

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.

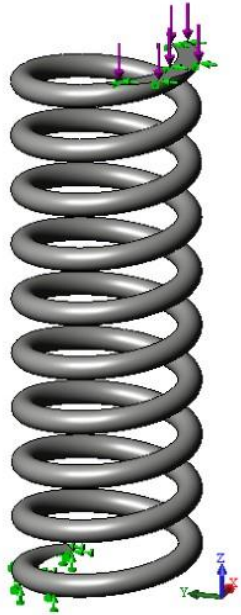


Рисунок 4.1 - Модель пружини із граничними умовами

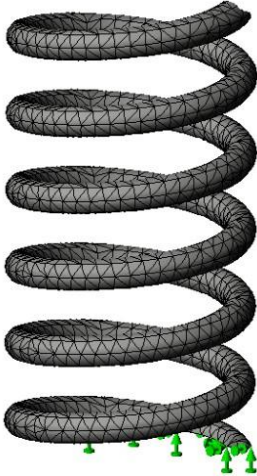


Рисунок 4.3 - Фрагмент сітки кінцевих елементів

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

Рисунок 4.2 - Властивості матеріалу пружини

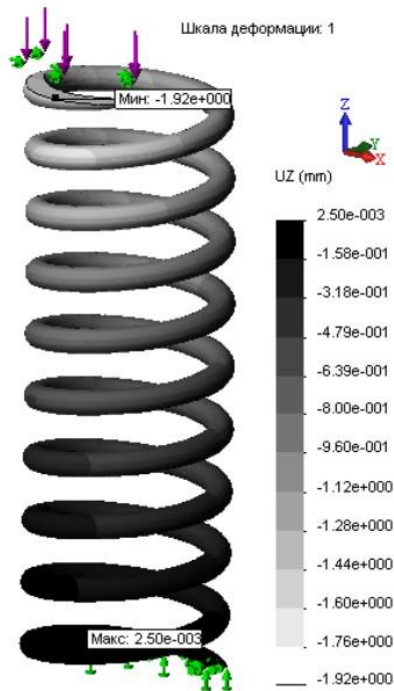


Рисунок 4.4 - Розподіл осьових переміщень

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

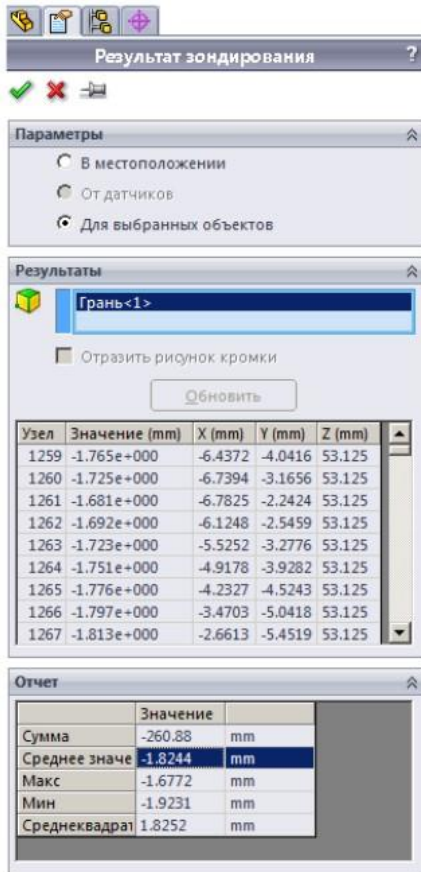


Рисунок 4.5 - Одержання середнього значення вертикального переміщення

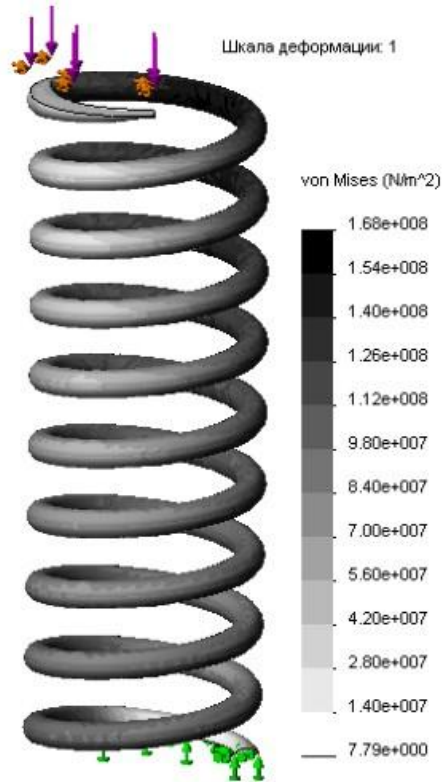


Рисунок 4.6 - Розподіл еквівалентних напружень

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: 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 урахувувати, 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 аналітичною: піддатливість $\lambda = 0,155$ мм/Н, що дуже близько до відомої оцінки.

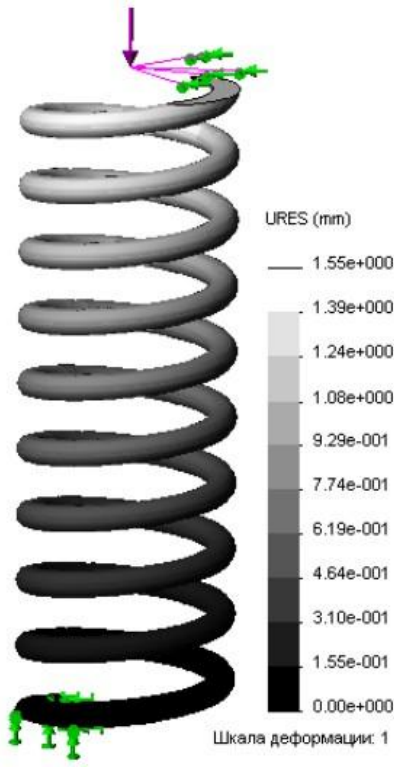


Рисунок 4.8 - Діаграма переміщень для моделі

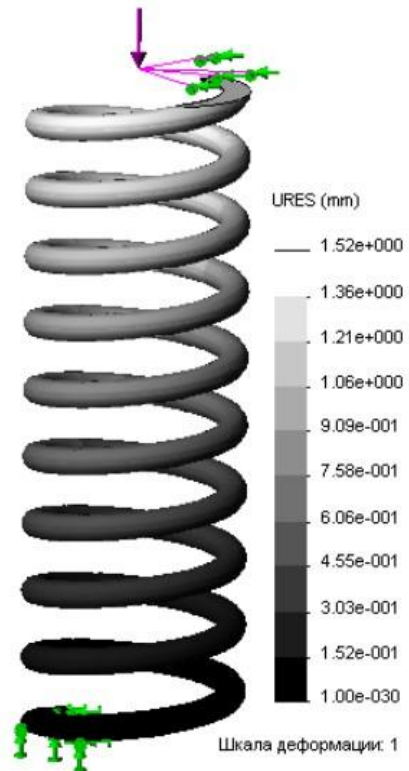


Рисунок 4.10 - Діаграма з урахуванням "більших переміщень"

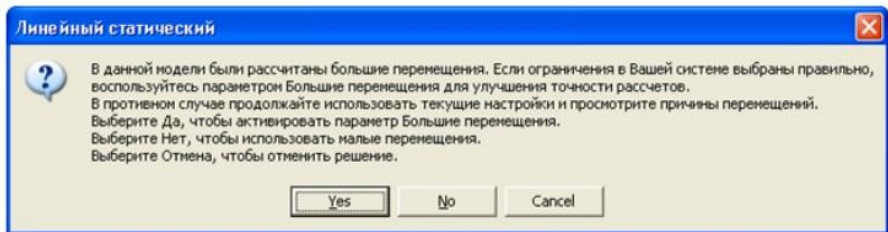


Рисунок 4.9 - Діагностичне повідомлення із пропозицією активізувати параметр "Большие перемещения"

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".

