

АНАЛІТИЧНА МОДЕЛЬ ВИКОПУЮЧОГО ПРИСТРОЮ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

Підгурський М.І., д.т.н., Сташків М.Я., к.т.н., Олексюк В.П., к.т.н.
(Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя)

Запропоновано розрахункову модель викопуючого пристрою коренезбиральної машини, що дозволяє аналізувати вплив навантаження на робочих органах на зусилля у вузлах кріплення коренекопача до рами з врахуванням реальних жорсткостей елементів несучих конструкцій

Постановка проблеми. Одним з найважливіших завдань конструювання сільськогосподарських машин є пошук досконалих і ефективних інженерних методів розрахунку їх основних несучих вузлів, оскільки функціональні можливості і надійність роботи таких конструкцій безпосередньо залежать від ефективних методів оцінки їх напружено – деформованого стану (НДС) .

Для розрахунку НДС конструктивних структур розроблена значна кількість різних за складністю та точністю отриманих результатів методів, що враховують специфічні особливості конструкцій [1, 2].

Найбільш універсальним є метод скінчених елементів (МСЕ). Цей метод реалізований в численних програмах (ANSYS, SolidWorks, Ліра й ін.), що дозволяють виконувати дослідження НДС досить складних об'єктів при різних видах навантаження, наприклад, несучих конструкцій мобільних машин.

Проте, як зазначено в [3], дослідження НДС несучої конструкції кормозбиральної машини УЭС-250 «Полесьє» показало, що напруження в перетинах найбільш навантажених елементів, отримані МСЕ, в 1.07...1.53 рази вищі за експериментальні дані. Розрахунки рами виконані для випадку статичного навантаження з урахуванням експериментально отриманих коефіцієнтів динамічності $K_d=2...2,5$.

Аналогічні порівняльні дані приведені в [4], де зазначається, що напруження в рамі вантажного автомобіля, отримані МСЕ і експериментальним (тензометрическим) методом суттєво відрізняються (на 30-40 %).

Очевидно, що вірогідність результатів можна забезпечити тільки при коректному моделюванні геометрії і фізичних властивостей конструкції. При цьому, результати, отримані МСЕ, повинні порівнюватися з даними експериментальних або аналітичних досліджень.

Суттєвим недоліком наведених методів розрахунку є також складність отримання аналітичних залежностей, які дозволяють аналізувати характер зміни параметрів системи при наявності змінних у часі зовнішніх впливів.

Таким чином, **метою досліджень** є побудова коректних розрахункових моделей, що дають можливість здійснити порівняльний аналіз НДС конструкцій аналітичним, експериментальним та скінченоелементним методом

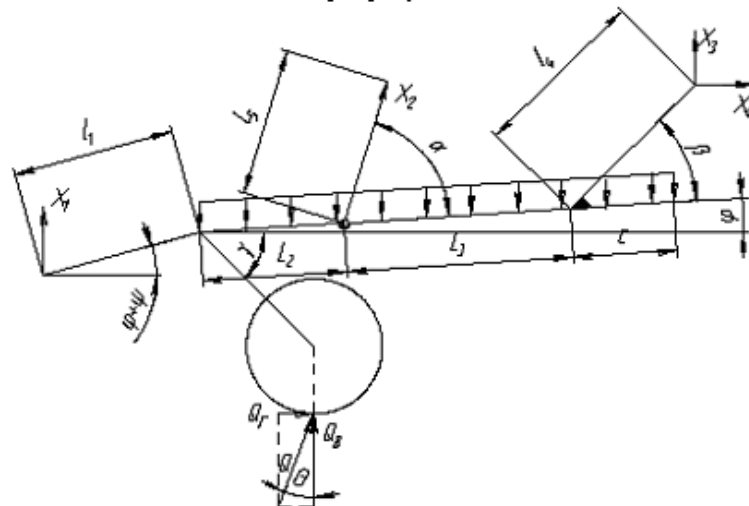
на прикладі несучої конструкції дискового шестирядкового викопуючого пристрою коренезбиральних машин.

Результати досліджень. Викопуючий пристрій з дисковими робочими органами (рис. 1) складається з основної рами, жорсткість якої значно перевищує жорсткість інших частин рами, до якої прикладено рівномірно розподілене навантаження (власна вага q системи) та зусилля на копачах, від яких при виконанні технологічного процесу створюється тяговий опір ґрунту Q , направлений під кутом θ , що може змінюватись в межах $0-40^\circ$ [5, 6].

