

УДК 539.388.2

О.Г. Попович, канд. техн. наук В.Г. Шевченко

ВПЛИВ ДОТИЧНОЇ СКЛАДОВОЇ ЗУСИЛЛЯ ДЕФОРМУВАННЯ НА ЗАЛИШКОВІ НАПРУЖЕННЯ У ЗМІЦНЕНИХ ДЕТАЛЯХ

Виконано скінченноелементне моделювання процесу обкочування деталей, під час якого до ролика прикладали або тільки нормальне зусилля деформування, або нормальне зусилля деформування і ведучий момент. Визначено напружено-деформовані стани у зміцнених деталях для кожного з двох варіантів обкочування.

Ключові слова: поверхневий шар, нормальна та дотична сили, обкочування роликом, скінченноелементне моделювання, залишкові напруження.

Вступ

Однією з найважливіших причин експлуатаційних відмов та обмеження терміну роботи відповідальних деталей машин є втомні руйнування. За умови роботи деталі при змінних напруженнях зародження втомних тріщин зазвичай починається з поверхні деталі.

Ефективним методом підвищення надійності та довговічності деталей, які функціонують при змінних напруженнях, є зміцнення поверхневим пластичним деформуванням. При такому зміцненні в поверхневому шарі деталі виникають залишкові напруження стиску, які запобігають зародженню та сповільнюють розвиток втомних тріщин.

При поверхневому пластичному деформуванні сила дії інструмента на деталь може бути або перпендикулярною до поверхні деталі, або мати як нормальну до поверхні деталі складову, так і суттєву за величиною дотичну складову. Перший випадок має місце при обкочуванні деталі роликом, до якого не прикладають ані суттєвого за величиною ведучого або гальмівного моменту, ані значної дотичної до поверхні деталі сили. Другий випадок реалізується при вигладжуванні поверхні деталі; при дорнуванні; при обробці металевими щітками або відцентровими зміцнювачами; при дробоструменевому зміцненні, якщо струмінь дробинок спрямовано не перпендикулярно до поверхні деталі.

Пластичні деформації матеріалу виникають тоді, коли деяка функція головних напружень у розглядуваному об'ємі пружно-пластичного тіла досягає величини, пов'язаної з границею текучості матеріалу σ_T [1]. За широко вживаним критерієм Губера – Мізеса [1], у пластично деформованому стані інтенсивність напружень σ_{int} у розглядуваному об'ємі дорівнює σ_T .

Постановка завдання

В роботі [2] для випадку нормального пружного стискання двох тіл ми побудували графіки залежності відносного значення інтенсивності

напружень $\frac{\sigma_{int}}{p_0}$ від відносної глибини $\frac{h}{a}$ для

різних відношень півосей $\frac{b}{a}$ еліптичної площадки

контакту. Тут через p_0 позначено тиск у центрі площадки контакту; a і b - довжини відповідно більшої та меншої півосей еліптичного контуру площадки контакту; h - глибина, на якій

визначаємо величину $\frac{\sigma_{int}}{p_0}$, яка відраховується

від поверхні тіла вздовж осі, що проходить через центр площадки контакту двох тіл перпендикулярно до цієї площадки. Зазначені графіки наочно показують, що при пружному стисканні двох тіл максимум інтенсивності напружень σ_{int}^{max} знаходиться на певній глибині під центром площадки контакту. Звідси випливає, що при нормальному стисканні двох тіл, коли стискаюче зусилля досягне деякої величини, перші пластичні деформації виникатимуть на певній глибині під центром площадки контакту.

Чисельне моделювання процесу нормального притискання жорсткого циліндра та жорсткої сфери до пружно-пластичного півпростору, що описано в роботі [3], показало, що зона пластичних деформацій на початковій стадії розвивається на деякій глибині під площадкою контакту.