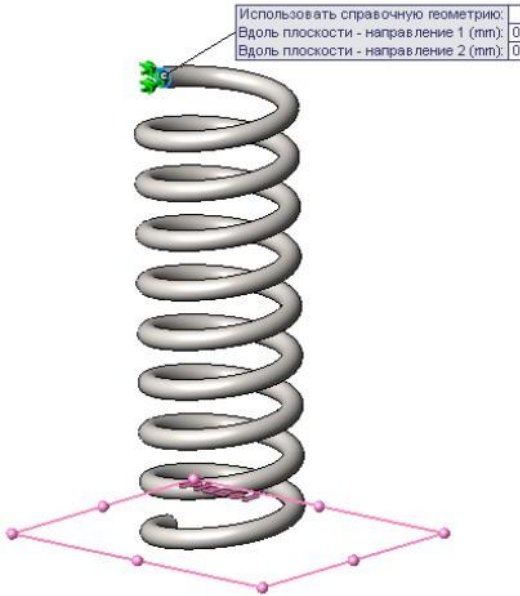


Рисунок 4.11 - Граничні умови, що імітують фіксацію торців

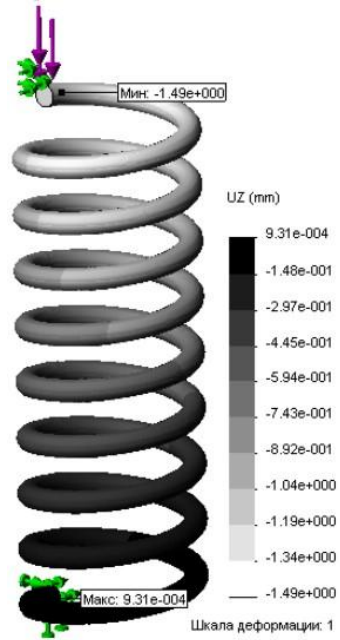


Рисунок 4.12 - Діаграма переміщень для моделі з фіксованими торцями пружини

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 затискання, 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 площини.

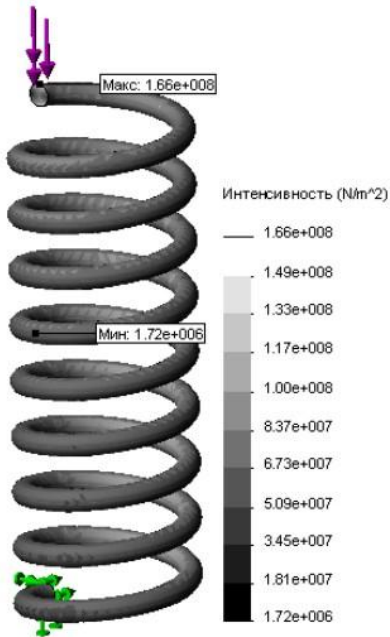


Рисунок 4.13 - Інтенсивність напружень

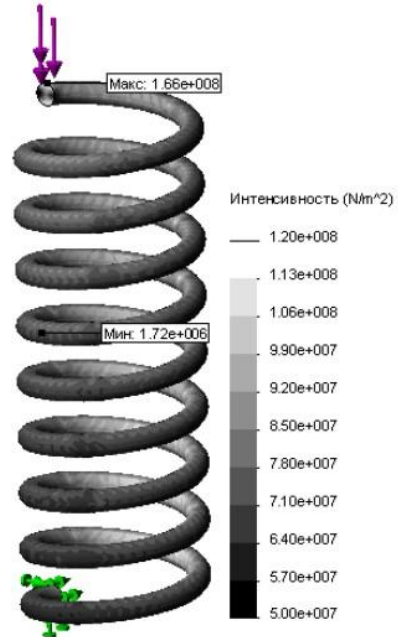


Рисунок 4.14 - Інтенсивність напружень - звужений діапазон шкали

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 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 занадто задовільним (з погляду відповідності очікуванням).

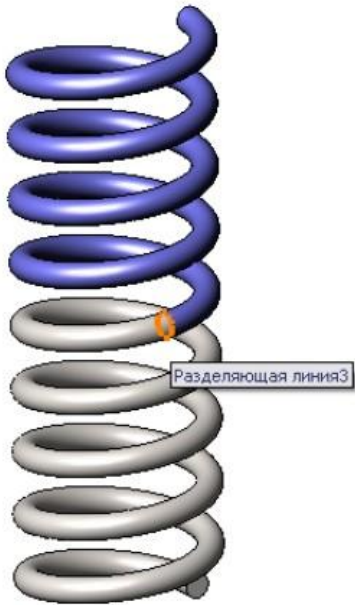


Рисунок 4.15 - Модифікована геометрія з лінією рознімання

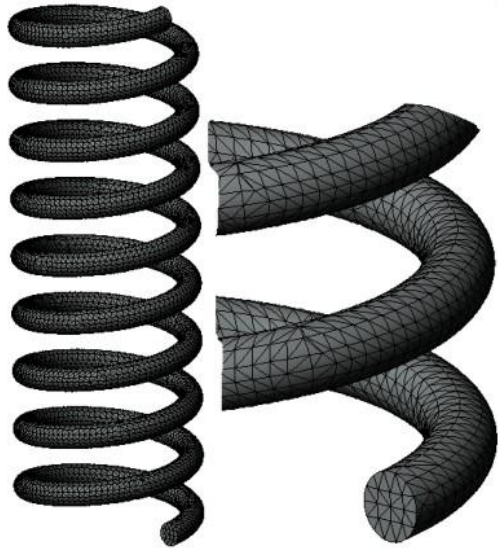


Рисунок 4.16 - Щільна сітка та її фрагмент

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

нію рознімання (рис. 4.15). Результиуючу сітку кінцевих елементів показано на рис. 4.16.

