

# Міністерство аграрної політики та продовольства України

Таврійський державний агротехнологічний університет



## Науковий вісник

Таврійського державного агротехнологічного університету



*Випуск 3, Том 1*

Електронне наукове фахове видання

Мелітополь – 2013 р.

УДК 621.311:631

### **ПЗ.8**

Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету [Електронний ресурс]. – Мелітополь: ТДАТУ, 2013. – Вип.3, Т.1. – Режим доступу:

<http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/nvtdau>.

Друкується за рішенням Вченої Ради ТДАТУ,  
Протокол № 4 від 24 грудня 2013 р.

Представлені результати досліджень вчених України в галузі механізації сільського господарства, енергетики і автоматизації процесів сільськогосподарського виробництва та прикладної геометрії, інженерної графіки.

Редакційна колегія праць ТДАТУ:

Кюрчев В.М. – к.т.н., професор, ректор ТДАТУ (головний редактор),  
Надикто В.Т. – чл.- кор. НААН України, д.т.н., професор (заст. головного редактора),

Діордієв В.Т. – к.т.н., професор, (відповідальний секретар),

Дідур В.А. – д.т.н., професор, Кушнар'юв А.С. – чл.- кор. НААН України, д.т.н., професор, Найдиш А.В. – д.т.н., професор, Никифорова Л.Є. – д.т.н., професор, Овчаров В.В. – д.т.н. професор, Панченко А.І. – д.т.н. професор, Рогач Ю.П. – к.т.н., професор, Скляр О.Г. – к.т.н., доцент, Тарасенко В.В. – д.т.н., професор, Шацький В.В. – д.т.н., професор, Ялпачик Ф.Ю. – к.т.н., професор.

Відповідальний за випуск – д.т.н., професор Надикто В.Т.

Адреса редакції: ТДАТУ  
Просп. Б. Хмельницького 18,  
м. Мелітополь, Запорізька обл.,  
72312 Україна

**ISSN 2220-8674**

**© Таврійський державний  
агротехнологічний університет, 2013.**

Електронне наукове фахове видання

**Науковий вісник  
Таврійського державного агротехнологічного університету**

Випуск 3, Том 1.

Відповідальний за випуск – Надикто В.Т.

Комп'ютерна верстка – Чорна Т.С.

---

Підписано до друку 30.12.2013 р. друк. Rizo. Друкарня "Люкс".  
15,1 умов. друк. арк. тираж 2 прим.

73312 ПП Верескун.  
Запорізька обл., м. Мелітополь, вул. К. Маркса, 10  
тел. (06192) 6-88-38



УДК 631.312.4.072.3

## УМОВИ СТАБІЛЬНОСТІ РУХУ ЗАГЛИБЛЕНОГО ФРОНТАЛЬНОГО ПЛУГА

Кістечок О.Д., асп.,\*

Надикто В.Т., д.т.н.,

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел. (0619)-42-06-94

**Анотація** – викладено результати аналізу стабільності руху заглибленого фронтального плуга за умови, коли кут нахилу центральної тяги переднього навісного механізму трактора є меншим за кут нахилу нижніх тяг.

**Ключові слова** – оранка, фронтальний плуг, трактор, передній навісний механізм, заглиблення, стійкість руху.

*Постановка проблеми.* Для зменшення енергетичних витрат на оранці трактор, який в агрегаті з плугом рухається правими рушіями в борозні або напівборозні, повинен мати вузьку колію і високі тягово-зчіпні властивості. При цьому, збільшення останніх пропонується здійснювати не шляхом баластування енергетичного засобу чи зміною параметрів його ходової системи, а використанням як самої маси передньонавісного (фронтального) плуга, так і вертикальної складової його тягового опору [1]. Передбачається, що при такому агрегуванні зчіпна маса енергетичного засобу повинна збільшуватися, а буксування рушіїв і питомі витрати палива – відповідно зменшуватися.

*Аналіз останніх досліджень.* Проте, переваги орних агрегатів за схемою “push - pull” можуть бути практично реалізовані лише за умови правильного вибору їх схеми та параметрів. Пошукам шляхів розв’язання цієї проблеми в Україні присвячені роботи В.Т.Надикти та його послідовників [2-4]. В своїх дослідженнях вони вперше розглянули умови заглиблення переднього плуга, аналіз яких дозволив сформулювати вимоги до конструктивних параметрів як зчіпного механізму фронтального знаряддя, так і переднього навісного механізму (ПНМ) трактора.

Водночас, поза їх увагою залишилися питання аналізу умов стабільності руху заглибленого фронтального знаряддя. Тим більше з урахуванням різних варіантів налагодження ПНМ енергетичного засобу.

---

\* Науковий керівник – Надикто В.Т., д.т.н., член-кореспондент НААН України,  
© О.Д. Кістечок, В.Т. Надикто

*Формулювання мети статті.* В даній статті викладено результати одного із варіантів розв'язання цієї проблеми для орного агрегату на схемою «push-pull» на основі вітчизняного трактора серії ХТЗ-160.

*Основна частина.*

**Методика.** Розглянемо варіант приєднання фронтального плуга, у якому кут нахилу центральної тяги ПНМ енергетичного засобу є меншим за кут нахилу нижніх тяг ( $\alpha < \beta$ , рис.1).

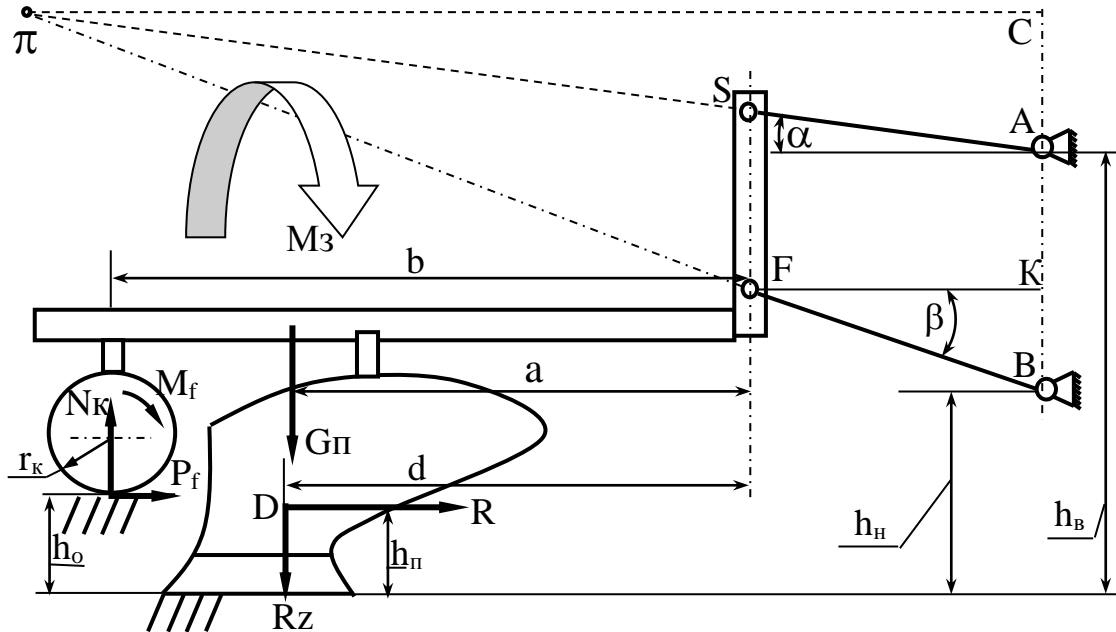


Рис.1. Схема сил, які діють на фронтальний плуг при  $\alpha < \beta$

Для подальшого аналізу приймемо наступні припущення:

1. Фронтальний плуг представимо одним «еквівалентним» корпусом. Горизонтальну ( $R_x$ ) і вертикальну ( $R_z$ ) складові його тягового опору зосередимо в «центрі опору» - т. D (див. рис.1).
2. Зміна координати установки опорного колеса плуга (**b**) мало впливає на поздовжню координату його центру мас (**a**, рис.1).
3. Координата «центру опору» плуга (**d**) і поздовжня координата його центру мас (**a**) практично співпадають (тобто  $a \approx d$ ).

Не дивлячись на те, що сили, які діють на плуг у поздовжньо-вертикальній площині, до рівнодіючої привести не можна, перше припущення практично без зменшення достовірності розрахунків дуже широко використовується науковцями у своїх дослідженнях [5].

Основну долю маси плуга складають його корпуси та рама. У зв'язку з цим переміщення опорного колеса мало впливає на поздовжню координату центру мас зняряддя, чим і пояснюється правомірність другого припущення.



Поздовжня координата «центру опору» двокорпусного фронтального плуга знаходиться приблизно в зоні носка лемеша його другого корпусу. Як показують розрахунки, практично в тій-же зоні розташовується проекція «центру мас» знаряддя на горизонтальну площину. Саме цей факт і обумовлює правомірність третього припущення.

Після заглиблення фронтального плуга під дією моменту  $M_z$  умовою стійкого його руху у поздовжньо-вертикальній площині є рівність нулю суми моментів, які діють відносно миттєвого центру повороту (МЦП) переднього навісного механізму енергетичного засобу (т.п, рис.1). Тобто

$$\Sigma M(\pi) = G_{\pi} \cdot (\pi C - a - r_n \cdot \cos\beta) + R_z \cdot (\pi C - d - r_n \cdot \cos\beta) - N_k \cdot (\pi C - b - r_n \cdot \cos\beta) - P_f \cdot (h_b + AC - h_o) - R_x \cdot (h_b + AC - h_{\pi}) + M_f = 0, \quad (1)$$

в отриманому рівнянні (1) прийнято наступні позначення:

$G_{\pi}$  – сила ваги орного знаряддя;

$r_n$  – довжина нижніх тяг ПНМ трактора;

$N_k$  – вертикальна реакція на опорному колесі плуга;

$P_f, M_f$  – сила та момент опору кочення опорного колеса плуга;

$h_b$  – координата кріплення центральної тяги ПНМ трактора;

$h_o$  – глибина оранки;

$h_n$  – координата кріплення нижніх тяг ПНМ трактора;

$h_{\pi}$  – вертикальна координата «центру опору» фронтального плуга – «еквівалентного корпусу» - т.Д, рис.1;

$\pi C, AC = \pi C \cdot t d \alpha$  – параметри, природа яких зрозуміла із рис.1.

Із теорії трактора та основ землеробської механіки відомо [6,7], що:

$$\left. \begin{aligned} P_f &= N_k / f_{\pi}; \\ M_f &= N_k \cdot r_k / f_{\pi}; \\ R_x &= k_o \cdot V_p \cdot h_o \\ R_z &= 0,2 \cdot R_x, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

де  $f_{\pi}$  – коефіцієнт опору коченню;

$r_k$  – радіус опорного колеса фронтального плуга;

$k_o$  – коефіцієнт попру орного знаряддя;

$V_p$  – робоча ширина захвату фронтального плуга.

Як впливає із аналізу рис.1, поздовжня координата МЦП переднього навісного механізму трактора ( $\pi C$ ) знаходиться із наступного виразу

$$\pi C = \frac{h_b - h_n}{\text{tg}\beta - \text{tg}\alpha} \quad (3)$$

Рівняння (1) в загальному вигляді описує стан рівноваги фронтального плуга після його заглиблення на задану глибину оранки. Водночас, при цьому слід розуміти, що вказаний стан буде стабільним



лише за умови позитивної реакції на опорному колесі орного знаряддя. Тобто тоді, коли

$$N_k > 0$$

Оцінити вплив усіх складових рівняння (1) на значину сили  $N_k$  можна із залежності, яка безпосередньо впливає із (1) з урахуванням системи (2)

$$N_k = \frac{G_{\text{п}} \cdot (\pi C - a - r_{\text{н}} \cdot \cos \beta) + k_0 \cdot V_{\text{р}} \cdot h_0 \cdot [0,2 \cdot (\pi C - d - r_{\text{н}} \cdot \cos \beta) - h_{\text{в}} - \pi C \cdot \text{td} \alpha + h_{\text{п}}]}{\pi C - b - r_{\text{н}} \cdot \cos \beta + (h_{\text{в}} + \pi C \cdot \text{td} \alpha - h_0 - r_{\text{к}}) / f_{\text{п}}} \quad (4)$$

При обґрунтуванні конструктивних параметрів переднього навісного механізму трактора з позиції забезпечення стійкого руху фронтального знаряддя на заданій глибині обробітку ґрунту важливим параметром є висота стояка приєднувального трикутника плуга – SF. Як впливає із рис.1, визначити цю величину можна із наступного виразу

$$SF = h_{\text{в}} - h_{\text{н}} + r_{\text{н}} \cdot (\cos \beta \cdot \text{tg} \alpha - \sin \beta) \quad (5)$$

**Результати і обговорення.** Розрахунки залежностей (4) і (5) здійснювали за наступних значин конструктивних параметрів:  $G_{\text{п}} = 1 \dots 3$  кН;  $a = 0,55$  м;  $r_{\text{н}} = 0,82$  м;  $k_0 = 50 \dots 80$  кН/м<sup>2</sup>;  $V_{\text{р}} = 0,35 \dots 1,05$  м;  $h_0 = 0,22 \dots 0,30$  м;  $d = 0,4 \dots 0,8$  м;  $h_{\text{в}} = 1,15 \dots 1,40$  м;  $h_{\text{н}} = 0,4 \dots 0,8$  м;  $h_{\text{п}} = h_0/2$ ;  $b = 0,5 \dots 1,5$  м;  $r_{\text{к}} = 0,23$  м;  $f_{\text{п}} = 0,1$ .

У варіанті налаштування переднього навісного механізму трактора згідно зі схемою, представленою на рис.1, можливий діапазон зміни кута нахилу центральної тяги є таким

$$0 \leq \alpha < \beta \quad (6)$$

Варіант  $\alpha < 0^\circ$  в даному дослідженні не розглядається, оскільки таке налаштування навісного механізму характерне неприйнятною кінематикою підйому фронтального знаряддя [8].

Мінімальна значина кута нахилу нижніх тяг ПНМ трактора має бути більшою за  $0^\circ$ . Варіант  $\beta = 0^\circ$  теж не аналізується, оскільки коли при цьому  $\alpha = 0^\circ$  - отримуємо паралелограмний механізм, який здійснює підйом знаряддя без його повороту у поздовжньо-вертикальній площині (а це небажано!).

