

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

для виконання курсової роботи з дисципліни
**"Автоматизоване проектування елементів
автотранспортних засобів та засобів їх діагностування"**,
для студентів спеціальності
133 "Галузеве машинобудування"
("Колісні та гусеничні транспортні засоби")
усіх форм навчання

**Частина 1 – Приклад виконання
індивідуального завдання**

2019

Методичні вказівки для виконання курсової роботи з дисципліни "Автоматизоване проектування елементів автотранспортних засобів та засобів їх діагностування", для студентів спеціальності 133 "Галузеве машинобудування" ("Колісні та гусеничні транспортні засоби"), усіх форм навчання. Частина 1 – Приклад виконання індивідуального завдання / Укл. : О. М. Артюх, О. В. Дударенко, А. Ю. Сосик, А. В. Щербина. Запоріжжя : НУ "Запорізька політехніка", 2019. 62 с.

Укладачі: О.М. Артюх, доцент, канд.техн.наук;
О.В. Дударенко, доцент, канд.техн.наук;
А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук;
А.В. Щербина, доцент, канд.техн.наук

Рецензент: О.С. Слюсаров, доцент, канд.техн.наук

Відповідальний за випуск: А.Ю. Сосик, доцент, канд.техн.наук

Затверджено
на засіданні кафедри "Автомобілі"
Протокол № 2
від « 2 » грудня 2019.

Рекомендовано для видання
НМК Транспортного факультету
Протокол № 84
від « 12 » грудня 2019.

ЗМІСТ

Частина 1

Вступ	4
1 Загальні положення	6
2 Завдання на курсову роботу.....	8
3 Обсяг та зміст курсової роботи.....	9
3.1 Огляд можливостей сучасних САПР використовуваних в автомобілебудуванні	10
3.2 Загальний алгоритм проектування елементів автотранспортних засобів	10
3.3 Загальний алгоритм розробки діагностичного обладнання	12
3.4 Загальний алгоритм проведення інженерного аналізу розробленої конструкції.....	13
3.5 Склад графічної частини курсової роботи.....	20
4 Приклад виконання індивідуального завдання 1-го варіанту складності в SolidWorks.....	21
4.1 Розрахунки кручених циліндричних пружин	21
4.2 Розрахунок жорсткості трьохлистової ресори.....	31
Рекомендована література.....	57
Базова	57
Допоміжна.....	57
Інформаційні ресурси.....	62

Частина 2

Вступ	66
5 Приклад виконання індивідуального завдання 2-го варіанту складності в SolidWorks.....	68
6 Захист курсової роботи.....	114
Рекомендована література.....	116
Базова	116
Допоміжна.....	116
Інформаційні ресурси.....	121

ВСТУП

Методичні вказівки по виконанню курсової роботи складені відповідно до вимог положень про державну освіту, нормативних документів МОН України, Статуту НУ «Запорізька політехніка» та рішень вченої ради Транспортного факультету. Вони включають загальні вимоги і рекомендації по виконанню курсової роботи та з організації її захисту.

Методичні вказівки призначені 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 «імігування» 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 розраховано на одного студента;

2-й варіант складності - об'єм роботи розраховано 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 методичних вказівках 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 автомобіль-

- ної 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.

Дані методичні вказівки 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».

Методичні вказівки містять 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 елементу 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, інтен-

- сивні 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 обґрунтовано 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 застосу-

вання, 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 обрати 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 використовувані для перевезення пасажирів;
- **категорія N** – механічні транспортні засоби, що мають не менше чотирьох коліс і призначені для перевезення вантажів;
- **категорія O** – причепа (включаючи напівпричепа);
- **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 (напрямків роботи) щодо проектування еле-

ментів 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 проєктованого обладнання;
- виконати графічну частину курсової роботи, тобто побудувати необхідні 3D-моделі та складання механічної частини обладнання з використанням стандартних контрольновимірних 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 (напрямоків 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 і 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.

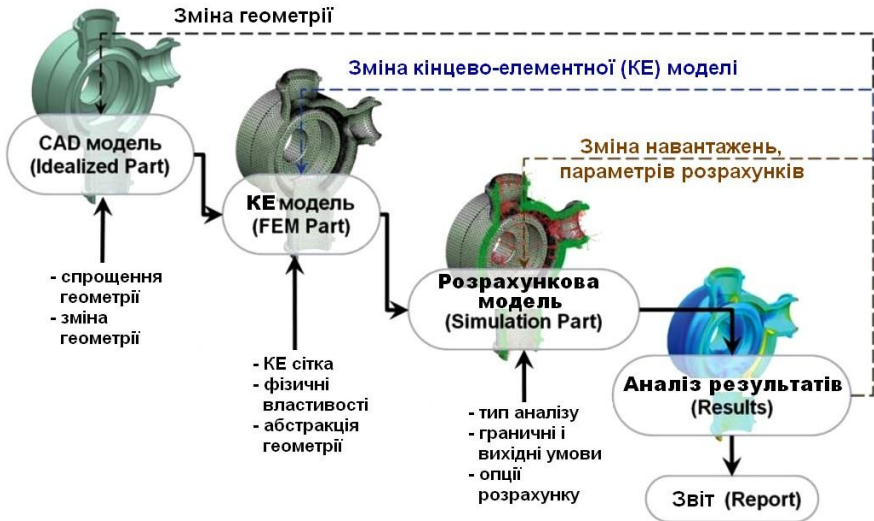


Рисунок 3.1 - Процес інженерного аналізу розробленої конструкції

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. 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 пере-

будувати 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 KE моделі.

2. Створення KE-моделі (FEM Part). Для кінцево-елементної моделі (KE-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.

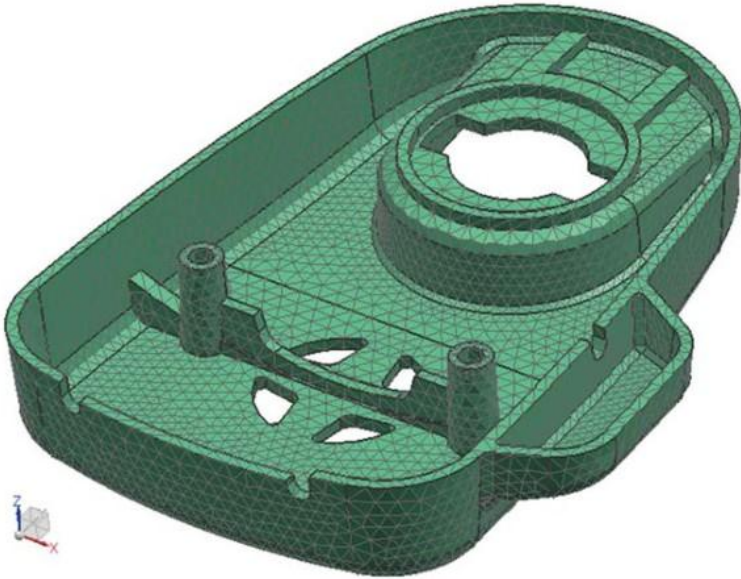


Рисунок 3.2 - Загальний вигляд кінцево-елементної сітки розробленої CAD-моделі деталі

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'я-

заний з ідеалізованою геометрією, тобто може бути оновлений автоматично у випадку внесення змін у вихідну або ідеалізовану геометрію.

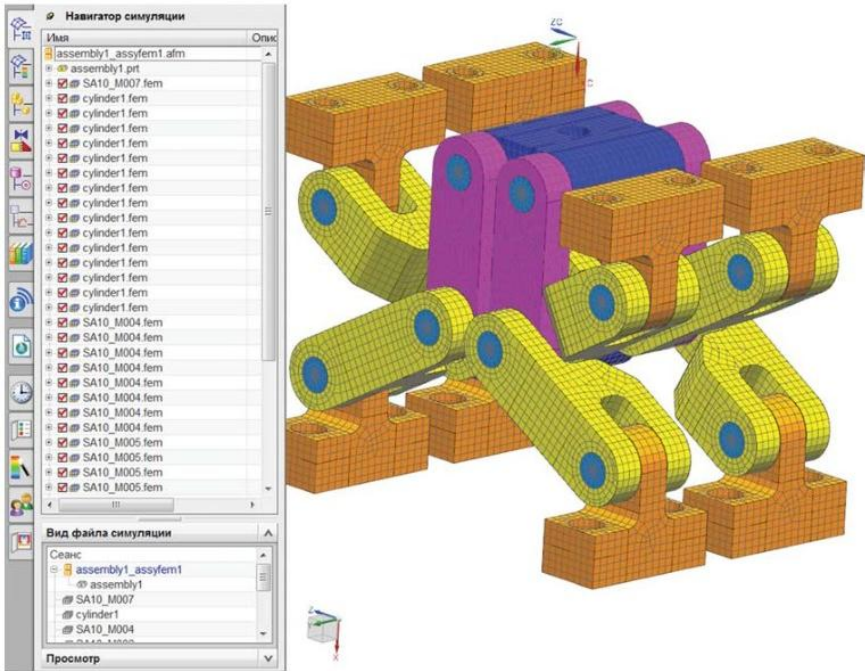


Рисунок 3.3 - Приклад кінцево-елементної сітки CAD-моделі складання

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 КЕ моделі кожної з деталей, а потім створюється КЕ модель складання AFEM, де всі КЕ моделі деталей поєднуються в єдине складання.

При цьому позиціонування КЕ моделей окремих деталей відносно одне одного в складанні, відбувається автоматично відповідно до їхнього вихідного положення в САД-складанні. У разі відсутності ви-

хідного CAD-складання, можна використовувати спеціальні інструменти для позиціонування КЕ моделей окремих деталей вручну.