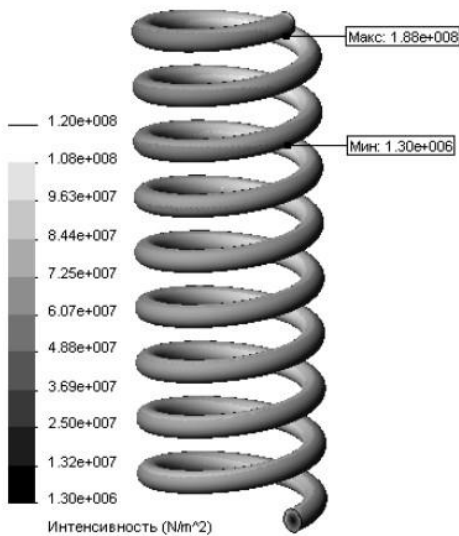


Рисунок 4.17 - Розподіл інтенсивності напруг у моделі з більш щільною сіткою

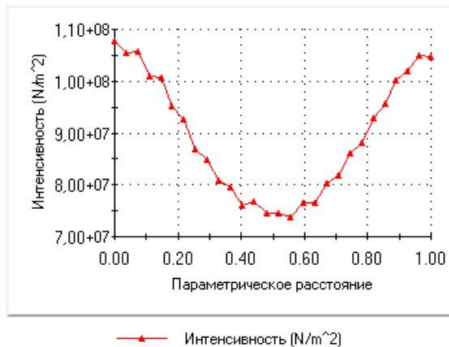


Рисунок 4.19 - Інтенсивність напружень на лінії рознімання

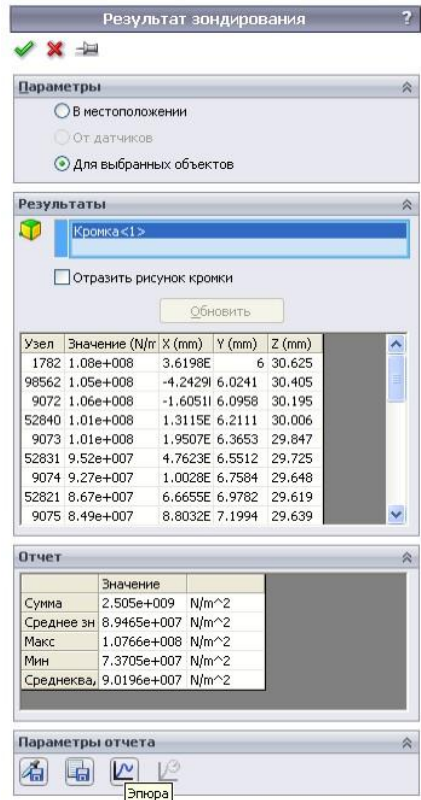


Рисунок 4.18 - Результат виконання команди "Выбранный список" стосовно до лінії рознімання

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.

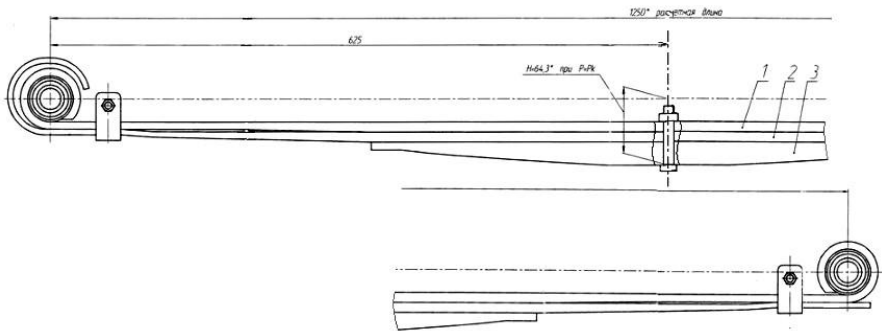


Рисунок 4.20 - Креслення ресори в розпрямленому стані

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.

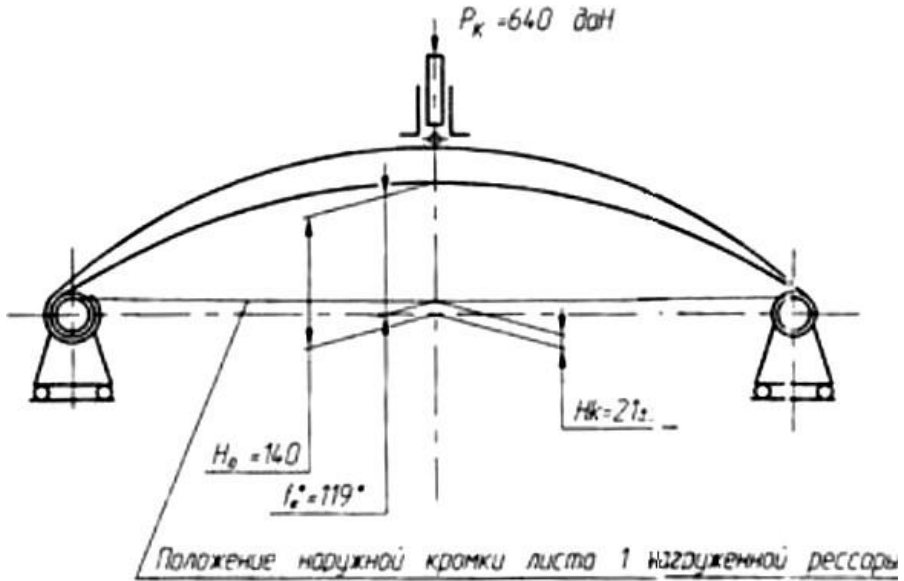


Рисунок 4.21 - Схема випробувань ресори

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 прийнятного результату за допомогою лінійного алгоритму.

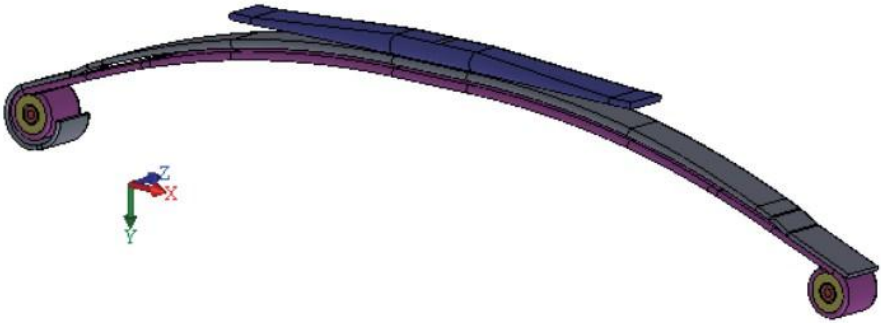


Рисунок 4.22 - Геометрична модель ресори – аксонометрія



Рисунок 4.23 - Геометрична модель ресори – фронтальна проекція

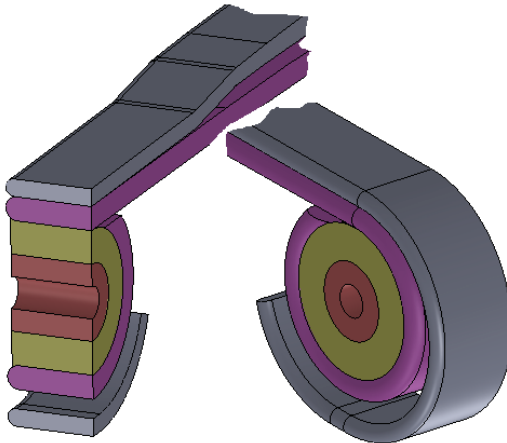


Рисунок 4.24 - Зона вушка (вертикальний розріз на виді з боку площини симетрії й вид із зовнішньої сторони)

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 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 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 нижньої й верхньої гранями відповідних листів ресори мінус розмір зазору між корінним і підкореневим листами й

мінус деяка величина, що забезпечує власне натяг болта.

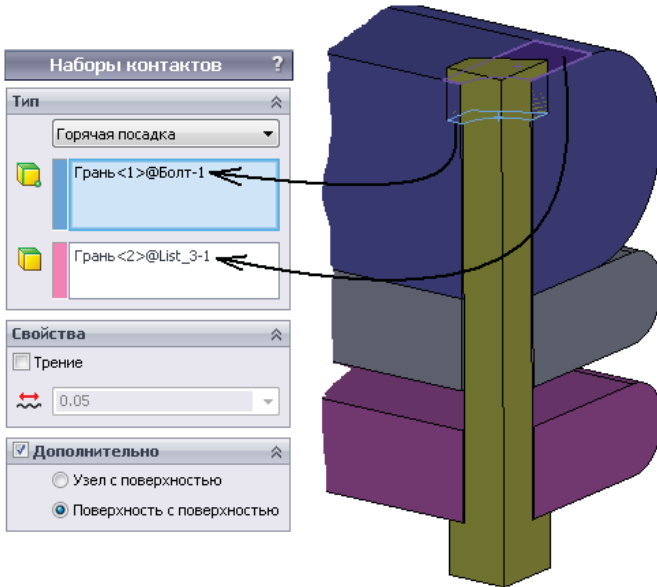


Рисунок 4.25 - Зона центрального болта з посадкою з натягом

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 **"Дистанційна навантаження"** (Remote Load) у варіанті **"Переміщення/Жорстка 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).

