

© А.О. Хруцький<sup>1</sup>, А.С. Громадський<sup>1</sup>, Ю.Г. Горбачов<sup>1</sup>,  
В.А. Громадський<sup>1</sup>, Вік. А. Громадський<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Криворізький національний університет, Кривий Ріг, Україна

## АНАЛІЗ МЕТОДІВ МОДЕЛЮВАННЯ З'ЄДНАНЬ З НАТЯГОМ У СЕРЕДОВИЩІ SOLIDWORKS SIMULATION

A. Khrutskiy<sup>1</sup>, <https://orcid.org/0000-0002-9332-1748>

A. Hromadskyi<sup>1</sup>, <https://orcid.org/0000-0002-9910-9983>

Yu. Horbachov<sup>1</sup>, <https://orcid.org/0000-0003-2676-9734>

V. Hromadskyi<sup>1</sup>, <https://orcid.org/0000-0003-4481-0956>

Vik. Hromadskyi<sup>1</sup> <https://orcid.org/0000-0002-3988-1453>

<sup>1</sup>Kryvyi Rih National University, Kryvyi Rih, Ukraine

## ANALYSIS OF MODELING METHODS FOR INTERFERENCE FITS IN SOLIDWORKS SIMULATION

**Мета.** Розрахунок напружено-деформованого стану з'єднань з натягом типу «вал–втулка» та порівняльний аналіз різних методів їх моделювання в середовищі SolidWorks Simulation з метою визначення найефективнішого підходу для інженерних розрахунків.

**Методика.** Розрахунок здійснюється за допомогою трьох методів: застосування умови контакту Shrink Fit у складанні; окремий розрахунок деталей із завантаженням тиску на контактній поверхні; окремий розрахунок із застосуванням граничної умови радіального зміщення (Reference Geometry). Для кожного варіанта формується скінченно-елементна модель деталей із однаковими геометричними параметрами, механічними характеристиками матеріалу та величиною натягу. Порівняння виконується за точністю розподілу напружень і деформацій, фізичною коректністю отриманих результатів і тривалістю розрахунку.

**Результати.** Метод із використанням умови контакту Shrink Fit забезпечує найбільш фізично адекватне відтворення контактної взаємодії та коректний розподіл напружень у деталях. Проте обчислювальна складність контактної задачі призводить до значного збільшення часу моделювання, який у середньому у 17–18 разів перевищує час інших методів. Метод із прикладенням тиску дозволяє швидко виконувати розрахунок, але формує некоректний градієнт напружень у приповерхневій зоні втулки, що обмежує його застосування. Метод радіального зміщення поєднує високу швидкість (1–2 хвилини на деталь) із фізично коректним розподілом напружень і деформацій для обох деталей.

**Наукова новизна.** Встановлені залежності між точністю, швидкістю та фізичною адекватністю різних методів моделювання посадок з натягом, а також виявлено некоректний розподіл напружень у приповерхневій зоні при використанні методу тиску, що обмежує його застосування.

**Практична значимість.** Отримані дані розрахунку дозволяють обґрунтовано вибирати метод моделювання залежно від стадії проектування: метод радіального зміщення рекомендовано для повсякденної інженерної практики, а метод Shrink Fit — для фінальної валідації конструкцій.

**Ключові слова:** посадка з натягом, SolidWorks Simulation, напружено-деформований стан, метод скінченних елементів, контактна взаємодія, моделювання з'єднань, деформація.

**Вступ.** Посадки з натягом є одним із найпоширеніших типів з'єднань у сучасному машинобудуванні. Вони забезпечують надійність, жорсткість і герметичність нероз'ємних з'єднань деталей без використання додаткових кріпильних елементів. Такий тип з'єднань широко застосовується в приводних системах, трансмісіях, насосах, компресорах, редукторах, а також у високонавантажених вузлах машин, де критичною є передача обертального моменту, відсутність люфту та підвищена міцність.

Так, наприклад, у типовому валі редуктора може бути реалізовано від чотирьох до восьми посадок з натягом. Це як правило, підшипники, які встановлюються з натягом для запобігання прокручуванню, колеса та шківви – для забезпечення надійної передачі обертального моменту, та шпонки – для запобігання можливості прокручування коліс та шківів, посаджених на вал.

