

**Івано-Франківський національний технічний університет
нафти і газу**

Інститут інженерної механіки
Кафедра комп'ютеризованого машинобудування

Мосорко Вадим Сергійович

УДК 62-52

БАКАЛАВРСЬКА РОБОТА

Система керування точністю точіння шляхом зміни жорсткості технологічної системи

Інженерія мехатронних систем
(назва освітньої програми)

131- Прикладна механіка
(шифр і назва спеціальності)

В. С. Мосорко

(підпис, ініціали та прізвище здобувача освітнього ступеня)

Науковий керівник Копей Володимир Богданович, д-р. техн. наук, доцент
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Допущено до захисту

Завідувач кафедри

професор _____ Панчук В. Г.
(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Рецензент

(посада) (підпис) (дата) (ініціали та прізвище)

Робота містить результати власних розробок. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

м.Івано-Франківськ-2021 рік

Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу

(повне найменування закладу вищої освіти)

Інститут інженерної механіки

Кафедра комп'ютеризованого машинобудування

Освітній рівень - бакалавр

Спеціальність 131-Прикладна механіка

(шифр і назва)

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри

« ____ » _____ 20__ року

З А В Д А Н Н Я НА БАКАЛАВРСЬКУ РОБОТУ СТУДЕНТОВІ

Мосоркові Вадиму Сергійовичу

1. Тема роботи Система керування точністю точіння шляхом зміни жорсткості технологічної системи

керівник роботи Копей Володимир Богданович, д-р. техн. наук, доцент

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

затверджені наказом закладу вищої освіти від "10" березня 2021 року № 92/7

2. Строк подання студентом роботи 21.06.2021 р.

3. Вихідні дані до роботи Огляд систем керування точністю точіння. Навчальні матеріали для моделювання мовою Modelica та використання середовища Open Modelica. Навчальні матеріали для використання платформи Arduino та сенсорів та актуаторів для неї.

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1.Принципи автоматичного управління пружними переміщеннями в технологічній системі

2.Modelica-моделі систем керування точністю точіння шляхом зміни жорсткості технологічної системи

3.Створення параметричної тривимірної моделі пристрою

4.Скінченно-елементний аналіз працездатності пристрою

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

1. Моделі систем керування точністю точіння

2. Система керування точністю точіння

3. Тривимірна модель пристрою

4. Складальне креслення пристрою

5. Скінченно-елементний аналіз працездатності пристрою

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
1-4	Копей В.Б., проф. каф. КМВ	10.03.21	10.03.21

7. Дата видачі завдання **10.03.21**

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

№ з/п	Назва етапів бакалаврської роботи	Термін виконання етапів роботи	Примітка
1	Принципи автоматичного управління пружними переміщеннями в технологічній системі	1.04.21	
2	Modelica-моделі систем керування точністю точіння шляхом зміни жорсткості технологічної системи	15.04.21	
3	Створення параметричної тривимірної моделі пристрою	1.05.21	
4	Скінченно-елементний аналіз працездатності пристрою	1.06.21	
5	Оформлення графічного матеріалу	20.06.21	

Студент

(підпис)

Мосорко В.С.

(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)

Копей В.Б.

(прізвище та ініціали)

ЗМІСТ

ВСТУП	7
РОЗДІЛ 1. ПРИНЦИПИ АВТОМАТИЧНОГО УПРАВЛІННЯ ПРУЖНИМИ ПЕРЕМІЩЕННЯМИ В ТЕХНОЛОГІЧНІЙ СИСТЕМІ	9
РОЗДІЛ 2. MODELICA-МОДЕЛІ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ТОЧНІСТЮ ТОЧІННЯ ШЛЯХОМ ЗМІНИ ЖОРСТКОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СИСТЕМИ	14
РОЗДІЛ 3. СТВОРЕННЯ ПАРАМЕТРИЧНОЇ ТРИВИМІРНОЇ МОДЕЛІ ПРИСТРОЮ.....	28
РОЗДІЛ 4. СКІНЧЕННО-ЕЛЕМЕНТНИЙ АНАЛІЗ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПРИСТРОЮ.....	36
ВИСНОВКИ.....	48
СПИСОК ПОСИЛАНЬ	49

АНОТАЦІЯ

кваліфікаційної бакалаврської роботи " Система керування точністю точіння шляхом зміни жорсткості технологічної системи "

Розрахунково-пояснювальна записка: 50 с., 41 рис., 1 табл., 0 додатки, 20 джерел.

Графічна частина: 5 аркушів формату А1.

Описано принципи побудови імітаційних моделей систем керування точністю точіння шляхом зміни жорсткості технологічної системи. Моделі розроблено в середовищі OpenModelica 1.16 мовою Modelica з використанням компонентів її стандартної бібліотеки. Шляхом успадкування розроблено компонент "пружина зі змінною жорсткістю". Необхідно починати моделювання з побудови простих ідеальних моделей та поступово їх ускладнювати та підвищувати рівень адекватності шляхом додавання потрібних компонентів з одночасною перевіркою результатів симуляції. На основі цих моделей розроблено систему автоматичного керування пружними деформаціями в технологічній системі. Система базується на тензорезистивному динамометрі, сервоприводі, пристрої для адаптивної зміни жорсткості технологічної системи та мікроконтролерній платі Arduino. Шляхом тривимірного параметричного моделювання в САПР SOLIDWORKS спроектовано пристрій для адаптивної зміни жорсткості технологічної системи. Проведено скінченно-елементний аналіз працездатності пристрою за допомогою SOLIDWORKS Simulation. Отримано залежності жорсткості пристрою від переміщення опор. Розраховано статичну та втомну міцність пристрою.

Студент Мосорко В.С.

ABSTRACT

of the bachelor's work " Control system of turning accuracy by changing the stiffness of the technological system "

Paper: 50 pages, 41 figures, 1 tables, 0 attachments, 20 references.

The graphical part: 5 sheets of A1 format.

The principles of the simulation of the control system of turning accuracy by changing the stiffness of the technological system are described. The models are developed in the OpenModelica 1.16 environment in the Modelica language using components of its standard library. The component "spring with variable stiffness " is developed by inheritance. It is necessary to start modeling with the construction of simple ideal models and gradually complicate them and increase the level of adequacy by adding the necessary components while checking the simulation results. On the basis of these models the system of automatic control of elastic deformations in technological system is developed. The system is based on a strain gauge dynamometer, servo drive, device for adaptive stiffness change of the technological system and Arduino microcontroller board. By means of three-dimensional parametric modeling in CAD SOLIDWORKS the device for adaptive change of stiffness of technological system is designed. A finite-element analysis of the device's operability was performed using SOLIDWORKS Simulation. The dependences of the device stiffness on the supports position are obtained. Static and fatigue strength of the device are calculated.

Student Mosorko V.S.

ВСТУП

Актуальність роботи. Обробка різанням є одним з основних видів робіт в машинобудуванні. Для ефективної обробки різанням необхідний контроль над пружними деформаціями в технологічній системі. Такий контроль неможливий без застосування систем автоматичного керування пружними деформаціями в технологічній системі.

Мета і задачі досліджень. Метою роботи є розроблення пристрою для автоматичного керування пружними деформаціями в технологічній системі шляхом адаптивної зміни жорсткості технологічної системи

Для досягнення мети потрібно:

1. Проаналізувати існуючі доробки в напрямку створення ефективних систем автоматичного керування пружними деформаціями.
2. Розробити моделі таких систем з використанням мови моделювання Modelica та середовища OpenModelica 1.16.
3. Розробити систему автоматичного керування пружними деформаціями на основі мікроконтролерної плати Arduino.
4. Спроекувати пристрій для адаптивної зміни жорсткості технологічної системи за допомогою САПР SOLIDWORKS.
5. Провести скінченно-елементний аналіз працездатності пристрою за допомогою SOLIDWORKS Simulation .

Об'єкт дослідження - система автоматичного керування точністю точіння.

Методи дослідження. Для моделювання систем автоматичного керування пружними деформаціями використовували мову моделювання Modelica та середовище моделювання OpenModelica. Для створення пристрою автоматичного керування використовували основи теорії ПІД-регуляторів. Для створення тривимірної параметричної моделі пристрою, а

також його креслення використовували САПР SOLIDWORKS. Для перевірки працездатності пристрою використовували метод скінченних елементів, який реалізовано в SOLIDWORKS Simulation.

Опубліковані праці. За результатами досліджень зроблені доповіді на одній міжнародній та одній міжвузівській конференціях та опубліковані дві тези.

РОЗДІЛ 1. ПРИНЦИПИ АВТОМАТИЧНОГО УПРАВЛІННЯ ПРУЖНИМИ ПЕРЕМІЩЕННЯМИ В ТЕХНОЛОГІЧНІЙ СИСТЕМІ

В результаті вивчення деформацій в технологічній системі верстат-пристосування-інструмент-деталь (ВПД) проф. Б. С. Балакшиним та іншими вченими [1, 2] була виявлена можливість автоматичного управління пружними переміщеннями на основі відповідних пристроїв, які дозволяли стабілізувати деформації і зусилля різання з врахуванням всіх факторів, що впливають на рівень режимів різання.

Системи автоматичного (адаптивного) управління (САУ) пружними переміщеннями вносять корінні покращення в обробку різанням, забезпечують значне підвищення виробництва обладнання, точності обробки деталей і створюють сприятливі умови для багатOVERстатного обслуговування [1].

За даними професора Б. С. Балакшина в результаті застосування систем автоматичного управління пружними переміщеннями верстатів середня продуктивність виробництва збільшується від 30 до 300 %, а точність обробки деталей підвищується в 2-5 разів. При цьому зменшуються перевантаження та поломки інструмента, стійкість якого за рахунок стабільності режимів різання збільшується в середньому в 1,5 раз. Вказані переваги адаптивних систем підтверджуються даними окремих заводів, в яких випробували і запровадили у виробництво верстати з цими системами. На одному з них [1] - токарно-копіювального напівавтомата 1712П, який обладнаний системою автоматичного управління пружними переміщеннями. Продуктивність збільшилась на 80%, а точність оброблення в 4 рази. За розрахунками заводу, річний економічний ефект від експлуатації одного такого верстата становить 8450 карбованців СРСР [1].

Додаткові витрати на обладнання нових верстатів САУ або їх модернізація окупається менше ніж за рік.

Вітчизняний досвід застосування систем автоматичного управління пружними переміщеннями показує, що якщо ці системи ефективно можуть використовуватися на багатьох моделях нового металорізального обладнання і особливо в верстатах з програмним управлінням. Важливо також встановити ці системи на верстатах, які знаходяться в експлуатації на заводах і, в першу чергу, на верстатах з гідроприводом, які не потребують великих матеріальних і трудових витрат на проведення такої модернізації. Система адаптивного управління металорізальним верстатами без сумніву отримають широке використання в найближчі роки.

Традиційними шляхами досягнення заданої точності деталей, що обробляються на верстатах є:

1. Збільшення жорсткості технологічної системи ВПД, що дозволяє зменшити величину миттєвого поля розсіювання.
2. Обробка на знижених режимах, яка дозволяє зменшити коливання сили різання і також її величину.
3. Обробка в декілька проходів, що виконуються на одному і тому ж верстаті, на різних верстатах одної і тої самої конструкції або призначення і на різних типах верстатів.
4. Встановлення в верстаті приладів коректування для підвищення точності форми деталей.
5. Використання ручних або автоматичних систем, які компенсують розмірне зношення ріжучого інструмента шляхом періодичних подналагоджень системи ВПД.
6. Підтримка жорсткості верстата і його геометричної точності шляхом періодичних ремонтів.

Перший шлях пов'язаний з додатковими витратами як під час виготовлення верстатів так і в процесі їх експлуатації на підтримку жорсткості верстата, що втрачається в результаті фізичного зношення та регулювання. Другий і третій шляхи пов'язані з втратами штучного

виробництва і збільшенням собівартості обробки через збільшення часу обробки особливо під час використання кількох верстатів.

Було встановлено, що зміна сили різання як вектора породжується спільними діями змін допуску на обробку, твердості матеріалу деталі, яка обробляється, ступеня затуплення ріжучого інструмента, зміною геометрії різання та іншими факторами. Іншими словами зміну сили різання можна розглядати як інтегральний показник зміни відхилень багатьох факторів, які з'являються в процесі обробки. Сила різання - це векторна величина, тому виникла необхідність виявити вплив змін кожної її частини на зароджувану ними зміну розміру пружного переміщення A , що є одним з основних доданків розміру динамічного налаштування розмірного ланцюга системи ВПД.

Як показали дослідження основними перевагами системи адаптивного управління (САУ) є [1]:

1. Підвищення точності обробки розміру партії деталей від 2 до 5 разів порівняно з звичайною обробкою.
2. Забезпечення тих самих показників шорсткості поверхні, що і при звичайній обробці.
3. Зниження рівня вібрації.
4. Збільшення штучного виробництва обробки на даному верстаті за рахунок можливого скорочення числа проходів.
5. Збільшення штучної продуктивності на наступному верстаті за рахунок скорочення відхилень припуску на обробку деталей.
6. Невелика вартість САУ через її простоту.
7. Можливість отримання вище перелічених переваг при модернізації діючих верстатів, які не мають безступеневої зміни робочих подач.

Система адаптивного управління має всі недоліки, якими володіють верстати для звичайної обробки, тобто при нерівномірному навантаженні на систему ВПД внаслідок відхилень припуску, твердості матеріалу деталей, які обробляють, можлива поломка системи ВПД через випадкові

перевантаження і т. д. Використання другого шляху внесення поправок в розмір динамічного налаштування A зводиться до стабілізації самого розміру A , тобто до збереження його величини, заданої дискретно або за програмою. Для цього можна використовувати три способи [1, 2]: 1) стабілізувати еквівалентну силу P , при постійній жорсткості j системи ВПД; 2) керувати еквівалентною силою P при відхиленнях жорсткості системи ВПД для збереження сталості відношення еквівалентної сили P до жорсткості j ; 3) керувати жорсткістю системи ВПД при відхиленнях еквівалентної сили P для збереження сталості їх відношення.

Суттєвим недоліком таких методів і засобів отримання інформації є складність вбудовування вимірювальних засобів безпосередньо в зону обробки як через обмеженість місця, так, особливо, через утворення стружки, появи пилу і бруду, а також наявності охолоджувальної рідини. Дослідження показали, якщо джерело інформації даліше від зони утворення розміру деталі, то при всіх інших рівних умовах інформація потрапляє в САУ з більшим запізненням. Тому в багатьох випадках доводиться використовувати непрямі методи вимірювання, які дозволяють з тією чи іншою мірою наближення судити про зміни розміру деталі, який одержуємо в процесі обробки. Один із таких методів - вимірювання пружних деформацій динамометричного пристрою (рис. 1.1), який несе різець. Ліва частина 1 пристрою, який несе різець 2, може пружно повертатися відносно розрахункової точки O під впливом трьох складових P_z , P_y , P_x сили різання. Завдяки різній довжині плечей l_{xuz} . Питомий вплив змін кожної зі складових сили різання призводить до переміщення регульованого упору 3. Величина переміщення вимірюється індуктивним датчиком 4, який передає інформацію в пристрій, який порівнює. Динамометричний пристрій розраховують таким чином (величину плечей, жорсткість і відповідні повороти плечей), щоб у визначеному діапазоні зміни сили різання, як вектора, відображати реакцію (пружні переміщення) системи ВПД на ці зміни.

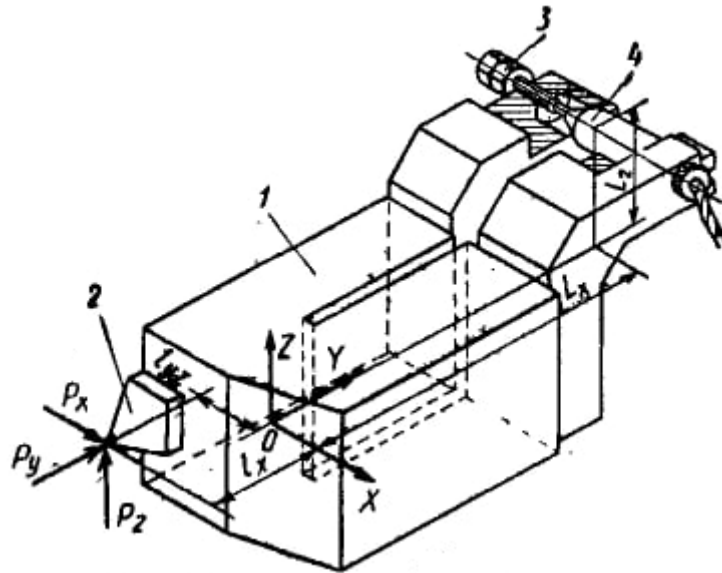


Рисунок 1.1 - Схема динамометричного різцетримача, однозначно вимірює силу різання по величині і напрямку [1]

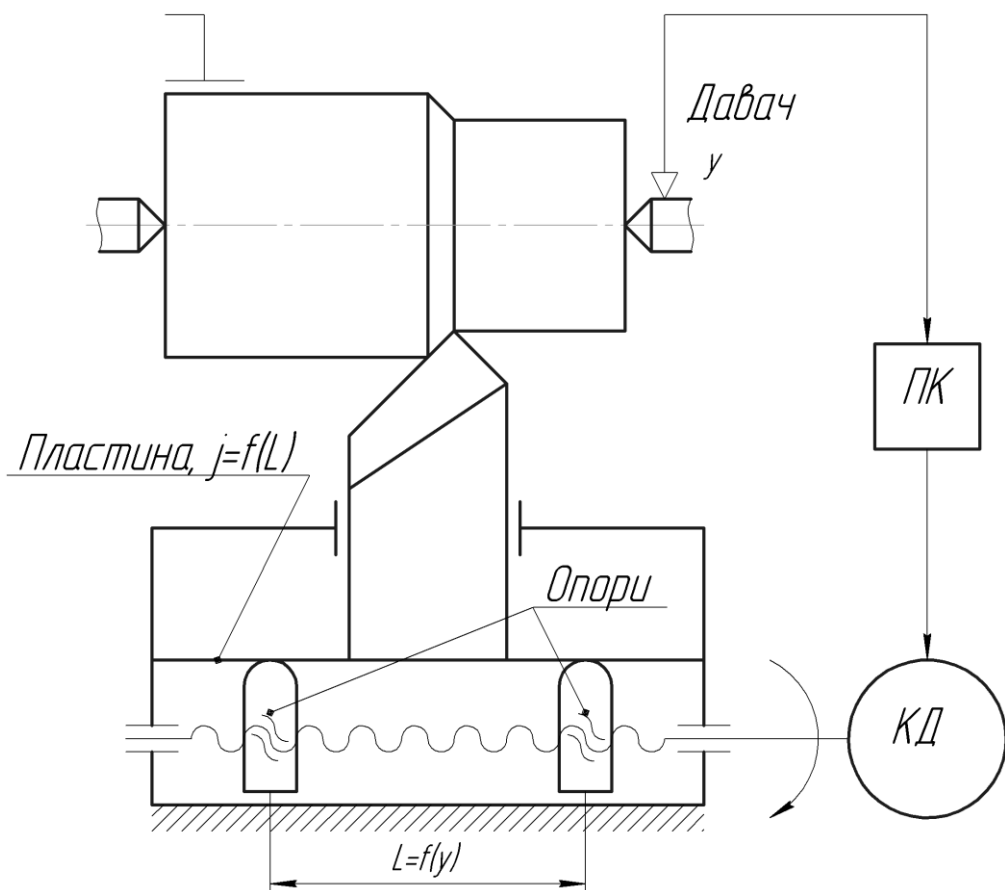


Рисунок 1.2 - Адаптивне керування точністю обробки шляхом зміни жорсткості системи ВПД [3]: ПК – пристрій керування, КД – кроковий двигун

РОЗДІЛ 2. MODELICA-МОДЕЛІ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ТОЧНІСТЮ ТОЧІННЯ ШЛЯХОМ ЗМІНИ ЖОРСТКОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОЇ СИСТЕМИ

Системи адаптивного керування точністю [1] механічної обробки є необхідними компонентами сучасного машинобудівного виробництва та дозволяють значно підвищити точність і продуктивність обробки. Розроблення та удосконалення таких систем потребує створення адекватних їхніх імітаційних моделей за допомогою ефективних засобів побудови цих моделей, наприклад мови Modelica та її стандартної бібліотеки компонентів. Modelica – це сучасна об'єктно-орієнтована, декларативна мова моделювання для компонентно-орієнтованого моделювання складних мультидоменних систем, зокрема, систем, що містять механічні, електричні, електронні, гідравлічні, теплові, енергетичні компоненти, а також компоненти управління та компоненти, орієнтовані на окремі процеси [4].

