УДК 531

Б.І. Кіндрацький, А.С. Бурковський*
Національний університет "Львівська політехніка", кафедра деталей машин;
*Академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного,
кафедра ракетно-артилерійського озброєння

ПРОГНОЗУВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ У ЗАДАЧАХ СТРУКТУРНО-ПАРАМЕТРИЧНОГО СИНТЕЗУ ВІБРОУДАРНИХ СИСТЕМ

© Кіндрацький Б. І., Бурковський А. С., 2010

Проведено аналіз критеріїв оцінювання довговічності матеріалів і елементів машин при їх циклічному ударному навантажуванні. Запропоновано критерій відносної довговічності віброударної системи. Досліджено його залежність від конструктивних та інерційних параметрів віброударної системи. Обгрунтована доцільність застосування такого критерію при структурно-параметричному синтезі віброударних систем.

The analysis of criteria of evaluation of durability of materials and elements of machines is conducted at their cyclic shock loading. The criterion of relative durability of the vibroimpact system is offered. Investigational its dependence on the structural and inertia parameters of the vibroimpact system. Expedience of application of such criterion is grounded at the structural-parametrical synthesis of the vibroimpact systems.

Актуальність теми. Віброударні системи (ВУС) широко застосовують у різних галузях машино- та приладобудування. Структурно вони бувають різноманітними. Залежно від призначення і функцій, які ВУС виконує у машині чи механізмі, до таких систем ставлять різні, іноді діаметрально протилежні, вимоги. Так, наприклад, у механічних гайкокрутах ВУС при мінімальних габаритах і масових характеристиках повина створювати максимально можливі ударні імпульси і відповідний крутний момент затягування гайки. У запобіжних муфтах з профільним замиканням (кулачкових, кулькових) під час спрацювання при перевантаженнях виникають циклічні ударні імпульси між півмуфтами. Тут потрібно підібрати такі параметри муфти, щоб величина ударних імпульсів і динамічний крутний момент у валопроводах при спрацьовуванні муфти були мінімальними. В обох випадках надійна робота і довговічність гайкокрутів та запобіжних муфт з профільним замиканням визначається, за інших однакових умов, довговічністю елементів ВУС. Втомне руйнування (викришування) ударних пар призводить до втрати основних характеристик і працездатності муфт чи гайкокрутів загалом, руйнування елементів приводу. Тому в процесі проектування таких систем, підбираючи їхню структуру і конструктивні параметри, обов'язково слід враховувати критерій якості ВУС, що характеризує її віброактивність і дає можливість порівнювати між собою альтернативні варіанти за критерієм довговічності.

Огляд і аналіз літератури. Незважаючи на різне призначення, ВУС гайкокрутів і запобіжних муфт з профільним замиканням структурно і за принципом дії є абсолютно однаковими.

Загальноприйнято [9] довговічність, наприклад, запобіжних муфт з профільним замиканням, зокрема кулачкових, оцінювати за критеріями міцності і довговічності елементів контакту (кулачків на півмуфтах) при згині й контактному навантаженні. Ці два критерії дають змогу оцінити довговічність елементів запобіжної муфти з профільним замиканням лише частково,

оскільки не враховують накопичення втомних пошкоджень на поверхнях контакту і в місцях концентрації напружень конструктивних елементів муфти у результаті ударної взаємодії півмуфт при пробуксовуванні, особливо у стопорному режимі роботи приводу. Крім цього, їх не можна застосувати для оцінювання довговічності кулькових запобіжних муфт (КЗМ), оскільки навантаження півмуфт і кульок має інший характер, ніж у кулачкових муфтах. Контакт між елементами муфти є точковим, а напруження згину не мають істотного впливу на міцність і довговічність півмуфт. Згадані вище критерії не дають також можливості оцінити вплив пробуксовування КЗМ (і запобіжних муфт з профільним замиканням загалом) у перехідних режимах роботи приводу на довговічність ланок приводу, прогнозувати його довговічність на стадії проектування. Аналогічні проблеми виникають при проектуванні механічних гайкокрутів. Тому є потреба у введенні додаткових критеріїв для комплексного оцінювання довговічності елементів ВУС залежно від їхньої структури та співвідношення конструктивних параметрів.