На рис. 1 - X_1 – реакція в точці опирання кронштейнів копача на передній міст, X_2 – реакція в точці з’єднання гідроциліндра підймання/опускання копача до несучої системи машини, X_3 , X_4 – горизонтальна і вертикальна складові реакції кріплення заднього кронштейна копача до несучої системи машини.

Для розкриття статичної невизначеності системи використовуємо метод, що базується на принципі мінімуму потенціальної енергії деформації системи [7], згідно з яким в процесі навантаження тіла зовнішні сили здійснюють роботу. Причому в пружних системах вся робота зовнішніх сил переходить в потенціальну енергію пружних деформацій.

Основна розрахункова схема



Приведена розрахункова схема

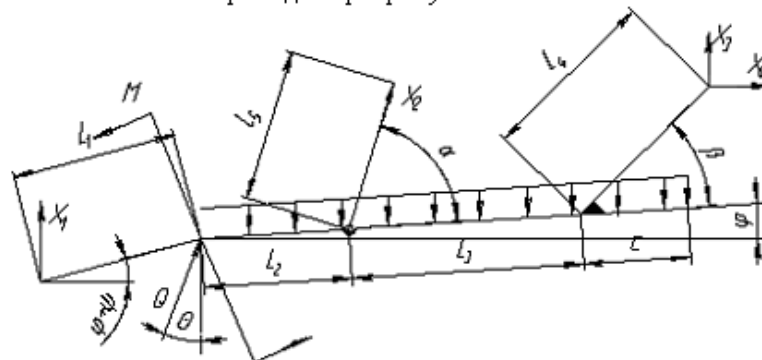


Рис. 1. Розрахункові схеми для визначення зусиль від викопуючого агрегату в робочому режимі експлуатації

У процесі розвантаження тіла потенціальна енергія виявляється у вигляді роботи, яка здійснюється внутрішніми силами (силами пружності), що діють в системі (наприклад, згинальними і крутними моментами, поздовжніми і

поперечними силами в поперечних перетинах елементів стержневої системи). Отже, потенціальна енергія деформації чисельно дорівнює роботі зовнішніх сил при навантажуванні системи або роботі внутрішніх сил у процесі розвантаження. На основі закону збереження енергії можна вважати, що вся робота зовнішніх сил дорівнює потенціальній енергії U деформації системи

$$U = U_M + U_{KP} + U_Q + U_N = \int_l \frac{M^2 ds}{2EI} + \int_l \frac{M_{кр}^2 ds}{2GI_{кр}} + \int_l k \frac{Q^2 ds}{2GF} + \int_l \frac{N^2 ds}{2EF} \quad (1)$$

де U_M , U_{KP} , U_Q , U_N – енергія деформації від згинальних та крутних моментів, поперечних та поздовжніх сил, Дж; N – осьова сила, Н; Q_y , Q_z – поперечні сили, Н; M_y , M_z – згинальні моменти, Н·м; $M_{кр}$ – крутний момент, Н·м. k – коефіцієнт, який залежить від форми поперечного перетину.

При відсутніх зусиллях кручення потенціальна енергія деформації для схеми копача (рис. 1) визначається залежностями:

$$U_M = \int_0^{L_1} \frac{(X_1 \cos(\psi + \varphi)x)^2}{2EI_1} dx + \int_0^{L_2} \frac{\left(X_1(L_1 \cos(\psi + \varphi) + x \cos \varphi) - M + Q \cos \theta \cdot x \cdot \cos \varphi - q \cos \varphi \cdot x \cdot \frac{x}{2} \right)^2}{2EI_2} dx + \int_0^{L_3} \frac{\left(X_1(L_1 \cos(\psi + \varphi) + (L_2 + x) \cos \varphi) - M + Q \cos \theta \cdot (L_2 + x) \cdot \cos \varphi + X_2 \sin \alpha \cdot x - q \cdot \cos \varphi (X_2 + x) \cdot \frac{X_2 + x}{2} \right)^2}{2EI_3} dx + \int_0^{L_4} \frac{\left(X_1(L_1 \cos(\psi + \varphi) + (L_2 + L_3) \cos \varphi + x \cos(\beta + \varphi)) - M + Q \cos \theta \cdot ((L_2 + L_3) \cos \varphi + x \cos(\beta + \varphi)) + X_2(L_3 \sin \alpha + \sin(\alpha - \beta)x) - q(L_2 + L_3) \cos \varphi \cdot \left(\frac{L_2 + L_3}{2} + x \cdot \cos(\beta) \right) + q(L_2 + L_3) \sin \varphi \cdot x \cdot \sin(\beta) + q \sin \varphi \cdot c \cdot \sin \beta \cdot x - q \cos \varphi \cdot c \cdot \cos \beta \cdot x + q \cdot \cos \varphi \cdot c \cdot \frac{c}{2} \right)^2}{2EI_4} dx$$

