

УДК 62-233

ТЕХНОЛОГІЯ РОЗРОБЛЕННЯ ПРОГРАМНОГО ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ДЛЯ АНАЛІЗУ ВПЛИВУ ТОВЩИНИ ЗОВНІШНЬОЇ ДЕТАЛІ ЦИЛІНДРИЧНОГО ШАРНІРА НА ЙОГО НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНИЙ СТАН

І. З. Лютак

*Івано-Франківський технічний університет нафти і газу;
76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська, 15;
тел. +380 (342) 72-71-31; e-mail: i.liutak@nung.edu.ua*

Методом скінченно-елементного аналізу засобами системи ANSYS Workbench досліджено напружено-деформований стан в циліндричному шарнірі обмежених розмірів. Продемонстровано наявність впливу геометричних розмірів деталей циліндричного шарніра на його напружено-деформований стан. Показано підхід до побудови програмного забезпечення, що має бути складовою частиною розроблення моделей в цій системі. Представлено алгоритм програмного забезпечення. Встановлено неможливість застосування теоретичного методу Герца-Беляєва для визначення напружено-деформований стану спряжених елементів циліндричного шарніра при значних величинах відносного навантаження.

Ключові слова: комп'ютерне моделювання, контактна задача, циліндричний шарнір, напружено-деформований стан, скінченно-елементний аналіз, ANSYS, програмне забезпечення

Вступ

Циліндричні шарнірні з'єднання є поширеним конструктивним рішенням у машинах і механізмах усіх галузей народного господарства. В з'єднаннях такого типу навантаження передається від однієї зовнішньої деталі на спряжений з нею циліндричний палець і далі до іншої спряженої з пальцем зовнішньої деталі через контакти між двома парами циліндричних поверхонь, а саме: пальця з додатним радіусом кривини та спряжених з ним деталей з від'ємними радіусами кривини. Їхня силова взаємодія обмежується порівняно вузькою ділянкою з нерівномірним розподілом контактних напружень, що спричиняє підвищені напруження в приконтактних шарах з'єднаних деталей.

Задача про напружений стан у зоні контакту кругових циліндрів з паралельними осями розв'язана методами лінійної теорії пружності (Г. Герц, М. Беляєв) [1, 2]. Однак ряд припущень, які були зроблені вченими для отримання теоретичного розв'язку контактної задачі відрізняються від реалій зазвичай використовуваних конструкцій.

Так, в реальних конструкціях довжина контактних поверхонь і їхні діаметри зазвичай є величинами одного порядку. При такому співвідношенні розмірів з'єднання порівняно з плоским деформованим станом очікується поява суттєвих осьових деформацій на ділянці контакту, що супроводжуватиметься зменшенням контактного тиску і перерозподілом напружень у приповерхневих шарах спряжених деталей. Окрім цього поперечні розміри реальних конструкцій співмірні з діаметром отвору, що зумовлює значне зниження жорсткості з'єднання та зміну форми і величини деформації отвору. Внаслідок цього можна сподіватися збільшення ділянки контакту і перерозподілу локальних контактних напружень і напружень в об'ємі деталей. В результаті зазначених особливостей можна сподіватися на відмінність напружено-деформованого стану (НДС) в деталях реальної конструкції від прогнозованого за теорією Герца-Беляєва. Очевидно, використання аналітичного розв'язку контактної задачі для виявлення НДС багатьох реальних конструкцій, на загал, слід розглядати лише як перше наближення [3, 4].

З огляду на зазначене вище, врахування розмірів спряжених циліндрів у розв'язуванні контактної задачі є важливим і має як теоретичне так і практичне значення. Для вирішення поставленої проблеми, з огляду на складний НДС конструкції циліндричних шарнірів, варто застосувати чисельні методи, наприклад, метод скінченно-елементного (СЕ) аналізу. Засоби програмного забезпечення САЕ системи ANSYS Workbench дозволяють застосувати апарат СЕ-аналізу для дослідження широкого кола інженерних задач з достатньою для практики точністю і мають належне теоретичне обґрунтування [5-8].

Оскільки побудова та розрахунок моделі є складною задачею для її автоматизації та зменшення часу на параметричне налаштування необхідно розробити програмне забезпечення за існуючою послідовністю побудови моделі.

Метою дослідження є, використовуючи засоби програмного комплексу ANSYS Workbench, дослідити параметричну модель елементів деталей циліндричного шарнірного з'єднання для встановлення впливу товщини зовнішньої деталі спряженої контактної пари на НДС конструкції та розробити програмне забезпечення для автоматизації процесу побудови моделі та отримання результатів.

