

УДК 539.388.2

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

Запорізький національний технічний університет, м. Запоріжжя

ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ВДОСКОНАЛЕННЯ РОЗПОДІЛУ ЗАЛИШКОВИХ НАПРУЖЕНЬ У ДЕТАЛЯХ, ЗМІЦНЕНИХ ПОВЕРХНЕВИМ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ

Виконано скінченноелементне моделювання процесу обкочування деталі роликками та визначено напружено-деформований стан у зміцненій деталі. Запропоновано спосіб вдосконалення розподілу залишкових напружень по глибині в поверхневому шарі зміцненої деталі.

Ключові слова: *поверхневий шар, розподіл залишкових напружень, скінченноелементне моделювання, пластичне деформування, опір втомі.*

Вступ

Надійність й довговічність деталей машин безпосередньо пов'язані із якістю поверхневого шару, який характеризується мікроструктурою, залишковими напруженнями, геометричними та фізико-механічними параметрами.

В сучасному машинобудуванні для підвищення опору деталей втомі використовують зміцнення поверхневим пластичним деформуванням, при якому в поверхневому шарі матеріалу деталі виникають сприятливі залишкові напруження стискання.

Сприятливий вплив залишкових напружень стискання в поверхневому шарі зміцненої деталі пов'язаний з характером діаграми граничних напружень при асиметричному циклі. З цієї діаграми випливає, що при асиметричних циклах із середнім напруженням стискання гранична амплітуда напружень збільшується зі зростанням величини середнього стискаючого напруження циклу [1]. Якщо напруження від зовнішніх навантажень у деталі змінюються за симетричним циклом, а в поверхневому шарі діють залишкові напруження стискання, то результуючі напруження змінюються за асиметричним циклом із середніми напруженнями, що дорівнюють залишковим, та з амплітудою напружень, яка дорівнює амплітуді напружень від зовнішніх навантажень.

Постановка завдання

Відомо, що зі збільшенням товщини шару із залишковими напруженнями стискання та з підвищенням їх величин до певного рівня здатність деталі чинити опір втомі зростає [2]. Залишкові напруження стискання після зміцнення поверхневим пластичним деформуванням досягають екстремуму у більшості випадків на деякій відстані від поверхні деталі [3]. У тонкому прошарку безпосередньо під поверхнею деталі

наводяться або незначні за величиною залишкові напруження стискання, або навіть залишкові напруження розтягіння.

За умови роботи деталі при змінних напруженнях зародження втомних тріщин, зазвичай, починається саме з поверхні. Ці міркування дають підставу для пошуку можливості підвищення втомної довговічності деталі шляхом вдосконалення розподілу залишкових напружень у поверхневому шарі матеріалу.

В цій роботі ми дотримуємось загальноприйнятого в механіці правила знаків для напружень: напруження розтягіння вважаються додатними, а напруження стиску – від'ємними. Словосполучення «величина залишкового напруження стискання» розуміємо як абсолютну величину, тобто модуль залишкового напруження стискання.

Аналітичного розв'язання задачі про визначення напружено-деформованого стану в пружно-пластичному тілі (деталі) при контактних деформаціях, за нашими даними, до теперішнього часу немає. Інженерні методи розрахунку пружно-пластичної контактної деформації не дають можливості побудувати епюру залишкових напружень у поверхневому шарі деталі після зміцнення. В роботі [4], за допомогою програмного комплексу ANSYS, виконано скінченноелементне моделювання пружно-пластичного деформування поверхневого шару деталі, що відбувається в процесі вигладжування одним інструментом, і побудовано епюри залишкових напружень, які виникли в результаті вигладжування у поверхневому шарі деталі з пласкою поверхнею.

Мета цієї роботи – дослідити, застосовуючи скінченноелементне моделювання, характер розподілу залишкових напружень по глибині у поверхневому шарі після різних варіантів зміцнення деталі обкочуванням.

