

## Лабораторна робота №3

### Аналіз радіальної жорсткості конусних з'єднань засобами САПР.

**Мета роботи:** - є імітаційне дослідження впливу конструктивних параметрів модифікованого хвостовика ТФ на жорсткість його з'єднання зі шпинделем верстата.

#### **Порядок виконання:**

#### **1. Ознайомлення з теоретичними відомостями та короткий літературний огляд**

1.1. Аналіз робіт присвячених дослідженням з'єднань конічних хвостовиків інструментів з шпинделем

1.2. Варіанти покращеного з'єднання торцевих фрез зі шпинделями фрезерних верстатів.

#### **2. Розробка методики імітації зусилля затягування торцевої фрези в Solidworks Simulation.**

2.1. Прийнятий спосіб нормування точності конічного з'єднання.

2.2. Створення збірки. Створення статичного дослідження. Призначення матеріалів і граничних умов. Призначення навантаження

#### **3. Статичне нелінійне дослідження жорсткості з'єднання в Solidworks Simulation**

3.1. Короткі теоретичні відомості. Параметри обчислювального процесу нелінійного статичного аналізу.

3.2. Запуск дослідження. Оцінка результатів дослідження. Порівняння результатів переміщення та напруження в збірці.

#### **1. Ознайомлення з теоретичними відомостями та короткий літературний огляд**

#### **1.1. Аналіз робіт присвячених дослідженням з'єднань конічних хвостовиків інструментів з шпинделем.**

З літературних джерел відомо, що конічні з'єднання є різновидом фрикційних з'єднань, в яких є співвідношення між посадочними поверхнями деталей. При всій простоті таких з'єднань є певні складнощі у виготовленні конічних отворів з позиції забезпечення високої точності.

Для нерухомих з'єднань конічних хвостовиків інструментів з кінцями шпинделів верстатів характерні посадки з натягами. Власне сам натяг залежить від конусності, сили закріплення, відхилення форми, мікрогеометрії та, на нашу думку, від точності розмірів діаметрів усічених конусів.

Під час проведення досліджень у Вищій технічній школі в м. Аахан

(Німеччина) встановлено, що широко використовувані хвостовики інструментів 7:24 мають надто велику масу, що приводить до появи осьової складової відцентрової сили. Причому з літературних джерел відомо, що така складова сили співставна з силою закріплення хвостовика інструменту в шпинделі. Це, в свою чергу, приводить до порушення базування, втрати точності та жорсткості. Для компенсації даних факторів були розроблені пустотілі хвостовики HSK [1].

Безумовно, певний відсоток браку деталей при виготовленні їх з допомогою інструментів, котрі мають конічні хвостовики, пов'язаний з точністю положення конічного хвостовика або конічної оправки відносно шпинделя верстата.

Кінці шпинделів багатьох фрезерних верстатів виконані з конусністю 7:24 (конус Морзе).

В роботі [2] досліджені контактні характеристики з'єднання хвостовика з шпинделем під дією робочих навантажень з використанням методу скінченних елементів. З'єднання хвостовиків інструментів з шпинделями являється одним з найбільш податливих з'єднань в системі шпиндель-інструмент. Так за даними [2] 25-50% всієї деформації системи шпиндель-інструмент припадає на дане з'єднання. Це говорить про особливу важливість даного з'єднання.

В роботі [2] визначалася жорсткість та розподіл напружень (рис.1) під час дії наступних силових факторів: під дією різного рівня зусиль затиску та під дією радіальної складової сили різання. Останнє приводить до появи відцентрової сили (рис.2) котра впливає на розподіл еквівалентних напружень конічного з'єднання, зокрема конічного хвостовика інструменту (рис.3).

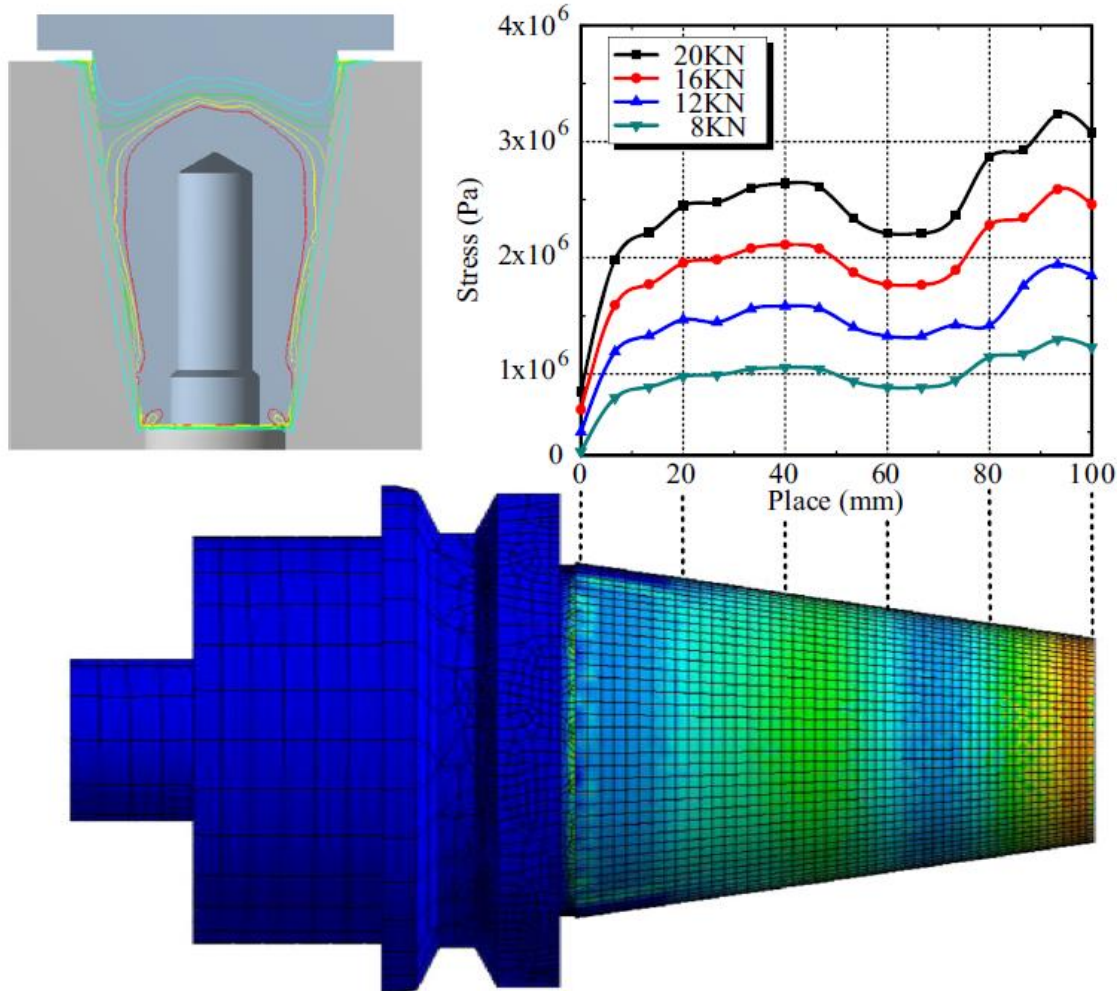


Рис.1. Розподіл еквівалентних напружень в хвостовику від дії зусилля фіксації хвостовика в шпинделі [2].

Для проведення дослідження розподілу еквівалентних напружень в хвостовику (рис.1.), авторами роботи [2] було прийнято, що коефіцієнт тертя становить 0,15, а зусилля фіксації змінювали в діапазоні від 0 до 20 кН. Результати даного дослідження показують, що еквівалентні напруження нелінійно розподілені в напрямку вздовж осі симетрії хвостовика – найбільші напруження виникають на кінці хвостовика (див. рис.1). В свою чергу це може знизити термін експлуатації як хвостовика так і шпинделя верстата. Тому вибір раціонального зусилля фіксації для рівномірного розподілу напружень є актуальною задачею.

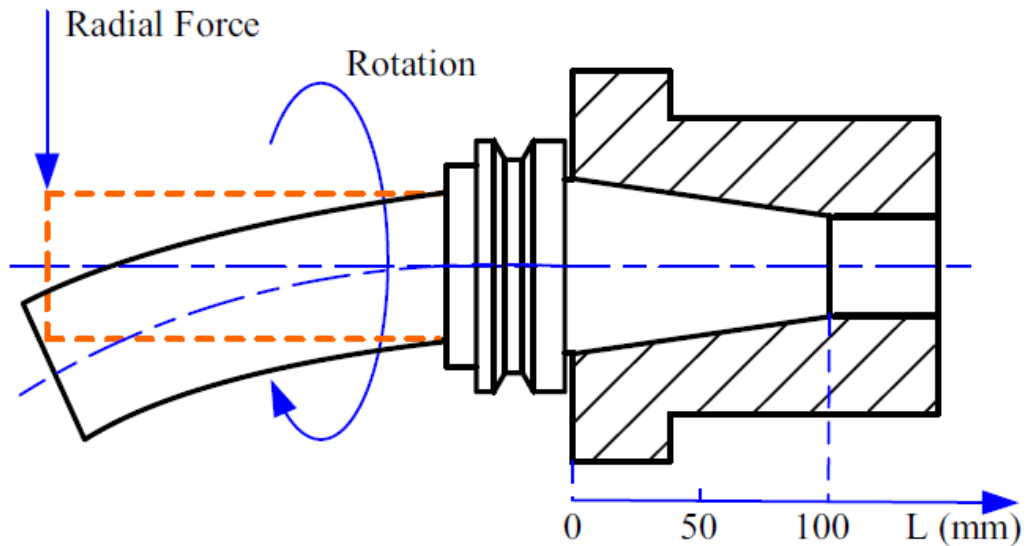


Рис. 2. Виникнення відцентрових сил від дії радіальної сили [2].