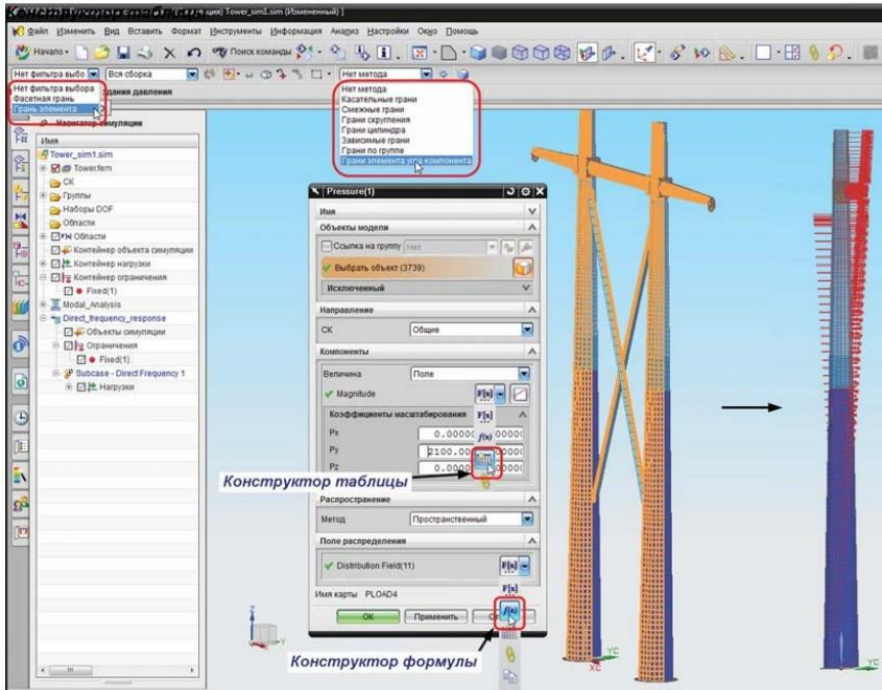


Рисунок 3.4 - Приклад завдання навантажень та граничних умов кінцево-елементної моделі

3. Створення розрахункової моделі (Simulation Part). Спеціальний SIM файл - містить інформацію про постановку розрахункового завдання. Тобто на даному етапі для розробленої КЕ моделі визначаються граничні й початкові умови, умови можливої контактної взаємодії, один або кілька типів аналізу, а також опції вирішувача.

Створений файл симуляції з розширенням "*.sim" містить усі параметри й властивості поведінки конструкції, розрахункових випадків, настроювання 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 си-

муляції 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 контактної 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.

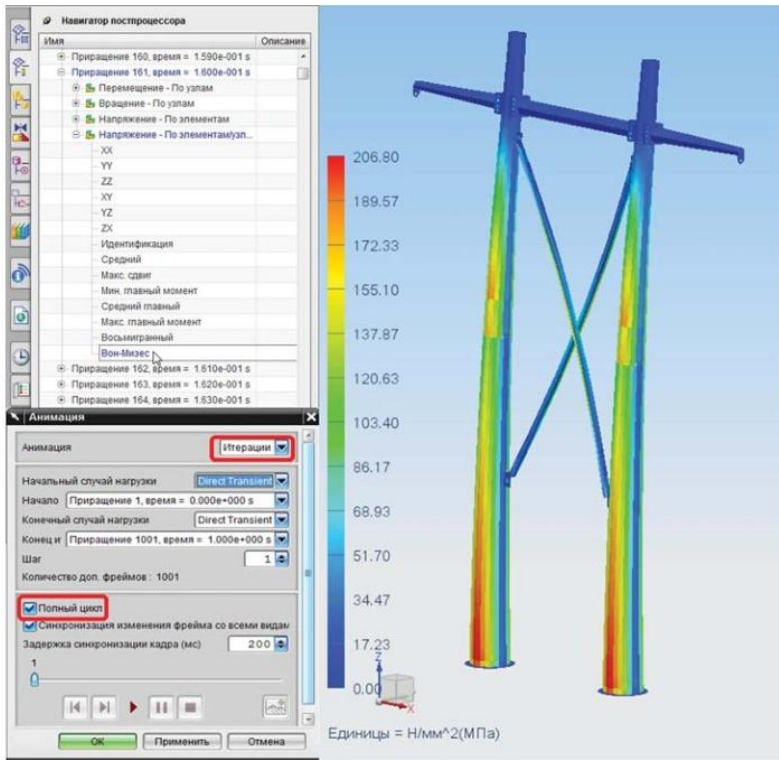


Рисунок 3.5 - Приклад отриманих результатів розрахунків для аналізу

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 підбрана 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.

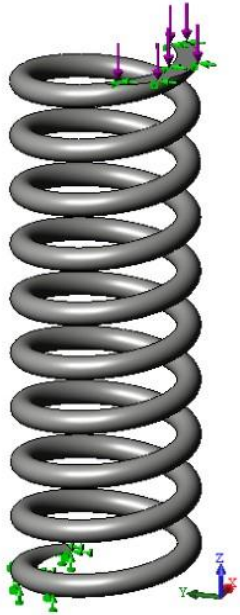


Рисунок 4.1 - Модель пружини із граничними умовами

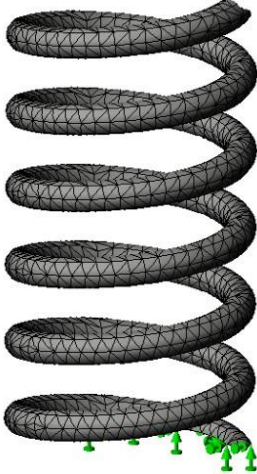


Рисунок 4.3 - Фрагмент сітки кінцевих елементів

Матеріал Деталізація	
Имя исследования	БП (-Введенный затвор-)
Имя материала	Простая углеродистая сталь
Источник материала	Материал SolidWorks
E _X	2.1E+011 N/m ²
NU _{XY}	0.28
G _{XY}	7.9E+010 N/m ²
DENS	7800 kg/m ³
SIG _{XT}	3.9983E+008 N/m ²
SIG _{YLD}	2.2059E+008 N/m ²
ALP _X	1.3E-005 /Kelvin
K _X	43 W/(m.K)
C	440 J/(kg.K)

Рисунок 4.2 - Властивості матеріалу пружини

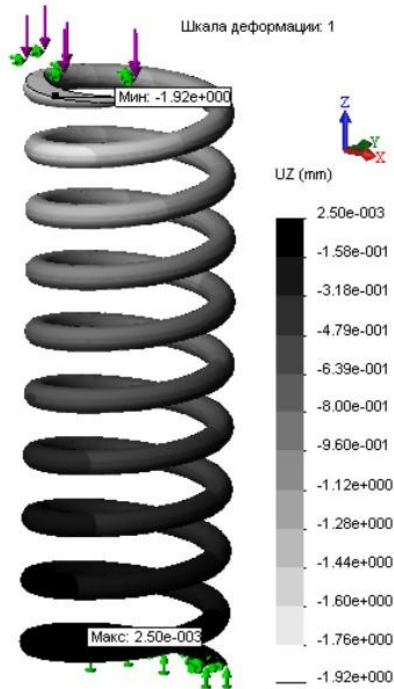


Рисунок 4.4 - Розподіл осевих переміщень

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

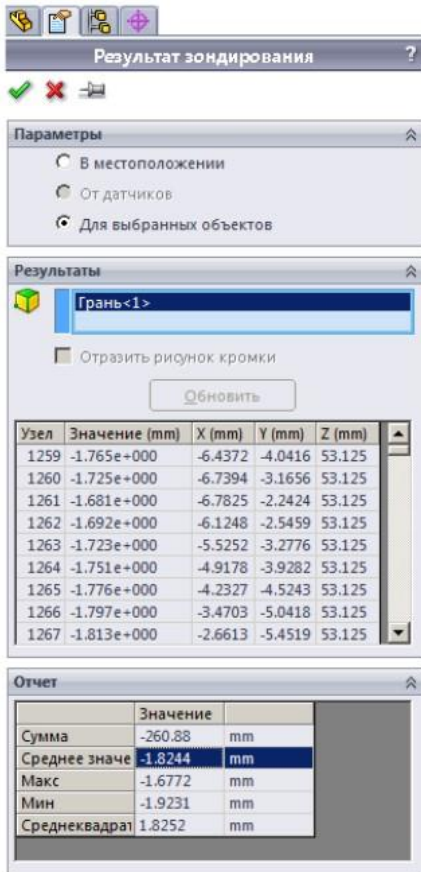


Рисунок 4.5 - Одержання середнього значення вертикального переміщення

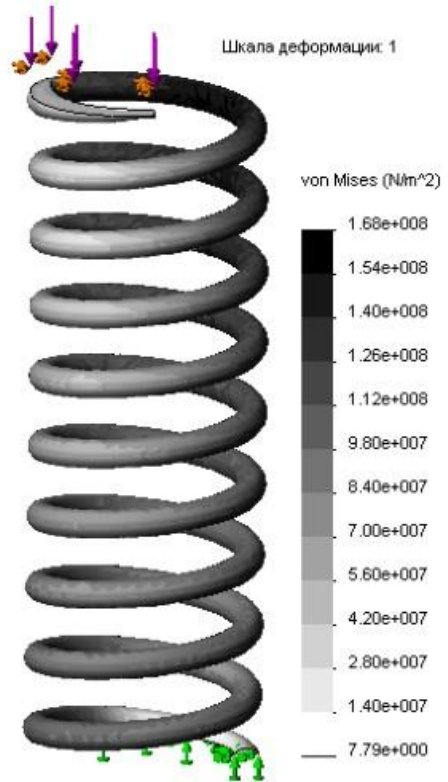


Рисунок 4.6 - Розподіл еквівалентних напружень

Твердість пружини, яка розрахована на базі цих результатів, становить 5,49 Н/мм. Виникає питання про однорідність осьових переміщень (відсутності перекошування), а також про ступені впливу щодо великих переміщень (при цьому може бути видане відповідне

попередження програми). Другий фактор оцінюється простіше: активується 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 ураховувати, 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.