Розроблення моделі

Для дослідження в програмному комплексі ANSYS Workbench побудовано двовимірну параметричну модель циліндричного шарнірного з'єднання (рис. 1). Модель шарніра створена з урахуванням вимог забезпечення високої точності аналізу й економії машинного ресурсу і часу симулювання. Оскільки вплив пружних властивостей матеріалів шарніра на його НДС не передбачається досліджувати, то матеріал обох його деталей вибрано однаковий – конструкційна сталь (модуль пружності і коефіцієнт Пуассона $E=2 \cdot 10^5$ Н/мм² і $\nu=0,3$ відповідно). При

цьому критерій пружних властивостей матеріалів деталей спряження K_m є незмінним. Крім того, матеріал ізотропний лінійно-пружний, тертя в контактi немає.

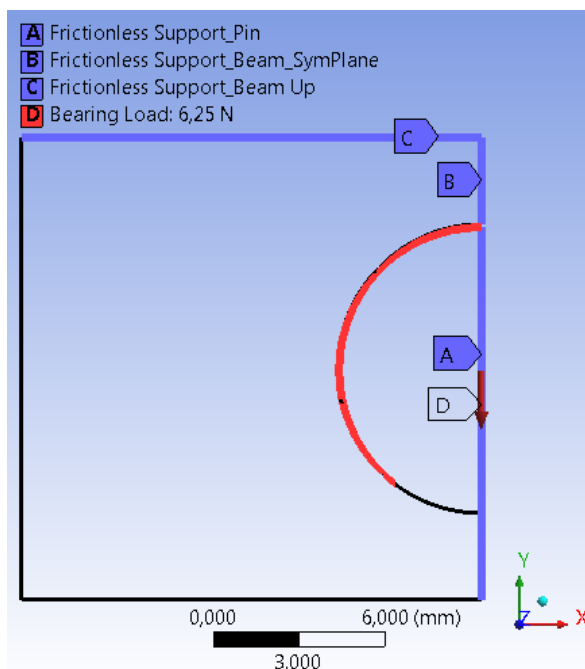


Рис. 1. Модель циліндричного шарніра: геометрична з ілюстрацією прикладених обмежень та навантаження

В ході дослідження фіксували такі змінні: геометричні параметри спряження (D – діаметр отвору зовнішньої деталі, d – діаметр пальця, H – габаритний розмір зовнішньої деталі шарніра в меридіональній площині циліндрів) і силу стискання циліндрів (p), на основі яких обчислювали ε (відносний зазор між пальцем і отвором зовнішньої деталі шарніра), а також визначали: a (половину ширини контакту), q_{max} (найбільший тиск в контактi), T_e (відносної товщини зовнішньої деталі).

Результати дослідження

Результати обчислення жорсткості циліндричних шарнірів у центрі контакту «палець-зовнішня деталь» з різними їх геометричними розмірами, але постійними відношеннями відносної товщини зовнішньої деталі $T_e = (H-D) / 2D = 0,5$ і відносного зазору $\varepsilon = (D-d)/D=0,01$ наведено в табл. 1.

З даних таблиці видно, що узгоджена зміна розмірів і навантаження за умови стабільності відносної товщини T_e зовнішньої деталі шарніра відносного зазору ε та відносного навантаження P/D не впливає на жорсткість шарніра (коливання не перевищують 0,02 %, що, очевидно, є в межах точності СЕ моделювання). Це дає змогу в подальшому дослідженні обмежитись аналізом НДС шарнірів з незмінним розміром отво-

ру $D=10$ мм, а результати дослідження поширювати на шарніри з різними розмірами, але з такими ж значеннями T_e і ϵ . Крім того, дані таблиці для різних навантажень вказують на збільшення жорсткості шарніра з ростом навантаження, що пов'язано зі збільшенням ширини контакту в з'єднанні.

Таблиця 1. Жорсткість циліндричних шарнірів у центрі контакту «палець-зовнішня деталь»

H , мм	D , мм	d , мм	Жорсткість шарніра одиничної довжини, (Н/мм)/мкм			
			$P/D=1$	$P/D=2$	$P/D=8$	$P/D=32$
10	5	4,95	41,365	43,198	47,540	53,546
20	10	9,9	41,365	43,199	47,542	53,547
40	20	19,8	41,369	43,203	47,546	53,551

В табл. 2 наведено результати розрахунку відносної жорсткості циліндричних шарнірів у центрі контакту «палець-зовнішня деталь» для різних габаритних розмірів зовнішньої деталі шарніра в меридіональній площині циліндрів і відносної товщини зовнішньої деталі.