Зміст і результати дослідження

Згідно умови початку пластичного деформування Треска – Сен-Венана [5] пластична деформація починається тоді, коли величина найбільшого дотичного напруження τ_{\max} у розглядаемому об'ємі пружньо-пластичного тіла досягає значення $\frac{\sigma_T}{2}$, де σ_T – границя текучості матеріалу, яку можна визначити при одновісьовому розтягненні.

Величина найбільшого дотичного напруження τ_{\max} дорівнює половині найбільшого з модулів різниць головних напружень $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$.

Користуючись формулами (137) глави 6 літературного джерела [6] для головних напружень в точках на осі Oh , яка проходить через центр площадки контакту двох тіл перпендикулярно до цієї площадки, можна побудувати для випадку пружнього стискання двох тіл графік залежності відношення $\frac{\tau_{\max}}{p_0}$ від відносної глибини $\frac{h}{a}$. Тут через p_0 позначено найбільший на площадці контакту тиск, який має місце в її центрі,

$$p_0 = \frac{3}{2} \cdot \frac{Q}{\pi \cdot a \cdot b},$$

де Q – величина сили, з якою стискаються розглядаємі тіла;

a і b – довжини відповідно більшої та меншої півосей еліптичного контуру площадки контакту (рис. 1);

через h позначено глибину, що відраховується від поверхні тіла до точки на осі Oh , в якій визначаємо величину τ_{\max} .

Відношення півосей еліпса пов'язано з його ексцентриситетом e формулою:

$$\frac{b}{a} = \sqrt{1 - e^2}.$$

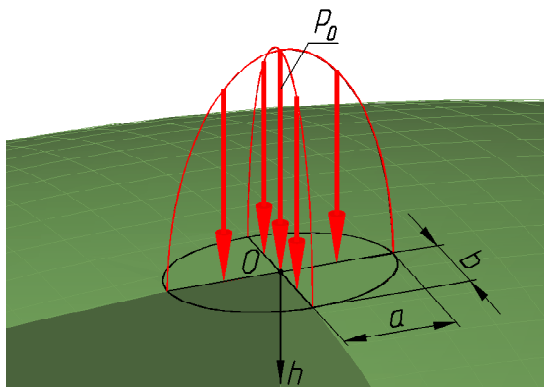


Рис. 1. Площадка силового контакту

Ексцентриситет еліптичної площадки контакту, як впливає з формул (71) і (58) глави 6 джерела [6], залежить лише від величин головної кривизни та кута між площинами головної кривизни тіл, що стискаються, в точці контакту до прикладання стискаючого зусилля \bar{Q} .

Напружений стан циліндрів, що стискаються, в околі їхнього контакту можна розглядати як граничний випадок напруженого стану в околі еліптичної площадки контакту, коли ексцентриситет контурного еліпса $e \rightarrow 1$, тобто коли $a \rightarrow \infty$.

Аналіз графіків $\frac{2 \cdot \tau_{\max}}{p_0} \left(\frac{h}{a} \right)$ для різних

співвідношень $\frac{b}{a}$ півосей еліптичного контуру

площадки контакту (фіг. 322 джерела [6]) показує, що при пружньому стисканні двох тіл екстремум (максимум) найбільшого дотичного напруження знаходиться на певній глибині під центром площадки контакту (табл. 16 джерела [6]).

Глибина, на якій найбільше дотичне напруження первинно досягне значення $\frac{\sigma_T}{2}$ при

збільшенні сили, з якою стискаються розглядані тіла, буде тим більшою, чим більші радіуси кривизни контактуючих поверхонь цих тіл. Тому, використовуючи для поверхневого пластичного деформування інструменти, в яких робочі тіла мають різні радіуси кривизни робочих поверхонь, можна наводити в поверхневому шарі деталі залишкові напруження стискання з екстремумом на різній глибині. При цьому, для того, щоб величина цього екстремуму була приблизно однаковою при зміцненні деталі геометрично подібними робочими тілами, які мають різні радіуси кривизни, необхідно, щоб величини найбільшого тиску на площадках контакту різних робочих тіл з деталлю були приблизно однаковими.