Методи адаптивного керування точністю обробки основані на принципі зменшення діапазону розсіювання величини пружних деформацій y в технологічній системі, які можуть бути спричинені, наприклад, нерівномірністю припуску t , твердості матеріалу заготовки HB , жорсткості системи j [1, 3]. Для токарної обробки:

$$y = \frac{P_y}{j} = \frac{C \cdot s^{0.75} \cdot t \cdot HB^2}{j} = const, \quad (2.1)$$

де P_y – радіальна складова сили різання, s – подача, C – коефіцієнт, який залежить від умов обробки.

Одним із способів забезпечення рівності (2.1) є керування значенням жорсткості технологічної системи j . Наприклад відомо, що для довгого нежорсткого вала (рис. 2.1) значення P_y зменшується під час обробки

центральної частини вала внаслідок зменшення жорсткості системи j (зміна j спричиняє зміну y та t). Система керування точністю (СК) слідкує за значенням P_y і змінює значення j так, щоб виконувалась рівність (2.1).

В праці [1] описано конструкцію спеціального супорта токарного верстата, в якому під час обробки дія радіальної складової сили різання передається через різець на пружний елемент, який виконаний у вигляді плоскої пружини, яка вільно лежить на двох опорах. Опорами є гайки з правою і лівою різьбою, через які проходить гвинт. Електродвигун обертає гвинт і змінює відстань між гайками. Тим самим він змінює жорсткість пружного елемента і цілої технологічної системи. Супорт також має датчик контролю переміщень пружного елемента. Він може також служити датчиком сили P_y .

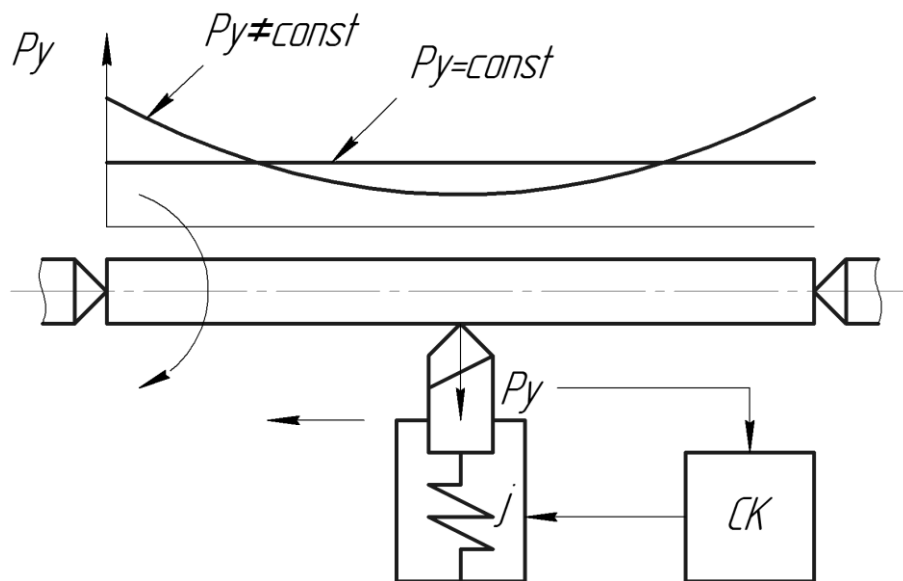


Рисунок 2.1 – Метод забезпечення постійності сили різання P_y шляхом зміни жорсткості технологічної системи

В праці [5] розроблено модель технологічної системи (токарний верстат-інструмент-деталь) з коефіцієнтом жорсткості j мовою Modelica та проведено симуляцію вільних коливань, які виникають під час різкого збільшення радіальної складової сили різання P_y . Описано два способи

побудови моделі – з використанням компонентів стандартної бібліотеки Modelica та шляхом безпосереднього опису рівнянь моделі. Перший спосіб зазвичай є зручним для побудови складних моделей.

Проте немає праць з описом принципів побудови моделей систем керування точністю з використанням мови Modelica, зокрема для випадку токарної обробки, показаної на рис. 2.1.

Метою даного розділу є опис принципів побудови Modelica-моделей систем керування точністю точіння шляхом зміни жорсткості технологічної системи. Моделі розробляли у вільному середовищі OpenModelica 1.16.

У першу чергу потрібно розробити просту модель згаданого супорта зі змінною жорсткістю. В стандартній бібліотеці Modelica немає моделей пружин зі змінною жорсткістю. Тому авторами розроблено компонент "змінна пружина", коефіцієнт жорсткості якої буде залежати від вхідного дійсного сигналу. Для цього простіше скористатись можливістю успадкування наявного в стандартній бібліотеці базового класу `Modelica.Mechanics.Translational.Components.Spring`.

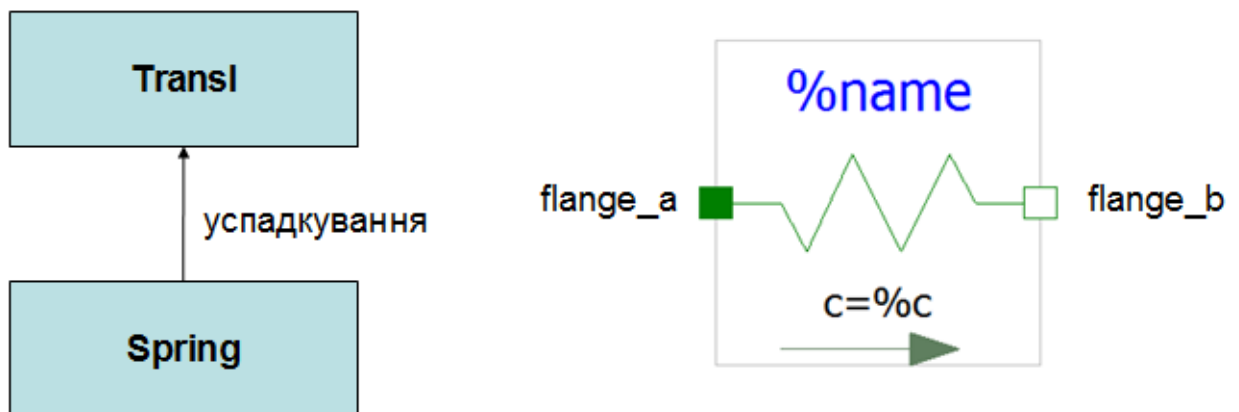


Рисунок 2.2 - Створення компонента "пружина" мовою Modelica шляхом успадкування базового класу `Transl`

Спрощений опис поступального коннектора-фланця `Flange`, базового поступального компонента з двома фланцями `Transl`, поступального компонента "пружина" `Spring` (рис. 2.2) мовою Modelica виглядає так [4]:

```
connector Flange
```

```
  Real s;
```

```
  flow Real f;
```

```
end Flange;
```

```
partial model Transl
```

```
  Flange flange_a;
```

```
  Flange flange_b;
```

```
end Transl;
```

```
model Spring
```

```
  extends Transl;
```

```
  parameter Real c(final min=0, start=1);
```

```
  Real s_rel(start=0);
```

```
  Real f;
```

```
equation
```

```
  f = c*s_rel;
```

```
  s_rel = flange_b.s - flange_a.s;
```

```
  flange_b.f = f;
```

```
  flange_a.f = -f;
```

```
end Spring;
```

В новому класі (рис. 2.3) потрібно повторно задекларувати змінну "коефіцієнт жорсткості пружини" c за допомогою `redeclare replaceable`, додати об'єкт `u` класу `Modelica.Blocks.Interfaces.RealInput` для отримання зовнішнього сигналу, а також додати рівняння $c = u$ [6].



Рисунок 2.3 - Створення компонента "змінна пружина" VariableSpring мовою Modelica шляхом успадкування базового класу Spring

Код моделі:

```
model VariableSpring
  extends Modelica.Mechanics.Translational.Components.Spring;
  redeclare replaceable Modelica.SIunits.TranslationalSpringConstant c;
  Modelica.Blocks.Interfaces.RealInput u;
equation
  c = u;
end VariableSpring;
```

На рис. 2.4а показано модель технологічної системи без системи керування точною відповідно для випадку токарної обробки довгого нежорсткого вала (рис. 2.1). В результаті зміни сили різання P_y в технологічній системі з постійною жорсткістю j буде змінюватись деформація y (рис. 2.5). Блоковий компонент `realExpression` повертає дійсний сигнал $100+(time-5)^2$, який передається компоненту `force` (сила). Сила діє на лівий фланець (`flange_a`) компонента `mass` (маса). А його правий фланець (`flange_b`) з'єднано з компонентом `springDamper` (пружина-демпфер), який правим фланцем з'єднано з нерухомим фланцем (`fixed`). Вибрано рекомендовані [7] значення параметрів технологічної

системи: маса `mass.m=7` кг, коефіцієнт жорсткості `springDamper.c=107` Н/м, коефіцієнт демпфування `springDamper.d=3000` Нс/м. Симуляція показує значну динамічну похибку обробки $\Delta y \approx 2,5$ мкм (рис. 2.5).

Найпростіша ідеальна система керування точністю показана на рис. 2.4б. В ній організовано ідеальний зворотній зв'язок – значення сили різання P_y визначається ідеальним датчиком і передається в компонент `gain`, де множиться на `gain.k` і, таким чином, перетворюється в коефіцієнт жорсткості змінної пружини `variableSpring`.

У більш складній моделі (рис. 2.4в) значення сили різання передається в компонент `feedback`, який обчислює різницю заданої (в компоненті `const`) та вимірної сил. Ця різниця пропорційно змінюється компонентом `gain` і додається до середнього коефіцієнта жорсткості (`const1.k`) змінної пружини `variableSpring`. Такі моделі забезпечують ідеальну постійність деформацій (рис. 2.5) та $\Delta y \approx 0$, але реалізувати їх важко. Зокрема в реальних системах буде певна затримка сигналів і межі зміни жорсткості пружини.

Більш реалістична система керування показана на рис. 2.4г. В ній перед компонентом `gain` розміщено ПІД-регулятор `pid` (з параметрами $k=0.09$, $T_i=1e9$, $T_d=10$, $N_d=10000$), який передає сигнал швидкості обертання на ідеальний двигун (`speed`), що з'єднаний з ідеальною передачею "гвинт-гайка". ПІД-регулятор формує керуючий сигнал, який є сумою трьох доданків, перше з яких пропорційно (K_p) різниці вхідного сигналу і сигналу зворотного зв'язку (сигнал неузгодженості), друге - пропорційно (K_i) інтегралу сигналу неузгодженості, третє - пропорційно (K_d) похідній сигналу неузгодженості [8]. Поступальне переміщення гайки визначається сенсором `positionSensor` і обмежується заданим діапазоном в компоненті `limiter`. Зміна деформацій більш помітна (рис. 2.5), що пояснюється необхідністю більш точного налаштування параметрів ПІД-регулятора. Тут `const1.k=1.12e7`. Похибка $\Delta y \approx 0,46$ мкм.

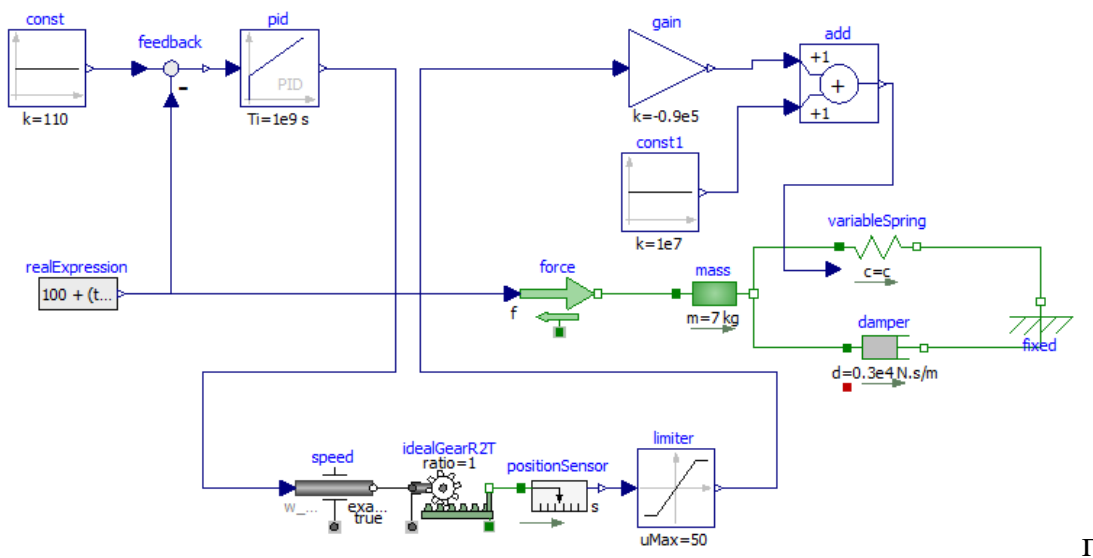
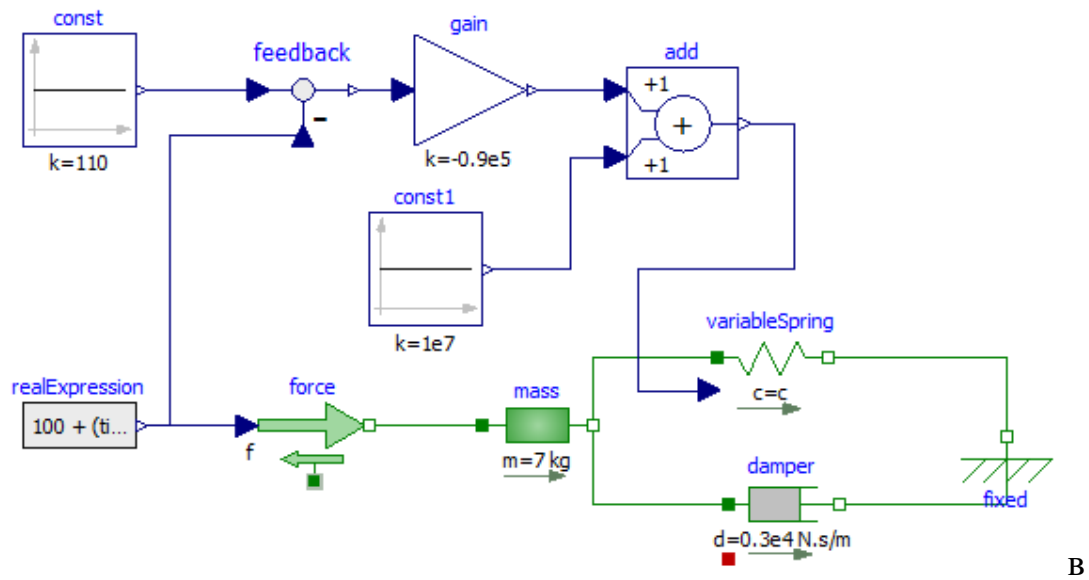
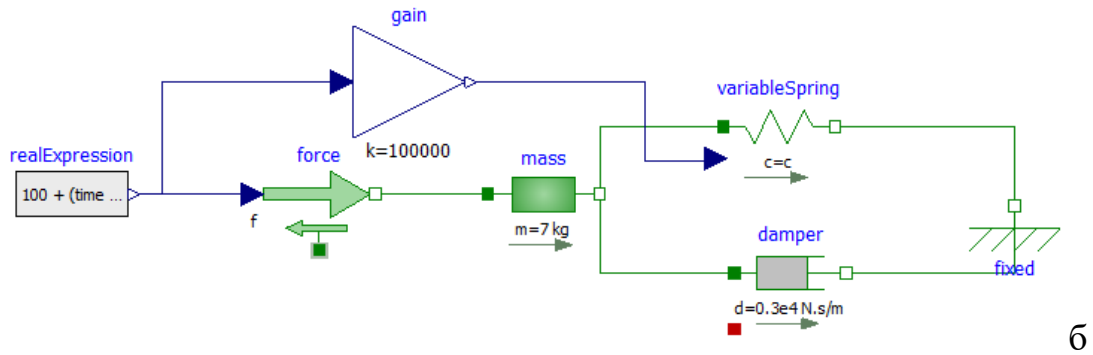
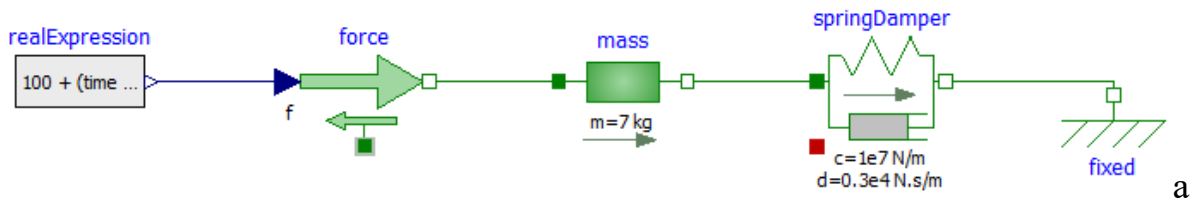


Рисунок 2.4 – Моделі технологічної системи: без системи керування точністю (а), ідеальні (б, в) та більш реалістична (г) системи керування

