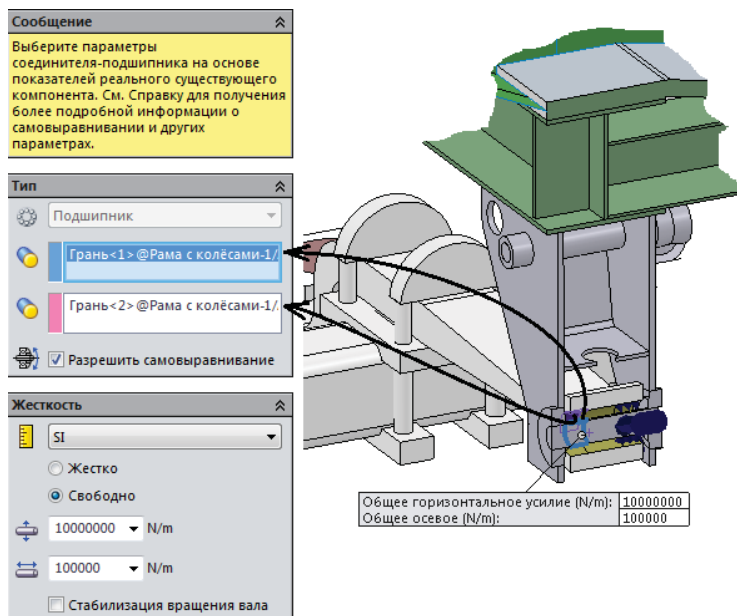


Рисунок 5.29 – З’єднання підшипниками пальця й отвору у вушку ресори

Сам палець в опорі підкоряється глобальному контакту «Связанные», тобто забитий у неї нерухомо. У силу відсутності інформації твердості підшипників підбираємо, виходячи з міркувань здорового глузду, щоб переміщення в них були реалістичні. У принципі, можна було б зробити підшипники абсолютно твердими – у цьому випадку гнітюча частина піддатливості формується за рахунок піддатливості в конструкції й пружинах. Щоб організувати по два підшипники, що з’єднують два об’єкти, на їхніх гранях командою «Линия разъёма» було виділено дві пари концентричних граней.

Інший метод використано для зв’язування вушка амортизатора й пальця, що проходить через опору. Тут важливо коректно описати твердість гумового сайлентблока, тому ухвалене рішення залишити його в «натуральному» виді, як деталь, але обравши матеріал з підходящими властивостями, як показано на рис. 5.30.

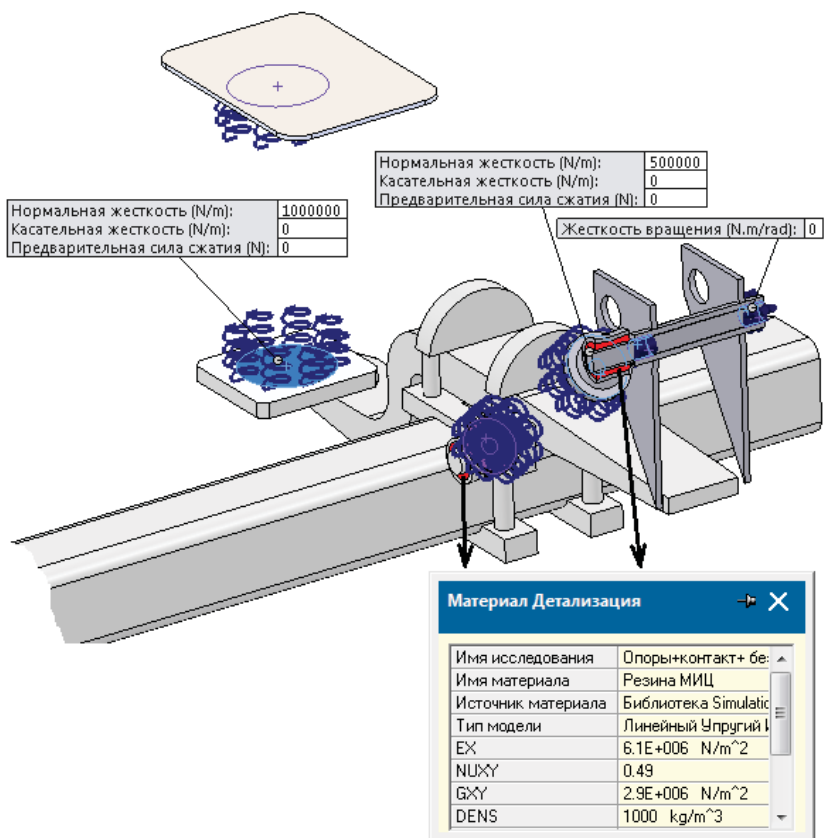


Рисунок 5.30 – Рухливі й пружні елементи підвіски

При цьому тіло деталі пов'язане з оточенням контактом за замовчуванням. Напруги при крученні будуть близькими до нуля, оскільки це крутіння реалізується через поворот пальця, до якого прикріплений через втулку сайлент-блок в отворі довгої втулки.

У реальності тут має місце контакт із ковзанням, однак, з метою економії обчислювальних ресурсів, а також потенційного переходу до моделі лінійної динаміки – у ній ці контакти нездійсненні – зв'яжемо циліндри двома віртуальними штифтами. Для цього, як і раніше, виділяємо дві пари концентричних граней. Для наглядності – у принципі, це необов'язково – незначно збільшуємо діаметр отвору у втулці.

В принципі, у даному контексті принципівих відмінностей підшипників від штифтів немає – вони з'являться, якщо додати підшипнику піддатливість (штифт на це нездатний), або штифту – торсіонну твердість (у підшипників її немає).

Обоє варіанти натякають на твердість отворів з накладеними зв'язками в радіальному напрямку. Коли потрібно залишити отвори податливими, слід використовувати віртуальні пружини, що з'єднують концентричні грані.

Подушки підвіски моделюємо пружинами, що зв'язують паралельні кругові грані, проекції яких збігаються. Ці грані виділені на гранях опор командою «**Линия разъёма**». Замість амортизаторів також ставимо пружини, що з'єднують кругові грані на чашках. У статичному стані амортизатори не навантажені, однак у динамічному вони мають як в'язкість, так і твердість. Величини твердості пружин узяті з міркувань здорового глузду, так щоб осада причепа під навантаженням була реалістичною. Як представляється, у деяких межах зміни твердості вона не занадто впливає на розподіл сприйманих осями підвіски зусиль.

Етап призначення граничних умов у край важливий, оскільки на додаток до досить адекватної моделі підвіски, її слід реалістично зафіксувати. У причепі нерушливі плями контакту між шинами й дорогою, при цьому твердість закріплення у вертикальному напрямку найбільша, у поперечному – менша, а в поздовжньому вона може бути як дуже великою – якщо колеса загальмовані, так і нульовою, якщо вони вільні.

Якщо зафіксувати торці балок, то опір поворотам можна вважати нульовим, тому фіксація грані торця в ортогональному напрямку (крім інших) породить фактично моментне закладення, що фіксує всі повороти, крім осі балки.

Це абсолютно не відповідає реаліям роботи конструкції. Найкращим інструментом для поділу поступальних переміщень і поворотів є умова «**Дистанционные нагрузки**» (**Remote Load**) у варіанті «**Перемещение**» (**Жёсткая связь**) (рис. 5.31), які зв'язують деякий об'єкт, наприклад грань, із точкою.

Якщо не фіксувати повороти, то фактично грань може обертатися щодо точки як тверде ціле. Ми не будемо фіксувати поздовжні переміщення (є система координат причепа), а



вертикальні й поперечні зробимо нульовими (рис. 5.32).

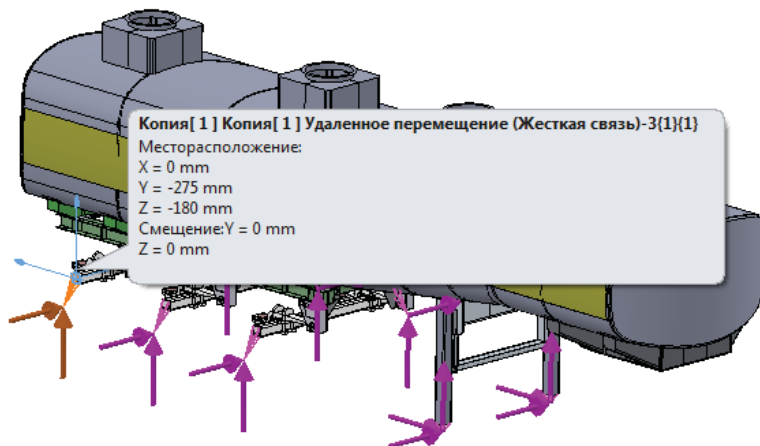


Рисунок 5.31 – Імітація коліс і опор через дистанційне переміщення

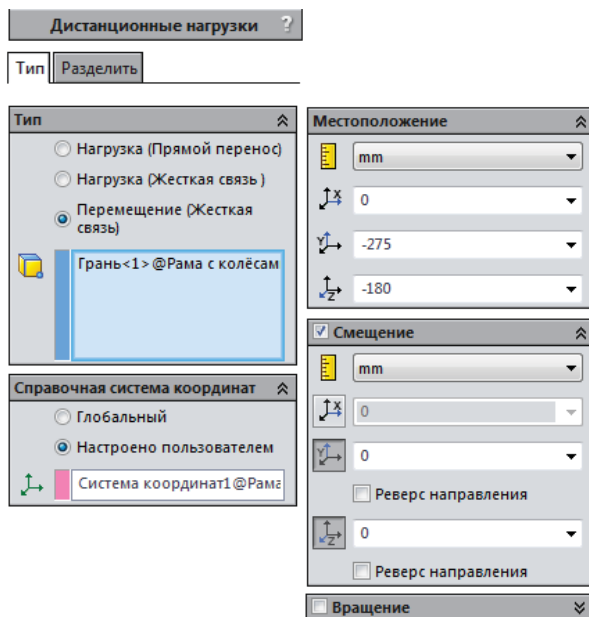


Рисунок 5.32 – Параметри закладення через дистанційне переміщення

Після розрахунків треба оцінити поперечні реакції, і якщо вони виявляться значними (щодо здорового глузду), можна переміщення звільнити, враховуючи при цьому вимогу відсутності моди вертикального повороту як твердого цілого.

Для даної розрахункової схеми із зафіксованими стійками воно задовольняється, але якщо розглядається випадок з фіксацією сидла, а його як кульову опору також слід реалізовувати через дистанційне переміщення, тоді одне (і не більше) з дистанційних переміщень, що імітують колесо, слід зафіксувати уздовж відповідної до локальної осі z.

Наслідком, щоправда, буде асиметрична картина переміщень при симетричному завданні. Координати нерухливої точки показані на рис. 5.31. Вона відстоїть від центру торця балки на 180 мм назовні й 275 мм униз. Тут передбачається фіксація не низу шини, а деякої проміжної точки, винесеної назовні маточини. Стосовно до конкретного завдання координати слід змінювати. У стійках твердість щодо зсувів дуже велика, а щодо поворотів – мала, тому тут теж фіксуємо три переміщення й ігноруємо три повороти. Силкові граничні умови показано на рис. 5.33.

