

**ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ РОБОТИ ТОНКОСТІННИХ ЕЛЕМЕНТІВ
РАМИ МАШИНИ КС-6Б**

**Рибак Т.І. д.т.н., проф., Сташків М.Я. к.т.н., доц., Олексюк В.П. к.т.н., доц.,
Махді Анвар**

(Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя)

В статті досліджено напружений стан коробчастих тонкостінних елементів з кутовою тріщиною при дії бімоменту. Оцінено ресурс роботи центральної балки коренезбиральної машини КС-6Б. Подано рекомендації з оптимізації геометричних параметрів поперечного перетину балки і підвищення її ресурсу.

Рамні конструкції мобільної сільськогосподарської техніки виготовляються, в основному, з тонкостінних стержнів стандартного металопрокату. Сприймаючи динамічні навантаження від ходової частини машини та від змонтованих на ній силових і функціональних установок, ці конструкції працюють у досить жорстких умовах циклічного навантаження, що приводить до їх передчасного руйнування. Тому довговічність мобільних сільськогосподарських машин масового виробництва часто визначається міцністю елементів їх несучих конструкцій [1].

Інша важлива причина зниження довговічності рамних конструкцій пов'язана з наявністю в зварних швах початкових дефектів у вигляді підрізів, непроварів, холодних чи гарячих тріщин. Недосконалість конструктивних і технологічних факторів є причинами зниження ресурсних параметрів несучих рам самохідних бурякозбиральних машин. Жорсткі умови експлуатації приводять до зародження та росту втомних тріщин. На рис. 1 вказані характерні зони зародження втомних тріщин у рамі коренезбиральної машини КС-6Б.

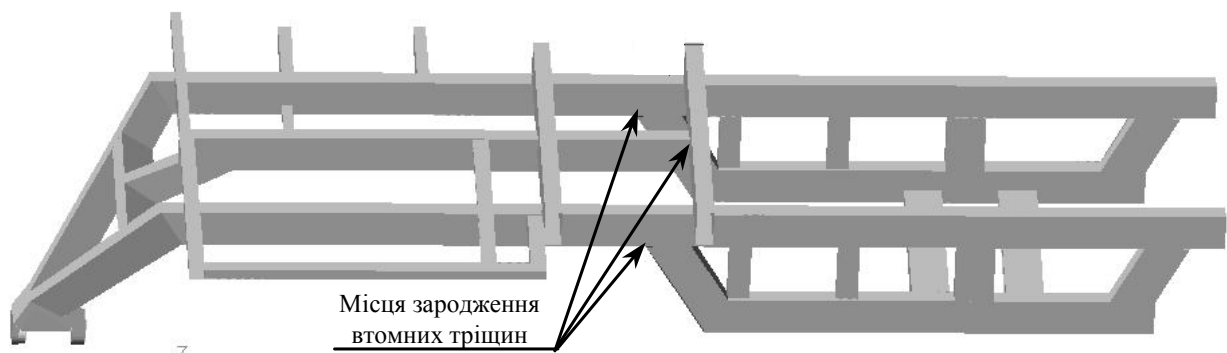


Рис. 1. Характерні зони зародження та розвитку втомних тріщин

Саме висока концентрація напружень в зонах зварних з'єднань викликає швидке трансформування дефектів у втомні тріщини. Далі тріщини сповільнюють ріст в зв'язку з перерозподілом навантажень в рамах, що представляють собою багаторазово статично невизначені конструкції.