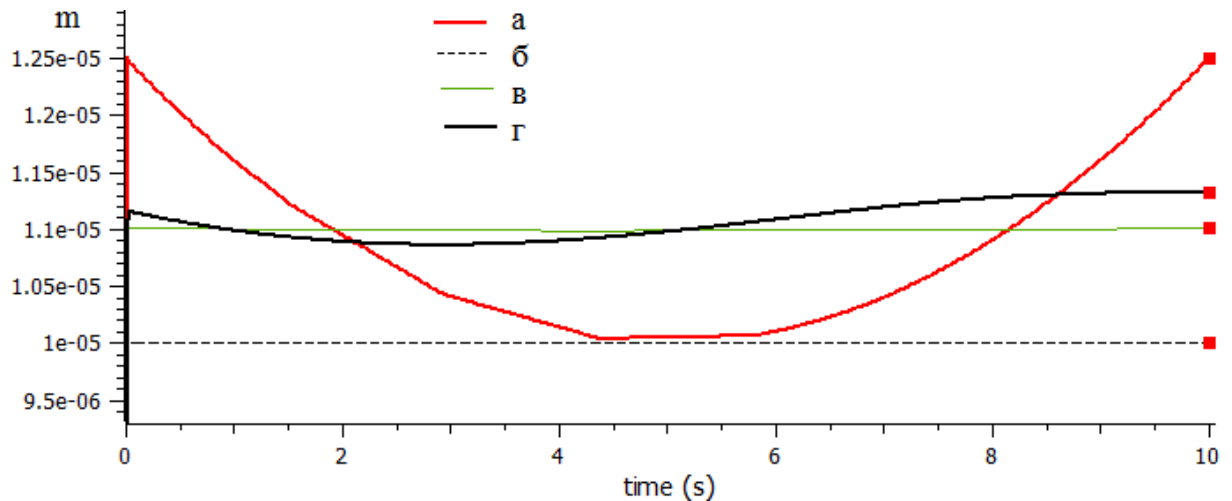
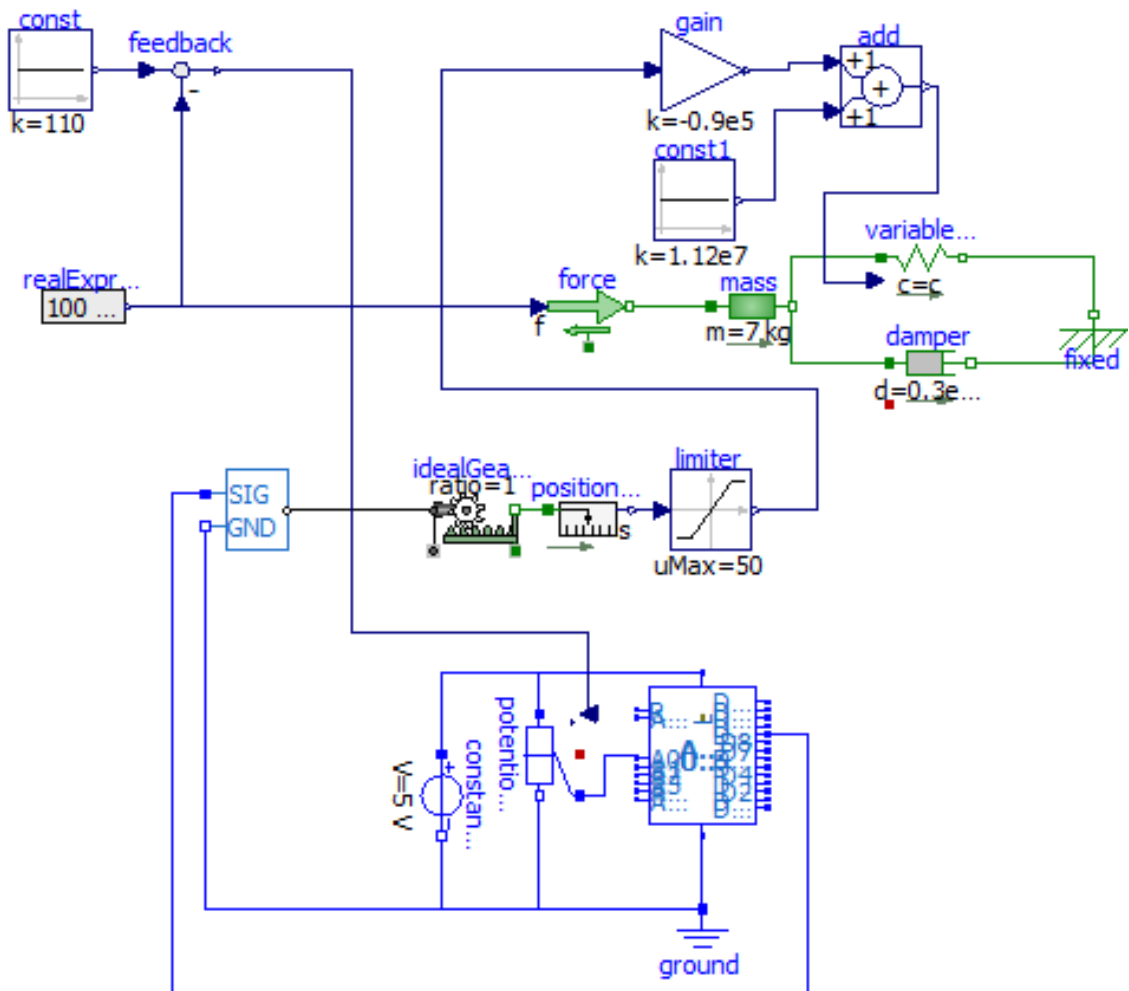


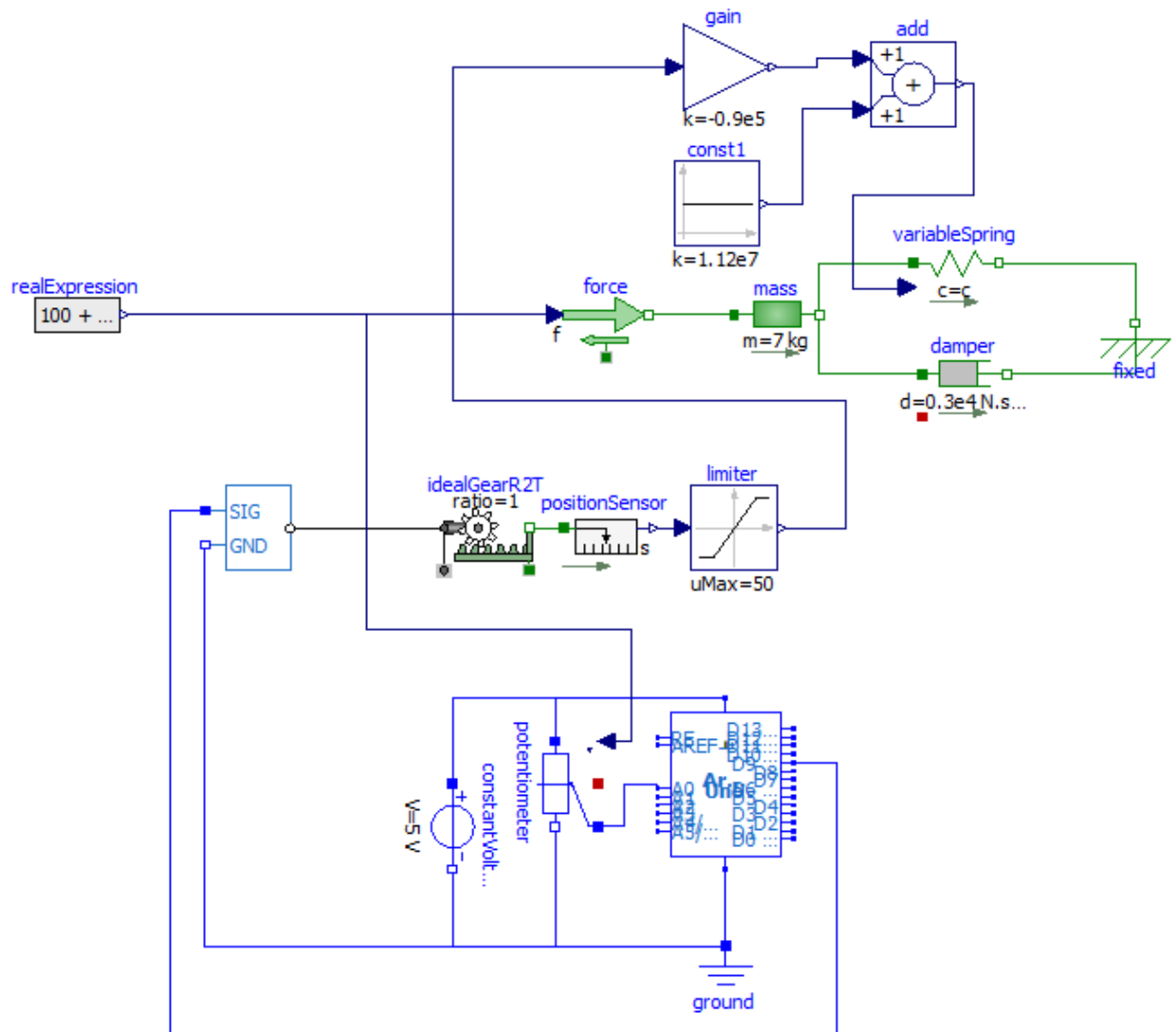
Рисунок 2.5 – Результати симуляцій – деформації u (м)

Перед компонентом `gain` може бути розміщено компонент-мікроконтролер Arduino [9], який отримує сигнал неузгодженості (помилки) на аналоговий вхід A0 (рис. 2.6-а) [10] і за допомогою програми, що на ньому виконується, відіграє роль ПД-регулятора, що керує сервоприводом, який з'єднаний з ідеальною передачею "гвинт-гайка" `idealGear`. Поступальне переміщення гайки визначається сенсором `positionSensor` і обмежується заданим діапазоном в компоненті `limiter`. Сигнал помилки також доцільно формувати прямо в мікроконтролері, щоб уникнути реалізації компонентів `const` і `feedback` (рис. 2.6-б).



a

Рисунок 2.6 – Моделі технологічної системи з системою керування точністю на основі Arduino



6

Рисунок 2.6 – Моделі технологічної системи з системою керування точністю на основі Arduino

Вибрано датчик вимірювання сили, який оснований на тензорезисторах. Тензорезистори призначені для створення на їх основі ваг, датчиків сили або датчиків деформації. В основі конструкції вони мають тонкоплівкові резистори, які змінюють свій опір під час деформації (рис. 2.7).

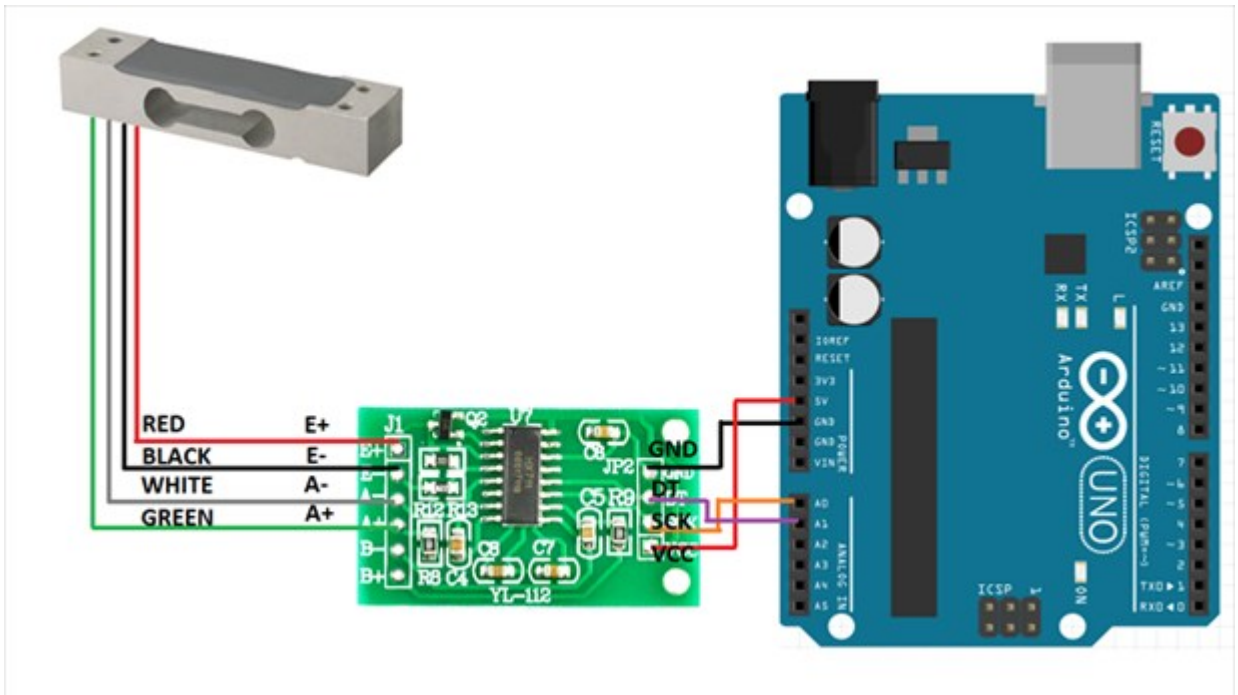


Рисунок 2.7 - Схема підключення тензOMETричного датчика до Arduino через HX711 [11]

Як правило тензорезистори об'єднані в міст (рис. 2.8), підключений безпосередньо до АЦП, який фіксує зміни значень резисторів [12]. Датчики виконані з алюмінію, мають форму бруска з 4 отворами на одній площині і особливим здвоєним отвором на іншій. При установці датчика в робоче положення необхідно жорстко закріпити одну його сторону, а на другу встановити (при необхідності) платформу для дії сили.

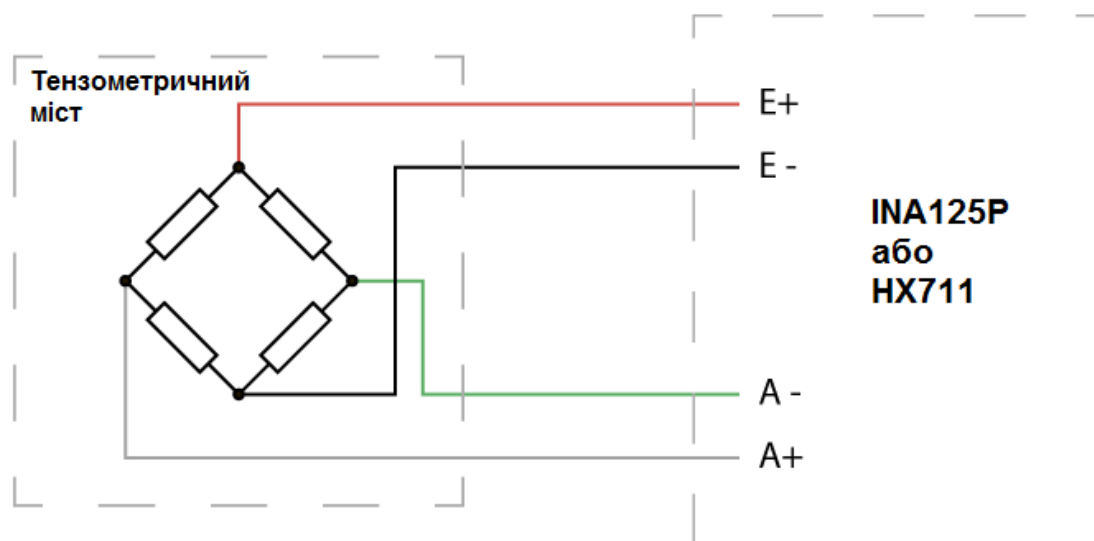


Рисунок 2.8 - Датчик сили як тензOMETричний міст

Між тензометричним мостом і Arduino можна установити INA125P (рис. 2.9) - підсилювач з низькою потужністю та високою точністю контрольно-вимірвальних приладів з точною опорною напругою. Це забезпечує повне збудження мосту та точне посилення диференціально-вхідного сигналу на одному інтегрованому ланцюзі [13].

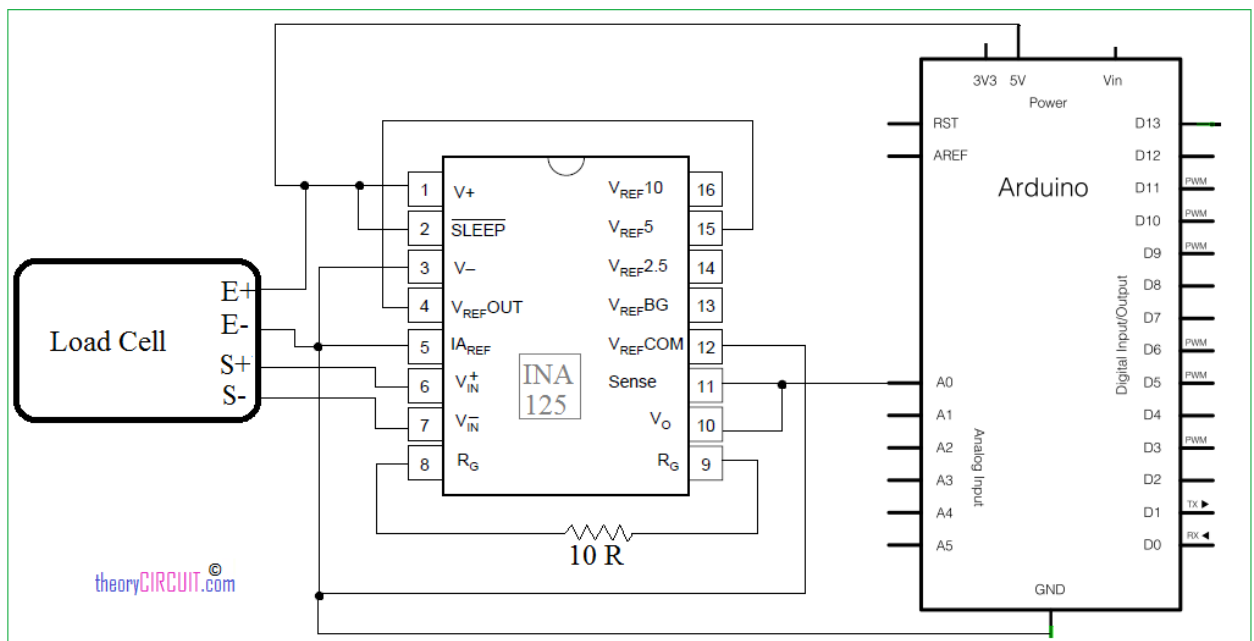


Рисунок 2.9 - Схема підключення тензометричного датчика до Arduino через INA125P [14]

Альтернативою до INA125P є дешевший Arduino-модуль HX711 (рис. 2.7) на основі АЦП з вбудованим підсилювачем. HX711 призначений для отримання даних з тензодатчиків (датчиків, що перетворюють величину деформації в електричний сигнал). Основа модуля - спеціалізована мікросхема HX711, має АЦП з роздільною здатністю 24 біт, завдяки чому забезпечується висока точність вимірювань (для порівняння - АЦП, вбудоване в Arduino має 10 біт) [15]. Модуль має 2 канали А і В, до яких можна підключити два тензодатчика. Для каналу А коефіцієнт посилення дорівнює 64 або 128, для каналу В коефіцієнт посилення дорівнює 32.

Модуль працює з частотою вимірювання 80 Гц. Модуль може бути під'єднано до цифрового або аналогового входу Arduino.

Реалізувати ПІД-регулятор можна в Arduino-скетчі без Arduino-бібліотек. Або використати бібліотеку для Arduino PID [16], яка може також бути використана в моделі Arduino в Modelica. Автором розроблено код скетча для Arduino, який базується на коді ПІД-регулятора з праці [17]:

```
#include <Servo.h>

// функція PID-регулятора
int computePID(float input, float setpoint, float kp, float
ki, float kd, float dt, int minOut, int maxOut) {
    float err = setpoint - input; //помилка
    static float integral = 0, prevErr = 0;
    integral = constrain(integral + (float)err * dt * ki,
minOut, maxOut); //інтеграл err
    float D = (err - prevErr) / dt; //похідна err
    prevErr = err;
    return constrain(err * kp + integral + D * kd, minOut,
maxOut); // вихідний сигнал обмежений minOut, maxOut
}

Servo myservo;

void setup() {
    myservo.attach(9);
}

void loop() {
    int pos; // кут серводвигуна
```

```

int f; //сила
float s;
f = analogRead(A0); // сила різання
// (вхід, установка, пропорційний коефіцієнт,
інтегральний коефіцієнт, диференціальний коефіцієнт, період
в секундах, мінімальний вихід, максимальний вихід)
s=computePID(110-f, 110, 1.0, 1.0, 1.0, 0.02, 0, 255));
// використати s як швидкість серводвигуна
for (pos = 0; pos <= 360; pos += s)
myservo.write(pos);
delay(20);
}

```

Отже застосування мови Modelica та її стандартної бібліотеки значно спрощує побудову складних моделей систем керування точністю. Для уникнення помилок під час побудови моделей потрібно починати з простих ідеальних моделей та поступово їх ускладнювати та підвищувати рівень адекватності шляхом додання потрібних компонентів з одночасною перевіркою результатів симуляції. Остання розроблена авторами модель може бути основою для побудови ще більш реалістичних моделей систем керування. Зокрема можна: застосовувати реалістичні моделі двигунів (сервоприводи або крокові двигуни) замість компонента `speed`, моделювати пружність, тертя та інерцію ланок механізму для зміни жорсткості, замість ідеального ПІД-регулятора та сенсора сили різання застосувати мікроконтролер (бібліотека Arduino 0.1.0 [9]) та тензодатчики. Після побудови та відлагодження параметрів таких реалістичних моделей можна легко перейти до практичної реалізації систем.