З рис.3 очевидно, що чим вища швидкість обертання тим вищий рівень еквівалентних напруг в кінчному хвостовику інструменту. Більше з тим, підвищення швидкості обертання призводить до збільшення нерівномірності розподілу напруг по довжині хвостовика. З цього виходить, що зі збільшенням частоти обертання жорсткість кінчного з'єднання хвостовика з шпинделем знижується. Таким чином актуальним є визначення раціональної швидкості обертання, котра буде достатня з точки зору режимів різання та не буде призводити то вагомому зниженню жорсткості кінчного з'єднання.

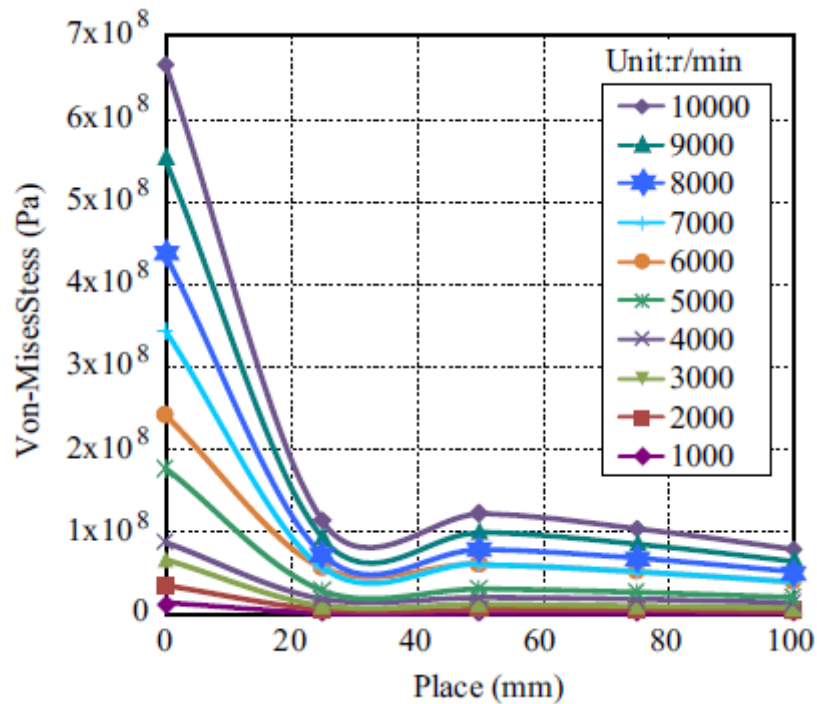


Рис. 3. Еквівалентні напруження на хвостовику залежно від швидкості обертання [2].

## 1.2 Варіанти покращеного з'єднання торцевих фрез зі шпинделями

## фрезерних верстатів.

Загальну проблему підвищення рівномірності навантаження ножів ТФ і всієї технологічної оброблюваної системи (ТОС) при фрезеруванні доцільно вирішувати двома зустрічними шляхами: зменшувати величини систематичної і випадкової складових биття різальних кромок лез ножів та зменшувати вплив самого явища биття на рівномірність процесу фрезерування [4,5].

Через існуючі похибки виготовлення конічних поверхонь хвостовика та шпинделя виникають нерівномірність прилягання в з'єднанні та навіть відсутність фактичного контакту на частині довжини з'єднання. Основними є похибки: некруглість – відхилення від правильного кола в поперечних перерізах; відхилення твірних від прямолінійності, відхилення кута конусності від номінального значення [5].

На сьогодні відомі розробки порожнистих конічних хвостовиків, котрі дозволяють підвищити точність та жорсткість з'єднання хвостовика зі шпинделем верстата. З літературних джерел відомо, що порожнисті хвостовики мають ряд переваг, а саме:

- менша довжина та маса;
- приблизно в два рази більша сила затискання;
- допустимі частоти обертання перевищують  $8000 \text{ хв}^{-1}$ ;
- висока статична та динамічна жорсткість;
- є можливість стискного деформування для відповідання профілю поверхні отвору шпинделя;
- можуть передаватися високі крутні моменти;
- максимальна точність заміни елементів інструментальної системи;
- точність повторення при встановленні;
- короткий час на заміну;
- мінімальне радіальне биття.

Тому для покращення конічного з'єднання ТФ діаметром 100 мм і менше з конусом 7:24 в роботі [3] запропоновано з'єднання за двома контактними поясками, при чому менший поясок пропонується виконувати пустотілим зі зниженою радіальною жорсткістю. Для подолання похибок виготовлення конічних твірних хвостовиків в роботах [3] запропоновано виконувати серединну проточку з залишенням двох посадочних поясків. Але й в цій ситуації можливим є контакт по одному з них. Для цього різьбове з'єднання хвостовика з шомполом перенесено в бік великого пояска, а малий поясок виконано зі зменшеною площею контакту (рис.4, б).

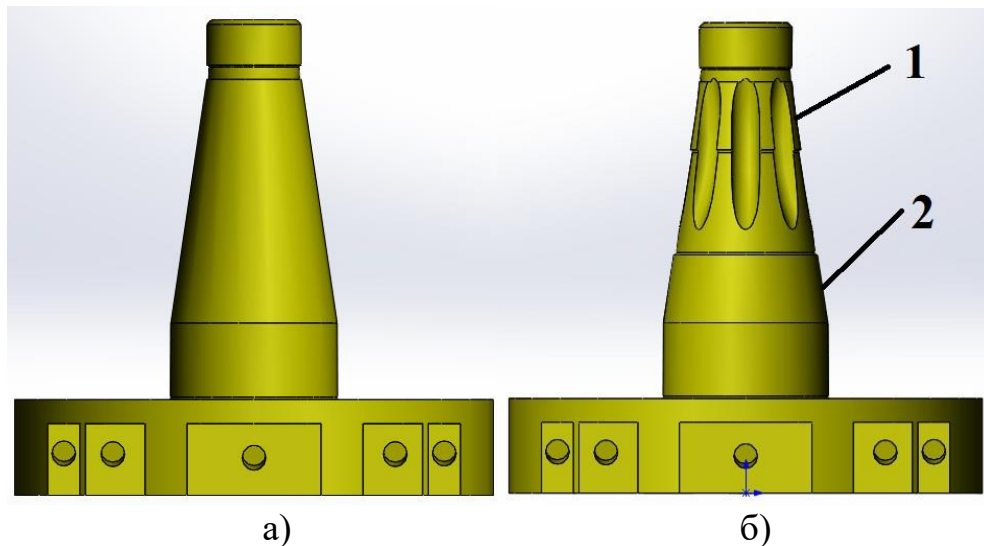


Рис. 4. Загальний вигляд твердотілої моделі стандартного хвостовика (а) та удосконаленого хвостовика (б), де 1 – малий поясок; 2 – великий поясок.

Жорсткість конічних з'єднань в значній мірі залежить від відхилення кутів конусів хвостовика та шпинделя [3]. Схематично утворення зазору в з'єднаннях конусів зображено на рис 8. (відхилення кутів конусів значно збільшено для кращої візуалізації).

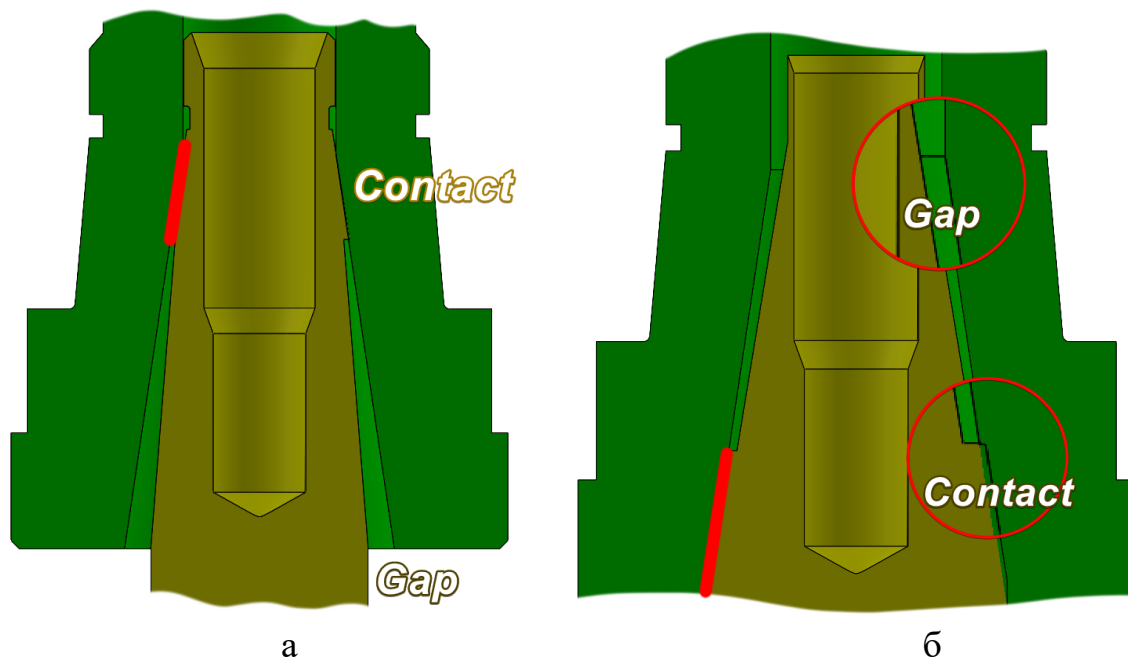


Рис.5. Схематичне зображення утворення зазору в конічних з'єднаннях: а – кут твірної конуса хвостовика менший кута твірної шпинделя; б – кут твірної конуса шпинделя менший кута твірної хвостовика;

Найбільш несприятливим для забезпечення жорсткості є випадок зображений на рис.5.а.

Тому, для визначення впливу конструктивних факторів хвостовика на жорсткість з'єднання на етапі проектування, важливим є комп'ютерне

моделювання статичної поведінки конічного хвостовика фрези при поступовому навантаженні.