При подальшому аналізі будемо враховувати, що в ідеалі вертикальна реакція на опорному колесі фронтального плуга повинна бути з одного боку більшою за нуль, а з другого – близькою до нього. Цього буде досить для стійкого руху знаряддя по глибині оранки при мінімальних витратах енергії на перекочування його опорного колеса та незначній деформації ґрунту останнім.

З рахуванням прийнятих діапазонів величин  $\alpha$  і  $\beta$  результати розрахунків виразу (4) показують, що в цілому зі збільшенням кута нахилу центральної тяги переднього навісного механізму вертикальна реакція на опорному колесі плуга зростає (рис.2).

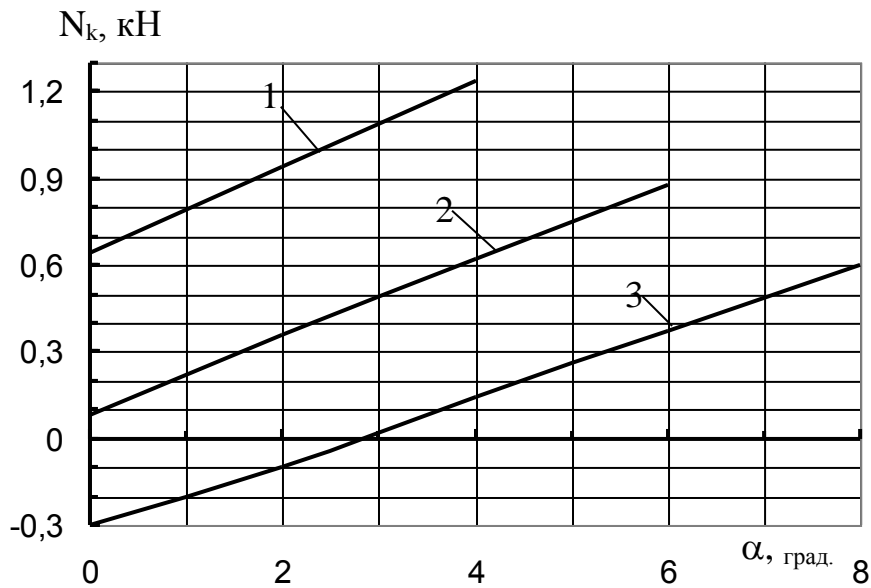


Рис.2. Залежність вертикальної реакції на опорному колесі плуга від кута нахилу центральної тяги ( $\alpha$ ) при різних значинах кута нахилу нижніх тяг ( $\beta$ ) переднього навісного механізму трактора: 1-  $\beta = 6^\circ$ ; 2 -  $\beta = 8^\circ$ ; 3 -  $\beta = 10^\circ$ .

Інтенсивність цього процесу практично не залежить від кута нахилу нижніх тяг ( $\beta$ ). Водночас, величина даного параметру досить суттєво впливає на значину сили  $N_k$ . По-перше, зі зменшенням  $\beta$  вона практично прямопропорційно збільшується. По-друге, коли кут нахилу нижніх тяг ПНМ трактора становить  $10^\circ$ , а кут нахилу центральної тяги знаходиться в межах  $0 \dots 3^\circ$ , опорне колеса плуга повністю розвантажуються. Про це свідчить від'ємна значина сили  $N_k$  (лінія 3, рис.2).

Як бачимо із рис.2, для налаштування переднього навісного механізму трактора згідно з умовою  $\alpha < \beta$  вибір кутів нахилу його (ПНМ) центральної і нижніх тяг слід здійснювати з урахуванням наступних вимог:

$$\begin{aligned} 0 &\leq \alpha < \beta; \\ 0 &< \beta \leq 8^\circ. \end{aligned}$$

Проаналізуємо, як впливають на динаміку зміни сили  $N_k$  ті конструктивні параметри і величини, які входять до виразу (4). Встановлено, що зі збільшенням поздовжньої координати «центру опору» плуга (т.Д, рис.1) вертикальна реакція на опорному колесі плуга хоча і не суттєво, але зменшується. Такий результат пояснюється зменшенням плеча дії заглиблювальної сили  $R_z$  при збільшенні поздовжньої координати  $d$ . З урахуванням незначної кількісної зміни залежності  $N_k = f(d)$  параметр  $d$  слід приймати якомога меншим, оскільки його збільшення призводить до небажаного зростання габаритів фронтального плуга.





Ще менш суттєвий вплив на значину  $N_k$  (в межах 0,60...0,61 кН) створює зміна поздовжньої координати установки опорного колеса  $b$  (див. рис.1). В якісному вираженні зростання параметра  $b$  обумовлює збільшення даної сили. Тому, з принципової точки зору поздовжня координата установки опорного колеса має бути якомога меншою.

Як зі збільшенням глибини оранки ( $h_o$ ), так і питомого опору плуга ( $k_o$ ) вертикальна реакція на опорному колесі фронтального плуга зменшується. Справа в тому, що зі зростанням параметра  $h_o$  сила  $R_x$  (яка є виглиблювальною) зростає, але зменшується плече її дії, оскільки «центр опору» знаряддя при цьому підіймається вище. Так як зростання значини сили  $R_x$  випереджає зменшення плеча її дії, виглиблювальний момент збільшується. В результаті цього зменшується сила  $N_k$ .

При збільшенні величини  $k_o$  поздовжня складова тягового опору плуга ( $R_x$ ) теж збільшується. Але оскільки заглиблювальний момент при цьому зростає, то відповідним чином зменшується вертикальна реакція на опорному колесі плуга. Інша справа, що у кількісному вираженні вплив зміни параметрів  $h_o$  і  $k_o$  є несуттєвим і в практичних розрахунках ним можна знехтувати. Цей результат дуже важливий, оскільки він при виборі глибини оранки того чи іншого ґрунту визначальними залишає агротехнічні вимоги.

Тепер проаналізуємо, як впливають на характер зміни сили  $N_k$  вертикальні координати кріплення центральної ( $h_b$ ) та нижніх ( $h_n$ ) тяг ПНМ трактора. Розрахунками залежності (4) встановлено, що зі збільшенням параметра  $h_n$  вдвічі (з 0,4 до 0,8 м) значина вертикальної реакції на опорному колесі плуга зменшується практично в стільки ж разів (рис.3).

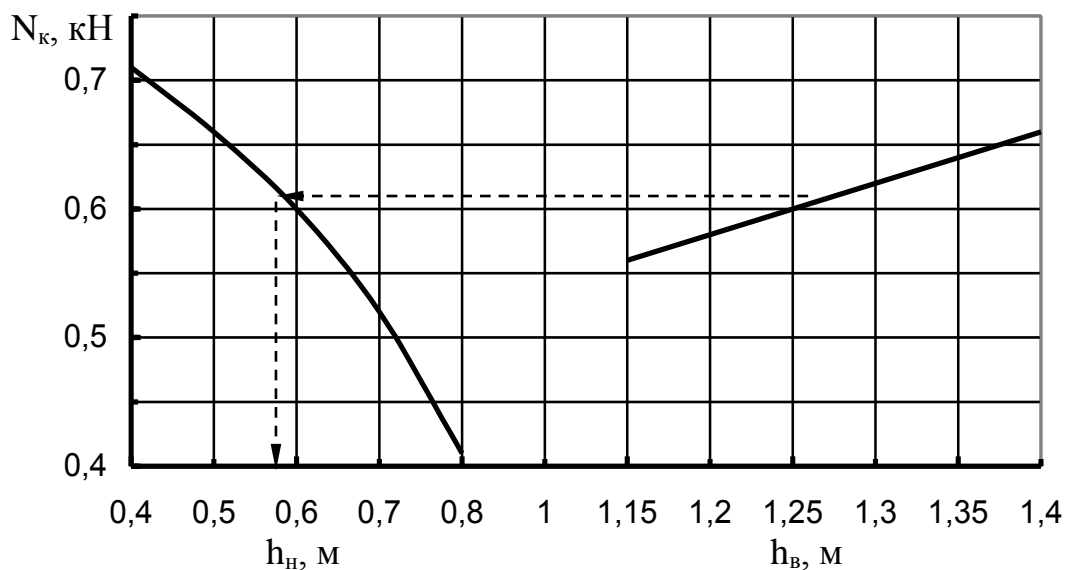


Рис.3. Залежність вертикальної реакції на опорному колесі плуга від висоти кріплення до трактора нижніх ( $h_n$ ) та центральної ( $h_b$ ) тяг фронтального навісного механізму.



Водночас, при збільшенні координати висоти устанавлення центральної тяги ПНМ трактора маємо протилежний результат. Хоча процес при цьому характеризується значно меншою інтенсивністю.

На практиці у ПНМ того чи іншого трактора значно легше змінити координату  $h_n$ , ніж  $h_b$ . У зв'язку з цим в нашому випадку останню приймаємо такою, якою вона є у серійного трактора сімейства ХТЗ-160. А саме:  $h_b = 1,27$  м. Вибір компромісного рішення між двома альтернативними варіантами щодо параметрів  $h_b$  і  $h_n$  має здійснюватися за наступним алгоритмом:

- 1) із залежності  $N_k = f(h_b)$  визначаємо вертикальну реакцію на колесі фронтального плуга за прийнятої значини координати устанавки центральної тяги переднього навісного механізму трактора;
- 2) за отриманою значиною сили  $N_k$  із графічної залежності  $N_k = f(h_n)$  визначаємо вертикальну координату устанавки нижніх тяг ПНМ трактора;
- 3) при вибраних значинах  $h_b$  і  $h_n$  та прийнятих кутах нахилах тяг ПНМ трактора  $\alpha$  і  $\beta$  із залежності (2.5) встановлюємо висоту стояка  $SF$  приєднувального трикутника начіпного механізму фронтального плуга.

В даному випадку для двокорпусного фронтального плуга при  $\alpha = 0^\circ$ ;  $\beta = 8^\circ$ ;  $G_{п} = 2$  кН;  $a = 0,55$  м;  $r_n = 0,82$  м;  $k_o = 65$  кН/м<sup>2</sup>;  $V_p = 0,70$  м;  $h_o = 0,26$  м;  $d = 0,6$  м;  $b = 1,0$  м;  $r_k = 0,23$  м;  $f_n = 0,1$  маємо:  $h_b = 1,27$  м;  $h_n = 0,58$  м;  $SF = 0,58$  м. Вертикальна реакція на опорному колесі фронтального плуга становить при цьому 0,2 кН, що є цілком прийнятним.

*Висновки.* Для забезпечення мінімального вертикального навантаження на опорне колесо фронтального плуга, приєднаного до переднього навісного механізму трактора з кутом нахилу центральної тяги меншим за кут нахилу нижніх, останній має бути більшим за нуль, але не повинен перевищувати  $8^\circ$ .

З урахуванням незначного впливу на вертикальне довантаження фронтального плуга і суттєвого – на його габарити, поздовжні координати «центру опору» і точки устанавки опорного колеса орного знаряддя, приєднаного до трактора, повинні бути якомога меншими.

Зі збільшенням висоти устанавки нижніх тяг ПНМ трактора вдвічі (з 0,4 до 0,8 м) значина вертикальної реакції на опорному колесі фронтального плуга, налаштованого за варіантом 1, зменшується практично в стільки ж разів. При збільшенні координати висоти устанавлення центральної тяги ПНМ трактора маємо протилежний результат.

*Література.*

1. Булгаков В.М. Агрегатування плугів / В.М.Булгаков, В.І.Кравчук, В.Т.Надыкто. – К.: Аграрна наука. – 2008. – 152 с.
2. Генев О.І. Умови заглиблення фронтального плуга / О.І.Генев, В.Т.Надыкто, А.М.Аюбов // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь, 2003. – Вип.12. – С.16 – 24.
3. Надыкто В.Т. Аналіз рівноваги заднього та фронтального плугів у поздовжньо-вертикальній площині / В.Т.Надыкто, О.І.Генев, А.М.Аюбов // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – Харків, 2003. – Випуск 21. – С.105 – 112.
4. Патент №57247А. Україна, МПК<sup>7</sup> А01В59/048. Фронтальний плуг / В.Т.Надыкто, С.І.Лисицький, А.М.Аюбов, О.І.Генев.- №2002054226; заявлено 23.05.2002; опубл. 16.06.2003. Бюл. №6.
5. Касымов А.Ш. Установившееся прямолинейное движение пахотного агрегата с задней и передней навеской / А.Ш.Касымов, В.В.Золотарев // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1988, №1. – С.34 – 37.
6. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства / Г.М. Кутьков.- М.: КолосС, 204.- 504 с.
7. Синееков Г.Н. Проектирование почвообрабатывающих машин / Г.Н.Синееков. – М.: Машиностроение, 1965. – 312 с.
8. Надыкто В.Т. Агрегатирование модульных энергетических средств / В.Т.Надыкто. – Мелітополь: КП «ММД», 2003. – 240 с.

**УСЛОВИЯ СТАБИЛЬНОСТИ ДВИЖЕНИЯ УГЛУБЛЯЮЩЕГО ФРОНТАЛЬНОГО ПЛУГА**

Кистечек А.Д., Надыкто В.Т.

**Аннотация** – изложены результаты анализа стабильности движения заглибленного фронтального плуга при условии, когда угол наклона центральной тяги переднего навесного механизма трактора является меньше угла наклона нижних тяг.

**TERMS STABILITY MOTION OF DEEPENING FRONTAL PLOUGH**

A. Kistechek, V. Nadykto

*Summary*

The results of analysis stability motion of frontal plough are expounded subject to the condition, when an angle slope of central traction of front mounting mechanism of tractor is less angle slope of lower tractions.



УДК 631.372

## ДО УТОЧНЕННЯ МАРОК МОБІЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ

Шкарівський Г.В., к.т.н.,

*Національний університет біоресурсів і природокористування  
України*

Тел.: +38-067-1858338

**Анотація** – викладено бачення переліку та розташування інформації, яку доцільно вказувати в марці мобільного енергетичного засобу сільськогосподарського призначення.

**Ключові слова** – марка, мобільний енергетичний засіб, тяговий клас, потужність двигуна, рівень універсальності.

*Постановка проблеми.* З часу створення перших зразків мобільних енергетичних засобів (МЕЗ) сільськогосподарського призначення світове тракторобудування пройшло складний шлях, який характеризувався певними етапами і був ознаменований появою тих чи інших машин, марки яких в більшій чи меншій мірі характеризували як рівень технічного прогресу в галузі, так і надавали необхідну маркетингову інформацію для потенційного споживача. І саме марка дає найперше уявлення про машину, про її потенціал. Історично склалося, що переважна більшість відомих марок енергозасобів несе в собі інформацію про їх виробників та енергетичний потенціал машини (МТЗ-80, Т-150, ДТ-75 тощо), що було актуальним на етапі розвитку тягової концепції енергозасобів і явно не достатнім за умов розвитку тягово-енергетичної і енергетичної концепцій розвитку МЕЗ та істотному розширенні переліку марок машин, які пропонуються для споживача. За таких умов задача уточнення інформації, яку доцільно подавати в марці енергозасобу є актуальною і відповідає рамкам державної цільової програми реалізації технічної політики в агропромисловому комплексі.