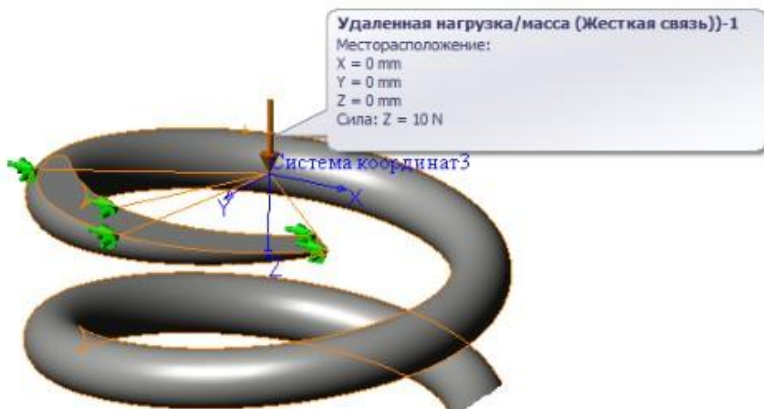


Рисунок 4.7 - Прикладення дистанційної сили

Як видно з рис. 4.8, ефект перекошування радикально зменше-

ний. Тому можна оцінити пружні властивості в порівнянні з аналітикою: піддатливість $\lambda = 0,155 \text{ мм/Н}$, що дуже близько до відомої оцінки.

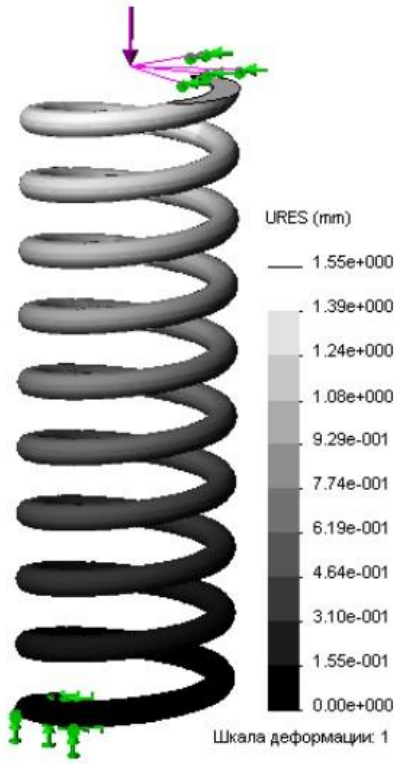


Рисунок 4.8 - Діаграма переміщень для моделі

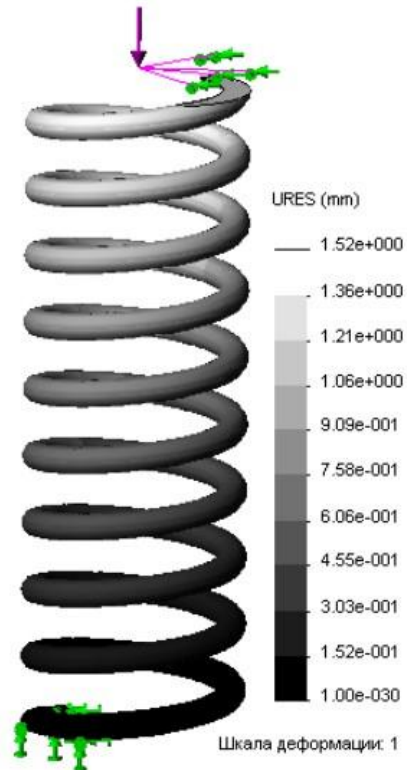


Рисунок 4.10 - Діаграма з урахуванням "більших переміщень"

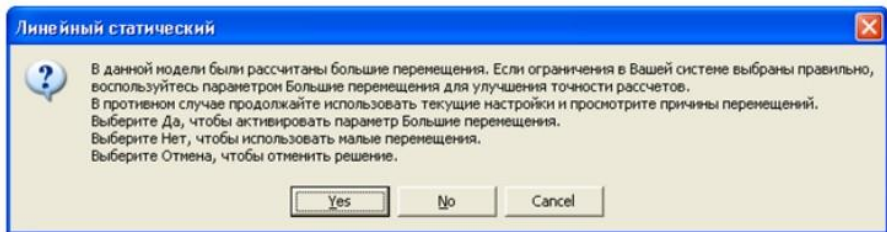


Рисунок 4.9 - Діагностичне повідомлення із пропозицією активувати параметр "Большие перемещения"

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".

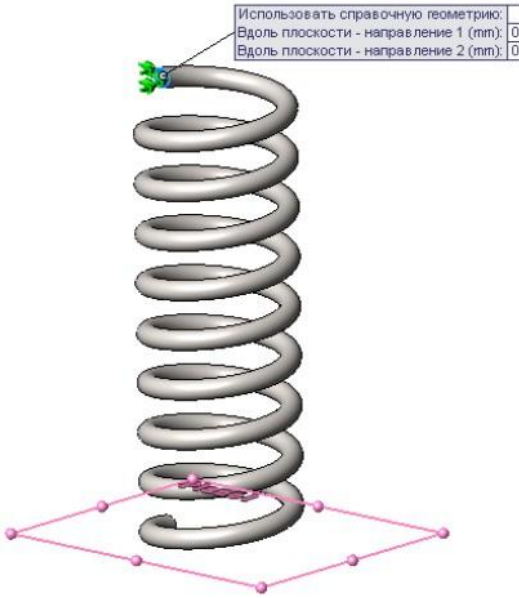


Рисунок 4.11 - Граничні умови, що імітують фіксацію торців

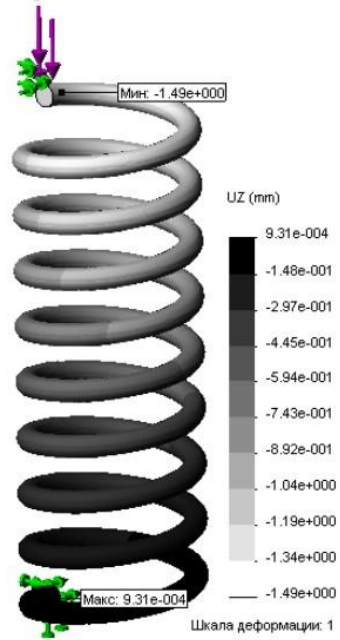


Рисунок 4.12 - Діаграма переміщень для моделі з фіксованими торцями пружини

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 переко-

шуванню, 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.

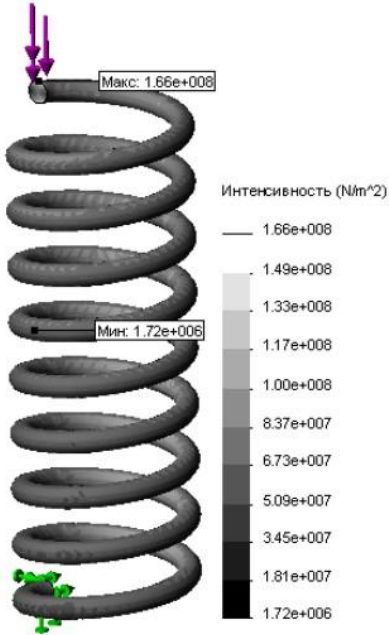


Рисунок 4.13 - Інтенсивність напружень

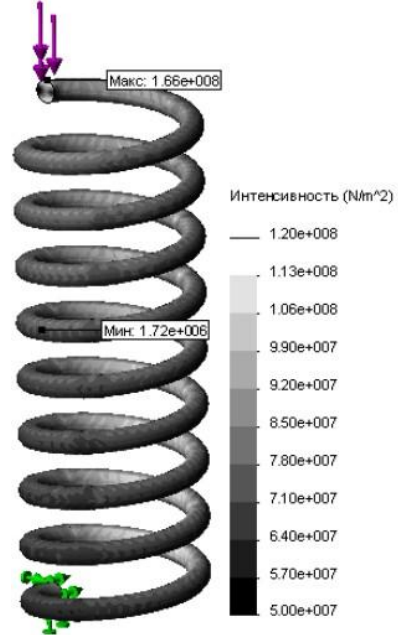


Рисунок 4.14 - Інтенсивність напружень - звужений діапазон шкали

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 аналігікою. 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 вигка. Для даної геометрії й сили максима-

льні 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 σ_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 надто задовільним (з погляду відповідності очікуванням).