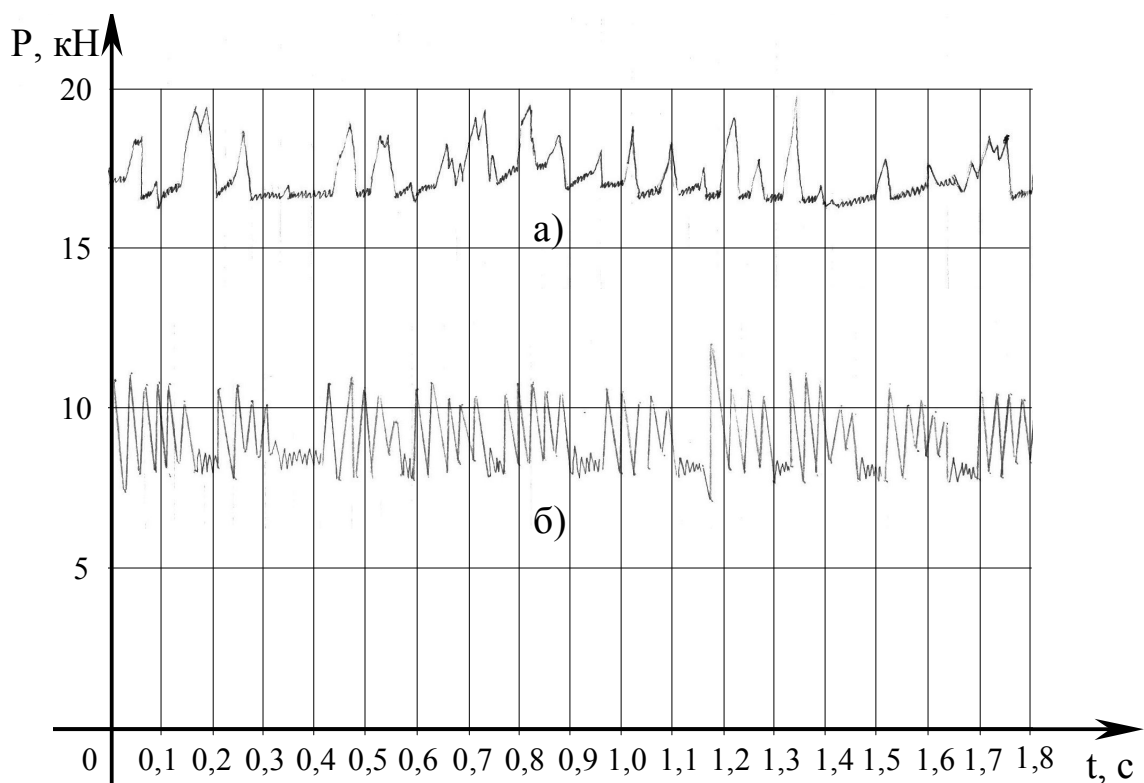
Тому важливою областю розрахунків на міцність є прогнозування довговічності елементів конструкції з тріщинами, які розвиваються в процесі експлуатації машини. Такі дослідження не є заміною традиційних методів розрахунку, вони служать важливим додатковим заходом, що дозволяє коректніше оцінити очікуваний запас міцності та ресурсні можливості конструкції, вибрати матеріал і оптимальні конструктивні рішення окремих елементів і вузлів з точки зору їх тріщинотривкості, розробити практичні рекомендації для попередження втомних руйнувань і збільшення терміну експлуатації машин.

Основною збурюючою масою машини КС-6Б є викопуючий пристрій (коренекопач), який в процесі експлуатації створює трикомпонентні динамічні навантаження на центральну балку основної рами машини. Особливістю монтажу коренекопача є те, що він кріпиться на балку лише у двох точках: за допомогою гідроциліндра переведення копача у робоче / транспортне положення та заднього кронштейна рами викопуючого пристрою.

Для оцінки міцності центральної балки основної рами машини КС-6Б з метою її оптимізації необхідно отримати значення діючих навантажень, які відповідають реальним умовам експлуатації машини. З цією метою було

проведено експериментальні дослідження для визначення реальних динамічних навантажень на центральні балці основної рами машини КС-6Б [2].

На рис. 2 показані спектри вібраційних навантажень на гідроциліндрі копача в робочому та транспортному положеннях, які отримані при експериментальних дослідженнях навантаженості центральної балки основної рами машини КС-6Б [2].



а – робочий режим ($V = 4,8-6,3$ км/год);

б – транспортний режим ($V = 18$ км/год)

Рис. 2. Спектри вібраційних навантажень

Випробування в експлуатаційних умовах бурякозбиральної машини КС-6Б дали змогу виявити цілий ряд недоліків, що суттєво впливають на надійність машини в цілому, але які практично неможливо було передбачити під час її проектування. Зокрема, було встановлено, що під час транспортування машини викопуючий пристій розгойдується, що приводить до руйнування центральної балки основної рами машини у місцях зварних з'єднань за рахунок виникнення додаткового крутного моменту. Аналогічні додаткові навантаження виникають

в місцях переходу конструкції рами з плоскої – на просторову (рис. 1). Саме ці вузли, як виявилось, є найменш надійними з точки зору довговічності [2].