При стисканні циліндричного ролика з радіусом R і деталі, яка має пласку поверхню, найбільшим буде тиск p_0 на вісьовій лінії прямокутної площадки контакту [6], при цьому:

$$p_0 = k \cdot \sqrt{\frac{F}{R}},$$

де F – нормальне до поверхні деталі зусилля, що припадає на одиницю довжини твірної циліндра;

k – коефіцієнт, який залежить від механічних властивостей матеріалів деталі та ролика.

З вищенаведеного впливає, що для зрівнян-

ня екстремумів, найбільших дотичних напружень у деталі при стисканні з нею більшого ролика радіусом R та меншого ролика радіусом r , не-

обхідне виконання співвідношення $\frac{F}{R} = \frac{f}{r}$.

В нашому дослідженні, при моделюванні обкочування деталі з пласкою поверхнею, величини зусиль F і f , що прикладалися до циліндричних роликів з радіусами R і r відповідно,

знаходились у співвідношенні $\frac{f}{F} \approx \frac{r}{R}$.

Для виявлення способу вдосконалення розподілу залишкових напружень у приповерхневому прошарку матеріалу виконали моделювання пластичного деформування поверхневого шару деталі при обкочуванні пласкої поверхні деталі лише одним та послідовно двома циліндричними роликами. Методом скінченних елементів у програмному комплексі ANSYS моделювали процес пластичного деформування пружньо-пластичного тіла (деталі) з пласкою поверхнею, при коченні по цій поверхні лише одного та послідовно двох жорстких циліндрів.

На препроцесорній стадії (Preprocessor) спочатку створили геометричну модель ролика та деталі таким чином, щоб ширина й товщина деталі більш ніж на порядок перевищували товщину шару матеріалу деталі, в якому виникатимуть пластичні деформації. Потім задали механічні властивості матеріалу деталі: модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^{11}$ Па; коефіцієнт Пуассона $\nu = 0,3$; границя текучості $\sigma_T = 400$ МПа; площадка текучості горизонтальна, тобто модуль зміцнення $E_T = 0$.

Для генерації скінченноелементної сітки в області деталі було обрано тип елементу PLANE82 – плоский 8-вузловий елемент. У поверхневому шарі деталі, в якому після зміцнення виникнуть пластичні деформації, створено скінченні елементи, розмір яких на порядок менший за товщину цього шару. У шарах матеріалу деталі, більш віддалених від її поверхні, яка підлягає зміцненню, створено скінченні елементи більших розмірів для зменшення часу розрахунку.

Якщо призматичне або циліндричне тіло, що має значні розміри в напрямку осі Z , навантажене зрівноваженою системою зусиль, які прикладені до бічної поверхні тіла нормально до осі Z і не змінюються в напрямку осі Z , то напруження і деформації у цьому тілі не будуть залежати від координати Z [5]. Перетини тіла, перпендикулярні до осі Z , при його деформації не викривляються. Далі, оскільки в нашій контактній задачі товщина поверхневого деформованого шару

на порядок менша за розміри поперечного перетину тіла, а також за розмір тіла 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 пласкою, що й було вказано нами в ANSYS – опція *plain strain* для скінченних елементів.

У програмі вказали, що робоча поверхня ролика та оброблювана поверхня деталі складають контактну пару, при чому, ролик вважається абсолютно жорстким, тобто це *rigid-to-flexible contact pair*, за термінологією ANSYS. На робочій поверхні ролика було створено скінченні елементи типу TARGET169, а на оброблюваній поверхні деталі – скінченні елементи типу CONTA175.

За центр приведення (*pilot node*) абсолютно твердого ролика обрали центр кола, яке є контуром ролика. Процес обкочування кожним з роликів моделювали у три послідовних етапи:

Перший етап. До центру приведення приклали зусилля деформування, нормальне до поверхні деталі.