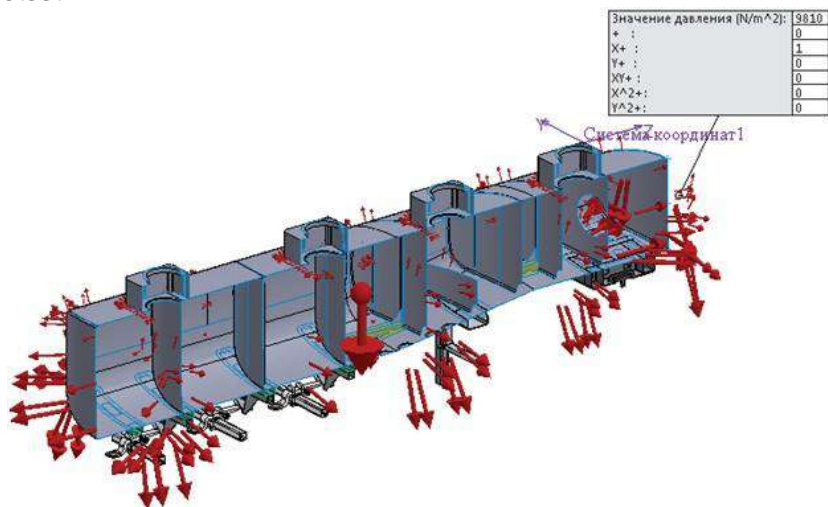


Рисунок 5.33 – Статичні граничні умови

Це тиск, що лінійно змінюється по висоті з нульовою

величиною, розташовано на початку осі x локальної системи координат, розташованої зверху квадратних горловин. Тиск прикладено до всіх поверхонь обичайки й горловин, за винятком кілець, оскільки вони обвиваються текучим середовищем по обидва боки.

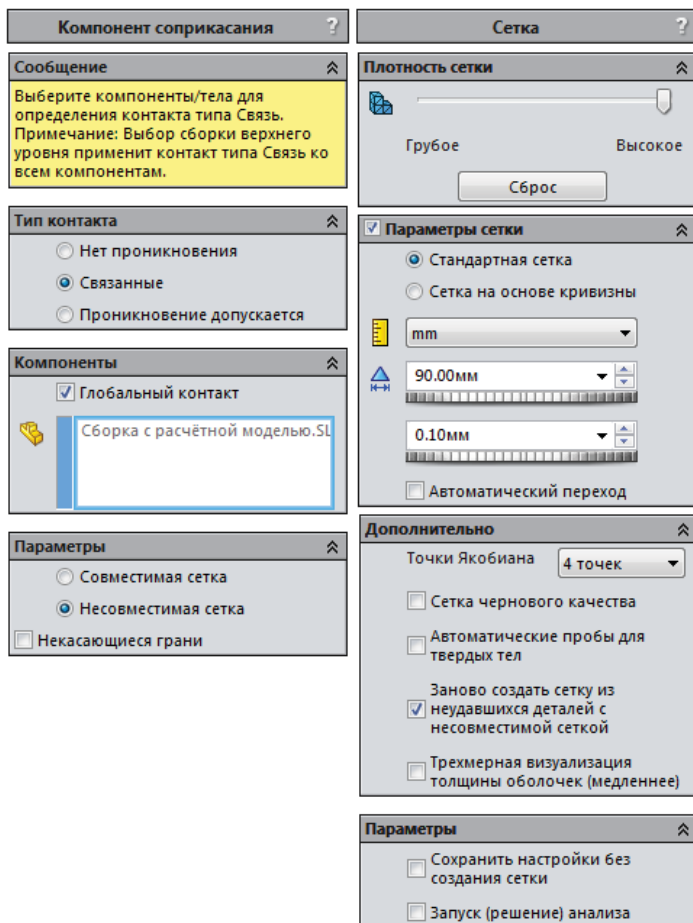


Рисунок 5.34 – Настроювання глобального контакту й сітки

У якості рідини, імітованої тиском, прийнято воду із щільністю  $1000 \text{ кг/м}^3$ , тобто на глибині одного метру вона створює тиск  $9810 \text{ Па}$  – саме ця величина й входить у закон зміни

тиску як коефіцієнта при локальній координаті  $x$  локальної системи координат. Усі інші константи, включаючи вільний член, дорівнюють нулю. Останній, будучи призначеним, відтворював би постійний тиск, по суті тиск над дзеркалом рідини. Другим навантаженням є сила ваги. Сітка будується «стандартним» алгоритмом з параболічних кінцевих елементів (рис. 5.34).

Щільність сітки підібрана так, щоб для відносно товстих об'єктів, наприклад ресор, по товщині вийшло два елементи. На деяких деталях: втулках, пальцях, чашках амортизаторів – довелося застосувати елементи керування сіткою з малою величиною, тому елементи вийшли «занадто» дрібними.

З'ясувалося, що спільна сітка при показаних налаштуваннях не виходить, тому, щоб не прибігати до подальшого здрібнювання, використовуємо добування сітки як неспільної командою **«Заново створити сітку з неуважених деталей з несовместной сіткою» (Remesh failed parts with incompatible mesh)** – або ж повністю неспільну сітку – цей функціонал доступно при визначенні глобального контакту.

У даній ситуації це не занадто значимо, оскільки більша частина контактів, представляючи зв'язок між оболонками й тілами, а також між оболонками із зазором в стик і внапуск, однаково описується неспільною сіткою. Сітку в різних ракурсах наведено на рис. 5.35-5.38.

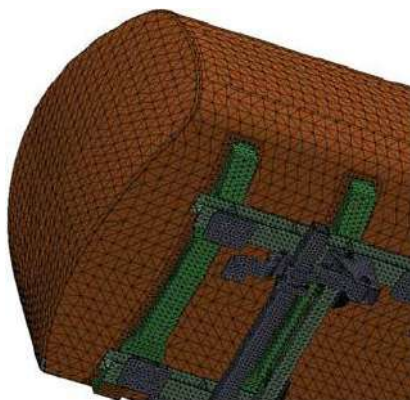


Рисунок 5.35 – Сітка в задній частині причепа

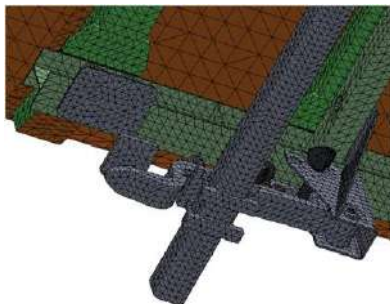


Рисунок 5.36 – Сітка на підвіску

У деяких деталях, наприклад стійках, лонжеронах, накладках, розмір за замовчуванням дав досить рідку сітку, однак, у першому наближенні, вона цілком придатна для зон поза максимумами напруг.

#### 5.4 Приведення розрахункової маси до реальної

У результаті внесених умовностей і спрощень отримана розрахункова геометрична модель, а потім і розрахункова з уведенням умовностей у вигляді оболонок, різних інших віртуальних сутностей.

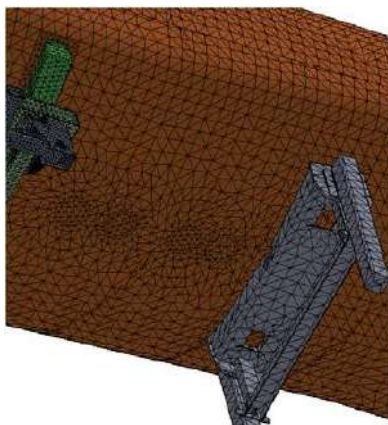


Рисунок 5.37 – Сітка на імітаторах клапанів і на стійках

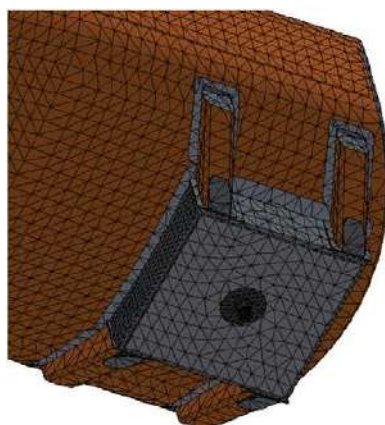


Рисунок 5.38 – Сітка на опорі сидла

Її одержання супроводжувалося різними операціями як по геометрії, так і по її перетворенню в поверхні. В принципі, кожна зміна повинна протоколюватися на предмет можливої зміни маси конструкції, оскільки й гравітаційні та інерційні сили є визначальними. Це вкрай кропітке заняття, тому компромісним рішенням є відхід від обліку локальної невідповідності маси, аналіз вже готової розрахункової моделі.

Якщо маса «реальна» (вона обумовлена об'ємом тіл і, зрозуміло, щільністю матеріалів) у сукупності з віртуальною (яка виходить в Simulation як властивість оболонок з умовною товщиною й «реальним» матеріалом) відрізняється від маси

вихідної геометричної моделі (із призначеними матеріалами), слід внести виправлення в розрахунки.

Оцінити масу, «сприйману» у розрахунках, можна на підставі діагностованих сил реакції в опорах під час відсутності будь-яких силових факторів (зокрема, тиски, що імітують рідину), крім гравітації, як показано на рис. 5.39. Сума сил реакції у вертикальному напрямку становить 78 405 Н (рис. 5.40), при тому що сила для маси, оцінюваної на основі вихідної геометричної моделі, дорівнює 90 252 Н. Таким чином, втрачено приблизно 12 000 Н.

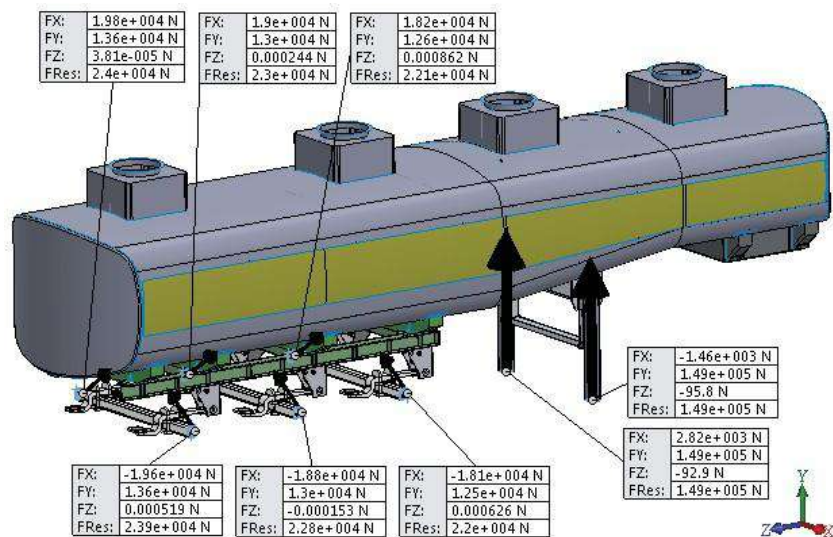


Рисунок 5.39 – Сили реакції в закладеннях при обпиранні на стійки й усі колеса

Значна частина цієї маси припадає на відсутній у моделі ящик з технологічним устаткуванням, за винятком трубопроводів, які були враховані еквівалентною масою – вже були представлені кришки горловин, труби відводу пар з горловин, огороження зверху по периметру.

Останнє також надає ємності додаткову твердість, тому неврахування її ящика робить розрахункову оцінку більш консервативною.