РОЗДІЛ 3. СТВОРЕННЯ ПАРАМЕТРИЧНОЇ ТРИВИМІРНОЇ МОДЕЛІ ПРИБРОЮ

Для створення тривимірної параметричної моделі та креслення пристрою використовували систему автоматизованого проектування SolidWorks 2018 [18].

Під час створення конструкції пристрою намагались забезпечити простоту конструкції, її мінімальні габарити і масу, простоту виготовлення та технологічність, а також можливість закріплення в звичайному різцетримачі токарного верстата.

За основу була прийнята конструкція запропонована Балакшиним в праці [1]. Проте цей пристрій в цій праці [1] пропонують установлювати замість різцетримача. З метою полегшення установки пристрою автором запропоновано закріплювати його безпосередньо в стандартному різцетримачі токарного верстата. Це робиться за допомогою двох тримачів, які можна розмістити на різній відстані один від одного. Особлива увага була приділена технологічності конструкції пристрою. Корпусні деталі пристрою можуть бути легко виготовлені з листового прокату. Під час складання вони з'єднуються один з одним за допомогою гвинтів. Інші деталі пристрою можуть бути виготовлені з листового прокату або круглого прокату на універсальних фрезерних та токарних верстатах. Конструкція пристрою не потребує операції зварювання.

Пристрій складається з різцетримача, в якому на поступальному підшипнику розташовано різець. Різець опирається на пружну пластину. Пластина опирається на дві гайки. Шляхом обертання гвинта можна змінювати відстань між двома гайками і таким чином змінювати жорсткість пластини. Для регулювання зазорів в пристрої передбачено клин, який можна регулювати за допомогою гвинта. Пластина тисне також на центральну опору, яка з'єднана з віссю динамометра. Динамометр на основі тензодатчиків може бути закріплений внизу пристрою. Габарити динамометра зменшено з метою зручного закріплення пристрою в різцетримачі. Гвинтовий вал установлений на підшипниках і обертається за допомогою крокового двигуна або сервоприводу. В даному випадку був використаний кроковий двигун NEMA 23 з довжиною 76 мм.

Швидкістю обертання двигуна керує мікропроцесорний пристрій який отримує сигнали з динамометра за допомогою аналого-цифрового перетворювача та підсилювача. Двигун кріпиться до корпусу пристрою за допомогою перехідника, а його вал з'єднується з гвинтовим валом.

В конструкції пристрою можуть бути додатково передбачені кінцеві вимикачі, які запобігають переміщенню гайок за задані межі .

Особливу увагу під час створення моделі пристрою приділяли параметризації. Це дозволить змінювати будь-які розміри пристрою без необхідності побудови його заново.

На рисунку 3.1 показано готову модель пристрою зі знятою передньою кришкою. На рисунку 3.2 - готова модель пристрою в розрізі. На рисунку 3.3 - дерево побудови моделі збірки пристрою.

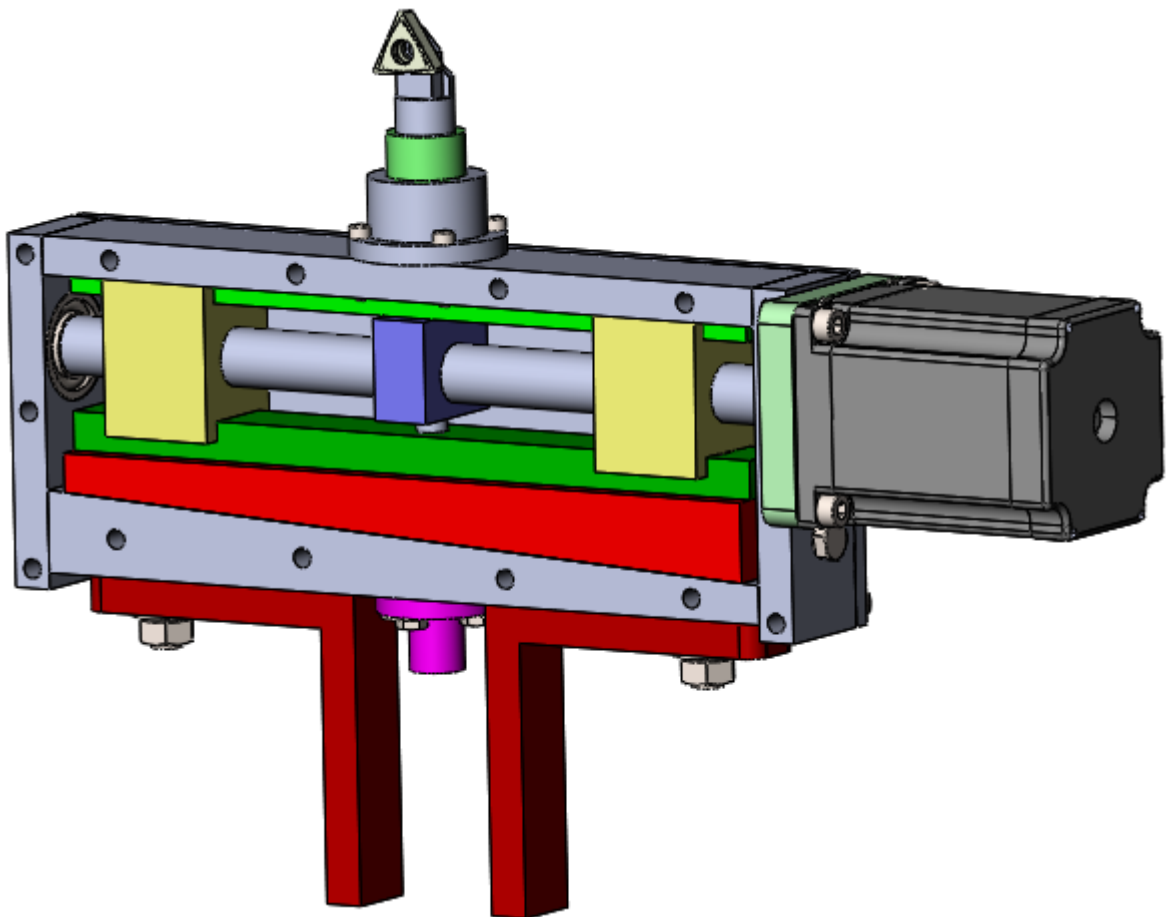


Рисунок 3.1 - Готова модель пристрою зі знятою передньою кришкою

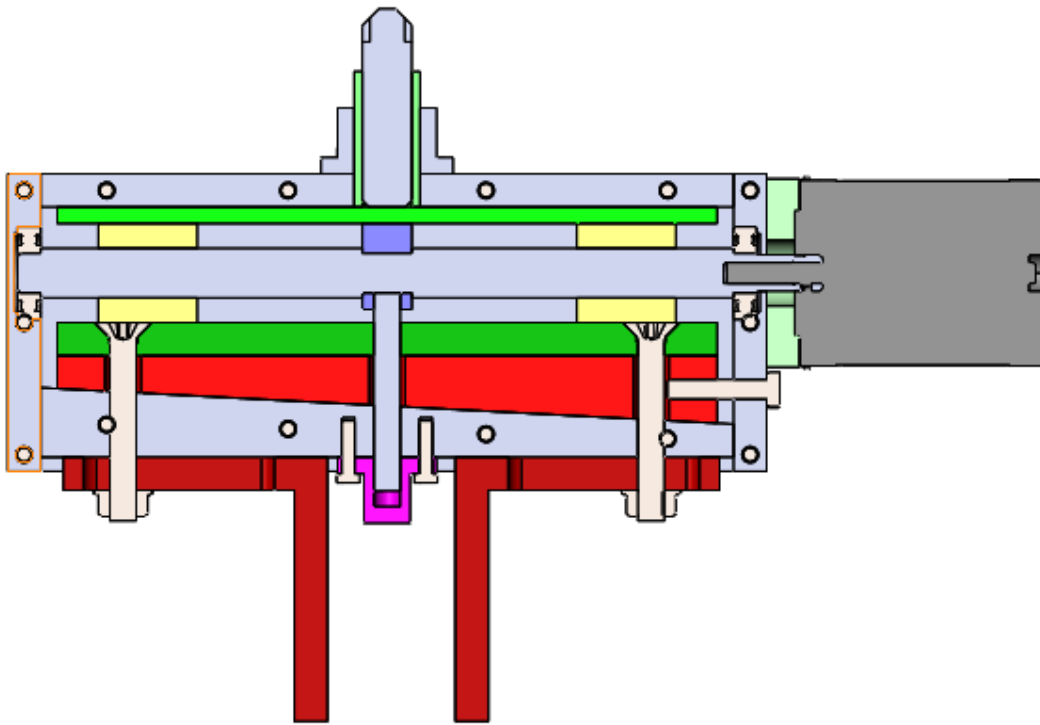


Рисунок 3.2 - Готова модель пристрою в розрізі

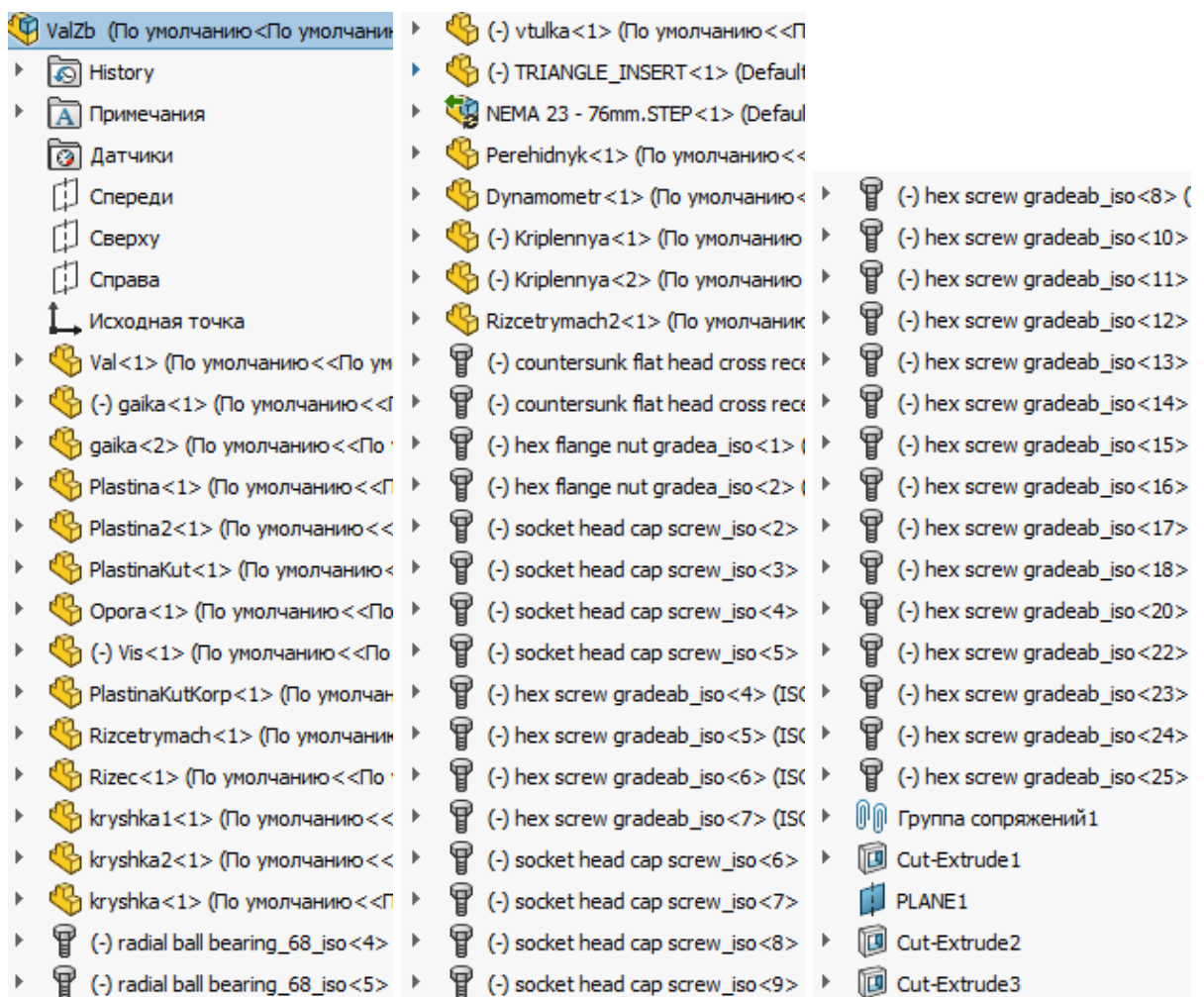


Рисунок 3.3 - Дерево побудови моделі збірки пристрою

Модель крокового двигуна та різальної пластини розроблені не автором, а взяті з сайту [19]. Модель підшипників та кріпильних деталей була автоматично отримана за допомогою toolbox.

Нижче описано послідовність побудови параметричних моделей деяких деталей пристрою .

Гвинтовий вал. Спочатку створюємо праву половину вала (рис 3.4). Спочатку створюється ескіз з колом і витягується на задану довжину. На валу створена косметична різьба. Це зроблено для того, щоб не ускладнювати модель. Після цього створюємо два буртики - один під підшипник, другий під центральну опору (рис 3.5). Після цього будуємо дзеркальне відображення правої частини вала (рис 3.6). Після цього будуємо циліндричний буртик під муфту і додаємо скруглення і фаски, а також створюємо поперечний виріз для гвинта і осьовий виріз для вала двигуна (рис 3.7-8).

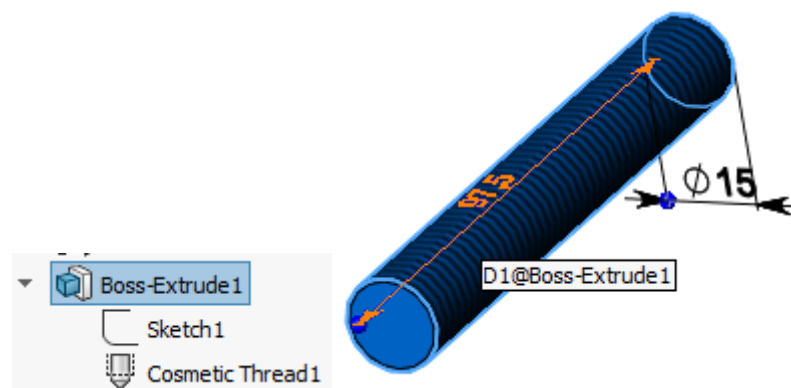


Рисунок 3.4 - Модель гвинта (крок 1)

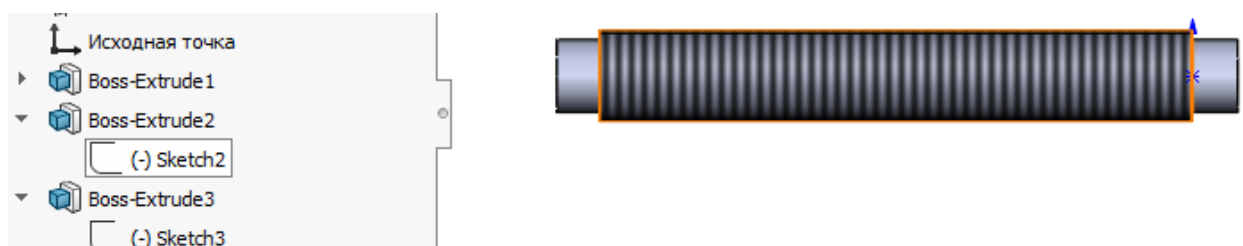


Рисунок 3.5 - Модель гвинта (крок 2)

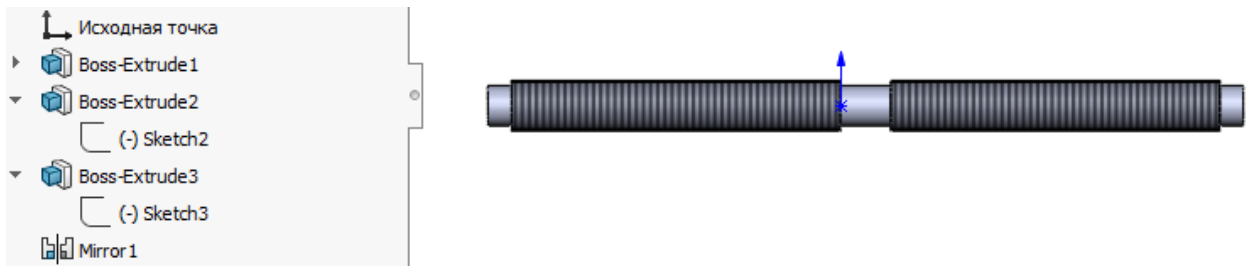


Рисунок 3.6 - Модель гвинта (крок 3)

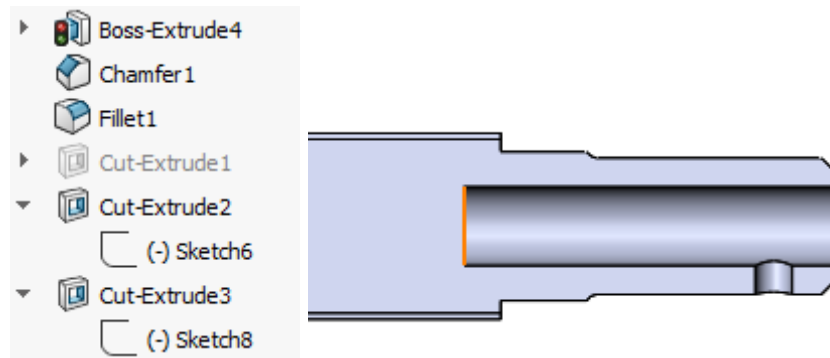


Рисунок 3.7 - Модель гвинта (крок 4)

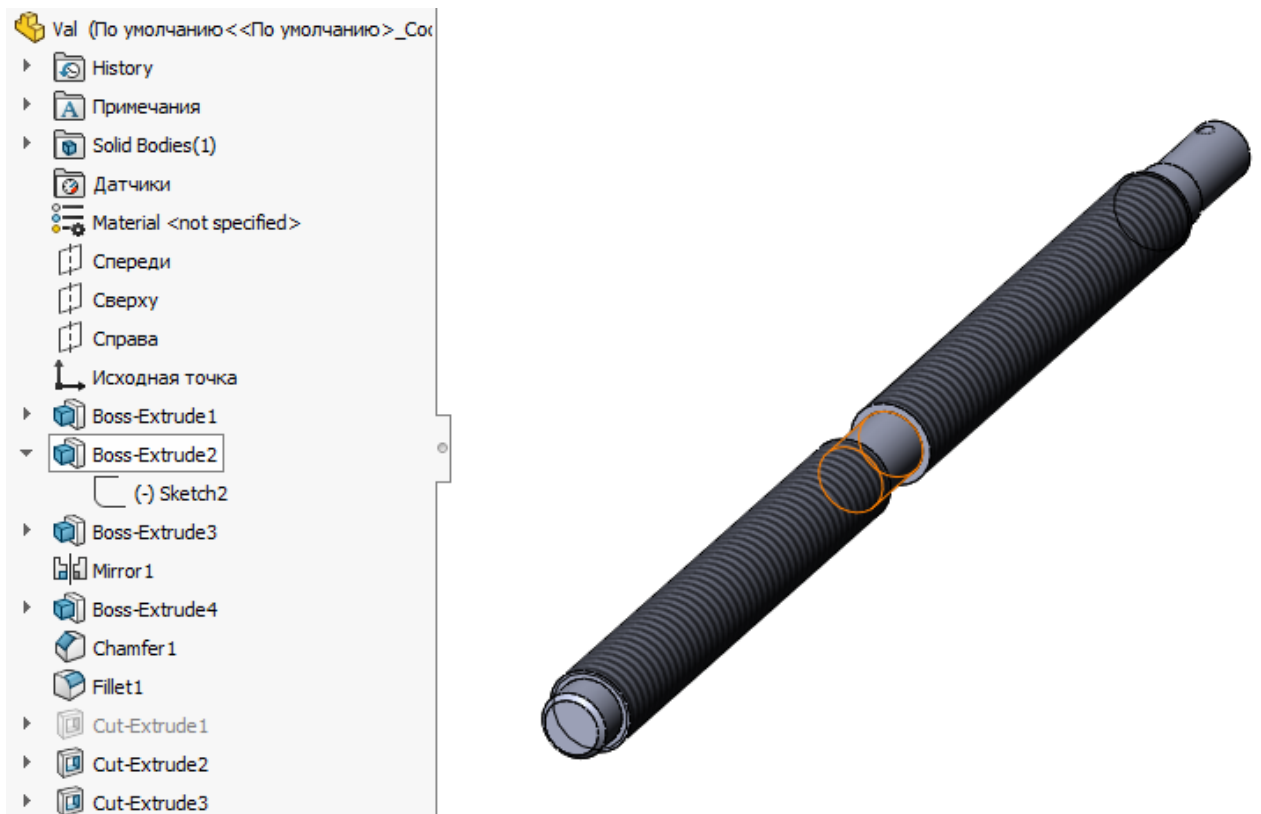


Рисунок 3.8 - Модель гвинта (крок 5)

Модель гайки створюється шляхом створення ескізу з однією четвертою гайки (рис 3.9) і додання дзеркального відображення цієї частини

по горизонталі (рис 3.10) та вертикалі (рис 3.11). Після цього в модель додається центральний отвір з косметичною різьбою (рис 3.12) .

