

## ЕНЕРГЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ РОБОТИ РОТАЦІЙНОГО ОРГАНУ КУЛЬТИВАТОРА МІЖРЯДНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

**Пастухов В. І., д.т.н., проф. Беловол С. А., аспір.**

*Харківський національний технічний університет сільського господарств ім.  
Петра Василенка*

*Проведено енергетичний аналіз роботи ротаційного робочого органу культиватора міжрядного обробітку ґрунту. Теоретично досліджено вплив кутової швидкості робочих органів та поступальної швидкості МТА на необхідну потужність робочого органу.*

Постановка питання. Механізований обробіток ґрунту при догляді за посівами просапних культур забезпечує ефективне видалення бур'янів та оптимальний водно-повітряний режим ґранту, що зумовлює сприятливі умови розвитку рослин та, як наслідок формування високих врожаїв. Використання ротаційних знарядь з вертикальною віссю обертання забезпечує якісне знищення бур'янів, їх мульчування з подальшою мінералізацією, розпушування, перемішування і оптимальний фракційний склад ґрунту, рівний профіль обробленої поверхні. Доцільним є застосування приводних роторних машин, так як вони дозволяють регулювати параметри обробки залежно від умов її проведення. Крім того, результати ряду досліджень свідчать про те, що фрезована ґрунти більш тривалий період зберігає стан оптимальний для розвитку культурних рослин [1].

Проте, залишається не до кінця вирішеним питання підвищення продуктивності ротаційних ґрунтообробних машин при раціональних енергетичних параметрах їх роботи.

Отже, енергетичний аналіз роботи вертикально-роторних машин, пошук шляхів оптимізації їх параметрів і удосконалення конструкції є важливою прикладною задачею.

Аналіз останніх досліджень. Енергетичний аналіз роботи ротаційних машин приведений в дослідженнях провідних вчених землеробської механіки: П. М. Василенка, А. С. Кушнар'ова, Ф. М. Канар'ова, І. М. Панова, Ю. І. Матяшина [2 – 4]. У роботах І. М. Панова і В. І. Ветохіна особливу увагу приділено дослідженню енергетичних показників тягово-привідних ґрунтообробних знарядь [5]. Виділено наступні шляхи зниження енергоємності ротаційної обробки ґрунту: оптимізація конструктивних і технологічних параметрів робочих органів і режимів їх роботи; попередня зміна стану оброблюваного ґрунту; застосування зубових роторів.

При обґрунтуванні конструктивних і технологічних параметрів приводних ротаційних машин слід враховувати кінематичний режим роботи, який характеризується співвідношенням колової та поздовжньої швидкостей і впливає на якісні та енергетичні показники роботи [4, 6]. Відомі результати

досліджень свідчать про те, що із зростанням поздовжньої швидкості зростає і тяговий опір ґрунтообробних агрегатів, що обмежує їх продуктивність [7, 8].

Метою досліджень є аналіз енергетичних показників роботи ротаційного робочого органу культиватора міжрядного обробітку ґрунту для з наступною експериментальною перевіркою отриманих теоретичних залежностей.

Результати досліджень.

Згідно технічного рішення на кожен секцію культиватора міжрядного обробітку ґрунту встановлюється два ротаційних робочих органа, кожен з яких включає зовнішній та внутрішній диски з робочими елементами (зубами), диски змонтовані на вертикальній вісі, їм передається обертовий рух у зустрічних напрямках через редуктор [9].

Основну роботу по знищенню кореневої системи бур'янів виконує стрілочата лапа, яка і робить основний внесок в тяговий опір машини.

На рис. 1 показаний силовий мотор реакцій ґрунту при роботі ротаційного органу з дванадцятьма зубами. Видно, що сили направлені проти руху, тобто заважають руху робочого органу, а годограф векторів реакцій також, як і в моторі швидкостей, описує коло, що відстає від траєкторії обертання на  $\frac{mV}{t}$ .