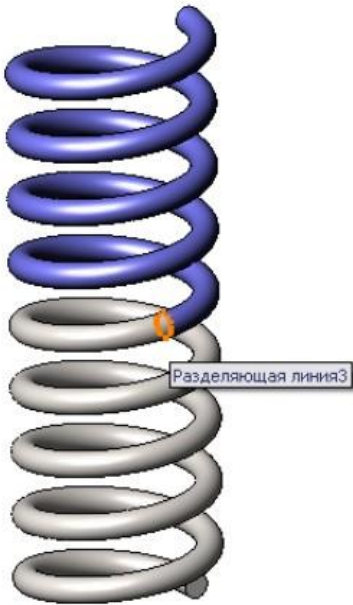


Рисунок 4.15 - Модифікована геометрія з лінією рознімання

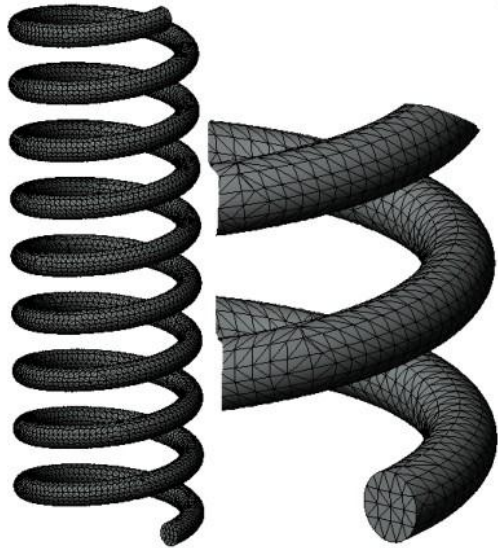


Рисунок 4.16 - Щільна сітка та її фрагмент

Як і в більшості подібних випадків, джерелом проблем є досить рідка сітка. Розмір кінцевого елемента за замовчуванням приймемо 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 лі-

ню рознімання (рис. 4.15). Результуючу сітку кінцевих елементів показано на рис. 4.16.

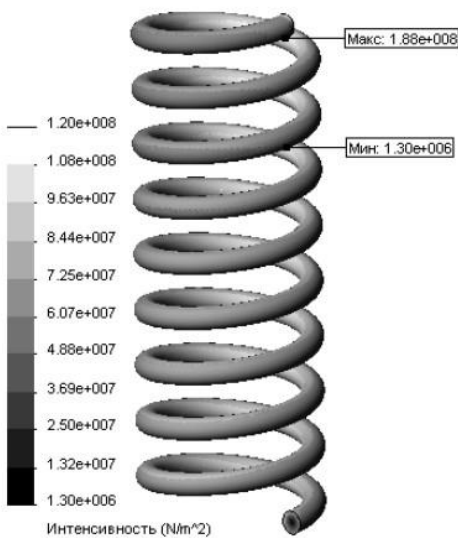


Рисунок 4.17 - Розподіл інтенсивності напруг у моделі з більш щільною сіткою

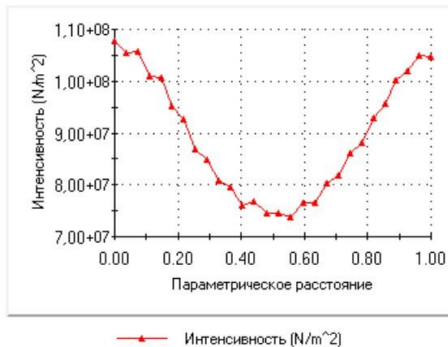


Рисунок 4.19 - Інтенсивність напружень на лінії рознімання

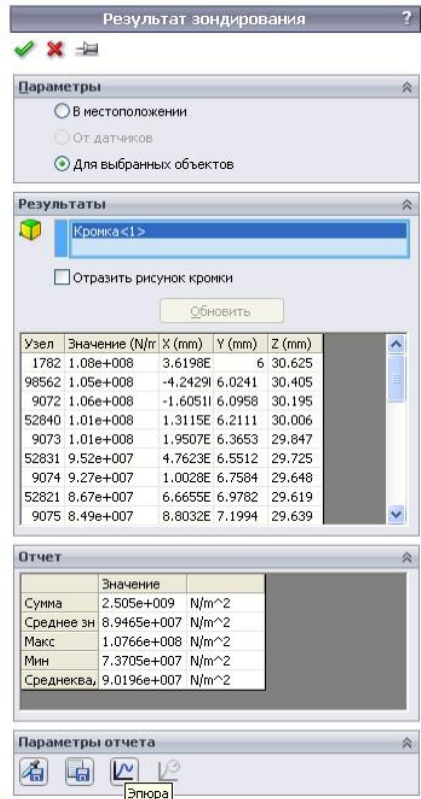


Рисунок 4.18 - Результат виконання команди "Вибраний список" стосовно до лінії рознімання

Висновки. В результаті проведених розрахунків слід зазначити те, що твердість моделі пружини після ущільнення сітки практично не 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 10×10^7 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 обпиран-

ня, 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.

4.2 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.

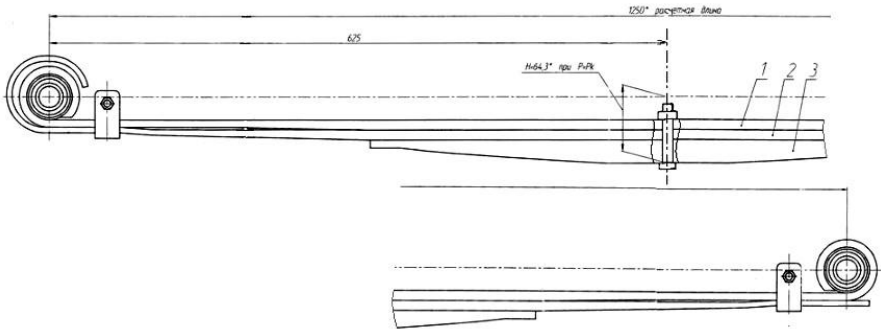


Рисунок 4.20 - Креслення ресори в розпрямленому стані

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.

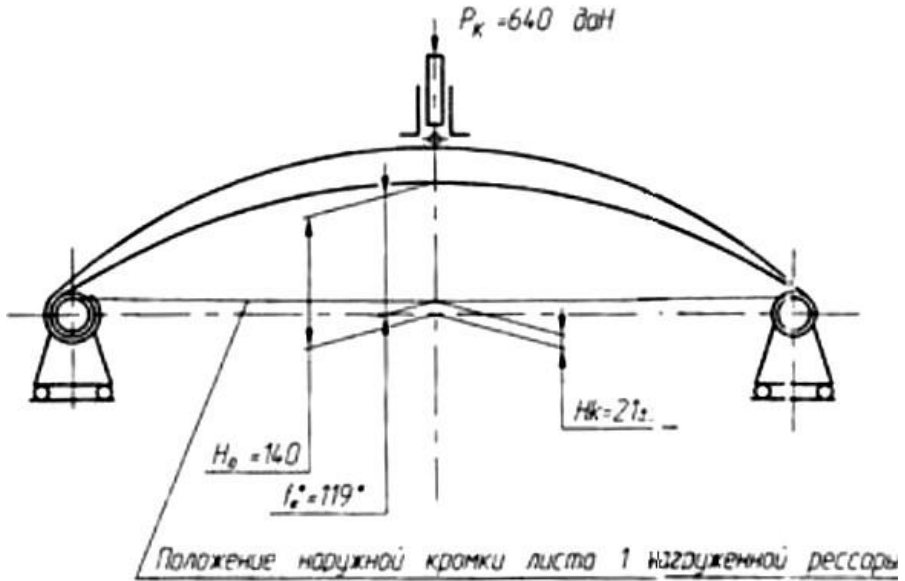


Рисунок 4.21 - Схема випробувань ресори

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 уведені втулка, запресована у вушко корінного листа, і палець, діаметр якого дорівнює отвору у втулці (функціонал, для якого призначені ці елементи, описаний далі).

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 про-

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

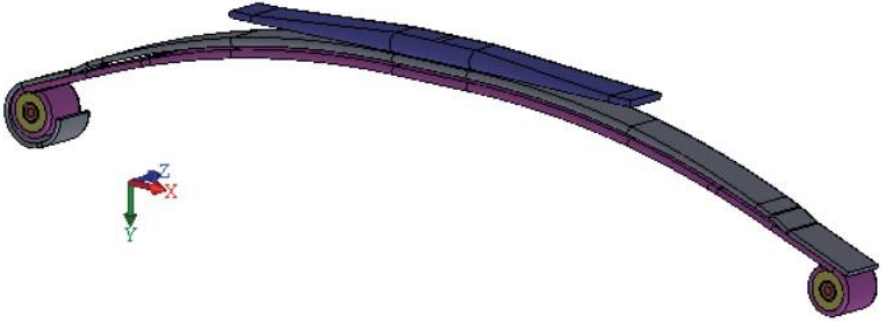


Рисунок 4.22 - Геометрична модель ресори – аксонометрія



Рисунок 4.23 - Геометрична модель ресори – фронтальна проекція

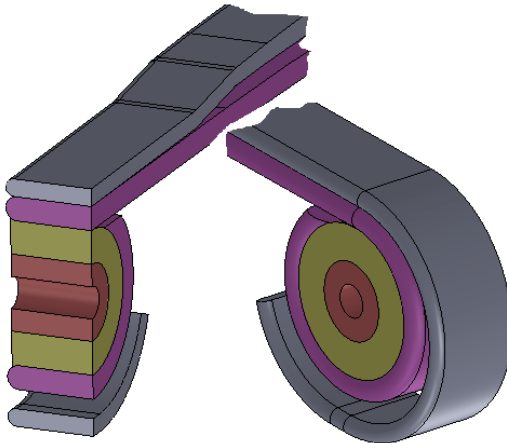


Рисунок 4.24 - Зона вушка (вертикальний розріз на виді з боку площини симетрії й вид із зовнішньої сторони)

Оскільки геометрична модель будувалася безпосередньо для ро-

зрахунків, 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 установлення 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 складала 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 суцільною 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 разъёма**") для локалізації навантаження й заодно використовується для призначення контактної умови. Розмір між "головкою" і "гайкою" визначається різницею відстаней між нижньою й верхньою гранями відповідних листів ресори мінус розмір зазору між корінним і підкореневим листами й

мінус деяка величина, що забезпечує власне натяг болта.