## 2. РОЗРОБКА МЕТОДИКИ ІМІТАЦІЇ ЗУСИЛЛЯ ЗАТЯГУВАННЯ ТОРЦЕВОЇ ФРЕЗИ В SOLIDWORKS SIMULATION [4]

### 2.1. Прийнятий спосіб нормування точності конічного з'єднання.

Так як з ряду причин, котрі будуть детально обговорені нижче, імітаційна модель з'єднання ТФ-шпиндель не може в повній мірі відобразити всі характеристики реальної конструкції, застосуємо деякі спрощення у питанні нормування точності конічних деталей ТФ та шпинделя.

Стандарти встановлюють два способи нормування допусків конуса:

1. Спільне нормування всіх видів допусків допуском  $T_D$  діаметра конуса в будь-якому перерізі;

2. Роздільним нормуванням кожного виду допуску: допуск  $T_{DS}$  діаметра конуса в заданому перерізі, допуск  $A_T$  кута конуса, допуск  $T_{FR}$  круглості, допуск  $T_{FL}$  прямолінійності твірної конуса [5].

В даному дослідженні допуски форми конуса ( $T_{FR}$ ,  $T_{FL}$ ) не враховувалися, тому, що обраний перший спосіб нормування точності конуса [5] – спільне нормування всіх видів допусків допуском  $T_D$ . Конічне з'єднання ТФ – шпиндель фіксується по заданому зусиллю запресування (реалізованим затягуванням шомпола).

Так як  $T_D$  – допуск діаметра конуса в будь-якому перерізі, обмежимося перерізами основ зрізаних конусів шпинделя та хвостовика. Так як мова йде про інструментальні конуси, то обрано 6-й квалітет точності. Таким чином, поєднання полів допусків конусів у вказаних перерізах будуть виглядати наступним чином:  $\varnothing 39,6$  Н6/р6 та, відповідно,  $\varnothing 69,8$  Н6/р6, де:

- $\varnothing 39,6$  Н6 $\left(\frac{+0,013}{0}\right)$ ,  $\varnothing 39,6$  р6 $\left(\frac{+0,035}{+0,022}\right)$ ;
- $\varnothing 69,8$  Н6 $\left(\frac{+0,016}{0}\right)$ ,  $\varnothing 69,8$  р6 $\left(\frac{+0,042}{+0,026}\right)$ .


На основі граничних відхилень розмірів сформовані комбінації граничних відхилень, котрі використовувалися при розрахунках.

### 2.2. Створення збірки. Створення статичного дослідження.

**Призначення матеріалів і граничних умов. Призначення навантаження**

2.1. Відкрити папку з деталями (папку отримати у викладача). Відкрити деталі (розпізнавання деталей не виконувати).

2.2. Створити **новий документ** – збірку.

2.3. Першим додати **Шпиндель 6P12** (рис.6, а). Використати команди **Assemble-Insert Components** у полі **Part/Assemble to insert** обрати **Шпиндель 6P12** і натиснути . При цьому необхідно досягти повного спів

падіння центру довідкової системи координат збірки та деталі, як це показано на рис.6, поз.1

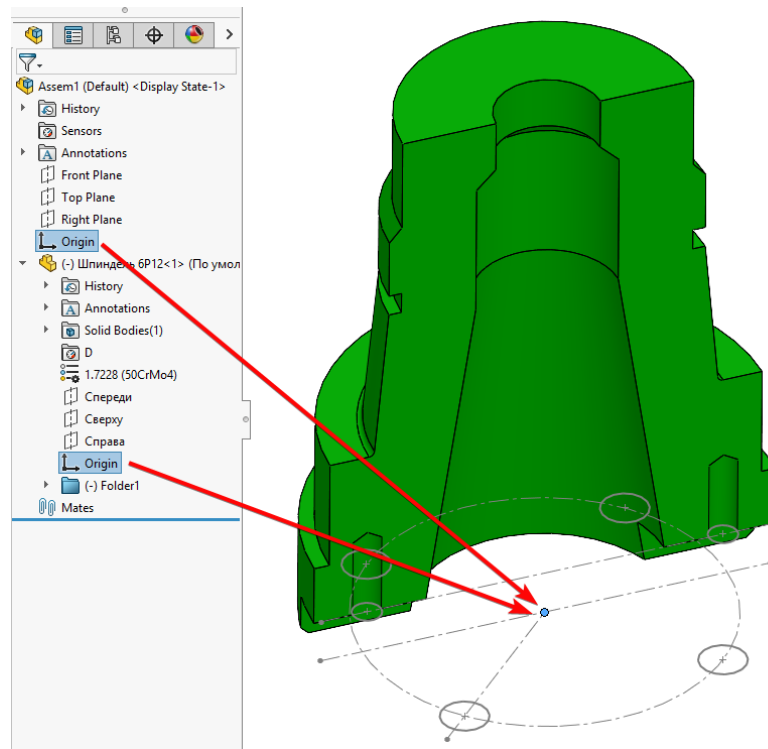
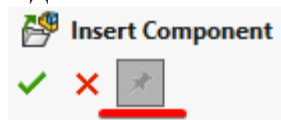
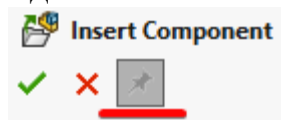


Рис. 6. Шпиндель 6P12

2.4. Виконати розріз деталі як це показано на рис.6, б використовуючи команду «**Section View**» (панель інструментів "Вид").

2.5. Використати команди **Assemble-Insert Components** у відкритому вікні **Part/Assemble to insert** обрати деталь «**Хвостовик удосконалений**» -



позиція 1 рис.7. (Натиснути кнопку ). Аналогічно додати в збірку деталі «**Шомпол**», «**Prostavka**» та «**Шомпол верх**» відповідно позиції на 2,3 та 4 на рис.7.

2.6. Використовуючи стандартне спряження «**Coincident**» з'єднати деталі «**Шпиндель 6P12**» та «**Хвостовик удосконалений**» як це показано на рис.8. При цьому буде мати місце інтерференція. З довідкової інформації SolidWorks [5-6] відомо, що інтерференція допустима лише в посадках з натягом (у версіях SolidWorks після 2021 не тільки у посадках з натягом, але це питання розглядається в іншій темі), це, у свою чергу, зумовлює необхідність використання спряження «**Coincident**» для конічних поверхонь контакту з'єднання шпинделя і хвостовика та використання інструменту «**Evaluate**» для перевірки відсутності інтерференції.

Для перевірки інтерференції виконати **Evaluate > Interference Detection** (рис.9).



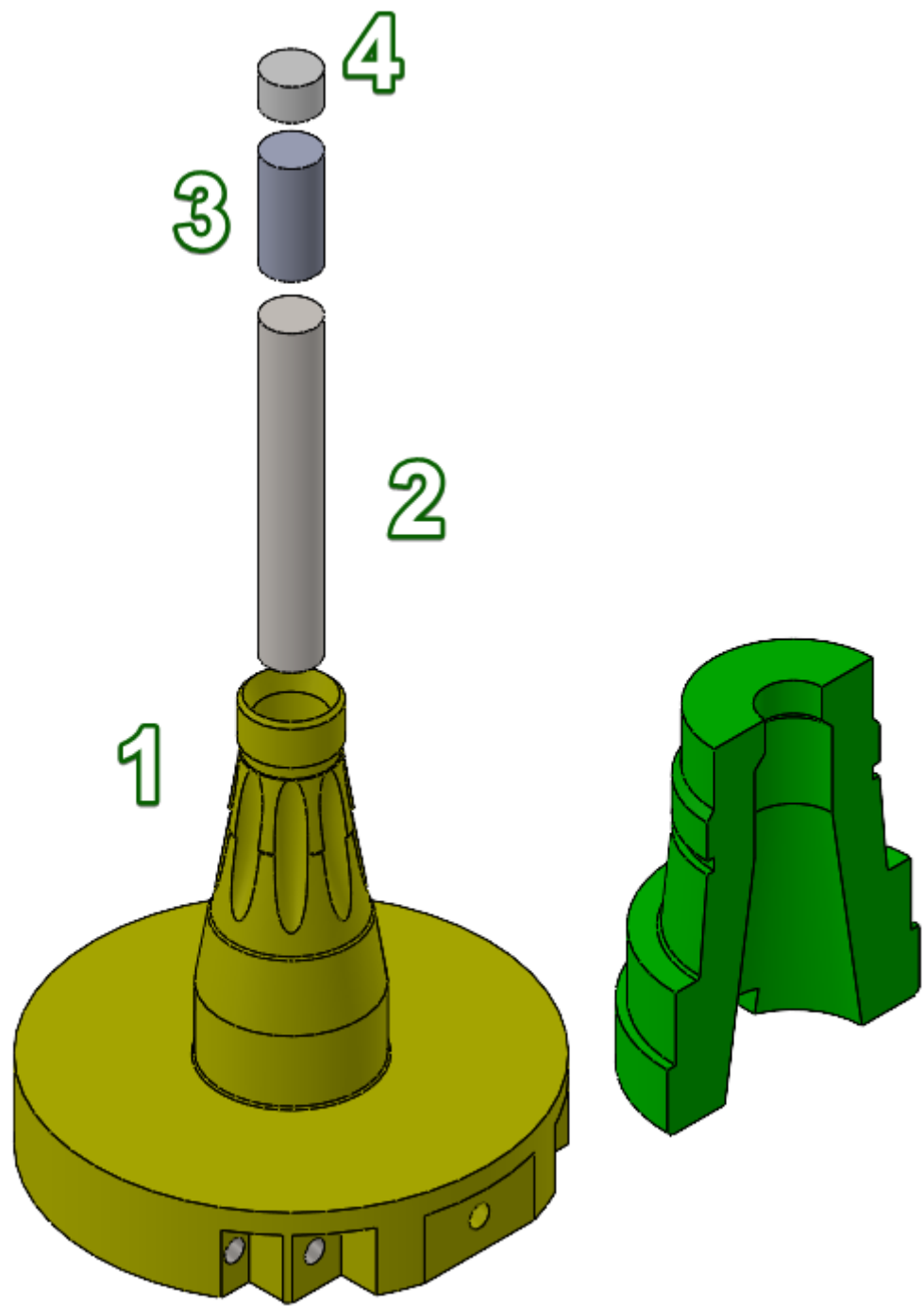
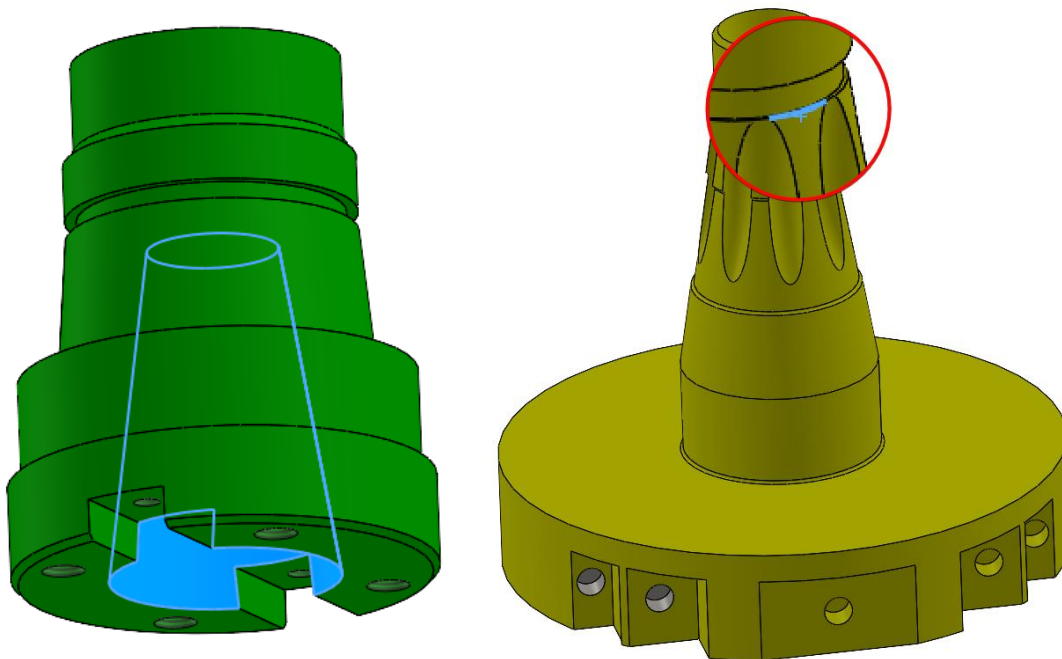


