

ЕНЕРГОВИТРАТИ НА ПРИВІД АКТИВНОГО ДИСКА ВИКОПУЮЧОГО ПРИБОРУ

Гевко Р.Б., к.т.н., (ВАТ «Тернопільський комбайновий завод»)

Дискові коначі з активним диском є одними з найбільш енергомістких робочих органів буркозбиральних машин, однак вони вважаються універсальними і можуть працювати в широких ґрунтово-кліматичних умовах. При цьому складне розташування дисків по відношенню до рядків коренеплодів приводить до ускладнення елементів конструкцій їх приводу, доля вузлів яких складає 40-45% від конструктивної складності і оповної ціни пристрою в цілому.

За результатами експериментальних досліджень [1] встановлено, що основний вплив на величину крутного моменту на привід активного диска мають наступні фактори: твердість ґрунту, активна площа взаємодії робочий орган-ґрунт, поступальна швидкість коренезбиральної машини, лінійна швидкість периферії диску, радіус диску.

Очевидним є те, що при мінімальній швидкості руху машини ($V_M \rightarrow 0$), зусилля на обертання робочих органів є мінімальними і рівними крутному моменту холостого ходу на привід коначів. При цьому незначною буде і величина крутного моменту в тому випадку, коли швидкість машини і лінійна швидкість периферійної зони активного диску будуть однаковими, оскільки не відбуватиметься ковзання робочих поверхонь відносно ґрунту (диски перекочуються по землі, аналогічно до процесу роботи пасивних плевкових коначів). При цьому, як засвідчують експериментальні дослідження [1], якщо зусилля на крошечній конача зростають при збільшенні поступальної швидкості коренезбиральної машини. Це відповідно призводить до збільшення згинальних моментів на крошечній конача, навантажень на диски, вали їх приводу та опори. Однак, крутний момент на активному диску приблизно рівний моменту холостого ходу на обертання вузлів приводу, оскільки при співпадінні лінійних швидкостей периферії диску і поступальної швидкості коренезбиральної машини ковзання диску відносно ґрунту практично не відбувається. В цей момент вихідний вал приводу можна вістиснати від валу активного диску і вони будуть обертатися з однаковими кутовими швидкостями, що підтверджується роботою пасивних дискових коначів.

Оскільки при роботі коначів виконаний шар ґрунту деформується, то для визначення характеру зміни крутного моменту від конструктивних та кінематичних параметрів дискового конача застосуємо відому залежність Фінка для суцільних середовищ [2]. Робота по переміщенню (вигляканню) ґрунту коначами в періоду наближенні може бути оцінена за його зміщеним об'ємом

$$A = p_{cp} \Delta V = p_{cp} \Delta S L, \quad (1)$$

де p_{cp} – середній тиск деформованого ґрунту; ΔV – зміщений об'єм ґрунту; ΔS – площа активного поперечного перетину дисків з ґрунтом, на якому проходить зміщення ΔV ; L – переміщення дисків.

Потужність затрачена на зміщення об'єму за час t , дорівнює

$$N = \frac{p_{cp} \Delta S L}{t} = p_{cp} \Delta S V_M. \quad (2)$$

Крутний момент на активному коначі відносно, буде дорівнювати

$$T_{k,d} = \frac{N}{\omega} = \frac{p_{cp} \Delta S V_M}{\omega} = \frac{P^0 K \Delta S V_M R}{V_d}, \quad (3)$$

де $p_{cp} = P^0 K$; R – радіус диску; P^0 – твердість ґрунту з розмірністю напруження; K – коефіцієнт, що враховує зміну дотичних напружень на робочому органі в залежності від ковзання його поверхні відносно поверхні ґрунту

$$K = \left(\frac{V_D - V_M}{V_M} \right), \quad (4)$$

де V_D - лінійна швидкість периферії диску, V_M - поступальна швидкість коренезбиральної машини.

Підставляючи значення K в (3) отримаємо залежність для визначення крутного моменту на активному диску кофача

$$T_{KD} = T_{KL} + \frac{P^0 S V_M R (V_D - V_M)}{V_D^2}, \quad (5)$$

Застосовуючи відомі аналітичні залежності по визначенню зони різання дисків кофачів в землю від їх конструктивно-технологічних параметрів [1] і враховуючи, що раціональними є кути атаки і розвалу $\alpha' = 55^\circ$; $\beta = 12^\circ$, виведено величину активної площі дисків $S_{ак}$ в залежності від глибини кофання h

$$S_{ак} = H(0,03 + 0,36h), \quad (м^2). \quad (6)$$

З врахуванням активної площі дисків рівняння (5) в кінцевому результаті прийме вигляд

$$T_{KZ} = T_{KL} + \frac{V_M (V_D - V_M) R H (0,03 + 0,36h) P^0}{V_D^2}, \quad (7)$$

За результатами аналізу залежності (7) для різних типів ґрунтів і величини заглиблення дисків, представлено графічні залежності (рис.1) величини змін крутного моменту T_{KZ} від поступальної

швидкості машини V_M .

При порівнянні даних залежностей, з отриманими експериментальними значеннями [1], встановлено, що максимальна похибка між даними експериментальних і розрахункових значень складає 24%.

Таким чином, користуючись аналітичними (7), або графічними залежностями (рис.1), можна здійснити попередню оцінку впливових факторів, які виникатимуть при виконанні технологічного процесу новими конструкціями дискових кофачів і відповідно вибрати необхідні конструктивні і кінематичні параметри робочих органів і вузлів їх приводу. Відносно розрахованої величини крутного моменту здійс-

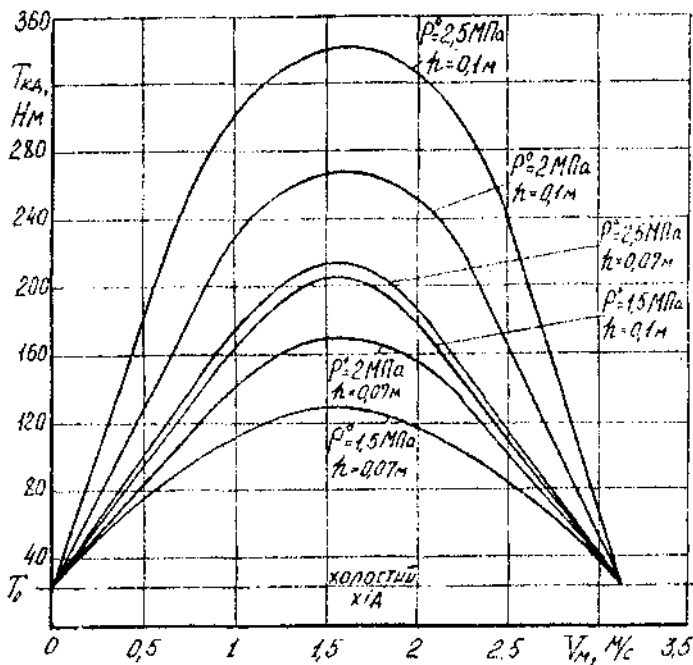


Рис.1. Залежності зміни крутного моменту на активному диску від поступальної швидкості коренезбиральної машини.

постійні напруження захисних муфт на момент їх спрацювання. Уточнення даних величин проводиться після проведення повільних випробувань.

ЛІТЕРАТУРА.

1. Гевко Р.Б., Викопувально - очисні пристрої бурякозбиральних машин/Р.Б. Гевко, Конструювання і розрахунок. – Тернопіль: Поліграфіст, 1997. – 120с.
2. Седов Л. И. Механика сплошной среды. – М: Наука, 1984. Т1 – 528с., Т2 – 560с.