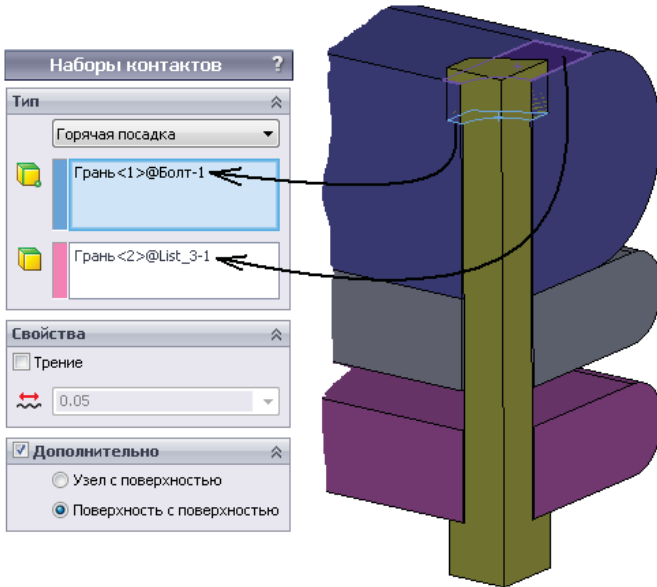


Рисунок 4.25 - Зона центрального болта з посадкою з натягом

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 "**Дистанційна навантаження**" (Remote Load) у варіанті "**Переміщення/Жістка зв'язь**" (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).

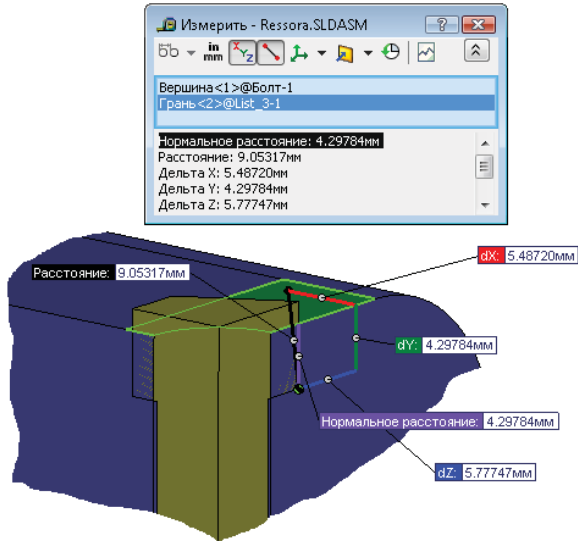


Рисунок 4.26 - Оцінка інтерференції

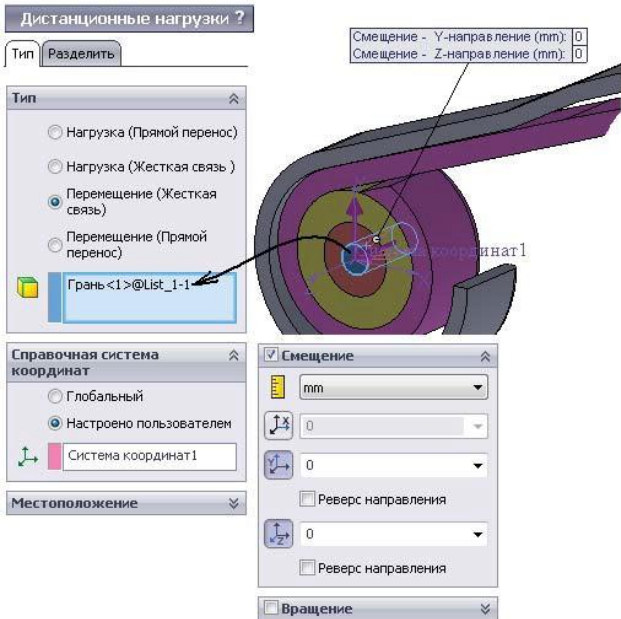


Рисунок 4.27 - Реалізація циліндричного шарніра з обмеженими зсувами у вертикальному й осевому напрямках

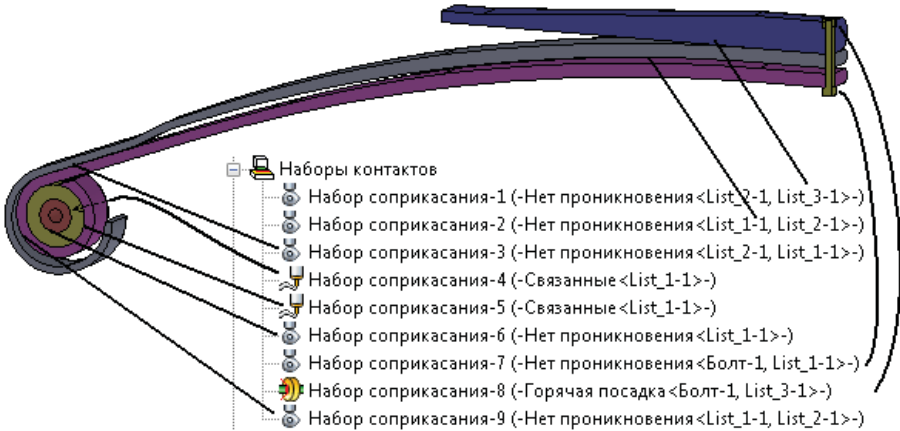


Рисунок 4.28 - Контактні умови

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.

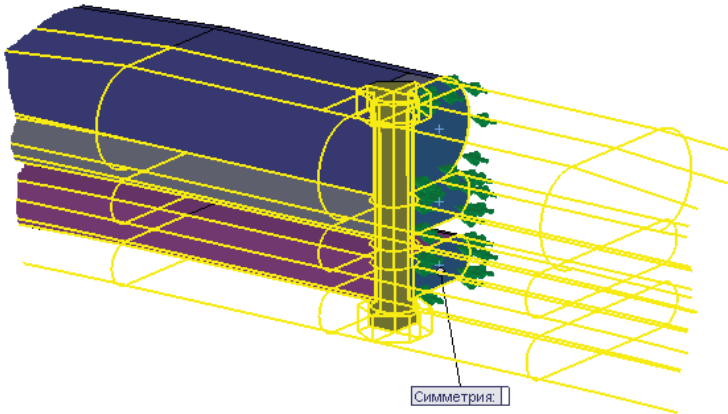


Рисунок 4.29 - Умова симетрії в поперечному перерізі

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

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.

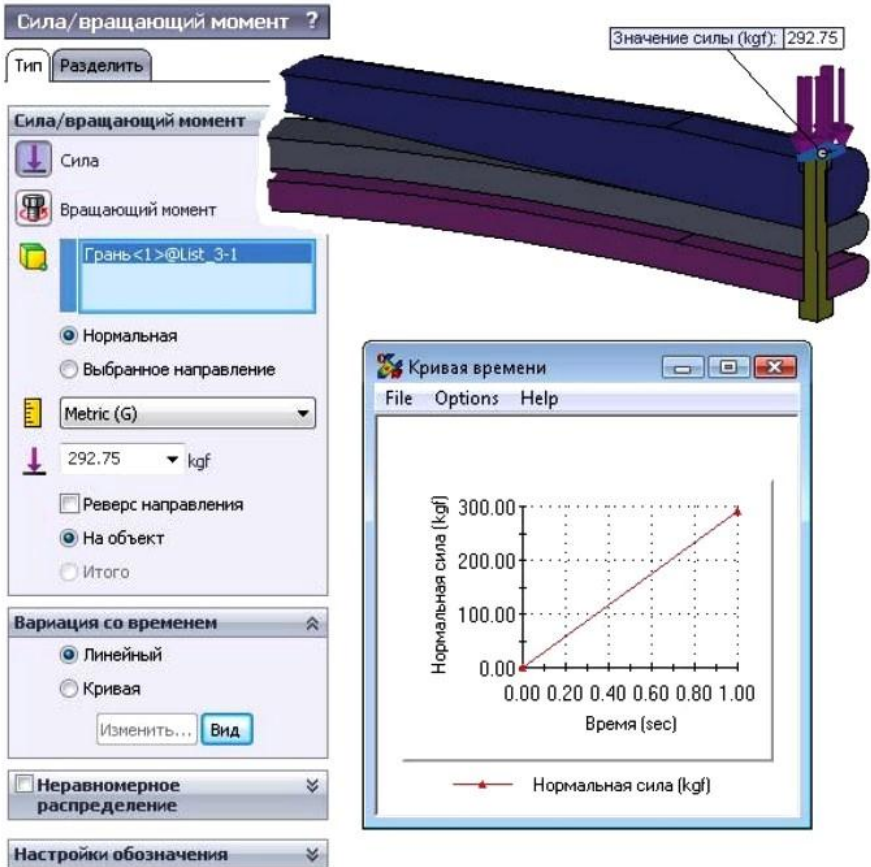


Рисунок 4.30 - Навантаження та закон його зміни

Ще менш коректно це було б для випадку двохопрного 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 двохопний 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.

