

**МОДЕЛЮВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНОЇ
НАВАНТАЖЕНОСТІ ПРИ СТЕНДОВИХ
ВИПРОБУВАННЯХ НА ВТОМУ ВУЗЛІВ РАМ
С.-Г. МАШИН**

Попович П.В., к.т.н., доц.; Рибак Т.І., д.т.н., проф.;
Сташків М.Я., к.т.н., доц.; Ферендюк О.В., асист.

Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя

Запропоновано аналітичні вирази для визначення параметрів вузлів тримких рам мобільних с.-г. машин і розробленого стенду, які забезпечують адекватність відтворення експлуатаційної навантаженості.

Для проведення втомленісних випробувань рам с.-г. машин розроблено універсальні установки (наприклад «Цикл» УкрЦВТ ім. Л.Погорілого) за які забезпечують значні коефіцієнти прискорення випробувань і протягом 20 – 30 днів дають можливість визначити ресурсні відкази, які відповідають строку служби машини [1]. При визначенні характеристик втомного руйнування тримких несучих систем повнокомплектних машин, доцільно проводити випробування їхніх натурних або масштабних моделей - вузлів, лімітуючих довговічність об'єкту. Випробування на втому повинні викликати руйнування рами в якісній і кількісній відповідності з експлуатаційними. Це забезпечується на етапі підготовки розрахунком і реалізацією співвідношень відповідних параметрів установки і геометрії випробовуваних вузлів. У роботах [2, 3] для наближення стендового навантаження до експлуатаційного проведено моделювання вузлів: з'єднання поперечини і лонжерона, виготовлених з швелерів; проте не враховано особливості вузлів, виготовлених з закритих тонкостінних профілів.

В даній статті моделюється вузол з брусів, які перетинаються і виготовлені з квадратних тонкостінних труб з збереженням геометричних розмірів поперечних перетинів елементів реальної рами і технології їхнього з'єднання, причому для забезпечення стисненого кручення, і як наслідок складної просторової деформації, які відповідають реальним умовам експлуатації, консольне защемлення виконане у вигляді тонкостінної труби (рис. 1а.). Максимальні напруження визначаються шляхом тензометрування відповідного вузла при польових випробуваннях металоконструкції с.-г. машини, їхня кореляція з напруженнями в перетині моделі контролюється тензодатчиками (рис. 1а). В процесі

експлуатації на брусі тримкої рами виникає крутний момент, що призводить до виникнення напружень від стисненого кручення. Для визначення бімомента, який зумовлює появу напружень від стисненого кручення, розглянемо розрахункову схему (рис. 1б.).

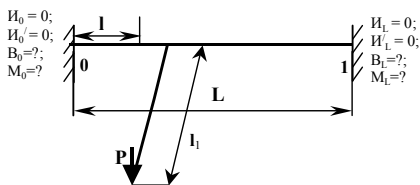


Рис.1. Розрахункова схема визначення бімомента тримкої рами



Рис.2. Стенд для проведення випробувань

У [4] визначено загальні залежності постійних інтегрування і записано загальні рівняння методу початкових параметрів для знаходження геометричних та статичних факторів θ_0 , θ'_0 , B_0 , M_0 , які пов'язані з крученням стержня за секторіальним законом. Рівняння утворюють систему лінійного перетворення згинально – крутних факторів початкового перетину θ_0 , θ'_0 , B_0 , M_0 у згинально – крутні фактори θ_z , θ'_z , B_z , M_z перетину із змінною координатою z . Коефіцієнти перетворення залежать не тільки від координати z , яка визначає взаємне розташування двох перетинів (початкового та розглядуваного), а і від величин GI_d , EI_ω та k , які характеризують пружні характеристики стержня при крученні. Для визначення коефіцієнтів лінійного перетворення згинально – крутних факторів Власовим запропоновано матрицю початкових параметрів.

Для зручності знаходження внутрішніх силових і геометричних факторів, які впливають на функцію депланації, у [6,7] оптимізовано матрицю початкових параметрів і запропоновано таблицю функцій впливу, які виражають величини θ_z , θ'_z , B_z , M_z через вплив початкових факторів θ_0 , θ'_0 , B_0 , M_0 (таблиця 1). Функція, розміщена у довільній комірці, є функцією впливу фактора стовпця (зверху) на фактор строки (зліва). Так враховується вплив початкових факторів.