Другий етап. Надавали центру приведення переміщення вздовж поверхні деталі, при цьому, повна величина зазначеного переміщення для коректного моделювання зміцненого шару була на порядок більшою за товщину зміцненого шару.

Третій етап. Знімали зусилля деформування з центру приведення.

Ролик у моделі може повертатися навколо центра приведення, тому при переміщенні центра приведення притиснутого до поверхні деталі ролика радіусом R на величину ΔS вздовж поверхні деталі програма визначає, що ролик повертається на кут $\Delta\phi = \frac{\Delta S}{R}$ в наслідок наявності

сил тертя між поверхнями ролика та деталі (коефіцієнт тертя $\mu = 0,1$).

На рис. 2, а та рис. 2, б зображено схеми робочих ходів при зміцненні плоскої поверхні деталі відповідно більшим роликом з радіусом R , до якого прикладають нормально до поверхні деталі більше зусилля \bar{F} , та меншим роликом з радіусом r , до якого прикладають нормально до поверхні деталі менше зусилля \bar{f} .

На рис. 2 (а і б) проведено координатні осі X і Y , вісь Z утворює з осями X і Y праву систему координат; до цієї системи координатних осей будемо відносити компоненти тензора напружень.

Крайові умови поставленої задачі полягали у відсутності переміщень вздовж осей X і Y вузлів скінченноелементної сітки, що належать поверхні деталі, яка є протилежною до оброблюваної поверхні.

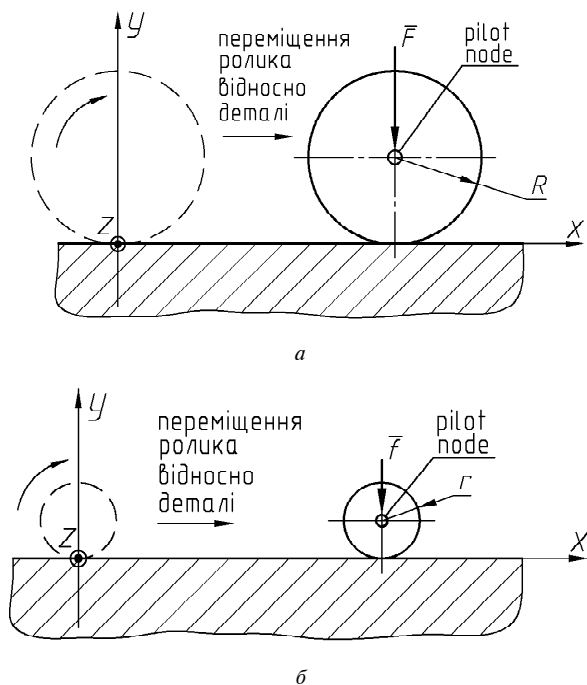


Рис. 2. Схеми робочих ходів зміцнення плоскої поверхні деталі:

a – обкочування більшим роликом з радіусом R , до якого прикладають більше зусилля \bar{F} ; *б* – обкочування меншим роликом з радіусом r , до якого прикладають менше зусилля

Суть вирішення (стадія Solution) поставленої задачі в програмному комплексі полягає у чисельному інтегруванні диференціальних рівнянь теорії пластичності. У процесі вирішення крок за кроком простежується розвиток пружньо-пластичних деформацій у матеріалі деталі при послідовних малих приростах параметра навантаження. На першому етапі моделювання приріст параметру навантаження полягав у поступовому збільшенні зусилля деформування, прикладеного до центру приведення ролика; на другому етапі – у поступовому збільшенні величини переміщення центру приведення, за умови незмінності зусилля деформування; на третьому етапі – у поступовому зменшенні зусилля деформування.

В результаті чисельного вирішення поставленої контактної задачі про плоске пружньо-пластичне деформування було визначено напружено-деформовані стани у деталі, що сформувалися в результаті обкочування поверхні деталі лише одним та послідовно двома роликами.