Відомо, що характер руйнування матеріалів і конструкцій при швидкому і повільному навантажуванні істотно різний [7, 8]. Особливо виразно це виявляється, коли навантаження має ударно-хвильовий характер. Завершеної теорії відкольного руйнування матеріалів за дії короткотривалого напруження розтягу поки не існує. Для числового прогнозування можливості утворення відкольних руйнувань запропоновано критеріальні співвідношення аналітичного вигляду. Найпростішим з критеріїв міцності при циклічному ударному навантаженні за аналогією зі статичним навантаженням є σ_p=*const*. Цей критерій призводить до завищення величини руйнівного напруження.

Повнішого опису процесу досягають, коли відкольное руйнування розглядають як подію, що проходить у часі. Одним з перших критеріїв, що враховують тривалість дії напруження t, є інтеграл Тулера–Бучера [2]

$$K = \int_{t_0}^{t} \left[\sigma_p(t) - \sigma_0 \right]^{\eta} dt,$$

де η і σ_0 – сталі параметри, отримані експериментально.

Енергетичні критерії відкольного руйнування [2, 7] ґрунтуються на уявленні про те, що робота з відриву матеріалу в області взаємодії хвиль розрідження здійснюється за рахунок пружної енергії в імпульсі розтягування. Відкол відбудеться, якщо кількість пружної енергії виявиться достатньою для цього процесу. Ці порогові критерії руйнування не розкривають фізичної природи механізму відкольного руйнування. Проте для багатьох практичних завдань їх застосування цілком виправдане.

На відміну від порогових критеріїв, що припускають процес руйнування миттєвим при виконанні деяких критичних умов, кінетичні критерії постулюють розвиток процесу руйнування в часі. Вони побудовані на певних припущеннях про механізм руйнування. Одним з найвідоміших підходів до загальної проблеми міцності твердих тіл є використання кінетичного рівняння довговічності [7]

$$t = t_0 \, exp\left(\frac{V_0 - \gamma \sigma_p}{kT} \right),$$

де k – стала Больцмана; t_0, V_0 і γ – визначені експериментально сталі параметри для кожного матеріалу.

Однак застосувати перелічені вище критерії руйнування матеріалів при ударному навантаженні для оцінювання довговічності елементів ВУС на ранніх стадіях їх синтезу немає можливості, оскільки до цих критеріїв входять параметри, які можна отримати лише експериментально. Крім цього, характер ударного навантажування елементів ВУС залежить від їхньої структури і співвідношення конструктивних параметрів.

Мета статті – розробити критерій оцінювання довговічності ВУС на ранніх стадіях їх проектування і встановити його залежність від конструктивних та масових характеристик системи.

Обґрунтування критерію довговічності елементів ВУС. Довговічність деталей машин при накопиченні втомних пошкоджень за ударно-циклічних навантажень визначається не тільки загальним рівнем параметрів напруженого стану, а переважно характером зміни напружень з часом у заданій області. Теоретичною основою підходу до прогнозування довговічності деталей машин при ударно-цикловому навантажуванні є широко відомі й апробовані коригована лінійна гіпотеза накопичення втомних пошкоджень і методи схематизації нестаціонарних нерегулярних процесів навантажування, що отримуються обчислювальним моделюванням з урахуванням конструктивної форми деталей, кінематичних і енергетичних характеристик машин [1]. Відповідно до скоригованої лінійної гіпотези довговічність деталі, виражена кількістю блоків навантажування λ до початку втомного руйнування, становить [2]

$$\lambda = \frac{a_p \sigma_{-1D}^m N_G}{\sum\limits_{\sigma_{ai} \geq \sigma_{-1D}} \sigma_{ai}^m \nu_{i\delta}}, \qquad (1)$$

де a_p – скориговане значення суми відносних довговічностей, що відповідають граничному пошкодженню; $v_{i\delta}$ – кількість циклів повторення амплітуд σ_{ai} в i-му блоці навантажування; m – показник нахилу кривої втоми уподвійних логарифмічних координатах; σ_{-1D}^m – межа витривалості з урахуванням конструктивно-технологічних чинників; N_G – абсциса точки перелому кривої втоми.

Величини a_p, m, σ_{-1D}^m, N_G визначають експериментально при швидкостях навантажування зразків, що відповідають швидкостям зіткнення деталей. Оцінки величин σ_{ai} і σ_{ai} для нестаціонарних нерегулярних процесів $\sigma = f(t)$ зміни напруження σ в часі t можуть бути отримані шляхом їх схематизації одним з відомих методів, серед яких метод повних циклів прийнято вважати переважним [1]. При цьому слід мати на увазі, що в такому випадку під процесом навантажування розуміють процес зміни напруження в часі $\sigma = f(t)$ у деякій потенційно небезпечній щодо втомного руйнування локальній зоні деталі, а оцінка ресурсу відповідає саме цій локальній зоні. Отже, в деталі можна розглядати декілька потенційно небезпечних зон (конструктивних концентраторів напружень) з оцінкою ресурсу для кожної з них.