*Аналіз останніх досліджень.* Створення назви, або марки енергетичного засобу, рівно як і назви, або марки іншої продукції підкоряється основним етапам і правилам неймінгу. Перед розробкою назви використовується багато критеріїв і вимог, в які включаються специфіка підприємства, особливості середовища конкуренції, вимоги



і очікування споживачів, ідентичність бренда та позиціонування майбутнього товару [1].

Марка мобільного енергетичного засобу включає інформацію, яка подається кількома окремими блоками. Ці блоки інформації представляють, як правило, буквами, словами, словосполученнями та цифрами.

Перший блок інформації подавався буквами, словами, або словосполученнями, суть яких викладено нижче. За час існування МЕЗ їх виробляли на різних підприємствах і марки цих енергозасобів несли в собі різну інформацію, але на початку, як правило, йшла інформація про виробника, назва заводу, фірми тощо. Так, наприклад, Мінський тракторний завод випускав і випускає енергозасоби під маркою «МТЗ», що є аббревіатурою, яка утворена першими літерами назви заводу: М – мінський; Т – тракторний; З – завод. Аналогічна інформація закладена в марки і інших виробників енергетичних засобів на пострадянському просторі, а саме: «ХТЗ» – Харківський тракторний завод; «ЮМЗ» – дослівно російською мовою (оскільки підприємство створене ще за часів СРСР, де державною мовою була російська) ця аббревіатура означає «Южный машиностроительный завод». Варто зазначити, що тракторне виробництво в Дніпропетровську територіально розташоване саме на виробничих площах Південного машинобудівного заводу, який був орієнтований на створення ракетної та аерокосмічної техніки. З часів набуття Україною незалежності були спроби перейменування тракторного виробництва Південного машинобудівного заводу в Дніпропетровський тракторний завод – «ДТЗ». Однак, з багатьох причин, на даний час закріпилась назва, яка відповідає загальній назві підприємства «ПМЗ» – Південний машинобудівний завод, однак в марці енергозасобу залишилось маркування «ЮМЗ», як знаний в світі бренд. Крім того світове тракторобудування має практику внесення в марку енергозасобу назви бренда створеного за іменем його власника, розробника, знакової особи тощо: «JohnDeere», «MasseyFerguson» тощо.

Окремі виробники починали запис марки енергозасоба літерами, які не вказували на виробника, наприклад Т-150 (Харківський тракторний завод), Т-16 (Харківський завод тракторних самохідних шасі, нині Завод самохідних шасі), Т-25 (Володимирський тракторний завод), ДТ-75 (Волгоградський тракторний завод), СШ-25 (Харківський тракторний завод), СШ-28 (Харківський завод тракторних самохідних шасі, нині Завод самохідних шасі) тощо. В таких варіантах літери на початку мари означали трактор, дизельний трактор, самохідне шасі тощо, тобто ті параметри і критерії, які передбачені процедурою наймінгу. Варто зазначити, що в окремих



випадках в якості марок МЕЗ використовували слова, які відтворювали як виробника цієї машини, так і її конструктивні дані та часові рамки створення («Гном», «Коломенець-1», «Карлик», «Запорожець», «Комунар» тощо), що характерно для малосерійного виробництва.

Другий блок інформації подавався у вигляді цифр, які давали уяву про енергетичний потенціал машини, конструктивні особливості, тощо. Найбільш прогнозовано цей блок інформації подано у енергозасобів виробництва МТЗ. Зокрема це підприємство використовує наступну сутність цифрових позначень[2]:

а) цифровий запис у марці: 80або 82.1

- *перша* цифра - приблизно потужність двигуна в десятках к.с.;
- *друга* цифра - наявність (2) або відсутність (0) переднього ведучого моста;
- *цифра* після крапки - модифікація (цифра «3» - двигун «Євро-2», цифра «4» - двигун «Євро-3»);

б) цифровий запис у марці: 570або 952

- *перша* цифра - приблизно потужність двигуна в десятках к.с.;
- *друга* цифра – модифікація;
- *третья* цифра - наявність (2) або відсутність (0) переднього ведучого моста;

в) цифровий запис у марці: 900або 921.3

- *перша* цифра - приблизно потужність двигуна в десятках к.с.;
- *друга* цифра - наявність (2) або відсутність (0) переднього ведучого моста;
- *третья* цифра – модифікація;
- *цифра* після крапки - додаткова модифікація (цифра «3» - двигун «Євро-2», цифра «4» - двигун «Євро-3»);

г) цифровий запис у марці: 1523.4 або 2522ДВ

- *перші* дві цифри - приблизно потужність двигуна в десятках к.с.;
- *третья* цифра - наявність (2) або відсутність (0) переднього ведучого моста;
- *четверта* цифра – модифікація;
- *Д* - імпортний двигун (JohnDeere, DetroitDiesel, Cummings, Perkins, International і т.д.);
- *В* - реверсивний пост управління;
- *цифра* після крапки - додаткова модифікація (цифра «3» - двигун «Євро-2», цифра «4» - двигун «Євро-3»).

ХТЗ для останніх марок машин використовує (за даними, які потребують уточнення) наступну сутність цифрових позначень [3, 4, 5, 6]:

а) цифровий запис у марці: 16021 або 17221

- *перші* дві цифри - приблизно потужність двигуна в десятках к.с.;



- *третья* цифра – встановлений двигун (0 – Deutz, 1 – ММЗ, 2 ЯМЗ, 3 – КамАЗ, 4 – СМД. Однак, слід звернути увагу, що це не є догмою власне вже на заводі - в марці трактора ХТЗ-16131 на третій позиції стоїть цифра «1», а на тракторі встановлено двигун ВF6M1013E«Deutz»);
- *четверта* і *п'ята* цифра – модифікація;
- б) цифровий запис у марці: *150-05-09*
- *перші* три цифри - приблизно потужність двигуна в к.с.;
- *четверта* і *п'ята* – важко встановити сутність, оскільки в одних випадках цими цифрами позначають встановлений двигун, а в інших якісь інші конструктивні особливості, наприклад характеристики підвіски;
- *шоста* і *сьома* – аналогічно попереднім двом цифрам, в одних випадках це умовне позначення двигуна, а в інших щось інше.

Деяка інша інформація з маркуванням останніх машин Кіровського тракторного заводу в Росії.

Наприклад марка машини серії К-9000:

- *перша* буква означає, наприклад «Кіровець»;
- *перша* цифра «9» - світовий стандарт класу машин, що означає в даному випадку важкі енергонасичені повнопривідні трактори з шарнірно-зчленованою рамою;
- *останні* три цифри означають потужність трактора.

Подібно марці К-9000 записують інформацію подану у вигляді цифр і відомі закордонні тракторобудівні підприємства.

Іноді в марці енергозасобу присутній ще один блок інформації, який представляють як буквами, так і цифрами. Цей блок вказує на окремі конструктивні особливості енергозасобу, наприклад, тип ходової частини, тип двигуна тощо (на зразок машин виробництва МТЗ) і більше говорить за напрям модернізації машини.

Якщо в цілому розглянути викладену вище інформацію, то можна зробити висновок, що в зміст марки енергозасобу вноситься інформація актуальна скоріше тракторобудівникам, а не потенційному споживачу, кінцевою метою діяльності якого є отримання сільськогосподарської продукції з мінімально можливою собівартістю незалежно від того на якому підприємстві, чи в якій державі створено МЕЗ, яким він користується (Китай, Німеччина чи Україна), яка марка двигуна на ньому встановлена (Deutz, СМД чи ЯМЗ). Головне, щоб машина видавала задекларовані в характеристиці показники і, тим самим, з заданою ефективністю знімала проблему енергетичного забезпечення технологічних операцій, що виконуються в тому чи іншому технологічному процесі.

Таким чином в результаті проведеного аналізу встановлено, що наразі відсутня достатньо обґрунтована, проста, надійна і зрозуміла



для споживача (відповідно його потребам) система маркування енергозасобів.

*Мета й завдання досліджень* - обґрунтувати перелік і послідовність запису інформації для характеристики марки МЕЗ.

*Основна частина.* Дослідження проводились шляхом аналізу впливовості інформації, якою користується споживач при виборі енергозасобу для забезпечення потреб свого господарства з подальшим групуванням цієї інформації і зручним її записом відповідно до вимог неймінгу.

Якщо враховувати основні вимоги неймінгу, викладені вище, то у марці енергозасобу необхідно відтворити специфіку підприємства-виробника. Для вітчизняних енергозасобів найкращим варіантом буде вирішення цього питання за рахунок аббревіатури заводу виробника, де вказано, що це завод тракторний (наприклад, «ХТЗ» – «Харківський тракторний завод»). При цьому важко не точно ідентифікувати виробника МЕЗ і споживач однозначно буде зорієнтований на конкретну продукцію конкретного виробника.

Зважаючи на те що мобільний енергетичний засіб призначений для енергетичного забезпечення технологічних операцій в сільськогосподарському виробництві, то споживачем цього енергозасобу буде виробник сільськогосподарської продукції в якості якого може виступати велике сільськогосподарське підприємство, фермер, або господар у особистому селянському господарстві. Вимоги цих споживачів до енергозасобів досить різні, але різняться головним чином значеннями окремих параметрів, які визначають сферу застосування машини. Такі параметри дуже часто використовують в якості головних для характеристики типорозмірних рядів продукції. У роботі [7] обґрунтовано перспективний типорозмірний ряд МЕЗ сільськогосподарського призначення – табл. 1.

Головними параметрами цього типорозмірного ряду є номінальне тягове зусилля, потужність встановленого двигуна та рівень універсальності. Відомо, що «... оптимизация параметрических (типоразмерных) рядов имеет важное народнохозяйственное значение. Оптимально выбранные параметрические ряды удовлетворяют потребности народного хозяйства (тобто споживача) в продукции различных видов при наименьших общих затратах»[8]. За таких умов можна стверджувати, що типорозмірний ряд МЕЗ створений для забезпечення потреб споживача, а в такому разі вимоги і очікування споживача (як ще одна із основних вимог неймінгу) повинні бути закладені саме в типорозмірному ряді.



Таблиця 1 –  
Перспективний типорозмірний ряд мобільних енергетичних засобів

Тяговий клас	Назва показника	Значення показника на рівнях					
		I	II	III	IV	V	VI
1	2	3	4	5	6	7	8
<i>Колісні енергозасоби</i>							
<b>0,2</b>	Потужність, кВт	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>	<b>8</b>	<b>10</b>	<b>12</b>
	Універсальність	<b>0,10</b>	<b>0,18*</b> (0,10)**	<b>0,32(0,20;</b> 0,30)	<b>0,56(040;</b> 050)	<b>1,00(0.60;</b> 0,70; 0,80; 0,90)	<b>1,00(0.60;</b> 0,70; 0,80; 0,90)
<b>0,6</b>	Потужність, кВт	<b>20</b>	<b>24</b>	<b>29</b>	<b>35</b>	<b>41</b>	-
	Універсальність	<b>0,10</b>	<b>0,18</b> (0,10)	<b>0,32(0,20;</b> 0,30)	<b>0,56(040;</b> 050)	<b>1,00(0.60;</b> 0,70; 0,80; 0,90)	-
<b>0,9</b>	Потужність, кВт	-	<b>35</b>	<b>41</b>	<b>49</b>	<b>59</b>	-
	Універсальність	-	<b>0,18</b> (0,10)	<b>0,32(0,20;</b> 0,30)	<b>0,56(040;</b> 050)	<b>1,00(0.60;</b> 0,70; 0,80; 0,90)	-
<b>1,4</b>	Потужність, кВт	<b>49</b>	<b>59</b>	<b>70</b>	<b>83</b>	<b>99</b>	-
	Універсальність	<b>0,10</b>	<b>0,18</b> (0,10)	<b>0,32(0,20;</b> 0,30)	<b>0,56(040;</b> 050)	<b>1,00(0.60;</b> 0,70; 0,80; 0,90)	-
<b>2</b>	Потужність, кВт	<b>70</b>	<b>83</b>	<b>99</b>	<b>119</b>	<b>141</b>	-
	Універсальність	-	<b>0,18</b> (0,10)	<b>0,32(0,20;</b> 0,30)	<b>0,56(040;</b> 050)	<b>1,00(0.60;</b> 0,70; 0,80; 0,90)	-
<b>3</b>	Потужність, кВт	-	<b>119</b>	<b>141</b>	<b>169</b>	<b>201</b>	-
	Універсальність	-	<b>0,18</b> (0,10)	<b>0,32(0,20;</b> 0,30)	<b>0,56(040;</b> 050)	<b>1,00(0.60;</b> 0,70; 0,80; 0,90)	-
<b>4</b>	Потужність, кВт	<b>141</b>	<b>169</b>	<b>201</b>	<b>240</b>	-	-
	Універсальність	<b>0,10</b>	<b>0,18</b> (0,10)	<b>0,32(0,20;</b> 0,30)	<b>0,56(040;</b> 050)	-	-
<b>5</b>	Потужність, кВт	<b>201</b>	<b>240</b>	<b>286</b>	<b>341</b>	-	-
	Універсальність	<b>0,10</b>	<b>0,18</b> (0,10)	<b>0,32(0,20;</b> 0,30)	<b>0,56(040;</b> 050)	-	-
<b>6</b>	Потужність, кВт	<b>240</b>	<b>286</b>	<b>341</b>	-	-	-
	Універсальність	<b>0,10</b>	<b>0,18</b> (0,10)	<b>0,32(0,20;</b> 0,30)	-	-	-
<b>8</b>	Потужність, кВт	-	<b>307</b>	<b>406</b>	-	-	-
	Універсальність	-	<b>0,18(0,1</b> 0)	<b>0,32(0,20;</b> 0,30)	-	-	-
<i>Гусеничні енергозасоби</i>							
<b>2</b>	Потужність, кВт	<b>59</b>	<b>70</b>	<b>83</b>	<b>99</b>	<b>119</b>	-
	Універсальність	<b>0,10</b>	<b>0,18</b> (0,10)	<b>0,32(0,20;</b> 0,30)	<b>0,56(040;</b> 050)	<b>1,00(0.60;</b> 0,70; 0,80; 0,90)	-
<b>3</b>	Потужність, кВт	<b>99</b>	<b>119</b>	<b>141</b>	<b>169</b>	<b>201</b>	-
	Універсальність	<b>0,10</b>	<b>0,18</b> (0,10)	<b>0,32(0,20;</b> 0,30)	<b>0,56(040;</b> 050)	<b>1,00(0.60;</b> 0,70; 0,80; 0,90)	-
<b>4</b>	Потужність, кВт	-	<b>141</b>	<b>169</b>	<b>201</b>	<b>240</b>	-
	Універсальність	-	<b>0,18</b> (0,10)	<b>0,32(0,20;</b> 0,30)	<b>0,56(040;</b> 050)	<b>1,00(0.60;</b> 0,70; 0,80; 0,90)	-



