

УДК 631.348

А.В. Бабій, канд. техн. наук, доцент; О.В. Січкоріз; М.В. Вовк

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

ДОСЛІДЖЕННЯ СПОСОБУ ПІДВИЩЕННЯ МАНЕВРНОСТІ МАШИНИ ДЛЯ ХІМІЧНОГО ЗАХИСТУ

A. Babii, Ph.D., Assoc. prof.; O. Sichkoriz; M. Vovk

RESEARCH OF THE WAY TO INCREASE MANEUVERABILITY MACHINES FOR CHEMICAL PROTECTION

Сучасне виробництво сільськогосподарської продукції вимагає нових та досконаліх технологій вирощування. Але неможливо реалізовувати ці технології на практиці без застосування відповідних технічних засобів. Дані питання є надзвичайно актуальними щодо машин для хімічного захисту рослин. Аналізуючи марки машин, які працюють в господарствах українських товаровиробників, можемо спостерігати невтішну статистику. Переважна більшість таких машин є закордонного виробництва. Ці факти ніяк не сприяють розвитку українського сільськогосподарського машинобудування. Тому актуальними залишаються питання пов'язані з вдосконаленням машин для хімічного захисту рослин вітчизняного виробництва [1-3].

Проведено локальне дослідження протруювачів насіння, які виробляються українським виробником. Дане питання стосується підвищення маневреності протруювача. Водночас потрібно зважати на рівень конкурентоспроможності машини на ринку, тобто прагнути до мінімальної її вартості, але максимального технологічного ефекту. Тому конструктивні рішення, які будуть реалізовуватися в конструкції машини повинні задовольняти поставлені критерії.

Локальна задача полягала в дослідженні фрикційної передачі, яка монтується на колесі (колесах) протруювача та забезпечує його поступальний рух. Така передача виконана у вигляді ведучого металевого ролика, який з пневматичною шиною утворює фрикційну передачу.

Задача цікава тим, що необхідно встановити співвідношення між штовхаючою (коловою) силою F_t , силою притиску Q ролика до гумової шини опорного колеса і коефіцієнтом запасу зчеплення K , який гарантує передачу крутного моменту без проковзування. Вказані параметри напряму впливають на питомий тиск q , який виникає в контакті цієї фрикційної пари, а від того залежить швидкість зношування шини, тобто ресурс її роботи.

Відомо, щоб фрикційна передача була роботоздатною, потрібно витримати умову

$$F_s > F_t, \quad (1)$$

де F_s – сила тертя, що виникає у контакті ролик-колесо; F_t – штовхаюча (колова) сила.

Сила притиску ролика Q буде визначати значення сили тертя F_s , тобто

$$Q = F_t K / f, \quad (2)$$

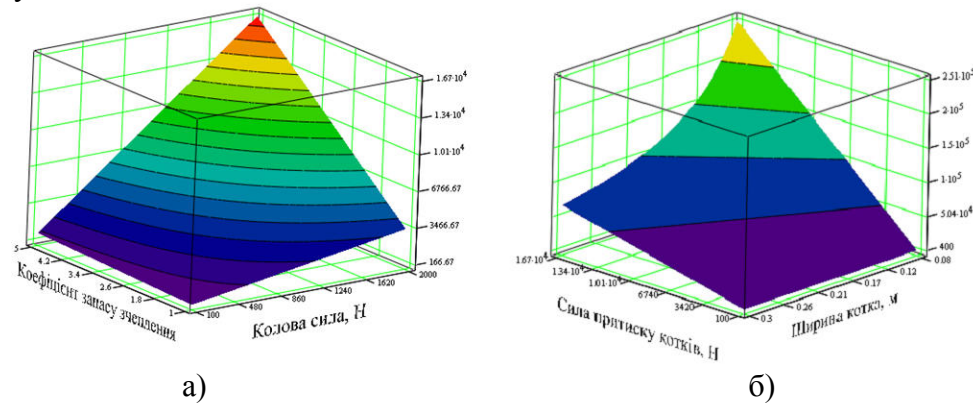
де f – коефіцієнт тертя ковзання матеріалів котків.

Змінюючи вказані фактори, отримаємо поверхню відгуку, яка демонструє нам зв'язок між ними, рис. 1.

Звідси видно, що для розглядуваної пари сталений ролик-резинова шина колеса, де прийнято $f = 0,6$, можна вибрати силу притиску ролика до колеса в залежності від

необхідної штовхаючої сили та надійності зачеплення при умові, що привод ролика може забезпечити відповідний крутний момент.

З іншого боку, сила притиску котка до колеса визначає питомий тиск q по лінії їх контакту.



а) – залежність сили притиску котків від коефіцієнта запасу зчеплення та колової сили ; б) – зміна питомого тиску в контакті фрикційної пари від сили притиску котків та їх ширини

Рисунок 1. Графічні залежності співвідношень між параметрами фрикційної пари

Умовою роботоздатності такої передачі є

$$q \leq [q]. \quad (3)$$

де $[q]$ – допустимий питомий тиск для матеріалу фрикційної пари. Визначальним тут є матеріал, який для роботоздатності допускає менші питомі тиски. Для гумового котка допустимий контактний тиск становить $[q] = 18000 \text{ Н/м}$ [4].

Тоді співвідношення між розрахунковим тиском вздовж лінії контакту котків, силою притиску ролика і котка та шириною котка b набуде вигляду

$$q = QK_\beta / b, \quad (4)$$

де $K_\beta = 1,1 \dots 1,3$ – коефіцієнт нерівномірності виникнення контактного тиску із-за неточностей виготовлення та монтажу фрикційної передачі. Прийmemo середнє значення $K_\beta = 1,2$.

Таким чином, аналізуючи графічні залежності рис. 1, б, можна зробити наступні висновки: для забезпечення необхідного значення штовхаючої сили за допустимим контактним тиском в контакті фрикційної пари, для найменшої ширини ролика $b = 0,08 \text{ м}$ максимально допустима сила притискування котків становитиме 1200 Н, а для максимальної ширини котка $b = 0,3 \text{ м}$ – 4500 Н. За отриманими граничними значеннями сили притиску котків отримаємо максимально можливі штовхаючі сили, які можуть виникати при роботоздатності такої фрикційної передачі, відповідно – 654,5 Н та 2455 Н.

Література.

1. Babii A. (2020) Important aspects of the experimental research methodology / Andrii Babii // Scientific Journal of TNTU. Tern. : TNTU, 2020. Vol 97. No 1. P. 77–87.
2. Корозійна тривкість сталі рами штангових обприскувачів / Р.Л. Лещак, А.В. Бабій, Р.А. Барна, А.М. Сиротюк // Фізико-хімічна механіка матеріалів. 2020. Т. 56, № 3. С. 132–140.
3. Андрейків О.С., Бабій А.В., Долінська І.Я. Вплив експлуатаційних середовищ і маневрового режиму навантаження на залишковий ресурс штанг польових обприскувачів // Фізико-хімічна механіка матеріалів. 2020. № 2. С. 26-32.
4. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высш. шк., 1991. 383 с.