Моделюючи процес зміни $\sigma = f(t)$ протягом часу t^* після початку прикладання ударного імпульсу у ВУС (рис. 1), можна оцінити довговічність її деталей [2]. При цьому виявляються врахованими всі особливості процесу навантаження, обумовленого одиничним зіткненням деталей. Отже, процес зміни $\sigma = f(t)$ на інтервалі часу від початку зіткнення до t^* можна розглядати як блок навантажування, а довговічність λ вимірювати кількістю N зіткнень елементів ВУС.

Характер ударного навантажування елементів ВУС істотно залежить від відношення частоти зіткнення її елементів і власної частоти коливання приводу машини. Тому для оцінювання довговічності ВУС, на наше переконання, потрібно ввести додатковий критерій, який дасть змогу оцінювати довговічність не тільки елементів ВУС, але й прогнозувати довговічність елементів приводу з урахуванням ударного їх навантажування та сумарної тривалості цього процесу з урахуванням режимів роботи конкретної машини.

У випадку, коли частота зіткнень мас ВУС співмірна з частотою власних коливань привідної системи, в більшості випадків проміжок часу між ударами перевищує тривалість загасання коливань, процес навантажування можна розглядати як послідовність незалежних ударів. Якщо ж частота власних коливань приводу істотно перевищує частоту зіткнень елементів ВУС, потрібно враховувати додатковий вплив окремих зіткнень.

Процеси навантажування, викликані окремими зіткненнями, можна вважати незалежними при $t_n >> t^{**}$ (див. рис. 1), де t_n — періодичність прикладання ударного імпульсу. При порушенні цієї умови потрібно враховувати взаємодію процесів навантажування, породжених послідовними в

часі зіткненнями, оскільки амплітуди коливань $\sigma = f(t)$, що не враховані при $t>t^*$ як такі, що не призводять до руйнування, підсумовуючись з процесом $\sigma = f(t)$ від наступного зіткнення на інтервалі часу $t>t_n$, можуть призвести до збільшення амплітуд напруження, кількості екстремумів і руйнування. За таких умов роботи підсумовування напружень, породжених кожною хвилею деформацій, дає змогу отримати вираз для нерегулярного процесу зміни інтенсивності напружень у часі для заданої локальної зони деталі.

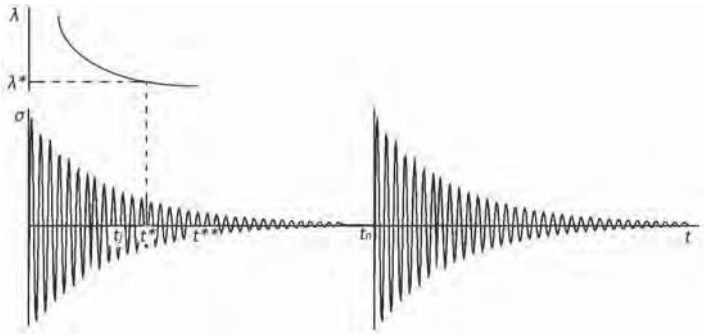

Рис. 1. Оцінювання довговічності з урахуванням загасання коливань напружень

Отже, визначивши величину ударного навантаження і частоту його прикладання, можна прогнозувати довговічність елементів ВУС та ланок приводу в конкретних умовах його роботи.

На ранніх стадіях проектування — структурно-параметричному синтезі ВУС – матеріал і конструктивні форми деталей муфти невідомі. Завдання на цій стадії проектування полягає в опосередкованому оцінюванні довговічності ВУС, що дасть змогу оптимізувати її структуру і співвідношення конструктивних параметрів.

Критерій відносної довговічності елементів ВУС. Отже, для опосередкованого оцінювання довговічності елементів ВУС на стадії структурно-параметричного синтезу введемо новий критерій – коефіцієнт відносної довговічності ВУС, який визначатимемо за такою залежністю:

$$k_{в.д.} = \frac{S_{ni}}{S_0}, \tag{2}$$

де S_{ni} – нормальний ударний імпульс у зоні удару за певних конструктивних та інерційних параметрів ВУС; S_0 – нормальний ударний імпульс в аналогічній конструкції ВУС за умов лобового удару між її елементами (α=0).