Таблиця 2. Відносна жорсткість циліндричних шарнірів у центрі контакту «палець-зовнішня деталь»

H , мм	T_e	Відносна жорсткість шарніра – відношення жорсткості шарніра до його жорсткості при $H=40$ мм					
		$P/D=1$	$P/D=2$	$P/D=4$	$P/D=8$	$P/D=16$	$P/D=32$
16	0,3	0,59	0,58	0,56	0,55	0,54	0,54
18	0,4	0,69	0,68	0,67	0,65	0,64	0,64
20	0,5	0,78	0,77	0,76	0,75	0,75	0,74
22	0,6	0,84	0,84	0,83	0,82	0,81	0,81
25	0,75	0,91	0,90	0,90	0,89	0,89	0,89
30	1,0	0,97	0,97	0,97	0,97	0,96	0,96
40	1,5	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

З даних і табл. 2 випливає, що жорсткість циліндричного шарніра збільшується зі збільшенням поперечних розмірів (розмір H) його зовнішньої деталі. При цьому найбільш інтенсивне збільшення спостерігається в ході зміни H від 16 до 20 мм, що відповідає зміні відносної товщини від 0,3 до 0,5. Подальше збільшення поперечних розмірів супроводжується уповільненням збільшення жорсткості шарніра, а при $T_e > 1$ його збільшення у 1,5 рази викликає приріст жорсткості всього на 3-4%. Зміна навантаження суттєвого впливу на відносну жорсткість з'єднання не має, хоча зі збільшенням навантаження коливання жорсткості дещо ростуть.

Розроблення програмного забезпечення

Для розроблення програмного забезпечення скористаємось вбудованою мовою у комплекс СА Ansys ADPL.

Розроблення програмного забезпечення (ПЗ) для такої моделі має ряд особливостей, які необхідно навести:

1. Мова ADPL не має підтримки об'єктно-орієнтованих технологій.
2. Пакет Ansys має повну реалізацію процесу побудови моделі та представлення її результатів, включаючи складні математичні операції, наприклад, із розрідженими матрицями.

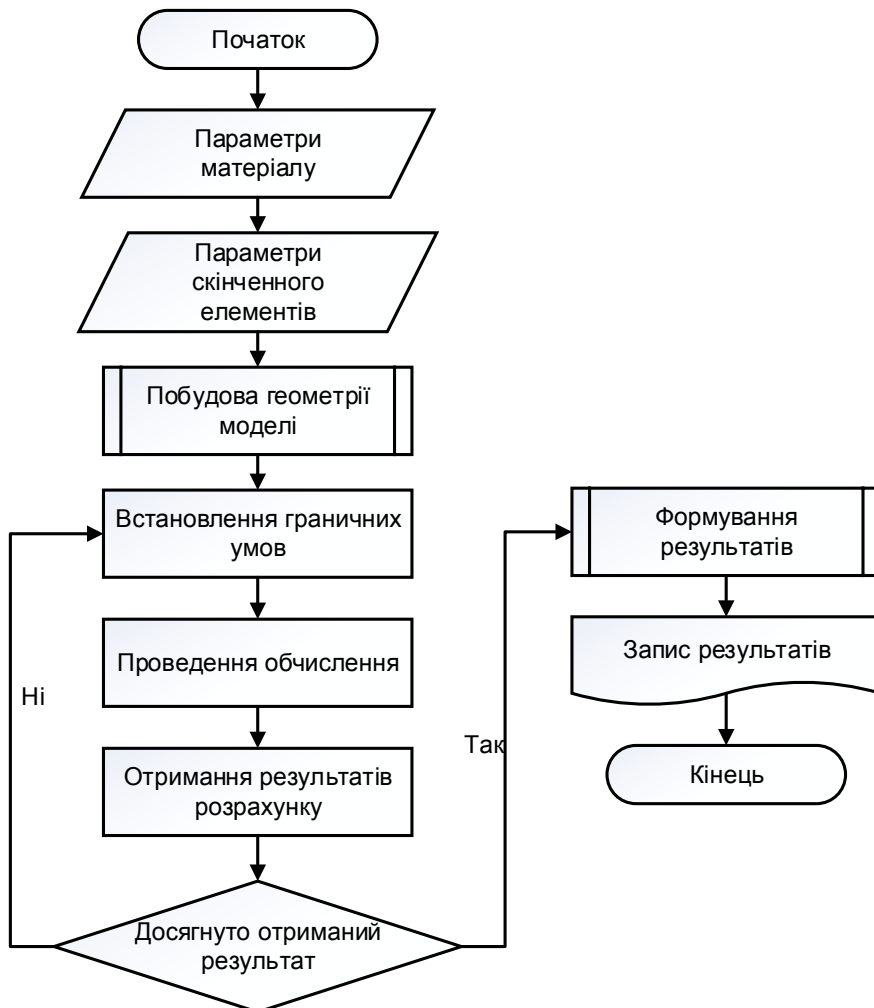


Рис. 2. Алгоритм роботи програмного забезпечення автоматизації для аналізу впливу товщини зовнішньої деталі циліндричного шарніра на його напружено-деформований стан

Проведення обчислення та розроблення ПЗ повинно враховувати наявність існуючих компонентів та інтерфейсу, що надається користувачеві.

