

УДК 621.19:41

DOI: 10.15587/2313-8416.2016.67693

ПІДВИЩЕННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ ТОРСІОННИХ ВАЛІВ ТА ДОВГОМІРНИХ ДЕТАЛЕЙ ПОВЕРХНЕВИМ ПЛАСТИЧНИМ ДЕФОРМУВАННЯМ

© І. С. Афтаназів, Л. І. Шевчук, О. І. Строган

Запропонований пристрій для зміцнення поверхневим пластичним деформуванням зовнішніх циліндричних поверхонь довгомірних деталей. Пристрій забезпечує ударну взаємодію оброблюваної поверхні деталі із масивним ексцентрично встановленим на ній зміцнювачем. Сферичні деформівні тіла встановлено на робочій поверхні зміцнювача. Забезпечується глибина зміцнення для деталей із конструкційних сталей 0,10÷0,20 мм

Ключові слова: зміцнення, удар, сталь, деталь, товщина, деформування, поверхня

Device for hardening of external cylindrical surfaces of long details by surface plastic deformation is proposed. Device provides an impact interaction of surface of the detail with massive hardener that eccentrically mounted on it. Spherical deformable bodies are set on working surface of the hardener. Manageable depth for hardening of constructional steel details is 0,10÷0,20 mm

Keywords: hardening, impact, steel, detail, thickness, deformation, surface

1. Вступ

Поверхнєве пластичне деформування як технологічний засіб підвищення міцності, надійності та довговічності відповідальних сталевих деталей доволі широко використовується у машинобудуванні і зарекомендувало себе як надійний технологічний метод підвищення цим відповідальним деталям спроможності протистояти значним експлуатаційним навантаженнями. Поверхнєве зміцнення, різновиди якого відомі у технічній літературі під назвами «проклепування, карбування, накатування, вібраційне та дробоструменеве зміцнення тощо», доволі широко використовують для обробки радіусних переходів, галтелей та шийок валів різноманітного цільового призначення, барабанів та реборд коліс літаків, гільз двигунів внутрішнього згоряння та pomp бурового обладнання і цілої низки інших відповідальних деталей [1].

Якісне поверхнєве пластичне деформування (ППД) циліндричних поверхонь таких деталей покращує структуру металу в поверхневих його прошарках, формує в них поверхневий шар металу із підвищеною твердістю, забезпечує утворення в поверхневому прошарку залишкових напружень стиску [2]. Усе це в комплексі підвищує опір металу знаменним циклічним навантаженням, зменшує швидкість розростання втомних мікротріщин і, як наслідок, спроможне підвищити надійність та довговічність відповідальних деталей, у тому числі і торсіонних валів, які використовують в якості торсіонної підвіски у великотонажних машинах та механізмах (військових танках та самохідних артилерійських установок, вагонах і локомотивах залізничного транспорту тощо).

Однак, при спробах застосування відомих методів зміцнення довгомірних деталей технологи зустрічаються із певними труднощами, що обумовлено конструктивною будовою цих специфічних деталей. У загальному циліндричні довгомірні деталі можна умовно розділити на дві доволі чисельні

групи. До першої слід віднести довгомірні деталі порівняно незначних маси (до 100 кг) та поперечного перерізу (до 100 мм). Як правило, це автомобільні осі та півосі, циліндричні та торсіонні вали тощо. Їх особливістю, із позицій застосування зміцнювальних обробок ППД, є те, що через незначну поперечну жорсткість зміцнювальні деформівні навантаження можуть призводити до надмірних прогинів та короблення оброблюваних деталей. Тому, як правило, тут обмежуються зміцненням лише певних конструктивних елементів деталей, які в процесі експлуатації можуть поставати концентраторами напружень, зокрема галтелей, радіусних переходів тощо. Переважно для цього використовують методи ППД, що належать до так званої статичної групи методів зміцнення, найяскравішим представником якої є накатування роликками [3]. Проте, досягнути високих показників якості при зміцнювальній обробці деталей із доволі твердих конструкційних сталей накатуванням роликком практично не вдається. Значно ефективнішим тут є застосування карбування. Однак карбування вкрай низькопродуктивне і для зміцнення всієї протяжної поверхні довгомірних деталей через це мало придатне.

До умовно виділеної другої групи довгомірних деталей слід віднести масивні деталі, маса та розміри яких перевищують ці показники першої групи. Це обсадні труби свердловин, труби високого тиску, жерла танкових та артилерійських гармат тощо. Якісне зміцнення цих масивних деталей дозволило б зменшити їх масу та матеріаловмістимість. Однак, практично відсутні придатні для поверхневого зміцнення цих деталей методи ППД. Не дуже вдалим виявились і спроби використання для зміцнювальної обробки масивних довгомірних деталей і таких широко розповсюджених методів динамічного зміцнення, як вібраційна та дробоструменева обробки. Тут основна причина невдач полягає у неспроможності забезпечення належних параметрів зміцнювальної обробки (товщина залягання зміцненого прошарку

матеріалу, ступінь зміцнення тощо) через обмеженість енергії деформування незначною масою деформованих тіл – сталевих кульок чи дробу відповідно.

2. Аналіз літературних джерел і постановка проблеми

Слід визнати, що спроби створення технологій зміцнення поверхневим пластичним деформуванням зовнішніх циліндричних поверхонь довгомірних деталей у минулому здійснювались неодноразово. Так в Національному університеті «Львівська політехніка» було створено технологію вібраційного зміцнення бурових штанг довжиною 2 та 2,5 м шестигранного поперечного перерізу із конструкційної сталі 35 з метою підвищення їх опору скручуванню [4]. Зміцнювальну обробку штанг здійснювали у протяжному циліндричному контейнері вібраційної машини в середовищі сталевих загартованих кульок діаметром 10–12,5 мм, забезпечуючи товщину залягання зміцненого шару в межах 0,05–0,072 мм. Дослідні випробування віброзміцнених штанг засвідчили підвищення їх довговічності в середньому на 25–30 %. Однак, через надмірно великі коливні маси масивного заповненого сталевими кульками контейнера вібромашини зміцнювальний процес виявився надзвичайно енергозатратним, а конструкція вібромашини, через надмірні вібрації, недовговічною. Це і постало головною перешкодою промислового використання даного процесу.