Для визначення величини S_{ni} подамо модель ударної взаємодії елементів ВУС у вигляді двовимірної симетричної тримасної системи (рис. 2).

На рисунку прийнято такі позначення: $J_{k'}$ — зведений момент інерції ведучої маси і ланок приводу, що примикають до неї; $J_{k''}$ — зведений момент інерції веденої маси і зв'язаних з нею ланок приводу; m — зведена маса рухомих в осьовому напрямі ланок ВУС; c — зведена жорсткість пружного елемента; $\varphi_{k'}$ і $\varphi_{k''}$ — кутові координати, відповідно, мас $J_{k'}$ і $J_{k''}$; y — лінійна координата маси m. Вважатимемо, що доударні швидкості $\dot{\varphi}_{k'}^{-}$, $\dot{\varphi}_{k''}^{-}$ і $\dot{y}^{-}$ відомі. Тут і надалі верхній індекс "–" вказує на те, що параметри належать до моменту часу безпосередньо перед ударом. У кожному конкретному випадку їх можна визначити з рівнянь руху приводу в період між зіткненнями елементів ВУС.

Для оцінювання ударної взаємодії елементів ВУС скористаємось основними положеннями стереомеханічної теорії удару [1]. Швидкість вдаряння елементів ВУС по нормалі до профілю в точці контакту (рис. 2)

$$V_n = \dot{\varphi}_{k'} R_T \cos\alpha - \dot{\varphi}_{k''} R_T \cos\alpha - \dot{y}\sin\alpha, \tag{3}$$

де R_T – радіус кола, на якому розташовані рухомі в осьовому напрямі маси ВУС; α – кут нахилу дотичної в точці контакту рухомої в осьовому напрямі маси з профілем на ведучій масі.

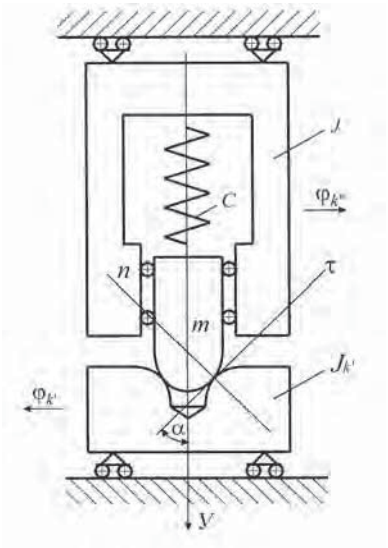

Рис. 2. Розрахункова схема ударної взаємодії елементів ВУС

Після завершення першої фази удару $V_n = 0$, тому з (3)

$$\dot{\varphi}_{0k'} = \dot{\varphi}_{0k''} - \dot{y}_0 R_T^{-1} tg\alpha . \tag{4}$$

Запишемо теорему імпульсів для цієї фази удару:

$$\left.\begin{aligned} m\left(\dot{y}_0 - \dot{y}^-\right) &= -S_{1n}\left(sin\alpha - f\,cos\alpha\right); \\ J_{k'}\left(\dot{\varphi}_{0k'} - \dot{\varphi}_{k'}^-\right) &= -S_{1n}R_T\left(cos\alpha + f\,sin\alpha\right); \\ J_{k''}\left(\dot{\varphi}_{0k''} - \dot{\varphi}_{k''}^-\right) &= -S_{1n}R_T\left(cos\alpha + f\,sin\alpha\right), \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

де S_{1n} – нормальний ударний імпульс у першій фазі; $\dot{y}_0$, $\dot{\varphi}_{0k'}$ і $\dot{\varphi}_{0k''}$ – швидкості відповідно мас *m*, $J_{k'}$ і $J_{k''}$ наприкінці першої фази удару; *f* – коефіцієнт сухого тертя в зоні зіткнення рухомих в осьовому напрямі мас з профілем на ведучій масі.