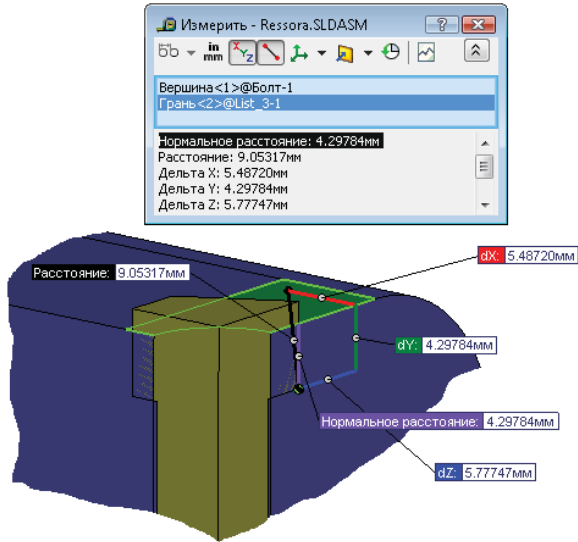


Рисунок 4.26 - Оцінка інтерференції

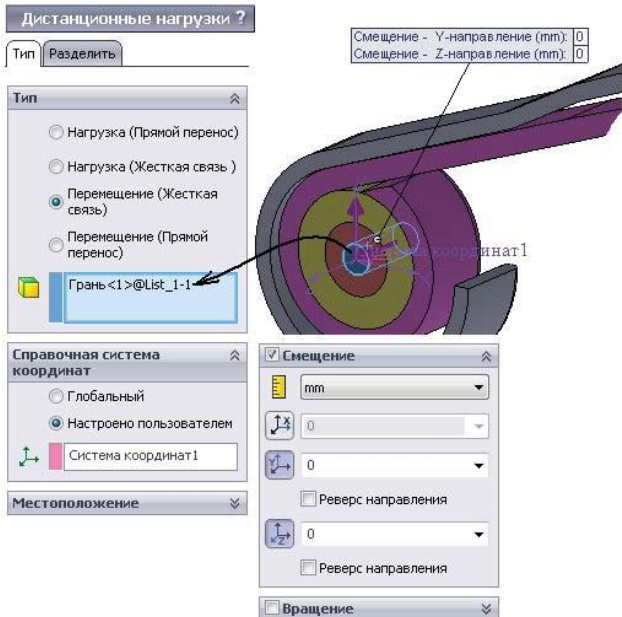


Рисунок 4.27 - Реалізація циліндричного шарніра з обмеженими зсувами у вертикальному й осьовому напрямках

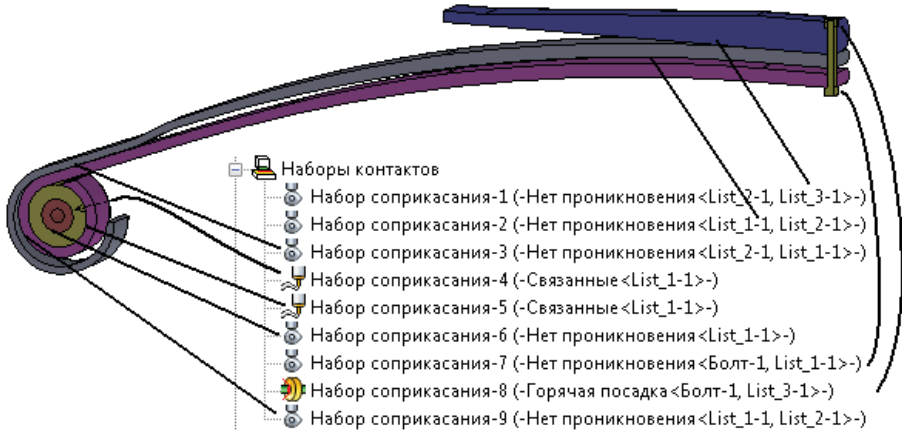


Рисунок 4.28 - Контактні умови

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.

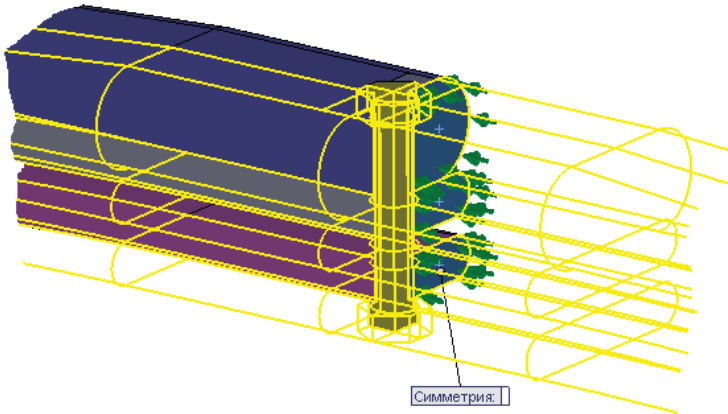


Рисунок 4.29 - Умова симетрії в поперечному перерізі

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.

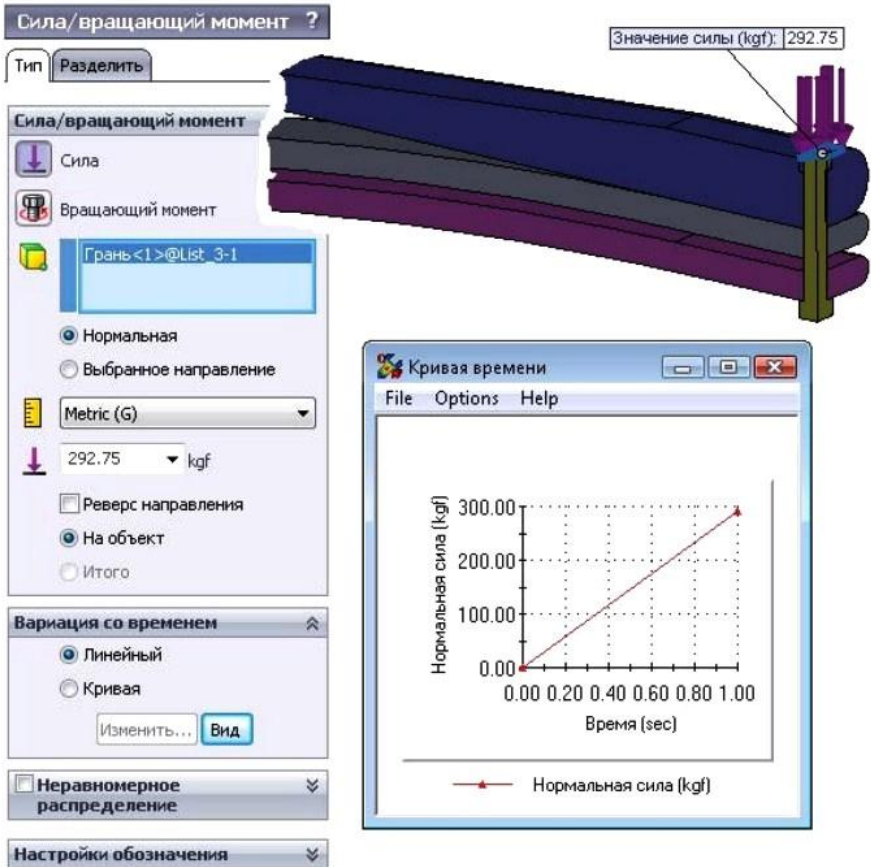


Рисунок 4.30 - Навантаження та закон його зміни

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 двохопрный 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.