Таким чином, аналіз посадок з натягом є критичним як на етапі проектування, так і при верифікації надійності конструкції в процесі експлуатаційного моделювання.

У зв'язку з широким запровадженням сучасних САПР та CAE-систем усе частіше виникає потреба в адекватному моделюванні з'єднань з натягом, зокрема під час виконання розрахунків напружено-деформованого стану та контактної взаємодії. Неврахування фактичного натягу може призвести до недооцінки локальних напружень, помилкового визначення контактних тисків, що, у свою чергу, підвищує ризик проектних помилок і зниження надійності вузла.

Дослідження посадок з натягом займає важливе місце у сучасній інженерній науці, оскільки саме такі з'єднання широко застосовуються у машинобудуванні. У наукових літературних джерелах [1–6] питання моделювання та розрахунку посадок з натягом розглядаються з різних аспектів: від аналітичних моделей і FEM-аналізу до експериментальної перевірки та врахування похибок виготовлення.

Роботи [1, 4, 5] поєднують FEM-моделювання та експеримент для вузлів з натягом, демонструючи необхідність експериментальної перевірки граничних умов.

У статті [2] авторами виконано системний чисельний аналіз циліндричних посадок з натягом: наведено залежності між натягом, тиском та напруженнями/деформаціями, досліджено вплив матеріалів і тертя. Ця праця фактично задає «базову» картину стаціонарного контактного поля та може бути використана, як довідкова для валідації FEM-аналізу.

У роботі [3] авторами було застосовано FEM-моделювання посадок з натягом у задачах динамічного аналізу та дослідження нестійкості тертя. Показано, що оптимізація параметрів натягу може підвищити модальну стійкість вузла. Цікавою є саме методика проведення такого моделювання..

Окремий масив праць присвячений геометричним похибкам. Так, у [6] автори акцентували увагу на врахуванні похибок форми (циліндричності) при розрахунках з'єднань з натягом. Було показано, що відхилення від ідеальної геометрії можуть суттєво впливати на контактні напруження і деформації, а отже, на

довговічність вузлів. Для CAE-практики це означає доцільність локального згущення сітки і введення реалістичних допусків у геометрії.

Водночас, слід зазначити, що на відміну від численних кейсів для ANSYS/ABAQUS [1–6], у відкритій літературі суттєво менше системних порівнянь саме для SolidWorks Simulation — зокрема, альтернативних швидких підходів без явного контакту.

Отже, порівняльне дослідження можливостей моделювання посадок з натягом у середовищі SolidWorks Simulation є актуальним та практично значущим завданням для конструкторів, інженерів-аналітиків і користувачів CAE-систем.

**Мета дослідження.** Метою даного дослідження є виокремлення, систематизація та порівняльний аналіз основних методів моделювання посадок з натягом у середовищі SolidWorks Simulation. Особливу увагу приділено оцінці точності, ефективності, трудомісткості та можливості практичного застосування кожного методу для розв’язання інженерних задач, пов’язаних з аналізом контактної взаємодії та напружено-деформованого стану елементів механічних з’єднань.

Результати дослідження мають стати основою для розробки практичних рекомендацій щодо вибору методу моделювання залежно від задачі проектування та стадії життєвого циклу виробу.

**Основна частина.** Розглянемо можливі методи моделювання посадок з натягом у середовищі SolidWorks Simulation. У якості дослідних деталей використано просте з’єднання - валу та втулки (рис. 1).