Таблиця 1. Функції впливу для тонкостінних профілів

	M_0	B_0	θ_0'	θ_0	$k_0=\text{const}$
θ_z	$\frac{kz - sh(kz)}{kGI_d}$	$\frac{1 - ch(kz)}{GI_d}$	$\frac{sh(kz)}{k}$	1	$\frac{\frac{(kz)^2}{2} + 1 - ch(kz)}{k^2 GI_d}$
θ_z'	$\frac{1 - ch(kz)}{GI_d}$	$-\frac{k}{GI_d} sh(kz)$	$ch(kz)$	0	$\frac{ch(kz) - 1}{k^2}$
B_z	$\frac{sh(kz)}{k}$	$ch(kz)$	$-\frac{GI_d}{k} sh(kz)$	0	$\frac{ch(kz) - 1}{k^2}$
K_z	1	0	0	0	z

Врахування факторів, прикладених за довжиною стержня, виконується аналогічно. Таблиця дає додатні значення θ при повороті перетину за годинниковою стрілкою. Складені за допомогою функцій впливу загальні рівняння θ , θ' , B та $M = P \cdot l_1$ будуть містити невідомі початкові параметри θ_0 , θ_0' , B_0 та M_0 . Їх визначають з умов закріплення на кінцях стержня. На лівому кінці задаються параметрами θ_0 та θ_0' . При довільних граничних умовах однопрольотного стержня необхідно одночасно розв'язувати до двох рівнянь, які визначаються з умов закріплення правої сторони рами. Для визначення невідомих параметрів B_0 та M_0 , за допомогою функцій впливу (табл. 1) записуються загальні рівняння кута закручування θ_L та його похідної θ_L' на правому кінці балки:

$$\begin{cases} \theta_L = B_0 \frac{1 - ch(kL)}{GI_d} + M_0 \frac{kL - sh(kL)}{kGI_d} + M \frac{k(L-l) - sh(k(L-l))}{kGI_d}; \\ \theta_L' = B_0 \left(-\frac{k}{GI_d} sh(kL) \right) + M_0 \frac{1 - ch(kL)}{GI_d} + M \frac{1 - ch(k(L-l))}{GI_d}. \end{cases} \quad (1)$$

Розв'язавши (1) при $\theta_L = 0$, $\theta_L' = 0$:

$$B_0 = \frac{M(kl + k(L-l)ch(kL) - kLch(k(L-l)) + sh(kl) - sh(kL) + sh(k(L-l)))}{k(2 - 2ch(kL) + kLsh(kL))} \quad (2)$$

$$M_0 = \frac{M \left[sh\left(\frac{kL}{2}\right) - sh\left(k\left(l - \frac{L}{2}\right)\right) - k(L-l) \cdot ch\left(\frac{kL}{2}\right) \right]}{kL \cdot ch\left(\frac{kL}{2}\right) - 2sh\left(\frac{kL}{2}\right)}. \quad (3)$$

Невідомий силовий параметр B_L :

$$B_L = B_0 \cdot ch(kL) + M_0 \cdot \frac{sh(kL)}{k} + M \cdot \frac{sh(k(L-l))}{k} \quad (4)$$

Напруження:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon = E \frac{\partial \omega}{\partial z} = E \cdot \varpi \cdot f'(z) . \quad (5)$$

З умови відсутності у перетині повздовжньої сили $\int_F \sigma \cdot dF$ і згинальних моментів $\int_F \sigma \cdot x \cdot dF$, $\int_F \sigma \cdot y \cdot dF$, отримують рівняння для визначення положення центра кручення і початкової точки відліку дуги [6,7]:

$$\begin{aligned} \int_F \varpi \cdot dF &= 0 ; \\ \int_F \varpi \cdot x \cdot dF &= 0 ; \\ \int_F \varpi \cdot y \cdot dF &= 0 . \end{aligned} \quad (6)$$

Закон перетворення секторіальних площ при зміні полюса записується рівнянням [5, 6]:

$$\omega = \alpha_Y \cdot x - \alpha_X \cdot y + \beta \cdot z + \omega_0 , \quad (7)$$