Доволі оригінальну конструкцію зміцнення ППД зовнішніх циліндричних поверхонь довгомірних деталей запропонували автори патенту України № 51720 [5]. Для зміцнення бурових обсадних труб ППД вони запропонували оригінальну конструкцію електромагнітного зміцнювача резонансного типу, оснащену електроприводом, ударною масою із закріпленими на ній деформованими елементами та коливною пружною системою. Зміцнювач встановлюють на зовнішній циліндричній оброблюваній поверхні деталі, подають напругу на обмотки котушок електромагнітів приводу і ударна маса, завдяки пружній системі, набуває ударної взаємодії кульками деформованих елементів із оброблюваною поверхнею. Зміцнювач переміщають вздовж твірної оброблюваної поверхні, забезпечуючи тим самим рівномірність обробки по довжині деталі. Однак, певним недоліком у використанні даного пристрою для виробничих умов є, перш за все, підвищена його енергозатратність, а також незначна продуктивність. Адже для забезпечення якісного зміцнення сталевих деталей ударні зміцнювачі мають володіти доволі значною масою. Відповідно і для надання масивним зміцнювачам коливних рухів у статорі приводу необхідно облаштовувати потужні електромагніти, коефіцієнт корисної дії яких через наявність повітряного проміжку між статором та якорем доволі низький, а саме в межах 0,15÷0,2. Тому через обмеження коливної ударної маси зміцнювача не забезпечується належна ступінь зміцнення. Крім того, через обмеженість маси, а відповідно і площі ударних зміцнювачів, кількість розміщених на їх периферії деформованих елементів обмежена, що негативно впливає на загальну продуктивність обробки протяжних поверхонь дов-

гомірних деталей. Обмеженою є і тривалість неперервного використання зміцнювача даного типу – змінні магнітні поля електромагнітів доволі швидко нагрівають до високих температур обмотки котушок, провокуючи небезпеку короткого їх замикання. Тому тут неодмінна потреба у пристроях примусового охолодження електромагнітів приводу.

Таким чином, проблема створення методів та пристроїв, що будуть ефективними для зміцнення поверхневим пластичним деформуванням зовнішніх циліндричних поверхонь довгомірних деталей, у тому числі і торсійних валів, залишається актуальною і у сьогоденні.

3. Мета і задачі дослідження

Метою даного дослідження є розробка конструктивної схеми та визначення основних технологічних параметрів високопродуктивного зміцнювача для поверхневого пластичного деформування торсійних валів та зовнішніх поверхонь циліндричних довгомірних деталей, який завдяки збільшенню енергії деформування забезпечуватиме покращення якості зміцнювальної обробки та підвищення ступеня зміцнення. У поєднанні із формуванням у поверхневих прошарках зміцненого матеріалу залишкових напружень стиску високого градієнту це, незаперечно, сприятиме підвищенню надійності та довговічності таких відповідальних деталей як торсійні вали та інші довгомірні деталі.

Для вирішення даної мети було сформульовано основні задачі, а саме:

- створення конструкції дослідної установки зміцнювача для поверхневого пластичного деформування торсійних валів та зовнішніх поверхонь циліндричних довгомірних деталей;
- визначення основних конструктивних та технологічних параметрів зміцнювача торсійних валів;
- встановлення математичних залежностей для визначення основних технологічних та конструктивних параметрів зміцнювача довгомірних деталей.

4. Конструктивна схема зміцнювача торсійних валів.

У основу запропонованої конструкції зміцнювача довгомірних деталей закладено ідею використання в якості джерела енергії деформування інерційних сил планетарного обкочувального руху масивного ударного тіла при контактуванні його із поверхнею оброблюваної деталі через незначну кількість деформованих елементів. Вперше цю ідею успішно реалізували у вібраційних конічних дробарках, де подрібнення породи здійснювалось масивним конусом, що приводився в планетарний обкочувальний рух по нерухомому конічному корпусу розташованим всередині нього дебалансним вібратором [6, 7]. У подальшому її використали в конструкціях пристроїв вібраційно-відцентрової зміцнювальної обробки, де при обкочувальному русі у якості ударно взаємодіючих тіл в зміцнювальному процесі поставали масивні віброуючий контейнер та оброблювана

деталь, контактуючи поміж собою через незначну кількість сталевих загартованих кульок, розташованих вздовж твірної оброблюваної поверхні [8]. Зміцнені із використанням цієї технології барабани та реборди коліс літаків із магнієвих та алюмінієвих сплавів за довговічністю вдвічі перевищували довговічність цих же деталей, що піддавались зміцненню накатуванням роликком [9, 10].

Однак, жодна із цих технологій не придатна у безпосередньому її використанні для зміцнювальної обробки поверхонь довгомірних деталей.

В НУ «Львівська політехніка» створені технологія та конструктивна схема реалізуючого її пристрою для зміцнення ППД зовнішніх циліндричних поверхонь довгомірних деталей.

