

УДК 669.539

ВИЗНАЧЕННЯ ХАРАКТЕРИСТИК ЗАВАНТАЖЕНОСТІ НЕСУЧИХ СИСТЕМ МОБІЛЬНИХ МАШИН

Попович П.В., к.т.н., доц., Грицай Ю.В., Цьонь О.

(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

Робота стосується проблематики вироблення критеріїв оцінки міцності несучих конструкцій машин з позицій тріщиноотривкості виходячи з факторів їх початкової дефектності у поєднанні з експлуатаційними дослідженнями в реальних умовах експлуатації.

Вимоги, що ставляться до надійності с/г машин передбачають забезпечення заданого рівня довговічності їхніх несучих систем, які, як правило, мають мати довговічність, рівну ресурсу машини до капітального ремонту або списання. Оцінка втомної довговічності металоконструкцій несучих систем мобільних с/г машин, зокрема транспортних с/г причепів, які працюють в складних експлуатаційних умовах при циклічних навантаженнях, пов'язана з вирішенням ряду основних завдань: оцінкою параметрів експлуатаційного навантаження, визначенням характеристик опору втомі натурних вузлів рамної конструкції, обмежуючих її довговічність, розрахунком довговічності, також аналітичних досліджень формування складних напружено – деформованих та граничних станів, систем критеріїв деформацій та руйнування. Характерною особливістю є те, що граничні стани з достатньою точністю ідентифікуються на етапі проектування при певному досвіді експлуатації аналогічних об'єктів, але є важко ідентифікованими прогнозованими для малосерійних об'єктів [1, 5, 10].

Для характеристик умов і моменту настання граничного стану, контролю показників надійності встановлюються критерії відказів і граничних станів, які є базою розрахункової оцінки показників надійності технічних систем [1, 2]. Оптимізувати такі конструкції складно через відсутність фактичних характеристик їх циклічної дефектостійкості зі структурною зміною матеріалу в біляшовній зоні у відповідності до конкретної технології виготовлення, особливо, складних зварних стикових з'єднань, а також геометрії поперечних перетинів тонкостінних елементів, відкритого та замкнутого профілю. Реалізація методики вироблення критеріїв оцінки міцності і прогнозування ресурсу роботи конструкцій, включає одержання аналітичних залежностей для визначення критеріїв локального руйнування, в даному випадку відкритих або замкнутих тонкостінних профілів [3, 4].

Тонкостінні елементи тримких конструкцій сільськогосподарських машин руйнуються частіше всього шляхом розвитку тріщин нормального відриву. В такому випадку НДС залежить від величини K_I [5].

Основні характеристики тріщиностійкості зв'язані наступним співвідношенням [1, 4]

$$2 \cdot \gamma_e = \sigma_0 \cdot \delta_c = \frac{1-\nu^2}{E} \cdot K_{Ic}^2 = G_{Ic} = J_{Ic} \quad (1)$$

У с/г машинобудуванні поширеними є металоконструкції тримких рам мобільних машин, які виготовляються з гнучого чи гарячекатаного швелера, тонкостінних труб. Оскільки для швелера найбільш ймовірним місцем зародження тріщин є вершина його полицок, КІН визначається у вершині тріщини при дії на швелер відповідного зовнішнього силового фактору. Для розв'язання такої задачі застосовується інтерполяційний метод Нейбера. КІН вершини тріщини довільної величини:

$$K_I = \frac{M}{I} \cdot \left[\frac{1.985 \cdot (\varepsilon \cdot (H + 2 \cdot b))^{0.5}}{\left[1 + (H + 2 \cdot b) \cdot \frac{(1 + 7.993 \cdot \varepsilon)}{(1 - \varepsilon) \cdot h} \right]^{0.5}} \right] \times \\ \times \left[\left(\frac{H}{2} \right)^{0.5} - \left(\frac{h}{2} \right)^{0.5} + \left(\frac{h^3}{2 \cdot (h - \varepsilon \cdot (H + 2 \cdot b))^2} \right)^{0.5} \right]^2 \quad (2)$$

де K_I - коефіцієнт інтенсивності напружень вершини тріщини;

M – величина згинального моменту;

I – осьовий момент інерції поперечного перетину;

де $\varepsilon = \frac{l}{H + 2 \cdot b}$ - безрозмірний параметр; b - ширина полиці швелера;

$$h = H + 2 \cdot b$$

H - висота швелера;

b - ширина полиці швелера;

l - довжина тріщини.

Для знаходження величини розкриття тріщини, яка виходить з вершини полиці швелера, що знаходиться під дією згинального моменту у залежності від її розмірів доцільним є застосування відомого методу еквівалентних станів.