На постпроцесорній стадії (Postprocessor) було отримано поля залишкових напружень σ_{xx} (рис. 3, *a*; рис. 4, *a*; рис. 5, *a*) і σ_{zz} (рис. 3, *б*; рис. 4, *б*; рис. 5, *б*) у поверхневому шарі деталі після зміцнення її плоскої поверхні лише одним та послідовно двома циліндричними роликами. Для

перетинів деталі, перпендикулярних до вісі X й достатньо віддалених від кінців зміцненої ділянки, ми побудували графіки розподілу залишкових напружень σ_{xx} і σ_{zz} по глибині, яка відрховується від поверхні деталі (рис. 6).

Рис. 3 (*a* і *б*) та лінія 1 на рис. 6 (*a* і *б*) зображують відповідно поля залишкових напружень σ_{xx} і σ_{zz} та графіки розподілу по глибині залишкових напружень σ_{xx} і σ_{zz} після обкочування плоскої поверхні деталі лише одним циліндричним роликом з радіусом $R=0,07$ м, до якого прикладали нормально до поверхні деталі зусилля $F=8,75 \cdot 10^5$ Н на 1 м довжини твірної циліндра (відповідно до рис. 2, *a*).

Рис. 4 (*a* і *б*) та лінія 2 на рис. 6 (*a* і *б*) зображують, відповідно, поля залишкових напружень σ_{xx} і σ_{zz} та графіки розподілу по глибині залишкових напружень σ_{xx} і σ_{zz} після того, як плоска поверхня деталі була обкочена спочатку циліндричним роликом з радіусом $R=0,07$ м, до якого прикладали нормально до поверхні деталі зусилля $F=8,75 \cdot 10^5$ Н на 1 м довжини твірної циліндра (відповідно до рис. 2, *a*), а потім циліндричним роликом з радіусом $r=0,028$ м, до якого прикладали нормальне зусилля $f=3,0 \cdot 10^5$ Н на 1 м довжини твірної циліндра (відповідно до рис. 2, *б*).

Рис. 5 (*a* і *б*) та лінія 3 на рис. 6 (*a* і *б*) зображують відповідно поля залишкових напружень σ_{xx} і σ_{zz} та графіки розподілу по глибині залишкових напружень σ_{xx} і σ_{zz} після того, як плоска поверхня деталі була обкочена спочатку циліндричним роликом з радіусом $r=0,028$ м, до якого прикладали нормально до поверхні деталі зусилля $f=3,5 \cdot 10^5$ Н на 1 м довжини твірної циліндра (відповідно до рис. 2, *б*), а потім циліндричним роликом з радіусом $R=0,07$ м, до якого прикладали нормальне зусилля $F=8,75 \cdot 10^5$ Н на 1 м довжини твірної циліндра (відповідно до рис. 2, *a*).

Лінія 1 на рис. 6 (*a* і *б*) показує, що після зміцнення деталі робочим тілом з більшими головними радіусами кривизни робочої поверхні, яке притискали до деталі з нормальним до її поверхні більшим зусиллям \bar{F} , в деталі сформувався поверхневий шар завтовшки $H_{зміцн}$ з напруженнями стискання, екстремум яких знаходиться на глибині $H_{екстр}$ під поверхнею деталі. Лінія 2 на рис. 6 (*a* і *б*) показує, що якщо після вказаного попереднього зміцнення провести остаточне зміцнення деталі робочим тілом з меншими головними радіусами кривизни робочої поверхні, притискаючи до деталі менше робоче тіло з нормальним до її поверхні меншим зусиллям

\bar{f} , то у приповерхневому прошарку завтовшки $H_{експ}$ зростуть величини залишкових напружень стискання. Оскільки залишкові напруження стискання, особливо в приповерхневому про-

шарку, сповільнюють зародження та розвиток втомних тріщин, то проведення попереднього та остаточного зміцнення у зазначений вдосконалений спосіб забезпечить деталі підвищену втомну довговічність.