При крученні тонкостінних стержнів їх поперечні перетини не залишаються плоскими, а депланують, тобто окремі точки перерізу виходять з своєї площини. Але, оскільки рами сільськогосподарських машин є зварними конструкціями і їх елементи з'єднані жорстко, то це перешкоджає вільному переміщенню (закручуванню) поперечних перетинів елементів тонкостінного профілю. В поперечних перетинах профілю у такому випадку виникають нормальні напруження, які зумовлені дією кручення (стиснене кручення).

За таких умов для тонкостінних стержневих конструкцій домінуючим буде руйнування від дії нормальних напружень. Основним розрахунковим параметром при цьому є коефіцієнт інтенсивності напружень (КІН) нормального відриву K_I . Однак для тонкостінних елементів замкнутого профілю, з яких виготовляються рамні конструкції сільськогосподарських машин, ефект стисненого кручення при оцінці КІН K_I або не враховується [3], або ж розглядається тільки для випадків відкритих тонкостінних профілів [1].

Руйнування рамних конструкцій, як було відзначено, починається біля різних концентраторів напружень та дефектів, які виникають при виготовленні машини чи її експлуатації. При цьому тріщини спочатку зароджуються як поверхневі, потім переходять в наскрізні і розвиваються далі до досягнення критичних розмірів.

В якості розрахункової моделі для оцінки довговічності балки вибрано кутову наскрізну втомну тріщину, яка проростає із поверхневої і розвивається у тонкостінному коробчатому перерізі балки у двох взаємно перпендикулярних напрямках по довжинах горизонтальної та вертикальної стінок (рис 3).

Для опису росту наскрізної кутової тріщини розглянемо тонкостінний коробчастий профіль (рис. 3) навантажений бімоментом B_o .

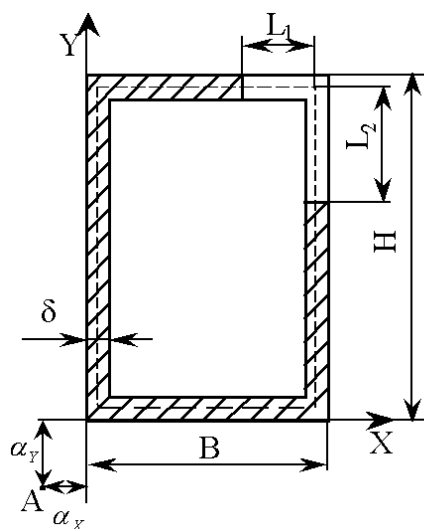


Рис. 3. Розрахункова схема до визначення лінійних та секторіальних координат тонкостінного профілю з кутовою наскрізною тріщиною

Напружений стан, що виникає в стінках прямокутного профілю з тріщиною, з певним наближенням можна моделювати, якщо розглядати кожен стінку як окрему пластину тієї ж товщини і ширини з боковою тріщиною при аналогічному силовому навантаженні. Нормальні напруження в стінках стержня від дії бімоменту розподілені за лінійним законом, тому їх можна подати як комбінацію розтягу та згину.

Відповідні розв'язки задач для визначення КІН у вершині втомної тріщини нормального відриву можна отримати за аналогією із залежностями поданими у [4]:

$$\begin{aligned} & K_1^{(p)} = \sigma_{ном}^{(p)} \cdot (1 - \varepsilon) \sqrt{L \cdot \pi} \cdot \\ \text{— для розтягу: } & [1.12 - 0.23\varepsilon + 10.55\varepsilon^2 - 21.72\varepsilon^3 + 30.39\varepsilon^4] \end{aligned} \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & K_1^{(3z)} = \sigma_{ном}^{(3z)} \cdot (1 - \varepsilon)^2 \sqrt{L \cdot \pi} \cdot \\ \text{— для згину: } & [1.122 - 1.4\varepsilon + 7.33\varepsilon^2 - 13.08\varepsilon^3 + 14\varepsilon^4] \end{aligned} \quad (2)$$

де ε - відношення довжини тріщини до ширини стінки прямокутного профілю;

$\sigma_{ном}^{(p)}$ і $\sigma_{ном}^{(3z)}$ - номінальні напруження, відповідно від розтягу і згину.