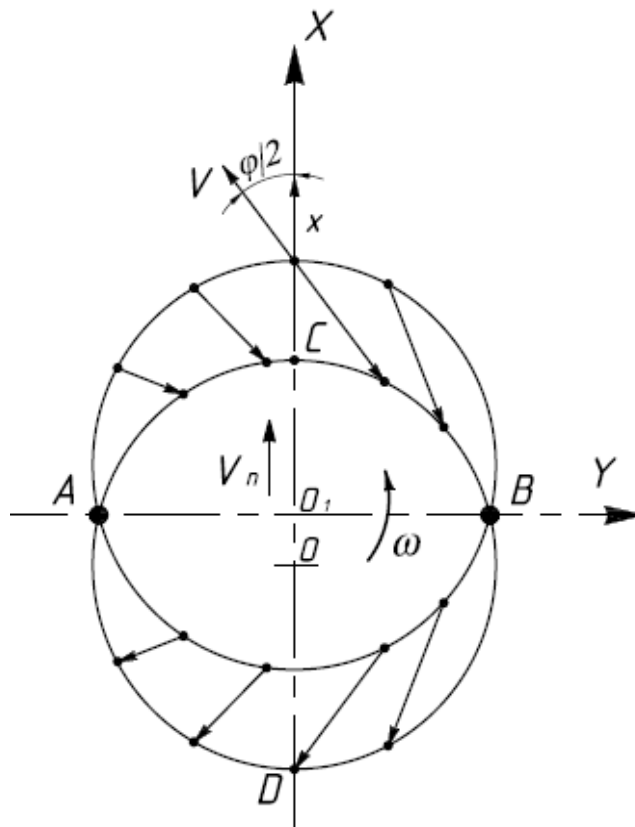


Рис. 1 – Силовий мотор реакцій ґрунту при переміщенні ротаційного органу

Визначимо нормальне зусилля на один зуб в лобовій області робочого органу. При відриві стружки з утворенням попереджуючої тріщини довжиною  $L$  виникає питома сила  $F$ , направлена по лінії руху зуба і дорівнює [4, 5]:

$$F = \sqrt{\frac{2L\pi\alpha E}{1-\sigma^2}}, \quad (1)$$

де  $E$  – модуль пружності;  
 $\sigma$  – коефіцієнт Пуассона;  
 $\alpha$  – коефіцієнт поверхневого натягу;  
 $P_0$  – розтягуючі напруження.

Для інших зубів в інших положеннях питома сила складе  $F_H = F \cos \frac{\varphi}{2}$ .

Тоді сумарна сила в лобовій частині буде визначатися за формулою:

$$F_{\text{лоб}} = \int_0^{\pi} F \cos \frac{\varphi}{2} d\varphi. \quad (2)$$

У тилівій частини робочого органу відбувається тільки переміщення вже розрихленого ґрунту, і опір, що виникає створюється завдяки поступальній швидкості  $V_n$ . Визначимо опір половинки площі поверхні зуба:

$$F_{\text{лн}} = \sigma_s \cdot S_s, \quad (3)$$

де  $\sigma_s$  – напруження на боковій поверхні зуба, що дорівнює тимчасовому опору;  
 $S_s$  – половинка площі поверхні зуба.

Повна силу опору задньої частини  $F_{\text{лн}} = 2F_{\text{нл}}$ .

Треба відмітити, що такий самий лобовий опір зазнає один зуб і в лобовій частині робочого органу, тобто сумарний опір від поступового руху буде дорівнювати  $2F_{\text{лн}}$ . Тоді, потужність, яка витрачається робочими органами буде дорівнювати:

$$N = 2F_{\text{лн}}V_n + M\omega + F_nV_n, \quad (4)$$

де  $M$  – момент сили при обертанні;  
 $\omega$  – кутова швидкість обертання;

Тоді, момент сили визначається за формулою:

$$M = FR_1, \quad (5)$$

де  $R_1$  – радіус обертання зовнішнього диску.

Визначимо залежність необхідної потужності від значень кутової та поступальної швидкості за результатами розрахунку побудуємо графіки приведені на рис.2.