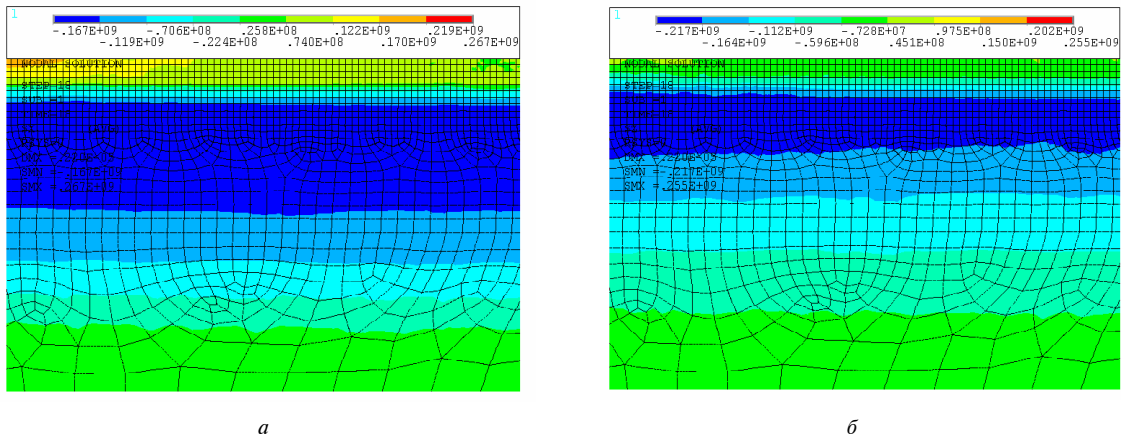


Рис. 3. Поля залишкових напружень у поверхневому шарі деталі після зміцнення лише одним роликом – більшим: а – залишкові напруження σ_{xx} , Па; б – залишкові напруження σ_{zz} , Па

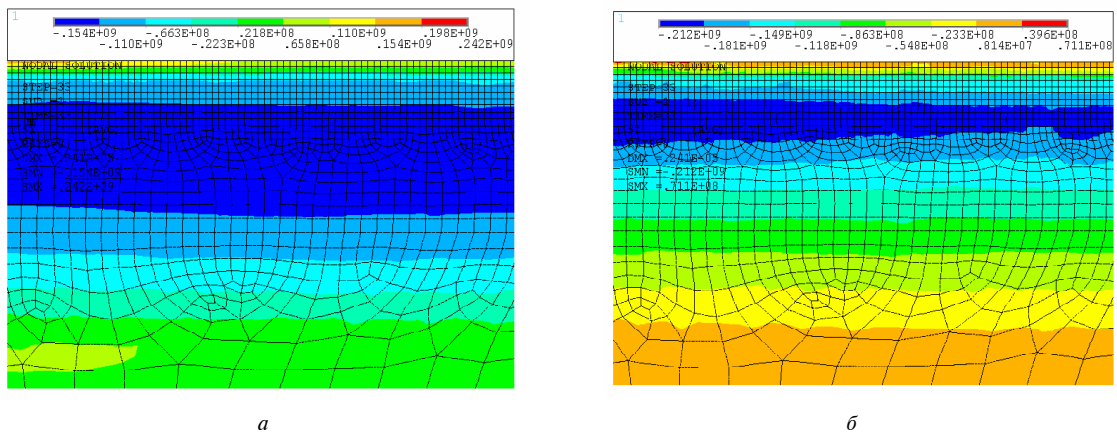


Рис. 4. Поля залишкових напружень у поверхневому шарі деталі після послідовного зміцнення – спочатку більшим роликом, потім меншим роликом: а – залишкові напруження σ_{xx} , Па; б – залишкові напруження σ_{zz} , Па