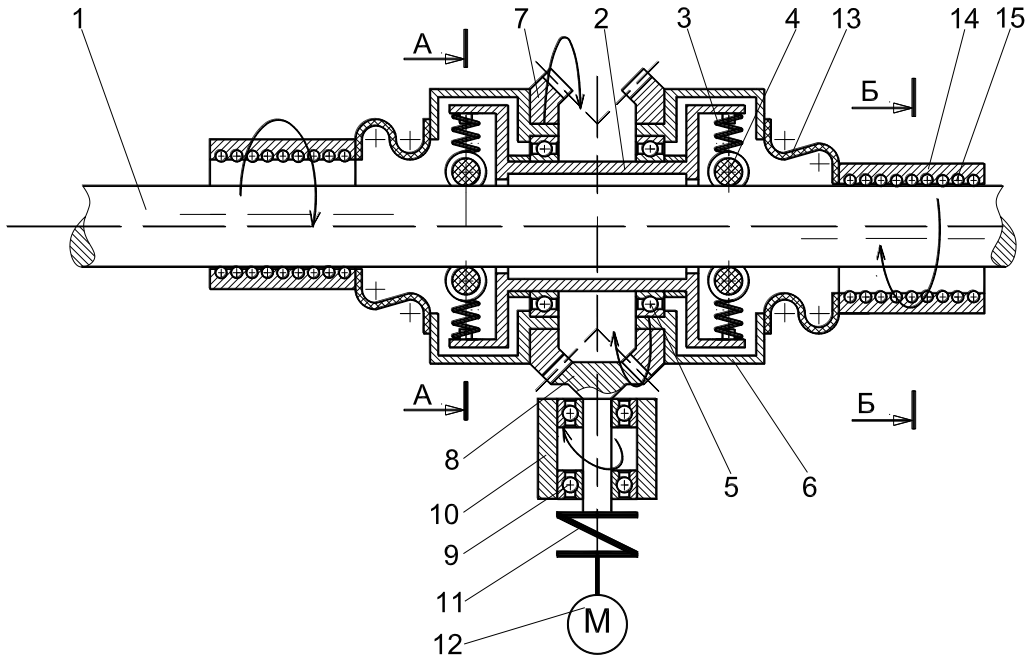


Рис. 1. Принципова схема зміцнювача для поверхневого пластичного деформування торсіонних валів та зовнішніх поверхонь циліндричних довгомірних деталей

На рис. 1 відображена конструктивна схема зміцнювача для поверхневого пластичного деформування торсіонних валів та зовнішніх поверхонь циліндричних довгомірних деталей. До його складу входять встановлена на оброблювальній деталі 1 трубчаста циліндрична основа 2, яка базується на зміцнюваній поверхні деталі за допомогою підпружинених пружинами 3 центрувальних роликів 4. На трубчастій основі 2 на підшипниках 5 розміщені із можливістю обертання навколо власної осі і співвісній їй геометричній осі оброблюваної деталі 1 два корпуси 6, на кожному з яких жорстко закріплено по одному зубчастому вінцю конічного зубчастого колеса 7. Конічні зубчасті колеса 7 повернуті зубчастими вінцями один навпроти другого, мають спільну точку перетину осей їх зубчастих вінців і разом із введеною в зачеплення з ними привідною конічною зубчастою шестернею 8 формують дві конічні передачі приводу, що обертають корпуси 6 у протилежних напрямках навколо оброблюваної деталі 1. Привідна конічна шестерня 8 закріплена в підшипниках 9 на нерухомій основі 10. Хвостовик валу привідної шестерні 8 через муфту 11 з'єднано із електродвигуном приводу 12,

встановленим на нерухомій основі (на рис. не відображений).

Наявність підпружинених центрувальних роликів 4 забезпечує можливість базування оброблюваної деталі 1 та її осевого переміщення відносно основи 2 зміцнювального пристрою (рис. 2, а).

До кожного із двох корпусів 6 через еластичний пружний елемент 13 (наприклад, гофрований гумовий сильфон) приєднано по масивному зміцнювачу 14, на внутрішній поверхні якого у сепараторних проточках закріплені з можливістю обертання навколо власної осі деформівні тіла 15 у вигляді сталевих кульок (рис. 2, б). Діаметр колеса розміщення в зміцнювачі 14 деформівних сталевих кульок 15 рівний

$$D_k = D_o + \varepsilon + D, \quad (1)$$

де D_o – діаметр оброблюваної поверхні деталі; ε – ексцентриситет зміцнювача 14 відносно геометричній осі оброблюваної поверхні деталі 1; D – діаметр деформівних тіл у вигляді сталевих кульок, який переважно обирають із співвідношення $D=(0,15\div 0,20)D_o$ із діапазону $D=10\div 15$ мм.