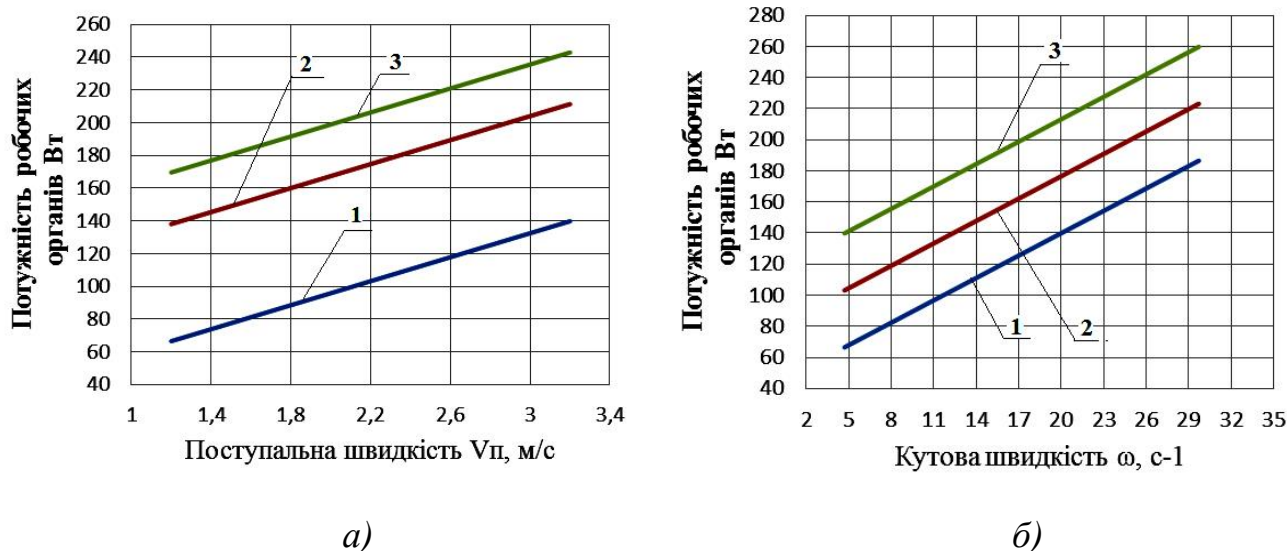


Рис. 2 – Залежність необхідної потужності робочих органів від їх кутової та поступальної швидкості:

а) залежність потужності робочих органів від поступальної швидкості при різних рівнях кутової швидкості: 1 – при кутовій швидкості  $4,7 \text{ с}^{-1}$ ; 2 – при кутовій швидкості  $19,6 \text{ с}^{-1}$ ; 3 – при кутовій швидкості  $26,2 \text{ с}^{-1}$ ; б) залежність потужності робочих органів від кутової швидкості при різних рівнях поступальної швидкості: 1 – при поступальній швидкості –  $1,2 \text{ м/с}$ ; 2 – при поступальній швидкості –  $2,2 \text{ м/с}$ ; 3 – при поступальній швидкості –  $3,2 \text{ м/с}$ .

З рис. 2 видно, що необхідна потужність ротаційних органів прямо пропорційна кутовій та поступальній швидкості.

Внутрішній диск робочого органу працює у вже зрихленому ґрунті і виконує роботу тільки по перемішуванню і подальшому подрібненню частинок ґрунту. При цьому на обертання внутрішнього диска витрачається значно менша частина енергії, з якої переважна частина йде на подолання лобового опору. При цьому і передня і задня частини працюють в однакових полегшених умовах.

При кількості зубів  $n$  для внутрішнього диску робочого органу отримаємо:  $F = nF_{\text{вн}}$ ;  $M = nM_{\text{вн}}$ ;  $N = nN_{\text{вн}}$ .

Для перевірки результатів теоретичного аналізу енергетичних показників роботи ротаційного робочого органу проведено експериментальні дослідження. Для цього була розроблена методика на основі нормативних документів, зокрема положень ГОСТ Р 52777 «Техніка сільськогосподарська. Методи енергетичної оцінки» та інших науково-технічних джерел.

Експериментальні дослідження в польових умовах передбачали монтаж та агрегування дослідної установки із енергетичним засобом та встановлення відповідних приладів для контролю показників її роботи. На раму, призначену для встановлення однієї секції культиватора, кріпився гряділь серійного культиватора КРН-5,6, на яку встановлювалась дослідна установка з ротаційними органами. Від гідросистеми з номінальним тиском  $16 \text{ МПа}$  трактора через патрубки на гідромотор подавалась робоча рідина, чим ротаційні органи приводились в обертовий рух.

Згідно розробленої методики експериментальних досліджень передбачався контроль наступних показників роботи установки: кутової швидкості обертання дисків ротаційних органів, поступальної швидкості агрегату, тиску робочої рідини в напірній гідролінії, витрати робочої рідини в гідравлічній системі. Для цього було обрано та встановлено відповідне обладнання.

Для визначення кутової швидкості обертання дисків ротаційних органів на несучу раму дослідної установки встановлювався індуктивний частотовимірювальний датчик Д4В-1, а на ведучий шків пасової передачі прикріплена металева стрілка (рис. 3). В таруванні не було необхідності, так як датчик формував один сигнал за один оберт шестерні.



Рис. 3 – Засоби контролю кутової швидкості обертання дисків ротаційного органу:

1 – несуча рама дослідної установки; 2 – ведений шків пасової передачі; 3 – металева стрілка; 4 – індуктивний частотовимірювальний датчик Д4В-1.