## Продовження таблиці 1

1	2	3	4	5	6	7	8
<b>5</b>	Потужність, кВт	-	<b>169</b>	<b>201</b>	<b>240</b>	<b>286</b>	-
	Універсальність	-	<b>0,18</b> (0,10)	<b>0,32(0,20;</b> <b>0,30)</b>	<b>0,56(040;</b> <b>050)</b>	<b>1,00(0,60;</b> <b>0,70; 0,80;</b> <b>0,90)</b>	-
<b>6</b>	Потужність, кВт	<b>201</b>	<b>240</b>	<b>286</b>	<b>341</b>	-	-
	Універсальність	<b>0,10</b>	<b>0,18</b> (0,10)	<b>0,32(0,20;</b> <b>0,30)</b>	<b>0,56(040;</b> <b>050)</b>	-	-
<b>8</b>	Потужність, кВт	-	<b>286</b>	<b>341</b>	<b>406</b>	-	-
	Універсальність	-	<b>0,18</b> (0,10)	<b>0,32(0,20;</b> <b>0,30)</b>	<b>0,56(040;</b> <b>050)</b>	-	-

\*) **Базові рівні універсальності енергозасобу;**  
 \*\*) **Проміжні рівні універсальності енергозасобу.**

В процесі експлуатації МЕЗ він виконує технологічні операції пов'язані з переміщенням робочих органів агрегатів знятих з машин (тягові операції – основною характеристикою енергозасобу для їх виконання є номінальне тягове зусилля) та передачі енергії до активних робочих органів цих машин (приводні операції – основною характеристикою енергозасобу для їх виконання є потужність двигуна). Важливим оціночним показником енергозасобу для споживача є кількість виконуваних операцій, який достатньо може бути охарактеризований рівнем універсальності. За таких умов типорозмірний ряд МЕЗ викладений у роботі [7] та табл. 1 може бути використаний за основу при створенні марки МЕЗ.

З урахуванням викладеної основної інформації, яку доцільно розмістити в марці енергозасобу можна викласти в наступному порядку:

$$\underbrace{????}_{A} - \underbrace{????}_{B} - \underbrace{????}_{V} - \underbrace{???}_{G},$$

- де **A** – перший блок інформації: назва виробника енергозасобу (інформація подана буквами, словами, словосполученнями);  
**B** – другий блок інформації: тяговий клас енергозасобу (інформація подана цифрами і відповідає першій колонці табл. 1);  
**V** – третій блок інформації: потужність встановленого двигуна, кВт (інформація подана цифрами і відповідає строці «потужність» у табл. 1);  
**G** – четвертий блок інформації: рівень універсальності енергозасобу (інформація подана цифрами і відповідає строці «універсальність» у табл. 1, її базовому рівню).

Запис марки енергозасобувиробництва ХТЗ з використанням приведених викладок, на прикладі МЕЗ класу 3 з максимальним рівнем універсальності, можна здійснити наступним чином:

**ХТЗ-3-201-1,00.**



Таким чином для запису марки енергозасобу доцільно використати назву підприємства-виробника та інформацію закладену в головних параметрах типорозмірного ряду мобільних енергетичних засобів, а саме номінальне тягове зусилля, потужність встановленого двигуна та рівень універсальності. Це дозволить донести до споживача основну інформацію про енергозасіб вже в його марці.

*Висновки.* В результаті проведених досліджень встановлено, що з метою забезпечення достатньої по інформативності споживача про технічний рівень та потенціал мобільних енергетичних засобів доцільно використати їх маркування, яке в своїй основі передбачає розміщення в доступній формі інформації про виробника енергозасобу та інформацію закладену в головних параметрах типорозмірного ряду мобільних енергетичних засобів, а саме номінальне тягове зусилля, потужність встановленого двигуна та рівень універсальності.

*Література.*

- 1 *Основные* этапы формирования нейминга / Електронний ресурс. Режим доступу: <http://java-company.livejournal.com/8685.html>.
- 2 *Klassifikahia traktorov Belarys* / Електронний ресурс. Режим доступу: [gpatk.gomel.by/.../Klassifikahia%20traktorov%20Belarys.doc](http://gpatk.gomel.by/.../Klassifikahia%20traktorov%20Belarys.doc).
- 3 *Тодоров П.П.* Перспективи розвитку вітчизняного тракторобудування на Харківському тракторному заводі / *П.П. Тодоров, В.В. Библик, С.П. Гудзь, С.Л. Абдула* // Вісті академії аграрних наук України. – 1999, №1(10). – С. 3-21.
- 4 ВАТ «Харківський тракторний завод» пропонує // Техніка АПК. – 2004, №6-7. – С. 10-16.
- 5 *Кравчук В.І.* Каталог-довідник машин і обладнання для агропромислового комплексу (друге видання) / *В.І. Кравчук, Л.В. Погорілий, В.Г. Білик і інші.* – К.:ООО «Аритис». – 191 с.
- 6 *Марков В.Е.* Сельскохозяйственные машины и оборудование. Каталог. Часть 1. Тракторы, транспортные и погрузочные средства / *В.Е. Марков, В.Н. Щербак, В.В. Хайдуков и др.* – М.:ООО «ВНИИКОМЖ». – 1996. - 240 с.
- 7 *Шкарівський Г.В.* Про типорозмірний ряд мобільних енергетичних засобів сільськогосподарського призначення / *Г.В. Шкарівський* // Науково-теоретичний журнал Української академії аграрних наук “Вісник аграрної науки”. – 2008. - №1. –С. 44-47.
- 8 *Ткаченко В.В.* Типовая методика оптимизации одномерного параметрического (типоразмерного) ряда / *В.В. Ткаченко (науч. руководит.)и др.* - М.: Изд-во стандартов, 1976. - 64 с.



## **К УТОЧНЕНИЮ МАРОК МОБИЛЬНЫХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ СРЕДСТВ**

*Г.В. Шкаровский*

**Аннотация** - изложено видение перечня и размещения информации, которую целесообразно указывать в марке мобильного энергетического средства сельскохозяйственного назначения.

## **SOME IMPROVEMENTS OF BRANDS OF MOBILE POWER MEANS**

*G. Shkarovsky*

*Summary*

**This sets out a vision of the list and post information, which should be specified in the brand of mobile energy resources for agricultural purposes.**



УДК 631.363.285

## МОМЕНТ НА ВАЛУ ГВИНТА ГРАНУЛЯТОРА ЗІ ЗМІННИМИ ГЕОМЕТРИЧНИМИ ПАРАМЕТРАМИ ГВИНТА

Братішко В.В., к.т.н.,

Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства» НААН

Тел.: (04571) 3-27-91, email: [vbratishko@gmail.com](mailto:vbratishko@gmail.com)

**Анотація** - виконано теоретичні дослідження та отримано залежності, які характеризують зміну моменту на валу гвинта гранулятора кормів в залежності від конструкційно-технологічних параметрів робочих органів гранулятора та властивостей кормової сировини.

**Ключові слова** – гвинт, гранулювання, кормові гранули, момент, тиск.

*Постанова проблеми.* Гвинтові робочі органи зі змінними за довжиною гвинта геометричними параметрами знайшли застосування у багатьох галузях виробництва [1, 2, 3]. Переважна кількість конструкцій гвинтів зі змінними геометричними параметрами являють собою однозахідні гвинти, глибина, або глибина та ширина каналу яких змінюються лінійно в залежності від довжини гвинта.

Гвинти такого виконання забезпечують підвищення ефективності технологічного впливу на матеріал робочими органами і використовуються у харчовій та кормовій промисловості [4]. Одним із недостатньо досліджених аспектів при проектуванні машин з робочими органами такого типу є питання впливу конструкційно-технологічних параметрів гранулятора та властивостей сировини на зміну моменту на валу гвинта гранулятора.

*Мета досліджень* полягає у встановленні закономірності зміни моменту, необхідного на привод гвинта гранулятора кормів зі змінними геометричними параметрами.

*Основна частина.* Дослідження впливу параметрів робочого процесу на момент на гвинті гранулятора спрямоване на встановлення раціональних характеристик приводу гранулятора в залежності від його конструкційно-технологічних та режимних параметрів.

Для побудови відповідної математичної моделі виділимо на робочій поверхні гвинта гранулятора елемент площі  $dS$  (рисунок 1).

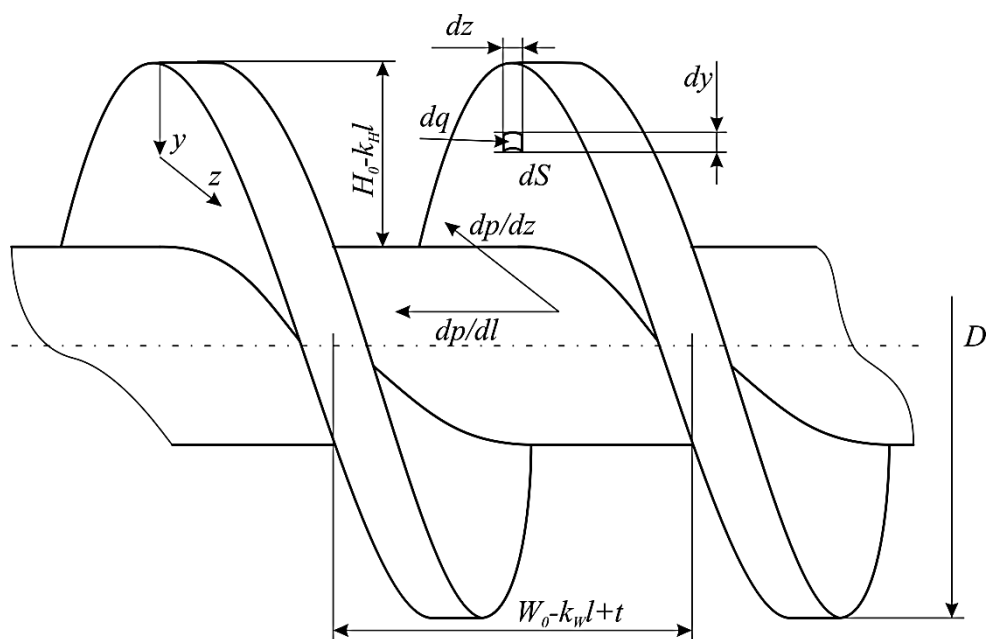


Рис. 1. Схема для визначення моменту на валу гвинта гранулятора:  $p$  – тиск, Па;  $q$  – бічний тиск, Па;  $D$  – зовнішній діаметр гвинта, м;  $l$  – довжина гвинта, м;  $k_H$  – коефіцієнт зміни глибини каналу гвинта за його довжиною;  $H_0$  – початкове значення висоти каналу гвинта, м;  $W_0$  – початкове значення ширини каналу гвинта, м;  $k_W$  – коефіцієнт зміни ширини каналу гвинта за його довжиною;  $t$  – ширина витка гвинта, м

Як видно з рисунку 1, елемент площі витка гвинта гранулятора площею  $dzdy$  знаходиться під дією тиску  $dq = \mu dp$ , де  $\mu$  – коефіцієнт бічного тиску.

А отже, можемо в загальному вигляді записати вираз моменту на валу гвинта:

$$dM = \mu p \sin \gamma_y \left( \frac{D}{2} - y \right) dz dy, \quad (1)$$

де  $V_{yz}$  – колова швидкість обертання елемента площі витка гвинта гранулятора, як функція координат  $z$  та  $y$ , м/с;

$\gamma_y$  – кут нахилу гвинтової лінії, який відповідає розташуванню елемента площі витка гвинта гранулятора, град.

У свою чергу:

$$V_{yz} = 2\pi n y, \quad (2)$$



$$\operatorname{tg} \gamma_y = \frac{W_0 - k_w l + t}{2\pi y}, \quad (3)$$

де довжина гвинта  $l$  пов'язана із координатою  $z$  залежністю:

$$z = \pi l \sqrt{\frac{(D - H_0 - k_H l)^2}{(W_0 - k_w l + t)^2} + \frac{1}{\pi^2}}. \quad (4)$$

Рівняння (4) можливо розв'язати відносно змінної  $l$ , проте отримані корені є занадто громіздкими і в подальшому не дають можливість проінтегрувати у натуральному вигляді вираз (1).

Однак, залежність (4) дає змогу зробити зміну змінної при подальшому розв'язанні наведеного рівняння. Отже, продиференціюємо ліву та праву частини виразу (4) та запишемо:

$$dz = \frac{\pi(D - H_0 - k_H l)[k_w(D - H_0) - k_H(W_0 + t)]}{(W_0 - k_w l + t)^3 \sqrt{\frac{(D - H_0 - k_H l)^2}{(W_0 - k_w l + t)^2} + \frac{1}{\pi^2}}} dl. \quad (5)$$

Враховуючи, що  $k_w = \text{const}$  та ґрунтуючись на прикладі [5] запишемо вираз (3) у вигляді:

$$\operatorname{tg} \gamma_y = \frac{W_0 - \frac{1}{2} k_w l_{\max} + t}{2\pi y}. \quad (6)$$

Звідси можемо записати вирази синусу кута  $\gamma_y$ :

$$\sin \gamma_y = \frac{-k_w l_{\max} + 2(W_0 + t)}{y \sqrt{16\pi^2 + \frac{(k_w l_{\max} - 2(W_0 + t))^2}{y^2}}}. \quad (7)$$

У свою чергу, функція тиску у каналі гвинта гранулятора [6], як складова залежності (1), за твердженням авторів [7, 8], які наводять характер зміни тиску при пресуванні маси шнековими пресами, може бути апроксимована виразом вигляду:

$$p = p_0 e^{A_p l}, \quad (8)$$

де  $p_0$  – тиск на початку гвинтового каналу, Па;

$l$  – відстань по осі гвинта, м;

$A_p$  – деякий постійний коефіцієнт, що описує характер зміни тиску у каналі гвинта гранулятора та його довжиною.