При навантаженні тонкостінного стержня згинально-крутним бімоментом, нормальні напруження змінюються за законом секторіальних площ і описуються залежностями [5]:

$$\sigma_{\omega} = \frac{B_{\omega} \cdot \omega}{I_{\omega}},$$

$$I_{\omega} = \alpha_Y \int_F x \omega_0 dF - \alpha_X \int_F y \omega_0 dF + \beta \int_F z \omega_0 dF + \int_F \omega_0^2 dF, \quad (3)$$

$$\omega = \alpha_Y \cdot x - \alpha_X \cdot y + \beta \cdot z + \omega_0,$$

де B_{ω} - згинально-крутний бімомент, $H \cdot m^2$;

I_{ω} - секторіальний момент інерції перерізу, m^6 ;

ω - секторіальна координата даної точки при розміщенні полюса в центрі згину, а початкової точки (початок відліку) – в головній секторіальній точці, m^2 .

α_Y та α_X - координати центру згину A тонкостінного профілю, m .

Напруження $\sigma_{ном}^{(p)}$ і $\sigma_{ном}^{(зг)}$ вибираємо таким чином, щоб вони відповідали реальній картині розподілу напружень у перерізі стінки з тріщиною. Ця задача зводиться до визначення напружень у нетто-перетині стержня (заштрихована область на рис. 3).

Напружений стан тонкостінного стержня описується системою рівнянь [5]:

$$\begin{cases} \alpha_X \cdot \int_F y x dF - \alpha_Y \cdot \int_F x^2 dF - \beta \cdot \int_F z x dF = \int_F \omega_0 x dF \\ \alpha_X \cdot \int_F y^2 dF - \alpha_Y \cdot \int_F x y dF - \beta \cdot \int_F z y dF = \int_F \omega_0 y dF \\ \alpha_X \cdot \int_F y z dF - \alpha_Y \cdot \int_F x z dF - \beta \cdot \int_F z^2 dF = \int_F \omega_0 z dF \end{cases}, \quad (4)$$

де β - коефіцієнт, який визначає положення початкової точки відліку секторіальних координат.

Введемо позначення: $a = B - \delta_2$; $b = H - \delta_1$; $S_1 = a \cdot \delta_1$; $S_2 = b \cdot \delta_2$; $\lambda = S_1 / S_2$;
 $\xi_1 = 1 - \varepsilon_1$; $\xi_2 = 1 - \varepsilon_2$.

Інтеграли рівняння (4) матимуть вигляд:

$$\begin{aligned}
\int_F x^2 dF &= \frac{1}{3} a^2 S_1 \left((1 + \xi_1^3) + 3\lambda \xi_2 \right); & \int_F y^2 dF &= \frac{1}{3} b^2 S_1 \left(3\xi_1 + \lambda(1 + \xi_2^3) \right); \\
\int_F z^2 dF &= S_1 \left((1 + \xi_1) + \lambda(1 + \xi_2) \right); & \int_F xy dF &= \frac{1}{2} ab S_1 \left(\xi_1^2 + \lambda \xi_2^2 \right); \\
\int_F xz dF &= \frac{1}{2} a S_1 \left((1 + \xi_1^2) + 2\lambda \xi_2 \right); & \int_F yz dF &= \frac{1}{2} b S_1 \left(2\xi_1 + \lambda(1 + \xi_2^2) \right); \\
\int_F x\omega_0 dF &= \frac{1}{6} a^2 b S_1 \left(2\xi_1^3 - 3\lambda \xi_2^2 \right); & \int_F z\omega_0 dF &= \frac{1}{2} ab S_1 \left(\xi_1^2 - \lambda \xi_2^2 \right); \\
\int_F y\omega_0 dF &= \frac{1}{6} ab^2 S_1 \left(3\xi_1^2 - 2\lambda \xi_2^3 \right); & \int_F \omega_0^2 dF &= \frac{1}{3} a^2 b^2 S_1 \left(\xi_1^3 + \lambda \xi_2^3 \right).
\end{aligned} \tag{5}$$