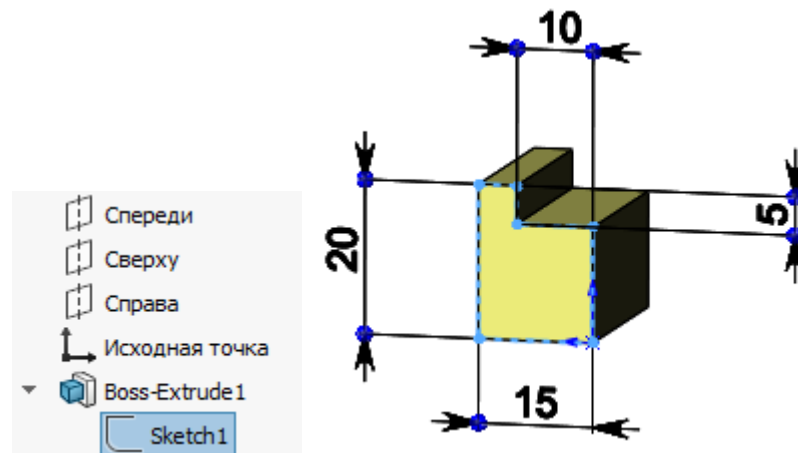


Рисунок 3.9 - Модель гайки (крок 1)

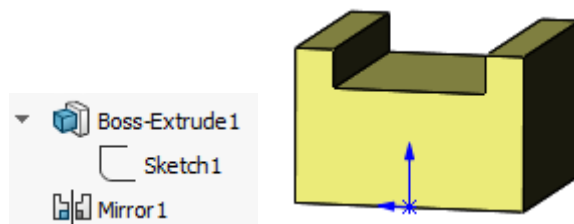


Рисунок 3.10 - Модель гайки (крок 2)

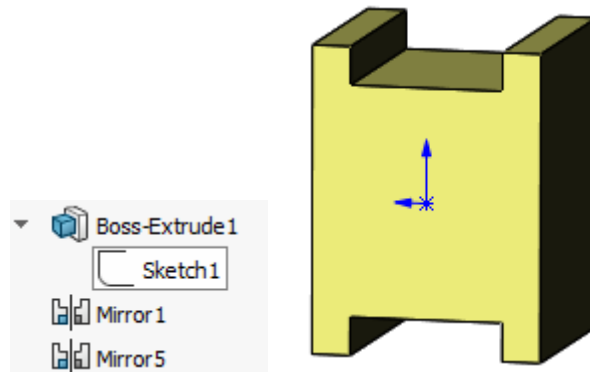


Рисунок 3.11 - Модель гайки (крок 3)

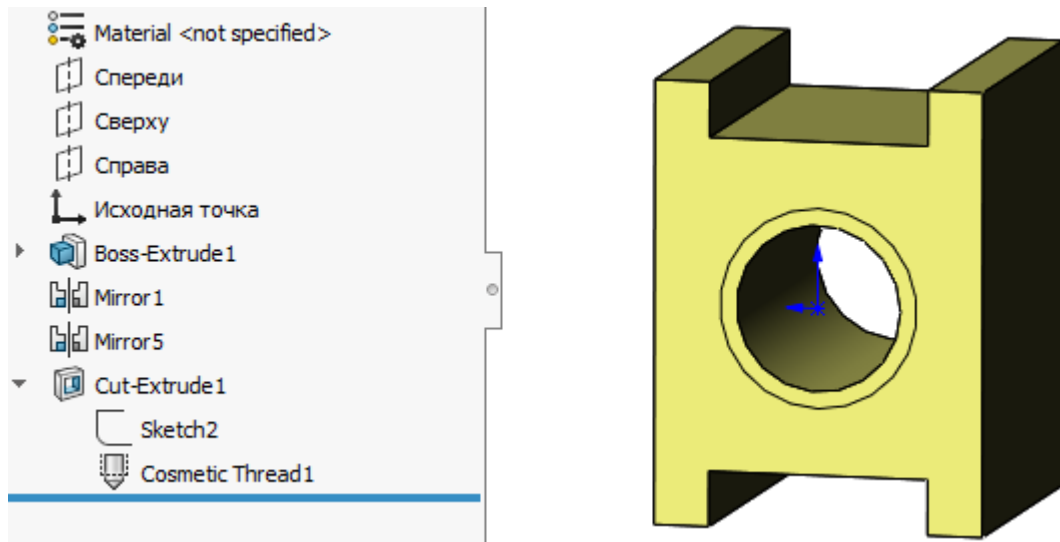


Рисунок 3.12 - Модель гайки (крок 4)

Модель кутової пластини створюється шляхом витягування прямокутного ескізу на задану довжину (рис 3.13). Після цього створюється отвір шляхом вирізу. Додається лінійний масив для створення таких трьох отворів. Вкінці додається ухил для створення кутової поверхні.

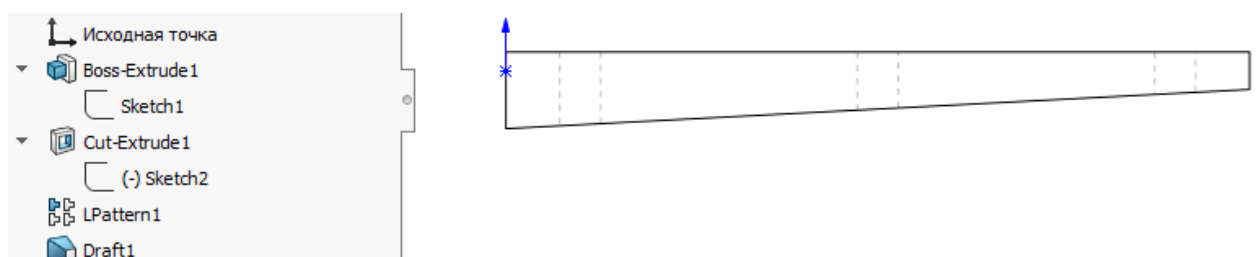


Рисунок 3.13 - Модель кутової пластини

Модель кріплення створюється шляхом витягування ескізу, який містить фрезерований паз, на задану довжину (рис 3.14). Після цього створюється перпендикулярна частина кріплення шляхом витягування прямокутника на задану довжину. Вкінці додаються скруглення.

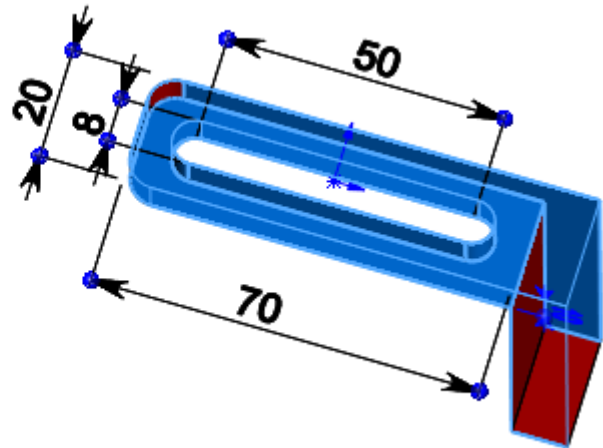
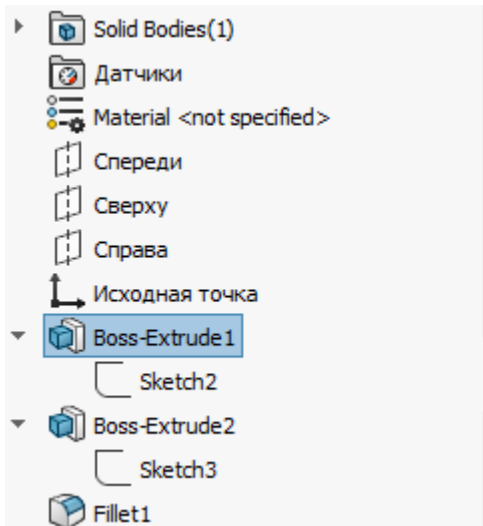


Рисунок 3.14 - Модель кріплення

РОЗДІЛ 4. СКІНЧЕННО-ЕЛЕМЕНТНИЙ АНАЛІЗ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ПРИБОРУ

В цьому розділі виконано скінченно-елементний аналіз працездатності пристрою, а також розраховано втомну міцність пластини, що деформується. Для симуляції використовували SolidWorks Simulation 2018 [20].

Передусім виконано розрахунок жорсткості j пристрою для різних положень гайок на гвинті. Для чого в модель було додано рівняння з параметром L , який визначає відстань гайки від нерухомого упора (рис. 4.1). Зміна значення L призводить до зміни положень двох гайок (рис. 4.2). Таким чином змінюється жорсткість пристрою. Для спрощення аналізу з моделі пристрою були видалені деякі деталі, такі як двигун, перехідник, різальна пластина та вісь динамометра. З моделі були видалені також кріпильні деталі та кріпильні отвори, так як їх наявність буде створювати дуже дрібну сітку.

Name	Value / Equation	Evaluates to	Comments
Global Variables			
"L"	= 40	40	Положення гайки (0-65 мм)
<i>Add global variable</i>			
Features			
<i>Add feature suppression</i>			
Equations - Top Level			
"D1@Distance1"	= "L"	40mm	
"D1@Distance2"	= "L"	40mm	
<i>Add equation</i>			

Рисунок 4.1 - Рівняння моделі, що визначають положення гайок

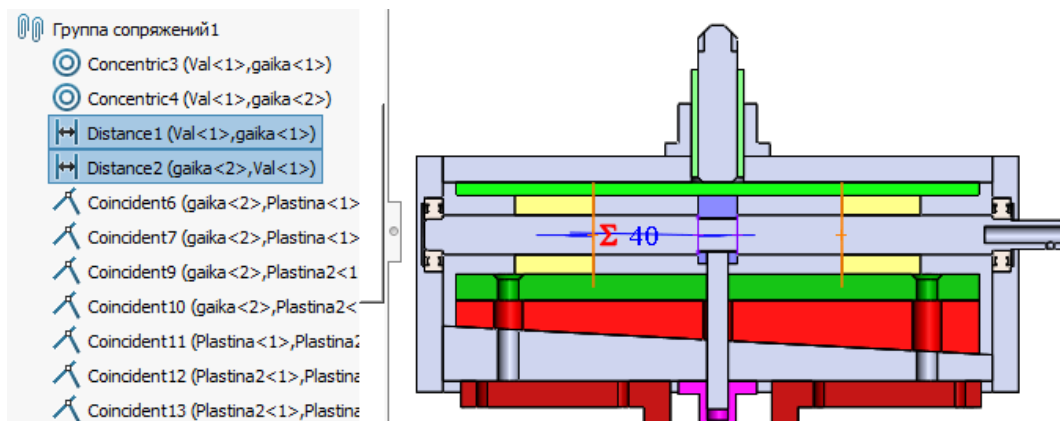


Рисунок 4.2 - Обмеження, що визначають положення гайок

На рисунку 4.3 показано спрощену модель з граничними умовами та навантаженнями. Кріплення, які закріплюються у різцетримачі, є нерухомі, а сила діє на корпус різця. Ця сила імітує радіальну складову сили різання. Для більш реалістичної симуляції пристрою також слід враховувати інші складові сили різання. Дерево побудови скінчено-елементної моделі пристрою показано на рисунку 4.4.

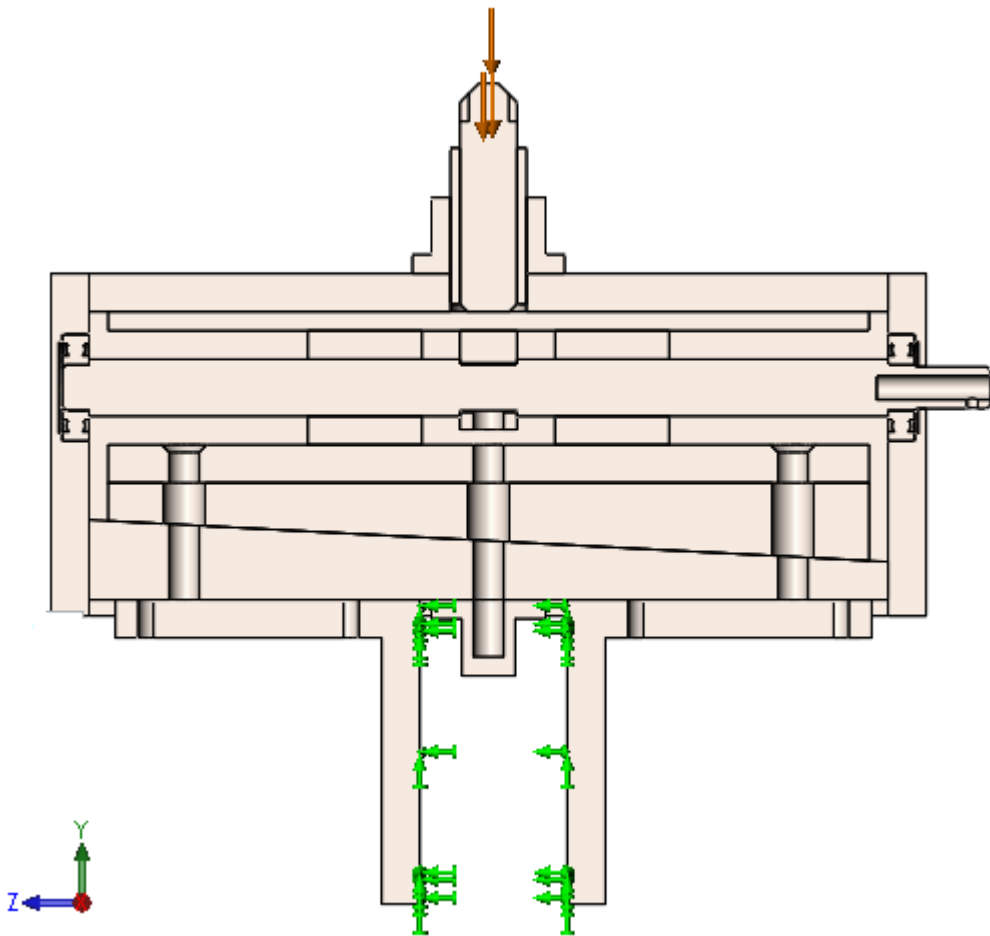


Рисунок 4.3 - Спрощена 3D-модель для FEA з граничними умовами і навантаженням

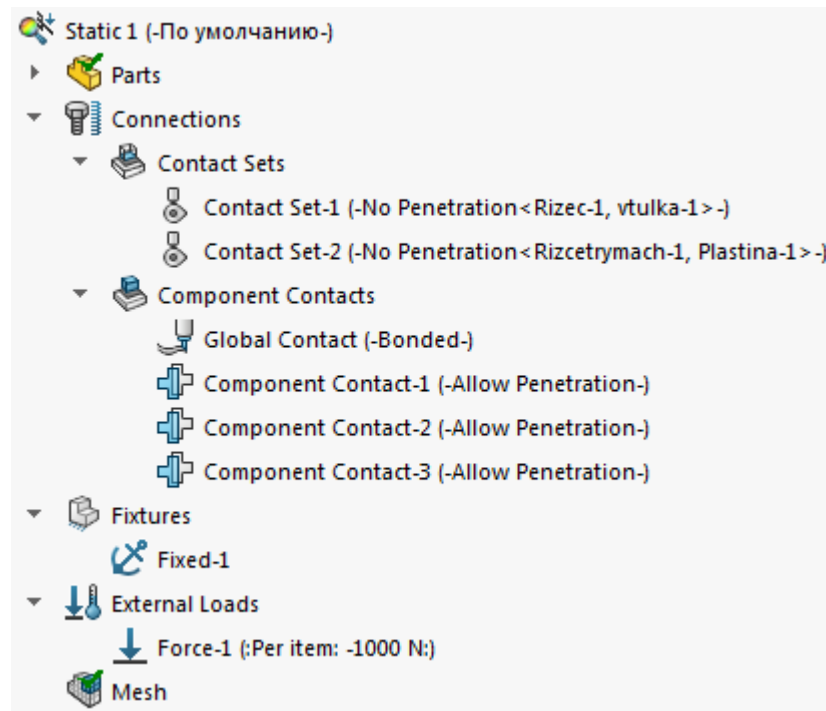


Рисунок 4.4 - Дерево побудови FEA-моделі

Матеріал усіх деталей - сталь. Деякі деталі можна не включати в аналіз або зробити абсолютно жорсткими тілами. Це дозволить зменшити кількість елементів сітки і пришвидшити обчислення. Оскільки на роботу пристрою суттєво впливають контакти деталей, слід уважно ставитись до параметрів контакту різних деталей. За замовчуванням усі деталі є "приклеєні" (bonded) один до одного. В такій моделі не враховується розділення контактних поверхонь та тертя. Це неприйнятно для деталей: різець, який ковзає в підшипник-втулці, а також пластини, яка деформується. Для таких деталей потрібно ввести інші опції контакту. Такі опції показані на рисунку 4.5. Для деяких деталей контакт не важливий тому для них можна задати опцію "дозволити проникнення". Це, наприклад, такі пари деталей, як опора і тонка кришка.