Очевидно, що для наших умов (при  $l = 0$   $p = 0$ , при  $l = l_{\max}$   $p = p_m$  – тиск перед матрицею, Па) вираз (8) має бути записаний у вигляді:

$$p = p_m e^{-A_p \left( \frac{l_{\max} - l}{l} \right)}. \quad (9)$$



Сумісний аналіз цих залежностей дає змогу записати вираз для визначення коефіцієнту  $A_p$ :

$$A_p = \frac{k_p \eta a'_0}{\left(1 - \frac{l_{\max}}{l}\right) k_H k_W} \left( e^{\frac{kH_0}{k_H} (f_b + f_s)} k_W \left[ Ei \left( kl_{\max} - \frac{kH_0}{k_H} \right) - Ei \left( kl - \frac{kH_0}{k_H} \right) \right] + \right. \\ \left. + 2e^{\frac{kW_0}{k_W} f_s} k_H \left[ Ei \left( kl_{\max} - \frac{kW_0}{k_W} \right) - Ei \left( kl - \frac{kW_0}{k_W} \right) \right] \right), \quad (10)$$

де  $\eta$  – в'язкість кормової сировини, Па·с;

$f_b, f_s$  – коефіцієнти тертя кормосуміші, відповідно, по матеріалу робочої камери та гвинта гранулятора;

$l_{\max}$  – максимальна довжина гвинта, м;

$a'_0$  – розрахунковий коефіцієнт,  $a'_0 = \pi \sqrt{\left(\frac{D - H_0}{W_0 + t}\right)^2 + 1/\pi^2}$ ;

$Ei$  – інтегральна показникова функція.

Причому, з огляду на характер припущень, значення коефіцієнту  $A_p$  потрібно визначати за умов  $l \rightarrow l_{\max}$ .

Графік залежності (10) для умов  $l \rightarrow l_{\max}$  наведено на рис.2.

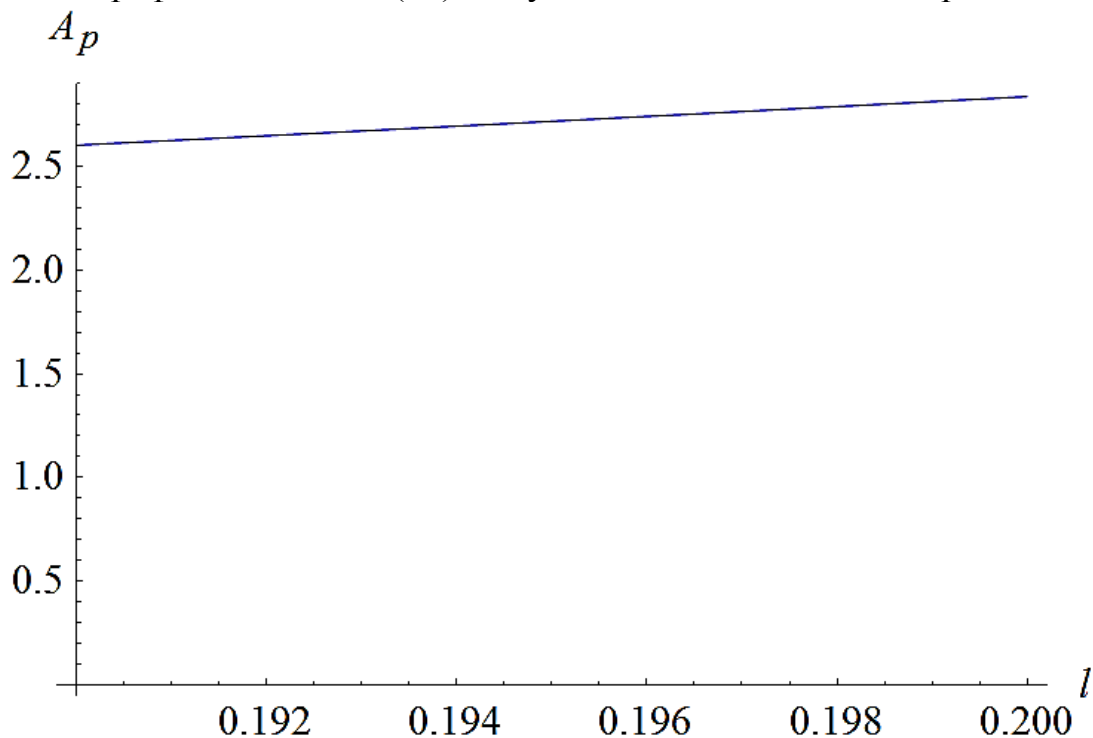


Рис. 2. Вплив параметрів процесу гранулювання на коефіцієнт  $A_p$  характеру зміни тиску в каналі гвинта гранулятора за умов:  $k_H = 0,038$ ;  $k_W = 0,049$ ;  $H_0 = 0,016$  м;  $W_0 = 0,022$  м;  $t = 0,005$  м;  $D = 0,08$  м;  $f_s = f_b = 0,3$ ;  $k = 2,77$ ;  $\mu = 0,3$ ;  $k_p = 0,03$





Межі інтегрування при розв'язанні залежності (1) становитимуть:

$$\begin{aligned} l &\in [0; l_{\max}] \\ y &\in [0; H_0 - k_H l] \end{aligned} \quad (11)$$

Отримані вирази дають змогу записати шукану залежність моменту на валу гвинта гранулятора:

$$\begin{aligned} M = \mu p_m \int_0^{l_{\max}} \int_0^{H_0 - k_H l} e^{-A_p \left( \frac{l_{\max} - l}{l} \right)} \frac{-k_W l_{\max} + 2(W_0 + t)}{y \sqrt{16\pi^2 + \frac{(k_W l_{\max} - 2(W_0 + t))^2}{y^2}}} \times \\ \times \left( \frac{D}{2} - y \right) \frac{\pi(D - H_0 - k_H l) [k_W(D - H_0) - k_H(W_0 + t)]}{(W_0 - k_W l + t)^3 \sqrt{\frac{(D - H_0 - k_H l)^2}{(W_0 - k_W l + t)^2} + \pi^2}} dy dl. \end{aligned} \quad (12)$$

Залежність (12) є складною для інтегрування у натуральному вигляді, проте застосування методів чисельного інтегрування дає можливість використати її для встановлення значень моментів, необхідних для приводу гвинтів грануляторів кормів із заданими геометричними параметрами.

*Висновок.* В результаті теоретичних досліджень було знайдено залежність, яка характеризує зміну моменту на валу гвинта гранулятора кормів в залежності від конструкційно-технологічних параметрів робочих органів гранулятора та властивостей кормової сировини.

*Література.*

1. Ахтямов Р.Р., Зейдулин М.М. Двухроторный винтовой безмасляный вакуумный насос. Описание изобретения к авторскому свидетельству, SU №1820035 A1, F04 C 18/16, 07.06.93.
2. Люлько, В.Н. Получение геометрии винтовой части роторов винтовых компрессоров с использованием систем САПР [Текст] / В.Н. Люлько // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2005. – №1(73). – С. 140-150.
3. Ревяко М.М., Касперович О.М. Оборудование и основы проектирования предприятий по переработке пластмасс. – Мн.: БГТУ, 2005. – 344 с.
4. Extrusion-Cooking Techniques: Applications, Theory and Sustainability: [edited by Leszek Moscicki]. – Weinheim: WILEY-VCH, 2011. – 234 p.



5. Харламов С.В. Практикум по расчету и конструированию машин и аппаратов пищевых производств. – Л.: Агропромиздат. Ленинградское отд-ние, 1991 – 256 с., ил.
6. Братишко В.В. Аналіз тиску в каналі гвинта гранулятора кормів зі змінними геометричними параметрами // Механізація та електрифікація сільського господарства. – Вип. 98. Т 2. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ». – 2013. – С. 74-84.
7. Остриков А.Н., Абрамов О.В., Расчет и конструирование машин и аппаратов пищевых производств. – СПб.: ГИОРД, 2003 – 352 с.
8. Соколов В.И. Основы расчета и конструирования машин и аппаратов пищевых производств: Учебник для втузов по специальности «Машины и аппараты пищевых производств». – М.: Машиностроение, 1983. – 447 с., ил.

### **МОМЕНТ НА ВАЛУ ВИНТА ГРАНУЛЯТОРА С ПЕРЕМЕННЫМИ ГЕОМЕТРИЧЕСКИМИ ПАРАМЕТРАМИ ВИНТА**

*В.В. Братишко*

**Аннотация** – выполнены теоретические исследования и получены зависимости, характеризующие изменение момента на валу винта гранулятора кормов в зависимости от конструктивно-технологических параметров рабочих органов гранулятора и свойств кормового сырья.

### **THE TORQUE OF THE PELLET MILL SCREW AXLE WITH VARIABLE GEOMETRIES OF THE SCREW**

*V. Bratishko*

#### **Summary**

**In this article shows the results of the theoretical research and the resulting relationships that characterize the change of the torque of screw axle of pellet mill with variable geometries, depending on the constructional and technological parameters of the working bodies of the pellet mill and properties of feed raw materials.**



УДК [ 631.3:614.712].001.4

## **ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ З ОПТИМІЗАЦІЇ ЕФЕКТИВНОСТІ ОЧИЩЕННЯ ПОВІТРЯ ВІД ПИЛУ ЗА ДОПОМОГОЮ РОТАЦІЙНОГО ПРОТИПОТОКОВОГО ОЧИСНИКА ПОВІТРЯ**

Мохнатко І.М., к.т.н.,

*Таврійський Державний Агротехнологічний Університет*

Тел. +38-06192-42-14-38

**Анотація** - Робота присвячена експериментальним дослідженням з оптимізації ефективності очищення повітря від пилу за допомогою ротаційного протипотокового очисника повітря.

**Ключові слова** – ротаційний протипотоковий очисник повітря, нерівномірність розподілу повітряного потоку, швидкість всмоктування повітря, радіус ротора пиловіддільника.

*Постановка проблеми.* Одним із основних недоліків ротаційного протипотокового очисника повітря, який застосовується в системі вентиляції кабін тракторів, є нерівномірність розподілу повітряного потоку по його довжині, тому найбільш перспективним напрямком усунення цього недоліку є застосування в його конструкції зон місцевого опору для забезпечення постійного спектру швидкостей усмоктування по всій довжині ротора.

*Аналіз останніх досліджень.* Використання ротаційних пиловловлювачів є одним із найефективніших засобів боротьби з підвищеною запиленістю в кабіні трактора, але є ряд недоліків, серед яких: складність конструкції, утворення завихрень у ділянці торцевого захисного кожуха, а також нерівномірний спектр швидкостей всмоктування по довжині ротора. Усунення підвищеної запиленості повітря й підтримка необхідних параметрів мікроклімату у робочій зоні тракториста, вирішуються за допомогою установки в систему вентиляції кабін тракторів ротаційного протипотокового очисника повітря.

*Формулювання цілей статті.* Метою цієї роботи являється проведення експериментальних досліджень з оптимізації ефективності очищення повітря від пилу та обґрунтування



конструктивних параметрів ротаційного протипотокового очисника повітря.

*Основна частина.* Одним із основних недоліків ротаційного протипотокового очисника повітря є нерівномірність розподілу повітряного потоку по всій довжині ротора. Тому в основу роботи по вдосконаленню протипотокового ротаційного пиловіддільника повітря, було поставлено завдання по виконанню кільцевої решітки навколо ротора із профільною зовнішньою поверхнею у вигляді конуса. Твірна конуса складається з нерухомих кілець, діаметр яких збільшується від захисного кожуха до робочого колеса що забезпечує постійний спектр швидкостей усмоктування по всій довжині ротора, що виключає утворення вихорів і негативних градієнтів тиску біля захисного кожуха, тим самим підвищуючи ефективність пило відділення [4].

Експериментальні дослідження проводили з використанням методик планування експерименту, що здійснювалося шляхом застосування принципів і положень теорії планування експерименту [5, 6].

На підставі експериментальних досліджень, а також аналізу літературних джерел [1,2,3] як значимі параметри, що впливають на ефективність очищення запиленого повітря протипотокового ротаційного пиловіддільника прийняті: швидкість руху частинок пилу між кільцями пиловіддільника, зовнішній радіус кілець і відстань між кільцевими пластинами пиловіддільника.

Вихідними даними для подальших розрахунків є:

- 1) зовнішній радіус кілець пиловіддільника ( $R_k = 0,240$  м);
- 2) відстань між кільцевими пластинами пиловіддільника ( $b = 0,010$  м);
- 3) швидкість руху частинок пилу між кільцями пиловіддільника ( $V_{дв} = 0,5$  м/с).

Фактори і рівні варіювання наведено в таблиці 1.

Результуючою ознакою при цьому обрано ефективність очищення повітря від частинок пилу.

Щоб скористатися стандартною матрицею для проведення повнофакторного експерименту, значення факторів кодуємо за формулою (1) і заносимо в таблицю 2.

$$x_i = \frac{x'_i - x_{0i}}{\Delta x_i}, \quad (1)$$

де  $x_i$  - кодоване значення фактора (1, -1, 0);

$x'_i$  - натуральне значення фактора на якому-небудь рівні;

$x_{0i}$  - натуральне значення фактора на нульовому рівні;

$\Delta x_i$  - інтервал варіювання.



Таблиця 1 –

## Рівні варіювання факторів

Найменування факторів	Одиниці виміру	Рівні варіювання факторів			Позначення
		-1	0	+1	
Зовнішній радіус кілець пиловіддільника	мм	180	230	280	X <sub>1</sub>
Відстань між кільцевими пластинами пиловіддільника	мм	7	9,5	12	X <sub>2</sub>
Швидкість руху частинок пилу між кільцями пиловіддільника	м/с	0,2	0,4	0,6	X <sub>3</sub>

Складаємо план повнофакторного експерименту на основі стандартної матриці (табл. 2) і здійснюємо його реалізацію. Досліди проводимо тричі для визначення помилки.