Розкладаючи напруження на складові, які відповідають розтягу та чистому згину, і підставляючи їх значення у (1) та (2), отримаємо наступні залежності для визначення коефіцієнтів інтенсивності напружень для наскрізної кутової тріщини у тонкостінному прямокутному профілі при дії стисненого кручення:

$$\begin{cases} K_{I(1)} = \frac{B_\omega}{W_\omega} \sqrt{L_1} F_1(\varepsilon_1, \varepsilon_2) \\ K_{I(2)} = \frac{B_\omega}{W_\omega} \sqrt{L_2} F_2(\varepsilon_1, \varepsilon_2) \end{cases}, \tag{6}$$

де W_ω - секторіальний момент опору бездефектного тонкостінного замкнутого прямокутного профілю, м⁴;

$F_1(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$, $F_2(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$ - поправочні функції (рис. 4), які враховують зміну геометрії тонкостінного профілю при поширенні у ньому втомної тріщини (аналітичні вирази функцій не наводяться через їх значну громіздкість).

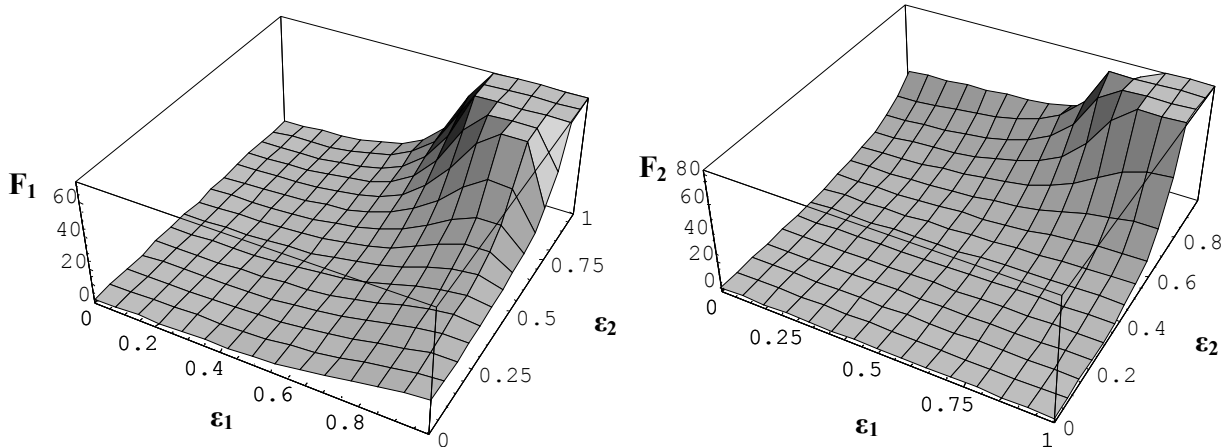


Рис. 4. Графічне зображення поправочних функцій

Для приведення функцій двох змінних $F_1(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$ та $F_2(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$ до функцій однієї змінної розглянемо рівняння Вільсона в детерміністичній постановці, яке визначає кількість циклів до досягнення тріщиною критичної величини і отримується інтегруванням рівняння Періса ($dL/dN = C(\Delta K_I)^n$):

$$N = \frac{2}{(n-2) \cdot C \cdot (\sigma \cdot F)^n} \cdot \left[\frac{1}{L_0^{\frac{n-2}{2}}} - \frac{1}{L_k^{\frac{n-2}{2}}} \right], \quad (7)$$

де C та n – константи матеріалу, які визначаються експериментально.