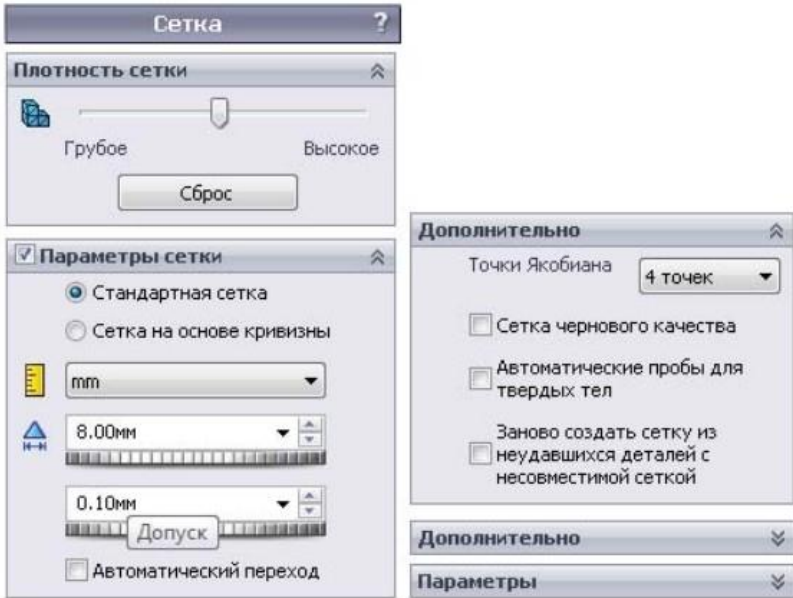


Рисунок 4.31 - Настроювання сітки кінцевих елементів

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

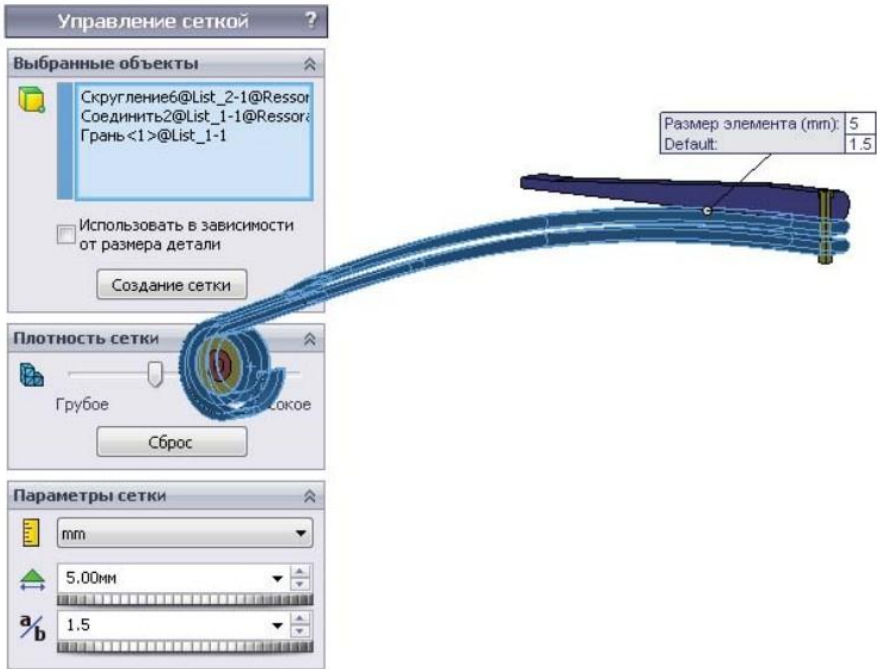


Рисунок 4.32 - Ущільнення сітки на тонких листах ресори

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).

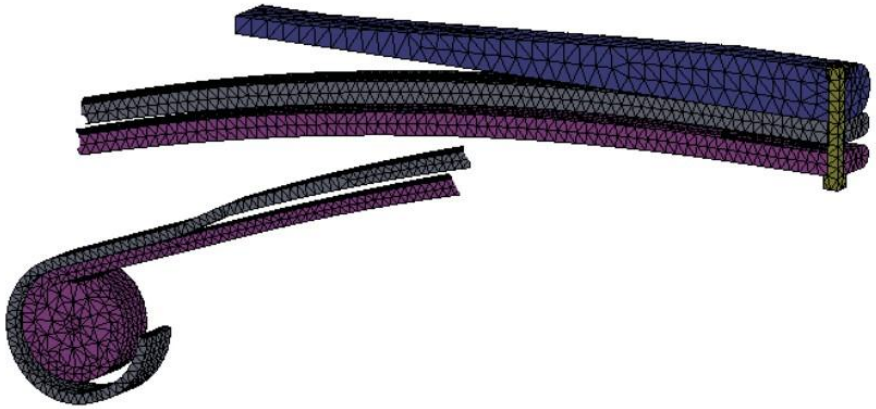


Рисунок 4.33 - Сітка кінцевих елементів

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.

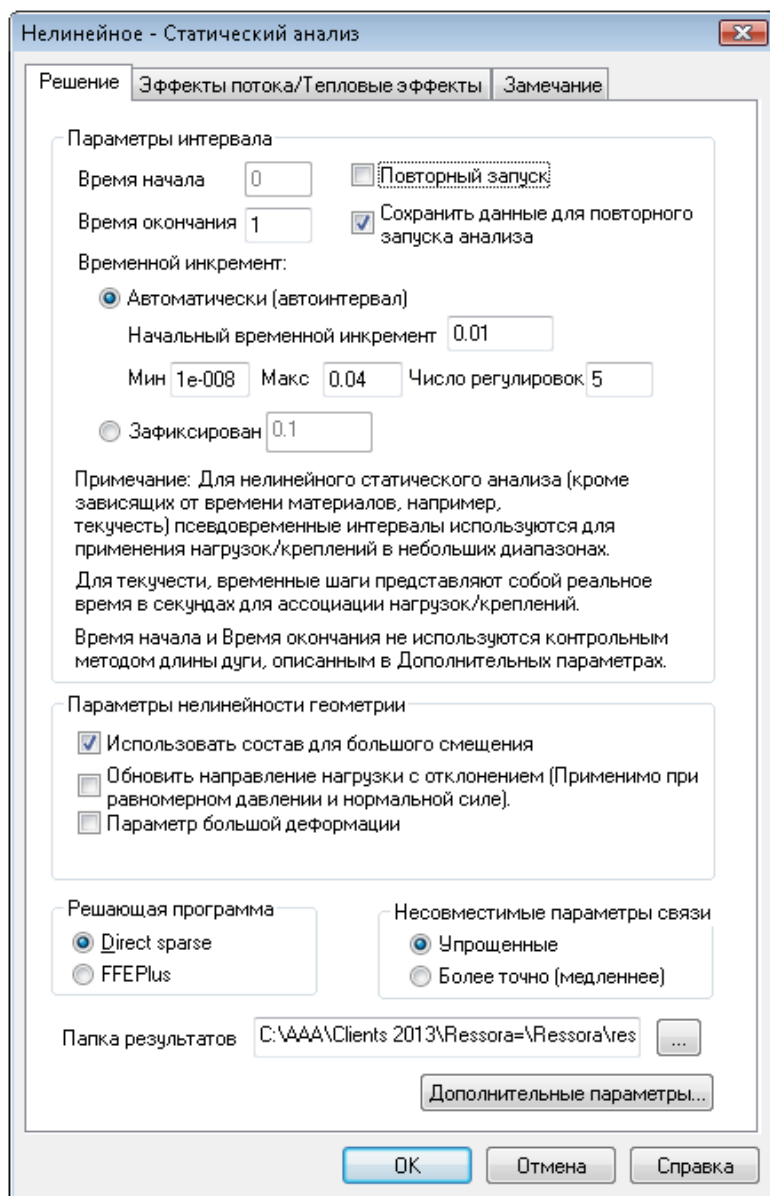


Рисунок 4.35 - Настроювання нелінійного дослідження зі спрощеними контактам

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.