Таблиця 2 –

## Композиційний план ортогонального експерименту (n=3)

№	Фактори							Фактори взаємодії			откліки			Y <sub>i</sub> -середн
	Z0	Z1	Z2	Z3	z1'	z2'	z3'	z12	z13	z23	Yi1	Yi2	Yi3	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
1	1	1	1	1	0,27	0,27	0,27	1	1	1	87,2	87,2	87,2	87,20
2	1	-1	1	1	0,27	0,27	0,27	-1	-1	1	87	86,8	86	86,60
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
3	1	1	-1	1	0,27	0,27	0,27	-1	1	-1	87,1	87,1	87,1	87,10
4	1	-1	-1	1	0,27	0,27	0,27	1	-1	-1	86,8	86,8	86,8	86,80
5	1	1	1	-1	0,27	0,27	0,27	1	-1	-1	90,1	90,1	90,1	90,10
6	1	-1	1	-1	0,27	0,27	0,27	-1	1	-1	88,1	88,1	88,1	88,10
7	1	1	-1	-1	0,27	0,27	0,27	-1	-1	1	86,9	86,9	86,9	86,90
8	1	-1	-1	-1	0,27	0,27	0,27	1	1	1	87,2	87,2	87,2	87,20
9	1	1,215	0	0	0,746	-0,73	-0,73	0	0	0	88,1	88,1	88,1	88,10
10	1	-1,215	0	0	0,746	-0,73	-0,73	0	0	0	83,4	83,4	83,4	83,40
11	1	0	1,215	0	-0,73	0,746	-0,73	0	0	0	86,5	86,5	86,5	86,48
12	1	0	-1,215	0	-0,73	0,746	-0,73	0	0	0	84,8	84,8	84,8	84,81
13	1	0	0	1,215	-0,73	-0,73	0,746	0	0	0	84,8	84,8	84,8	84,81
14	1	0	0	-1,215	-0,73	-0,73	0,746	0	0	0	83,7	83,7	83,7	83,74
15	1	0	0	0	-0,73	-0,73	-0,73	0	0	0	82,4	82,4	82,4	82,40



Результати експериментів оброблялися за допомогою методів математичної статистики з використанням критеріїв Стюдента, Фішера, Кохрена.

Для побудови математичної моделі за параметром оптимізації – ефективність очищення повітря від пилу, було використано матрицю планування експерименту (табл. 2).

Математична модель за параметром оптимізації має вигляд:

$$y_i = B_0 + B_1x_1 + B_2x_2 + B_3x_3 + B_{12}x_1x_2 + B_{13}x_1x_3 + B_{23}x_2x_3 + B_{11}x_1^2 + B_{22}x_2^2 + B_{33}x_3^2 \quad (2)$$

де  $y_1$  – ефективність пиловловлення, %;

$X_1$  – зовнішній радіус кілець пиловіддільника, м;

$X_2$  – відстань між кільцевими пластинами, м;

$X_3$  – швидкість руху частинок пилу між кільцями пиловіддільника, м<sup>3</sup>/год.

Складаємо розширену матрицю планування  $X$  та матрицю середніх значень відгуків  $Y$ :

$$X := \begin{pmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 0.27 & 0.27 & 0.27 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & 1 & 1 & 0.27 & 0.27 & 0.27 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & -1 & 1 & 0.27 & 0.27 & 0.27 & -1 & 1 & -1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 & 0.27 & 0.27 & 0.27 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & 1 & 1 & -1 & 0.27 & 0.27 & 0.27 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 & 0.27 & 0.27 & 0.27 & -1 & 1 & -1 \\ 1 & 1 & -1 & -1 & 0.27 & 0.27 & 0.27 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & -1 & -1 & -1 & 0.27 & 0.27 & 0.27 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & 1.215 & 0 & 0 & 0.746 & -0.73 & -0.73 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -1.215 & 0 & 0 & 0.746 & -0.73 & -0.73 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 1.215 & 0 & -0.73 & 0.746 & -0.73 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & -1.215 & 0 & -0.73 & 0.746 & -0.73 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 1.215 & -0.73 & -0.73 & 0.746 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & -1.215 & -0.73 & -0.73 & 0.746 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & 0 & 0 & 0 & -0.73 & -0.73 & -0.73 & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \quad Y := \begin{pmatrix} 87.20 \\ 86.60 \\ 87.10 \\ 86.80 \\ 90.10 \\ 88.10 \\ 86.90 \\ 87.20 \\ 88.10 \\ 83.40 \\ 86.48 \\ 84.81 \\ 84.81 \\ 87.74 \\ 88.40 \end{pmatrix}$$

З метою оцінки на параметр оптимізації кожного з досліджуваних факторів, а також оцінки точності досліду застосовувався дисперсійний аналіз результатів експерименту [5,6].

За критерієм Кохрена визначено, що відтворюваність дослідів добра ( $G \leq G_{\text{эд}}$ ).

Визначимо коефіцієнти криволінійної моделі, використовуючи формулу:

$$B = (X^T X)^{-1} X^T Y; \quad (3)$$



Результати розрахунків за формулою (4.2) наведено в додатку Е. Після підстановки коефіцієнтів моделі математична модель матиме вигляд:

$$y_i = 86,916 + 0,759x_1 + 0,55x_2 - 0,745x_3 + 0,281x_1^2 + 0,21x_2^2 + 0,637x_3^2 + 0,325x_1x_2 - 0,1x_1x_3 - 0,525x_2x_3 \quad (4)$$

Значимість коефіцієнтів перевіримо за критерієм Стьюдента за умови:

$$t_i > t_{P_{0,95}} \quad (t_{P_{0,95}} = 3,18, \quad f = 3, \quad s_0^2 = 0,0622)$$

Відповідно до розрахованих значень критерію одержимо:

$t_0$	1349,50
$t_1$	11,78
$t_2$	8,54
$t_3$	11,57
$t_{11}$	4,36
$t_{22}$	3,26
$t_{33}$	9,89
$t_{12}$	5,05
$t_{23}$	1,55

Коефіцієнт моделі  $z_{23}$  незначний.

Таким чином, отримана математична модель має вигляд:

$$y_i = 86,916 + 0,759x'_1 + 0,55x'_2 - 0,745x'_3 + 0,281x'^2_1 + 0,21x'^2_2 + 0,637x'^2_3 + 0,325x'_1x'_2 - 0,1x'_1x'_3 \quad (5)$$

У результаті реалізації плану експерименту отримано формулу рівняння регресії [5,6].

Перевірка адекватності математичної моделі проводилася з використанням елементів дисперсійного аналізу за допомогою критерію Фішера.

Для визначення адекватності моделі, порівняємо критичне та розрахункове значення критерію Фішера :

$$1,65 < 1,78$$

Результати розрахунків свідчать про те, що отримана нелінійна модель, адекватна дослідним даним, тобто її можна використовувати при побудові області оптимуму та визначенні центра оптимуму для факторів зазначених у таблиці 1.

При розкодуванні математичної моделі функція відклику буде мати вигляд:



$$y_i = 99,111 - 5,722 \cdot 10^{-2} x_1' - 1,02 x_2' - 0,14 x_3' + 0,00012 x_1'^2 + 0,036 x_2'^2 + 0,0016 x_3'^2 - 10^{-4} x_1' x_3' + 2,6 \cdot 10^{-3} x_1' x_2' \quad (6)$$

При вищенаведених значеннях факторів значення параметра оптимізації дорівнює  $y_i = 86,36$ .

Розкодованому центру оптимуму відповідають значення:

$$x_1 = 184,5; x_2 = 7,97; x_3 = 0,5$$

Як постає з розрахунків, для одержання оптимальної ефективності пиловловлення зовнішній радіус кілець пиловіддільника повинен становити 184,5 мм, відстань між кільцевими пластинами пиловіддільника - 7,97 мм, швидкість руху частинок пилу між кільцями пиловіддільника приймаємо 0,5 м/с.

*Висновки.* В результаті проведення експериментальних досліджень з оптимізації ефективності очищення повітря від пилу та обґрунтування конструктивних параметрів ротаційного проти-потокowego очисника повітря було отримано раціональні значення технологічних і конструктивних параметрів ротаційного проти-потокowego пиловіддільника повітря.

#### *Література.*

1. *Талиев В.Н.* Аэродинамика вентиляции / *В.Н. Талиев.* - М : Стройиздат 1979. – 295 с.
2. *Повх И.Л.* Аэродинамический эксперимент в машиностроении / *И.Л. Повх.*- Л: Машиностроение, 1974. – 480 с.
3. *Титов Л.В.* Исследование влияния выравнивания скоростей всасывания на эффективность противопоточного ротационного пылеуловителя транспортных систем кондиционирования воздуха: автореф. дис... канд. тех. наук / *Л.В. Титов.* - М.,1981. - 10 с.
4. Пат.№ 40794 Україна, МПК D01D54/14. Протипотокый ротаційний пиловіддільник / *Ю.П. Рогач, І.М. Мохнатко* (Україна).- №2000031542; заявл. 20.03.2000; опубл. 15.08. 2001, Бюл №7.
5. *Адлер Ю.П.* Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий/ *Ю.П. Адлер, Е.Б. Макаров, Ю.В. Грановский.* - М.: Наука, 1976.-279 с.
6. *Бабицкий Л.Ф.* Основы научных исследований / *Л.Ф. Бабицкий, В.М. Булгаков, Д.Г. Войтюк.* – К.: НАУ, 1999. – 205 с.





**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПО  
ОПТИМИЗАЦИИ ЭФФЕКТИВНОСТИ ОЧИСТКИ ВОЗДУХА  
ОТ ПЫЛИ ПРИ ПОМОЩИ РОТАЦИОННОГО  
ПРОТИВОПОТОКОВОГО ОЧИСТИТЕЛЯ ВОЗДУХА**

Мохнатко И.Н.

*Аннотация* – работа посвящена проблеме экспериментальных исследований по оптимизации эффективности очистки воздуха от пыли и обоснованию конструктивных параметров ротационного противопотокового очистителя воздуха.

**EXPERIMENTAL STUDY ON OPTIMIZATION  
PERFORMANCE DUST EXTRACTION BY ROTATING THE  
UPWIND AIR PURIFIER**

*J. Mohnatko*

*Summary*

Works devoted to the problem of pilot studies to optimize the efficiency of air filtration and justification of the design parameters of the rotary upwind air purifier.



УДК [631.3:614.712].001.4

## **ДОСЛІДЖЕННЯ ТА ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КОНСТРУКЦІЇ РОТАЦІЙНОГО ПРОТИПОТОКОВОГО ОЧИЩУВАЧА ПОВІТРЯ З МЕТОЮ ВИКОРИСТАННЯ ЙОГО В СИСТЕМІ ВЕНТИЛЯЦІЇ КАБІН ТРАКТОРІВ**

Мохнатко І.М., к.т.н.,

*Таврійський Державний Агротехнологічний Університет*

Тел. (06192) 42-14-38

**Анотація** - Робота присвячена дослідженням та обґрунтуванню конструктивних параметрів ротаційного протипотокового очищувача повітря з метою використання його в системі вентиляції кабін тракторів.

**Ключові слова** – ротаційний протипотоковий очисник повітря, нерівномірність розподілу повітряного потоку, швидкість всмоктування повітря, радіус ротора пиловіддільника.

*Постановка проблеми.* Нерівномірність розподілу повітряного потоку по всій довжині ротора є одним із основних недоліків ротаційного протипотокового очисника повітря, який застосовується в системі вентиляції кабін тракторів. Тому перспективним напрямком усунення цього недоліку є застосування в конструкції ротаційного протипотокового очищувача повітря зон місцевого опору для забезпечення постійного спектру швидкостей усмоктування по всій довжині його ротора.

*Аналіз останніх досліджень.* Приведення до нормативних параметрів запиленості повітря в кабіні трактора й підтримка необхідних параметрів мікроклімату у робочій зоні тракториста вирішуються за допомогою установки в систему вентиляції кабін тракторів одного із найефективніших засобів боротьби з підвищеною запиленістю в кабіні трактора, ротаційного протипотокового очисника повітря. Але в конструкції очищувача повітря є ряд недоліків, серед яких: складність конструкції, утворення завихрень у ділянці торцевого захисного кожуха, а також нерівномірний спектр швидкостей всмоктування по довжині ротора. Тому необхідно проведення оптимізації ефективності очищення повітря від пилу за рахунок обґрунтування конструктивних параметрів ротаційного протипотокового очисника повітря.

*Формулювання цілей статті.* Метою цієї роботи являється



проведення досліджень з оптимізації ефективності очищення повітря від пилу та обґрунтування параметрів конструкції ротаційного протипотокового очисника повітря з метою використання його в системі вентиляції кабін тракторів.

*Основна частина.* Одним із основних недоліків ротаційного протипотокового очисника повітря є нерівномірність розподілу повітряного потоку по всій довжині ротора. Тому в основу роботи по вдосконаленню протипотокового ротаційного пиловіддільника повітря, було поставлено завдання по виконанню кільцевої решітки навколо ротора із профільною зовнішньою поверхнею у вигляді конуса.

У протипотоковому очиснику повітря для забезпечення рівномірної швидкості всмоктування повітря в робочу поверхню, якою є ротор пиловловлювача, пропонується застосовувати циліндричні кільця різного діаметра (рис. 1).

Швидкість усмоктування повітря в пиловіддільник ( $V_{BC}$ ), і в загальному випадку вона може бути визначена з наступного виразу:

$$V_{BC} = \mu \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (P_0 - P_x)}, \quad (1)$$

де  $\mu$  - коефіцієнт витрати повітря;

$\rho$  - щільність повітря, кг/м<sup>3</sup>;

$P_0$ ,  $P_x$  - статичний тиск повітря усередині й поза пиловіддільником відповідно, Па.

Стосовно об'єму, обмеженого перерізами  $X$  и  $X = 0^1$ , а також стінками пиловіддільника, скористаємося відомим рівнянням кількості руху в проекції на його поздовжню вісь:

$$S \cdot (P_0 - P_x) - \int_0^x \tau_x \cdot P_b \cdot dx = S \cdot (P_0 - P_x) - \tau_x \cdot P_b \cdot x_0^x = S \cdot (P_0 - P_x) - \tau_x \cdot P_b \cdot x \quad (2)$$

де  $S$  - площа поперечного перерізу пиловіддільника, м<sup>2</sup>;

$\tau_x$  - напруга тертя повітря зі стінками повітроводу;

$P_b$  - периметр повітроводу, м;

Враховуючи, що:  $\tau_x = \frac{\lambda}{8} \cdot V_0^2$ ;  $P_0 - P_x = \rho \cdot V_0^2 \left( \frac{\lambda}{4 \cdot R_y} \cdot x + 1 \right)$ ;  $P_b = \frac{2 \cdot S}{R_y}$ .

