УДК 631.352.02

ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ ПРИВІДНОГО МЕХАНІЗМУ КОСАРКИ

Бабій А.В., к.т.н., доцент; Бабій М.В., здобувач
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя

В роботі представлено пристрій з регульованими параметрами, який зменшує дію інерційних сил на привідний механізм косарки. А також проведено дослідження на втомну міцність робочих елементів даного пристрою.

Постановка проблеми. В основі створення будь-якої машини, найперше, лежать її функціональні властивості. Те саме стосується і сільськогосподарських машин. Але й зрозумілим є той факт, що машина якісно повинна виконувати свій технологічний процес протягом певного терміну без відмов. Тому питання надійності є дуже актуальними. При такого роду дослідженнях в машині чи її вузлі виявляють найбільш «вразливий» елемент, який першим може порушити надійність машини в цілому. Його досліджують і при необхідності вживають заходів по підвищенню надійності та ресурсу роботи.

Аналіз досліджень і публікацій. Питання надійності сільськогосподарських машин повсякчас були актуальними. Ця, одна з найбільших груп машин, потребує постійного вдосконалення та підвищення вказаних показників. Широке коло науковців ставлять в пріоритет вирішувати дану проблематику. В минулому та на даний час вирішенням таких питань присвячено ряд праць: Аніловича В.Я., Біргера І.А., Писаренка Г.С., Погорілого Л.В., Рибака Т.І. [1-2] та ін.

Якщо проаналізувати праці дослідників даного спрямування, то кожен з них в конкретному випадку пропонує метод, що підвищує надійність розглядуваного об’єкту. Головними можна виділити структурні (схемні) та конструктивні методи.

Мета досліджень. Зменшити вплив інерційних сил на з’єднувальний шарнір косарки сегментно-пальцевої, шляхом розробки пристрою з регульованими параметрами та дослідити на втомну міцність його робочий елемент.

Результати досліджень. В ряді праць [3-4] встановлено, що при роботі різального апарату сегментно-пальцевої косарки з кривошипно-шатунним приводом найбільше потужності затрачається на подолання сил інерції.

Невиправдане навантаження, яке сприймається з'єднувальним шарніром призводить до зниження ресурсу його роботи через підвищене зношування, а для приводу в цілому – це зайве витрачання потужності.

На рис. 1 (зліва – направо) показано характер зношування шарніра (п'ятки ножа) косарки: від часткового до критичного.

Рис. 2. Характер зношування з'єднувального шарніра ножа

Підвищити ресурс роботи даного елементу можна шляхом 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 лежить в площині використання у приводі косарки пружних елементів для зрівноважування динамічних сил [4]. Кінетична енергія рухомих мас повинна використовуватися на подолання виробничих опорів та сил тертя, а її надлишок при контакті з пружним елементом необхідно щоб перетворювався в потенціальну енергію деформації пружного елементу. При переході ж ножа косарки через крайню точку накопичена потенціальна енергія буде перетворюватися назад в кінетичну енергію ножа, зменшуючи тим зусилля на привод.

Встановлено, що надлишок сили інерції залежить від сили різання та сили тертя, які між собою взаємопов'язані та характеризуються культурою, що зрізується, швидкістю руху машини і т.д. Отже, значення сили інерції, яку повинен акумулювати пружний елемент для різних умов роботи є відмінною. Виходячи з цього, розроблюваний додатковий пристрій повинен мати регульовані параметри. До них належатиме можливість зміни зазору – часу початку взаємодії спинки ножа з пружним елементом та жорсткість самого пружного елементу. За розробленими рекомендаціями перед початком роботи на конкретній площі механізатор встановлюватиме необхідні параметри приводного механізму для найефективнішої його роботи.

На основі патентів [5-6] розроблено привідний механізм косарки (рис.2), який складається з приводу 1 від вала відбору потужності тракто-

ра (на кресленні не показаний) підведеного до кривошипно-шатунного механізму 2, що через з'єднувальний шарнір 3 приєднано до спинки ножа 4 з сегментами 5.