**Результирующая сила** ?

**Параметры** ⌵

Сила реакции  
 Сила интерфейса удаленной нагрузки  
 Сила свободного тела  
 Сила контакта/трения  
 Сила соединителя

**Выбор** ⌵

SI  
 Грань<4> @Рама с колёсами-1/AAA-  
 Грань<4> @Рама с колёсами-1/AAA-  
 Грань<4> @Рама с колёсами-1/AAA-  
 Грань<2> @AAA-стойка 116P-21-1  
 Грань<1> @AAA-стойка 116P-21-1  
 Грань<3> @Рама с колёсами-1/AAA-  
 Грань<3> @Рама с колёсами-1/AAA-

Обновить

**Сила интерфейса удаленной нагрузки (N)** ⌵

Компонент	Выбор	всей модели
Сум X:	0.0014038	0.0014038
Сум Y:	78405	78405
Сум Z:	0.67836	0.67836
Результирующая:	78405	78405

**Параметры отображения** ⌵

Отобразить результирующие силы

Рисунок 5.40 – Сума сил реакції

Актуальною інформацією є також горизонтальні сили в опорах – у кожній з них вони перевищують тону. Вище, при призначенні фіксацій у дистанційних переміщеннях, були міркування про те, чи правомірна горизонтальна фіксація.

Через результати можна схилитися до рішення про її ослаблення. Якщо в стійках, що жорстко стоять п'ятами на основі, ще можна допустити подібні реакції, то припущення про реалістичність більш ніж півтонних бічних зусиль у системі шина-колесо є досить сміливим.

Розрадою є та обставина, що бічні стискальні зусилля (реакції опор), що діють на торці балок, приводять до підвищення загального рівня напруг у підвісці й, відповідно, роблять оцінку міцності більш консервативною.

«Відновити» масу можна, змінивши щільність матеріалів, що досить трудомістко, або ж скорегувавши силу ваги – гравітаційне прискорення, збільшивши його в 1,15 рази, використавши для розрахунків  $11,3 \text{ м/с}^2$ . Деяка особливість, що породжує систематичну погрішність, присутня при призначенні тиску на криволінійних оболонках. Справа в тому, що в сітковій апроксимації тиск математично прикладається до сітки.

Відповідно, якщо вона базується на серединній поверхні оболонки як тіла, що має кінцеву товщину, то погрішність, наприклад, для циліндра з товщиною  $h$  і радіусом серединної поверхні  $R_0$ , якщо її розраховувати по окружних напругах (більш коректно, окружним силам), складе  $h/(2 \cdot R)$ .

Якщо діє внутрішній тиск, то напруги будуть завищені, що, загалом, прийнятно. Однак для таких випадків, як розрахунок, наприклад, магістральних нафтогазопроводів, де максимальний тиск 0,95 від тиску, що породжує напруги відповідні межі текучості, ця помилка може принципово нівелювати результати з точки зору подальшої їх інтерпретації.

### **Коригування може здійснюватися двома способами.**

Перший – це сформувані оболонку на базі поверхні, до якої прикладається тиск, і використовувати опцію «Смещение» (**Offset**), щоб коректно описати жорсткість, а в разі рішення контактної задачі – також і умови контакту, де програмно враховується віртуальна товщина. Другий шлях – адаптувати тиск, множачи його (в разі дії зсередини) на величину  $r/R$  раз, де  $r$  і  $R$  – внутрішній і зовнішній радіуси відповідно.

## **5.5 Результати і їх інтерпретація**

Вище були показані сили реакції в опорах для розрахункового випадку, коли вертикально й поперечно опираються всі колеса й стійкі, а поздовжня фіксація здійснюється тільки на стійках. На рис. 5.41 наведено діаграму переміщень – очевидно, що задня частина причепа «осіла» на величину 18 мм.



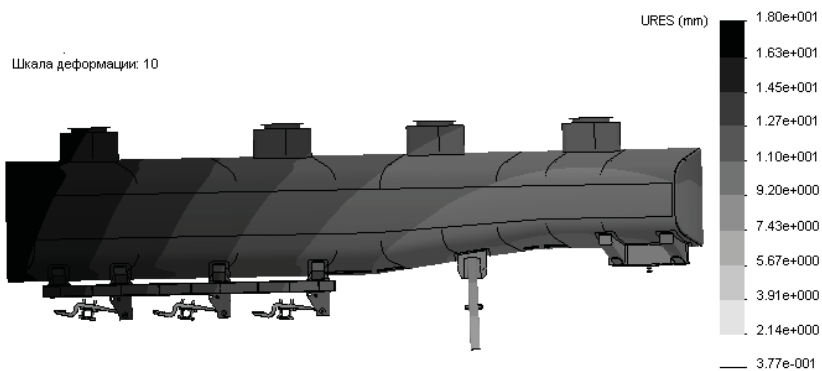


Рисунок 5.41 – Переміщення при обпиранні на всі колеса й дві стійки

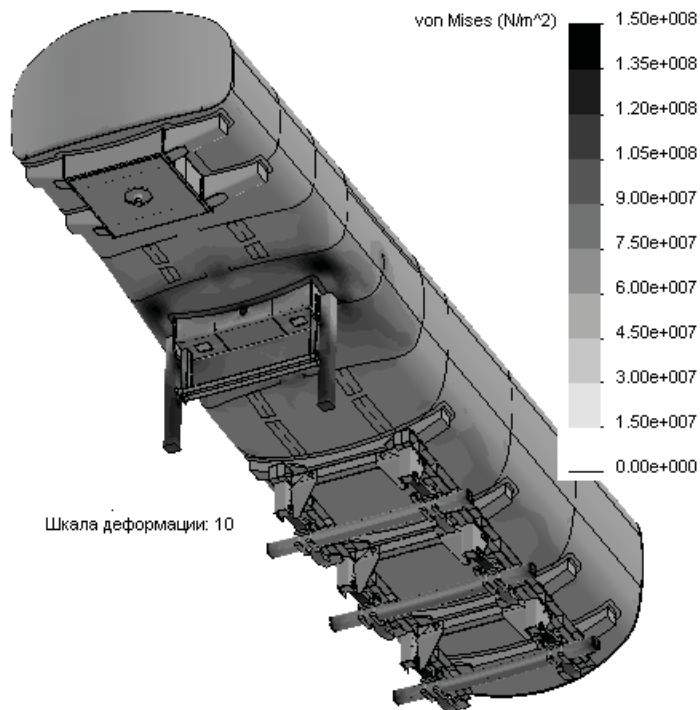


Рисунок 5.42 – Еквівалентні напруги при обпиранні на всі колеса й дві стійки на внутрішній грані цистерни

Це трохи менше, чим в реальності, що в розрахунковій моделі тривіально коректується збільшенням твердості пружин, що імітують пневмоподошки. Еквівалентні напруги в тілах і в оболонках на тих їхніх гранях, які «дивляться» усередину цистерни (там вони в середньому більше, чим на «зовнішніх»), показано на рис. 5.42, а зони їх максимальної концентрації: у стійках і біля них, у підвісці – показано на рис. 5.43-5.44.

Найнебезпечнішим місцем є стійки та їх околиці, зокрема біля кутів підкладних листів. Як видно, у стійках присутня згинальна мода, породжувана блокуванням поперечного розпору.

Цікаво те, що один з локальних максимумів розташований біля переднього вирізу в коробі між стійками. Та ж картина, але як би зсередини (насправді у всіх випадках показані напруги на внутрішніх по-верхнях), показана на рис. 5.44 – тут видно, що великі напруги спостерігаються також у перегородці над стійками.

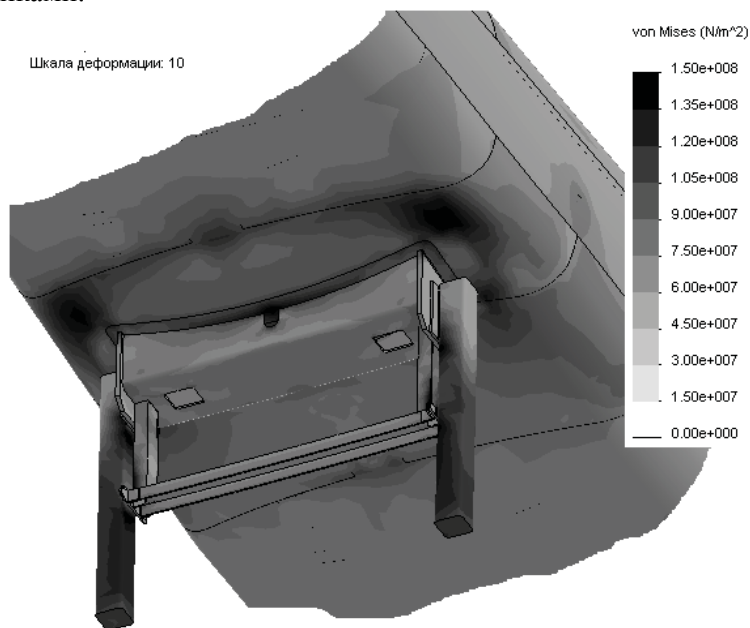


Рисунок 5.43 – Еквівалентні напруги при обпиранні на всі колеса й дві стійки на внутрішній грані цистерни – фрагмент у стійок

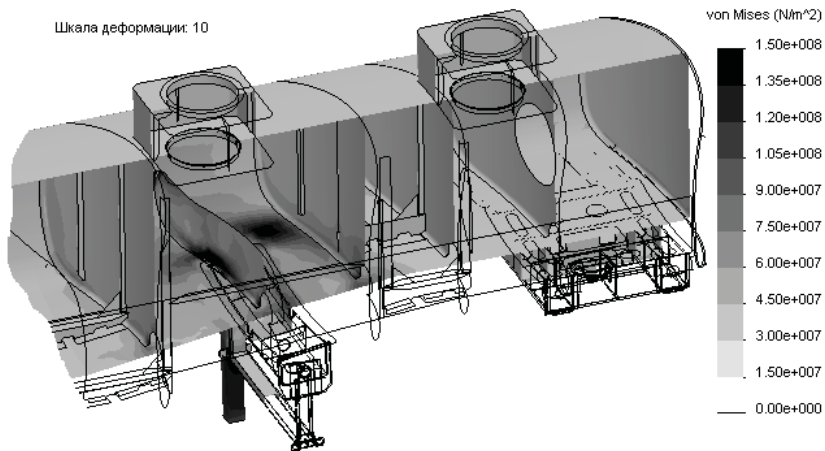


Рисунок 5.44 – Фрагмент діаграми еквівалентних напруг у зоні опор

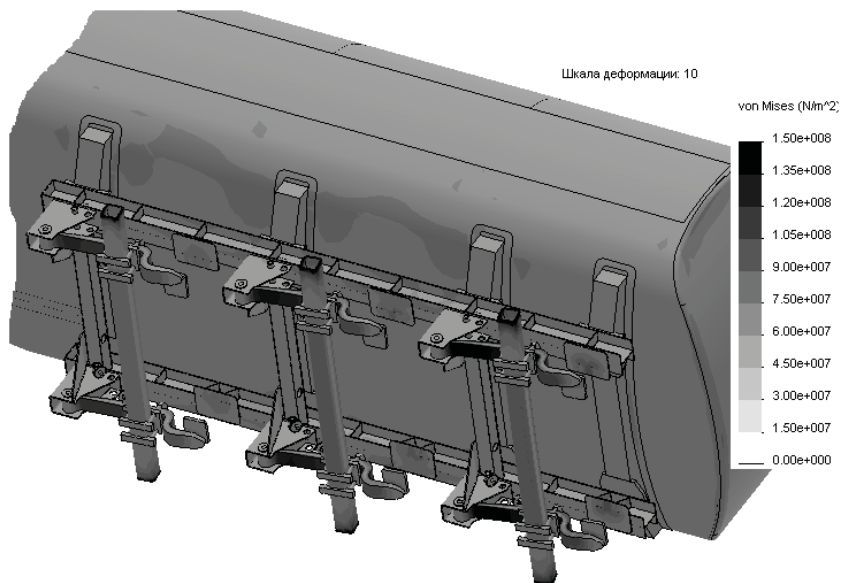


Рисунок 5.45 – Еквівалентні напруги при обпиранні на всі колеса й дві стійки на внутрішній грані цистерни – фрагмент на підвісці

Відзначимо, що високий рівень напруг біля стійок компенсується тим, що вони не пов'язані із багатоцикловою утомою, на відміну від, наприклад, розрахункового випадку з обпиранням на сідло.