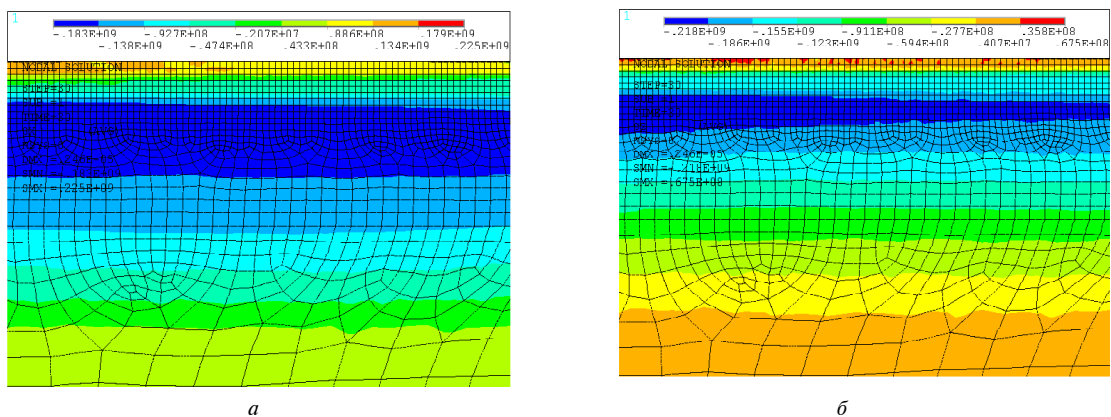


Рис. 5. Поля залишкових напружень у поверхневому шарі деталі після послідовного зміцнення – спочатку меншим роликом, потім більшим роликом: а – залишкові напруження σ_{xx} , Па; б – залишкові напруження σ_{zz} , Па

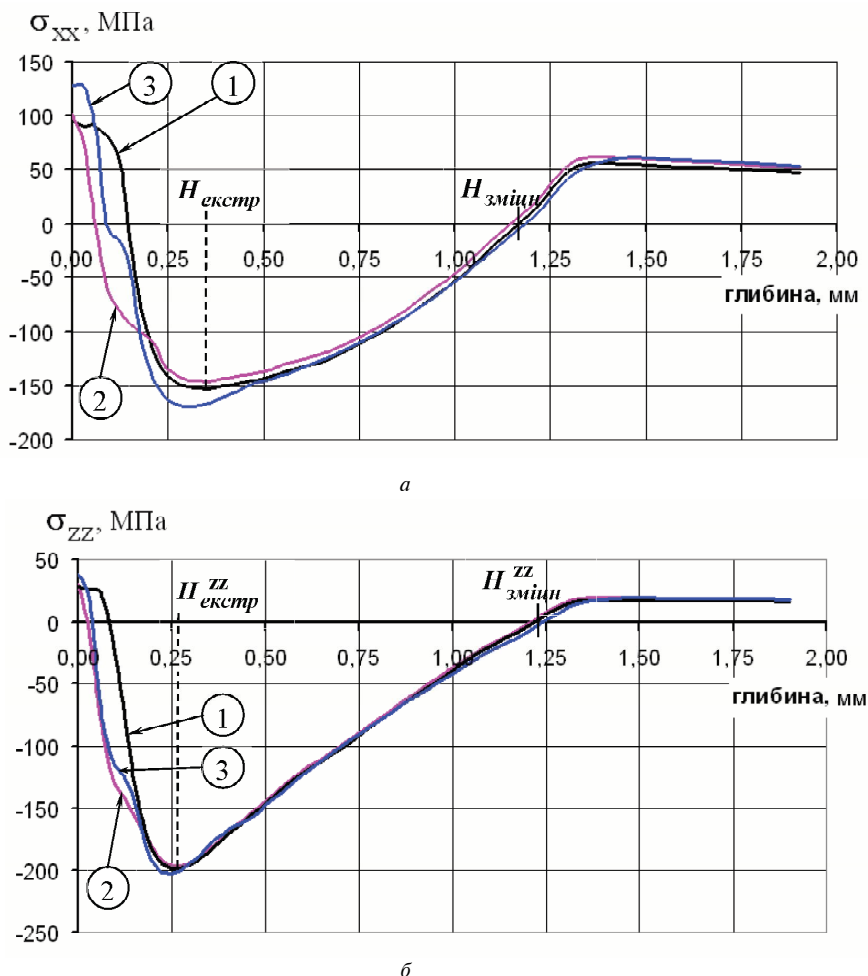


Рис. 6. Розподіл залишкових напружень по глибині у поверхневому шарі деталі після зміцнення:
 а – напруження σ_{xx} ; б – напруження σ_{zz} ; лінія 1 – після обкочування лише одним роликком – більшим;
 лінія 2 – після попереднього обкочування більшим роликком і остаточного обкочування меншим роликком;
 лінія 3 – після попереднього обкочування меншим роликком і остаточного обкочування більшим роликком