Записавши рівняння (7) для обох залежностей системи (6), прирівнюємо їх, і, після спрощення, вважаючи, що $L_{0(1)} \rightarrow 0$ та $L_{0(2)} \rightarrow 0$, отримаємо:

$$L_1 / L_2 = (F_2 / F_1)^{\frac{2n}{n-2}}. \quad (8)$$

Для розрахунку ресурсу центральної балки несучої рами комбайна КС-6Б (сталь 09Г2С, $\sigma_T = 370$ МПа, $\sigma_B = 520$ МПа) побудовано кінетичну діаграму втомного руйнування (КДВР) матеріалу (рис. 5).

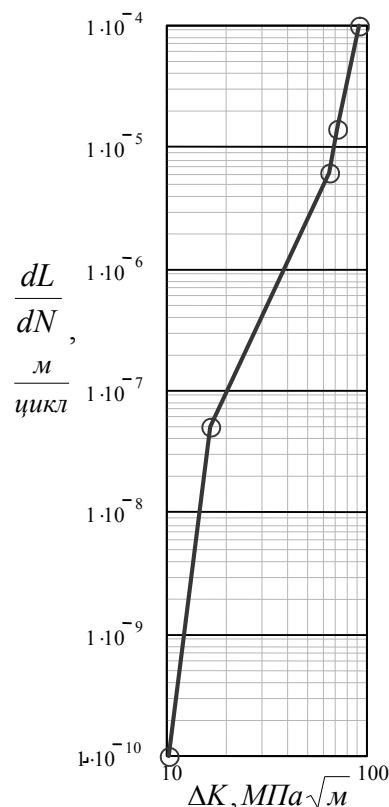


Рис. 5. Кінетична діаграма циклічної тріщиностійкості сталі 09Г2С у подвійних логарифмічних координатах

Діаграма побудована за результатами випробувань зразків на розтяг (на пульсаторі ZDM-100) та чистий згин на спеціально сконструйованій випробувальній машині. За КДВР для середньої ділянки діаграми (відповідає росту наскрізної тріщини у профілі) визначили параметри циклічної тріщиноотривкості $n = 3.08$; $C = 5.4 \cdot 10^{-12} \text{ м/цикл} (\text{МПа}\sqrt{\text{м}})^n$.

Беручи до уваги, що $L_1 = a\varepsilon_1$ та $L_2 = b\varepsilon_2$, розв'язуємо рівняння (8) відносно ε_1 та ε_2 (при $n = 3$) і підставляємо їх значення у $F_2(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$ та $F_1(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$ відповідно.

Після спрощень отримаємо:

$$\begin{cases} K_{I(1)} = \sigma_\omega \sqrt{L_1} F_1(\varepsilon_1) \\ K_{I(2)} = \sigma_\omega \sqrt{L_2} F_2(\varepsilon_2) \end{cases}, \quad (9)$$

$$\text{де } F_1(\varepsilon_1) = \frac{(b-a)(S_1 + S_2)}{(a+b)S_2} \begin{pmatrix} 1.058 + 4.684\varepsilon_1 + 9.126\varepsilon_1^2 - \\ -25.254\varepsilon_1^3 + 40.602\varepsilon_1^4 \end{pmatrix};$$

$$F_2(\varepsilon_2) = \frac{(b-a)(S_1 + S_2)}{(a+b)S_1} \begin{pmatrix} 1.193 + 9.099\varepsilon_2 + 126.653\varepsilon_2^2 - 704.649\varepsilon_2^3 + \\ + 1864.595\varepsilon_2^4 - 2234.832\varepsilon_2^5 + 1019.341\varepsilon_2^6 \end{pmatrix}.$$

Система (9) виражає прості залежності КІН при поширенні кутової наскрізної тріщини у тонкостінному коробчастому профілі при дії бімоменту.