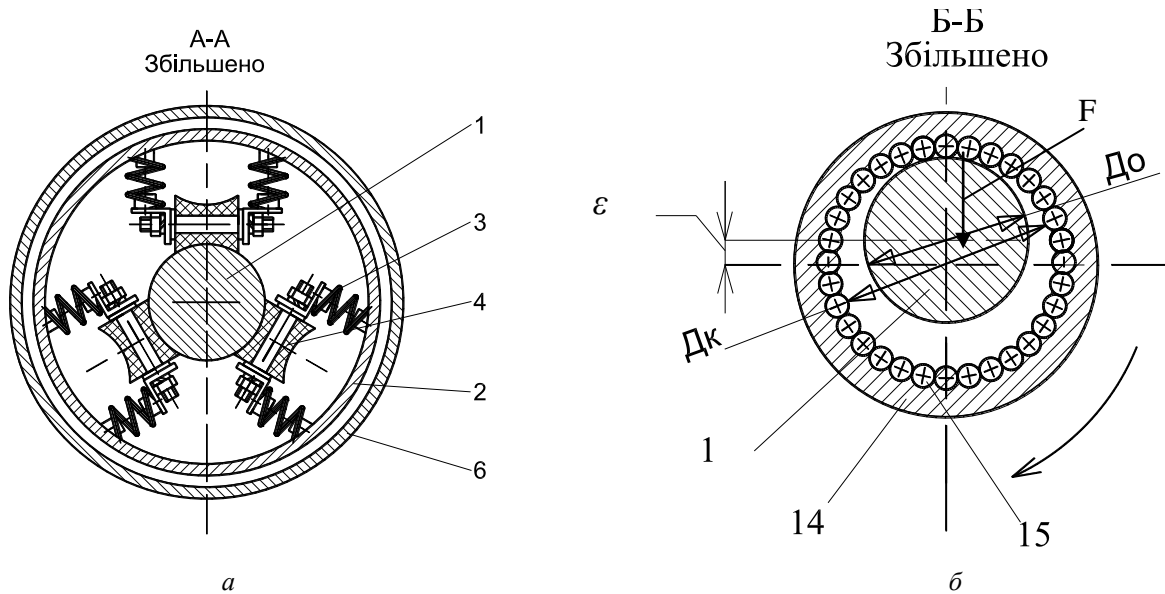


Рис. 2. Поперечні перерізи (рис. 1) зм'ягчувача на ділянках: *a* – фіксації зм'ягчувача на оброблювальній деталі; *б* – розташування зм'ягчувача із деформівними елементами

Зм'ягчувач 14 встановлено на оброблювальній деталі 1 вільно із можливістю його обертання навколо осі зм'ягчуваної поверхні із ексцентриситетом ϵ . Напрями обертання привідної шестерні 8, конічних зубчастих коліс 7, зм'ягчувачів 14 із деформівними тілами 15, а також осьових переміщень оброблюваної деталі 1 на рисунках відображено стрілками.

Поверхневе зм'ягчення торсійних валів ППД із використанням даного зм'ягчувача здійснюють наступним чином. Оброблювану деталь 1 закріплюють у пристрої фіксації (на рисунках не відображений) і вводять її всередину зм'ягчувачів 14, пружних елементів 13 та основи 2, базуючи її оброблюваною зовнішньою циліндричною поверхнею між центрувальними роликками 4 (рис. 1). Вмиканням електродвигуна приводу 12 його валу надають обертання, яке через муфту 11 передається привідній конічній шестерні 8. Обертання шестерні 8 передається через її зубці конічним зубчастим колесам 7, які обертаються при цьому у протилежних напрямках разом із корпусами 6 навколо оброблюваної деталі 1. Від обертових корпусів 6 крутний момент через пружні елементи 13 передається зм'ягчувачам 14, що набувають при цьому обертового руху навколо зм'ягчуваної поверхні оброблюваної деталі 1. Наявність ексцентриситету ϵ зм'ягчувачів 14 відносно оброблюваної поверхні деталі 1 при обертанні масивних зм'ягчувачів навколо їх осі під дією відцентрових сил трансформується в обкочувальний рух зм'ягчувачів 14 зафіксованими на їх внутрішній поверхні деформівними тілами 15 по зм'ягчuvanій поверхні деталі 1. При цьому в кожний момент часу зм'ягчувач 14 контактує із оброблюваною поверхнею деталі 1 через незначну кількість деформівних тіл 15, що розміщені вздовж твірної внутрішньої поверхні зм'ягчувача 14. Вступання в контакт із оброблюваною деталлю 1 чергової групи розміщених вздовж твірної зм'ягчувача 14 деформівних тіл 15 відбувається з ударом (рис. 2,б).

При обкочувальному русі зм'ягчувача по зовнішній оброблювальній поверхні деталі 1 на зм'ягчу-

вач діє відцентрова сила F , обертовий вектор дії якої направлений від центра маси зм'ягчувача і проходить перпендикулярно геометричним осям зм'ягчувача і оброблюваної поверхні (рис. 2,б). На рис.2,б напрям дії відцентрової сили відображено стрілкою із буквеним позначенням F .

Величина цієї відцентрової сили F пропорційна масі m та ексцентриситету ϵ зм'ягчувача і квадрату кругової частоти n його обкочувального руху і виражається із залежності

$$F = m \cdot \epsilon \cdot \omega^2, \quad (2)$$

де $\omega = 2\pi n$ – кругова частота обкочувального руху зм'ягчувача;

n – частота обкочування зм'ягчувача 14 по зовнішній поверхні оброблюваної деталі 1;

ϵ – ексцентриситет зм'ягчувача 14 відносно геометричної осі оброблюваної поверхні деталі 1;

m – маса зм'ягчувача 14 із деформівними тілами 15.

У будь-який проміжок часу зм'ягчувач контактує із оброблюваною поверхнею деталі 1 через деформівні тіла 15, наприклад сталеві загартовані кульки, розміщені вздовж твірної циліндричної внутрішньої поверхні зм'ягчувача 14. Контакт із черговою групою деформівних тіл, розміщених вздовж твірної зм'ягчувача, відбувається з ударною взаємодією. При цьому сила удару, що припадає на кожне із деформівних тіл, пропорційна відцентровій силі F , що діє на обертовий зм'ягчувач 14, і обернено пропорційна кількості N розташованих вздовж твірної зм'ягчувача деформівних тіл 15, тобто

$$F_y = \frac{F}{N} = \frac{m \cdot \epsilon \cdot D \cdot \omega^2}{l}, \quad (3)$$

де l – довжина твірної циліндричної поверхні зм'ягчувача 14, на якій встановлено деформівні тіла 15.