Нами було виконано скінченноелементне моделювання процесу пружно-пластичного деформування поверхневого шару деталі, що відбувається при обкочуванні її плоскої поверхні жорст-

ким циліндричним роликом. Це дослідження показало, що в результаті зміщення деталі роликом, до якого прикладали тільки нормальне до поверхні деталі притискаюче зусилля, в деталі сформувався поверхневий шар з напруженнями стиску, екстремум яких знаходиться на певній глибині під поверхнею деталі.

На поверхні деталі завжди присутні дефекти, які під час експлуатації деталі стають осередками зародження та розвитку втомних тріщин. Крім того, при найбільш поширених в техніці видах деформування – згинанні та крученні – максимальні робочі напруження діють у поверхневому шарі матеріалу деталі. Тому для підвищення опору деталі втомному руйнуванню доцільно в результаті поверхневого пластичного деформування навести в поверхневому шарі деталі залишкові напруження стиску з екстремумом на поверхні.

В ряді робіт було розглянуто випадки прикладання до поверхні пружного тіла як нормального, так і дотичного зусилля [3, 4]. Встановлено, що в цих випадках найбільше дотичне напруження досягає максимального значення на меншій відстані від поверхні тіла, ніж у випадку прикладання лише нормального зусилля тієї ж величини. Якщо відношення дотичного зусилля до нормального зусилля перевищує певне значення, то зона з максимальними дотичними напруженнями розташовується на поверхні тіла.

Залишкові напруження, які сформуються у деталі з пружно-пластичного матеріалу в результаті зміщення з прикладанням дотичного до її поверхні зусилля деформування, суттєво залежать не лише від величини дотичного зусилля, а й від взаємного розташування напрямків цього зусилля та швидкості переміщення осередку деформування відносно деталі. В роботі [5] за допомогою скінченноелементного моделювання отримано

поля залишкових напружень у поверхневому шарі деталі після вигладжування, тобто у випадку, коли дотична складова сили дії інструмента на деталь була співпрямована з вектором переміщення інструмента відносно деталі. Розгляд наведених полів показує, що в цьому разі в тонкому приповерхневому шарі матеріалу сформувалися значні за величиною залишкові напруження розтягу.

Мета нашої роботи – отримати за допомогою скінченноелементного моделювання в програмному комплексі ANSYS та порівняти графіки розподілу залишкових напружень по глибині у поверхневому шарі деталі для двох варіантів зміщення. Перший варіант – обкочування плоскої поверхні деталі з пружно-пластичного матеріалу жорстким циліндричним роликом, до якого прикладають тільки нормальне до поверхні деталі зусилля деформування \bar{f} . Другий варіант – обкочування такої ж деталі тим же роликом, до якого прикладають і нормальне до її поверхні зусилля \bar{f} , і ведучий момент M .

Зміст і результати дослідження

Узагальнену схему для обох досліджуваних варіантів зміщення зображено на рис. 1. На ньому проведено координатні осі X і Y , вісь Z утворює з осями X і Y праву систему координат.

У першому варіанті зміщення ведучий момент до ролика не прикладають ($M = 0$). У другому варіанті зміщення величина ведучого моменту задовольняє нерівності

$$M < \mu \cdot f \cdot r,$$

де μ – коефіцієнт тертя між поверхнями ролика та деталі;

r – радіус ролика.

Тому ролик котиться по поверхні деталі без проковзування.