$$U_Q = \int_0^{L_1} \frac{(X_1 \cos(\psi + \varphi))^2}{2GF_1} dx + \int_0^{L_2} \frac{(X_1 \cos \varphi + Q \cos \theta - q \cos \varphi \cdot x)^2}{2GF_2} dx + \int_0^{L_3} \frac{(X_1 \cos \varphi + Q \cos \theta + X_2 \sin \alpha - q \cdot \cos \varphi (X_2 + x))^2}{2GF_3} dx + \int_0^{L_4} \frac{\left(X_1 \cos(\beta + \varphi) + Q \cos(\theta + \beta + \varphi) + X_2 \sin(\alpha - \beta) - q(L_2 + L_3) \cos \varphi \cdot \cos(\beta) + q(L_2 + L_3) \sin \varphi \cdot \sin(\beta) + q \sin \varphi \cdot c \cdot \sin \beta - q \cos \varphi \cdot c \cdot \cos \beta \right)^2}{2GF_4} dx \quad (2)$$

$$\begin{aligned}
U_N = & \int_0^{L_1} \frac{(X_1 \sin(\psi + \varphi))^2}{2EF_1} dx + \int_0^{L_2} \frac{(X_1 \sin \varphi + Q \sin \theta - q \sin \varphi \cdot x)^2}{2EF_2} dx + \\
& + \int_0^{L_3} \frac{(X_1 \sin \varphi + Q \sin \theta + X_2 \cos \alpha - q \cdot \sin \varphi (X_2 + x))^2}{2GF_3} dx + \\
& + \int_0^{L_4} \frac{\left(\begin{aligned} & X_1 \sin(\beta + \varphi) + Q \sin(\theta + \beta + \varphi) + X_2 \cos(\alpha - \beta) - \\ & - q(L_2 + L_3) \cos \varphi \cdot \sin \beta + q(L_2 + L_3) \sin \varphi \cdot \cos \beta - \\ & - q \sin \varphi \cdot c \cdot \cos \beta - q \cos \varphi \cdot c \cdot \sin \beta \end{aligned} \right)^2}{2EF_4} dx + \int_0^{L_5} \frac{(X_2)^2}{2EF_5} dx
\end{aligned}$$

При розв'язку статично невизначених систем, «зайві» невідомі відкидають, а їх вплив на систему замінюють незалежними зовнішніми навантаженнями. Для вказаних закріплень переміщення по напрямках цих зусиль відсутні, тому, відповідно до теореми Кастільяно, часткові похідні від виразу потенціальної енергії деформації за цими зусиллями дорівнюють переміщенням, і, за теоремою про найменшу роботу (теорема Менабреа), отримаємо $\partial U_M / \partial X_i = 0$.

При визначенні похідних в залежностях (2) необхідно одну з реакцій (X_2) виразити через X_1 , X_3 і X_4 та зовнішні силові чинники, використовуючи одне з рівнянь статички (як правило, рівняння суми моментів відносно точки):

$$\begin{aligned}
\sum X = 0: & \quad X_1 + Q \cos \theta + X_2 \sin(\alpha + \varphi) + X_3 - q \cos \varphi (L_2 + L_3) \cos \varphi - \\
& \quad - q \sin \varphi (L_2 + L_3) \sin \varphi - q \sin \varphi \cdot c \cdot \sin \varphi - q \cos \varphi \cdot c \cdot \cos \varphi = 0; \\
\sum Y = 0: & \quad Q \sin \theta + X_2 \cos(\alpha + \varphi) + X_4 + q \cos \varphi (L_2 + L_3) \sin \varphi - \\
& \quad - q \sin \varphi (L_2 + L_3) \cos \varphi - q \sin \varphi \cdot c \cdot \cos \varphi + q \cos \varphi \cdot c \cdot \sin \varphi = 0; \\
\sum M = 0: & \quad X_1 (L_1 \cos(\psi + \varphi) + (L_2 + L_3) \cos \varphi + L_4 \cos(\beta + \varphi)) - M + \quad (3) \\
& \quad + Q \cos \theta \cdot (L_2 + L_3) \cos \varphi + Q \cos(\theta + \beta + \varphi) \cdot L_4 + X_2 (L_3 \sin \alpha + \sin(\alpha - \beta) L_4) - \\
& \quad - q (L_2 + L_3) \cos \varphi \cdot \left(\frac{(L_2 + L_3)}{2} + L_4 \cdot \cos(\beta) \right) + q (L_2 + L_3) \sin \varphi \cdot L_4 \cdot \sin(\beta) + \\
& \quad + q \sin \varphi \cdot c \cdot \sin \beta \cdot L_4 - q \cos \varphi \cdot c \cdot \cos \beta \cdot L_4 + q \cdot \cos \varphi \cdot c^2 / 2 = 0.
\end{aligned}$$