Для забезпечення робочого планетарного обкочувального руху зм'ягчувача 14 із деформівними

тілами 15 та належної якості зміцнювальної обробки ППД геометричні розміри та параметри руху зміцнювача 14 обирають із залежності

$$\varepsilon = \frac{\sigma_m \cdot d^2 \cdot l}{50 \cdot m \cdot D \cdot n^2}, \quad (4)$$

де σ_m – межа текучості матеріалу зміцнюваної деталі 1; d – діаметр відбитка на оброблюваній поверхні від ударного контакту деформівного тіла із деталлю 1.

Ударна взаємодія деформівних тіл, у якості яких використовують переважно сталеві загартовані кульки високої твердості, із поверхнею оброблюваної деталі 1, матеріал якої поступається по твердості сталевим кулькам, проявляється у формуванні в точках контакту кульок 15 із деталлю 1 значних контактних напружень. Під дією цих контактних напружень матеріал деталі пластично деформується, зміцнюється. Величину контактних напружень, що забезпечуються в місцях контакту із деформівними тілами в приповерхневих прошарках матеріалу оброблюваної поверхні у результаті ударної взаємодії, визначають із залежності

$$\sigma_{кон} = \frac{F_y}{S} = \frac{10 \cdot m \cdot \varepsilon \cdot D \cdot n^2}{l \cdot d^2}, \quad (5)$$

де $S = \frac{\Pi d^2}{4}$ – площа належного для забезпечення якісного зміцнення оброблюваної поверхні деталі залишкового відбитку після ударного контакту із деформівним сферичним тілом (кулькою).

У випадку зміцнення незначних за довжиною торсіонних валів, переміщаючи оброблювану деталь 1 між центрувальними роликками 4 вздовж даного зміцнюваного пристрою забезпечують рівномірність зміцнювальної обробки вздовж всієї твірної зовнішньої оброблюваної поверхні деталі (на рис. 1 вказано стрілкою). Якщо ж оброблювані деталі мають значну довжину, що перевищує 2,0–2,5 м, наприклад, як бурові обсадні труби, їх фіксують нерухомо, а зміцнювальний пристрій переміщають вздовж оброблюваної деталі.

У випадку технологічної потреби, наприклад, збільшення товщини зміцненого шару чи ступеня зміцнення, кріпленням до зміцнювача 14 додаткових вантажів нарощують його масу, що забезпечує збільшення відцентрової сили F та нерозривно пов'язаної із нею сили ударної взаємодії зміцнювача із матеріалом оброблюваної деталі 1. При потребі покращення рівномірності обробки використовують повторні переміщення оброблюваної деталі вздовж зміцнювального пристрою (чи навпаки), тобто повторні переходи.

5. Результати досліджень

У якості прикладу реалізації запропонованих зміцнювального пристрою та методики визначення основних його конструктивних параметрів приведено параметри зміцнювальної обробки та геометричні розміри зміцнювача для зміцнення циліндричної зовнішньої поверхні танкового торсіона із діаметром

зовнішньої поверхні $D_o=65$ мм з легованої конструкційної сталі марки 12ХН3А із межею текучості матеріалу $\sigma_m=750$ МПа. Належна для забезпечення товщина зміцненого шару в товщині металу оброблюваної поверхні $h=0,15 \div 0,20$ мм.

При поверхневому пластичному деформуванні сталевих деталей сферичними деформівними тілами товщина залягання зміцненого шару металу корегується із діаметром відбитків на оброблюваній поверхні залежністю $d=2h$. Отже діаметр належного для забезпечення заданої товщини зміцнення відбитку

$$d=2 \cdot 0,2=0,4 \text{ мм.}$$

Призначають геометричні параметри зміцнювача та параметри обробки:

$D=10$ мм – діаметр деформівних тіл (сталевих загартованих кульок);

$l=0,5$ м – довжина зміцнювача;

$m=30$ кг – маса зміцнювача із деформівними тілами;

$N=50$ – кількість деформівних тіл вздовж твірної зміцнювача;

$n=940$ об/хв. = 16 1/с – частота обкочування зміцнювача по зовнішній поверхні оброблюваної деталі.

Підставляють числові значення у залежність (4) і визначають величину ексцентриситету зміцнювача

$$\varepsilon = \frac{\sigma_m \cdot d^2 \cdot l}{50 \cdot m \cdot D \cdot n^2} = \frac{750 \cdot 10^6 \cdot (0,4 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 0,5}{50 \cdot 30 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 16^2} = 15,6 \text{ мм.}$$

Таким чином, визначено основний геометричний параметр зміцнювача, а саме його ексцентриситет ε , дотримання якого забезпечить якісне зміцнення зовнішньої робочої поверхні танкового торсіона при заданих масі m та розмірах l та N і D зміцнювача та деформівних тіл відповідно.

Основними технологічними параметрами даного процесу зміцнення циліндричних зовнішніх поверхонь довгомірних деталей поверхневим пластичним деформуванням є:

– сила F_y удару, що припадає на кожне із деформівних тіл;

– частота n обкочування зміцнювача по зовнішній поверхні оброблюваної деталі;

– швидкість осевого переміщення оброблюваної деталі відносно зміцнювача, або навпаки – зміцнювача відносно оброблюваної деталі;

– кількість повторних переходів, тобто повторних переміщень зміцнювача вздовж твірної оброблюваної поверхні деталі.

До основних конструктивних параметрів зміцнювача належать:

– ексцентриситет ε зміцнювача;

– кількість N та діаметр D облаштованих на зміцнювачі деформівних тіл.

Регулюванням кожного із цих конструктивних чи технологічних параметрів в певних допустимих межах у кінцевому результаті регулюють силу контактної взаємодії матеріалу оброблюваної деталі із деформівними тілами, тобто забезпечувану товщину

заягання зміцненого шару металу, а також тривалість та рівномірність обробки. Так зміна таких конструктивних параметрів як маса m та ексцентриситет ε зміцнювача зумовлює зміну сили F_y ударної взаємодії зміцнювача із матеріалом оброблюваної деталі, а відповідно величину контактних напружень $\sigma_{кон}$, що формуються у поверхневому прошарку металу зміцнюваної деталі в місцях контакту із сферичними деформівними тілами.

