

**Секція: СУЧАСНІ ТЕХНОЛОГІЇ В БУДІВНИЦТВІ, ТРАНСПОРТІ,
МАШИНО- ТА ПРИЛАДОБУДУВАННІ**

УДК 631.352.2

М.В. Бабій, А.В. Бабій, канд. техн. наук, доц., Н.Б. Гаврон

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

**ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАПАСУ МІЦНОСТІ ПРУЖНОГО
ЕЛЕМЕНТУ ПРИВОДУ КОСАРКИ**

M.V. Babiy, A.V. Babiy, Ph. D., Assoc. Prof., N.B. Havron

RESEARCH SAFETY FACTOR OF DRIVE MOWER ELASTIC ELEMENT

Недоліком роботи сегментно-пальцевих різальних апаратів є наявність великих знакозмінних інерційних сил, що призводить до пришвидшеного руйнування кінематичних пар приводу, зокрема п'ятки ножа. Задачею роботи є зменшити вплив інерційних сил на з'єднувальний шарнір, шляхом розробки пристрою з регульованими параметрами та дослідити на втомну міцність його пружний робочий елемент.

Підвищити ресурс роботи даного елемента можна через зниження його навантаження. Тоді питомі тиски на контактуючих поверхнях будуть меншими, а від того, при решту рівних умов, і зношування зменшиться. Крім того, такий підхід дозволить знизити витрати потужності на привод в цілому, що є також дуже важливим.

Вирішення даного питання підтверджено використанням у приводі косарки пружних елементів для зрівноважування динамічних сил. Кінетична енергія рухомих мас використовується на подолання виробничих опорів та сил тертя, а її надлишок при контакті з пружним елементом перетворюється в потенціальну енергію деформації пружного елемента. При переході ножа косарки через крайню точку накопичена потенціальна енергія буде перетворюватися в кінетичну енергію ножа, зменшуючи тим зусилля на привод.

Принципова схема та опис конструкції енергозберігаючого приводного механізму косарки наведено в описі до патенту України (UA 92982 U). На цій основі розроблено робоче креслення даного пристрою та виготовлено дослідний зразок, рис. 1.

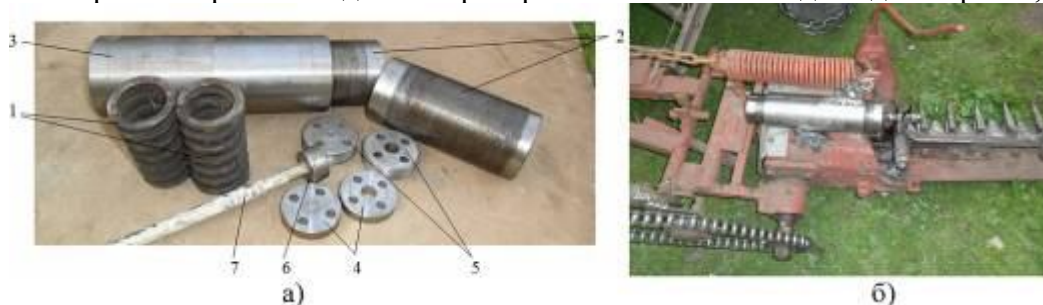


Рис. 1. Деталі розробленого пристрою з регульованими параметрами та його монтаж на корпусі косарки

Основними елементами пристрою з регульованими параметрами є циліндричні пружини 1 (рис. 1, а), знаходяться у втулках 2 та мають внутрішню і зовнішню різьби, що забезпечує їх можливість, наприклад з допомогою зовнішньої різьби, переміщатися в корпусі 3. Стискування пружин 1 проходить в межах шайбів 4, 5 при їх взаємодії з поршнем 6 штока 7, який з'єднаний з п'яткою спинки ножа.

Крім того, втулки 2 мають внутрішню різьбу, якою переміщаються шайби 5, встановлюючи певну ступінь стиснення пружин 1, забезпечуючи їм початкову напруженість (силу пружності). Цей параметр можна використовувати для підбору найбільш ефективної роботи всього приводу. А переміщення втулок 2 в зборі

(вмонтовані шайби 4, 5 та шток 7 з поршнем 6) в корпусі 3 дозволяє встановлювати необхідний зазор між поршнем 6 і шайбами 4 і є тим регульованим зазором або параметром, що характеризує момент початку (кінця) роботи пружного елемента (пружин) 1. Як видно з конструкції, що кожен з наведених параметрів можна змінювати незалежно один від одного, тобто отримувати різні симетричні чи несиметричні схеми роботи даного пристрою. Такий пристрій нерухомо закріплюється на корпусі косарки і приєднаний до спинки ножа з допомогою важільного механізму, рис. 1, б.

Як було зазначено, основу даного пристрою складають пружні елементи – циліндричні пружини, для яких з попередніх досліджень встановлено, що їх асиметричне максимальне навантаження становить $P_{\max} = 1000$ Н, мінімальне – $P_{\min} = 150$ Н. Матеріал пружин 60С2ХА для якого: $\sigma_m = 1600$ МПа, $\tau_{-1} = 450$ МПа, $\tau_0 = 800$ МПа.

Тоді максимальні і мінімальні дотичні напруження у витковій пружині будуть становити:

$$\tau_{\max} = \frac{8kD}{\pi d^3} P_{\max}, \quad \tau_{\min} = \frac{8kD}{\pi d^3} P_{\min}, \quad (1)$$

де k - коефіцієнт, який враховує кривизну витків і форму перетину.

Значення коефіцієнта k для пружин із круглого дроту при індексі $c \geq 4$ можна розрахувати за формулою

$$k = \frac{4c-1}{4c+1} + \frac{0.615}{c}, \quad (2)$$

тут c – індекс пружини, $c = D/d$;

D – середній діаметр пружини, $D = 0.050$ м; d – діаметр дроту, $d = 0.007$ м.

Тоді τ_m і τ_a визначатимуться за виразами:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2}, \quad \tau_a = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2}. \quad (3)$$

Запас міцності таких пружин знаходитимемо за формулою

$$n'' = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m}, \quad (4)$$

де ε_τ – коефіцієнт, що враховує вплив масштабного ефекту, для пружин в яких $d < 10$ мм, приймають $\varepsilon_\tau = 1$;

$$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}. \quad (5)$$

Підставляючи значення у формули (1) – (5), отримаємо величину коефіцієнта запасу міцності пружних елементів, $n'' = 2.4$.

Отже, запропонована конструкція приводного механізму косарки дозволяє зменшити інерційні знакозмінні сили в з'єднувальному шарнірі при зворотнопоступальному русі спинки ножа з сегментами, а також затрати потужності на привод різального апарату в цілому. Крім того, таке конструктивне рішення забезпечить підвищення надійності та ресурсу роботи самого з'єднувального шарніра. Для експериментального зразка косарки, яка працювала при швидкості поступального руху 2.2 м/с, питомій роботі, що витрачається на зріз рослин з одиниці площі 200 $(Н \cdot м) / м^2$, частоті обертання кривошипа 724 об/хв. та масі ножа 4 кг, запас міцності пружних елементів становить $n'' = 2.4$. Таке значення даного коефіцієнта лежить в допустимих межах, що дозволяє забезпечити достатній ресурс роботи пружних елементів.