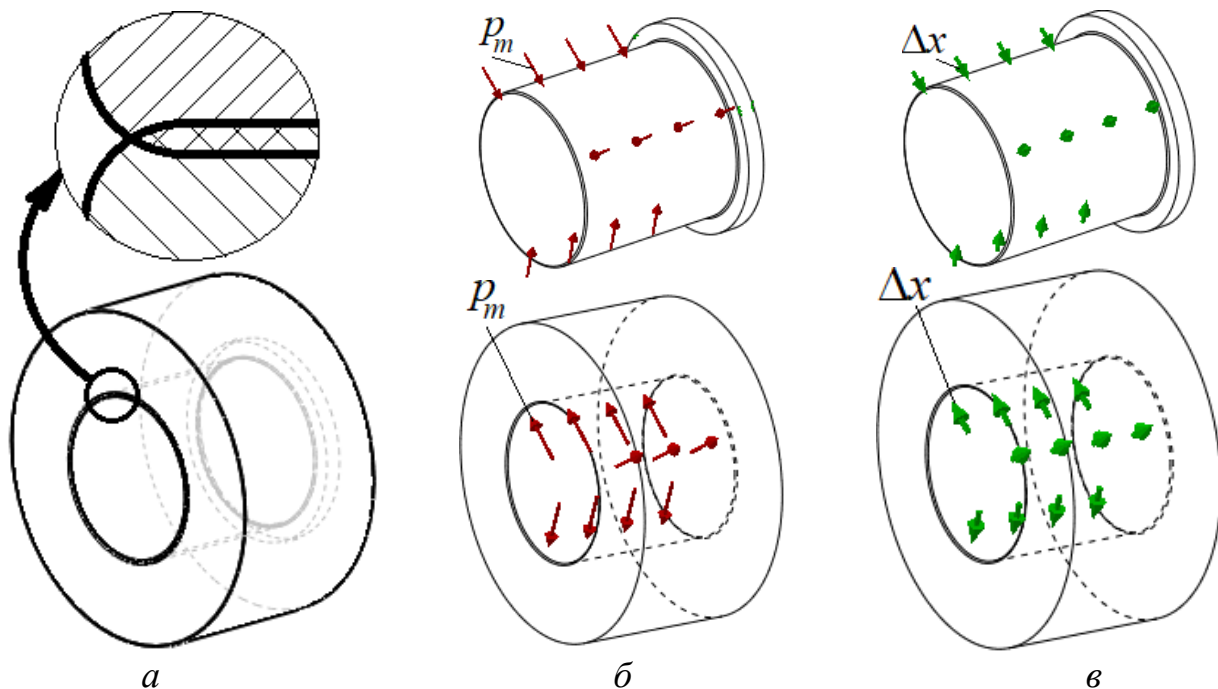


Рис. 1. Моделювання посадок з натягом у середовищі SolidWorks Simulation: *a* – метод із застосуванням граничної умови контакту типу Shrink Fit (гаряча посадка) у контексті складання; *б* – метод із застосуванням граничної умови навантаження Pressure (Тиск) у контексті деталі; *в* - метод із застосуванням граничної умови кріплення Reference Geometry (Довідкова геометрія) у режимі Translation (Зміщення) у напрямку Radial (Радіально) у контексті деталі

Номінальний посадковий діаметр з'єднання прийнято 100 мм, довжин контакту також 100 мм. Додатково для запобігання сингулярності на кромках зони контакту передбачено скруглення радіусом 1 мм.

Базовим методом моделювання посадки з натягом у SolidWorks Simulation є застосування спеціальної граничної умови контакту типу Shrink Fit (гаряча посадка) [7] у контексті складання деталей, що обов'язково мають взаємний перетин у зоні контакту. Тобто геометрія деталей спеціально проектується із взаємопроникненням у зоні посадки — зовнішній діаметр валу перевищує внутрішній діаметр отвору на задану величину натягу (див. рис. 1, а).

Після створення такого складання, у SolidWorks Simulation задається контактна пара з умовою Shrink Fit (гаряча посадка). Це дозволяє змоделювати посадку із натягом, наприклад гарячу посадку з наступним охолодженням.

Другий метод моделювання посадки з натягом у SolidWorks Simulation є розрахунок кожної деталі з'єднання окремо та застосування граничної умови навантаження Pressure (Тиск) [7] на поверхні деталей, що контактують у з'єднанні (див. рис. 1, б).

Значення тиску розраховується згідно відомих залежностей [8, 9], Па

$$p_n = \frac{N}{D_1 \cdot \left( \frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \quad (1)$$

де  $N$  – значення натягу, м  $E_1, E_2$  – модулі пружності матеріалу деталей, що сполучаються, а саме валу і втулки, Па;  $C_1, C_2$  – коефіцієнти Ламе, що залежать від розмірів деталей з'єднання та їх матеріалів (рис. 2)

$$C_1 = \frac{1 + \left( \frac{D_5}{D_1} \right)^2}{1 - \left( \frac{D_5}{D_1} \right)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + \left( \frac{D_1}{D_3} \right)^2}{1 - \left( \frac{D_1}{D_3} \right)^2} + \mu_2 \quad (2)$$

де  $\mu_1, \mu_2$  – коефіцієнти Пуассона матеріалу валу і втулки.