Вплив маси зміцнювача m , кг та його ексцентриситету ε , мм на товщину заягання зміцненого шару h , мм при зміцненні циліндричних зразків діаметром $D_0=65$ мм торсіонних валів із сталі 12ХНЗА на зміцнювачі запропонованої конструкції відображено на рис.3. Товщину заягання зміцненого шару h вимірювали на шліфах зміцнених зразків за допомогою приладу вимірювання мікротвердості моделі ПМТ-3.

Дослідження проводили при трьох величинах маси зміцнювача, а саме $m=20$ кг, $m=30$ кг та $m=40$ кг, зміцнюючи величину ексцентриситету ε в діапазоні $5 \text{ мм} \leq \varepsilon \leq 25 \text{ мм}$.

Встановлено, що по мірі збільшень маси та ексцентриситету зміцнювача товщина заягання зміц-

неного шару h наростає, асимптотично наближаючись до максимальних, залежних від маси зміцнювача значень. При цьому виявлено, що інтенсивність нарощування товщини заягання зміцненого шару по мірі збільшення ексцентриситету спадає, що свідчить про доцільність його обмеження в діапазоні $\varepsilon=12,5 \div 15 \text{ мм}$.

Не забезпечує бажаного ефекту і надмірне нарощування маси зміцнювача, адже воно супроводжується стрімким нарощуванням потужності електродвигуна приводу, що необхідна для надання зміцнювачу бажаного обкочувального руху, тобто до невідправданих енергозатрат.

Більше того, експериментально встановлено, що не залежно від маси зміцнювача та його ексцентриситету при досяганні товщини зміцненого прошарку металу значень $0,17 \text{ мм} \leq h \leq 0,20 \text{ мм}$ подальше нарощування сили ударної взаємодії зміцнювача із оброблюваною деталлю провокує перенаклепування матеріалу деталі, що не тільки супроводжується його відшаровуванням від основної маси деталі, а і слугує джерелами зародження мікротріщин, нарощування кількості та розмірів яких провокує руйнування деталі.

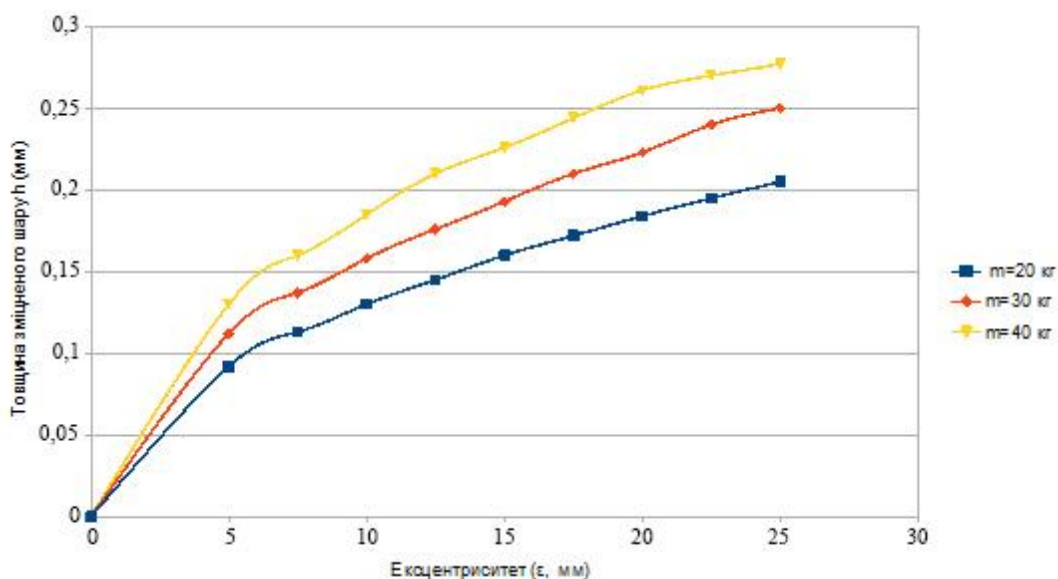


Рис. 3. Залежність товщини заягання зміцненого шару h (мм) від ексцентриситету зміцнювача ε (мм) при обробці циліндричних зразків ($D_0=65$ мм) із конструкційної сталі 12ХНЗА

Дані експериментальні дослідження дають підставу для висновку про наявність для конкретних різновидів зміцнювального металу оптимальних значень не тільки сили F ударної взаємодії зміцнювача із оброблюваною деталлю, а і регламентуючих її таких основних конструктивних та технологічних параметрів зміцнювача як його маса, ексцентриситет і, незаперечно, кількість повторних переходів. Зрозуміло, що із зміною розмірів, а головне марки та властивостей металу зміцнюваних деталей, всі конструктивні та технологічні параметри запропонованого зміцнювача неодмінно підлягатимуть корегуванню експериментальною перевіркою.

Перевагою запропонованої технології зміцнення поверхневим пластичним деформуванням зов-

нішніх циліндричних поверхонь довгомірних деталей, порівняно із відомими, є те, що завдяки ударній взаємодії масивного зміцнювача із зміцнюваною поверхнею забезпечуються значні в межах $0,15 \div 0,2$ мм товщини заягання зміцненого прошарку матеріалу на цих сталевих деталях та вища, порівняно із відомими, ступінь зміцнення. До того ж, наявність значної кількості розміщених на масивному зміцнювачі деформівних тіл сприяє підвищенню продуктивності зміцнювальної обробки.