одержимо:

$$V_{BC} = \mu \cdot V_0 \sqrt{2 \cdot \left( \frac{\lambda}{4 \cdot R_y} \cdot x + 1 \right)} \quad (3)$$

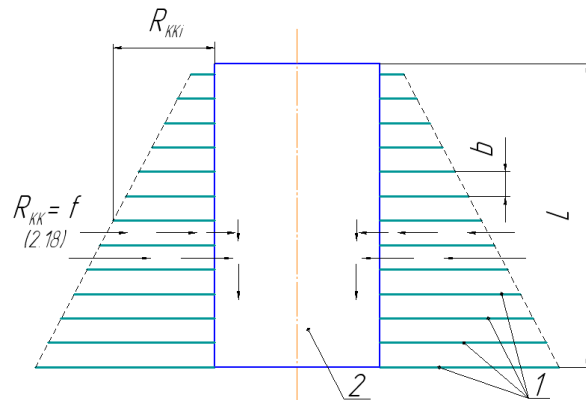


Рис.1. Схема відцентрового протипотокового очищувача повітря зі встановленими на ньому кільцями

У результаті визначення характеру зміни радіуса  $R_y$  було встановлено закон зміни радіуса кожного кільця  $R_{KK}$ , що забезпечує надходження повітря в порожнину пиловловлювача з постійною швидкістю  $V_B$ [1,2]

$$R_{KK} = \frac{128 \cdot \pi \cdot v \cdot R_P \cdot L \cdot k_0}{L_K \cdot d} \cdot \frac{\mu^2}{1 - \mu^2} \cdot X. \quad (4)$$

де  $L_K$  – витрата повітря пиловіддільником (тобто його продуктивність),  $m^3/c$ ;

$k_0$  – коефіцієнт, що враховує зменшення площі усмоктування повітря конкретним пиловіддільником;

$d$  – діаметр частинки пилу,  $m$ ;

$v$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості середовища,  $m^2/c$ ;

$\mu$  – коефіцієнт витрати повітря;

$R_P$  – радіус ротора,  $m$ ;

$L$  – довжина ротора,  $m$ ;

$X$  – переріз.

Встановлено, що характер зміни радіусів циліндричних кілець по довжині ротора протипотокового відцентрового пиловіддільника підпорядковується лінійному закону. Ступінь нахилу цієї лінії прямо пропорційний геометричним розмірам ротора, і обернено пропорційний продуктивності пиловіддільника[4].

Аналіз залежності (1) показав, що збільшення радіуса ротора протипотокового пиловловлювача призводить до більш інтенсивного зростання радіусів додаткових кілець (рис. 2).

Для того, щоб характер зміни параметра  $R_{KK}$  при цьому залишався постійним (тобто не збільшувався), необхідно збільшити продуктивність пиловловлювача. Із зростанням значення цієї величини інтенсивність зростання значень радіусів кілець по довжині ротора зменшується (рис.3).

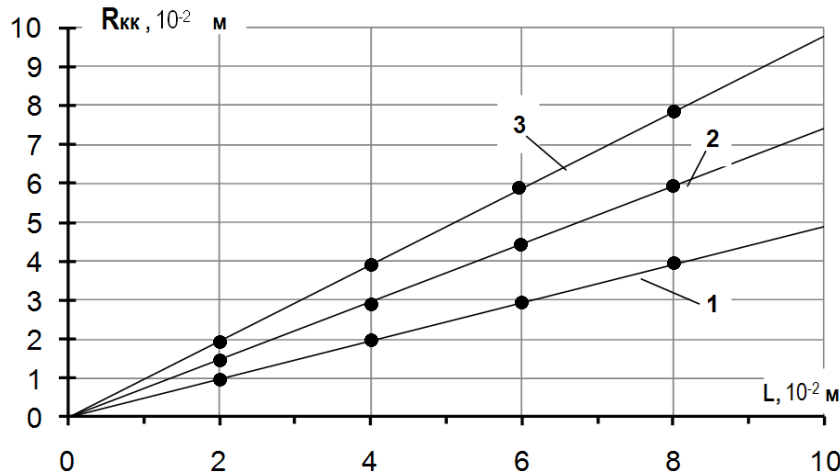


Рис.2. Характер зміни радіусів додаткових кілець пило вловлювача  $R_{KK}$  по довжині ротора  $L$  при різному його радіусі  $R_P$ : 1 –  $R_P = 0,05$  м; 2 –  $R_P = 0,07$  м; 3 –  $R_P = 0,1$  м.

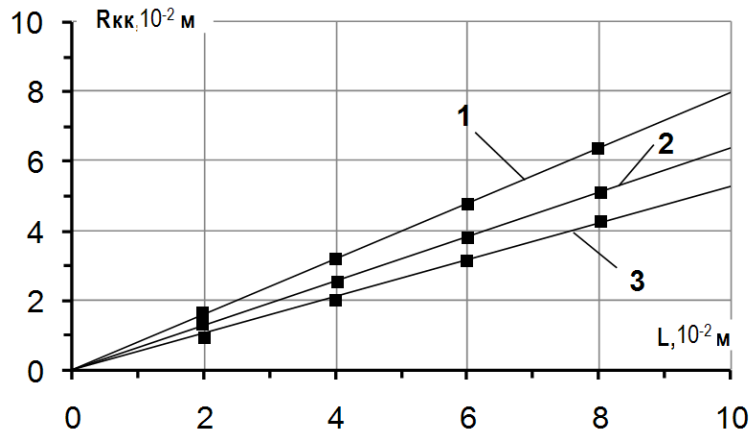


Рис.3. Характер зміни радіусів додаткових кілець  $R_{KK}$  по довжині ротора  $L$  при різній продуктивності пило вловлювача  $L_K$ : 1 –  $L_K = 0,08$  м<sup>3</sup>/с; 2 –  $L_K = 0,10$  м<sup>3</sup>/с; 3 –  $L_K = 0,12$  м<sup>3</sup>/с.

При збільшенні довжини ротора  $L$ , як показує аналіз, радіус додаткових кілець зростає (рис. 4). Так, при збільшенні  $L$  в 1,5 рази максимальне значення радіуса кілець збільшується в 2,2 рази.

Оскільки з віддаленням від заглушеного торця пиловловлювача втрати швидкості повітря, яке всмоктується, зростають, то для затримання їх на одному рівні, радіус додатково встановлених кілець повинен збільшуватися відповідно до закону, який задається рівнянням (1).

Приймаючи, що витрати повітря описуються рівнянням (5), а саме [3]:

$$L_k = V_{вс} \cdot 2 \cdot \pi \cdot k_0 \sum_{i=1}^N R_{yi} \cdot b_i \quad (5)$$



де  $L_k$  – витрата всмоктуваного повітря між двома суміжними кільцями,  $m^3/s$ ;

$V_{BC}$  – швидкість усмоктування повітря до пиловіддільника,  $m/s$ ;

$b_i$  – відстань між кільцями пиловловлювача,  $m$ ;

$k_0$  – коефіцієнт, що враховує зменшення площі усмоктування повітря конкретним пиловіддільником;

$R_{yi}$  – зміна радіуса умовного прохідного перерізу сегмента.

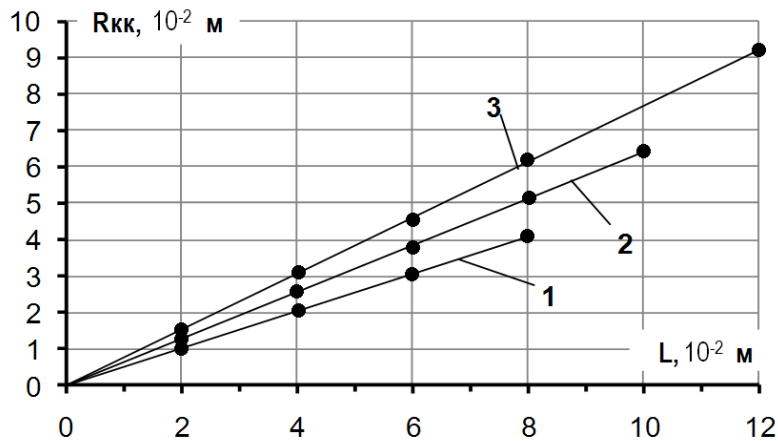


Рис.4. Характер зміни радіусів додаткових кілець  $R_{kk}$  по довжині ротора  $L$  при різному її значенні: 1 – 0,08 м; 2 – 0,1 м; 3 – 0,12 м.

Відстань між додатково встановленими кільцями протипотокового ротаційного пиловловлювача  $b$  можна визначити з виразу:

$$b = \frac{L_k \cdot d}{4019,2 \cdot L \cdot k_0 v} \cdot \frac{1 - \mu^2}{\mu^2}, \quad (6)$$

де  $L_k$  – витрата повітря пиловіддільником (тобто його продуктивність),  $m^3/s$ ;

$d$  – діаметр частинки пилу,  $m$ ;

$v$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості середовища,  $m^2/s$ ;

$\mu$  – коефіцієнт витрати повітря.

Відстань між встановленими на відцентровому протипотоковому пиловіддільнику кільцевими пластинами, будучи прямо пропорційною зміні його продуктивності й обернено пропорційною довжині ротора, повинна перебувати в межах 7 - 12 мм.

Отримані залежності (4) і (6) дозволяють встановити закон зміни конструктивних параметрів протипотокового ротаційного пиловловлювача за критерієм рівномірності всмоктування ним повітря по довжині його ротора.

На частинку пилу масою  $m$  і густиною  $\rho_{\text{ч}}$ , яка рухається між площинами двох кілець пиловловлювача діють: сила  $F_{\text{рух}}$ , що виносить частинку пилу за межі кілець зі швидкістю  $V_{\text{рух}}$ ;



відцентрова сила  $F_{\text{від}}$ , яка створюється ротором пиловловлювача, що обертається; сила ваги частинки пилу  $G_{\text{ч}} = mg$ ; сила інерції частинки пилу  $F_{\text{ін}}$ ; сила всмоктування повітря до пиловловлювача  $F_{\text{вс}}$  зі швидкістю  $V_{\text{вс}}$ .

Умови рівноваги сил, які діють на частинку пилу, що знаходяться між пластинами пиловловлювача, мають наступний вигляд:

$$\bar{F}_{\text{рух}} + \bar{F}_{\text{від}} - \bar{F}_{\text{ін}} - \bar{F}_{\text{вс}} = 0. \quad (7)$$

Після відповідних перетворень, одержимо диференціальне рівняння, що описує характер руху частинки пилу між кільцями пиловіддільника, яке має вигляд:

$$\frac{dV_{\text{рух}}}{dt} - A \cdot V_{\text{рух}}^3 + B = 0. \quad (8)$$

$$\text{У цьому рівнянні: } A = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \rho}{8 \cdot m \cdot v}; \quad B = \frac{\pi \cdot d^3 \cdot \rho \cdot V_{\text{вс}}^3}{8 \cdot m \cdot v} - \omega^2 \cdot R_{\text{р}} + g,$$

де  $\rho$  – густина повітря  $\text{кг/м}^3$ ;

$\omega$  – кутова частота обертання ротора пиловловлювача  $1/\text{год}$ ;

$t$  – час, год.

Найбільший шлях виносу буде у частинок пилу, які знаходяться між найбільшими встановленими кільцевими пластинами пиловловлювача.

Теоретичними дослідженнями встановлено, що зміни продуктивності пиловловлювача ( $L_{\text{к}}$ ), довжини ( $L$ ) і радіуса ( $R_{\text{р}}$ ) його ротора на швидкість винесення частинки пилу з простору між двома найбільшими додатково встановленими пластинами майже не впливають.

Дуже малою залишається ця зміна і при варіюванні діаметра ( $d$ ) частинок пилу. В усіх варіантах значення величини  $V_{\text{рух}}$  є практично постійним і дорівнює  $0,5 \text{ м/с}$ .

Відчутний вплив на цей кінематичний параметр має частота обертання ротора відцентрового протипотокового пиловловлювача. Зростання частоти обертання ротора викликає збільшення відцентрової сили, що призводить до переміщення твердих частинок пилу за межі додатково встановлених кілець протипотокового повітряного очищувача.

*Висновки.* В результаті проведення досліджень та обґрунтування параметрів конструкції ротаційного протипотокового очищувача повітря з метою використання його в системі вентиляції кабін тракторів, було отримано раціональні значення конструктивних параметрів ротаційного протипотокового пиловіддільника повітря.

*Література.*

1. *Талиев В.Н.* Аэродинамика вентиляции / *В.Н. Талиев.* - М : Стройиздат 1979. – 295 с.



2. *Повх И.Л.* Аэродинамический эксперимент в машиностроении / *И.Л. Повх.*- Л: Машиностроение, 1974. – 480 с.
3. *Титов Л.В.* Исследование влияния выравнивания скоростей всасывания на эффективность противопоточного ротационного пылеуловителя транспортных систем кондиционирования воздуха: автореф. дис... канд. тех. наук / *Л.В. Титов.* - М.,1981. - 10 с.
4. Пат.№ 40794 Україна, МПК D01D54/14. Протипотоковий ротаційний пиловіддільник / *Ю.П. Рогач, І.М. Мохнатко* (Україна).- №2000031542; заявл. 20.03.2000; опубл. 15.08. 2001, Бюл №7.

## **ИССЛЕДОВАНИЕ И ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОНСТРУКЦИИ РОТАЦИОННОГО ПРОТИВОПОТОЧНОГО ОЧИСТИТЕЛЯ ВОЗДУХА С ЦЕЛЬЮ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЕГО В СИСТЕМЕ ВЕНТИЛЯЦИИ КАБИН ТРАКТОРОВ**

Мохнатко И.Н.

***Аннотация*** – работа посвященна проблеме исследований по оптимизации эффективности очистки воздуха от пыли и обоснованию параметров конструкции ротационного противопотокового очистителя воздуха с целью использования его в системе вентиляции кабины трактора.

## **RESEARCH AND JUSTIFICATION OF PARAMETERS OF THE DESIGN OF THE ROTATIONAL ANTILINE AIR PURIFIER FOR THE PURPOSE OF ITS USE IN SYSTEM OF VENTILATION OF CABINS OF TRACTORS**

J. Mohnatko

### ***Summary***

**Work is devoted to a problem of researches on optimization of efficiency of purification of air from a dust and to justification of parameters of a design of the rotational antistream air purifier for the purpose of its use in system of ventilation of a cabin of a tractor.**





УДК. 631.3.004

## ВПЛИВ ЯКОСТІ ПАЛИВА ПРОПОНУЄМОГО АЗС УКРАЇНИ НА РОБОТУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ

Мітков Б.В., к.т.н.,

Мітков В.Б., к.т.н.,

Ігнат'єв Є.І., інж.,

Лиса Ю.Ю., магістрант

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-12-65, e-mail: tdatu-mvz@yandex.ru

**Анотація** - розглядається питання якості палив, що відпускаються на АЗС та їх вплив на роботу бензинових та дизельних двигунів внутрішнього згорання.