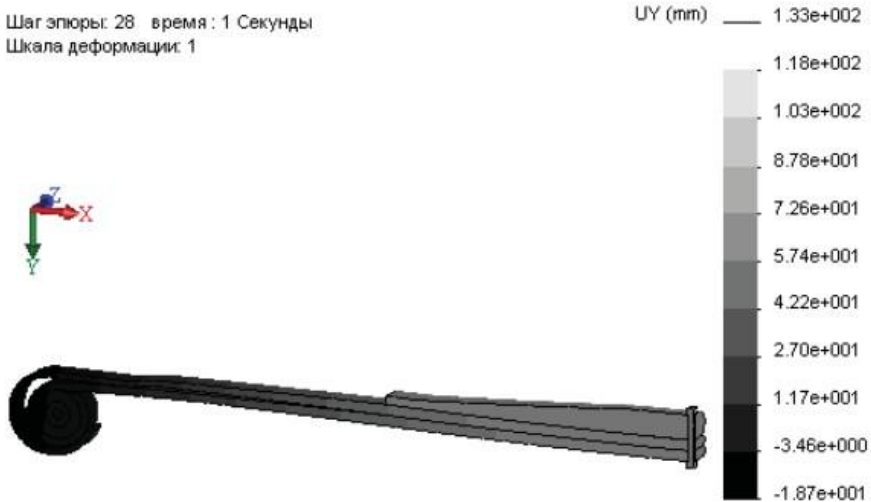


Рисунок 4.36 - Розподіл переміщень у натуральному масштабі

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.

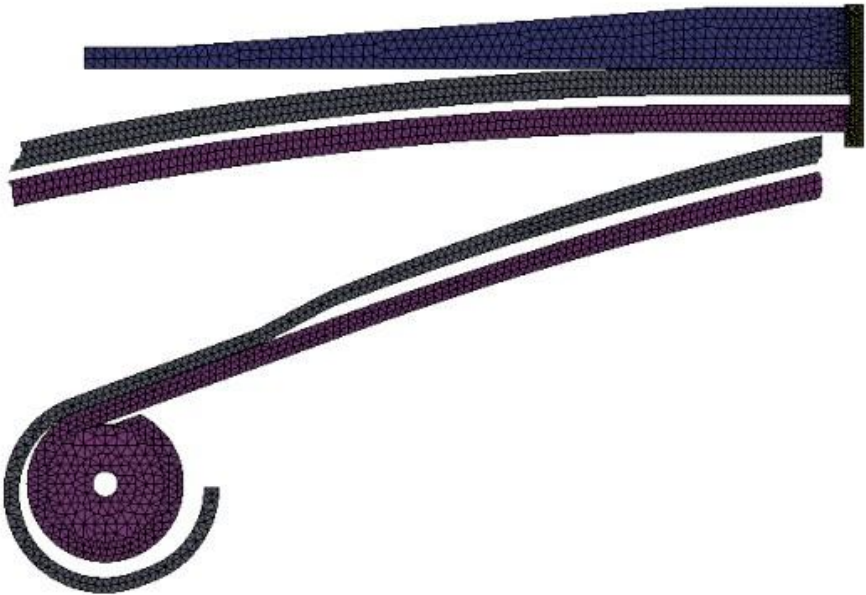


Рисунок 4.37 - Сама щільна сітка

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.

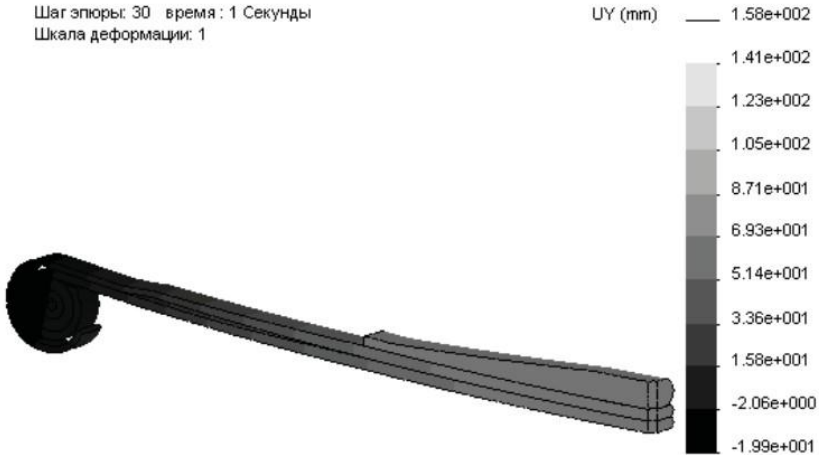


Рисунок 4.38 - Розподіл переміщень у натуральному масштабі для найбільш щільної сітки зі спрощеними контактами

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.

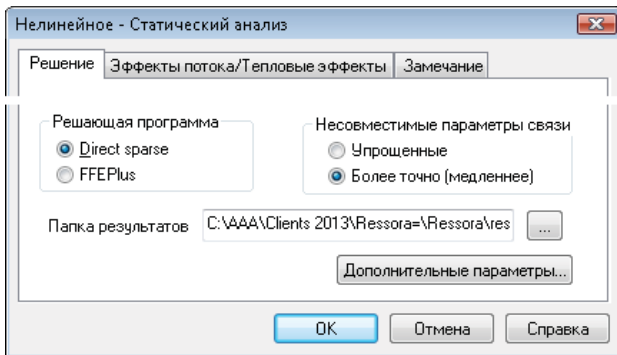


Рисунок 4.39 - Налаштування нелінійного дослідження з уточненими контактами

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.

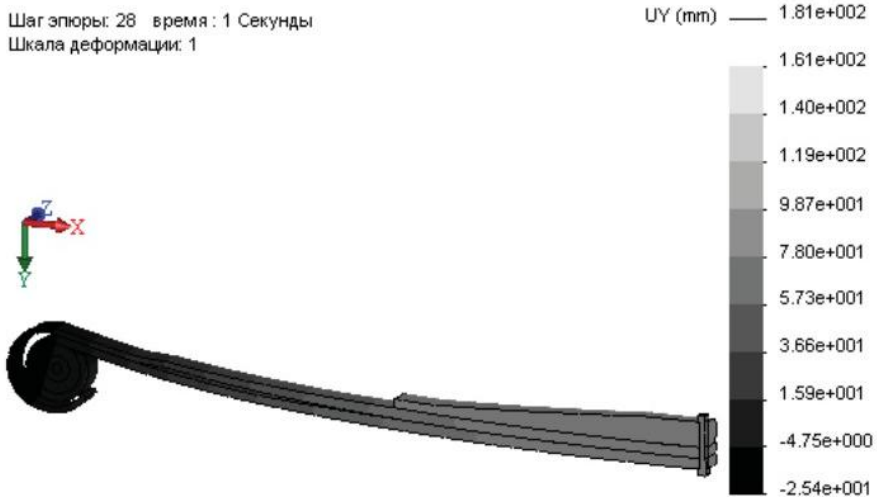


Рисунок 4.40 - Розподіл переміщень у натуральному масштабі для рідкої сітки з уточненими контактами

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.