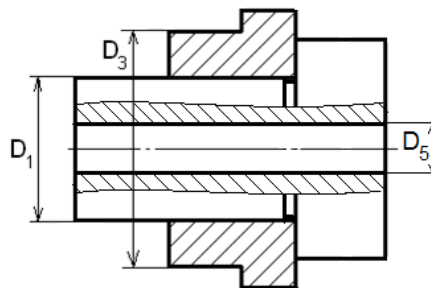


Рис. 2. Розрахункова схема [8, 9]

Третій метод моделювання посадки з натягом у SolidWorks Simulation є застосування граничної умови кріплення Reference Geometry (Довідкова геометрія) у режимі Translation (Зміщення) у напрямку Radial (Радіально) [7] (рис. 1, в), що імітує деформацію матеріалу деталей у з'єднанні. Деформація поверхні контакту

для валу та втулки не однакові, а залежать від властивостей матеріалу та розмірів деталей. Найбільш повно ця нерівномірність враховується завдяки коефіцієнтам Ламе (2). Отже значення деформації для граничної умови можна визначити так:

$$\Delta R_1 = \frac{N \cdot C_1}{C_1 + C_2}; \quad \Delta R_2 = \frac{N \cdot C_2}{C_1 + C_2} \quad (3)$$

Проаналізувавши ряд посадок з натягом (таблиця 1), встановлено, що найрозповсюдженішим значенням натягу для номінального діаметру 100 мм є значення від 20 мкм до 80 мкм. Менші значення практично не тримають деталі у з'єднанні і більше притаманні перехідним посадкам, а більші значення натягу сприяють надмірним напруженням у зоні контакту, що швидко призводить до руйнування деталей.

Таблиця 1

## Значення посадок з натягом для діаметру 100 мм

Посадка	Відхилення отвору, мм	Відхилення валу, мм	Мінімальний натяг, мкм	Середній натяг, мкм	Максимальний натяг, мкм
H7/ k6	+0,035 0	+0.025 +0.003	32 (зазор)	35 (зазор)	25
H7/ m6	+0,035 0	+0.035 +0.013	22 (зазор)	6,5	35
H7/ p6	+0,035 0	+0.042 +0.026	9 (зазор)	16,5	42
H7/ r6	+0,035 0	+0.073 +0.051	16	44,5	73
H7/ s6	+0,035 0	+0.093 +0.071	36	64,5	93
H7/ t6	+0,035 0	+0.133 +0.091	56	94,5	133
H7/ u6	+0,035 0	+0.146 +0.124	89	117,5	146
H7/ x6	+0,035 0	+0.2 +0.178	143	171,5	200

Проведемо порівняльне дослідження трьох методів моделювання натягу з такими значеннями натягу 20 мкм, 50 мкм і 80 мкм. В усіх дослідженнях прийняті такі параметри: матеріал деталей сталь 25Г; розмір комірок базової сітки – 8 мм, посадкові поверхні та скруглення мають локальне зменшення комірок сітки до 1 мм.

Використовуючи залежності (1, 2, 3), визначимо зміщення контактних поверхонь, максимальний тиск та напруження у зоні контакту (таблиця 2).

Проведено дослідження напружень та деформацій у посадці з натягом за першим методом моделювання - складання з деталями що перетинаються та граничною умовою контакту. Кількість вузлів сітки - 1964520. Час розрахунку склав 52 хв. 25 с. Результати наведені у таблиці 3 та на рис. 3.

Таблиця 2

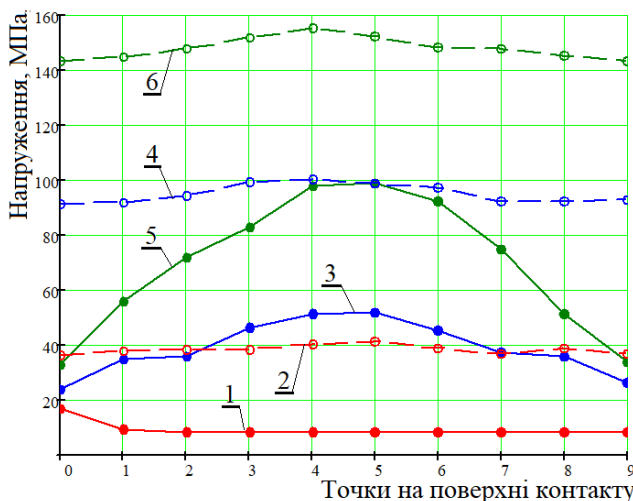
Розрахункові параметри посадки з натягом