Рис. 7. Компоненти збірки



а) б)  
Рис.8. Формування спрження «Coincident»

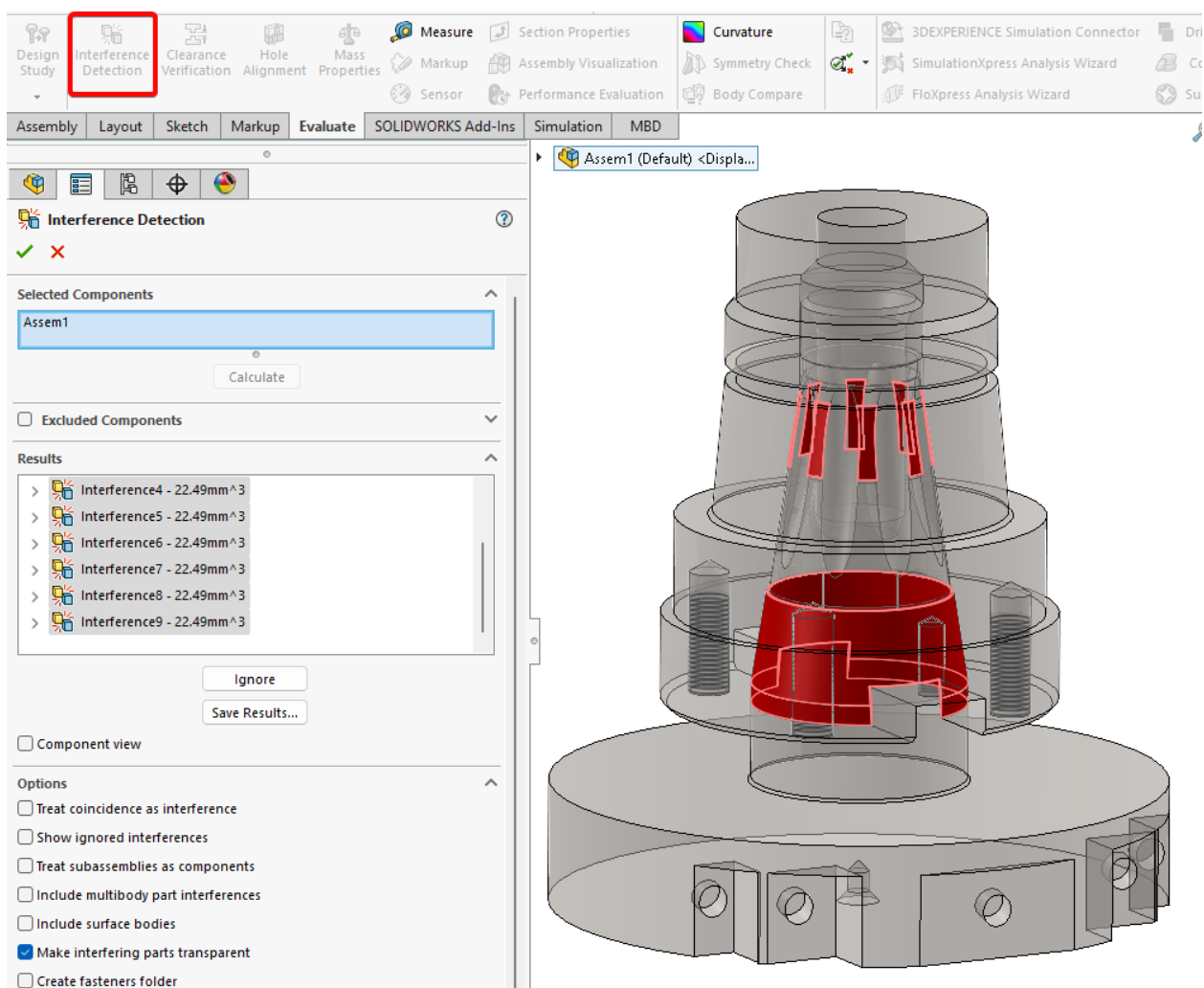


Рис. 11. Перевірка інтерференції.

Для розуміння причин виникнення інтерференції розглянемо рис.12.

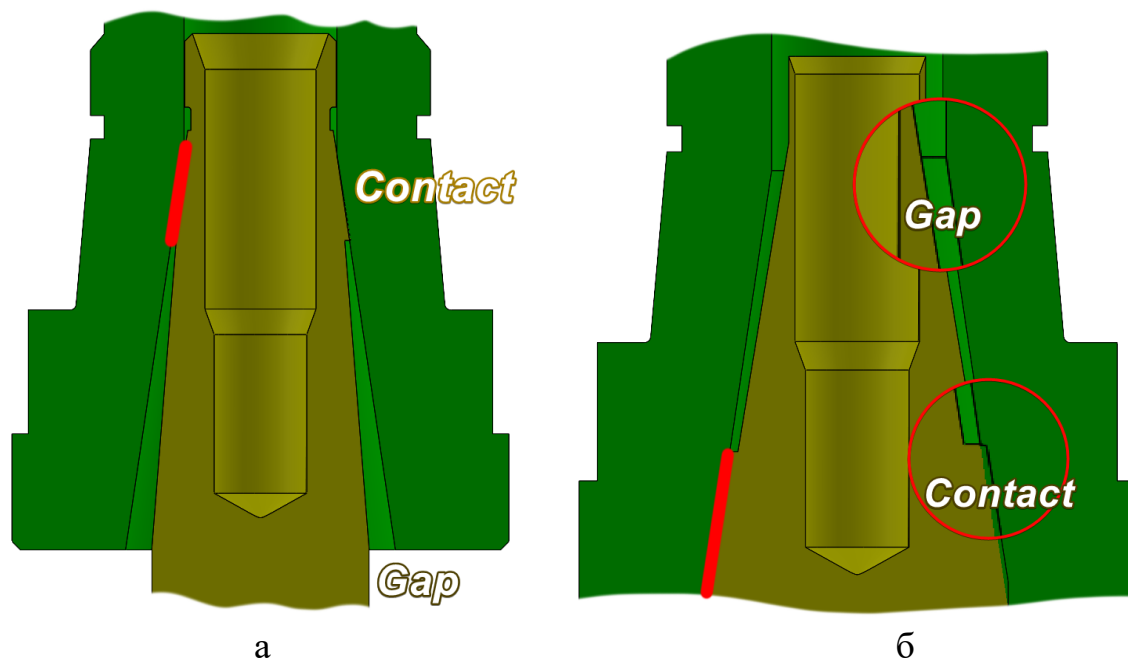


Рис.12. Схематичне зображення утворення зазору в конічних з'єднаннях та вибір контактних поверхонь для формування спряження «Coincident».

В даному випадку має місце формування спряження аналогічно рис.11, а, а зазор виникає аналогічно рис.11, б.

2.7. Перепризначення спряження. Погасити існуюче спряження «Coincident». Використовуючи стандартне спряження «Coincident» з'єднати деталі «Шпиндель 6P12» та «Хвостовик удосконалений» як це показано на рис.12.