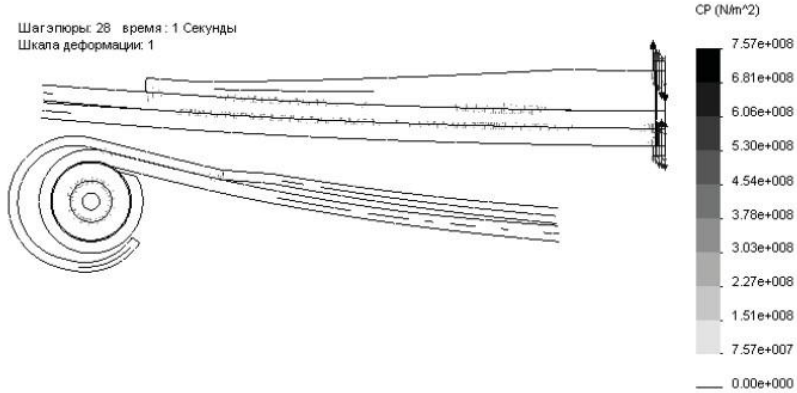


Рисунок 4.41 - Розподіл контактної тиску

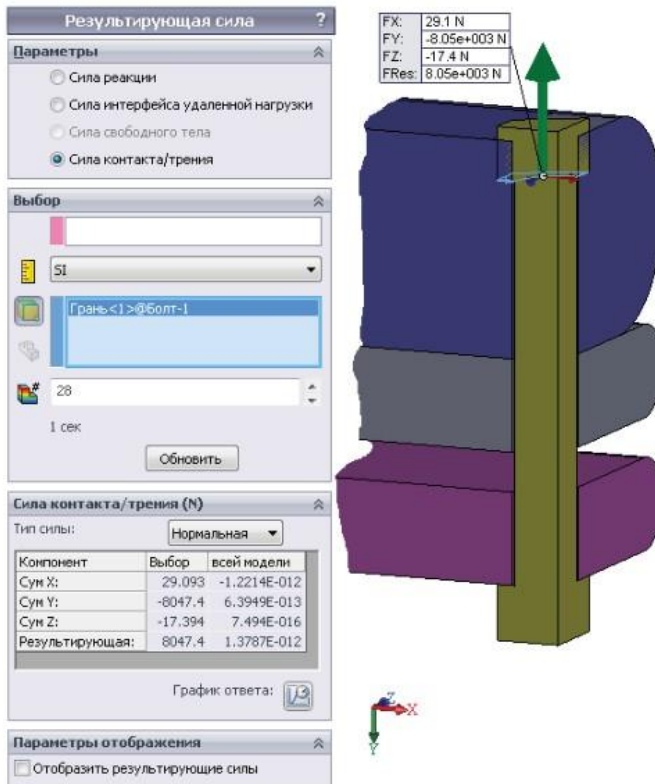


Рисунок 4.42 - Зусилля в болті як сила контакту

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

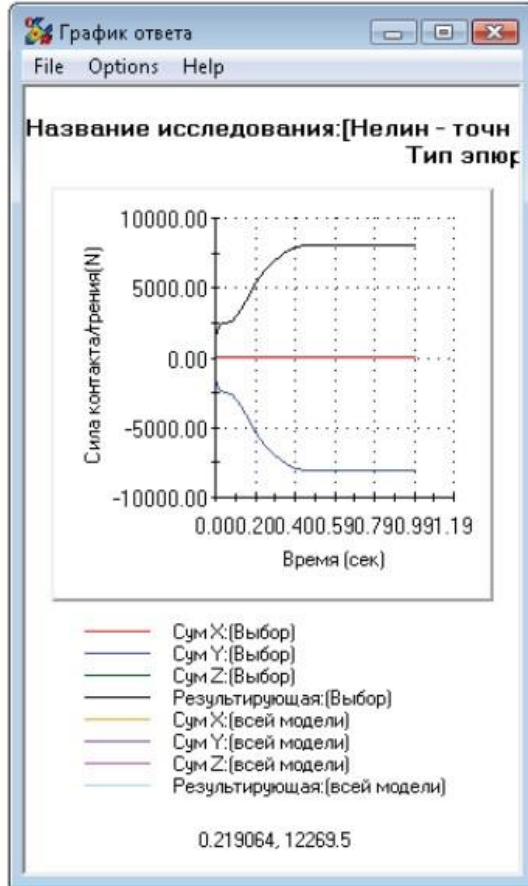


Рисунок 4.43 - Крива відгуку для контактного тиску на головці болта

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.

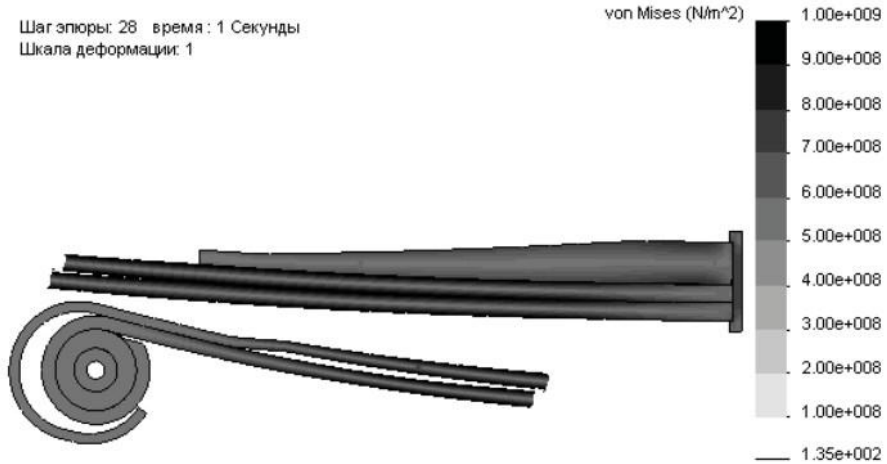


Рисунок 4.44 - Еквівалентна напруга

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.