Якщо ж спочатку провести зміцнення меншим робочим тілом, притискаючи його до деталі з меншою силою, а потім – зміцнення більшим робочим тілом, притискаючи його до деталі з більшою силою, то суттєвого підвищення величин залишкових напружень стиску σ_{xx} в приповерхневому прошарку не відбудеться (лінія 3 на рис. 6, а).

Проводити послідовне зміцнення деталі трьома та більшою кількістю інструментів недоцільно, оскільки це може призвести до перенаклепу поверхні деталі внаслідок великої кратності прикладання сили.

Висновки

Чисельне дослідження показало, що в результаті зміцнення поверхневим пластичним деформуванням у деталі утворюється поверхневий шар із залишковими напруженнями стискування. При цьому, якщо проведено попереднє та остаточне

зміцнення у зазначений спосіб, то у приповерхневому прошарку, в якому під час експлуатації деталі зароджуються втомні тріщини, величини залишкових напружень стискування будуть підвищені. Тому така деталь буде мати підвищену втому довговічність.

Наші подальші дослідження будуть спрямовані на визначення оптимального співвідношення зусиль деформування при попередньому та остаточному зміцненні, а також на експериментальну перевірку отриманих результатів.

Список літератури

1. Серенсен С. В. Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность [Руководство и справочное пособие] / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович; под ред. С. В. Серенсена. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.
2. Одинцов Л. Г. Упрочнение и отделка деталей поверхностным пластическим деформирова-

- нием : справочник / Л. Г. Одинцов. — М. : Машиностроение, 1987.
3. Каледин Б. А. Повышение долговечности деталей поверхностным деформированием / Б. А. Каледин, П. А. Чепя ; под ред. Ю. В. Скорынина. — Минск : Наука и техника, 1974. — 232 с.
 4. Титов А. В. Моделирование процесса алмазного выглаживания с использованием системы ANSYS / А. В. Титов, С. В. Мозговой, А. Я. Качан // Вісник двигунобудування. — 2006. — № 4. — С. 90–96.
 5. Малинин Н. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести / Н. Н. Малинин. — М. : Машиностроение, 1975. — 400 с.
 6. Расчеты на прочность в машиностроении. Т. 2. / [С. Д. Пономарев, В. Л. Бидерман, К. К. Лихарев и др.] ; под ред. С. Д. Пономарева. — М. : Машгиз, 1958. — 974 с.

Поступила в редакцию 09.02.2011

Шевченко В.Г., Попович А.Г. Исследование и совершенствование распределения остаточных напряжений в деталях, упрочненных поверхностным пластическим деформированием

Выполнено конечно-элементное моделирование процесса обкатывания детали роликами и определено напряженно-деформированное состояние в упрочненной детали. Предложен способ усовершенствования распределения остаточных напряжений по глубине в поверхностном слое упрочненной детали.

Ключевые слова: *поверхностный слой, распределение остаточных напряжений, конечно-элементное моделирование, пластическое деформирование, сопротивление усталости.*

Shevchenko V., Popovich A. Investigation and improvement of the residual stress distribution in parts, that were strengthened by means of the surface strain hardening

Finite element modeling of a part roller burnishing process is made and the stressed-strained state in the strengthened part is determined. The method of the through-thickness residual stress distribution improvement in a surface layer of the strengthened part is proposed.

Key words: *surface layer, residual stress distribution, finite element modeling, plastic deformation, fatigue resistance.*