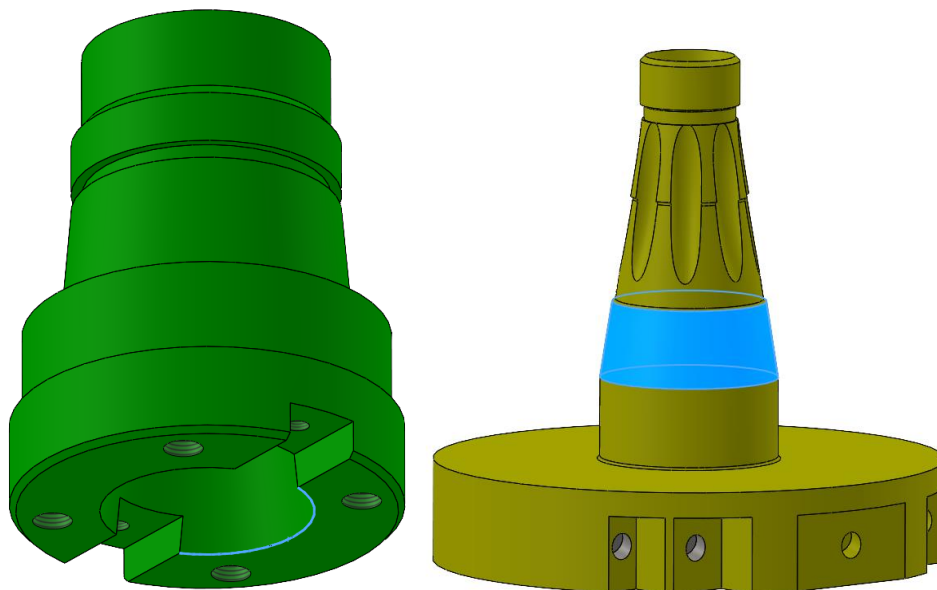


Рис.12. Призначення спряження «Касательность2»

Для перевірки інтерференції виконати **Evaluate > Interference Detection**.  
Інтерференція буде відсутня

2.8. Використовуючи стандартні спряження з'єднати деталі «Шпindelь «Хвостовик удосконалений», «Шомпол», «Prostavka» та «Шомпол верх» як це показано на рис.8.

2.8. Формування рівнянь для зміни розмірів деталей в межах полів допусків посадок.

- $\varnothing 39,6 \text{ Н}6 \left( \begin{smallmatrix} +0,013 \\ 0 \end{smallmatrix} \right), \varnothing 39,6 \text{ р}6 \left( \begin{smallmatrix} +0,035 \\ +0,022 \end{smallmatrix} \right);$
- $\varnothing 69,8 \text{ Н}6 \left( \begin{smallmatrix} +0,016 \\ 0 \end{smallmatrix} \right), \varnothing 69,8 \text{ р}6 \left( \begin{smallmatrix} +0,042 \\ +0,026 \end{smallmatrix} \right).$

2.9. Обрати **Tools >  $\Sigma$  Equations**. Перейти до глобальних змінних (рис.13). Записати **Name of Global Variables** «Шпindelь верх», натиснути клавішу **Tab**, в поле **Value/Equation**, ввести значення **39.6**, натиснути клавішу **Tab** декілька разів до переходу на нову стрічку. Таким чином ввести параметри всіх глобальних змінних відповідно до рис.13.

Переходимо до поля **Equation - Components**, (рис.13). Для початку розкриваємо дерево побудови збірки (рис.13), розкрити **дерево побудови деталі «Шпindelь 6P12»**, двічі клікнути на ескіз 1 та в графічному вікні обрати розмір «D6@Эскиз1@Шпindelь 6P12<1>.Part"» і вказати значення відповідно як в 4 пункті. Аналогічним чином сформуванати рівняння для 3-х інших розмірів (рис.14).

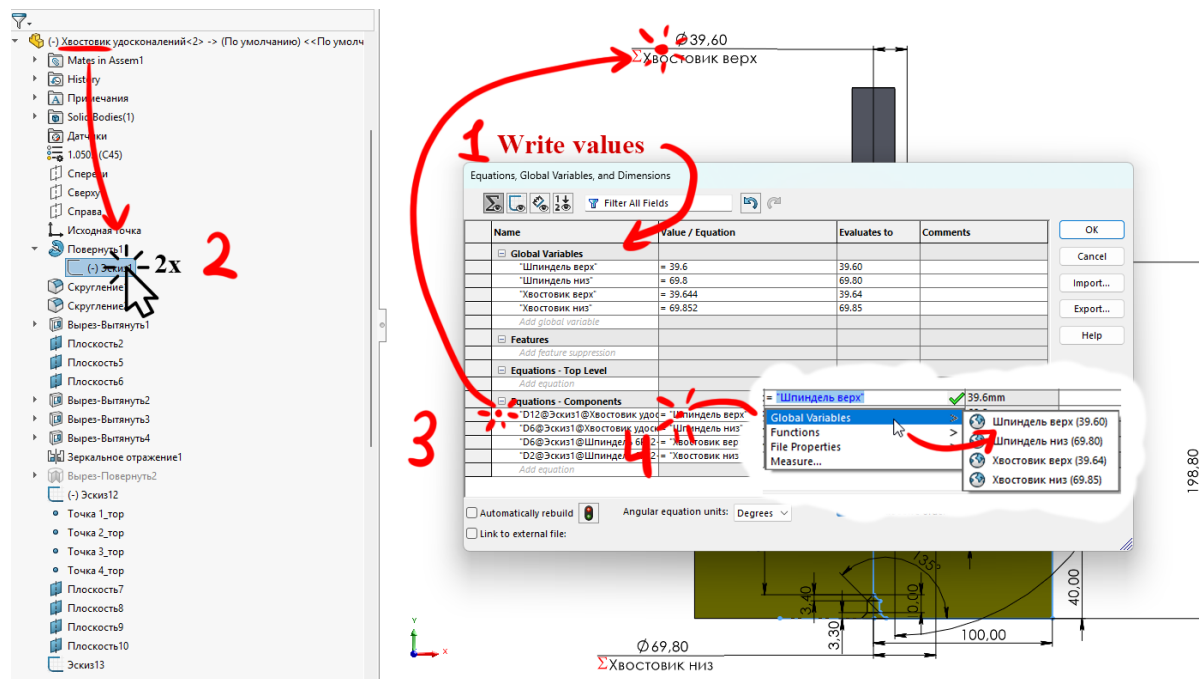


Рис. 13. Використання інструментарію рівняння

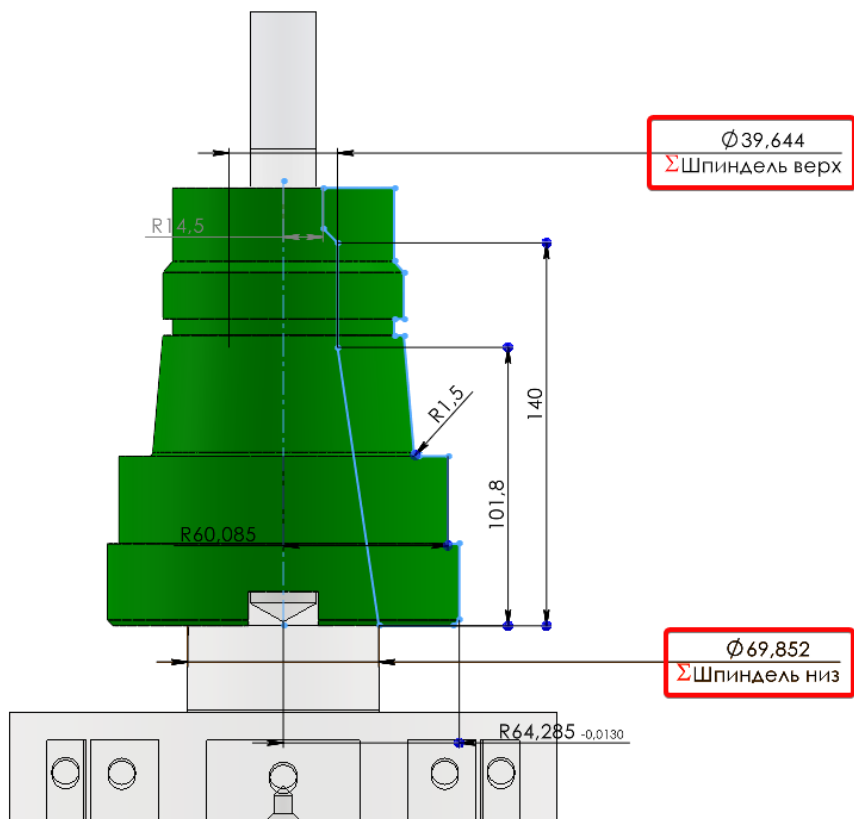
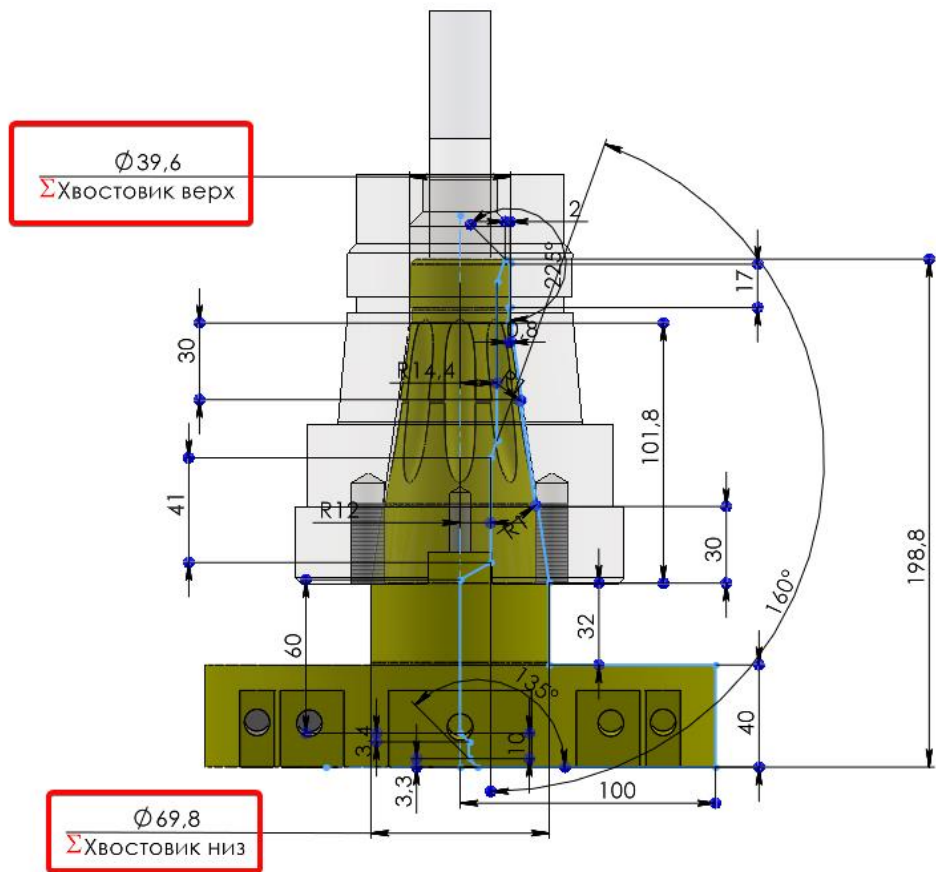


Рис.14. Розміри котрі керуються рівняннями

Після завершення вибору всіх розмірів таблиця з рівняннями має виглядати як показано на рис.15.