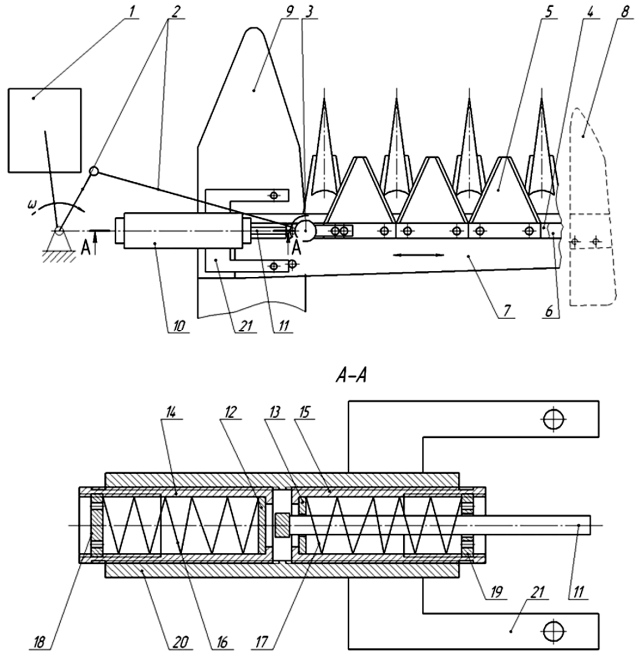

Рис.2. Привідний механізм косарки

Спинка ножа 4 розміщена в пазах 6 пальцевого бруса 7, який обпертий на зовнішній 8 та внутрішній 9 башмаки. Привідний механізм косарки має пристрій з регульованими параметрами 10, який виконано у вигляді штока 11 приєднаного до краю спинки ножа 4. Шток 11 при русі взаємодіє з шайбами 12, 13, які, переміщаючись у втулках 14, 15, деформують пружні елементи 16, 17. Їх силу стискування (жорсткість) регулюють спеціальними гайками 18, 19, які вкручені у втулки 14, 15. В свою чергу, втулки 14, 15 своєю зовнішньою різьбовою частиною вкручені в корпусі 20 для регулювання зазору між штоком 11 і шайбами 12, 13. Пристрій з регульованими параметрами 10 з допомогою кріпильних елементів 21 встановлено у внутрішньому башмаку 9.

Основу даного пристрою 10 складають пружні елементи 16, 17 – циліндричні пружини (рис. 2). 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 виткові пружини будуть становити [2]:

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

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

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

$$k = \frac{4c-1}{4c+1} + \frac{0.615}{c}, \tag{2}$$

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:

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

Запас міцності таких пружин знаходитимемо за формулою

$$n = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a}{\varepsilon_\tau} + \psi_\tau \tau_m}, \tag{4}$$

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

$$\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}. \tag{5}$$

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

Висновки. Запропонована конструкція привідного механізму косарки дозволяє зменшити інерційні знакозмінні сили в з'єднувальному шарнірі при зворотно-поступальному 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 700 об/хв. та масі ножа 3.2кг, запас міцності пружних елементів становить $n = 2.4$. Таке значення даного коефіцієнта лежить в допустимих межах, що дозволяє забезпечити достатній ресурс роботи пружних елементів.

Список використаних джерел

1. Погорелый Л. В. Испытания сельскохозяйственной техники: научно-методические основы оценки и прогнозирования надежности сельскохозяйственных машин / Л. В. Погорелый, В. Я. Анилович. – К.: «Феникс», 2004. – 208 с.
2. Биргер И. А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник / И.А. Биргер, Б.Ф. Шорр, Г.Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
3. Бабій А.В. Дослідження впливу конструкторсько-технологічних факторів на запас міцності спинки ножа косарки / А. В. Бабій, М. В. Бабій // Вісник ХНТУ. Випуск 139 "Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва". – Харків, 2013. – С.187–192.
4. Бабій А. В. Обґрунтування конструктивних особливостей енергозберігаючого приводного механізму косарки / А. В. Бабій, Т. І. Рибак, М. В. Бабій // Вісник ХНТУ. Випуск 134 "Технічний сервіс машин для рослинництва". – Харків, 2013. – С. 116–122.
5. Пат. 61217 Україна, МПК (2011.01) A01D 34/00. Приводний механізм косарки сегментно-пальцевої / Бабій А. В.; заявник та власник Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № U201015889; заявл. 29.12.2010; опубл. 11.07.2011, Бюл. № 13.
6. Пат. 86536 Україна, МПК A01D 34/30 (2006.01). Привідний механізм косарки / Бабій А. В., Рибак Т. І., Бабій М. В.; заявник та власник Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя. – № U 201303244; заявл. 18.03.2013; опубл. 10.01.2014, Бюл. № 1.

Аннотация

ПОВЫШЕНИЕ НАДЕЖНОСТИ ПРИВОДНОГО МЕХАНИЗМА КОСИЛКИ

Бабий А.В., Бабий М.В.

В работе представлено устройство с регулируемыми параметрами, которое уменьшает действие инерционных сил на приводной механизм косилки. А также проведено исследование на усталостную прочность рабочих элементов данного устройства.

Abstract

HEIGHTENING OF RELIABILITY OF A DRIVEN MACHINE OF A MOWER

A. Babiy, M. Babiy

In operation the device with adjustable parametres which diminishes operation of slugged forces by a mower driven machine is presented. And also probe on fatigue resistance of working elements of the given device is conducted.