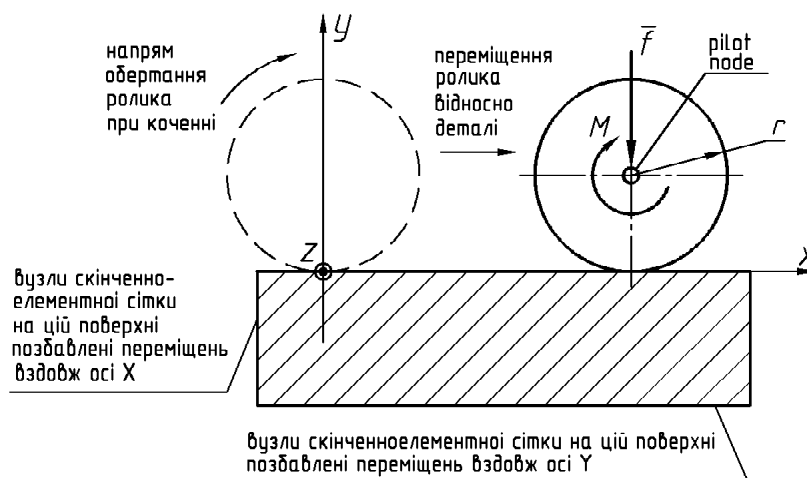


Рис. 1. Узагальнена схема зміщення плоскої поверхні деталі

У другому варіанті зміщення зусилля, що діє з боку ролика на деталь, має як нормальну \vec{f}_n , так і суттєву за величиною дотичну складову \vec{f}_t , яка спрямована протилежно вектору переміщення ролика відносно деталі (рис. 2).

На препроцесорній стадії (Preprocessor) створили геометричну модель ролика радіусом $r = 0,028$ м та деталі. Потім задали механічні властивості матеріалу деталі: модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,28$; границя текучості $\sigma_T = 430$ МПа; площадка текучості горизонтальна, тобто модуль зміщення. Коефіцієнт тертя $E_T = 0$.

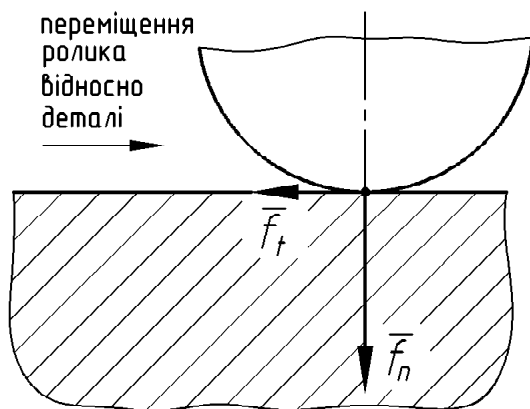


Рис. 2. Нормальне та дотичне зусилля деформування

В області деталі створили сітку зі скінченних елементів типу PLANE82 (плоский 8-вузловий елемент).

Оскільки в нашій контактній задачі товщина поверхневого пластично деформованого шару на порядок менша за розміри поперечного перерізу деталі, а також за розмір деталі в напрямку осі Z , то можна прийняти, що помітної деформації тіла в напрямку осі Z не відбувається і вважати $\varepsilon_z = 0$. Отже, деформація тіла є плоскою, що і було вказано нами в ANSYS.

У програмі вказали, що робоча поверхня ролика та оброблювана поверхня деталі складають контактну пару, причому ролик вважається абсолютно жорстким. На вказаних поверхнях було створено скінченні елементи типів TARGE169 і CONTA175 відповідно.

Задали крайові умови розглядуваної задачі (рис. 1):

- відсутність переміщень вздовж осі Y вузлів скінченноелементної сітки, що належать поверхні деталі, яка є протилежною до оброблюваної поверхні;

- відсутність переміщень вздовж осі X вузлів скінченноелементної сітки, що належать лівому торцю деталі.

За центр приведення (*pilot node*) абсолютно твердого ролика обрали центр кола, яке є контуром ролика. Процеси обкочування за кожним із зазначених варіантів зміщення моделювали у декілька послідовних етапів:

- До центру приведення прикладали зусилля деформування, нормальне до поверхні деталі, поступово збільшуючи величину цього зусилля.

- Тільки для другого варіанту зміщення. До центру приведення прикладали ведучий момент, поступово збільшуючи величину цього моменту.

- Надавали центру приведення поступово зростаюче переміщення вздовж поверхні деталі, зберігаючи постійними величини нормального зусилля деформування та ведучого моменту. При цьому повна величина зазначеного переміщення для коректного моделювання зміщеного шару була на порядок більшою за товщину зміщеного шару.

- Тільки для другого варіанту зміщення. Знімали з центру приведення ведучий момент, поступово зменшуючи його величину.

- Знімали з центру приведення зусилля деформування, поступово зменшуючи його величину.