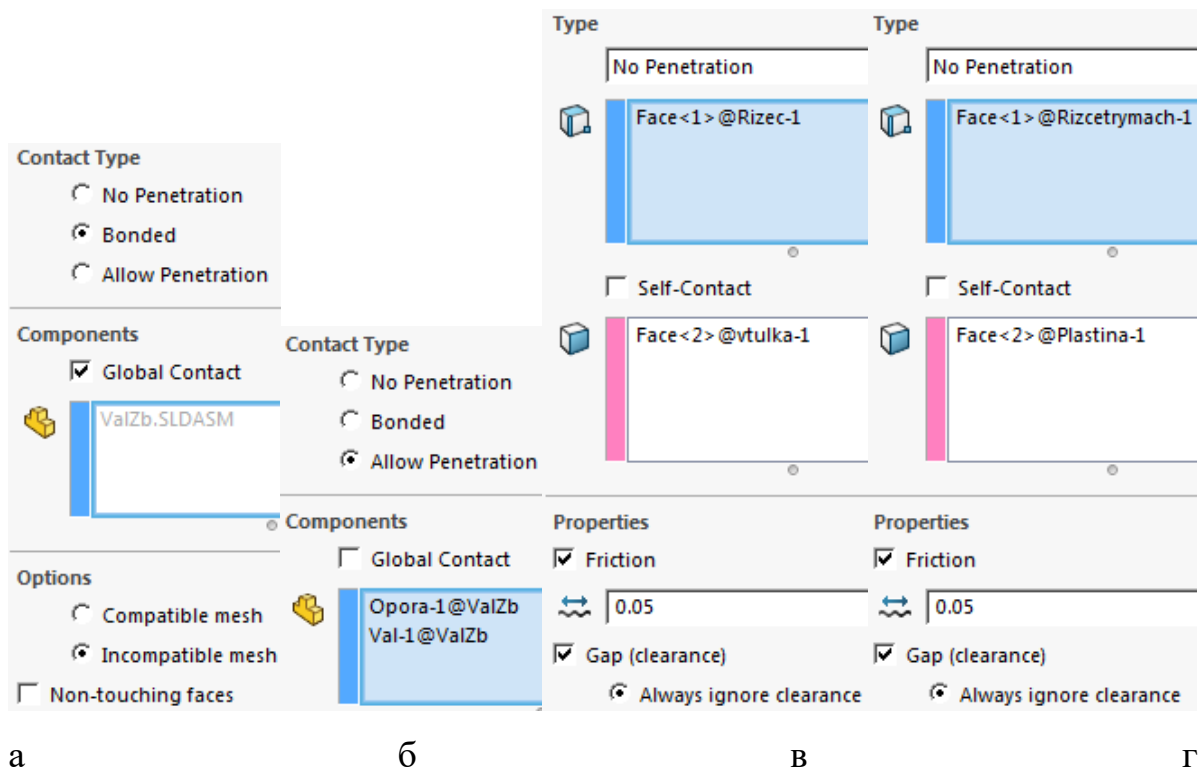


Рисунок 4.5 - Параметри контакту: глобальний (а), компонентів (б), поверхонь (в, г)

Скінченно-елементна сітка моделі показана на рисунку 4.6-а. В даному випадку застосовували сітку з великим кроком, що дозволила пришвидшити обчислення. Оскільки в моделі є деталі з криволінійним поверхнями, було вибрано опцію сітки, яка дозволяє створювати плавну сітку і показана на рисунку 4.6-б. Оскільки розраховується тривимірний модель, час обчислень може бути тривалим. На чотирьохядерному процесорі тривалість обчислення складає 3-4 хвилини.

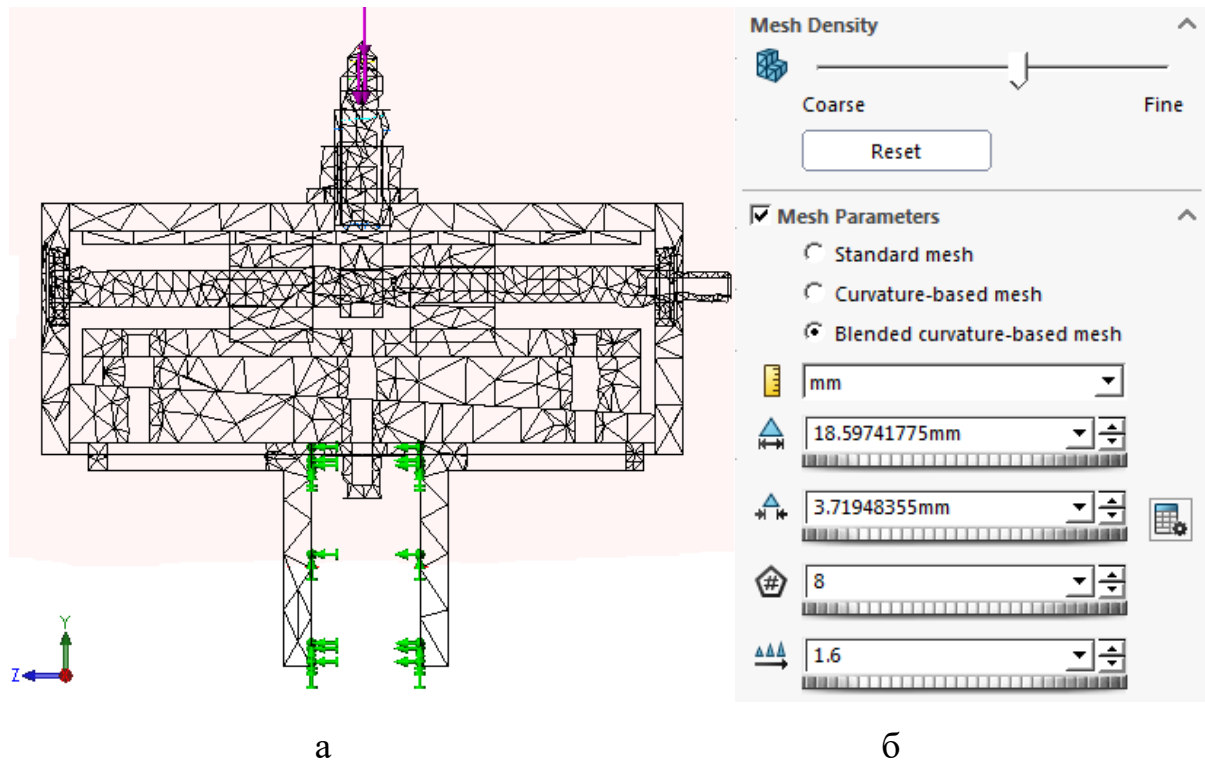
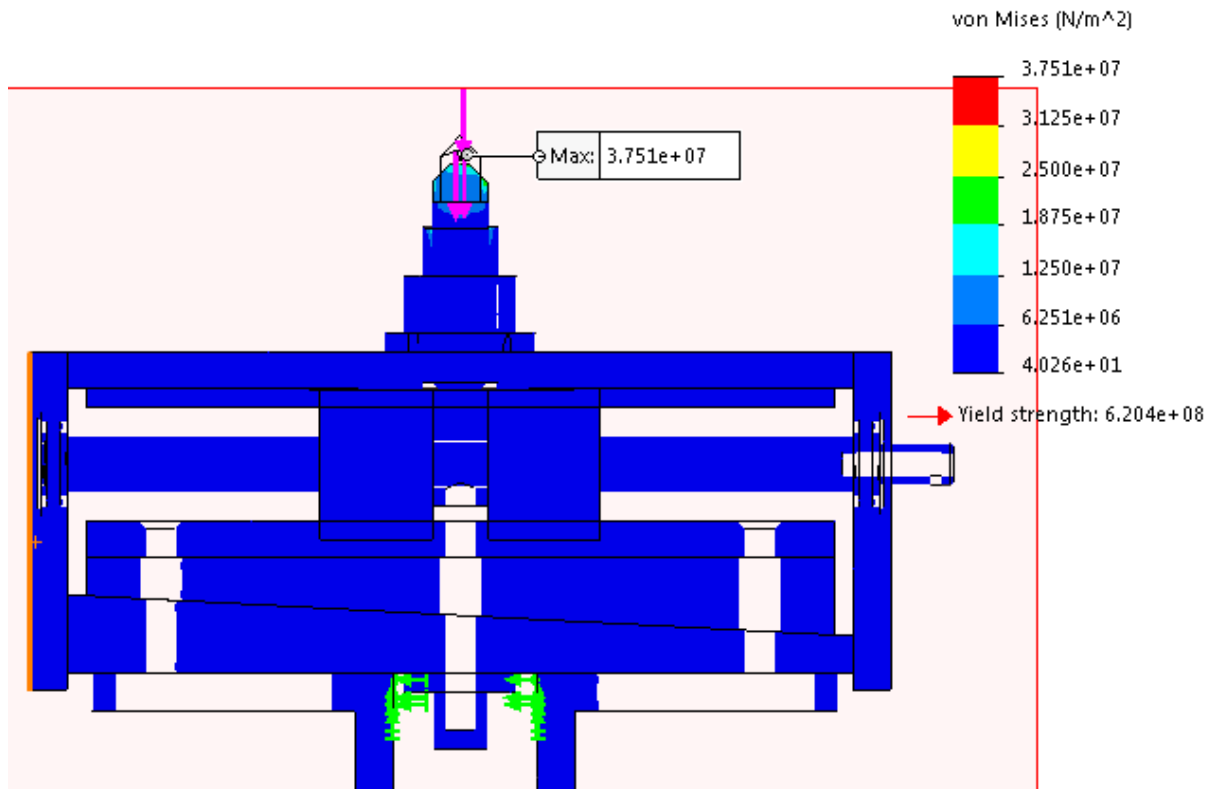
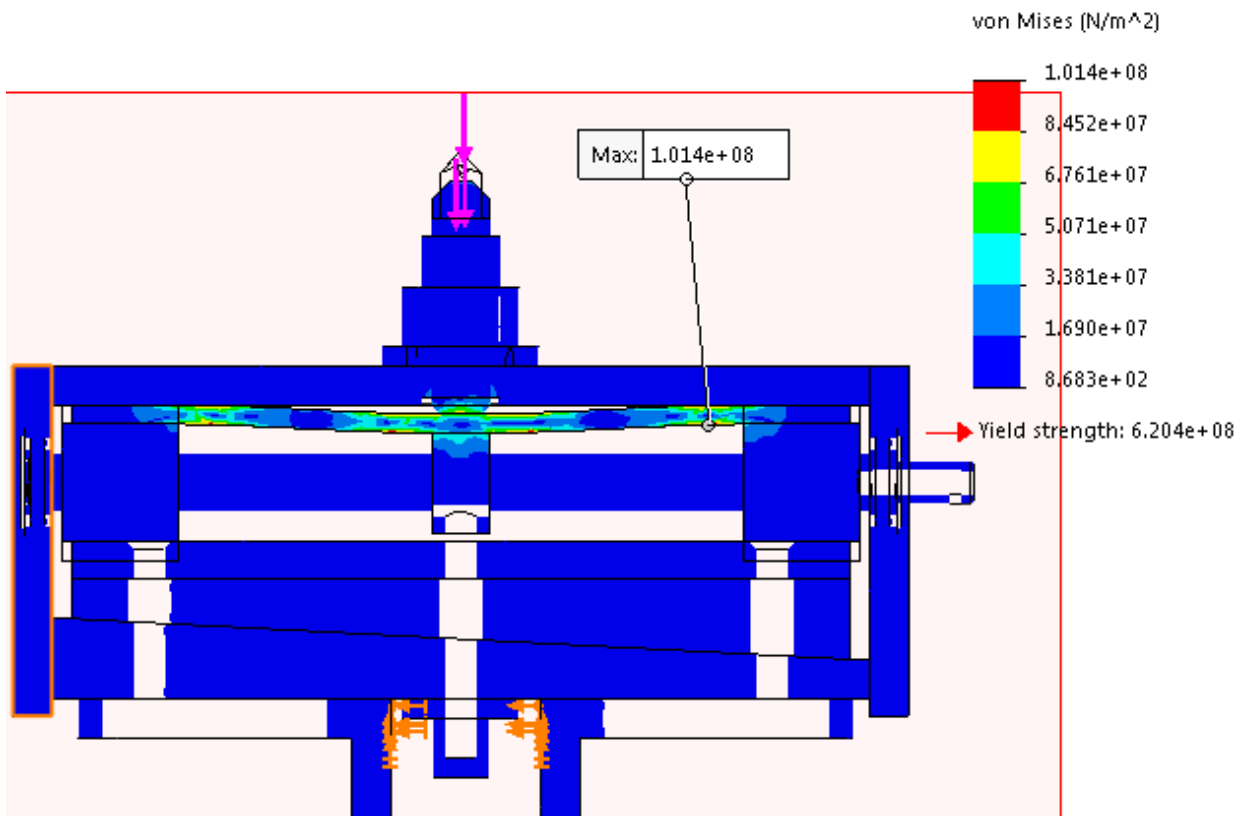


Рисунок 4.6 - 3D-сітка елементів (а) та її параметри (б)

Результати показані на рисунках 4.7-8. Еквівалентні напруження за критеріями Мізеса-Губера виникають найбільшими в зоні різця, якщо значення L малі. Якщо значення L великі, максимальні напруження виникають в зоні пластини, що деформується. Помітно, що ці напруження менші границі плинності матеріалу. Але потрібно провести додаткові дослідження втомної міцності пластини, оскільки циклічні напруження можуть бути більшими за границю втомної міцності матеріалу.



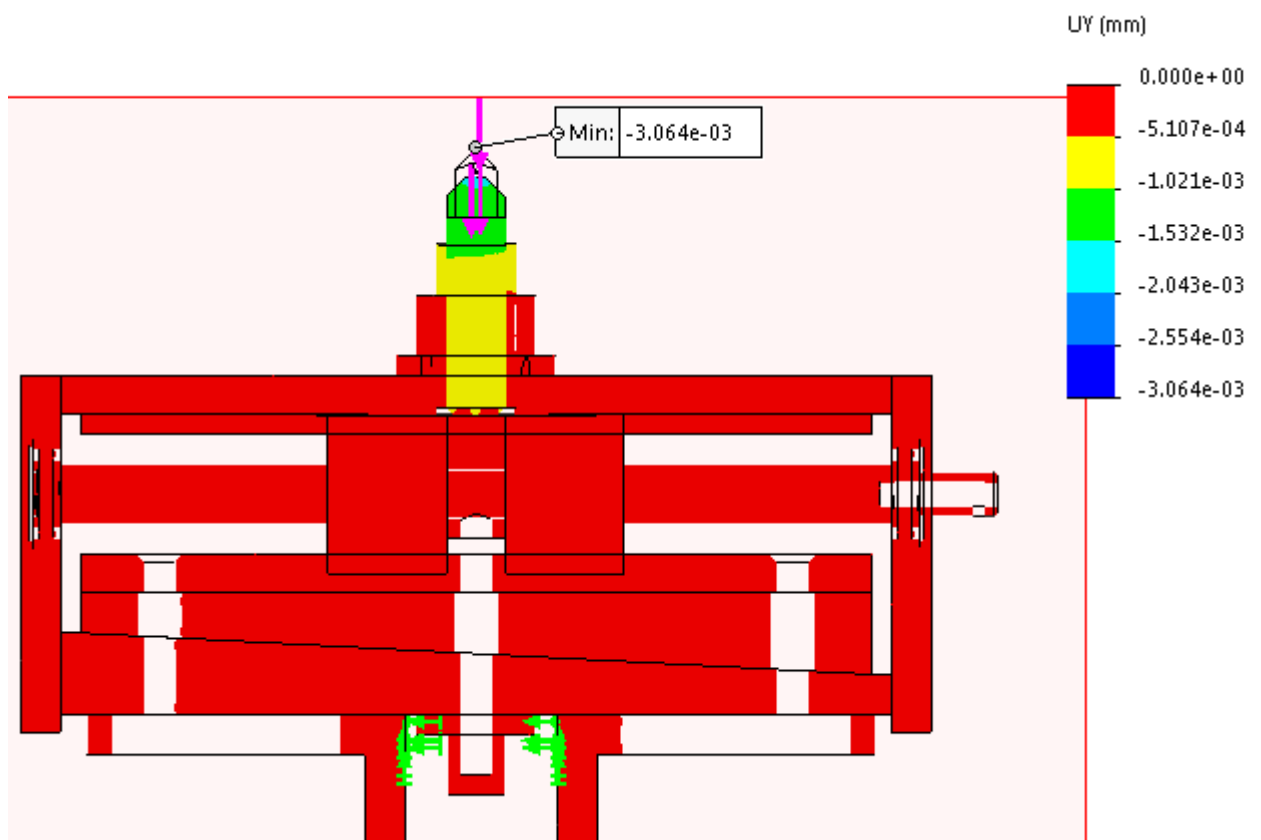
a



б

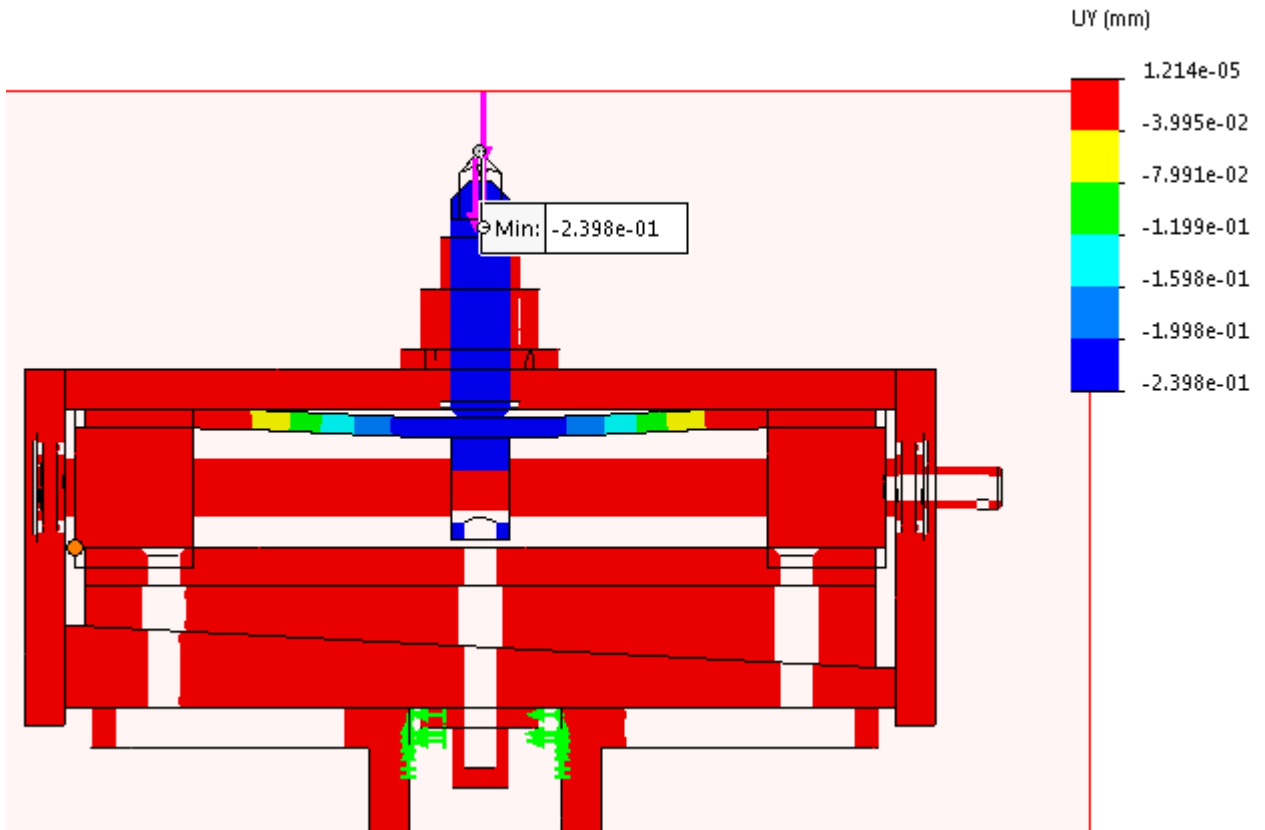
Рисунок 4.7 - Результати симуляції:
напруження за Мізесом (Па) для L=0 мм (а) та L=65 мм (б)

На рисунках 4.8 показані значення деформацій вздовж осі Y. На цих рисунках деформації збільшено в 10 раз для кращої візуалізації. Помітно, що деформація найбільша, якщо L максимальне. Зміна значення L і перерахунок моделі дозволяє отримати залежність максимальних напружень в пристрої та деформацій вздовж осі Y від величини L.