При розгляді тонкостінної прямокутної труби, що знаходиться під дією стисненого кручення (наприклад, з'єднання поперечини і лонжерона с/г причепа), яка ослаблена наскрізною тріщиною, що поширюється з кута перетину у напрямку кожної з стінок КІН для горизонтальної стінки $K_{I(1)}$ і для вертикальної стінки $K_{I(2)}$ [3,5]

$$\begin{cases} K_{I(1)} = \sigma_\omega \sqrt{a \cdot \varepsilon_1} \cdot F_1^{(B_\omega)}(\varepsilon_1) \\ K_{I(2)} = \sigma_\omega \sqrt{b \cdot \varepsilon_2} \cdot F_2^{(B_\omega)}(\varepsilon_2) \end{cases} \quad (3)$$

$$F_1^{(B_\omega)}(\varepsilon_1) = \frac{(b-a)(S_1 + S_2)}{(a+b)S_2} \left(\begin{matrix} 1.058 + 4.684\varepsilon_1 + 9.126\varepsilon_1^2 - \\ - 25.254\varepsilon_1^3 + 40.602\varepsilon_1^4 \end{matrix} \right); \quad (4)$$

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

де σ_ω - нормальні секторальні напруження при стисненому крученні, МПа;

a і b ширина горизонтальної та вертикальної стінки профілю, м;

$$\varepsilon_1 = \frac{l}{a}, \quad \varepsilon_2 = \frac{l}{b}, \quad S_1 = a \cdot \delta_1, \quad S_2 = b \cdot \delta_2$$

$F_1^{(B_\omega)}(\varepsilon_1, \varepsilon_2), F_2^{(B_\omega)}(\varepsilon_1, \varepsilon_2)$ - функції поправки, які враховують зміну геометрії тонкостінного замкнутого профілю при поширенні у ньому втомної тріщини.

Отже, для проведення повної і ефективної критеріальної оцінки несучих рам мобільних с/г машин необхідним є визначення силових факторів, які діють у найбільш небезпечних перетинах. Оптимальним є встановлення силових факторів при проведенні тензометричних досліджень напруженості тримкої рами машини в реальних умовах експлуатації.

Для зменшення трудомісткості експериментальних досліджень причепа тракторного 2ПТС – 4, при збереженні допустимої точності результатів вимірів, застосовано стандартизовані методичні прийоми [6, 7].

З урахуванням попередніх полігонних випробувань вказаного сільськогосподарського причепа на полігоні КубНІИТиМ, для проведення експериментальних досліджень у польових умовах використано 5 тензорезисторів, які розміщувались у найбільш навантажених місцях з високою концентрацією напружень (рис.1) [7]

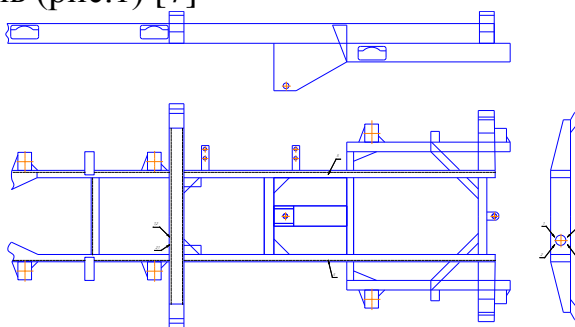


Рисунок 1 – Схема розміщення тензорезисторів на металоконструкції тримкої рами причепа сільськогосподарського 2ПТС – 4

У зв'язку зі світовими тенденціями розвитку експериментальних досліджень складних несучих металоконструкцій в дійсних умовах експлуатації, випробування причепа проводились з використанням універсальної вимірювальної системи (УВС) [8, 9], яка працює у автономному режимі через вбудований мікрокомп'ютер з реєстрацією інформації на зовнішній ПК при з'єднанні через LPT-порт.

Універсальна вимірювальна система складається з комплекту різнотипових датчиків: тензорезисторів, датчиків кутових швидкостей, віброакселометрів, динамометрів, пристроїв для енергетичної оцінки машин

та ін., які безпосередньо кріпляться на металокаркасі досліджувальної машини, УВС, яка забезпечує підсилення, фільтрацію і реєстрацію статодинамічних сигналів, а також пакету програм для функціонування системи та статистичної обробки одержаних даних. Універсальність системи визначається можливістю підключення різноманітних датчиків, що забезпечується вимірювальними модулями з універсальними вимірювальними каналами (1-8). Дана схема реалізується при автономному режимі роботи системи. При роботі з зовнішнім комп'ютером загальне число вимірювальних каналів 32, з яких 8 – універсальні, а 24 (9-32) забезпечують роботу тільки з вихідними сигналами у вигляді напруги з нижнім діапазоном $\pm 1,25В$.