Натяг, мкм	Тиск, МПа	Зміщення контактних поверхонь, мкм	
		Вал	Втулка
20	15,37	2,66	7,34
50	38,43	6,66	18,34
80	61,5	10,65	29,35

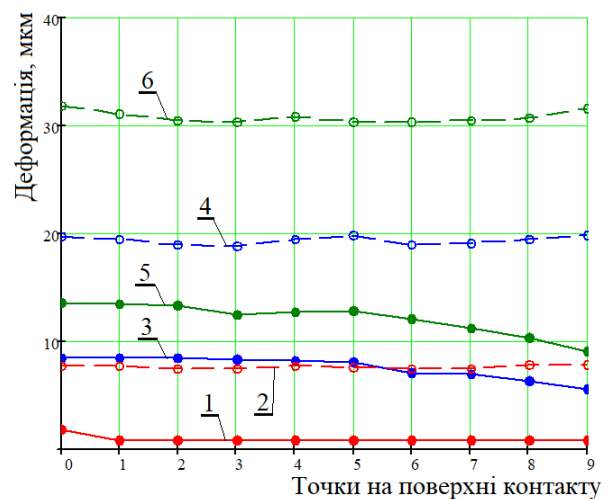
Таблиця 3

Результати дослідження першого варіанту

Натяг, мкм	Напруження максимальне, МПа		Деформація максимальна, мкм	
	Вал	Втулка	Вал	Втулка
20	16,97	41,745	1,83	7,9
50	52,22	100,48	8,52	19,83
80	98,81	155,69	13,61	31,83



а



б

Рис. 3. Результати моделювання за першим методом: *а* – залежність напружень від натягу по довжині зони контакту; *б* – залежність деформацій від натягу по довжині зони контакту; 1 – параметри валу, натяг 20 мкм; 2 – параметри втулки, натяг 20 мкм; 3 – параметри валу, натяг 50 мкм; 4 – параметри втулки, натяг 50 мкм; 5 – параметри валу, натяг 80 мкм; 6 – параметри втулки, натяг 80 мкм

Проведено дослідження напружень та деформацій у посадці з натягом за другим методом моделювання – окремий розрахунок деталей з'єднання та застосування на місці контакту граничної умови навантаження Тиск. Кількість вузлів сітки валу – 983805, втулки – 981961. Час розрахунку склав для валу – 1 хв. 20 с, для втулки – 1 хв, 40 с. Результати наведені у таблиці 4 та на рис. 4.

Проведено дослідження напружень та деформацій у посадці з натягом за третім підходом та методом моделювання – окремий розрахунок деталей з'єднання та застосування на місці контакту граничної умови кріплення Довідкова геометрія у режимі Зміщення у радіальному напрямі. Кількість вузлів сітки валу – 983805, втулки – 981961. Час розрахунку склав для валу – 1 хв. 20 с, для втулки – 1 хв, 10 с. Результати наведені у таблиці 5 та на рис. 5.

Таблиця 4

Результати моделювання

Натяг, мкм	Напруження максимальне, МПа		Деформація максимальна, мкм	
	Вал	Втулка	Вал	Втулка
20	14,855	37,769	3,21	7,36
50	37,143	89,43	8,04	18,4
80	59,37	143,12	12,89	29,45