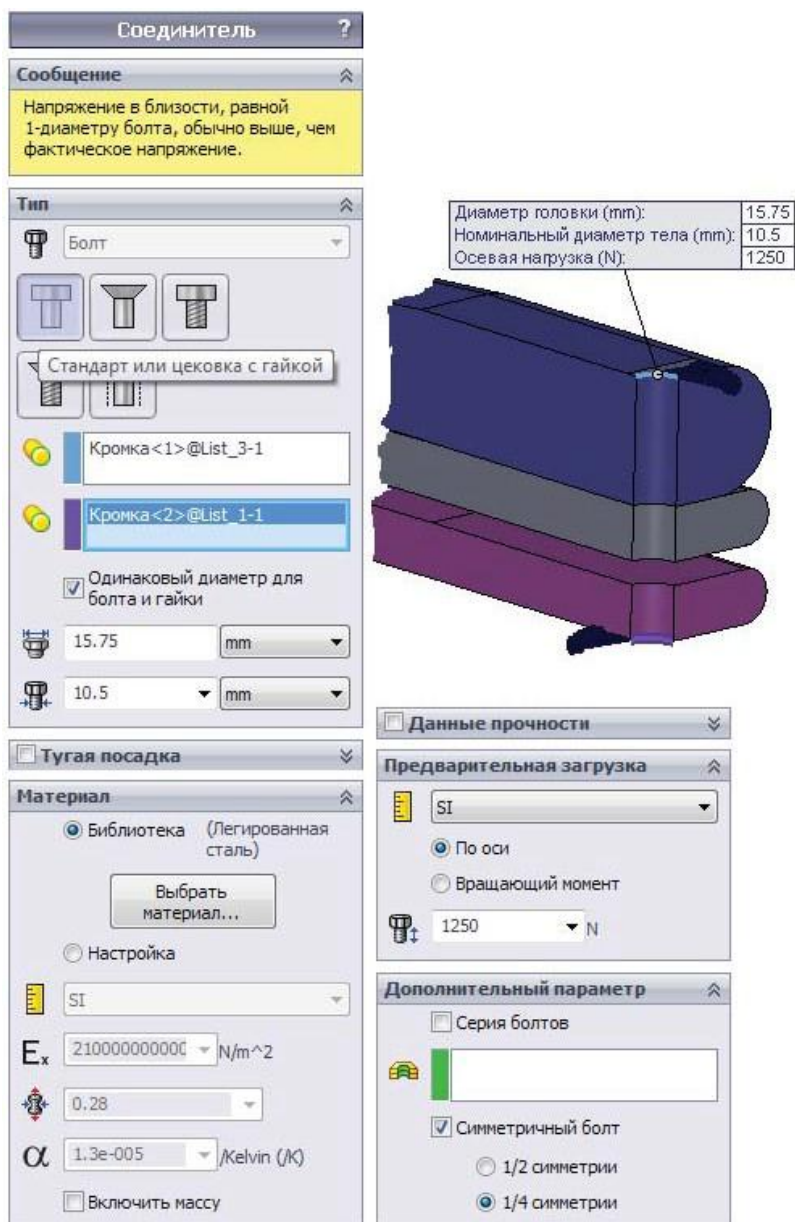


Рисунок 4.45 - Параметры виртуального болта

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	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

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 - Параметры сітки моделі з віртуальним болтом



Рисунок 4.48 - Сітка моделі з віртуальним болтом

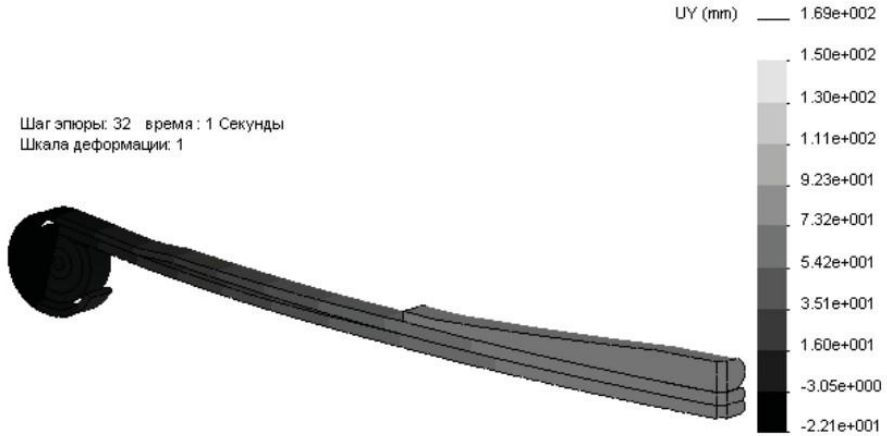


Рисунок 4.49 - Розподіл переміщень у натуральному масштабі для моделі з віртуальним болтом

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.

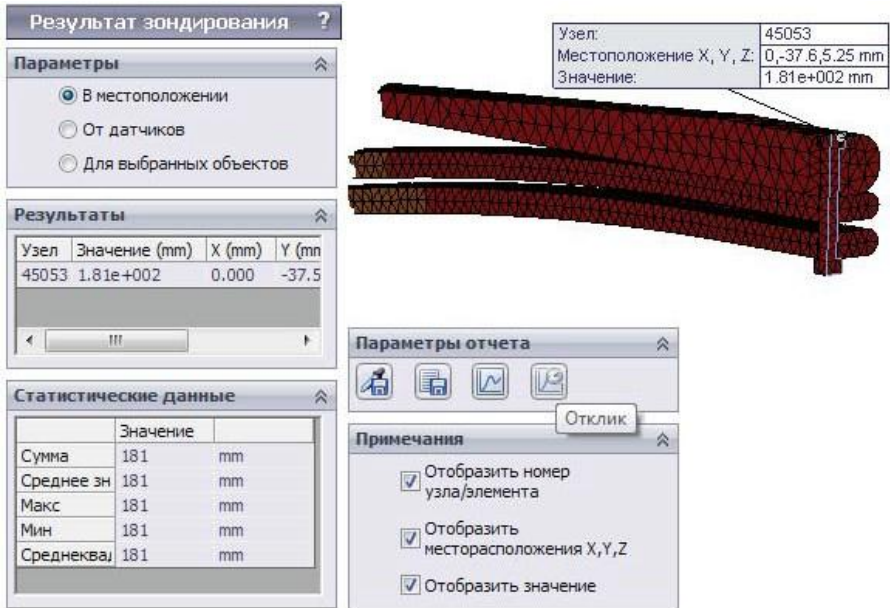


Рисунок 4.50 - Підготовка до одержання відгуку для переміщення у вузлі в центрі ресори

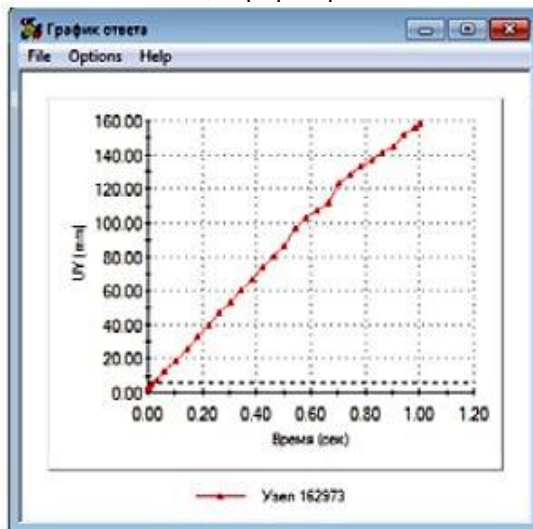


Рисунок 4.51 - Крива відгуку для сітки зі "спрощеними" контактами



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

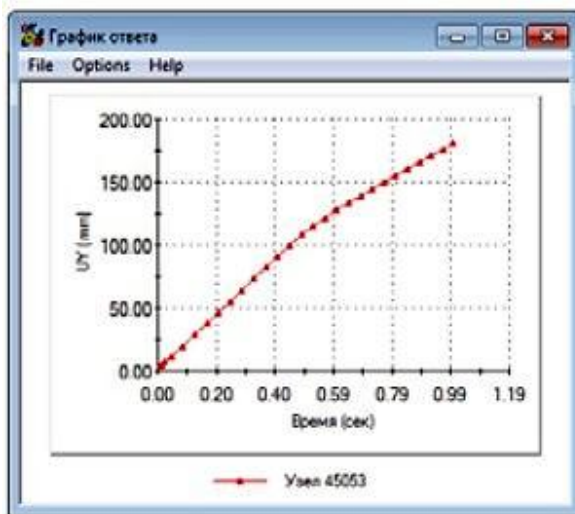


Рисунок 4.53 - Крива відгуку для рідкої сітки з "точними" контактами

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 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 користувачські 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.