Певною перевагою даної технології є і універсальність конструктивної схеми реалізуючого його пристрою, яка дозволяє окрім торсіонних валів розповсюдити її і на інші різновиди довгомірних деталей. Зокре-

ма технологія та конструкція зміцнювача придатні для обробки з метою підвищення надійності та довговічності навантажених знакозмінними циклічними навантаженнями півосей автомобільного та залізничного транспорту, торсійних валів великотоннажних транспортних засобів, у тому числі військових танків та самохідних артилерійських установок, бурових труб тощо. Окрім цього, завдяки забезпечуваному зміцненням підвищенню міцності матеріалу, вони можуть використовуватися і для зменшення маси та матеріаловмістимості обсадних труб свердловин, труб високого тиску і подібних їм масивних довгомірних деталей, навантажених значними статичними навантаженнями.

6. Висновки

1. Розроблено і досліджено принципово нову конструкцію пристрою для зміцнювальної обробки поверхневим пластичним деформуванням зовнішніх циліндричних поверхонь довгомірних деталей, аналогі якої відсутні у світовій практиці зміцнювальних технологій та реалізуючого їх устаткування.

2. Встановлені математичні залежності для визначення величин забезпечуваних в процесі обробки контактних напружень в матеріалі оброблюваної деталі та основних конструктивних параметрів зміцнювача даного пристрою, а саме його маси m та ексцентриситету ϵ , експериментально перевірено їх вплив на показники якості зміцнювальної обробки.

3. Визначено основні технологічні та конструктивні параметри зміцнення зовнішніх поверхонь довгомірних деталей із використанням запропонованої конструкції, що мають визначальний вплив на силу ударної взаємодії зміцнювального інструменту (зміцнювача із деформівними тілами) із матеріалом оброблюваної деталі, а відповідно і на параметри та якість зміцнювальної обробки.

4. Експериментально встановлено, що при обробці на запропонованому пристрої циліндричних зразків із конструкційної сталі 12ХНЗА забезпечувана товщина зміцнення знаходиться в межах $0,10 \pm 0,20$ мм. При цьому виявлено, що подальше нарощування сили ударної взаємодії зміцнювача із деталлю провокує перенаклепування її металу. Це свідчить про наявність оптимальних рівнів технологічних параметрів даного зміцнювального процесу, підтверджує потребу в їх оптимізації при зміні матеріалу оброблюваної деталі чи її розмірів.

5. Окреслено різновиди та групи довгомірних деталей, для яких ефективно використання запропонованих технологій та конструкції зміцнювального пристрою, серед яких виокремлено деталі, що в процесі експлуатації піддаються знакозмінним циклічним навантаженням, зокрема торсійні вали великотонажних транспортних засобів, у тому числі військових танків та самохідних артилерійських установок.

Література

1. Афтаназів, І. С. Технологічні методи забезпечення надійності машин [Текст] / І. С. Афтаназів та ін. – Київ: КИТ, 2004. – 148 с.

2. Афтаназів, І. С. Підвищення надійності деталей машин поверхневим пластичним деформуванням [Текст] / І. С. Афтаназів та ін. – Житомир: ЖІТІ, 2001. – 516 с.

3. McCormick, D. Shot peen gears for longer life [Text] / D. McCormick // Design Eng. – 1981. – Vol. 52, Issue 7. – P. 49–52.

4. Заневский, И. Ф. Динамика и расчет протяженных вибрационных машин для обработки длинномерных изделий [Текст]: автореф. дис. ... канд. тех. наук / И. Ф. Заневский. – Львов, 1980.

5. Пат. України на винахід № 51720. Пристрій для зміцнення поверхонь довгомірних циліндричних деталей [Текст] / Афтаназів І. С., Кусий Я. М. – опубл. 2002; Бюл. № 12.

6. Дзюнкити, И. О самосинхронизации вибраторов. Часть 1. Вращение неуравновешенного ротора, зависящее от гармонических колебаний его оси [Текст] / И. Дзюнкити, А. Йосиоки, Х. Сэцую // Нихон Кикай гаккай роибуюсю, 1966. – № 234.

7. Блехман, И. И. Синхронизация динамических систем [Текст] / И. И. Блехман. – М.: «Наука», 1971. – 896 с.

8. Афтаназів, І. С. Вибраціонно-центробежна упрочнююча обробка деталей машин [Текст] / І. С. Афтаназів, П. С. Берник, Р. І. Сивак, А. Д. Клименко. – Вінниця: ВГАУ, 2002. – 235 с.

9. А. с. № 831581 (СССР) Способ упрочнения деталей [Текст] / Повидайло В. А., Коршунов Ю. Ю., Аникин В. В., Афтаназив И. С., Шигель В. А. – заявл. 17.10.78; опубл. 23.05.81; Бюл. № 19.

10. А. с. № 910396 (СССР) Способ упрочнения деталей [Текст] / Повидайло В. А., Шигель В. А., Афтаназив И. С. – опубл. В Б.И.; 1982; Бюл. № 9.

References

1. Aftanaziv, I. S. et. al (2004). Tehnologichni metody zabezpechennja nadijnosti mashyn. Kyiv: KYT, 148.

2. Aftanaziv, I. S. et. al (2001). Pidvyshhennja nadijnosti detalej mashyn poverhnevym plastychnym deformuvannjam. Zhytomyr: ZhITI, 516.

3. McCormick, D. (1981). Shot peen gears for longer life. Design Eng., 52 (7), 49–52.

4. Zanevskij, I. F. (1980). Dinamika i raschet protjazhennyh vibracionnyh mashin dlja obrabotki dlinnomernyh izdelij. Lvov, 1980.