При записуванні виразів функції потенціальної енергії деформації системи рівномірно розподілене навантаження необхідно зорієнтувати за осями або локальної (рис. 2,а) або глобальної (рис. 2,б) системи координат.

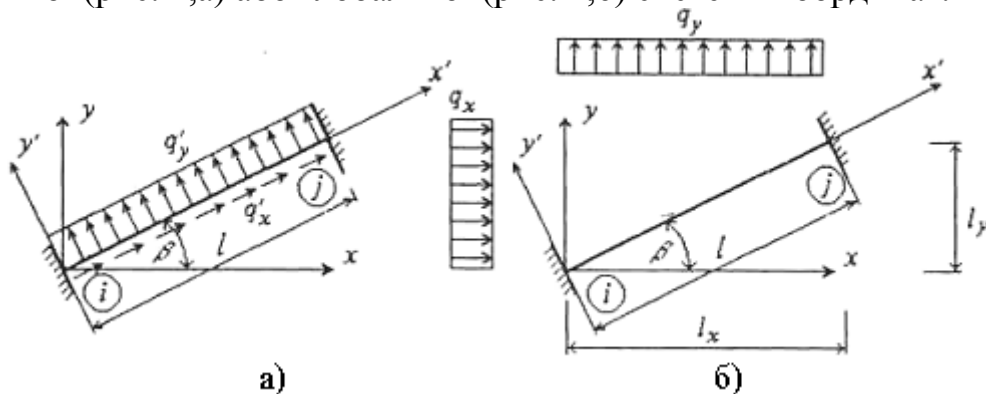


Рис. 2. Схеми орієнтування розподіленого навантаження за локальною (а) та глобальною (б) системою координат

Зв'язок між цими двома системами навантажень встановлюється співвідношеннями:

$$q'_x = \frac{q_x l_y}{l} \cos \beta + \frac{q_y l_x}{l} \sin \beta; \quad q'_y = -\frac{q_x l_y}{l} \sin \beta + \frac{q_y l_x}{l} \cos \beta. \quad (4)$$

Розв'язуючи сумісно рівняння (2) та (3) з врахуванням числових значень розмірів, навантаження та жорсткостей елементів несучих конструкцій отримуємо залежності для визначення невідомих X_1, X_2, X_3 і X_4 в залежності від опору робочих органів викопуючого пристрою

$$X_1 = -4197.47 + 0.12Q \cos \theta + 0.43Q \sin \theta; \quad X_2 = 28240.95 - 1.58Q \cos \theta - 0.06Q \sin \theta;$$

$$X_3 = 4932.62 + 0.20Q \cos \theta - 0.38Q \sin \theta; \quad X_4 = -15381.12 + 0.86Q \cos \theta - 0.97Q \sin \theta.$$

Невідомі X_1, X_2, X_3 і X_4 у цьому завданні отримано за допомогою системи символічних перетворень «Mathematica 5.0» (рис. 3). Результати аналітичного розрахунку порівняно з результатами, отриманими МСЕ (пакет прикладних програм «Лира-9.6»). Відмінність результатів не перевищує 0,2%.