Ролик у моделі може повертатися навколо центра приведення. Тому при переміщенні центра приведення притиснутого до деталі ролика на величину ΔS вздовж поверхні деталі програма визначає, що ролик повертається на кут

$$\Delta\varphi = \frac{\Delta S}{r}$$

внаслідок наявності сил тертя між поверхнями ролика та деталі.

Введення початкових даних і проведення розрахунку в ANSYS виконано в системі одиниць SI. На графіках, наведених нижче, для зручності аналізу значення залишкових напружень представлено в мегапаскалях, а глибини – в міліметрах.

На стадії вирішення (Solution) в програмному комплексі ANSYS шляхом чисельного інтегрування диференціальних рівнянь теорії пластичності було визначено напружено-деформовані стани у деталі, що сформувалися в результаті обкочування деталі за кожним із двох зазначених варіантів зміщення.

На постпроцесорній стадії (Postprocessor) було отримано поля залишкових напружень σ_{xx} (рис. 3, а; рис. 4, а) і σ_{zz} (рис. 3, б; рис. 4, б) у поверхневому шарі деталі, які відповідають цим варіантам зміщення. Компоненти тензора напружень ми відносимо до системи координатних осей XYZ (рис. 1). Напруження σ_{xx} і σ_{zz} є головними напруженнями в матеріалі деталі, що

діють в площинах, паралельних обробленій поверхні деталі. Величини напружень σ_{yy} в по-

верхньому шарі в кілька разів менші за величини σ_{xx} і σ_{zz} .

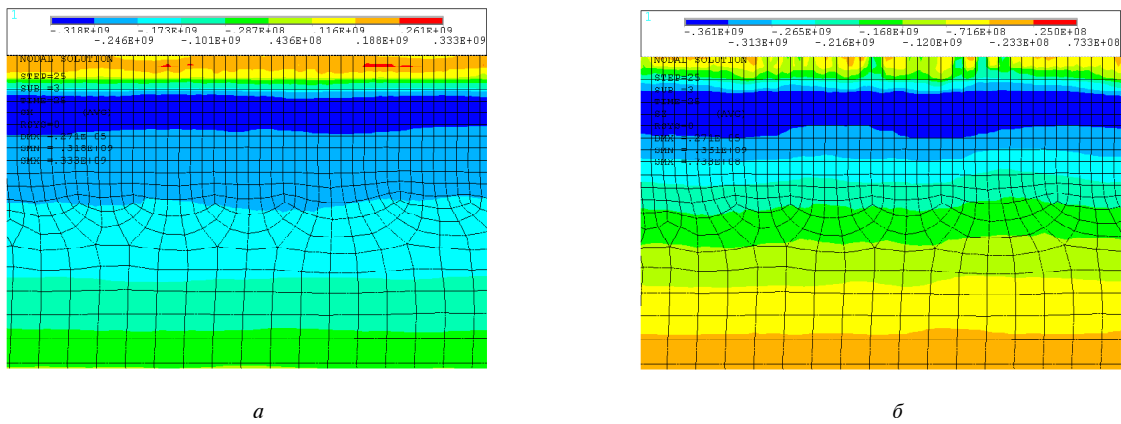


Рис. 3. Поля залишкових напружень у поверхньому шарі деталі після обточування роликом, до якого прикладали тільки нормальне зусилля деформування:

a – залишкові напруження σ_{xx} , Па; *б* - залишкові напруження σ_{zz} , Па

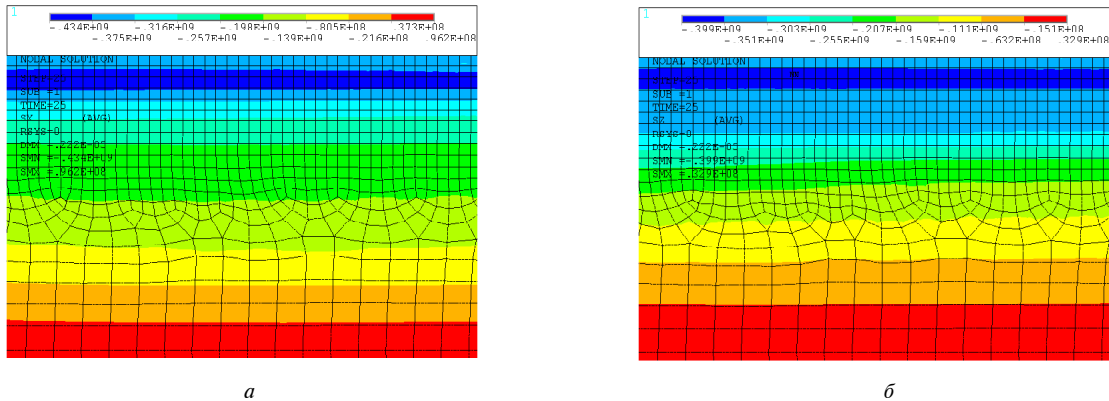
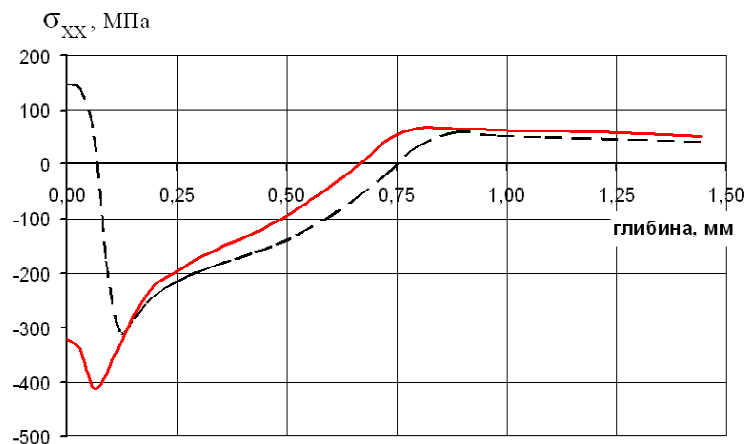


Рис. 4. Поля залишкових напружень у поверхньому шарі деталі після обточування роликом, до якого прикладали нормальне зусилля деформування та ведучий момент:

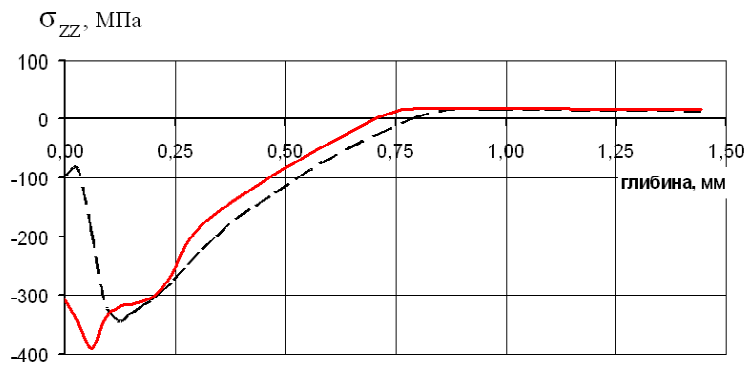
a – залишкові напруження σ_{xx} , Па; *б* - залишкові напруження σ_{zz} , Па

Для перерізів деталі, перпендикулярних до осі X і достатньо віддалених від кінців змичненої ділянки, ми побудували графіки розподілу

залишкових напружень σ_{xx} (рис. 5, *a*) і σ_{zz} (рис. 5, *б*) по глибині, яка відраховується від поверхні деталі.



a



б

Рис. 5. Розподіл залишкових напружень по глибині у поверхневому шарі деталі після зміцнення:

а – напруження σ_{xx} ; б – напруження σ_{zz} ; пунктирна лінія - після обкочування роликом, до якого прикладали тільки нормальне зусилля деформування; суцільна лінія - після обкочування роликом, до якого прикладали нормальне зусилля деформування та ведучий момент

Рис. 3 (а і б) та пунктирні лінії на рис. 5 (а і б) зображують відповідно поля та графіки розподілу по глибині залишкових напружень σ_{xx} і σ_{zz} після обкочування плоскої поверхні деталі циліндричним роликом ($r = 0,028$ м), до якого прикладали нормально до поверхні деталі зусилля $f = 5,5 \cdot 10^5$ Н на 1 м довжини твірної циліндра.