а

Рисунок 4.8 - Результати симуляції :
переміщення вздовж Y (мм) для L=0 мм (а) та L=65 мм (б)



б

Рисунок 4.8 - Результати симуляції :
переміщення вздовж Y (мм) для L=0 мм (а) та L=65 мм (б)

Проте правильність результатів симуляції слід перевірити за допомогою спрощених аналітичних формул (4.1, 4.2). Пластина, що деформується є фактично балкою з прикладною в центрі силою. Кінці балки є зацемленими. Слід використовувати формулу (4.2) для обчислення прогину балки в центральній частині.

Момент інерції перерізу пружної пластини товщиною h і шириною b :

$$I = \frac{bh^3}{12} = \frac{0,02 \cdot 0,005^3}{12} = 2,08 \cdot 10^{-10} \text{ м}^4. \quad (4.1)$$

Максимальний теоретичний прогин пластини довжиною l (м) за умови повністю нерухомих (зароблених) кінців:

$$y = \frac{Pl^3}{192EI} = \frac{1000 \cdot (2 \cdot 0,065)^3}{192 \cdot 2,1 \cdot 10^{11} \cdot 2,083 \cdot 10^{-10}} = 0,00026 \text{ м}, \quad (4.2)$$

де P - сила, прикладена в центрі (Н),

E - модуль пружності сталі (Па).

Залежність прогину від довжини такої пластини:

$$y(l) = 0,119 \cdot l^3 \text{ м}. \quad (4.3)$$

Жорсткість пристрою:

$$j = P / y, \text{ Н/м}. \quad (4.4)$$

В таблиці 4.1 наведено результати симуляції та аналітичних обчислень. Максимальні напруження за критерієм Мізеса починають рідко зростати в зоні пластини, якщо L збільшується вище 25 мм. Ця залежність була апроксимована поліномом другого степеня (рис. 4.9).

На рисунках 4.10-11 теоретичні залежності показані штриховими лініями. Помітно, що результати симуляції в загальному відповідають аналітичній формулі. Проте для малих значень L відмінність суттєва. Це пояснюється, тим що для аналітичної формули, якщо L рівне нулю, жорсткість прямує до нескінченності. В реальності ж пристрій має скінченну жорсткість.

Таблиця 4.1 - Результати симуляції і аналітичних обчислень

L, мм	S _{max} , МПа	y, мкм	j _y , Н/м	y _{теор} , м	j _{теор} , Н/м
0	37	3	3,33E+08	0,00E+00	
5	37	6	1,67E+08	1,19E-01	8403361345
15	37	10	1,00E+08	3,21E+00	311235605,4
25	37	21	4,76E+07	1,49E+01	67226890,76
35	51	51	1,96E+07	4,08E+01	24499595,76
45	63	90	1,11E+07	8,68E+01	11527244,64
55	94	166	6,02E+06	1,58E+02	6313569,755
65	101	240	4,17E+06	2,61E+02	3824925,51

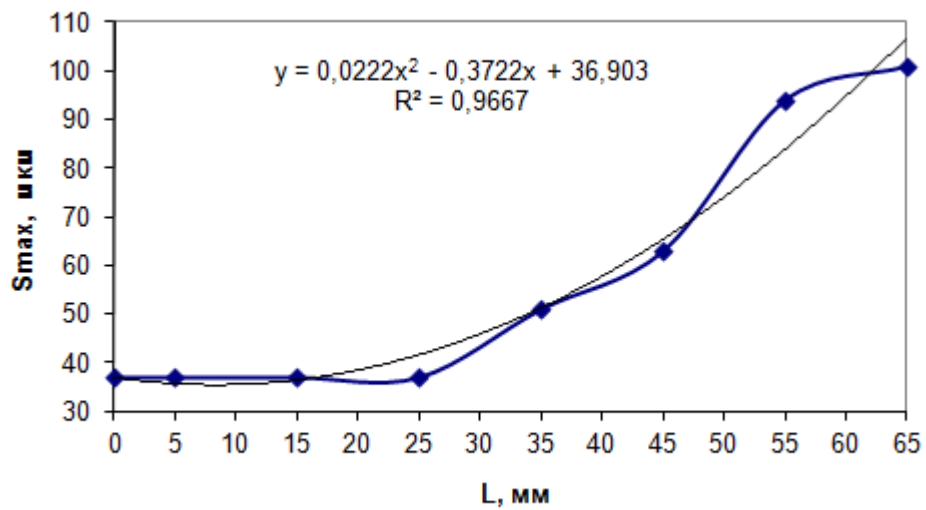


Рисунок 4.9 - Залежності максимальних напружень від L

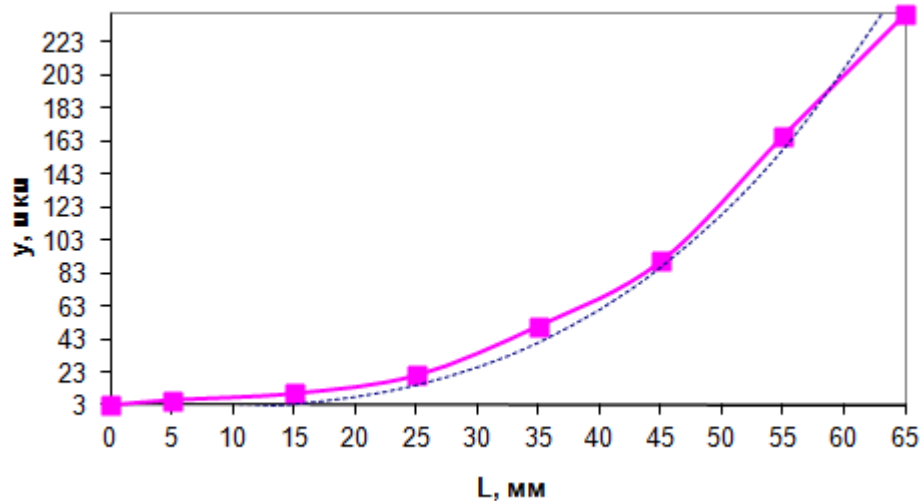


Рисунок 4.10 - Залежності деформацій від L

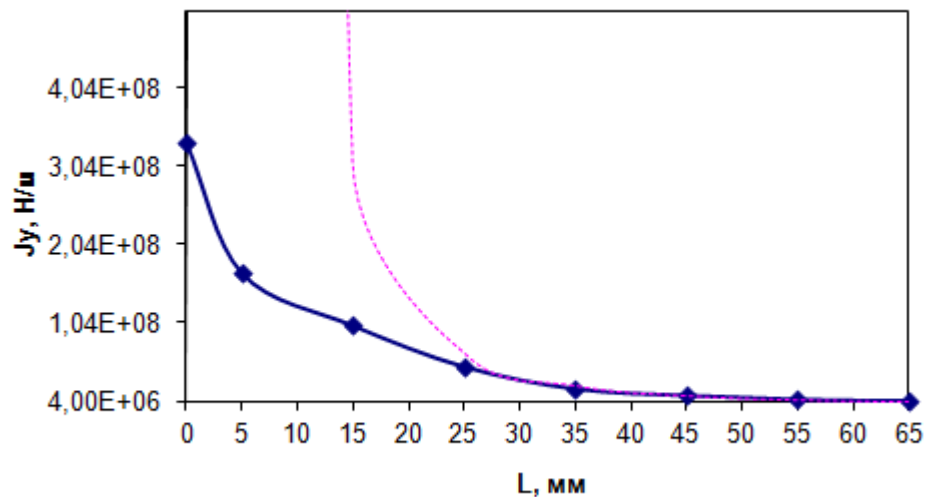


Рисунок 4.11 - Залежності жорсткості від L

За результатами статистичного аналізу проведено також симуляцію втомної міцності пристрою. Введено характеристики втомної міцності матеріалу у вигляді кривої втоми сталі (рис. 4.12). Задано віднульовий цикл ($R=0$) втомного навантаження. Результати показані на рисунку 4.13. Помітно, що найменше значення коефіцієнта запасу міцності спостерігаються в центральні частини пластини, що деформується. Проте це значення показує, що навантаження можуть бути збільшені в 10 раз без небезпеки втомного руйнування пластини.

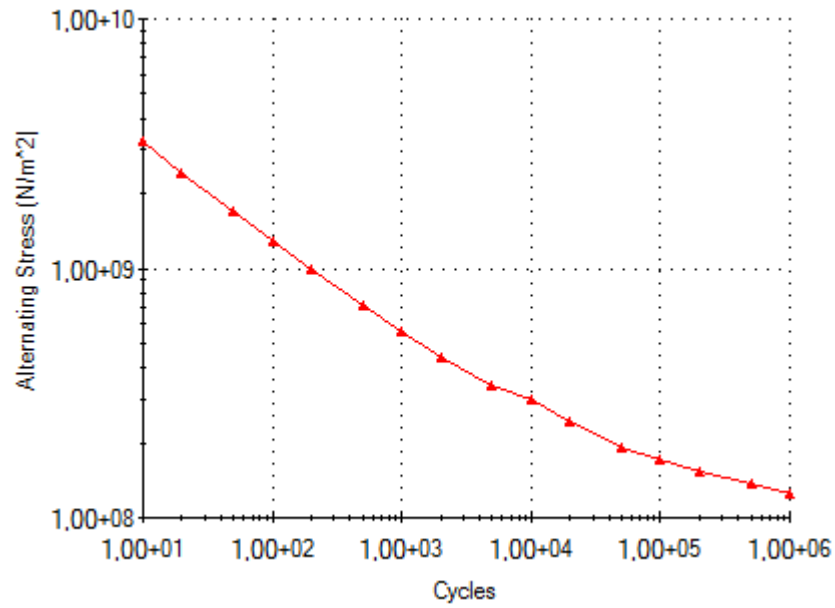


Рисунок 4.12 - Крива втоми

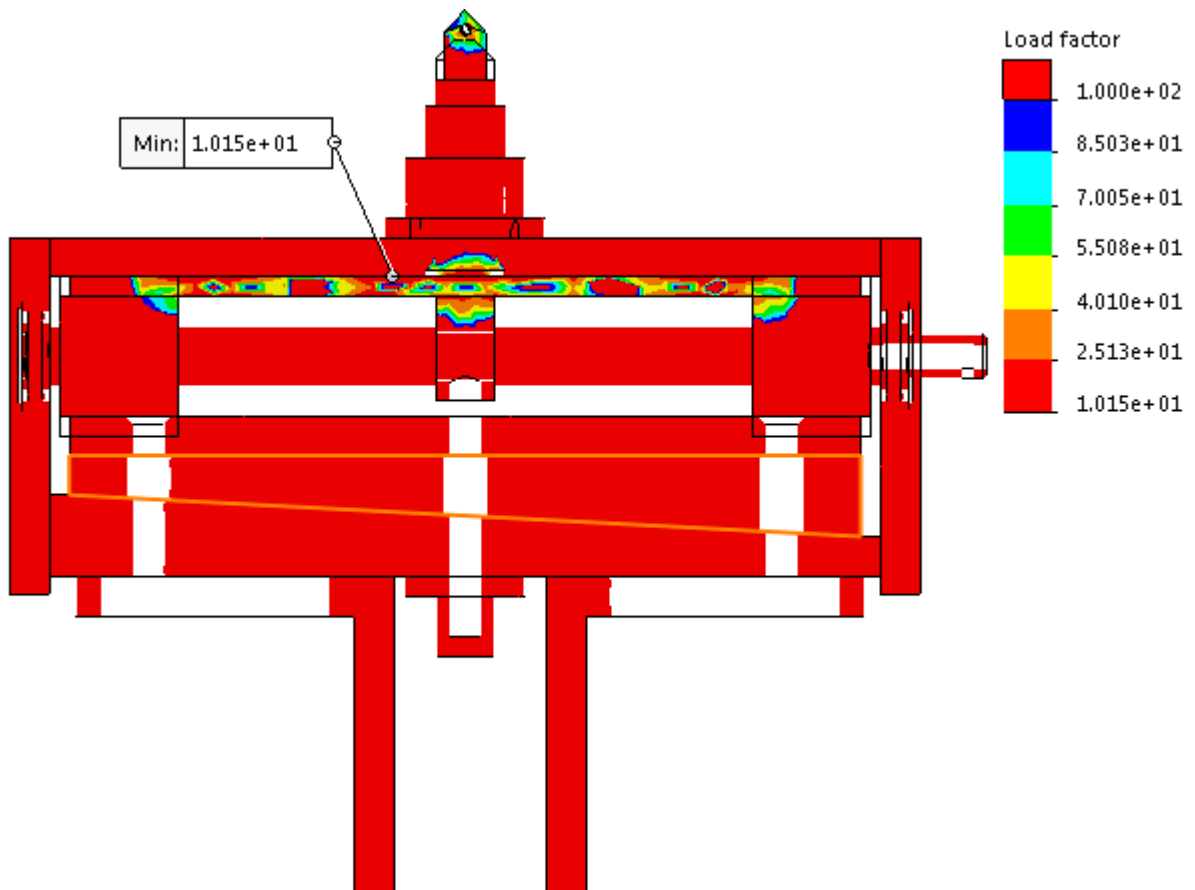


Рисунок 4.13 - Коефіцієнт запасу втомної міцності

За описаною в цьому розділі методикою можна провести оптимізацію конструкції пристрою за критеріями заданої жорсткості, статичної та втомної міцності. Зокрема можна підібрати оптимальну товщину пластини. Аналітичні формули для цього використовувати не можна, оскільки вони для малих значень L будуть давати некоректні результати.

ВИСНОВКИ

1. Описано принципи побудови імітаційних моделей систем керування точністю точіння шляхом зміни жорсткості технологічної системи. Моделі розроблено в середовищі OpenModelica 1.16 мовою Modelica з використанням компонентів її стандартної бібліотеки. Шляхом успадкування розроблено компонент "пружина зі змінною жорсткістю". Необхідно починати моделювання з побудови простих ідеальних моделей та поступово їх ускладнювати та підвищувати рівень адекватності шляхом додавання потрібних компонентів з одночасною перевіркою результатів симуляції.

2. На основі цих моделей розроблено систему автоматичного керування пружними деформаціями в технологічній системі. Система базується на тензорезистивному динамометрі, сервоприводі, пристрої для адаптивної зміни жорсткості технологічної системи та мікроконтролерній платі Arduino.

3. Шляхом тривимірного параметричного моделювання в САПР SOLIDWORKS спроектовано пристрій для адаптивної зміни жорсткості технологічної системи.

4. Проведено скінченно-елементний аналіз працездатності пристрою за допомогою SOLIDWORKS Simulation. Отримано залежності жорсткості пристрою від переміщення опор. Розраховано статичну та втомну міцність пристрою.

СПИСОК ПОСИЛАНЬ

1. Адаптивное управление станками. Под ред. Б. С. Балакшина. Москва : Машиностроение, 1973. 688 с.
2. Б. С. Балакшин - Самоподнастраивающиеся станки. Сборник статей. Машиностроение. 1970.
3. Копей В. Б. Теоретичні основи технології виробництва деталей та складання машин: Конспект лекцій. Івано-Франківськ : ІФНТУНГ, 2011. 160 с.
4. Fritzson P. Principles of object oriented modeling and simulation with Modelica 3.3: a cyber-physical approach. 2nd edition. Wiley-IEEE Press, 2014. 1256 p.
5. Копей В. Б., Угринчук Р. В. Моделювання вільних коливань технологічної системи мовою Modelica // Машинобудування очима молодих: прогресивні ідеї – наука – виробництво. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції 31 жовтня — 02 листопада 2018 року / Під заг. ред. В. Д. Ковальова. Краматорськ : ДДМА, 2018. С. 93-95.
6. Мосорко, В. Modelica-моделі систем керування точністю точіння шляхом зміни жорсткості технологічної системи / В. Мосорко, В. Копей // Молода наука - роботизація і нано-технології сучасного машинобудування: збірник наукових праць Міжнародної молодіжної науково-технічної конференції, 14-15 квітня 2021 р. / за заг. ред. С. В. Ковалевського, д-ра техн. наук., проф.. - Краматорськ : ДДМА, 2021. - С.190-195.
7. Жарков И. Г. Вибрации при обработке лезвийным инструментом. Ленинград : Машиностроение, 1986. 184 с.
8. <https://ru.wikipedia.org/wiki/%D0%9F%D0%98%D0%94-%D1%80%D0%B5%D0%B3%D1%83%D0%BB%D1%8F%D1%82%D0%BE%D1%80>
9. CATIA-Systems/Modelica-Arduino. URL: <https://github.com/CATIA-Systems/Modelica-Arduino>

10. Мосорко, В. Моделювання систем керування точністю точіння в OpenModelica / В. Мосорко, В. Копей // Міжвузівська науково-практична конференція "Сучасна наука: стан, проблеми та перспективи розвитку": тези доповідей, 24 травня 2021р, Івано-Франківськ. - Івано-Франківськ : ІФФ Університету «Україна», 2021. - С.16-18.

11.

<https://mihanentalpo.me/2016/07/%D0%BF%D0%B5%D1%80%D0%B2%D0%B0%D1>

12. https://wiki.iarduino.ru/page/hx_711_with_tenzo/%8F-

[%D0%BF%D0%BE%D0%BB%D1%8C%D0%B7%D0%B0-arduino/](https://wiki.iarduino.ru/page/hx_711_with_tenzo/%8F-%D0%BF%D0%BE%D0%BB%D1%8C%D0%B7%D0%B0-arduino/)

13. <https://www.ti.com/lit/ds/symlink/ina125.pdf>

14. <https://theorycircuit.com/how-to-connect-load-cell-to-arduino/>

15. <https://3d-diy.ru/wiki/arduino-moduli/acp-dlya-analogovyx-vesov-hx711/>

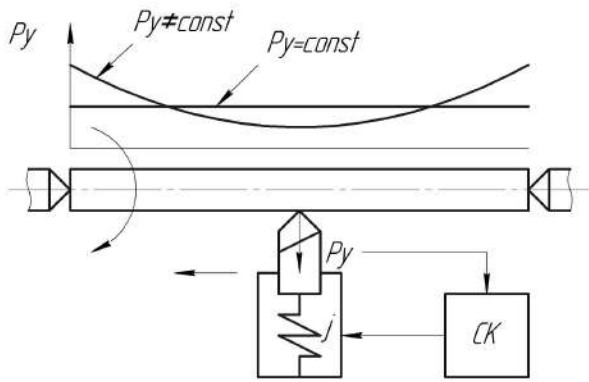
16. <https://github.com/br3ttb/Arduino-PID-Library/>

17. <https://alexgyver.ru/gyverpid/>

18. Тику Ш. Эффективная работа: SolidWorks 2004. — СПб.: Питер, 2005. — 768 с.: ил.

19. <https://grabcad.com/>

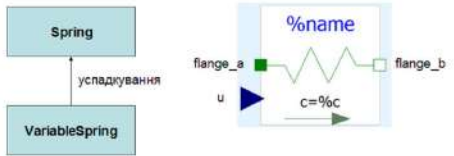
20. Алямовский А. А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике. — СПб.: БХВ-Петербург, 2008. — 1040 с.: ил.