Настроювання сітки кінцевих елементів показані на рис. 4.31. Використана "стандартна" сітка, оскільки для складань із контактними умовами у вигляді ковзання - це найбільш надійний варіант.

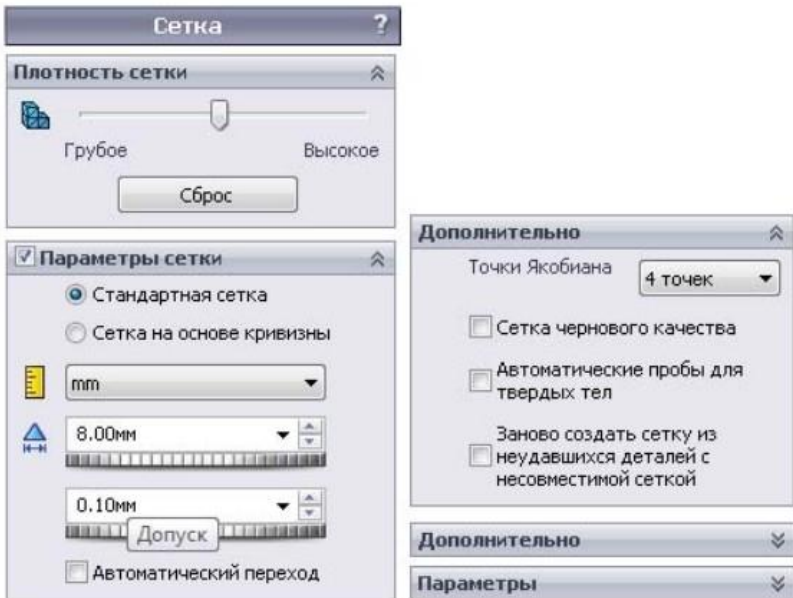


Рисунок 4.31 - Настроювання сітки кінцевих елементів

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 "чорної якості" (з лінійним полем переміщень і, відповідно, постійними деформаціями/напругами) у даній ситуації неприйнятне.

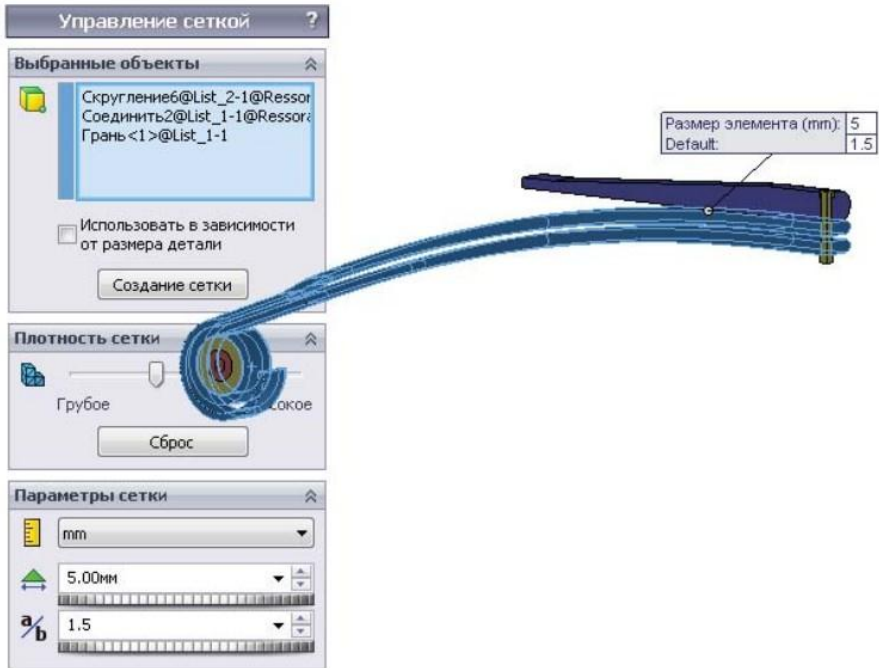


Рисунок 4.32 - Ущільнення сітки на тонких листах ресори

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. Ключовим фактором для завдань із великими контактними переміщеннями є точність опису контакту. У налаштуваннях вирішувача (рис. 4.35) вона визначається двома ключовими факторами: точністю апроксимації геометрії сіткою – по суті, щільністю сітки в зоні контакту, і налаштуваннями вирішувача – опція "**Несовместимые параметры связи**" (Incompatible bonding options) – у першому варіанті розрахунків ми використовуємо Спрощені (Simplified).

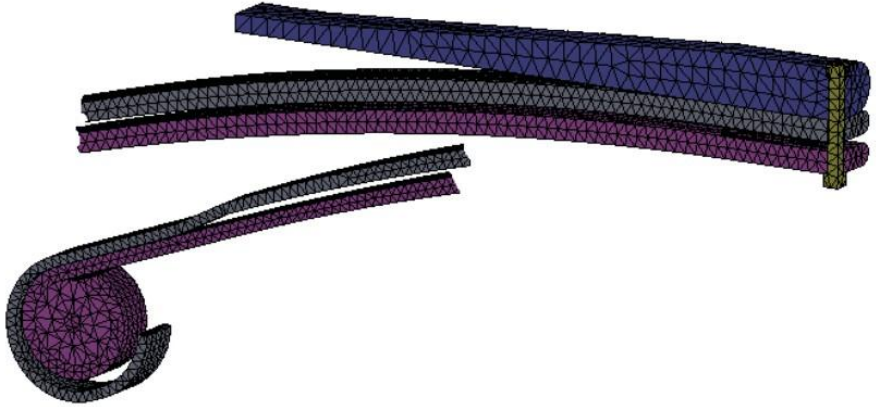


Рисунок 4.33 - Сітка кінцевих елементів

Сетка Детализация	
Имя исследования	Нелин - упрощ конт] - на
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 - Параметры сітки

Також слід звернути увагу на досить великий максимальний крок збільшення навантаження.

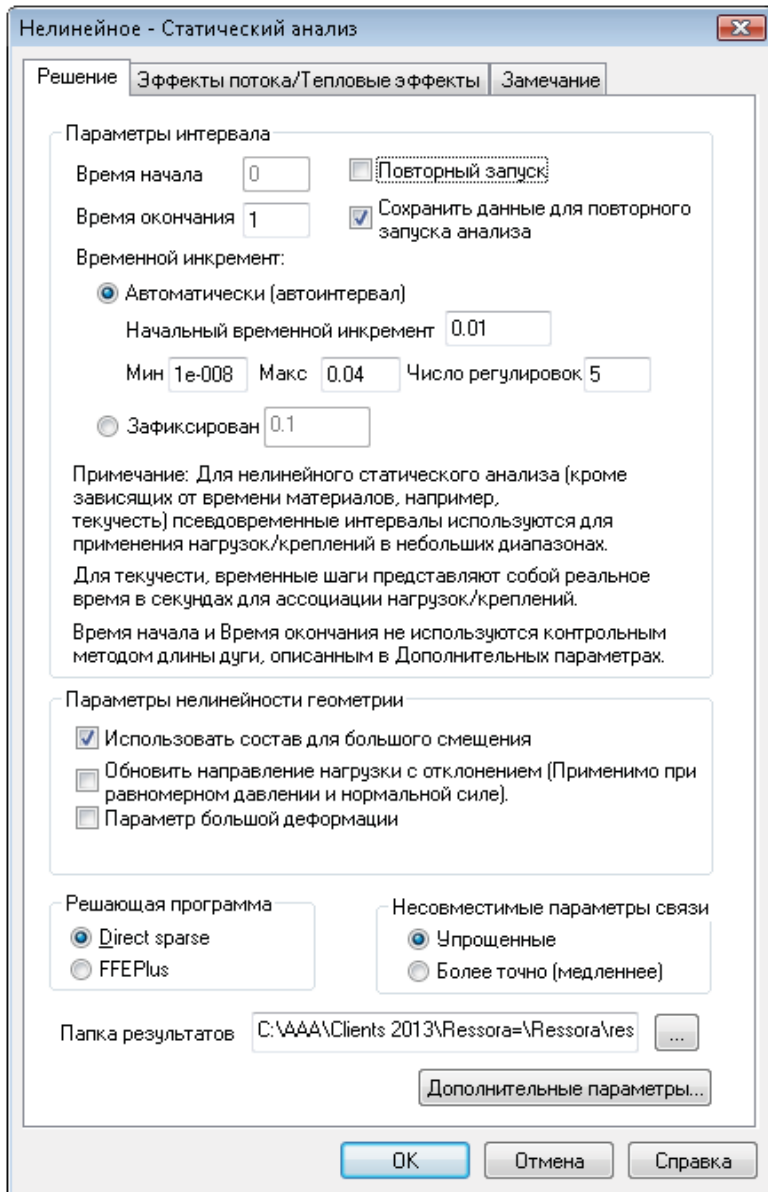


Рисунок 4.35 - Настроювання нелінійного дослідження зі спрощеними контактам

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.