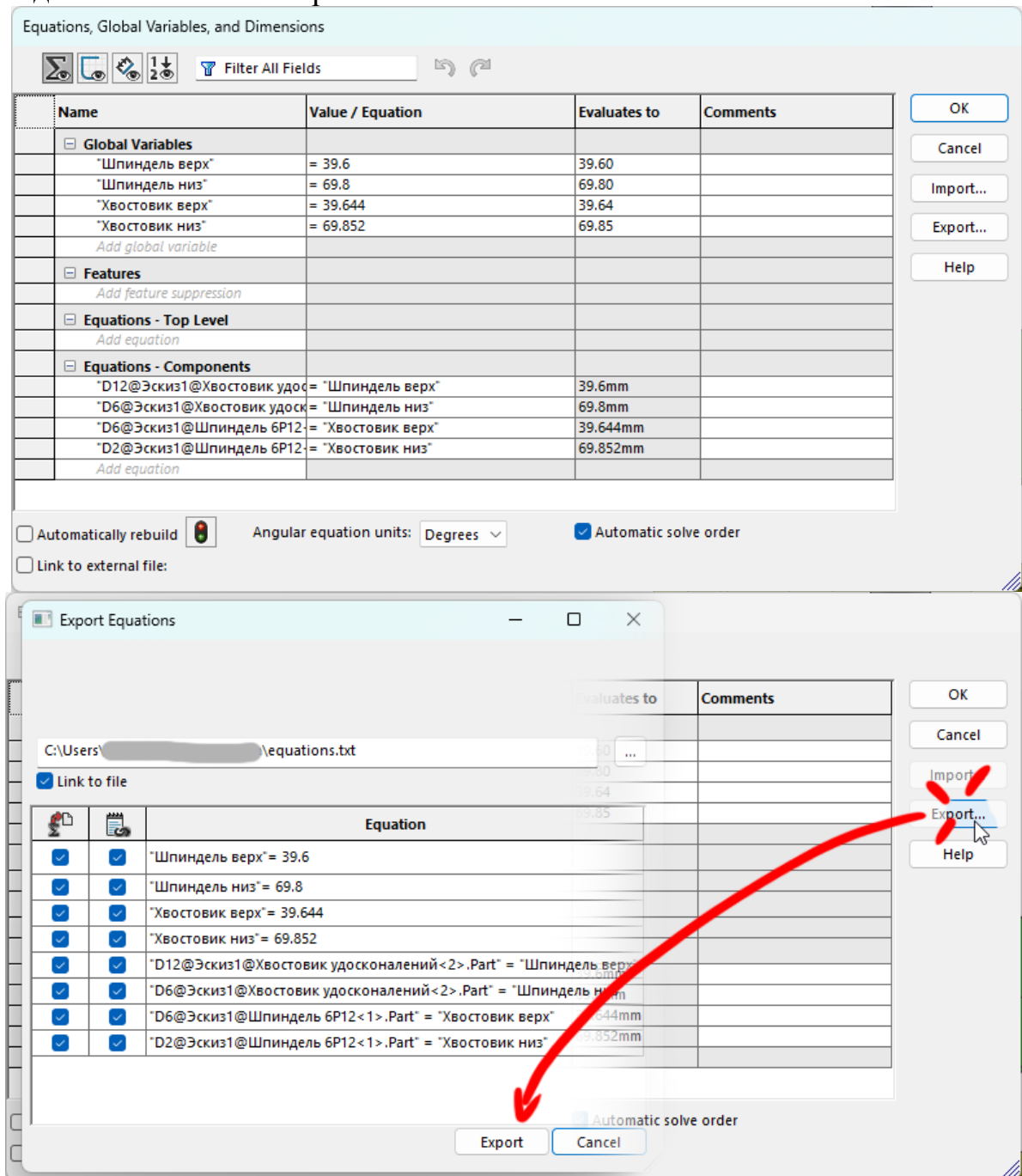


Рис.15. Таблица рівнянь.

Після цього потрібно виконати експорт рівнянь (рис.15), система сформує файл з розширенням .txt.

Надалі зміна 4-х розмірів, котрі визначають спряження конічних поверхонь, будуть відбуватися через редагування файлу «уравнения» (згенерований файл формату .txt.). Потрібно відкривати даний файл (рис.16), змінювати значення глобальних змінних та зберігати його, зміни в збірці відбудуться автоматично після перебудови моделі.

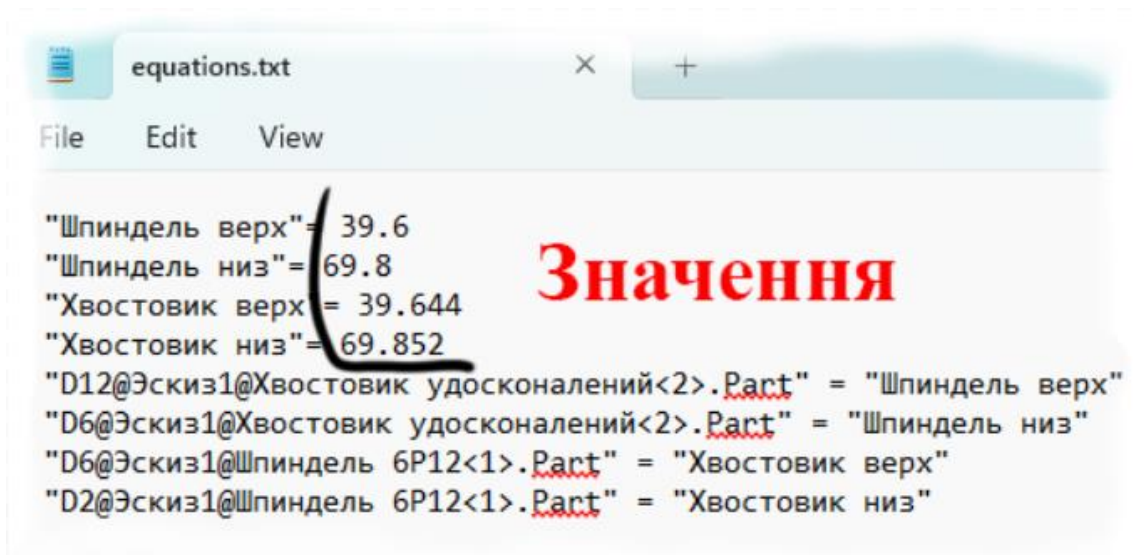


Рис.16. Згенерований файл для уведення значень глобальних змінних

2.10. Згенеровані набори розмірів (котрі потрібно вводити в файл «**equations**» формату .txt.) подані в таблиці 1.

Таблиця 1.

Комбінації граничних відхилень розмірів, котрі визначають спряження деталей

Набір 1		Набір 2		Набір 3		Набір 4	
Шпindelь	Хвостовик	Шпindelь	Хвостовик	Шпindelь	Хвостовик	Шпindelь	Хвостовик
39,6	39,644	39,626	39,644	39,6	40,0	39,6	39,67
69,8	69,852	69,8	69,884	69,84	70,00	69,8	69,884

Ввести в файл «**уравнения**» значення набору 1 (табл.1.). Набори 2-4 дослідити в межах самостійної роботи.

### 3. Статичне нелінійне дослідження жорсткості з'єднання в Solidworks Simulation

#### 3.1. Короткі теоретичні відомості. Параметри обчислювального процесу нелінійного статичного аналізу.

Для імітаційного моделювання кінцевого з'єднання хвостовика ТФ та шпindelя з метою дослідження його жорсткості необхідно виконати нелінійний статичний аналіз. Для даної задачі нелінійність викликана, на нашу думку, двома аспектами: контактною нелінійністю та геометричною нелінійністю. Геометрична нелінійність полягає в тому, що деформації деталей під час затягування шомпола можуть суттєво (30-50%) змінити жорсткість системи. Причому зростання жорсткості буде значним навіть при малій зміні площі контакту. Контактна нелінійність полягає в зміні площі контакту при збільшенні осьової сили від затягування шомпола.

В нелінійному дослідженні важливе місце займає призначення параметрів обчислювального процесу, основними з яких є:

- період часу для якого проводиться дослідження (час в даному випадку являється псевдозмінною);
- приріст кроку і дії;
- призначення допусків збіжності ітераційного процесу;
- метод управління (вкладка «Додатково»);
- ітераційний алгоритм (вкладка «Додатково»).

Фізична нелінійність матеріалів відображається в залежності характеристик пружності від історії навантаження – нелінійність кривої «напруження-деформації» або залежність деформації від часу (в'язкопружність, повзучість).

Контактна нелінійність найчастіше виникає на межі входження тіл в контакт, коли початкове навантаження передається через невелику площу, що може призвести до значних деформацій в цій зоні. Крім того, контактне тертя, в такому випадку, теж є джерелом нелінійності. Причому, зростання жорсткості буде значним при малому збільшенні площі контакту. Саме в таких місцях параметри скінчено-елементної сітки будуть визначальними. Процес генерації скінчено-елементної сітки в нелінійному аналізі аналогічний процесу генерації в лінійному, але, як було зазначено вище, чутливість до якості сітки значно вища.

Матеріали досліджуваної збірки являються лінійно-пружними ізотропними.