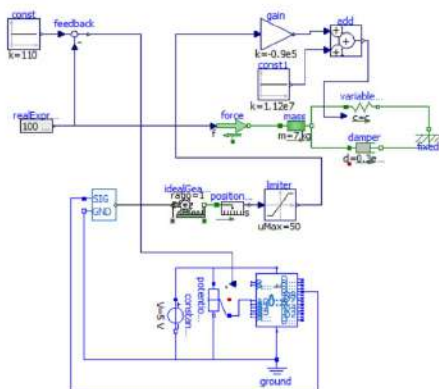
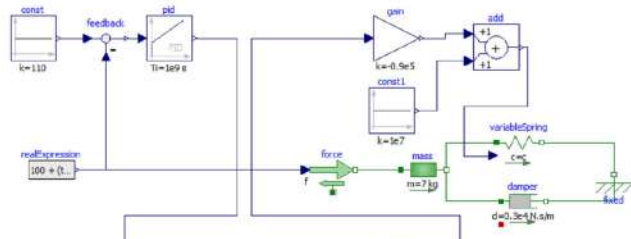
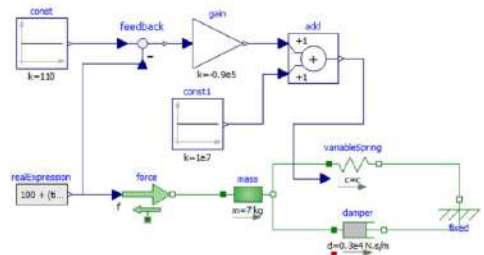
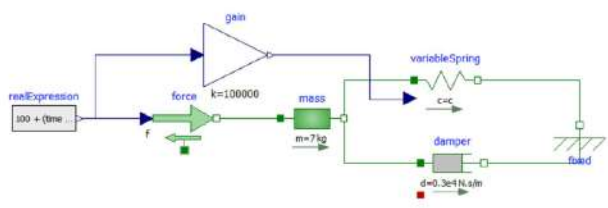
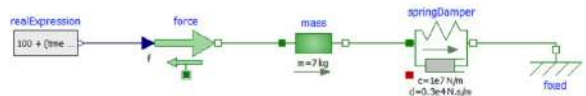
Метод забезпечення постійності сили різання P_y шляхом зміни жорсткості технологічної системи



Створення компонента "пружина" мовою Modelica шляхом успадкування базового класу Transl



Створення компонента "змінна пружина" VariableSpring мовою Modelica шляхом успадкування базового класу Spring



Моделі технологічної системи: без системи керування точністю (a), ідеальні (б, в) та більш реалістичні (г, д) системи керування

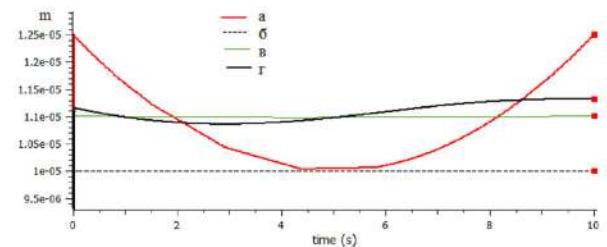
Код моделей компонентів:

```
connector Flange
  Real s;
  flow Real f;
end Flange;
```

```
partial model Transl
  Flange flange_a;
  Flange flange_b;
end Transl;
```

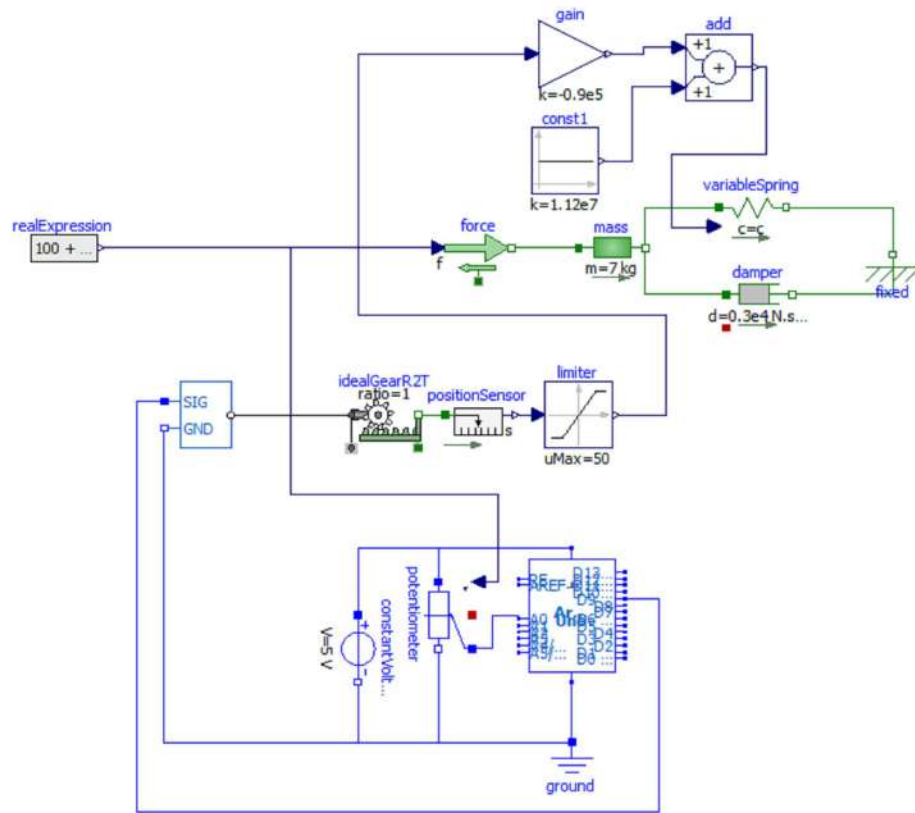
```
model Spring
  extends Transl;
  parameter Real c(final min=0, start=1);
  Real s_rel(start=0);
  Real f;
  equation
    f = c * s_rel;
    s_rel = flange_bs - flange_as;
    flange_bf = f;
    flange_af = -f;
end Spring;
```

```
model VariableSpring
  extends Modelica.Mechanics.Translational.Components.Spring;
  redeclare replaceable Modelica.Simunits.Translational.SpringConstant c;
  Modelica.Blocks.Interfaces.RealInput u;
  equation
    c = u;
end VariableSpring;
```



Результати симуляції - деформації u (м)

БДР.ПМК.065.00.001				Модель систем керування точністю позиція		
Авт. лист	№ документа	Лист	Дата	Авт.	Масса	Масштаб
Розроб	Маслова В.С.	1	18.07			
Перев	Маслова В.С.		18.07			
Т.контр	Маслова В.С.		18.07			
Начальн	Король В.С.		18.07			
Зав.	Ванчук В.Т.		18.07			



Модель технологічної системи з системою керування точністю на основі Arduino

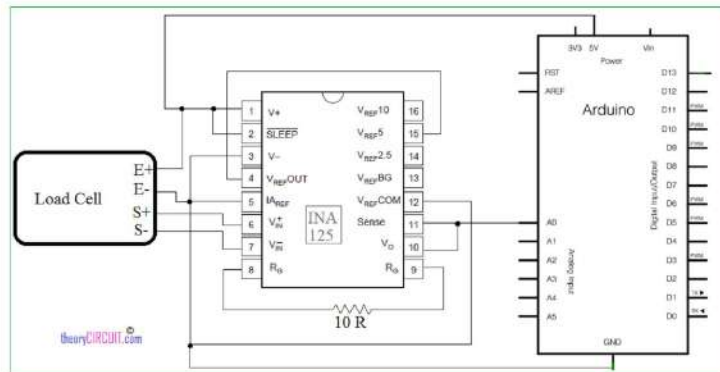


Схема підключення тензOMETричного датчика до Arduino через INA125P [14]

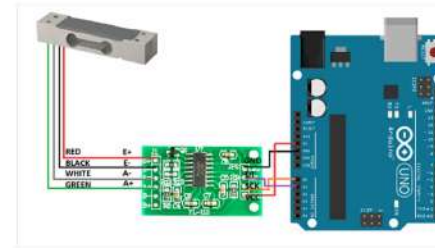
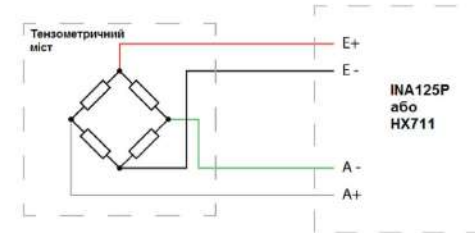


Схема підключення тензOMETричного датчика до Arduino через HX711 [11]



Датчик сили як тензOMETричний міст

```
#include <Servo.h>

// функція PID-регулятора
int computePID(float input, float setpoint, float kp, float ki, float kd, float dt, int minOut, int maxOut) {
    float err = setpoint - input; // помилка
    static float integral = 0, prevErr = 0;
    integral = constrain(integral + (float)err * dt * ki, minOut, maxOut); // інтеграл err
    float D = (err - prevErr) / dt; // похідна err
    prevErr = err;
    return constrain(err * kp + integral + D * kd, minOut, maxOut); // вихідний сигнал обмежений minOut, maxOut
}
```

Servo myservo;

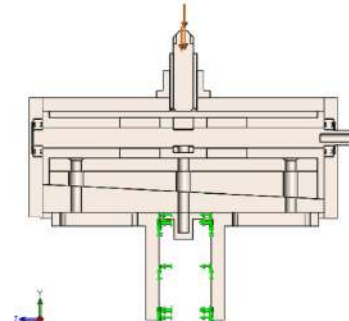
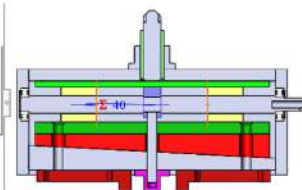
```
void setup() {
    myservo.attach(9);
}
```

```
void loop() {
    int pos; // кут серводвигуна
    int f; // сила
    float s;
    f = analogRead(A0); // сила різання
    // f(x), установка, пропорційний коефіцієнт, інтегральний коефіцієнт, диференціальний коефіцієнт, період в секундах, мінімальний вихід, максимальний вихід)
    s = computePID(f, 10, 1.0, 1.0, 1.0, 0.02, 0, 255);
    // використати s як швидкість серводвигуна
    for (pos = 0; pos <= 360; pos += s)
        myservo.write(pos);
    delay(20);
}
```

БДР.ПМК.065.00.002				Система керування точністю	
Дат. Лист	№ докум.	Лист	Датум	Дат.	Маса
Розроб.	Масарко В.С.		18.07		
Проєкт.	Козлов В.С.		18.07		
Т. констр.	Козлов В.С.		18.07		
Начальн.	Козлов В.С.		18.07		
Зав.	Ванчук В.І.				
				Лист 1	
				ПММ-19-1	
				Формат А1	

Name	Value / Equation	Evaluates to	Comments
Global Variable			
"L"	= 40	40	Положення гайки (0-65 мм)
Features			
Equations - Top Level			
"D1 @ Distance1"	= "L"	40mm	
"D1 @ Distance2"	= "L"	40mm	

- Група контактів=1
- Contact12 (M1-C1) @ gaha-C1
- Contact14 (M1-C1) @ gaha-C1
- Distance1 (L1) @ gaha-C1
- Distance2 (L2) @ gaha-C1
- Contact6 (gaha-C2) @ Plastina-C2
- Contact7 (gaha-C2) @ Plastina-C2
- Contact9 (gaha-C2) @ Plastina-C1
- Contact10 (gaha-C2) @ Plastina-C1
- Contact11 (Plastina-C1) @ Plastina-C1
- Contact12 (Plastina-C1) @ Plastina-C1
- Contact13 (Plastina-C1) @ Plastina-C1



- State 1 (По розрахунку)
- Parts
- Connections
 - Contact Sets
 - Contact Set.1 (No Penetration=Frict. 1, vstuka 4-1)
 - Contact Set.2 (No Penetration=Rizetymach. 1, Plastina 1-1)
 - Component Contacts
 - Global Contact 1 (Bonded)
 - Component Contact.1 (Allow Penetration)
 - Component Contact.2 (Allow Penetration)
 - Component Contact.3 (Allow Penetration)
- Fixtures
 - Fixed.1
- External Loads
 - Force.1 (Per Base: 1000 N)
- Mesh

Дерево побудови FEA-моделі

Рівняння моделі, що визначають положення гайок

Обмеження, що визначають положення гайок

Спрощена 3D-модель для FEA з граничними умовами і навантаженням

Contact Type

No Penetration

Bonded

Allow Penetration

Components

Global Contact

Compatible mesh

Incompatible mesh

Non-touching faces

Type

No Penetration

Self-Contact

Components

Global Contact

Compatible mesh

Incompatible mesh

Non-touching faces

Type

No Penetration

Self-Contact

Components

Global Contact

Compatible mesh

Incompatible mesh

Non-touching faces

Type

No Penetration

Self-Contact

Components

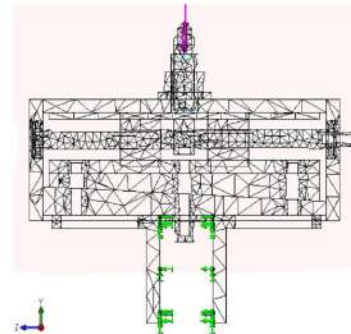
Global Contact

Compatible mesh

Incompatible mesh

Non-touching faces

Параметри контакту: глобальний (а), компонентів (б), поверхонь (в, г)



Mesh Density

Coarse Fine

Reset

Mesh Parameters

Standard mesh

Curvature-based mesh

Blended curvature-based mesh

mm

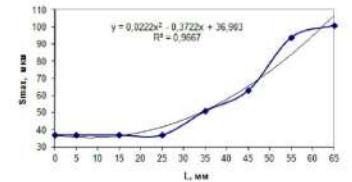
18.99741775mm

0.72940355mm

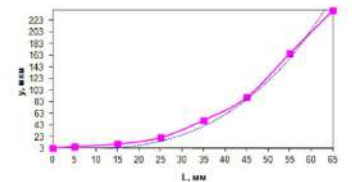
0

1.6

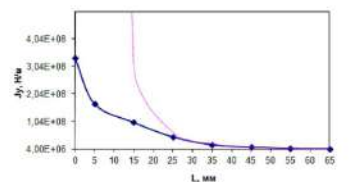
3D-сітка елементів (а) та її параметри (б)



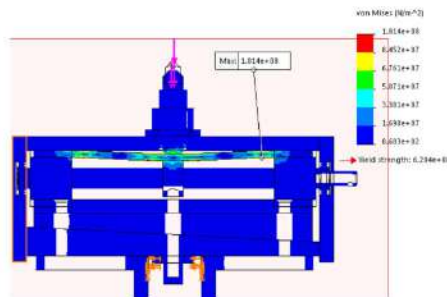
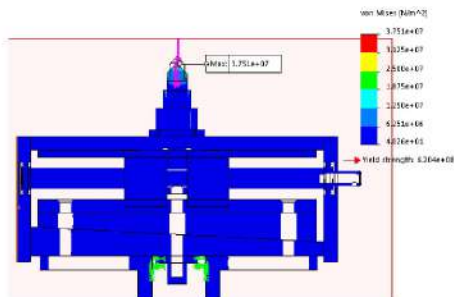
Залежності максимальних напружень від L



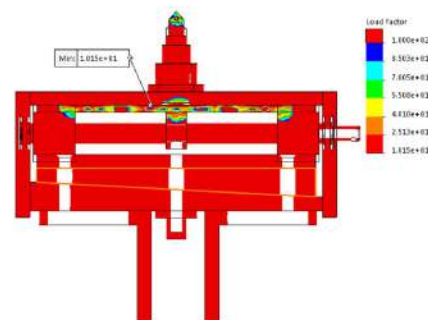
Залежності деформації від L



Залежності жорсткості від L



Результати симуляції напруження за Мізесом (Pa) для L=0 мм (а) та L=65 мм (б)

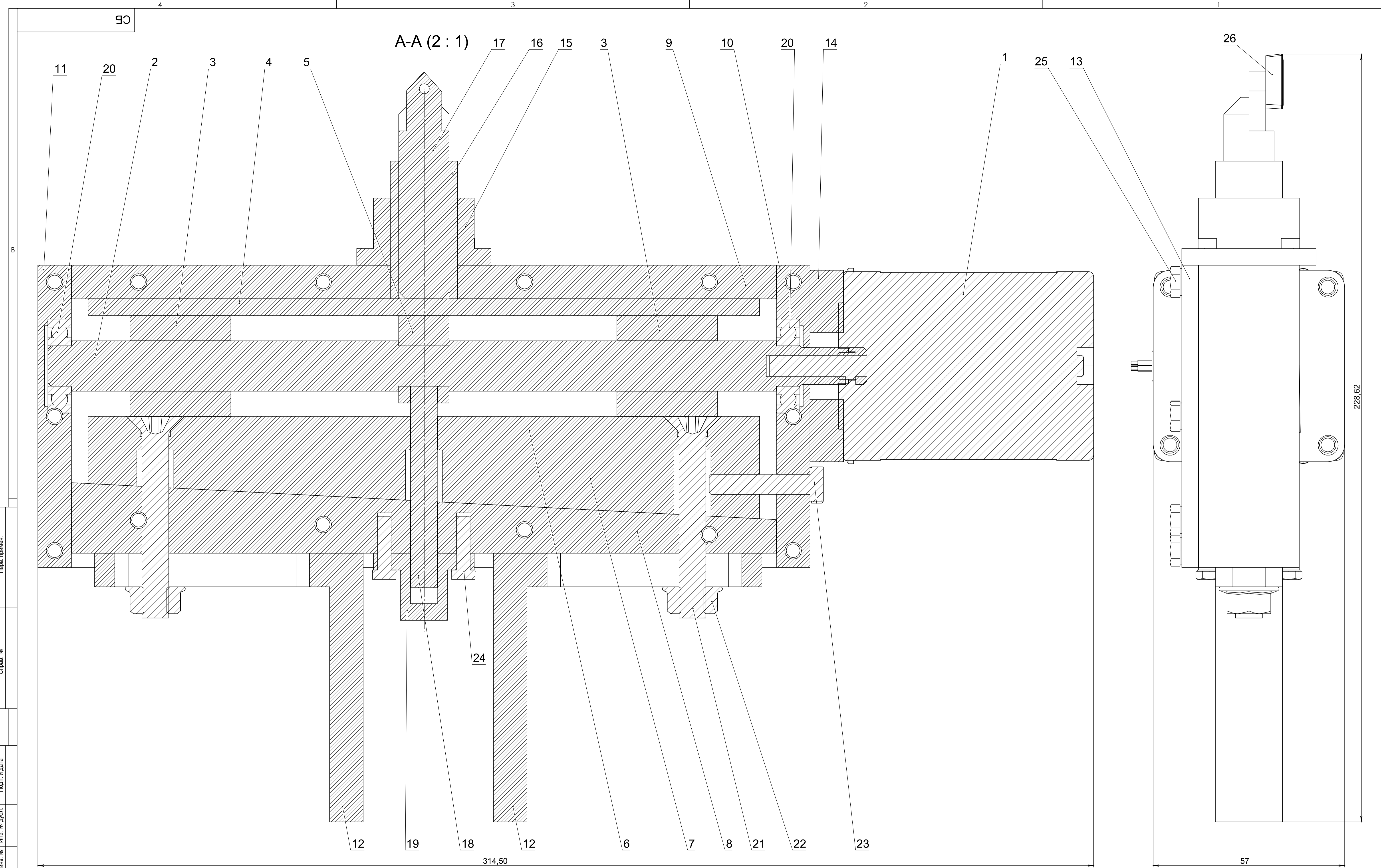


Коефіцієнт запасу втомної міцності

БДР.ПМК.065.00.005					Лист		Масштаб	
Авт. Лист	№ Версії	Лист	Дата	Статус	Лист	Масштаб	Лист	Масштаб
Розроб	Маслова В.С.	1/08/21						
Перев	Козлов В.С.	1/08/21						
Т.контр	Козлов В.С.	1/08/21						
Наглядач	Козлов В.С.	1/08/21						
Зав.	Ванчук В.І.							

Скінченно-елементний аналіз проєздності пристрою

ПМК-19-1



Изм. № подл. Подп. и дата. Взам. инв. №. Инв. № дубл. Подп. и дата. Справа №. Перепр. примен.

				БДР.ПМІК-065.00.004СК			Лит.	Масса	Масштаб	
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Пристрій керування точністю точіння			5,3	2:1	
Разраб.		Мосорко В.С.		21.06.21			Лист	Листов		
Пров.		Копей В.Б.		21.06.21						
Т. контр.		Копей В.Б.		21.06.21						
Н. контр.		Копей В.Б.		21.06.21						
Утв.		Панчук В.Г.								