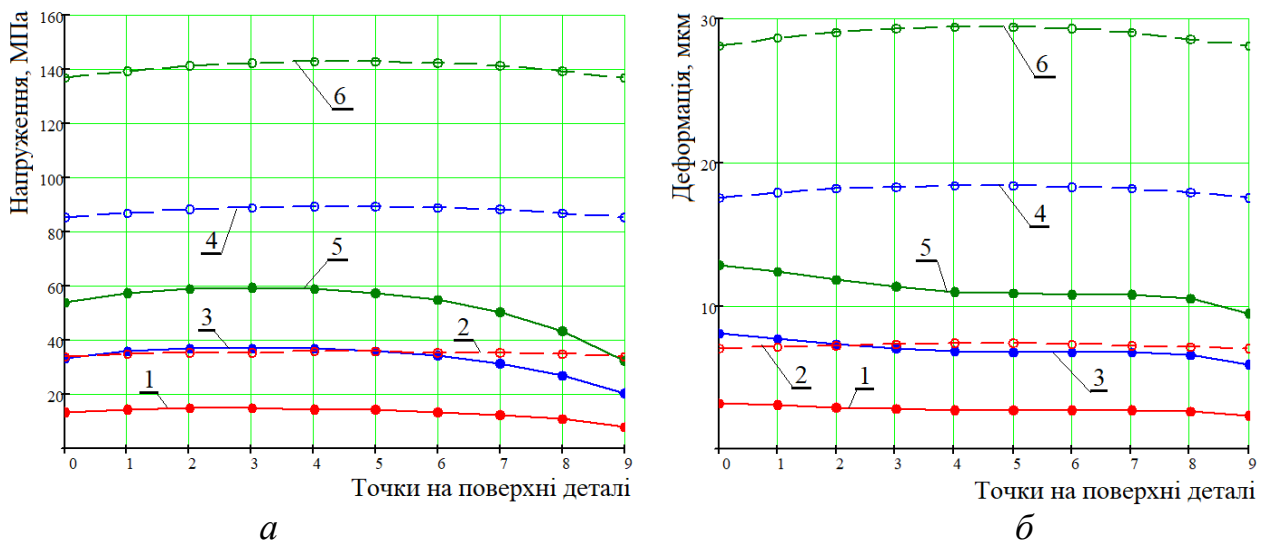


Рис. 4. Результати моделювання за другим методом: *a* - залежність напружень від натягу по довжині зони контакту; *б* - залежність деформацій від натягу по довжині зони контакту; 1 – параметри валу, натяг 20 мкм; 2 – параметри втулки, натяг 20 мкм; 3 – параметри валу, натяг 50 мкм; 4 – параметри втулки, натяг 50 мкм; 5 – параметри валу, натяг 80 мкм; 6 – параметри втулки, натяг 80 мкм

Проаналізуємо отриманні результати порівняльного моделювання посадок з натягом у SolidWorks Simulation.

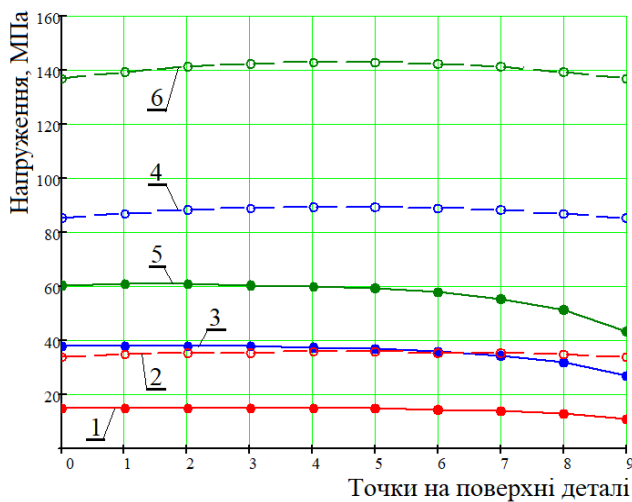
Перший (базовий) метод реалізовано у контексті складанні з використанням граничної умови контакту Shrink Fit (Гаряча посадка) на контактній парі. Другий і третій – окремий розрахунок валу і втулки у контексті деталі без застосування граничних умов контакту, але з попереднім визначенням, відповідно, контактного тиску (у другому підході) та радіального зміщення (у третьому підході) для кожної деталі.

З точки зору точності й адекватності базовий метод найповніше відтворює фізику контакту (нелінійний контакт, реальний перерозподіл тиску), тож дає надійну референсну картину, хоча локальна виразність полів обмежена через чисельні контактні згладжування.