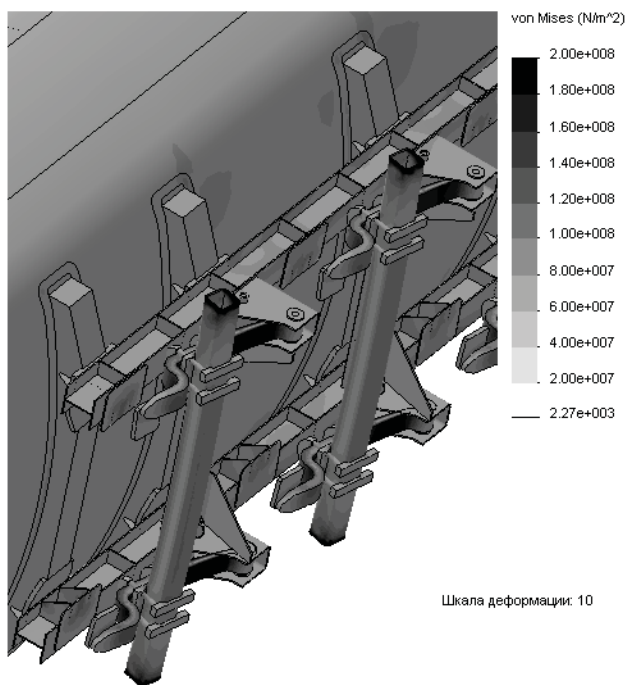


Рисунок 5.46 – Еквівалентні напруги при обпиранні на всі колеса й сідло

Напруги в підвісці показані на рис. 5.45. Максимуми локалізуються в ресорах між стрем'ячкою й опорою, а також на кінцях балок. Останніми можна знехтувати (у даних розрахунках), оскільки вони носять штучний характер, будучи викликані перетворенням торців у тверді сутності відповідними граничними умовами.

Проте даний вузол потребує додаткового аналізу – зрозуміло, при цьому повинні бути враховані особливості конструкції із включенням у модель зони переходу балки в барабан. Що стосується ресор, то найбільш навантаженими є пара задніх.

Якщо врахувати, що в розрахунковому випадку, коли причіп опирається на сидло (відповідні результати показані на рис. 5.46), рівень напруг ще вищий, а також що ці напруги носять утомний характер, бажаний більш ретельний аналіз. Відзначимо, що згинальні напруги в балках невеликі.

Для зварених швів, якщо, звичайно, вони належним чином виділені в розрахунковій моделі, можна одержати передані ними зусилля, по яких і слід судити про міцність з'єднання. На рис. 5.47 можна побачити зусилля у швах, зв'язаних зі стійкою, – вони отримані командою «Сила реакції» (**List Result Force**) з опцією «Сила вільного тіла» (**Free body force**). Шов меншої довжини сприймає більше погонне навантаження, ніж більш довгий верхній. При цьому через розпір він працює на відрив.

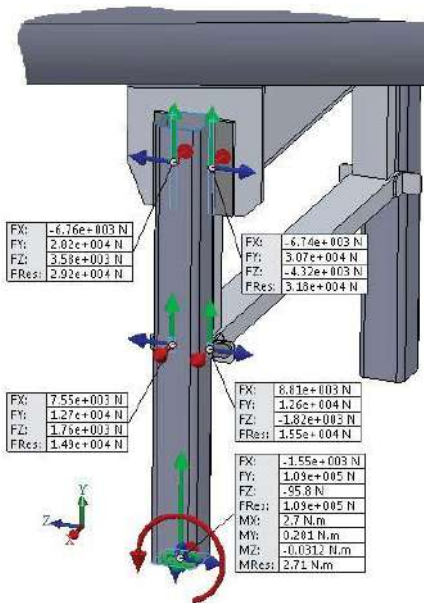


Рисунок 5.47 – Зусилля у зварених швах і в стійці при кріпленні стійки до пластина короба та стійки до куточків перемички

Щоб уточнити розподіл навантаження уздовж довгого шва, його грані, пов'язані з іншими деталями, варто було б розбити по довжині на кілька ділянок і зібрати інформацію про кожний з них. При уважному розгляді ілюстрації можна побачити, що сума вертикальних компонентів зусиль у швах (фактично – на їхніх гранях, зв'язаних зі стійкою) відрізняється від відповідні реакції в опорі – остання трохи більша. Це могло бути слушним, якби опора перенесла реакцію на оточення де-небудь поза «швами», однак це не так. Причина в тому, що через особливості роботи алгоритму зв'язування опора, крім шва, взаємодіє

також і із пластиною, до якої ці шви прикріплені. Тобто крайка шва пов'язана з опорою й із пластиною, тому зусилля з вузлів опори безпосередньо «перетікають» на пластину, залишаючи тим самим шов деякої складової.

Аналогічним чином можна одержати доступ до сил, що виникають у зв'язках між крайками оболонок з іншими оболонками або тілами, наприклад на рис. 5.48 це зроблено для крайок (вони також можуть бути аргументом команди «Сила вільного тіла») листа посилення.

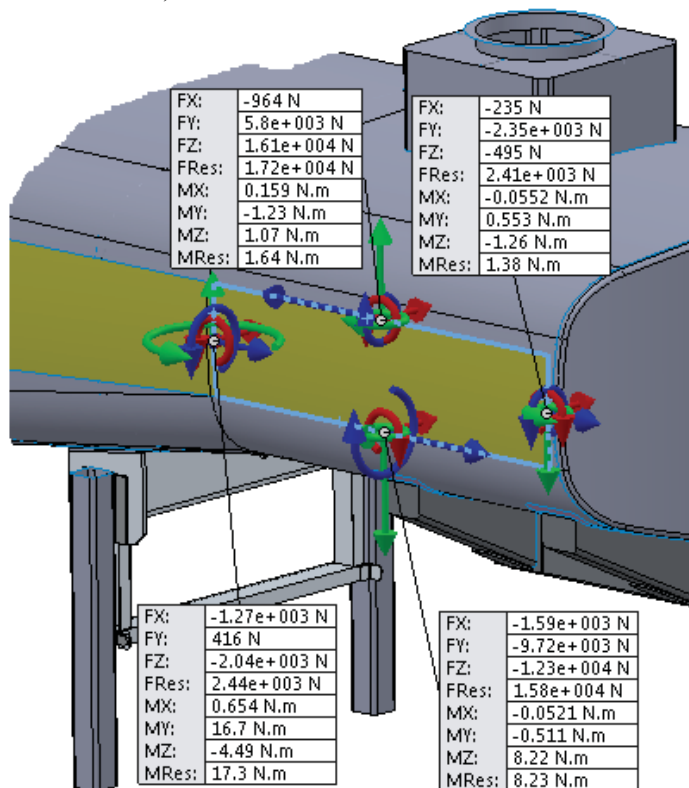


Рисунок 5.48 – Сили в крайках, з'єднаних із гранями

У цьому випадку для уточнення розподілу зусилля по довжині потрібно мати кілька крайок, а їх можна одержати тільки

розподілом грані, що породила цю крайку. Також, оскільки зусилля обчислюються в деякій ортогональній або циліндричній системі координат, для криволінійних довгих крайок величини сил (а не власне самі результати) можуть бути некоректні.

Контактний тиск між обичайною й підкладним листом, а також листом посилення показаний у векторному виді на рис. 5.49 для розрахункового випадку з опорою на сідлі.

Максимуму він, як і очікувалося, досягає там, де до підкладного листа приварені торці лонжерона. На листах посилення тиск розподілений досить однорідно. Ці ілюстрації свідчать, що модель із контактом, а не зі зв'язком, у подібних випадках найкраща.

Подібно реакціям в опорах, можна ідентифікувати зусилля в пружинах – для цього використовується та ж команда, але з опцією **«Сила соединителя» (Connector force)** (рис. 5.50). Результат для найбільш навантажених пружин – вони розташовуються в задній частині причепа – показаний на рис. 5.51.

Отримана розрахункова модель легко модифікується, наприклад, для випадку обпирання на два колеса – свого роду діагонального вивішування. Результати по переміщеннях і напругах показані на рис. 5.52-5.53. Для підвіски це найбільш важкий сценарій, причому до перевантажених ресор додалися й асиметрично навантажені балки, що призвело до відчутних згинальних напруг (рис. 5.54).

Зусилля у віртуальних підшипниках і штифтах можна одержати командою **«Сила реакції» (List Result Force)** з опцією **«Список сил соединителя» (Connector force)** і вибором відповідної опції.

На рис. 5.55 наведено результат підшипників (умовно – кулькових, безмоментних), що зв'язують вушко ресори з пальцем, а на рис. 5.56 зусилля ідентифіковані для віртуальних штифтів (фактично також циліндричних шарнірів, але несучих згинальний момент) «між» згаданим пальцем і опорою. Відповідно, згинальні моменти в системах «палець-ресора» і «палець-опора» принципово різні.