Розв'язуючи спільно систему рівнянь (5) з (4), отримаємо

$$S_{1n} = \frac{m\left[\left(\dot{\varphi}_{k'} - \dot{\varphi}_{k''}\right)R_T\,cos\alpha + \dot{y}^-\,sin\alpha\right]}{sin^2\alpha + \mu\,cos^2\alpha - 0{,}5f\left(1-\mu\right)sin2\alpha}, \tag{6}$$

де

$$\mu = mR_T^2\frac{J_{k'} + J_{k''}}{J_{k'}J_{k''}}. \tag{7}$$

Теорема імпульсів для повної фази удару матиме вигляд

$$\left.\begin{aligned} m\left(\dot{y}^+ - \dot{y}^-\right) &= -S_{ni}\left(sin\alpha - f\,cos\alpha\right); \\ J_{k'}\left(\dot{\varphi}_{k'}^+ - \dot{\varphi}_{k'}^-\right) &= -S_{ni}R_T\left(cos\alpha + f\,sin\alpha\right); \\ J_{k''}\left(\dot{\varphi}_{k''}^+ - \dot{\varphi}_{k''}^-\right) &= -S_{ni}R_T\left(cos\alpha + f\,sin\alpha\right), \end{aligned}\right\} \tag{8}$$

де S_{ni} — повний нормальний ударний імпульс.

З огляду на те, що повний ударний імпульс $S_{ni} = \left(1+R\right)S_{1n}$, на підставі (6) запишемо

$$S_{ni} = \frac{m\left(1+R\right)\left[\left(\dot{\varphi}_{k'}^- - \dot{\varphi}_{k''}^+\right)R_T\,cos\alpha + \dot{y}^-\,sin\alpha\right]}{sin^2\alpha + \mu\,cos^2\alpha - 0{,}5f\left(1-\mu\right)sin2\alpha}. \tag{9}$$

Як видно з (9), величина ударного імпульсу, який виникає між елементами ВУС, залежить від геометричних параметрів та масових характеристик ланок. Визначально за інших однакових умов на величину і характер розподілу ударного імпульсу між ланками ВУС впливає кут нахилу профілю лунок α (див. рис. 2) на ведучій масі.

Для спрощення аналізу і забезпечення однозначності обмежимося випадком f=0; $\dot{\varphi}_{k'}^{-} - \dot{\varphi}_{k''}^{-} = \omega_0$, що зберігає всі основні особливості якісної картини процесу ударної взаємодії мас ВУС. Для багатьох ВУС, наприклад, кулькових запобіжних муфт чи механічних гайкокрутів) характерним є режим роботи, коли рухомі в осьовому напрямі маси до потрапляння в лунки на ведучій масі рухаються по її неробочій поверхні, тому зіткнення мас відбувається при сталому куті нахилу дотичної у точці контакту α_0. У розглянутому режимі роботи ВУС швидкість рухомих в осьовому напрямі ланок визначається формою профілю, тому $\dot{y}^{-} = \omega_0 R_T ctg\alpha_0$.

З рівняння (9) після перетворення отримаємо

$$S_{ni} = \frac{2m\omega_0 R_T (1+R) cos\,\alpha_0}{sin^2\,\alpha_0 + \mu\, cos^2\,\alpha_0}. \tag{10}$$

При α=0 маємо

$$S_0 = 2\omega_0 (1+R) \frac{J_{k'} J_{k''}}{(J_{k'} + J_{k''}) R_T}. \tag{11}$$

Підставляючи значення S_{ni} та S_0 у (2), запишемо формулу для визначення коефіцієнта відносної довговічності залежно від параметрів ВУС:

$$k_{в.д.} = \frac{S_{ni}}{S_0} = \frac{\left[2m\omega_0 R_T (1+R) cos\,\alpha_0\right](J_{k'} + J_{k''}) R_T}{\left(sin^2\,\alpha_0 + \mu\, cos^2\,\alpha_0\right)\left[2\omega_0 (1+R) J_{k'} J_{k''}\right]}. \tag{12}$$

Залежність коефіцієнта відносної довговічності ВУС від її конструктивних та інерційних параметрів. Для порівняння альтернативних варіантів ВУС проаналізуємо вплив кута нахилу профілю лунок на півмуфті на величину коефіцієнта відносної довговічності за різних співвідношень моментів інерції та маси елементів ВУС (рис. 3). Розрахунки проведені за формулою (12) при таких сталих конструктивних параметрах ВУС: R_T=0,04 м; m=0,02 кг. У розрахунках також прийнято, що відносна кутова швидкість ведучої та веденої мас ВУС ω=40 с$^{-1}$; коефіцієнт відновлення при ударі R=0,8. Величина кута нахилу профілю на ведучій масі змінювалася від 0 до π/2 рад.