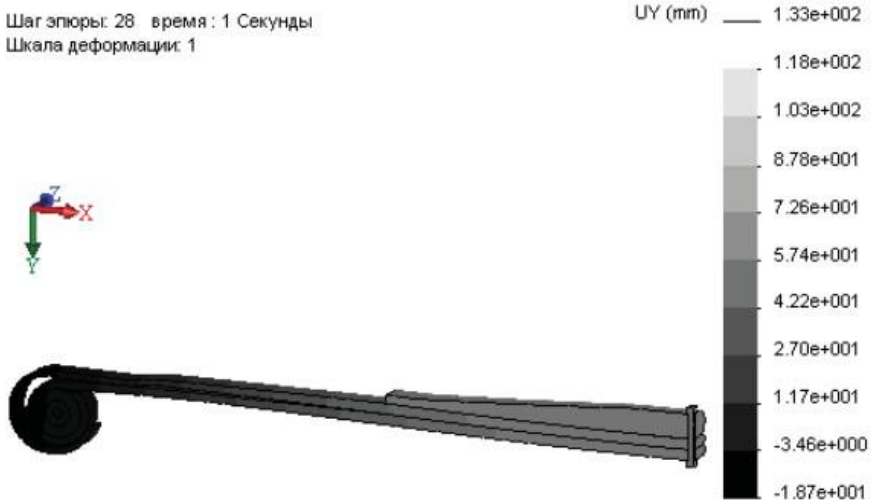


Рисунок 4.36 - Розподіл переміщень у натуральному масштабі

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.

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	

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

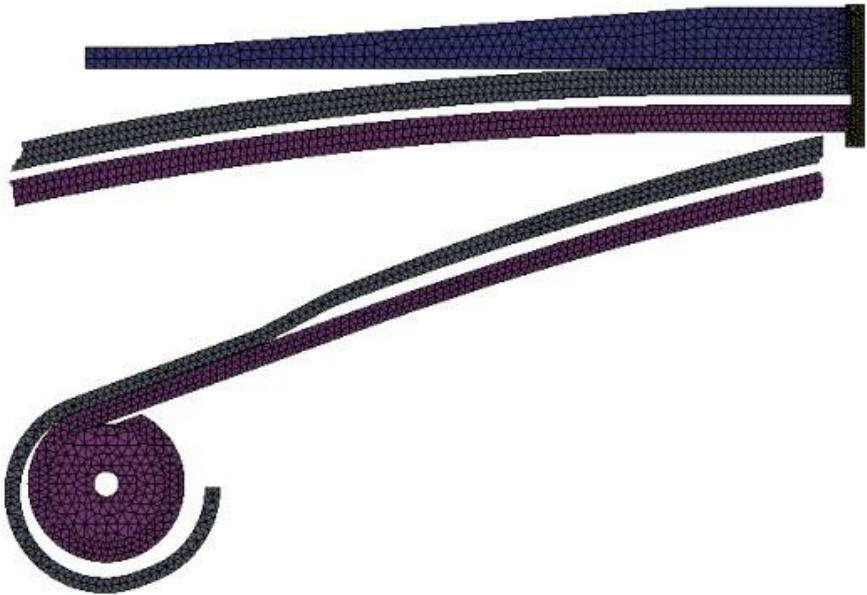


Рисунок 4.37 - Сама щільна сітка

Як видно, на більшій частині довжини листів присутні три й більше кінцевих елементів по товщині. Однак, крім адекватної апрок-

симації 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.

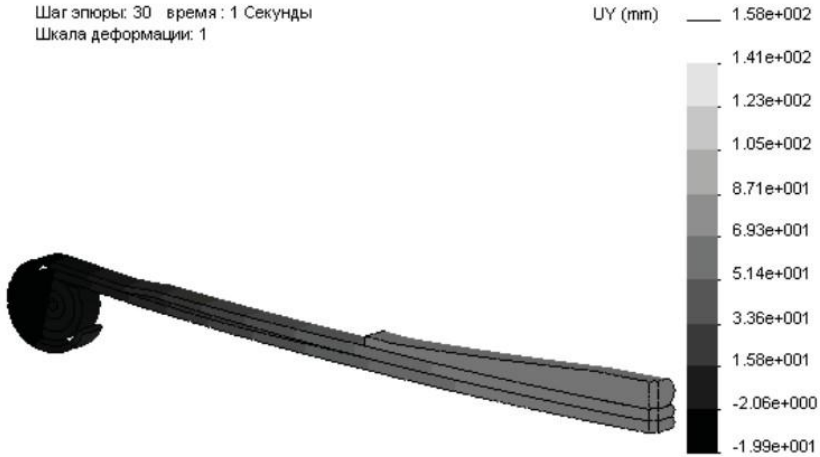


Рисунок 4.38 - Розподіл переміщень у натуральному масштабі для найбільш щільної сітки зі спрощеними контактами

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.

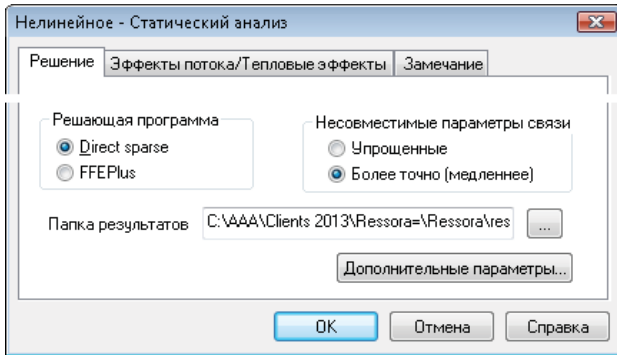


Рисунок 4.39 - Настроювання нелінійного дослідження з уточненими контактами

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.

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

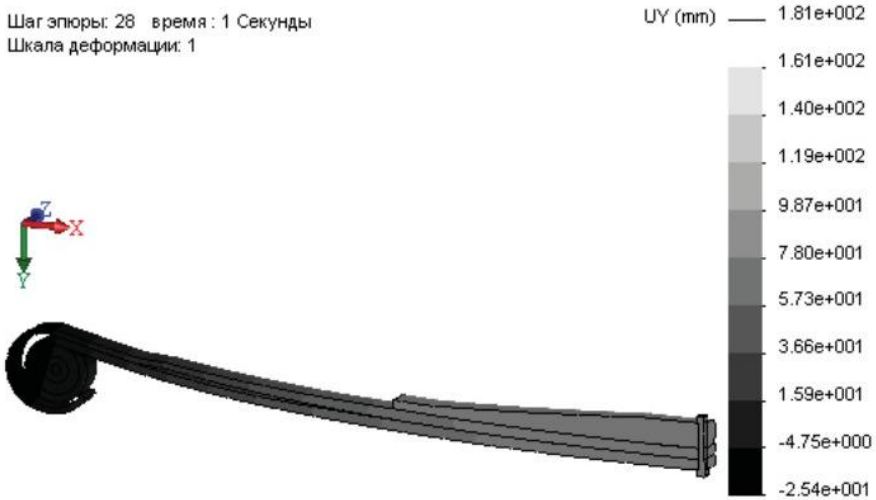


Рисунок 4.40 - Розподіл переміщень у натуральному масштабі для рідкої сітки з уточненими контактами

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.

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.

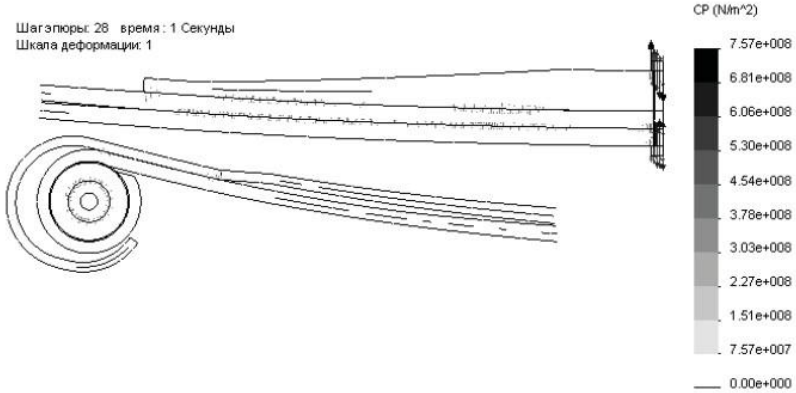


Рисунок 4.41 - Розподіл контактного тиску

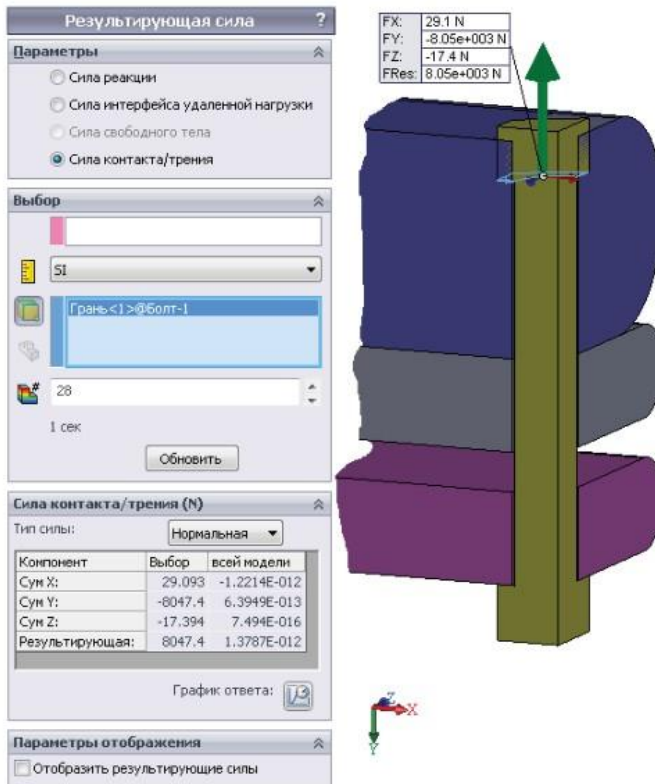


Рисунок 4.42 - Зусилля в болті як сила контакту

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.