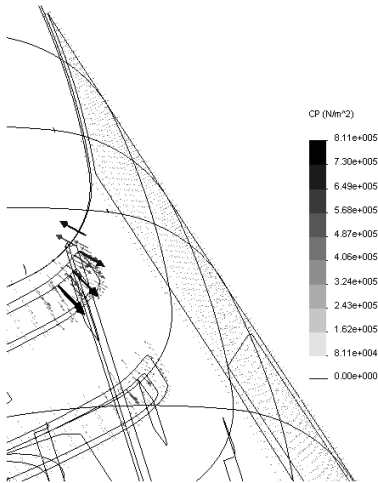


Рисунок 5.49 – Контактні напруги на підкладних листах сідла й на листах посилення біля сідла при обпиранні на нього

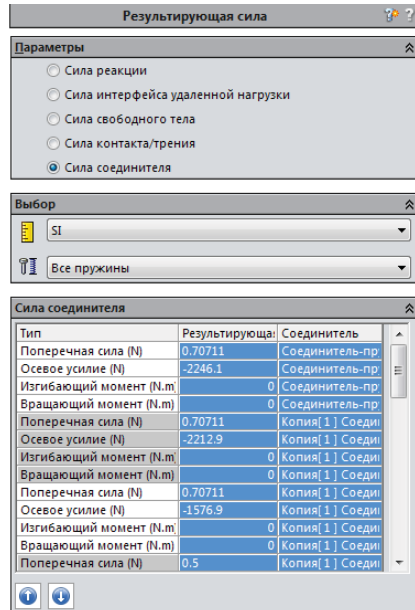


Рисунок 5.50 – Ідентифікація зусиль у пружинах

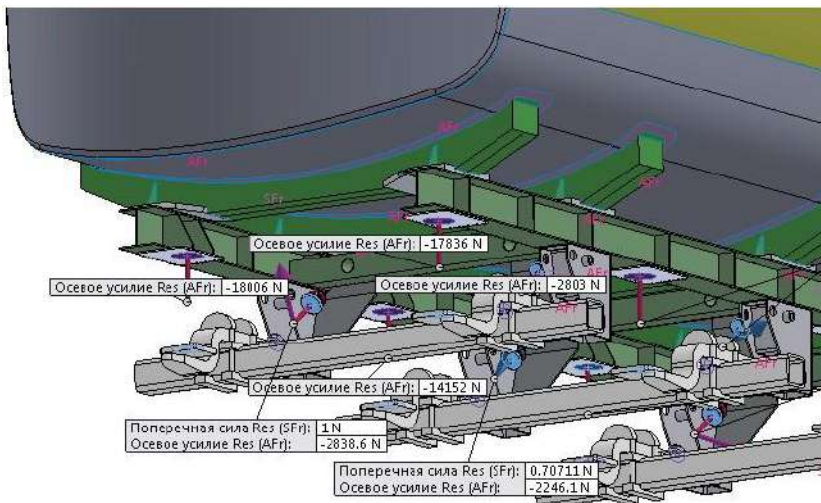


Рисунок 5.51 – Зусилля в пружинах на тлі моделі



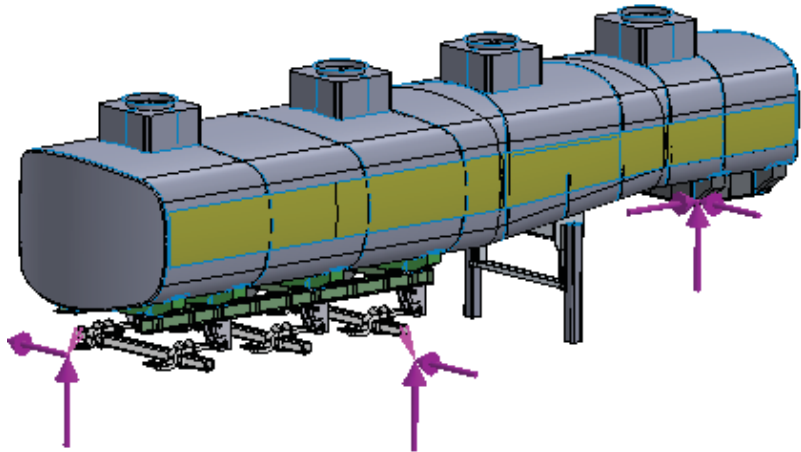


Рисунок 5.52 – Розрахункова схема з обпиранням на сідло й два колеса

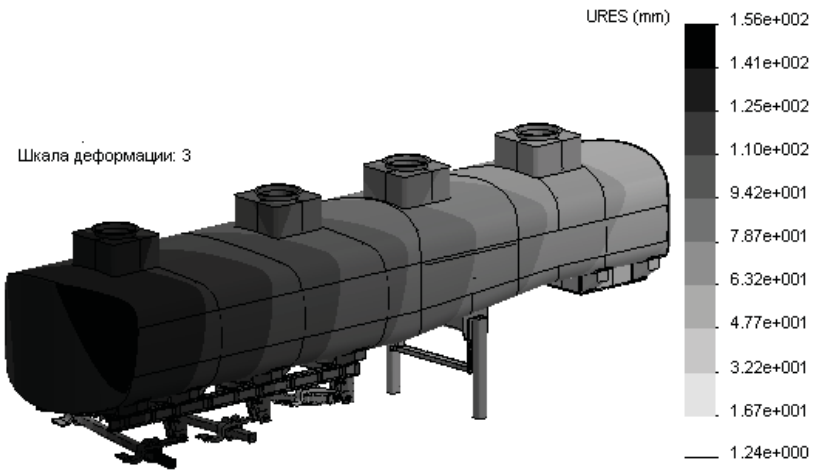


Рисунок 5.53 – Деформований вид з переміщеннями

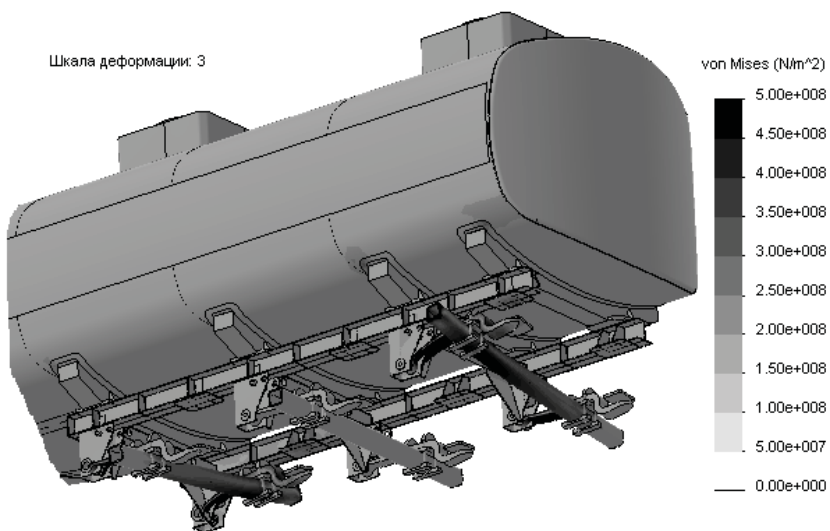


Рисунок 5.54 – Напруги в підвісі при обпиранні на сидло й два колеса

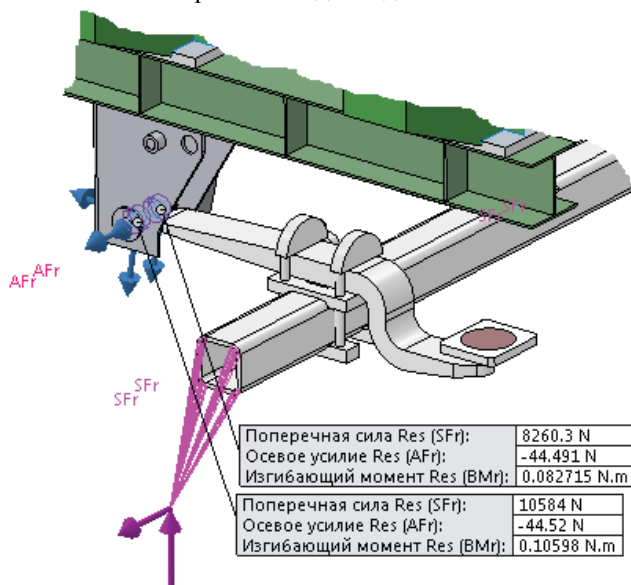


Рисунок 5.55 – Зусилля в підшипниках у вушку навантаженої ресори

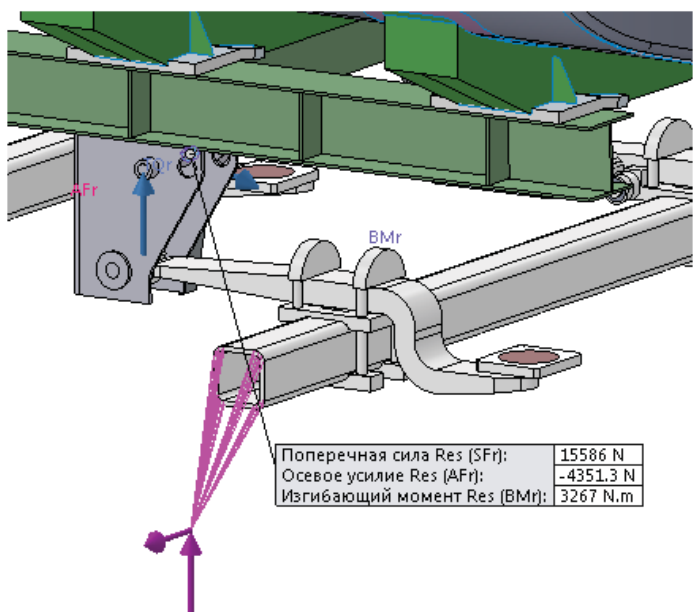
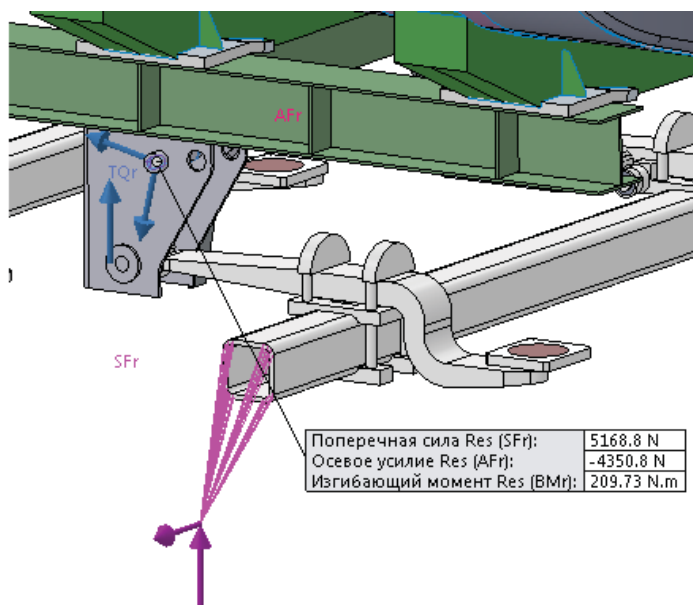


Рисунок 5.56 – Зусилля в штифтах на навантаженій опорі

## 5.6 Висновки

Наведені в даній роботі розрахунки описують ключові особливості, які властиві конструкціям даного класу. Із незначними варіаціями, вони допускають узагальнення, що враховують можливість втрати стійкості, а також динамічні фактори, наприклад наїзд на нерівність дороги, при цьому граничною умовою буде не рух конструкції, а порушення переміщенням.

Зворотною стороною є обмежена придатність для проектування – простір варійованих змінних зводиться до товщин оболонок (тут оболонкова модель, у якій вони є віртуальними сутностями, допускає їхню зміну з мінімальною трудомісткістю) і включення/виключення нових стінок і підкріплень (це вимагає кілька більших зусиль).

Поліпшення ж рами в її твердотільному представленні повинно, в ідеалі, опиратися на якісну параметричну модель, придатну для розрахунків міцності разом з оболонками. В інженерній практиці це навряд можна реалізувати, проектування (оптимізацію або поліпшення деякого базового варіанта) краще здійснювати на базі спеціальної геометричної моделі, що базується переважно на оболонках (а в ідеалі – цілком складається).