5. Aftanaziv, I. S., Kusyj, Ja. M. (2002). Pat. Ukrai'ny na vynahid № 51720. Prystrij dlja zmichennja poverhon' dovgomirnyh cylindrychnykh detalej. opubl. 2002; Bjul. № 12.

6. Dzjunktiti, I., Josioki, A., Sjecuko, H. (1966). O samosinhronizacii vibratorov. Chast' 1. Vrashhenie neuravnovesnogo rotora, zavisjashhee ot garmonicheskikh kolebanij ego osi. Nihon Kikaj gakkaj roibuesju, 234.

7. Blehman, I. I. (1971). Sinhronizacija dinamicheskikh sistem. Mosvov: «Наука», 896.

8. Aftanaziv, I. S., Bernik, P. S., Sivak, R. I., Klimenko, A. D. (2002). Vibracionno-centrobezhnaja uprochnjajushhaja obrabotka detalej mashin. Vinnica: VGAU, 235.

9. Povidajlo, V. A., Korshunov, Ju. Ju., Anikin, V. V., Aftanaziv, I. S., Shhigel', V. A. (1981). A. s. № 831581 (SSSR) Sposob uprochnenija detalej. zajavl. 17.10.78; opubl. 23.05.81; Bjul. № 19.

10. Povidajlo, V. A., Shhigel', V. A., Aftanaziv, I. S. (1982). A. s. № 910396 (SSSR) Sposob uprochnenija detalej. opubl. V B.I.; 1982; Bjul. № 9.

Дата надходження рукопису 18.03.2016

Афтаназів Іван Семенович, доктор технічних наук, професор, кафедра нарисної геометрії і інженерної графіки, Національний університет «Львівська політехніка», вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна, 79013
E-mail: ivan.aftanaziv@gmail.com

Шевчук Лілія Іванівна, доктор технічних наук, доцент, кафедра технології органічних продуктів, Національний університет «Львівська політехніка», вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна, 79013
E-mail: shev-lili@mail.ru

Строган Оріся Іванівна, кандидат технічних наук, асистент, кафедра нарисної геометрії і інженерної графіки, Національний університет «Львівська політехніка», вул. С. Бандери, 12, м. Львів, Україна, 79013

УДК 622.691

DOI: 10.15587/2313-8416.2016.67695

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ СКЛАДНИХ ГАЗОТРАНСПОРТНИХ СИСТЕМ В КОМПЛЕКСІ З ПСГ

© В. Я. Грудз, Я. В. Костів, В. Р. Процюк, Д. Ф. Тимків

У даній роботі авторами розглядається проблема розрахунку складної газотранспортної системи, яка містить ряд газопроводів, що утворюють лінійну частину, та ряд компресорних станцій, які в сукупності представляють послідовно та паралельно з'єднані ланки, і від характеристик яких залежить величина пропускної здатності. Для розрахунків та побудови характеристик лінійної частини запропоновано метод еквівалентного діаметру

Ключові слова: пропускна здатність, метод еквівалентного діаметру, гідравлічна ефективність, компресорна станція, математична модель

In this paper the authors explore the problem of calculation of the complex gas transportation system, which includes a number of pipelines that form linear part and a number of compressor stations, which together represent segments connected in series and parallel, and the characteristics of which affect the value of the flow capacity. The method of equivalent diameter of the gas transportation system of any complexity was proposed

Keywords: flow capacity, method of equivalent diameter, hydraulic efficiency, compressor station, mathematical model

1. Вступ

Пропускна здатність складної системи газопроводів як функція параметрів режиму є основним виробничим показником, який характеризує ступінь використання газопроводів за призначенням.

Складна газотранспортна система містить ряд газопроводів, що утворюють лінійну частину, та ряд компресорних станцій, які в сукупності представляють послідовно та паралельно з'єднані ланки, і від характеристик яких залежить величина пропускної здатності. В зв'язку зі сказаним, на величину пропускної здатності мають вплив характеристики кожної з компресорних станцій і кожної з лінійних ділянок.

Визначення пропускної здатності простого однопроводного газопроводу є складною, з точки зору обчислень, задачею, оскільки ряд параметрів, що входять в основне рівняння газопроводів, залежать від величини витрати газу (коефіцієнт гідравлічного опору, середня температура газу, коефіцієнт стисливості). Тому для визначення величини пропускної здатності простих газопроводів запропоновано користуватися ітераційною процедурою [1, 2].

Для складних газотранспортних систем задача значно ускладнюється, оскільки кожна лінійна ділянка характеризується своїм значенням пропускної здатності, а продуктивність кожної з компресорних станцій, що залежить від їх основного обладнання, схе-

ми та параметрів режиму роботи, повинна відповідати пропускній здатності системи.

2. Аналіз літературних джерел по даній тематиці

Системний підхід до визначення пропускної здатності складних ГТС уперше викладено в [3]. Запропоновано шляхом суміщення характеристик компресорних станцій і лінійних ділянок визначати роботу точку газотранспортної системи, яка складається з послідовно з'єднаних ланок – компресорних станцій і лінійних ділянок. Однак запропонований метод може бути успішно реалізованим лише для ідеальної газотранспортної системи, яка складається з однотипних ланок.

Певні вдосконалення в запропонований метод внесено в роботах [4, 5], де пропускна здатність лінійних ділянок і продуктивність компресорних станцій визначаються з урахуванням гідравлічної ефективності газопроводів і параметрів роботи газоперекачувальних агрегатів. Однак, запропонована методика може бути використана в умовах обмеженого числа лінійних ділянок і компресорних станцій. Крім того, графоаналітичний підхід до проблеми вносить певну похибку в результати розрахунків. Запропонований підхід до визначення пропускної здатності складних газотранспортних систем має за мету вдосконалення системного підходу з урахуванням реальних характе-