Необхідно призначати кінематичні умови, котрі виключають можливість руху збірки як жорсткого цілого, руху будь-якої деталі (або сукупності деталей) без їх деформації [6-7].

Інструментарій SolidWorks Simulation дозволяє розглядати контактні задачі і в лінійній постановці для малих та великих переміщень. Для лінійного і нелінійного аналізу доступна опція «**Large displacement**», що дозволяє вирішувати задачу методом послідовних навантажень з аналізом на кожному кроці положення пар поверхонь та орієнтації нормалей до них.

Але використання опції «**Large displacement**» супроводжується рядом обмежень:

- на відміну від нелінійних досліджень результати будуть доступні тільки на останньому кроці;
- якщо є нелінійність, котра не викликана контактом, лінійний аналіз є непридатним.

В даному випадку встановлено, що оптимальним буде формування контактних умов за допомогою набору контактів («**Contact**») у варіанті «**Component to Surface**».

Контакт типу «**Component to Component**» не може бути реалізований у випадку зазору, тому що потребує створення сумісної сітки. Такий тип контакту вимагає менше ресурсів ПК для процесу розрахунку у випадку коли немає значного ковзання компонентів, тому такий тип контакту непридатний для дослідження жорсткості хвостовика. З іншої сторони, генератор сітки на основі кривизни, не підтримує контакт типу «**Component to Component**». Тому даний тип контакту не може бути використаним в даному випадку.



В цілому тип контакту «**Surface to Surface**» є більш точним, ніж «**Component to Surface**», якщо використаний параметр «**Contact**» (унеможливує інтерференцію, але допускає зазори та врахування тертя). Проте вирішення задач з контактом типу «**Surface to Surface**» вимагає значних ресурсів ПК.

3.1. запуснути модуль **Simulation**. - Натиснути кнопку виклику меню «**SolidWorks**», та перейти у меню **Інструменти** → **Додатки**;

3.2. У вікні, що відкрилося, активувати **SolidWorks Simulation**:


3.3. Перейти у вкладку **Simulation** та запуснути **New Study**;

3.4. Задайте ім'я дослідження – **Тест**, та тип – **Static Analysis**:

3.5. Натиснути кнопку виклику меню «**SolidWorks**», перейти у меню

**Simulation** →  **Options**;


3.6. У вікні, що відкрилося, перейти у вкладку **Default Options** :



3.7. **Unit system** –  **SI (MKS)**

3.8. **Length/Displacement:**  ;

3.9. **Pressure/Stress:**

3.10. Якщо матеріали не призначилися автоматично (матеріали мають бути визначені для кожної деталі до створення дослідження), то зробити це вручну так як показано на рис. 17.1.

3.11. Натиснувши лівою кнопкою миші на  **Fixed Geometry** та зафіксувати грані, як показано на рис.17.2.

3.12. Натиснувши правою кнопкою миші на  **External loads**, обрати пункт  **Force** та прикласти навантаження, як це показано на рис. 17.2.

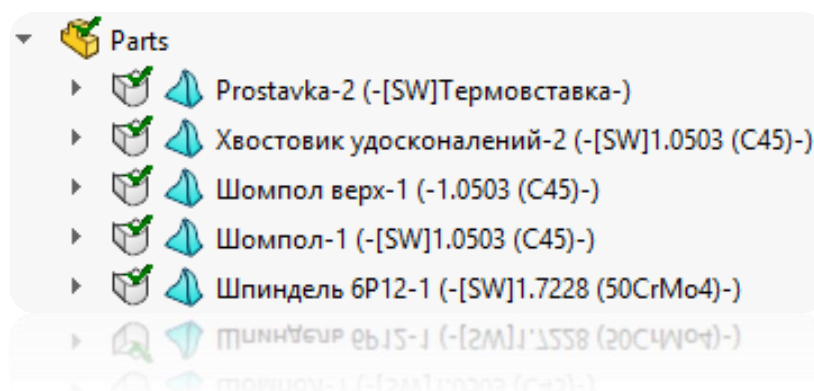


Рис. 17.1. Призначення граничних умов та навантаження

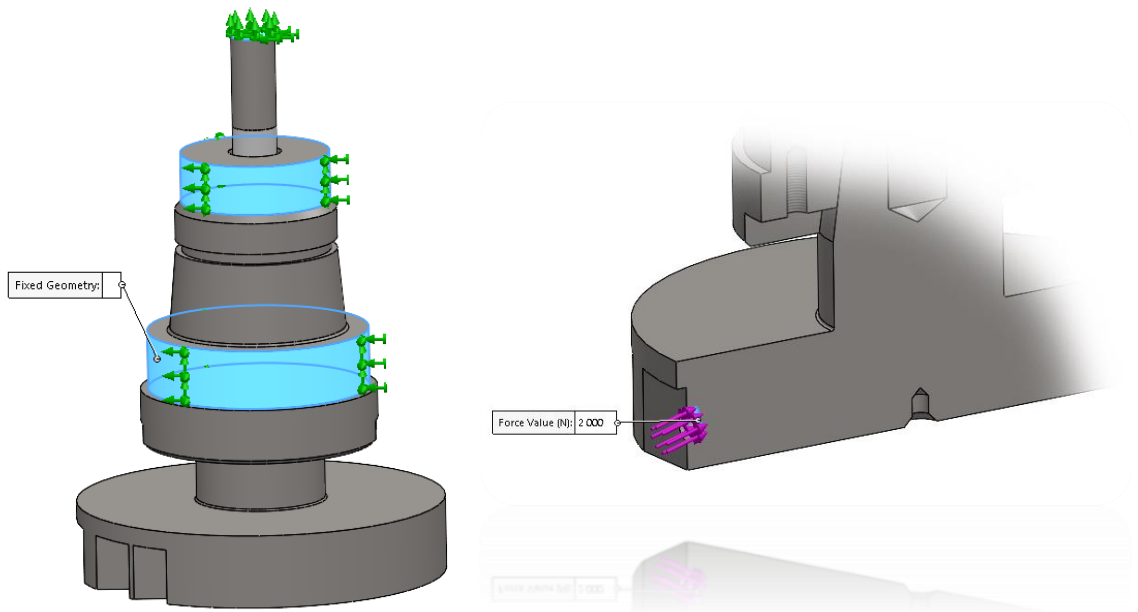
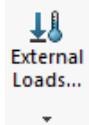





Рис. 17.2. Призначення граничних умов та навантаження

3.13. Натиснувши правою кнопкою миші на  External Loads..., обрати пункт  Temperature та прикласти навантаження, як це показано на **рис. 18, а**.

3.14. Натиснувши правою кнопкою миші на  Connections, обрати пункт  Component Interaction..., обрати компоненти як це показано на **рис.18, б**. Глобальні взаємодії відповідно до **рис.18, в**.

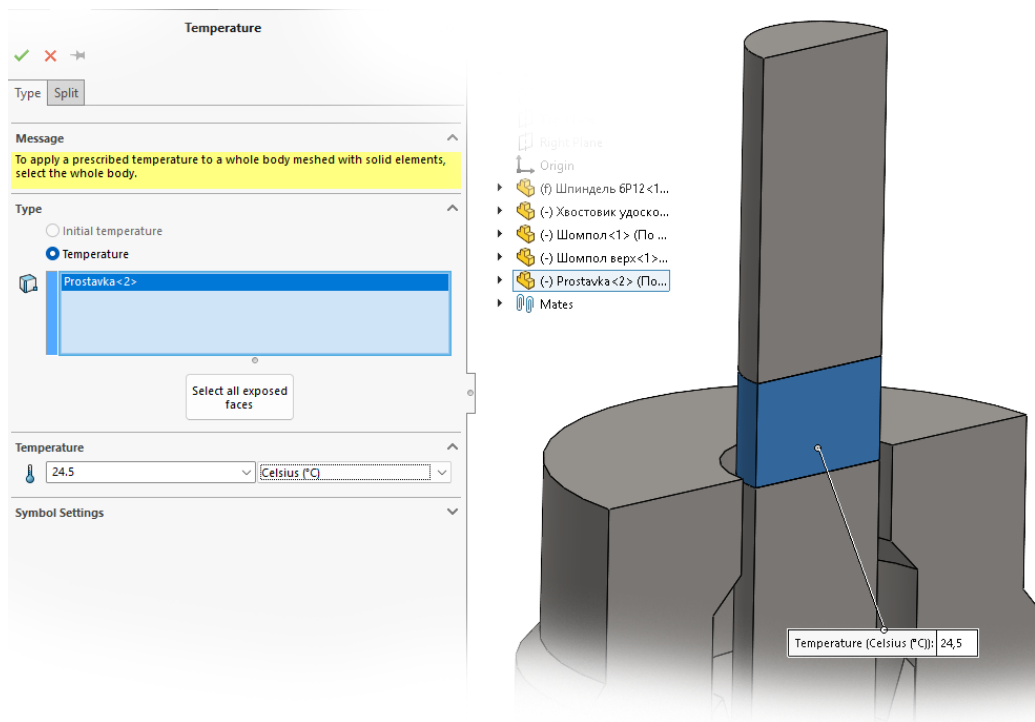


рис. 18. а

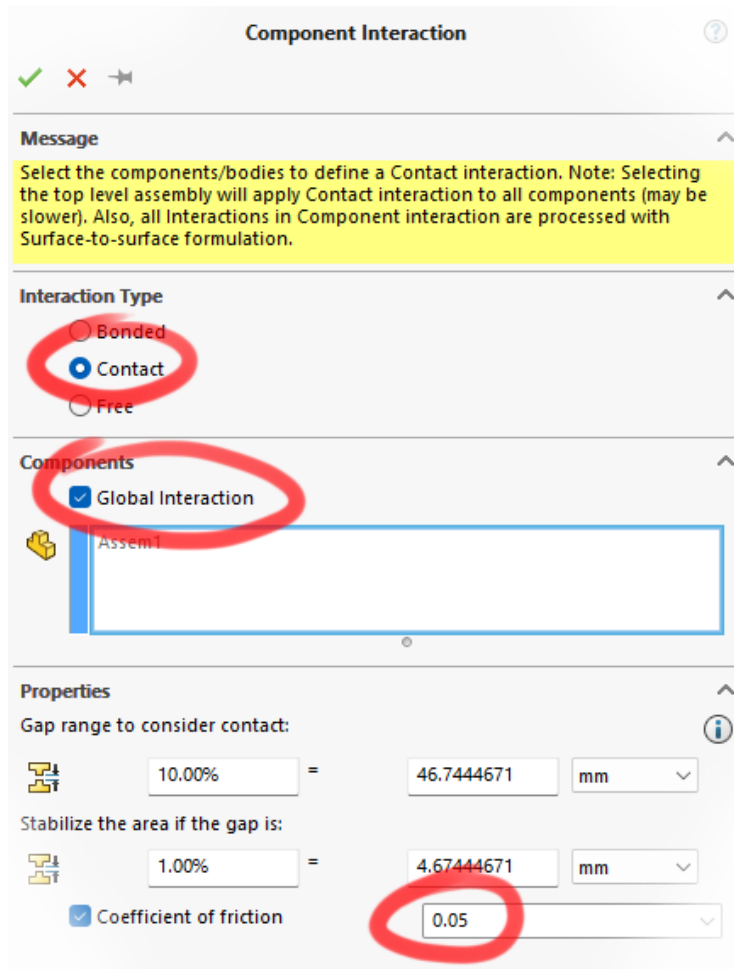


рис.18, б.