Параметри рами цілком дозволяють реалізувати її в поверхнях, після чого перехід до оболонок є цілком природнім. Проблемним місцем тут стане опис підвіски, оскільки далеко не всі віртуальні сутності Simulation, такі як пружини, підшипники, зберігають свою функціональність при переході від зв'язування тіл, до з'єднання оболонок і, зокрема, їхніх крайок.

Трансформація моделі статичної до стійкості й динаміки (лінійної й нелінійної) обмежує функціональність ще більш суттєво. Тому актуальним є створення спрощеної, по суті схематичної, моделі вузлів підвіски (у цьому випадку – ресор і пневморесор), що перерозподіляють зусилля (або реакції коліс) на раму.

Утруднення можуть виникнути при розгляді інших розрахункових випадків. Навіть у статиці, якщо спробувати привести до неї динамічні навантаження, що наприклад

відповідають  $n \cdot g$ , то на додаток до зміни гравітаційного прискорення потрібно скорегувати і тиск.

Актуальним розрахунковим випадком є визначення стану при гальмуванні. Наприклад, якщо поздовжнє прискорення становить  $n \cdot g$ , а прискорення сили тяжіння –  $g$ , то слід прикладати їх векторну суму (рис. 5.57).

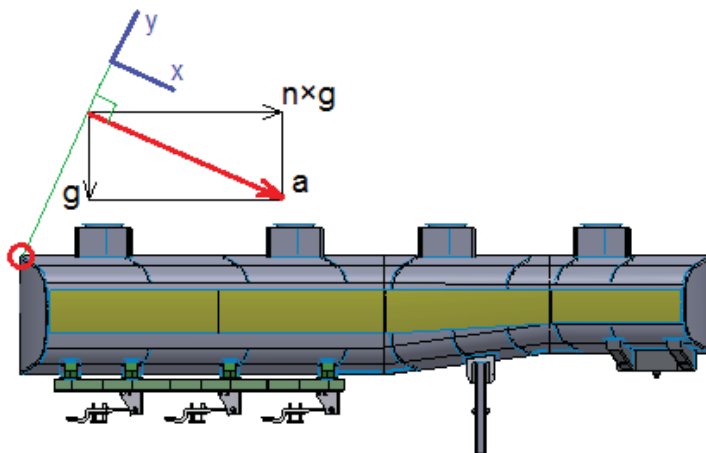


Рисунок 5.57 – Векторна сума гравітаційного та інерційного прискорень, лінія початку відліку сумарного тиску та система координат для зрівняння тиску

Одночасно зі зміною прискорення, що діє на конструкцію при гальмуванні, потрібно врахувати появу відповідного компонента тиску, що імітує рідину. Якщо повне прискорення  $a$ , то його добуток на щільність слід використовувати у формулі для тиску, у якості орієнтації – напрямком результуючого вектора, а початок координат повинний бути на лінії, що проходить через найбільш віддалену внутрішню точку конструкції в негативному напрямку вектора повного прискорення.

Цей підхід слушний, якщо ємність повністю заповнена рідиною. А якщо ні, то потрібно будувати площину дзеркала рідини, яка буде нормальна до вектора сумарного прискорення з поділом навантажених і вільних граней, вирішуючи при цьому

нетривіальне завдання про те, щоб об'єм під дзеркалом дорівнював призначеному.

Ще менш однозначним питанням є перехід від навантажень, породжених рідиною, у статиці до навантажень у динаміці. Тут потрібно використовувати приєднані маси, які в Simulation формалізуються за допомогою інструмента «**Распределённая масса**» (**Distributed Mass**).

## 6 ЗАХИСТ КУРСОВОЇ РОБОТИ

Захист курсової роботи здійснюється згідно графіку навчального процесу кафедри «Автомобілі».

Перенос строків захисту курсової роботи дозволяється лише деканом Транспортного факультету і тільки в особливих випадках (хвороба студента, затримки в процесі виконання курсової роботи, які виникли не з провини студента).

Захист курсової роботи проводиться на відкритому засіданні комісії кафедри, яка складається як мінімум з двох осіб: з консультанта роботи та викладача кафедри «Автомобілі». На захисті роботи можуть також бути присутні студенти, та інші викладачі кафедри.

Мета відкритого захисту курсової роботи полягає в тому, що студент повинен аргументовано, як у доповіді, так і при відповідях на питання показати, що ця робота виконана ним самостійно, а прийняті ним технічні рішення можуть бути реалізовані і відповідають цілям завдання.

Креслення та ілюстрації можуть бути виконані як на паперових носіях, в такому випадку вони розвішуються на дошці в аудиторії, або на електронних носіях, у вигляді слайдів презентації.

В своїй доповіді тривалістю 12-15 хвилин, студент повинен скорочено сформулювати мету і задачі курсової роботи, охарактеризувати об'єкт проектування (дослідження), викласти основні висновки, які отримано в результаті виконання роботи.

Головну увагу в доповіді слід приділяти розгляду власних проектних пропозицій, тобто, що зроблено особисто студентом, яка новизна запропонованих рішень, які методи розрахунків та аналізу було використано в даній роботі. Наприкінці своєї доповіді, студент має оцінити повноту і якість виконання поставлених перед ним задач.

Після доповіді члени комісії задають питання стосовно змісту виконаної роботи, на які студент, автор представленої роботи, повинен дати вичерпні відповіді. Після цього членами комісії аналізується рівень виконання представленої на захист курсової роботи і виставляється оцінка.

Якщо ілюстраційні матеріали (креслення та слайди

презентацій) розробленої курсової роботи виконані лише в електронному вигляді, то для здачі роботи в архів, всі креслення та слайди презентацій повинні бути записані на CD- або DVD-диску і прикладені до пояснювальної записки даної курсової роботи із вказуванням вмісту диску на окремому листі паперу.

Студент, який не подав на захист курсову роботу у зазначений термін, або не захистив її без поважної причини, вважається таким, що має академічну заборгованість.

В разі одержання незадовільної оцінки під час захисту курсової роботи, студент за рішенням комісії виконує курсову роботу за новою темою, або переробляє попередню роботу в термін, визначений деканом факультету.



## ЛІТЕРАТУРА

1. Sham Tickoo. SolidWorks 2018 for Designers, 16th Edition. Schererville : CAD/CIM Technologies, 2018. 1987 p.
2. SolidWorks 2018. Learn by doing - Part 1: parts, assembly, drawings, and sheet metal. Tutorial Books, 2018. 532 p.
3. SolidWorks 2018. Learn by doing - Part 2: surface design. Tutorial Books, 2018. 149 p.
4. Грабченко А. І., Доброскок В. Л. Сучасні технології матеріалізації комп'ютерних моделей. Х. : НТУ «ХП», 2009. 86 с.
5. Грабченко А. І., Доброскок В. Л. Теорія 3D моделювання: Навч. посібник. Х. : НТУ «ХП», 2009. 230 с.
6. Дударева Н. Ю., Загайко С. А. SolidWorks на примерах. СПб. : БХВ-Петербург, 2011. 496 с.
7. Проектирование автомобиля. Тольятти : Изд-во ТГУ, 2013. 260 с.
8. Гончаров П. С., Артамонов И. А., Халитов Т. Ф. NX Advanced Simulation. Инженерный анализ. М. : ДМК Пресс, 2012. 504 с.
9. Данилов Ю., Артамонов И. Практическое использование NX. М. : ДМК Пресс, 2011. 332 с.
10. Дударева Н. Ю., Загайко С. А. SolidWorks. Оформление проектной документации. СПб. : БХВ-Петербург, 2009. 384 с.
11. Ловыгин А. А., Теверовский Л. В. Современный станок с ЧПУ и CAD/CAM-система. М. : ДМК Пресс, 2015. 280 с.
12. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Инженерный анализ для профессионалов : задачи, методы, рекомендации. М. : ДМК Пресс, 2015. 562 с.
13. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи СПб. : БХВ-Петербург, 2012. 448 с.
14. Алямовский А. А. COSMOSWorks. Основы расчета конструкций на прочность в среде SolidWorks. М. : ДМК Пресс, 2010. 784 с.
15. Алямовский А. А., Собачкин А. А., Одинцов Е. В. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике. СПб. : БХВ-Петербург, 2008. 1040 с.
16. Потемкин А. Е. Трёхмерное твердотельное моделирование. М. : КомпьютерПресс, 2002. 296 с.

17. Потемкин А. Е. Инженерная графика. Просто и доступно. М. : Лори, 2000. 480 с.
18. Большаков В. П., Тозик В. Т., Чагина А. В. Инженерная и компьютерная графика: учеб. пособие. СПб. : БХВ-Петербург, 2013. 288 с.
19. Большаков В. П., Бочков А. Л. Основы 3D-моделирования. Изучаем работу в AutoCAD, КОМПАС-3D, SolidWorks, Inventor. СПб. : Питер, 2013. 304 с.
20. Большаков В. П. Инженерная и компьютерная графика. Практикум. СПб. : БХВ-Петербург, 2004. 592 с.
21. Gahan A. 3D automotive modeling : an insider's guide to 3D car modeling and design for games and film. Burlington : Elsevier Inc., 2011. 468 p.
22. Nikola Vukašinić, Jože Duhovnik. Advanced CAD modeling. Explicit, parametric, free-form CAD and Re-engineering. Cham : Springer Nature Switzerland AG, 2019. 260 p.
23. Агапов В. П. Метод конечных элементов в статике, динамике и устойчивости пространственных тонкостенных подкрепленных конструкций. М : АСВ, 2000. 152 с.
24. Большаков В. И., Яценко Е. А., Соссу Г. Основы метода конечных элементов. Днепропетровск : ПГАСиА, 2000. 255 с.
25. Галлагер Р. Метод конечных элементов. Основы. М. : Мир, 1984. 428 с.
26. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике. М. : Мир, 1975. 540 с.
27. Образцов И. Ф., Савельев Л. М., Хазанов Х. С. Метод конечных элементов в задачах строительной механики летательных аппаратов. М. : Высш. шк., 1985. 392 с.
28. Сабоннадьер Ж. К., Кулон Ж. Л. Метод конечных элементов и САПР. М. : Мир, 1989. 190 с.
29. Сегерлинд Л. Применение метода конечных элементов. М. : Мир, 1979. 395 с.
30. Стренг Г., Фикс Дж. Теория метода конечных элементов. М. : Мир, 1977. 351 с.
31. Алиева Н. П., Журбенко П. А., Сенченкова Л. С. Построение моделей и создание чертежей деталей в системе Autodesk Inventor. Саратов : Профобразование, 2017. 112 с.
32. Каменев С. В. Моделирование станка-гексапода в CAD-

- системе Autodesk Inventor. Оренбург : ОГУ, 2017. 142 с.
33. Kishore T. Learn Autodesk Inventor 2018 Basics: 3D Modeling, 2D Graphics, and Assembly Design. Hyderabad : Apress, 2017. 542 p.
  34. Bob McFarlane. Autodesk Inventor exercises for Autodesk Inventor and other feature-based modelling software. New York : Routledge, 2017. 432 p.
  35. Randy H. Shih. Autodesk Inventor 2019 and engineering graphics. Mission, KS : SDC Publications, 2018. 705 p.
  36. Randy H. Shih. Parametric modeling with Autodesk Inventor 2018. Mission, KS : SDC Publications, 2017. 618 p.
  37. Autodesk Inventor 2018 basics tutorial. Tutorial Books, 2017. 189 p.
  38. T-FLEX CAD. Основы. 2D проектирование и черчение. Руководство пользователя. М. : Топ Системы, 2019. 1407 с.
  39. T-FLEX CAD. Трёхмерное моделирование. Руководство пользователя. М. : Топ Системы, 2019. 1415 с.
  40. Потемкин А. Е. Твердотельное моделирование в системе КОМПАС-3D. М. : БХВ-Петербург, 2004. 512 с.
  41. АРМ FEM. Система прочностного анализа для КОМПАС-3D. Королёв : Научно-технический центр «Автоматизированное Проектирование Машин», 2014. 26 с.
  42. Ганин Н. Б. Проектирование и прочностной расчет в системе КОМПАС-3D V13. Саратов : Профобразование, 2017. 320 с.
  43. Денисов М. А. Автоматизированное проектирование в ANSYS и КОМПАС-3D. Екатеринбург, Изд-во Урал. ун-та, 2015. 264 с.
  44. Жарков Н. В., Минеев М. А., Финков М. В. КОМПАС-3D. Полное руководство. От новичка до профессионала. Спб. : Наука и техника, 2016. 672 с.
  45. Зиновьев Д. В. Основы проектирования в КОМПАС-3D V16. Павлоград : Студия Vertex, 2017. 327 с.
  46. Конакова И. П. Шероховатости поверхностей и их практическое применение в программе КОМПАС. Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2014. 104 с.
  47. Корнеев В.Р., Жарков Н. В., Минеев М. А. Компас-3D на примерах. Для студентов, инженеров и не только. Спб. : Наука и техника, 2017. 272 с.