Контроль поступальної швидкості агрегату здійснювався за допомогою шляховимірного колеса 1 із встановленим на ньому індуктивним частотовимірювальним датчиком 2 Д4В-1, що кріпився до підніжки трактора 3 та котилося по міжряддю (рис. 4). Тарувальний коефіцієнт за кількістю спиць шляховимірного колеса.



Рис. 4 – Засоби контролю поступальної швидкості дослідної установки з ротаційними робочими органами:

1 – шляховимірне колесо; 2 – індуктивний частотовимірювальний датчик Д4В-1.

У патрубках 4 напірної гідролінії було встановлено тензорезисторний

датчик тиску ИПД-2 (рис. 5), який вимірював та фіксував перепад надлишкового тиску в діапазоні від 0,04 до 40 МПа.

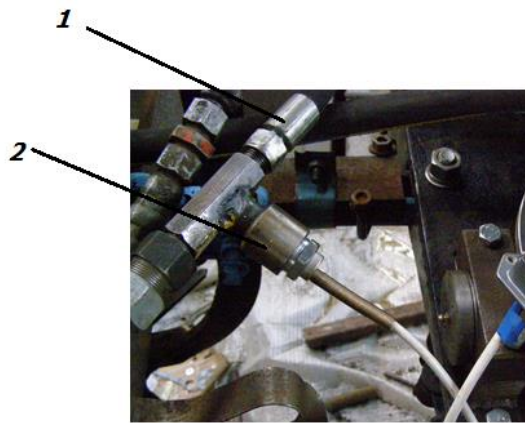


Рис. 5 – Вимірювання тиску в напірній гідролінії дослідної установки:

1 – патрубок напірної гідролінії; 2 – тензорезисторний датчик тиску ИПД-2.

Для визначення споживаної потужності використовувалась відома формула:

$$N = P \cdot q, \quad (6)$$

де  $P$  – тиску у напірній гідро лінії, Па;

$q$  – витрата робочої рідини,  $\text{м}^3/\text{с}$ .

Результати розрахунку потужності робочих органів побудовані експериментальні залежності, що приведені на рис. 6 і 7. При цьому, одна точка графіку відповідає усередненому значенню 500 показників вимірів, які зняті інформаційно-вимірювальною системою Spider-8.

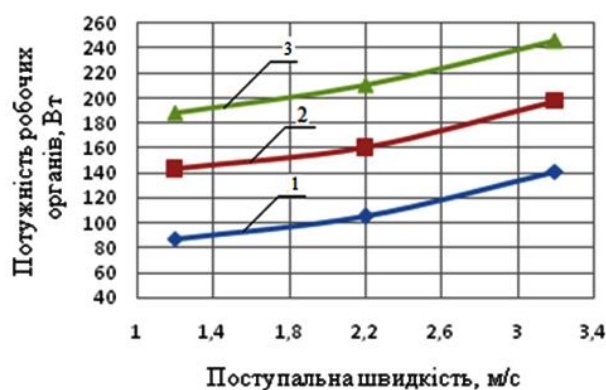


Рис. 6 – Залежність споживаної потужності робочими органами від поступальної швидкості при різних рівнях значення їх кутової швидкості:

1 – при кутовій швидкості  $4,7 \text{ с}^{-1}$ ; 2 – при кутовій швидкості  $19,6 \text{ с}^{-1}$ ; 3 – при кутовій швидкості  $26,2 \text{ с}^{-1}$ .

На графіку 6 і 7 спостерігається ріст споживаної потужності на приведення в дію ротаційних органів при збільшенні кутової та поступальної

швидкості. При цьому, більш різке зростання споживаної потужності спостерігається при рості кутової швидкості. Отримані експериментальні залежності підтверджують теоретичні висновки.

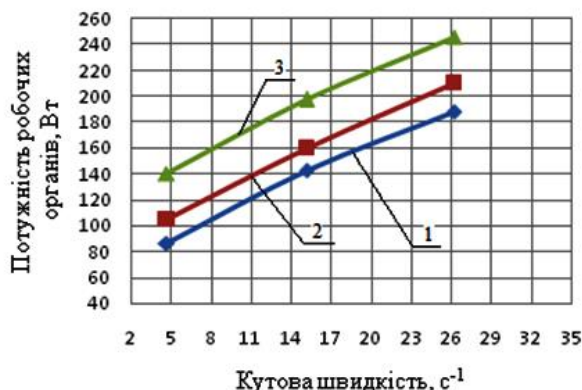


Рис. 7 – Залежність споживаної потужності робочими органами від кутової швидкості при різних рівнях значення їх поступальної швидкості:

1 – при поступальній швидкості – 1,2 м/с; 2 – при поступальній швидкості – 2,2 м/с; 3 – при поступальній швидкості – 3,2 м/с.