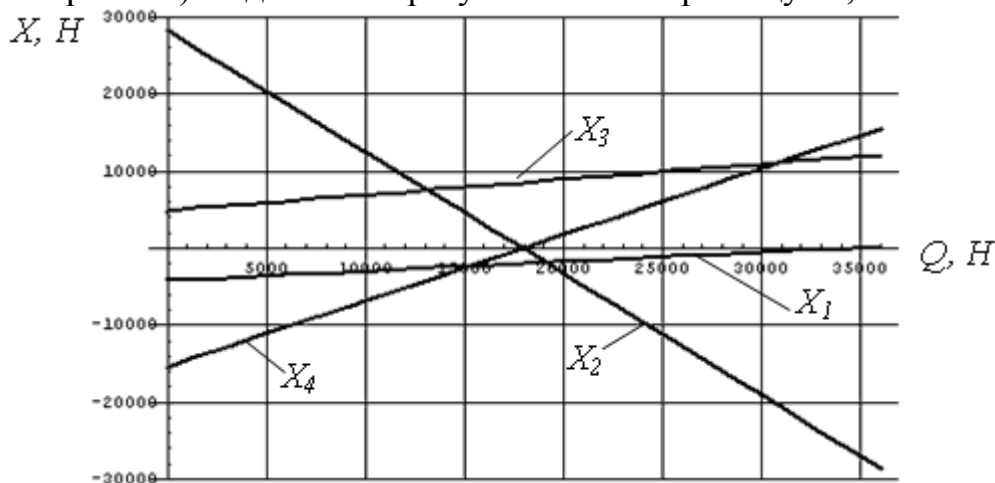


Рис. 3. Залежність реакцій X в опорах копача від опору Q робочих органів

Результати розрахунку перевірені експериментально. З цією метою заміряно тиск в гідросистемі копача (зусилля на штоку гідроциліндра) за допомогою тензометричних датчиків тиску ТДД-100 в режимі аварійного виглиблення дискових викопуючих органів з ґрунту. Запобіжний клапан спрацьовував при тиску 40 атм, що відповідає зусиллю на штоку гідроциліндра ≈ 30 кН і тяговому опору $Q=36$ кН (при $\theta=0^\circ$). За тих же умов розрахункове значення реакції на штоку гідроциліндра складає $X_2 \approx -28,5$ кН. Відмінність експериментального і розрахункових методів складає 6,2 %, що вказує на хорошу збіжність результатів і правильний вибір розрахункових схем.

Висновок. Запропоновані розрахункові моделі рами викопуючого пристрою і комплексне застосування методів мінімуму потенційної енергії деформації, методу скінчених елементів і експериментальних досліджень підтверджують, що при коректному моделюванні геометрії і експлуатаційного

навантаження конструкції підвищується вірогідністю інженерних розрахунків. Дану методику можна застосувати для розрахунку НДС різних типів викопуючих пристроїв з урахуванням особливостей їх експлуатації.

Список використаних джерел

1. Рибак Т. Проблеми пошукового конструювання сільськогосподарських машин / Т. Рибак, М. Підгурський, М. Сташків // Техніка АПК, 2007.- №11-12. – С. 6-9.
2. Балан С.О. Проектування конструкцій зварних рам. – Одеса: Астропринт, 2001. –111 с.
3. Вырский А.Н. Исследование нагруженности рамных конструкций // Тракторы и сельхозмашины, 1990. - № 11. – С. 26 – 27.
4. Черников С.А. О достоверности расчетных оценок напряженно – деформированного состояния рамы грузового автомобиля / С.А. Черников, К.В. Садчиков // Проблемы машиностроения и надежность машин, 1998. – № 3. – С. 117-121.
5. Погорелый Л. В., Татьяна Н.В. Свеклоуборочные машины: история, конструкция, теория, прогноз. – К.: Феникс, 2004. – 232с.
6. Вплив зміни опору дискових копачів на навантаження несучих конструкцій бурякозбиральних комбайнів / М.Я. Сташків, М.І. Підгурський, О.В. Мильніков, П.В. Попович // Вісник ХНТУ сільського господарства ім. П. Василенка «Механізація сільського господарства».–Харків, 2007.–Вип. 59.– Т.1.–С. 153–159.
7. Беляев В.М. Сопротивление материалов. М.: Наука, 1956. – 856 с.

Аннотация

Аналитическая модель выкапывающего устройства корнеуборочной машины

Підгурський Н.І., Сташків Н.Я., Олексюк В.П.

Предложена расчетная модель выкапывающего устройства корнеуборочной машины, что позволит провести анализ влияния нагружения рабочих органов на усилия в узлах крепления корнеуборочного устройства к раме с учетом реальных жесткостей элементов несущих конструкций

Abstract

Analytical model of digging up device of harvester of beets

M.Pidhurskyu, M.Stashkiv, V.Oleksyuk

The calculation model of digging up device of harvester of beets is offered. It will allow to conduct the analysis of influence of loading of workings organs on

efforts in the knots of fastening of digging up device to the frame taking into account the real inflexibilities of elements of construction