48. Савченко Н. В. Автоматизация построения чертежей. Лабораторный практикум по инженерной и компьютерной графике в системе КОМПАС-3D. Самара : Изд-во СГАУ, 2015. 216 с.
49. Басов К. А. ANSYS : справочник пользователя. Саратов : Профобразование, 2017. 640 с.
50. Chen Xiaolin, Liu Yijun. Finite Element Modeling and Simulation with ANSYS Workbench. Boca Raton : CRC Press, 2015. 408 p.
51. David Moratal. Finite element analysis from biomedical applications. Valencia : Polytechnic University of Valencia, 2016. 507 p.
52. Erdogan Madenci, Ibrahim Guven. The Finite element method and applications in engineering using ANSYS. New York : Springer International Publishing, 2015. 663 p.
53. Farzad Ebrahimi. Finite element analysis new trends and developments. Iran : International University of Imam Khomeini, 2016. 408 p.
54. Mary Kathryn Thompson, John M. Thompson. ANSYS Mechanical APDL for finite element analysis Oxford : Butterworth-Heinemann, 2017. 438 p.
55. Saeed Moaveni. Finite element analysis. Theory and application with ANSYS. Essex : Pearson Education Limited, 2015. 929 p.
56. Sham Tickoo. CATIA V5-6R2015 for designers. Hammond : CAD/CIM Technologies, 2016. 1630 p.
57. CATIA v6 essentials. Sudbury : Jones and Bartlett Publishers, 2011. 305 p.
58. Gaurav Verma, Matt Weber. Creo Parametric 4.0 Black Book. USA : CAD/CAM/CAE Works, 2017. 737 p.
59. Paul Obiora Kanife. Computer aided virtual manufacturing using Creo Parametric. Notting Hill : Springer, 2016. 678 p.
60. Creo Parametric 4.0 Basics. Tutorial Books, 2017. 311 p.
61. Jouni Ahola. Creo Parametric Modeling for Manufacturing v3. Helsinki : Klaava Media, 2015. 750 p.
62. Jouni Ahola. Creo Parametric Basic Turning. Helsinki : Klaava Media, 2015. 520 p.
63. Jouni Ahola. Creo Parametric Milling. Helsinki: Klaava Media, 2015. 589 p.
64. NX для конструктора-машиностроителя / П. С. Гончаров и др.

- Москва : ДМК Пресс, 2010. 504 с.
65. Почекуев Е. Н., Путеев П. А., Шенбергер П. Н. Проектирование в Siemens NX технологических процессов изготовления деталей листовой штамповкой. Тольятти : Изд-во ТГУ, 2014. 230 с.
  66. Почекуев Е. Н., Путеев П. А., Шенбергер П. Н. Проектирование штампов для последовательной листовой штамповки в системе NX. М. : ДМК Пресс, 2012. 336 с.
  67. Федоров А. Л., Сафонов М. В. Основы проектирования сборочно-сварочной оснастки с помощью пакета NX. Тольятти : Изд-во ТГУ, 2016. 68 с.
  68. Поляков А. Н. Разработка управляющих программ для станков с ЧПУ. Система NX. Фрезерование. Оренбург : Оренбургский гос. ун-т., 2016. 171 с.
  69. Поляков А. Н. Разработка управляющих программ для станков с ЧПУ. Система NX. Часть II. Оренбург : Оренбургский гос. ун-т., 2016. 118 с.
  70. Reiner Anderl, Peter Binde. Simulations with NX. Kinematics, FEA, CFD, EM and Data Management. With numerous examples of NX 9. Munich : Carl Hanser Verlag, 2014. 390 p.
  71. Sham Tickoo. Siemens NX 12.0 for Designers, 11th Edition. Schererville : CAD/CIM Technologies, 2018. 1140 p.
  72. Jože Duhovnik, Ivan Demšar, Primož Drešar. Space Modeling with SolidWorks and NX. Ljubljana : University of Ljubljana, 2015. 500 p.
  73. Рычков С. П. Моделирование конструкций в среде Femap with NX Nastran. М. : ДМК Пресс, 2013. 784 с.
  74. Бражникова О. И. Компьютерный дизайн художественных изделий в программах Autodesk 3DS Max и Rhinoceros. Екатеринбург : Изд-во Урал. ун-та, 2016. 100 с.
  75. Фомин Б. Rhinoceros. NURBS моделирование для Windows. USA : Robert McNeel & Associates, 2006. 290 с.
  76. Andre Kutscherauer. 3D Car Modeling with Rhinoceros. Munich : AK3D, 2011. 624 p.
  77. Fletcher Dunn, Ian Parberry. 3D Math Primer for Graphics and Game Development. Plano, Texas : Word ware Publishing, Inc., 2002. 440 p.
  78. Joseph Richard Saltzman. Supermodels Professional 3D Training

- Tools. Buckinghamshire : Cinemagic Productions Limited, 1999. 970 p.
79. Ron K.C. Cheng. Inside Rhinoceros 5. Stamford : Cengage Learning, 2014. 658 p.
80. Ali K. Kamrani, Emad Abouel Nasr. Engineering Design and Rapid Prototyping. London : Springer Science+Business Media, LLC, 2010. 460 p.
81. Ian Gibson, David Rosen, Brent Stucker. Additive manufacturing technologies: 3D Printing, Rapid Prototyping, and Direct Digital Manufacturing. New York : Springer Science + Business Media New York, 2015. 510 p.
82. Kuang-Hua Chang. Product design modeling using CAD/CAE. The computer aided engineering design series. Waltham : Elsevier Inc., 2014. 421 p.
83. Осипов В. И. Компьютерные технологии при проектировании и аэродинамических исследованиях легкового автомобиля. М. : МАДИ, 2018. 100 с.

### **Інформаційні ресурси**

84. 3D-моделирование: тонкости CAD-дизайна для 3D-печати. <https://3dtoday.ru/category/3d-modelirovanie> (дата звернення: 27.11.2021)
85. АСКОН - комплексные решения для автоматизации инженерной деятельности и управления производством. CAD/AEC/PLM. URL: <https://ascon.ru/products/7/review/>. (дата звернення: 10.11.2021)
86. Система NX (колишня назва - Unigraphics) компанії Siemens. URL: <https://www.plm.automation.siemens.com/global/ru/products/nx/>. (дата звернення: 10.11.2021)
87. Система CATIA. URL: <https://www.3ds.com/products-services/catia/>. (дата звернення: 10.11.2021)
88. Система SolidWorks. URL: <https://www.solidworks.com>. (дата звернення: 10.11.2021)
89. Welcom to ANSYS, Inc. – Corporate Homepage. URL: <https://www.ansys.com>. (дата звернення: 10.11.2021)
90. Система PTC Creo Elements/Pro (колишня назва

Pro/ENGINEER) компанії PTC (Parametric Technology Corporation). URL:

<https://www.ptc.com/en/industries/automotive>. (дата звернення: 10.11.2021)

91. Система Solidedge компанії Siemens. URL:

<https://solidedge.siemens.com/ru/>. (дата звернення: 10.11.2021)

92. Система T-FLEX. URL: <http://www.tflex.ru/>. (дата звернення: 27.11.2021)

93. Система Autodesk Inventor. URL:

<https://www.autodesk.com/products/inventor/overview>. (дата звернення: 27.11.2021)

## ДОДАТОК А

### Запропонована тематика курсових робіт

Тематика курсових робіт за напрямком **«Проектування елементів автотранспортних засобів»:**

- 3D-моделювання вузлів гальмівної системи автомобіля категорії N1 та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів гальмівної системи автомобіля категорії N3 та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів підвіски причепа категорії O1 з гумоармованим пружним елементом та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів коробки відбору потужності повнопривідного автомобіля категорії N2 підвищеної надійності та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів гальмівної системи легкового автомобіля з модернізованою гальмівною системою та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів підвіски вантажного автомобіля з модернізованою навантажувальною характеристикою та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів рульового керування автомобіля категорії M1 з поліпшеними показниками та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів підвіски вантажного автомобіля з покращеними експлуатаційними характеристиками стабілізатора та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів рульового механізму легкового автомобіля з гідропідсилювачем з покращеними технічними параметрами та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів рульового управління легкового автомобіля з електромеханічним підсилювачем та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів рульового управління легкового автомобіля з травмобезпечним елементом та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів причепа для перевезення водних транспортних засобів та їх розрахунки;



- 3D-моделювання вузлів підвіски повнопривідного легкового автомобіля категорії М1 та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів рульового керування вантажного автомобіля з поліпшеними якостями травмобезпечного елементу та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів передньої підвіски легкового автомобіля категорії М1 та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів гальмівної системи вантажного автомобіля з поліпшеною ефективністю та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів роздавальної коробки автомобіля категорії Н3 з колісною формуюлю бхб зі змінним коефіцієнтом асиметрії та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів вантажного автомобіля категорії Н3 з автоматичним керуванням пневматичною підвіскою та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів гальмівного механізму вантажного автомобіля з пневматичним приводом з покращеними експлуатаційними властивостями та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів коробки передач автомобіля категорії М1 зі зчпним приводом вихідних валів та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів механізму повороту транспортно-технологічного засобу зі шнековим рушієм та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів колісно-гусеничного рушія багатопільового автомобіля КрАЗ-6320 та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів автомобіля-евакуатора транспортних засобів категорії М1 з системою автоматичного навантаження та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів рушія транспортного засобу на повітряній подушці та їх розрахунки.