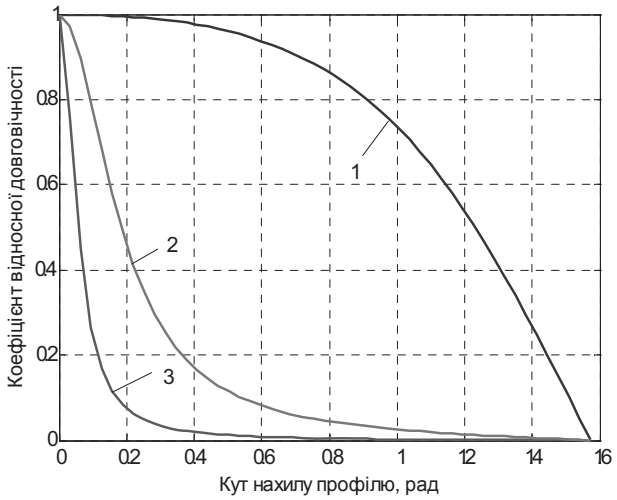

Рис. 3. Залежність коефіцієнта відносної довговічності від кута нахилу профілю: 1 — μ=1,6; 2 — μ=0,034; 3 — μ=0,032

З рисунка видно, що величина коефіцієнта відносної довговічності зі збільшеням кута нахилу профілю зменшується за будь-якого співвідношення моментів інерції елементів ВУС. Однак за $\mu>1$ (див. криву 1 на рис. 3) зі збільшенням кута нахилу профілю лунок у межах від 0 до 0,8 рад коефіцієнт відносної довговічності змінюється не істотно. Зі зменшенням коефіцієнта μ вплив кута нахилу лунок стає істотнішим, особливо при малих кутах нахилу (див. криву 2 і 3 на рис. 3). За $\mu=0{,}032$ (це відповідає однаковому значенню моментів інерції $I_1 = I_2 = 0{,}02$ кг·м^2) коефіцієнт відносної довговічності різко спадає на початковій стадії зменшення кута нахилу лунок, асимптотично наближаючись до нуля після 0,4 рад. Така залежність коефіцієнта відносної довговічності від кута нахилу профілю лунок дає підстави стверджувати, що довговічність елементів ВУС визначається співвідношенням моментів інерції її елементів і величиною кута нахилу профілю лунок.

Отже, коефіцієнт відносної довговічності є надзвичайно важливим критерієм оцінювання якості альтернативних варіантів ВУС. Уже на ранній стадії проектування він дає можливість порівнювати довговічність альтернативних варіантів ВУС, а також досягати найменшого впливу ударних процесів на ресурс роботи приводу загалом.

Висновки. 1. Відомі критерії оцінювання довговічності матеріалів і конструкцій при циклічному ударному навантажуванні не можуть бути застосовані на ранніх стадія проектування віброударних систем.

2. Запропонований критерій опосередкованого оцінювання довговічності віброударних систем дає можливість прогнозувати їхню довговічність і порівнювати альтернативні варіанти при структурно-параметричному синтезі таких систем на ранніх стадіях їх проектування.

1. Бабицкий В. И. Теория виброударных систем (приближенные методы). – М.: Наука, 1978. – 352 с. 2. Глушак Б.Л., Куропатенко В.Ф., Новиков С.А. Исследование прочности материалов при динамических нагрузках. – Новосибирск: Наука, 1992. – 294 с. 3. Кіндрацький Б. І. Структурно-параметричний синтез кулачкової запобіжної муфти // Вісник нац. ун-ту "Львівська політехніка" "Динаміка, міцність та проектування машин і приладів". – 2005. – №509. – С. 76–85. 5. Кіндрацький Б., Бурковський А., Шпак О. Дослідження ударної взаємодії півмуфт при пробуксовуванні запобіжних муфт з профільним замиканням // Машинознавство. – 2005. – №11. – 12 (101 – 102). – С. 30–38. 6. Копп В., Полівцев В., Губарев В. Автоматичне складання інерційним ударно-імпульсним затягуванням різьбових з'єднань // Вісник ТДТУ. – 2008. – Том 13. – №4. – С. 72–77. 7. Новиков С.А. Разрушение материалов при воздействии интенсивных ударных нагрузок // Соросовский образовательный журнал. – 1999. – №8. – С. 116–121. 8. Панасюк В.В. Механика квазихрупкого разрушения материалов. – Киев: Наукова думка, 1991. – 412 с. 9. Поляков В.С., Барбаш И.Д., Ряховский О.А. Справочник по муфтам / Под ред. В.С. Полякова, 2-е изд., испр. и доп. – Л.: Машиностроение, 1979. – 344 с.