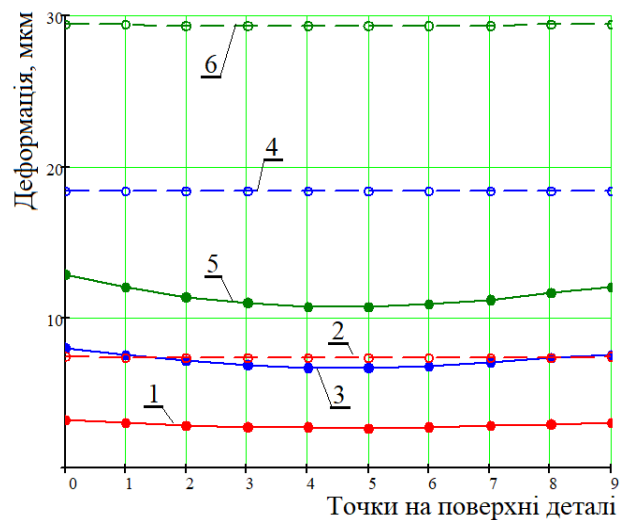
Таблиця 5

## Результати моделювання

Натяг, мм	Напруження максимальне, МПа		Деформація максимальна, мкм	
	Вал	Втулка	Вал	Втулка
0,02	15,23	35,62	3,2	7,37
0,05	38,11	89,43	8,01	18,41
0,08	60,97	143,12	12,82	29,46



а



б

Рис. 5. Результати моделювання за третім методом: *а* – залежність напружень від натягу по довжині зони контакту; *б* – залежність деформацій від натягу по довжині зони контакту; 1 – параметри валу, натяг 20 мкм; 2 – параметри втулки, натяг 20 мкм; 3 – параметри валу, натяг 50 мкм; 4 – параметри втулки, натяг 50 мкм; 5 – параметри валу, натяг 80 мкм; 6 – параметри втулки, натяг 80 мкм

З точки зору зручності робочого процесу він є найпростішим у налаштуванні (без пре-процесінгу), але дуже незручний у побудові моделей та важкий до обчислювання.

Другий метод простіший у постановці задачі на кожній деталі, але потребує достовірної оцінки контактного тиску, причому для валу результат адекватний, а на контактній поверхні втулки спостерігається некоректний градієнт напружень у приповерхневій зоні.

Третій метод, за умови правильно обчислених радіальних зміщень для кожної деталі у парі при натязі, забезпечує очікуваний профіль тиску та напружень та коректні діаграми для обох деталей при мінімальному часі рахунку і найкраще балансує між точністю і стабільністю.

З точки зору часу розрахунку перший підхід є у 17–18 разів повільнішим у порівнянні з іншими через застосування граничної умови контакту. На розрахунок за другим і третім підходами витрачається 1–2 хв на деталь, що робить їх придатними для проведення швидких досліджень і серійних варіацій.

Таким чином можна надати наступні рекомендації щодо використання розглянутих методів до моделювання з'єднань з натягом.

Третій метод забезпечує найкраще співвідношення точності, швидкості та зручності проведення дослідження, за умови правильного попереднього визначення деформацій, і добре підходить для проведення параметричних серій досліджень та оптимізації конструкції.

Для остаточної валідації нової конструкції або матеріалів рекомендується використовувати перший (базовий) метод, попри значну тривалість розрахунку, він має найвищу фізичну коректність результатів.

Другий підхід застосовувати не рекомендується через некоректний розподіл напружень та деформацій у приповерхневій зоні.

**Висновки.** Порівняно три методи до моделювання з'єднання з натягом типу «вал–втулка» з номінальним діаметром  $\varnothing 100$  мм, довжиною зони контакту 100 мм, для натягів від 0,02 до 0,08 мм у SolidWorks Simulation.

Метод розрахунку складання з граничною умовою Shrink Fit забезпечує найвищу фізичну точність і коректний розподіл напружень, але вимагає значних ресурсів, а час розрахунку у 17–18 разів більший за альтернативні варіанти.

Метод розрахунку деталей з'єднання окремо із граничною умовою навантаження Pressure є простим і швидким, проте дає некоректні напруження та деформації поблизу поверхні, що робить його непридатним для надійного аналізу.

Метод розрахунку деталей з'єднання окремо із граничною умовою кріплення Reference Geometry з радіальним зміщенням поєднує швидкість і достатню точність. При попередньому визначенні радіальних деформацій за аналітичними формулами він забезпечує фізично обґрунтовану картину напружень і є оптимальним для інженерної практики, параметричних досліджень та оптимізації.