Рис. 4 (а і б) та суцільні лінії на рис. 5 (а і б) зображують відповідно поля та графіки розподілу по глибині залишкових напружень σ_{xx} і σ_{zz} після обкочування плоскої поверхні деталі циліндричним роликом ($r = 0,028$ м), до якого прикладали на 1 м довжини твірної циліндра і нормальне до поверхні деталі зусилля $f = 5,5 \cdot 10^5$ Н, і ведучий момент $M = 2500$ Н·м.

Пунктирні лінії на рис. 5 (а і б) показують, що в результаті зміцнення з прикладанням до деталі тільки нормального зусилля деформування у тонкому приповерхневому шарі наведено незначні за величиною залишкові напруження σ_{xx} і σ_{zz} . Суцільні лінії на рис. 5 (а і б) показують, що в результаті зміцнення з прикладанням до деталі як нормального, так і дотичного зусилля деформування, спрямованого протилежно вектору переміщення інструмента відносно деталі, залишкові напруження стиску σ_{xx} і σ_{zz} досягають найбільших величин у тонкому приповерхневому шарі матеріалу деталі.

Висновки

Таким чином, проведено дослідження вказує на раціональність схеми обробки поверхневим пластичним деформуванням, при якій на деталь

з боку інструмента діє окрім нормального зусилля, ще й дотичне зусилля деформування, спрямоване вбік вже зміцненої ділянки деталі. Збільшення величин залишкових напружень стиску в приповерхневому шарі, яке досягається в результаті зміцнення за такою схемою, сприятиме підвищенню втомної довговічності деталі.

Наші подальші дослідження будуть спрямовані на експериментальну перевірку отриманих результатів.

Перелік посилань

1. Качанов Л.М. Основы теории пластичности [Текст] / Л.М. Качанов. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Наука, 1969. – 420 с.
2. Попович О.Г. Аналіз зміцнення поверхневого шару із застосуванням розв'язку контактної задачі [Текст] / О.Г. Попович, В.Г. Шевченко // Проблеми обчислювальної механіки і міцності конструкцій: зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: Ліра, 2011.- Вип. 16. – С. 232-239.
3. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия [Текст]: пер. с англ. / К. Джонсон; под ред. Р.В. Гольдштейна. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
4. Пинегин С.В. Контактная прочность и сопротивление качению [Текст] / С.В. Пинегин. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1969. – 244 с.
5. Титов А.В. Моделирование процесса алмазного выглаживания с использованием системы ANSYS [Текст] / А.В. Титов, С.В. Мозговой, А.Я. Качан // Вісник двигунобудування. – 2006. – №4. – С. 90-96.

Поступила в редакцию 01.06.2012

А. Г. Попович, В.Г. Шевченко. Влияние касательной составляющей усилия деформирования на остаточные напряжения в упрочненных деталях

Выполнено конечноэлементное моделирование процесса обкатывания деталей, во время которого к ролику прикладывали или только нормальное усилие деформирования, или нормальное усилие деформирования и ведущий момент. Определены напряженно-деформированные состояния в упрочненных деталях для каждого из двух вариантов обкатывания.

Ключевые слова: *поверхностный слой, нормальная и тангенциальная силы, обкатывание роликом, конечноэлементное моделирование, остаточные напряжения.*

A.G. Popovich, V.G. Shevchenko. Influence of the tangential deforming force component on residual stress in the strengthened parts

We carried out finite element modeling of the part roller burnishing process, during which the roller was being subjected to either only normal deforming force or both normal deforming force and driving moment. The stressed-strained states in the strengthened parts are determined for each of two roller burnishing variants.

Key words: *surface layer, normal and tangential forces, roller burnishing, finite element modeling, residual stress.*