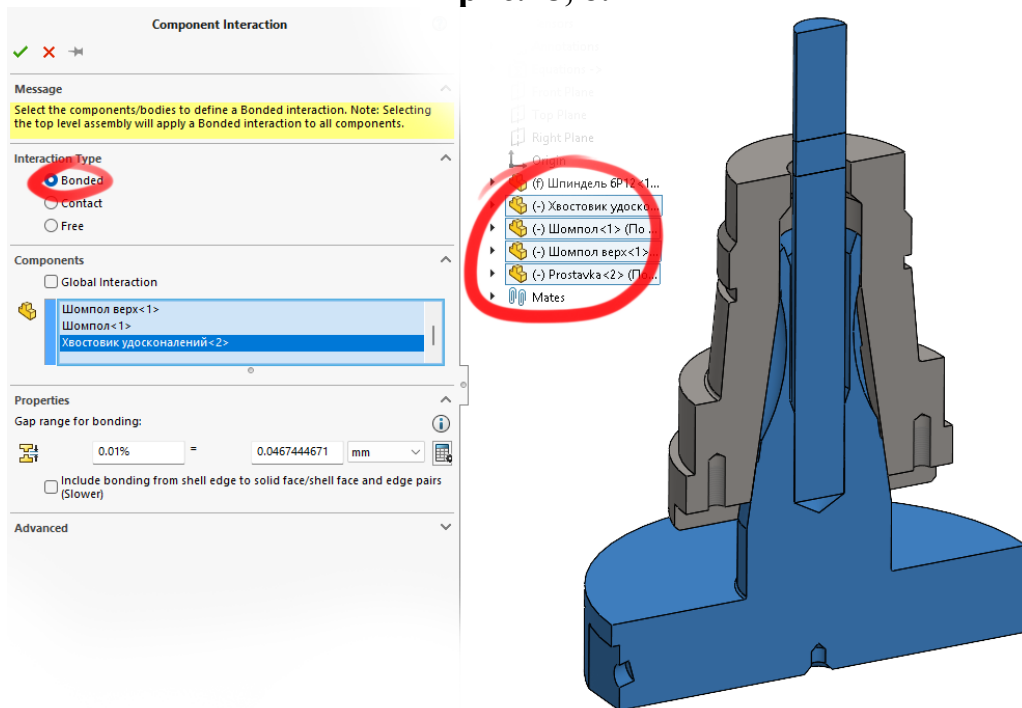


рис.18, в.

рис.18. Призначення термічного навантаження та контактних умов.

### 3.2. Запуск дослідження. Оцінка результатів дослідження. Порівняння результатів переміщення та напруження в збірці.

Проаналізувати результати досліджень та порівняти результати дослідження з рис.19.

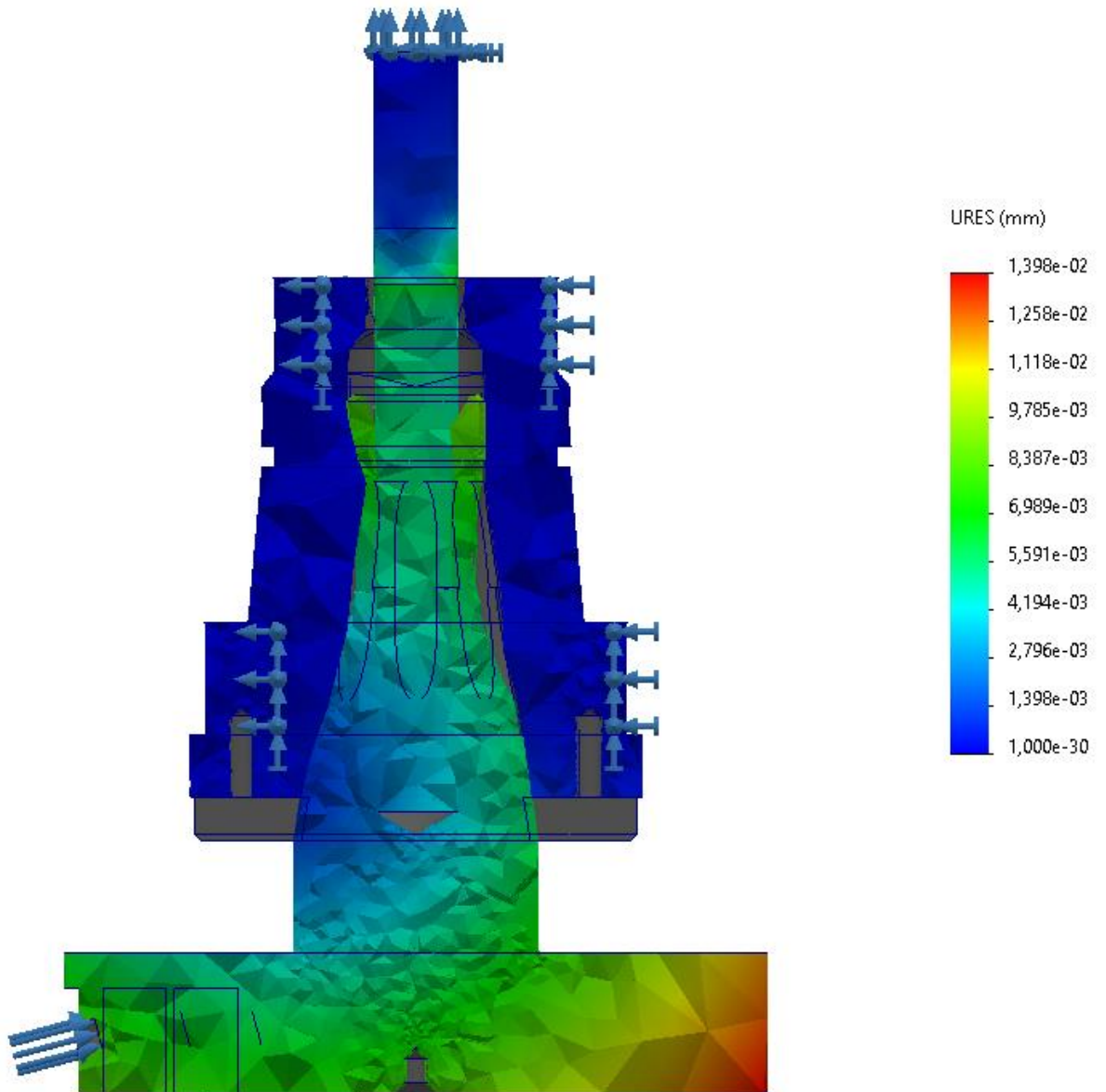


Рис. 13. Елюра переміщень по осі Z

### Список джерел

1. DIN 69893. Kegel-Hohlschafte mit Plananlage
2. Characteristics of Stiffness and Contact Stress Distribution of a Spindle-Holder Taper Joint Under Clamping and Centrifugal Forces / [X. Chao, Z. Jianfu, F. Pingfa та ін.]. // International Journal of Machine Tools&Manufacture. – 2014. – №82. – С. 21–28.
3. Глембоцька, Л. Є. Аналіз умов стабільної роботи торцевих фрез [Текст] / Л.Є. Глембоцька, П.П. Мельничук // Вестник НТУ "ХПИ", м. Харків, 2003. – № 1, Т. 8. – С. 55–68 .
4. Melnyk O., Hlembotska L., Balytska N., Holovnia V., Plysak M.(2020) The Imitation Study of Taper Connections Stiffness of Face Milling Cutter Shank Using Machine Spindle in the SolidWorks Simulation Environment. In: Ivanov V. et al. (eds) Advances in Design, Simulation and Manufacturing II. DSMIE 2019. Lecture Notes in Mechanical Engineering. Springer, Cham. P. 602–612. [https://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-3-030-22365-6\\_60](https://link.springer.com/chapter/10.1007%2F978-3-030-22365-6_60)
5. ДСТУ 2499-94 Основні норми взаємозамінності. Конуси та конічні з'єднання. Терміни та визначення
6. SOLIDWORKS Web Help [Електронний ресурс] // Dassault Systèmes. – 2029. – Режим доступу до ресурсу: [https://help.solidworks.com/2019/English/SolidWorks/sldworks/r\\_welcome\\_sw\\_online\\_help.htm?verRedirect=1](https://help.solidworks.com/2019/English/SolidWorks/sldworks/r_welcome_sw_online_help.htm?verRedirect=1) .
7. SOLIDWORKS Tech Blog [Електронний ресурс] // Dassault Systèmes. – 2024. – Режим доступу до ресурсу: <https://blogs.solidworks.com/tech/>