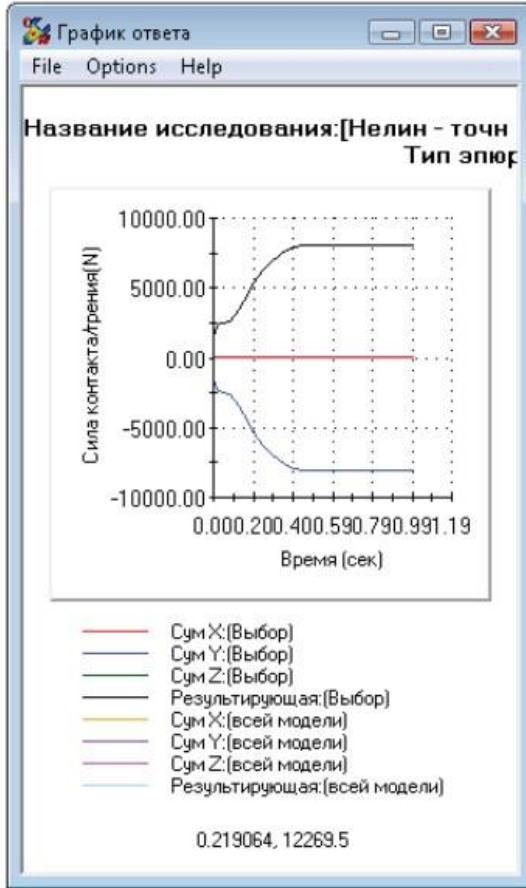


Рисунок 4.43 - Крива відгуку для контактної тиску на головці болта

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

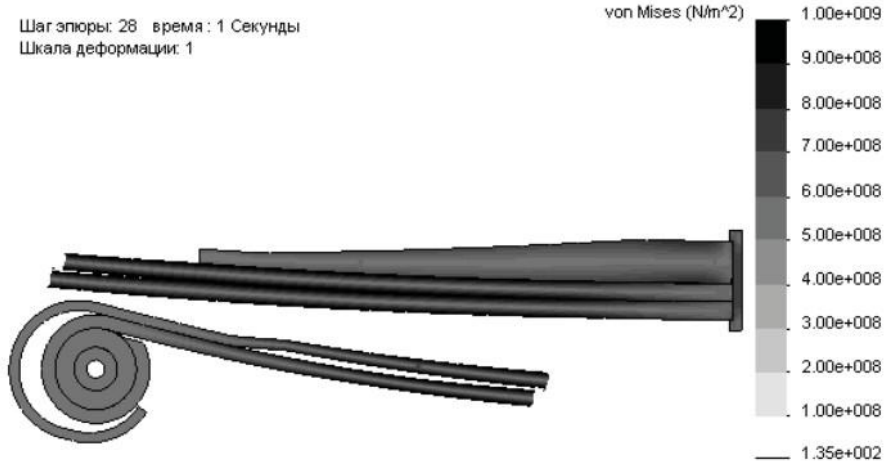


Рисунок 4.44 - Эквивалентна напруга

Якщо в налаштуваннях нелінійного вирішувача використовуються "спрощені" контакти, то віртуальні болти працездатні. 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. Налаштування 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 *і* 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 4×8077 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 не сильно 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 цековка 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

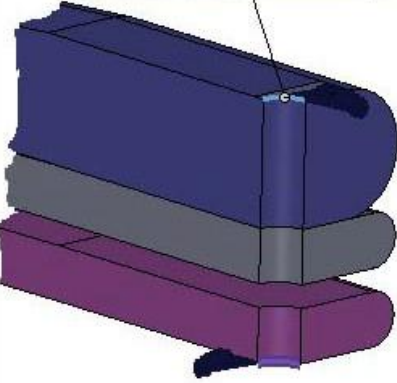
E_x 210000000000 N/m²

0.28

α 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

Сила шпильки/болта/подшипника

Название исследования: Болт

Соединитель: Цекованный винт-1

Единицы: СИ

Тип соединителя: Болт

Временной шаг: 32 1 сек

Тип	X-составляющая	Y-составляющая	Z-составляющая	Резльтирующая
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

Сетка Детализация

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

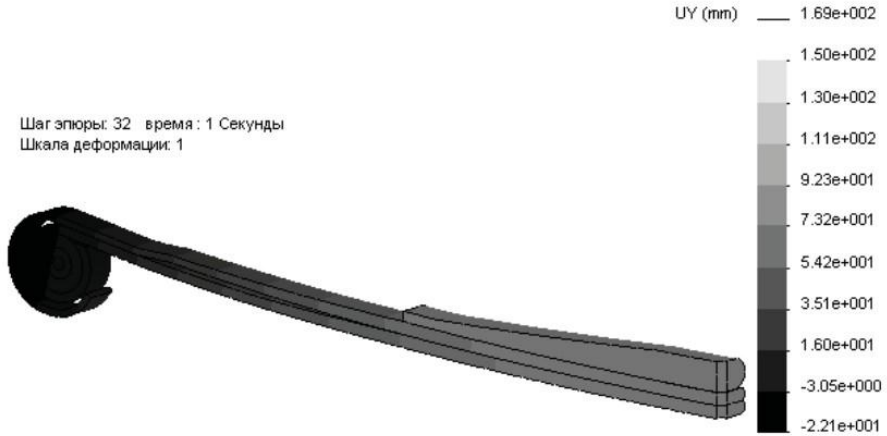


Рисунок 4.49 - Розподіл переміщень у натуральному масштабі для моделі з віртуальним болтом

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 большого 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

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

Примечания

Отклик

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

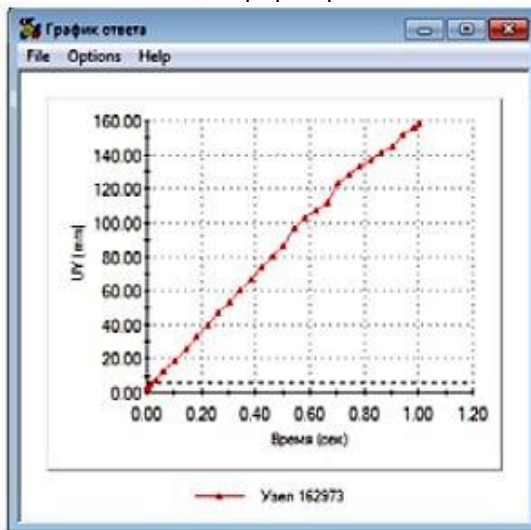


Рисунок 4.51 - Крива відгуку для сітки зі "спрощеними" контактами



Рисунок 4.52 - Крива відгуку для сітки з "спрощеними" контактами й віртуальним болтом

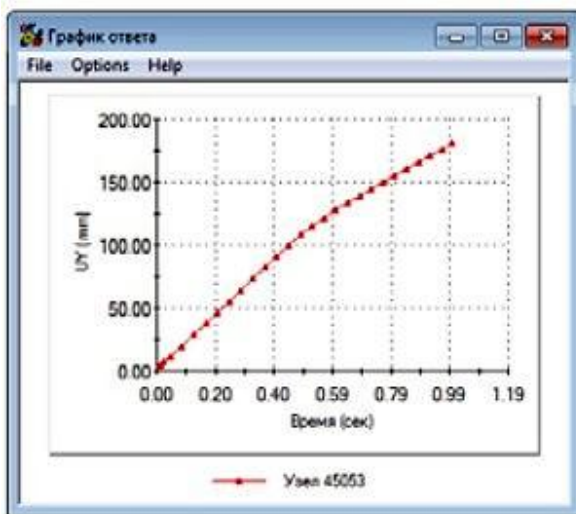


Рисунок 4.53 - Крива відгуку для рідкої сітки з "точними" контактами

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

Висновки.

В даній роботі було розглянуто 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 завданні 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 полішеного 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 кращі, тому що дозволяють нівелювати обчислювальний "шум" при розрахунках напруг. Проте сформулювати завдання оптимального проектування, що дозволяє сформувати визначену криву "навантаження-переміщення", навряд чи можливо.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

Базова

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 "ХПІ", 2009. 86 с.
5. Грабченко А. І., Доброскок В. Л. Теорія 3D моделювання: Навч. посібник. Х. : НТУ "ХПІ", 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.

Допоміжна

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., Твердовский 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 САД-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 САD-дизайна для 3D-печати. <https://3dtoday.ru/category/3d-modelirovanie> (дата звернення: 27.10.2019)
85. АСКОН - комплексные решения для автоматизации инженерной деятельности и управления производством. САD/АЕС/PLM. URL: <https://ascon.ru/products/7/review/>. (дата звернення: 10.10.2019)
86. Система NX (колишня назва - Unigraphics) компанії Siemens. URL: <https://www.plm.automation.siemens.com/global/ru/products/nx/>. (дата звернення: 10.10.2019)
87. Система САТІА. URL: <https://www.3ds.com/products-services/catia/>. (дата звернення: 10.10.2019)
88. Система SolidWorks. URL: <https://www.solidworks.com>. (дата звернення: 10.10.2019)
89. Welcom to ANSYS, Inc. – Corporate Homepage. URL: <https://www.ansys.com>. (дата звернення: 10.10.2019)
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: 10.10.2019)
91. Система Solidedge компанії Siemens. URL: <https://solidedge.siemens.com/ru/>. (дата звернення: 10.10.2019)
92. Система T-FLEX. URL: <http://www.tflex.ru/>. (дата звернення: 27.10.2019)
93. Система Autodesk Inventor. URL: <https://www.autodesk.com/products/inventor/overview>. (дата звернення: 27.10.2019)