Подальші дослідження доцільно спрямувати на некруглі з'єднання з натягом, зокрема «шпонка–паз».

#### Перелік посилань

1. Chen C.-P., Ho M., Li T.-T. & Fuh Y.-K. (2022). Numerical and Experimental Studies on the Load Characteristics of Geometric Interference of Steel-Aluminum Knurled Interference Fit. *Metals*, 12, 2078. <https://doi.org/10.3390/met12122078>
2. Madej J. & Sliwka M. (2021). Analysis of Interference-Fit Joints *Applied Sciences*, 11, 11428, <https://doi.org/10.3390/app112311428>
3. Nagib Elmekawy A.M., Badr T. & Elgamal H. (2023). Interference Fit Contact Finite Element Modelling and Optimization for Modal Analysis and Friction Instability. *AIAA SCITECH 2023 Forum*, 23–27 January 2023. <https://doi.org/10.2514/6.2023-2233>
4. Paredes M., Nefissi N. & Sartor M. (2012). Study of an interference fit fastener assembly by finite element modelling, analysis and experiment. *International Journal on Interactive Design and Manufacturing*, 6(3), 171–177. <https://doi.org/10.1007/s12008-012-0146-z>
5. Sikanen, E., Heikkinen, J. E., & Sopanen, J. (2018). Shrink-fitted joint behavior using three-dimensional solid finite elements in rotor dynamics with inclusion of stress-stiffening effect. *Advances in Mechanical Engineering*, 10(6). <https://doi.org/10.1177/1687814018780054>

6. Wang, C.-P., Qi, H.-Y., Hao, W.-X., & Hou, D.-M. (2022). Three-dimensional contact surface modeling and stress analysis of interference fit based on cylindricity error. *Archive of Applied Mechanics*, 92(3), 993–1014. <https://doi.org/10.1007/s00419-021-02089-8>
7. *SOLIDWORKS Help*.  
[https://help.solidworks.com/2020/English/SolidWorks/sldworks/r\\_welcome\\_sw\\_online\\_help.htm](https://help.solidworks.com/2020/English/SolidWorks/sldworks/r_welcome_sw_online_help.htm)
8. Luo, H. Y., Liu, C. J., & Li, K. (2010). Contacting Model Considerations of Interference Fit for Shaft-Hub System. *Advanced Materials Research*, 118–120, 294–298. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amr.118-120.294>
9. Armillotta, A. (2023). Tolerance analysis by static analogy on 2D assemblies with fits and fasteners. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 127(1–2), 507–525. <https://doi.org/10.1007/s00170-023-11536-5>

### ABSTRACT

**Purpose.** To calculate the stress–strain state of shaft–hub interference-fit joints and to perform a comparative analysis of different approaches to their modeling in SolidWorks Simulation in order to determine the most efficient method for engineering calculations.

**The methods.** Three approaches were applied: the Shrink Fit contact condition in an assembly; separate analysis of the components with pressure applied to the contact surface; and separate analysis using a radial displacement boundary condition (Reference Geometry). For each approach, finite element models with identical geometry, material properties, and interference values were created. The methods were compared in terms of stress and deformation distribution accuracy, physical consistency of the results, and computation time.

**Findings.** The Shrink Fit contact method provides the most physically adequate representation of the contact interaction and produces a correct stress distribution in the components. However, the computational complexity of the contact problem increases the simulation time by approximately 17–18 times compared with the other approaches. The pressure-based method enables fast calculations but results in an incorrect stress gradient in the near-surface region of the hub, which limits its applicability. The radial displacement method combines high computational efficiency (1–2 minutes per component) with a physically consistent stress and deformation distribution in both parts.

**The originality.** Relationships between accuracy, computational efficiency, and physical adequacy of different interference-fit modeling approaches were established. An incorrect stress distribution in the near-surface region when using the pressure-based method was also identified.

**Practical implementation.** The results make it possible to select the modeling method depending on the design stage: the radial displacement method is recommended for routine engineering calculations, while the Shrink Fit method is suitable for final validation of designs.

**Keywords:** *interference fit, SolidWorks Simulation, stress–strain state, finite element method, contact interaction, joint modeling, deformation.*

дата першого надходження статті до видання	14.01.2026
дата прийняття до друку статті після рецензування	22.02.2026
дата публікації (оприлюднення)	30.03.2026