**Висновки.** Згідно поставленої мети проведено енергетичний аналіз роботи ротаційного робочого органу культиватора міжрядного обробітку ґрунту, для цього теоретично досліджено вплив кутової швидкості робочих органів та поступальної швидкості МГА на необхідну потужність робочих органів, яка прямо пропорційна значенням цих показників і коливається в межах 60...260 Вт залежно від обраного кінематичного режиму. Для перевірки отриманих теоретичних залежностей виконані експериментальні дослідження згідно методики розробленої на основі нормативних документів. Результати експериментальних досліджень підтверджують отримані теоретичні залежності.

## Список використаних джерел

1. Ветохин, В. И. Систематизация свойств и характеристик почвы как элемент теории проектирования рыхлителей [Электронный ресурс] / В. И. Ветохин // Новейшие технико-технологич. решения возделывания почвы и посева основных сельскохоз. культур: Матер. интернет-конф. в рамках V междунаод. форума ИНТЕРАГРО-2009. – Киев: УкрНИИПИТ им. Л.Погорелого – Мин. агрополитики Украины. - 2009. – Режим доступа: <http://www.ndipvt.org.ua/konf2/2/16.htm>.
2. Кушнар'ов, А. С. Механико-технологические основы обработки почвы [Текст] / А. С. Кушнар'ов, В. И. Кочев. – К. : Урожай, 1989. – 138 с.
3. Канар'ев, Ф. М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия [Текст] / Ф. М. Канар'ев. – М. : Машиностроение, 1983. – 142 с.
4. Матяшин, Ю. И. Силевой анализ работы ротационных почвообрабатывающих машин [Текст] / И. Ю. Матяшин, Н. Ю. Матяшин, А. Н. Матяшина // Вестник МГАУ. Серия: Техника и технологии



- агропромисленого комплексу. – 2008. - № 3. - С. 46 – 51.
5. Ветохин, В. И. Тягово-приводные комбинированные почвообрабатывающие машины: Теория, расчет, результаты испытаний: монография [Текст] / В. И. Ветохин, И. М. Панов, В. А. Шмонин, В. А. Юзбашев. - К. : Феникс, 2009. – 264 с.
  6. Браженко, С. А. Обґрунтування кінематичного режиму роботи ротаційного робочого органу з вертикальною віссю обертання [Текст] :Зб. наук. пр. / С. А. Браженко // Державної наукової установи УкрНДПВТ ім Л. Погорілого «Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки та технологій для сільського господарства України», – Дослідницьке. – 2012. – Вип. 16(30), С. 274–282.
  7. Замойська, К. В. Обґрунтування параметрів ротаційного розпушувача ґрунту [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.05.11 / К.В. Замойська; «Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва». – Львів, 2008. – 21 [1] с.
  8. Кириченко, А. Л. Аналіз енергетичних показників універсального фрезерного робочого органу з вертикальною віссю обертання за даними експериментальних досліджень [Текст] / А. Л. Кириченко // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Глеваха. – 2011. – Вип. 95. – С. 91 – 100.
  9. Ротаційний робочий орган культиватора [Текст] : пат. 97072 Україна, МПК6 А 01 В 35/16, А01В 39/08, А01В 39/18, А01В 21/06, А01В 33/06. / Пастухов В. І., Браженко С. А.; заявник і патентовласник Пастухов В. І., Браженко С. А. – № а201104043 ; заявл. 04.04.2011 ; опубл. 26.12.2011, бюл. №24.

## **Аннотация**

### **ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РАБОТЫ РОТАЦИОННОГО ОРГАНА КУЛЬТИВАТОРА МЕЖДУРЯДНОЙ ОБРАБОТКИ ПОЧВЫ**

Пастухов В., Беловол С.

*Проведен енергетический анализ работы ротационного рабочего органа культиватора междурядной обработки почвы. Теоретически исследовано влияние скорости рабочих органов и поступательной скорости машинно-тракторного агрегата на необходимую мощность привода рабочего органа.*

## **Abstract**

### **ENERGY ANALYSIS OF OPERATION OF THE ROTARY CULTIVATOR BODY INTERCROPPING ILLUSTRATIONS OF SOIL**

V. Pastukhov, S. Bielovol

*Conducting energeticheskyy analysis of rotary cultivator working body interrow tillage. Theoretically the influence of speed bodies and forward speed of machine-tractor unit to the required drive power of the working body.*