**Тематика курсових робіт за напрямком «Розробка засобів діагностування автотранспортних засобів»:**

- 3D-моделювання вузлів стенда для діагностики зчеплення автомобіля та їх розрахунки;

- 3D-моделювання вузлів стенда для обкатки і діагностики коробки передач автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для діагностики і урівноваження карданної передачі автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для обкатки і діагностики ведучого моста автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для діагностики елементів рульового керування автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для діагностування елементів гальмової системи автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для випробувань тягово-зчіпних пристроїв автомобілів та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для випробувань елементів гідروобладнання автомобілів та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для визначення тягово-швидкісних властивостей легкових автомобілів та їх розрахунки;
- 3D-моделювання опорного пристрою барабанного стенду для випробувань шин та його розрахунки;
- 3D-моделювання опорного пристрою роликowego стенду гальмівних випробувань автомобілів та його розрахунки;
- 3D-моделювання опорного пристрою майданчикowego стенду для визначення характеристик шин та його розрахунки;
- 3D-моделювання опорного пристрою вібростенду для випробувань підвісок автомобілів шин та його розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів трансмісії барабанного стенду для випробувань шин та його розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів трансмісії роликowego стенду гальмівних випробувань автомобілів та його розрахунки;
- 3D-моделювання навантажувального механізму

- майданчикowego стенду для визначення характеристик шин та його розрахунки;
- 3D-модельювання навантажувального пристрою барабанного стенду для випробувань паливної економічності автомобілів та його розрахунки;
  - 3D-модельювання навантажувального пристрою роликowego стенду гальмівних випробувань автомобілів та його розрахунки;
  - 3D-модельювання обладнання для діагностики технічного стану гідрообладнання самоскидів та його розрахунки;
  - 3D-модельювання обладнання для діагностики технічного стану приводу зчеплення автомобіля та його розрахунки;
  - 3D-модельювання обладнання для діагностики технічного стану коробки передач автомобіля та його розрахунки;
  - 3D-модельювання обладнання для діагностики технічного стану карданної передачі автомобіля та його розрахунки;
  - 3D-модельювання обладнання для діагностики технічного стану керованого моста автомобіля та його розрахунки;
  - 3D-модельювання обладнання для діагностики технічного стану ведучого моста автомобіля та його розрахунки;
  - 3D-модельювання обладнання для діагностики технічного стану пружних елементів підвісок автомобілів та його розрахунки;
  - 3D-модельювання обладнання для діагностики технічного стану направляючих елементів підвісок автомобілів та його розрахунки;
  - 3D-модельювання обладнання для діагностики технічного стану рульового підсилювача автомобіля та його розрахунки;
  - 3D-модельювання вузлів стенда для випробування тягово-швидкісних властивостей автомобіля та їх розрахунки;

- 3D-моделювання вузлів стенда для випробування паливно-економічних властивостей автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для випробування гальмівних властивостей автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для випробування плавності ходу автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для випробування керованості автомобіля та їх розрахунки;
- 3D-моделювання вузлів стенда для випробування стійкості автомобіля та їх розрахунки.

## ДОДАТОК Б

### ГРАФІК виконання курсової роботи (16 тижнів) за напрямком «Проектування елементів автотранспортних засобів»

№ п/п	Найменування етапу	Термін виконання, тиждень
1	Узгодження теми, змісту та обсягу курсової роботи з консультантом	1
2	Огляд можливостей сучасних САПР використовуваних в автомобілебудуванні	2
3	Аналіз подібних існуючих конструкцій автомобілів та вибір аналогу. Визначення необхідних геометричних, вагових параметрів автомобіля та навантажувальних режимів, для проведення подальших розрахунків	3-4
4	Підготовка необхідних вихідних креслень	5
5	Побудова 3D-моделей та складань в середовищі SolidWorks	6-10
6	Виконання в середовищі SolidWorks необхідних розрахунків у CAE-модулях. В разі необхідності – внесення змін та уточнень в розроблену конструкцію за результатами розрахунків	11-14
7	Оформлення пояснювальної записки	15
8	Підготовка та захист курсової роботи	16

## ДОДАТОК В

### ГРАФІК виконання курсової роботи (16 тижнів) за напрямком «Розробка засобів діагностування автотранспортних засобів»

№ п/п	Найменування етапу	Термін виконання, тиждень
1	Узгодження теми, змісту та обсягу курсової роботи з консультантом	1
2	Огляд можливостей сучасних САПР використовуваних в автомобілебудуванні	2
3	Аналіз стандартного діагностичного устаткування, яке застосовується для діагностики технічного стану агрегату чи системи. Визначення навантажувальних режимів проєктованого обладнання для проведення подальших розрахунків	3-4
4	Підготовка необхідних вихідних креслень	5
5	Побудова 3D-моделей та складань в середовищі SolidWorks	6-10
6	Виконання в середовищі SolidWorks необхідних розрахунків у CAE-модулях. В разі необхідності – внесення змін та уточнень в розроблену конструкцію за результатами розрахунків	11-14
7	Оформлення пояснювальної записки	15
8	Підготовка та захист курсової роботи	16

**ДОДАТОК Г**  
**Приклад титульного листа пояснювальної записки**

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

Автомобілі  
(найменування кафедри)

**КУРСОВА РОБОТА**

з           "Автоматизоване проектування елементів  
автотранспортних засобів та засобів їх діагностування"  
(назва дисципліни)

на тему: \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

Студента (ки) \_\_\_\_\_ курсу \_\_\_\_\_ групи  
спеціальності \_\_\_\_\_  
освітня програма  
(спеціалізація) \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

Керівник \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ (посада, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали)

Національна шкала \_\_\_\_\_

Кількість балів: \_\_\_\_\_ Оцінка: ECTS \_\_\_\_\_

Члени комісії

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

\_\_\_\_\_ (підпис)

\_\_\_\_\_ (прізвище та ініціали)

20\_\_ рік

## ДОДАТОК Д

### Бланк завдання на курсову роботу

**Національний університет «Запорізька політехніка»**

Кафедра \_\_\_\_\_

Дисципліна \_\_\_\_\_

Спеціальність \_\_\_\_\_

Курс \_\_\_\_\_ Група \_\_\_\_\_ Семестр \_\_\_\_\_

### **ЗАВДАННЯ** на курсову роботу студентів

\_\_\_\_\_ (прізвище, ім'я, по батькові)

1 Тема роботи: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

2 Термін здачі студентом закінченої роботи: \_\_\_\_\_

3 Вихідні дані до роботи: \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

4 Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, що їй належить розробити): \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

5 Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень): \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_

6 Дата видачі завдання: \_\_\_\_\_



## ДОДАТОК Е

### Календарний план виконання курсової роботи

<b>№ п/п</b>	<b>Назва етапів курсової роботи</b>	<b>Термін виконання етапів роботи</b>	<b>Примітка</b>

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Керівник \_\_\_\_\_  
(підпис) (прізвище, ім'я, по батькові)

“ \_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 20\_\_р.

## ДОДАТОК Ж

### Приклад складання реферату на курсову роботу за напрямком «Проектування елементів автотранспортних засобів»

#### РЕФЕРАТ

Курсова робота: 50 с., 10 рис., 5 табл., 4 додатки, 18 джерел, 4-и листа креслень формату А1, 5 арк. специфікацій.

АВТОМОБІЛЬ, КОРОБКА ПЕРЕДАЧ, ПЕРЕДАТОЧНІ ЧИСЛА, ВАЛ, ПІДШИПНИК, СИНХРОНІЗАТОР, SOLIDWORKS, 3D-МОДЕЛЬ, СКЛАДАННЯ, КРЕСЛЕННЯ.

Об'єкт проектування – коробка передач автомобіля категорії М1.

Мета роботи – розробка 3D-моделі коробки передач автомобіля категорії М1 та розрахунок її елементів.

Метод проектування – виконання розрахунково-проектних робіт у середовищі SolidWorks, із застосуванням методів та засобів 3D-моделювання, електронних розрахунків та аналізу.

Показники коробки передач (КП), що найбільше погіршують техніко-експлуатаційні властивості автомобіля: схема КП; діапазон передаточних чисел; чисельні значення передаточних чисел; коефіцієнт корисної дії; час синхронізації при перемиканні передач в коробці; мастила, що використовуються в КП.

Результати курсової роботи можуть бути впроваджені при конструюванні КП легкових автомобілів.

Прогнозні припущення щодо розвитку об'єкта конструювання – пошук оптимальних техніко-експлуатаційних характеристик КП.

## ДОДАТОК К

### Приклад складання реферату на курсову роботу за напрямком «Розробка засобів діагностування автотранспортних засобів»

#### РЕФЕРАТ

Курсова робота: 40 с., 8 рис., 3 табл., 3 додатки, 20 джерел, 4-и листа креслень формату А1, 4 арк. специфікацій.

АВТОМОБІЛЬ, ДІАГНОСТУВАННЯ, СТЕНД, ГАЛЬМІВНА СИСТЕМА, ОБЛАДНАННЯ, SOLIDWORKS, 3D-МОДЕЛЬ, СКЛАДАННЯ, КРЕСЛЕННЯ.

Об'єкт проектування – стенд для діагностування елементів гальмівної системи автомобіля.

Мета роботи – розробка 3D-моделі вузлів стенда для діагностування елементів гальмової системи автомобіля та розрахунок його елементів.

Метод проектування – виконання розрахунково-проектних робіт у середовищі SolidWorks, із застосуванням методів та засобів 3D-моделювання, електронних розрахунків та аналізу.

Проведено аналіз існуючих конструкцій діагностувального обладнання, та обраний аналог. Розроблений проект роликового стенда для діагностики гальмівної системи автомобіля категорії М1 виконаний у середовищі SolidWorks. Розроблені 3D-моделі та складання вузлів стенда, проведено розрахунок основних геометричних розмірів роликового стенда, а також визначені показники потужності навантаження, виконаний ряд розрахунків на міцність. Опрацьована можливість застосування стенду для діагностики гальмівних механізмів в стаціонарному режимі на станціях технічного обслуговування.

*Навчальне видання*

**АРТЮХ Олександр Миколайович  
ДУДАРЕНКО Ольга Василівна  
КУЗЬМІН Віктор Володимирович  
СОСИК Андрій Юрійович  
ЩЕРБИНА Андрій Васильович**

**КУРСОВЕ ПРОЕКТУВАННЯ  
З ДИСЦИПЛІНИ «АВТОМАТИЗОВАНЕ  
ПРОЕКТУВАННЯ ЕЛЕМЕНТІВ  
АВТОТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ТА  
ЗАСОБІВ ЇХ ДІАГНОСТУВАННЯ»**

*Навчальний посібник*

Технічні редактори: Авраменко А. А., Білостоцька А. О.,  
Желізний О. І., Пругло А. М., Решетняк О. В.  
Комп'ютерний набір: Авраменко А. А., Білостоцька А. О.,  
Желізний О. І., Пругло А. М., Решетняк О. В.  
Комп'ютерна верстка: Авраменко А. А., Білостоцька А. О.,  
Желізний О. І., Пругло А. М., Решетняк О. В.

Підписано до друку 31.01.2022. Формат 60×84/16. Ум. друк. арк. 7,67.  
Тираж 100 прим. Зам. № 78.

Національний університет «Запорізька політехніка»  
Україна, 69063, м. Запоріжжя, вул. Жуковського, 64  
Тел.: (061) 769–82–96, 220–12–14

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 6952 від 22.10.2019.