На основі вибраної математичної моделі і з врахуванням рівняння (7) та отриманих залежностей визначаємо час τ напрацювання балки до відмови при розвитку тріщини:

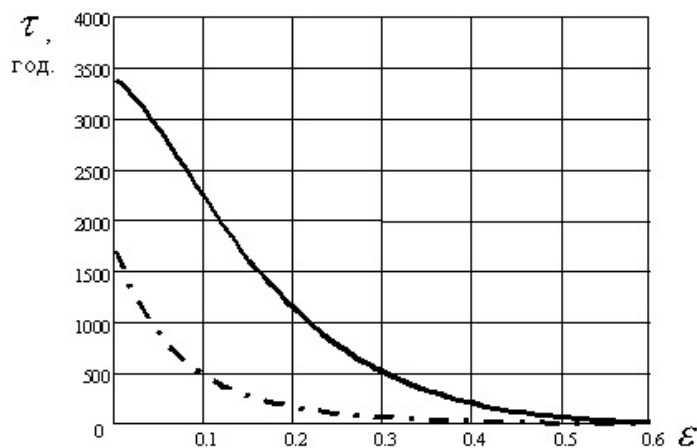
$$\tau = \frac{N}{\omega}, \quad (10)$$

де ω - середня частота навантажень в умовах експлуатації, 1/с.

Результати розрахунку часу напрацювання центральної балки машини КС-6Б за представленою методикою з оцінки впливу стисненого кручення на ресурс роботи тримких елементів замкнутого профілю добре узгоджуються з

результатами натурних випробувань машини КС-6Б в реальних умовах експлуатації [2, 6].

На основі виконаних досліджень розроблено рекомендації з оптимізації геометричних параметрів поперечного перетину балки з точки зору підвищення її тріщиностійкості, а саме: запропоновано змінити рівностінний коробчастий перетин балки на різностінний прямокутний профіль із співвідношенням товщин стінок $\delta_2 = \frac{b}{a} \cdot \delta_1$ [7]. Така заміна дозволяє значно знизити рівень напружень стисненого кручення і підвищити залишковий ресурс роботи балки практично вдвічі (рис. 6).



— · — залишковий ресурс балки використовуваного перетину;
———— залишковий ресурс балки запропонованого перетину

Рис. 6. Залишковий ресурс роботи центральної балки рами машини КС-6Б

Слід зауважити, що отримані результати не враховують специфіку роботи зварних швів в умовах складного напружено-деформованого стану статично невизначених конструкцій і вимагають окремого дослідження.

Список літератури.

1. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу мобільних сільськогосподарських машин. – Тернопіль: Збруч, 2002. – 330с.

2. Сташків М.Я., Підгурський М.І., Барановський М.І., Ковальчук Я.І. Дослідження динаміки навантаженості елементів тримких конструкцій коренезбиральної машини КС-6Б // Підвищення надійності відновлюємих деталей машин. – ХДТУСГ – 2003.–№ 17. – с. 40 – 43.

3. Андрейкив А. Е., Дарчук А. И. Усталостное разрушение и долговечность конструкций. – К.: Наук. думка, 1992. – 184 с.

4. Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пособие: В 4 т./ Под общ. ред. Панасюка В.В. – К.: Наук. думка, 1988.

5. Бычков Д. В. Строительная механика стержневых тонкостенных конструкций. – М.: Госстройиздат, 1962. – 472с.

6. Протокол №29-117-92/233005002/ Государственных периодических испытаний самоходной корнеуборочной машины КС-6Б. – УкрЦИТ, 1992г.

7. Рыбак Т., Сташків М. Специфіка розрахунку деяких тонкостінних елементів тримких конструкцій машин // Вісник ТДТУ, 2003. – Т.8. - №2. – с. 34 – 39.

Аннотация

Повышение ресурса работы тонкостенных элементов рамы машины КС-6Б

Рыбак, Сташкив, Олексюк, Махди

В статье исследовано напряженное состояние коробчатых тонкостенных элементов с угловой трещиной при действии бимоментов. Определен ресурс работы центральной балки корнеуборочной машины КС-6Б. Даны рекомендации по оптимизации геометрических параметров поперечного сечения балки и повышения ее ресурса.

Abstract

**Increase of resource of workthin-walled elements of frame of
harvester beet KC-6Б**

Rybak, Stashkiv, Oleksyuk, Mahdi

In article the account method of state of stress a rectangular thin-wall element at a stage of development of a angular crack is offered at action of the bimoment and the bending moment. On the basis of the suggested method the estimation of a resource of work of the central beam of the beet harvester KC-6Б is carried out. Recommendations on optimization of geometrical parameters of cross-section of a beam are given.