В розробленому ПЗ (рис. 2) наведено умову порівняння результатів. Застосування такої умови частково реалізовано в програмному комплексі за допомогою асоціативних зв'язків, що накладаються на етапі розроблення моделі.

Розроблене ПЗ зберігається в окремому файлі та може бути викликане із меню.

Розроблення такого програмного забезпечення складає до 30% від розроблення моделі, проте при його застосуванні час на зміну параметрів та повторний розрахунок зменшується в кілька разів. В залежності від складності моделі економія ресурсів та часу розроблення моделі може суттєво вплинути на прийняття рішення щодо використання таких програмних комплексів.

Висновки

Проведено дослідження параметричних моделей елементів деталей циліндричного шарнірного з'єднання, створених засобами програмного комплексу ANSYS Workbench. Встановлено та підтверджено наявність впливу товщини зовнішньої деталі спряженої контактної пари на напружено-деформований стан конструкції.

Виявлено, що узгоджена зміна розмірів і навантаження за умови стабільності відносної товщини T_ϵ зовнішньої деталі шарніра відносного зазору ϵ та відносного навантаження P/D не впливає на жорсткість шарніра. Це дозволило обмежитись аналізом НДС шарнірів з незмінним розміром отвору $D=10$ мм, а результати дослідження поширювати на шарніри з різними розмірами, але з такими ж значеннями T_ϵ і ϵ . Встановлено неможливість застосування теоретичного методу Герца-Беляєва для визначення НДС спряжених елементів циліндричного шарніра при значних величинах відносного навантаження (P/D).

В роботі встановлено, що розроблення програмного забезпечення для складних програмних комплексів СА має бути частиною процесу побудови моделі та проведення її обчислення.

Література

1. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия: Пер с англ. / К. Джонсон. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
2. Беляев Н.М. Местные напряжения при сжатии упругих тел / Н.М. Беляев // Инженерные сооружения и строительная механика. – Л.: Путь, 1924. – С. 27-108.
3. Орлов П.И. Основы конструирования / П.И. Орлов. – М.: Машиностроение, 1968. – 568 с.
4. Нахатакян Ф.Г. О решении Н.М. Беляева задачи по определению контактной деформации цилиндров / Ф.Г. Нахатакян // Вестник машиностроения. – 2013. – № 5. – С. 3-6.

5. Инженерный анализ в ANSYS Workbench: Учеб. пособие / В.А. Бруяка, В.Г. Фокин, Е.А. Солдусова, Н.А. Глазунова, И.Е. Адеянов. – Самара: Самарский гос.ун-т, 2010. – 271 с.
6. Сторож Б.Д. Комп'ютерне моделювання НДС фрикційної накладки стрічково-колодкового гальма // Б.Д. Сторож, Я.Б. Сторож // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – № 2(35). – С. 70-73.
7. Сторож Б.Д. Розв'язок задачі теорії різання методом скінченно-елементного моделювання / Б.Д. Сторож, Я.Б. Сторож, Я.М. Кулик // Розвідка та розробка нафтових і газових родовищ. – 2010. – № 3(36). – С. 73-78.
8. Привалихин Р.С. Напряженное состояние в зоне контакта двух цилиндрических тел конечной длины / Р.С. Привалихин // Изв. Самарского научного центра РАН. Общие проблемы машиностроения. – 2011. – №1(3), т. 13. – С. 599-603.

Стаття надійшла до редакційної колегії 17.12.2014 р.

Рекомендовано до друку д.т.н., професором Юрчишиним В. М., д.т.н., професором Сучковим Г. М. (м. Харків)

TECHNOLOGY DEVELOPMENT SOFTWARE FOR ANALYSIS OF INFLUENCE OF THICKNESS OUTSIDE OF THE CYLINDRICAL HINGE ON ITS STRESS-STRAIN STATE

I. Lyutak

*Ivano-Frankivsk Technical University of Oil and Gas;
76019, m. Ivano-Frankivsk, Carpatska str., 15;
ph. +380 (342) 72-71-31; e-mail: i.lyutak@nung.edu.ua*

The presented method of finite-element analysis based on ANSYS Workbench researches the stress-strain state in a cylindrical hinge limited size. Demonstrated the presence of the influence of geometrical dimensions of cylindrical hinge parts on its mode of deformation. An approach to building software that must be integrated into the process of development of models in this system is presented. The algorithm of the software is demonstrated. Established inability to use the theoretical method Hertz-Belyaev to determine the stress-strain state of conjugacy cylindrical hinge in large quantities relative load.

Key words: *computer simulation, contact task cylindrical hinge mode of deformation, finite-element analysis, ANSYS, software*