де α_X та α_Y - координати центру згину тонкостінного профілю, m ;

β - коефіцієнт, який визначає положення початкової точки відліку секторіальних координат ω_0 ;

Підставляючи (7) у (6), отримують систему рівнянь, яка описує напружено – деформований стан тонкостінного стержня [6]:

$$\begin{cases} \alpha_Y \cdot \int_F x^2 dF - \alpha_X \cdot \int_F yx dF + \beta \cdot \int_F zx dF + \int_F \omega_0 x dF = 0 \\ \alpha_X \cdot \int_F xy dF - \alpha_Y \cdot \int_F y^2 dF + \beta \cdot \int_F zy dF + \int_F \omega_0 y dF = 0 , \\ \alpha_Y \cdot \int_F xz dF - \alpha_X \cdot \int_F yz dF - \beta \cdot \int_F z^2 dF + \int_F \omega_0 z dF = 0 \end{cases} \quad (8)$$

При навантаженні тонкостінного стержня згинально – крутним бімоментом, нормальні напруження [1, 6]:

$$\sigma_{\omega} = \frac{B_{\omega} \cdot \omega}{I_{\omega}}, \quad (9)$$

де B_{ω} - максимальне значення згинально-крутного бімоменту для схеми, зображеної на рис. 1, визначається за (2), (4), $H \cdot M^2$;

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

ω - секторіальна координата точки при розміщенні полюса в центрі згину, а початкової точки – в головній секторіальній точці, визначається з (7), M^2 .

Секторіальний момент інерції тонкостінного перетину довільної конфігурації визначається [5, 6]:

$$I_{\omega} = \alpha_Y \int_F x \omega_0 dF - \alpha_X \int_F y \omega_0 dF + \beta \int_F z \omega_0 dF + \int_F \omega_0^2 dF. \quad (10)$$

Отже, для реалізації в умовах стендових випробувань навантаження, адекватного експлуатаційному, при відомих значеннях напружень, необхідно забезпечити параметри: величину і напрям зосередженого зусилля P та довжину поперечного бруса l_1 , які визначаються з залежностей (2), (4), (9).

Список використаних джерел

1. С. Гранкін, В. Малахов, М. Черновол, В. Черкун. Надійність с.-г. техніки. - К.: урожай, 1998. -208с.: іл.
2. Расчетно-экспериментальная оценка долговечности несущих систем /В.И. Миркитанов и др.//Тракторы и сельскохозяйственные машины. 1988. №7. – С.44-45.
3. Методическое обеспечение стендовых испытаний на усталость узлов рамных металлоконструкций мобильных машин /В.И.Рассоха//Вестник ОГУ. 1999. №1. – С. 62-66.
4. Власов В. З. Тонкостенные упругие стержни.-М.: Физматгиз, 1959. -408 с.
5. Урбан И.В. Теория расчета стержневых тонкостенных конструкций. – М.: Трансжелдориздат, 1955. – 192с.
6. Бычков Д.В. Строительная механика стержневых тонкостенных конструкций. – М.: Госстройиздат, 1962. – 472с.
7. Расчеты на прочность в машиностроении. Справочник: В 3 – х томах. Т.1 /под ред. С.Д. Пономарева. – М.: Гос. науч. – техн. издат. машиностроительной литературы, 1956. – 884 с.

Аннотация

МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ НАГРУЗКИ ПРИ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЯХ НА УСТАЛОСТЬ УЗЛОВ РАМ С/Х МАШИН

Попович П.В., Рыбак Т.И., Сташкив Н.Я., Ферендюк А.В.

Предложены аналитические выражения для определения параметров узлов рам мобильных с/х машин и разработанного стенда, которые обеспечивают адекватность воссоздания эксплуатационной нагрузки.

Abstract

DESIGN OF OPERATING NAVANTAZHENOSTI AT STAND TESTS ON FATIGUE OF KNOTS OF FRAMES OF AGRICULTURAL MACHINES

P. Popovich, T. Rybak, M. Stashkiv, O. Ferendyuk

Analytical expressions are offered for determination of parameters of knots of frames of mobile agricultural machines and developed stand, which provide adequacy of recreation of the operating loading.