Полеві тензометричні випробування проводилися з урахуванням пробігів тракторних причепів різними типами доріг [10]: пробіг асфальтовими дорогами становить, в середньому, 40%, загальний пробіг ґрунтовими дорогами різних категорій становить до 60%. Навантаженням причепа - 4400 кг (вище від номінального на 10%) при рівномірному розміщенні вантажу на платформі кузова, тиск у шинах - 3.5 атм., швидкість змінювалася у залежності від режиму транспортування: на ґрунтовій дорозі - 20 км/год., при русі по полю, поперек борін - 8 км/год. Дослідження проведено при агрегуванні причепа з трактором МТЗ – 50, результати відображено у Табл.1.

Таблиця 1- Результати тензометричних досліджень тримкої рами сільськогосподарського причепа 2ПТС – 4 в експлуатаційних умовах

№ п/п	№ датч.	ґрунтова дорога, робоча швидкість $V=20$ км/год., довжина гону 800 м., тиск у шинах коліс 3.5 атм. Навантаженням причепа 4.4 т.			Рух полем поперек борін, робоча швидкість $V=8$ км/год, довжина гону 400 м., тиск у шинах коліс 3.5 атм. Навантаженням причепа 4.4 т.		
		Амплітуда макс. напруж. A_{max} , МПа	Амплітуда середн. напруж. $A_{сер.}$ МПа	Амплітуда мін. напруж. A_{min} , МПа	Амплітуда макс. напруж. A_{max} , МПа	Амплітуда середн. напруж. $A_{сер.}$ МПа	Амплітуда мін. напруж. A_{min} , МПа
1.	I	89	62	35	135	64	37
2.	II	66	50	34	90	56	32
3.	III	129	69	31	186	78	30
4.	IV	95	60	34	188	77	31
5.	V	120	49	32	190	81	39

Список літератури:

1. Москвичев В. В. Основы конструкционной прочности технических систем и инженерных сооружений: В 3 т. – Т.1: Постановка задач и анализ предельных состояний. – Новосибирск: Наука, 2002. – 106 с.
2. РД 50-650-86. Методические указания. Надежность в технике. Состав и общие правила задания требований к надежности.- М.: Изд - во стандартов, 1988.-22с.
3. Рибак Т.І. Пошукове конструювання на базі оптимізації ресурсу

мобільних сільськогосподарських машин. Підручник-посібник. Тернопіль. “Збруч”, 2003.-332с.

4. С. Є. Ковчик, І. В. Ходань, С. Т. Штаюра. Розвиток експериментальної механіки руйнування в західних областях України // Луцьк, Наукові нотатки. Міжвузів. зб. (за напрямом “Ін-женерна механіка”), Випуск 7, серія ВЛ №139, 2000. с.210-123.

5. Підгурський М.І. Методи прогнозування ресурсу несучих і функціональних систем бурякозбиральних комбайнів/ Дисерт. доктора техн. наук. – Тернопіль: ТДТУ, 2007. – 338 с.

6. Ускоренные ресурсные испытания складного прицепа для легкового автомобиля / А.Бажанов, С. Чабан, О. Возненко // Труды Одесского политехнического университета. Выпуск 2(8)'– 1999. – С. 108-113.

7. Методика ускоренных прочностных испытаний несущих систем машин на полигоне КубНИИТиМ//Всесоюзное объединение „Союзсельхозтехника” Совета Министров СССР.- Новокубанск: КубНИИТиМ, 1968.-213с.

8. Універсальна вимірвальна система для дослідження динаміки сільськогосподарських машин / Т.І. Рибак, М.І. Підгурський, В.І. Костюк, В.О. Тесленко, В.І. Залужний // Надійність і довговічність машин і споруд, 2005. – Вип. 25. – С. 112-119.

9. Універсальна вимірвальна система для дослідження реальної динаміки навантаження мобільних сільськогосподарських машин / Т.І. Рибак, М.І. Підгурський, В.І. Костюк, В.О. Тесленко, В.І. Залужний // Праці І Міжнар. н.-т. конф. „Динаміка, міцність і надійність сільськогосподарських машин DSR AM-І”. Під ред. В.Т. Троценка. – 2004. – С. 198-201.

10. Щурин К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозяйственных тракторных средств/ Диссерт. докт. техн. наук. – Оренбург: ОПИ, 1994. – 423с.

Abstract

Determination of load bearing systems of mobile machines

Popovych P.V., Ph.D., assoc. prof., Hrytsai Yu

Work on the problems develop criteria for assessing the strength of the supporting structures of cars trishynotryvkosti positions based on their initial defect factors, combined with operational research in actual use.

Аннотация

Определение характеристик загруженности несущих систем мобильных машин

Попович П.В., к.т.н., доц., Грицай Ю.В.

Работа касается проблематики выработки критериев оценки прочности несущих конструкций машин с позиций трицинотривкости исходя из факторов их начальной дефектности в сочетании с эксплуатационными исследованиями в реальных условиях эксплуатации.