**Ключові слова** - надійність, працездатність, економічність, ресурс, якість палива, фракційний склад палива, нагар, розпил палива.

*Постановка проблеми.* Ефективність сільськогосподарського виробництва в значній мірі залежить від працездатності мобільної сільськогосподарської техніки. Нестабільність функціонування або відмова працездатності сільськогосподарської техніки призводить до її простоїв і, як наслідок, недотримання агростроків, зменшення продуктивності й врожайності с.-г. культур. Сучасна мобільна сільськогосподарська техніка являє собою складні енергонасичені комплекси, працездатність яких залежить від надійності її окремих агрегатів і, у першу чергу, від двигунів.

Один із головних шляхів, який підвищує надійність, працездатність та продуктивність техніки - це використання якісних палив, тобто значення показників повинні відповідати вимогам стандартів. Для бензинів - ДСТУ 4063-2001 і ДСТУ 4839:2007, для дизельних палив ДСТУ 3868-99 і ДСТУ 4840:2007. Моніторинг якості нафтопродуктів, проведений територіальними органами захисту прав споживачів України встановив, що 30% реалізованих палив є неякісними, про це свідчить те, що значення деяких фізико-хімічних і експлуатаційних показників не відповідає чинним стандартам.



Для оцінки якості палив стандартами передбачений ряд показників. Їх значення можуть погіршуватися на різних етапах: транспортування, зберігання й експлуатація. У першу чергу, це такі показники: октанове й цетанове число, незбалансованість по фракційному складу, в'язкість, щільність, кислотність, наявність смол, механічні домішки й вода. Застосування палив, які мають відхилення значень показників від вимог стандартів суттєво негативно впливає на надійності, працездатності та економічності роботи двигунів внутрішнього згорання й у цілому мобільної техніки.

*Аналіз останніх досліджень.* Працездатність дизельних двигунів, визначається технічним станом його складових частин, у першу чергу, паливної системи. Більше 50% відмов пов'язані з використанням неякісних палив [1]. Реалії такі, що значення показників палив на шляху від виробника до паливного баку мобільної техніки змінюється більш як в 10 разів [2]. Це сприяє прискореному зносу не тільки сполучень елементів паливної системи, та окремих деталей ЦПГ, а в цілому двигуна. Так тільки по Запорізькій області річні витрати на ремонт тракторних двигунів і паливної апаратури, пов'язаних із використанням неякісних нафтопродуктів, збільшилися за останні роки до 2,2...2,5 млн. грн. [3]. А через погіршення технічного стану паливної апаратури перевитрата палива складає 15-20%. У розрахунку на 100 тис. одних тракторних дизельних двигунів потужністю 90-140кВт, перевитрата палива досягає 108 тис. тон, що складає 1,08 тон на один трактор за весь строк його експлуатації.

*Формування цілей статті.* Метою роботи є визначення якості палив, що відпускаються на АЗС півдня України, та їх вплив на надійність та працездатність двигунів внутрішнього згорання.

*Основна частина.* В теперішній час великий відсоток палива, що відпускаються з АЗС України має імпортне походження (РФ, Білорусь, країни Прибалтики). Варто відмітити, що великі НПЗ України, які оснащені сучасним технологічним обладнанням переробки нафти, як правило, випускають якісний бензин та дизельне паливо, тому вони не зацікавлені в зниженні імпорту.

Основною вимогою до автомобільних бензинів є відповідність показників вимогам ДСТУ.

Розглядаючи погіршення палива слід зазначити, що сама більша фальсифікація пов'язана зі штучним підвищенням октанового числа шляхом додавання в низькооктанову сировину, різних присадок, у першу чергу, металовмісних і інших, які заборонені до використання в сучасних автомобілях, обладнаних каталізаторами й допалювачами вихлопних газів.



Таке штучне підвищення октанового числа приводить до збільшення зольності, нагару, скороченню терміну служби нейтралізаторів вихлопних газів, що веде до забруднення навколишнього середовища шкідливими продуктами. Усе це знижує паливну економічність і надійність двигуна. Підвищене значення октанового числа бензину призводить до прогорання випускних клапанів. Це пояснюється тим, що застосовувані конструкційні матеріали для виготовлення клапанів не розраховані на роботу з бензином, що містить такі компоненти, а це вже приводить до зниження компресії й потужності двигуна.

Робота двигуна на бензині, що містить вищезгадані присадки в кілька разів знижує термін служби свічки запалювання. Присадки, що містять надлишок заліза викликають червоний наліт на свічах, а також сліди ерозії на електродах (рис.1). Поверхня виглядає, начебто її роз'їла іржа.



Рис.1. Червоний наліт на свічах запалювання.

При виявленні таких несправностей доводиться міняти комплект свічок. Також ці присадки підвищують зольність, що негативно впливає на роботі форсунок інжектора. Виникає необхідність у передчасному їх очищенні або зміні.

Застосування сурогатного бензину також погіршує екологічні показники автомобіля, що викликано несправностями в системі очищення вихлопних газів. У першу чергу, це може бути відмова в роботі датчика, що контролює кількість кисню у вихлопних газах. Причина такого поведіння полягає в тому, що датчик кисню реагує на компоненти, які утворюються при застосуванні неякісного бензину. У результаті подається сигнал - знизити вміст бензину в горючій суміші й автомобіль, в умовах швидкого розгону або на крутому підйомі відчуває так зване «паливне голодування» і двигун працює ривками. Тривала робота двигуна на такому бензині приведе до відмови лямбда-зонду в результаті агресивного впливу компонентів присадки. Усе це приводить до порушення динамічності роботи автомобіля та підвищення витрат палива.



Інший елемент екосистеми автомобіля, який також негативно реагує на введені присадки (антидетонатори) – це каталітичний нейтралізатор вихлопних газів. Про його неефективну роботу або руйнування свідчить, у першу чергу, голосний звук виходу вихлопних газів, а також підвищений вміст агресивних речовин, у продуктах згоряння.

Для встановлення дійсної картини якості бензинів, що відпускаються в Україні, Київською лабораторією [4] було проведено аналіз близько 500 проб із різних АЗС. Результати представлені в таблиці 1.

Таблиця 1 –  
Результати дослідження якості бензинів, що відпускаються на АЗС України

Перевірено АЗК	Які відповідають нормативам ДСТУ 4839:2007 "Бензини автомобільні підвищеної якості" (вид 1). "ЄВРО 5"	Які відповідають нормативам ДСТУ 4839:2007 "Бензини автомобільні підвищеної якості" (вид 2). "ЄВРО 4"	Кондиційні (які відповідають нормативам ДСТУ 4063-2001 "Бензини автомобільні"	Умовно кондиційні (із показниками на межі ДСТУ 4063-2001)	Некондиційні (які не відповідають нормативам ДСТУ 4063-2001) "Бензини автомобільні"
487	106	40	234	37	70
	21,8%	8,2%	48,0%	7,6%	14,4%

Аналіз свідчить, що 62,4% перевірених палив не відповідають дійсним вимогам ДСТУ 4063-2001, у тому числі 14,4% виявилися взагалі некондиційними.

Робота сучасних автомобілів на такому бензині вкрай недопустима, тому що викликає різні негативні наслідки, які впливають на їх надійність.

Незбалансованість бензину по фракційному складу можна оцінити шляхом його перегонки. Результати проведених у лабораторії ПММ ТДАТУ досліджень представлені в таблиці 2.

Аналіз табл. 2 свідчить, що за фракційним складом 32% бензину є не кондиційним.

Вміст у бензині важких фракцій приводить до його неповного згоряння в двигуні, а потрапляючи в картер вони розріджують масло, зменшуючи його в'язкість, а проходячи через лабіринт зазорів поршневих кілець викликають їх закоксування та заклинювання. Ці фракції також засмічують і забивають елементи паливної апаратури (форсунки, фільтри, бензонасос).



Таблиця 2 –  
Результати дослідження фракційного складу різних марок бензинів з  
АЗС півдня України

Показник	Вимоги ДСТУ 4063-2001	А-92				А-95				A-98
		Мелітополь, (Паралель)	Херсонська обл.	АР Крим	Мелітополь, (WOG)	Мелітополь, (WOG)	АР Крим	Херсонська обл.	Мелітополь, (Паралель)	Мелітополь (Лукойл)
Температура початку перегонки, °С, не нижче	30	40	57	43	42	41	46	35	38	45
10% переганяється при температурі, °С, не вище	75	56	72	62	59	52	62	49	52	58
50% переганяється при температурі, °С, не вище	120	91	118	110	107	92	111	84	90	104
90% переганяється при температурі, °С, не вище	190	167	198	174	171	161	174	150	156	169
Кінець кипіння, °С, не вище	215	185	223	208	197	184	180	176	183	201
Залишок у колбі, %, не більше	1,5	3,6	5,6	1,0	0,9	1,0	0,7	0,3	0,4	0,5
Об'єм відігнаного палива, %		94	93	97	97	98	98	98	97	97
Густина, кг/м <sup>3</sup>	720-775	770	780	732	730	734	718	715	713	713
Зовнішній вигляд	Прозорий, світлий	Жовтий			Світло-зелений	Темно-зелений	світлий	Жовтий		Темно-жовтий



Смолисті речовини під дією високих температур у циліндрі перетворюються в нагаровідкладення, про це свідчить чорно-коричневі кольори на випускних клапанах (рис.2) і головці блоку (рис.3)



Рис.2. Нагар на випускному клапані.



Рис.3. Нагар на головці блоку циліндрів.

Сьогодні на автомобільному ринку послуг пропонуються також різні миючі присадки, що вводять у бензин одночасно із заправленням на АЗС. Вони здатні руйнувати лакові й інші смолисті речовини, що утворюються в паливному баці та трубопроводах. Лихо полягає в тому що вони, разом із потоком бензину, попадають у паливну магістраль, забиваючи при цьому фільтри, форсунки й інші елементи системи живлення. На двигунах обладнаних розподіленою системою упрскування бензину, робоча суміш подається відразу на впускний клапан, минаючи впускний колектор. Тому на клапані буде утворюватися нагар, який має властивості теплоізолятора, що погіршує утворення якісної бензопароповітряної суміші.

Таким чином, використання некондиційних бензинів викликає підвищену витрату палива, зниження компресії та падіння потужності двигуна на 30-40% [5] і ріст токсичності відпрацьованих газів (ВГ), за рахунок збільшення різних забруднюючих речовин. ( $CO_1$ ,  $CO_2$ ,  $NO_1$ ,  $NO_2$ , тощо).

Аналізуючи вплив використання дизельних палив необхідно відзначити, що на АЗС часто має місце невідповідність палив діючим стандартам. Під видом сучасних палив, що відповідають новому ДСТУ 4840:2007, відпускається паливо старого стандарту (ДСТУ 3865-99). Воно, по ряду показників, відрізняється від нового не в кращу сторону (табл.3). У першу чергу це: цетанове число, вміст сірки, окислювальна стабільність та використання їх за температурою навколишнього середовища.



Таблиця 3 –  
Порівняльна характеристика основних показників дизельних палив,  
що виробляються в Україні й відпускаються на АЗС

Показник	Значення			
	ДСТУ3868-99	З	ДСТУ4840:2007	
Марка дизельного палива	Л	З	А, В, С, D, Е, F	
1. Цетанове число, не менше ніж	45	45	51	
2. Кінематична в'язкість, мм <sup>2</sup> /с	за температури 20°C	3,0-6,0	1,8-6,0	-
	за температури 4°C	-	-	2,0-4,5
3. Вміст сірки, % (мг/кг), не більше	вид I	0,05 (500)	0,001 (10)	
	вид II	0,1 (1000)	0,005 (50)	
	вид III	0,2 (2000)	-	
	вид IV	0,5 (5000)	-	
4. Температура спалахнення в закритому тиглі, °C не нижче ніж	40	35	55	
5. Вміст води %, або (мг/кг), не більше ніж	немає	немає	0,2 (2000)	
6. Вміст механічних домішок % (мг/кг), не більше ніж	немає	немає	0,0024(24)	
7. Коксованість 10-відсоткового залишку, %, не більше ніж	0,3	0,3	0,3	
8. Зольність %, не більше	0,01	0,01	0,01	
9. Окиснювальна стабільність, г/м <sup>3</sup> , не більше ніж	50	50	25	
10. Густина, кг/м <sup>3</sup>	за температури 20°C	860	840	-
	за температури 15°C	-	-	820-845

В лабораторії ПММ університету проведено аналіз різних марок дизельних палив, що відпускаються в осінній період з АЗС на відповідність до стандарту. Результати представлені в табл. 4.

Аналіз результатів досліджень проб палив з АЗС, свідчить, що значення деяких показників відрізняються від вимог стандартів. Це перед усім кінематична в'язкість, коефіцієнт фільтрованості, гранична температура фільтрованості або температура прокачування. Швидше за все на АЗС, ще відпускаються палива літніх марок. На нашу думку, це може бути пов'язано з не відповідністю стандартам: під видом палива ДСТУ 4840:2007 відпускається паливо яке виготовлене за стандартом ДСТУ 3868-99 (зразок 6).

Відомо, що хімічний склад вуглеводнів, які входять в дизельне паливо суттєво впливають не тільки на процес його згорання, але й на його фільтрованість. Деякі вуглеводні, особливо нафтонові кислоти, знижують фільтрованість дизельного палива, що призводить до забруднення фільтрів тонкої чистки та виникнення осаду в фільтрах грубої очистки. Це впливає на зменшення циклової подачі палива, а також до засмічення фільтруючих елементів паливних колонок АЗС.



Таблиця 4 –

Порівняльна оцінка показників дизельних палив з різних АЗС Запорізької області відібраних в осінній період

№ зразка	Марка дизельного палива	Показник											
		Кінематична в'язкість, мм <sup>2</sup> /с, у межах		Температура спалаху, °С, не нижче		Густина, кг/м <sup>3</sup> , не більше		Гранична температура фільтрованості, °С, не вище		Коефіцієнт фільтрованості, не більше		Випробування на мідній пластині	
		Вимоги стандарту	Дані випробувань	Вимоги стандарту	Дані випробувань	Вимоги стандарту	Дані випробувань	Вимоги стандарту	Дані випробувань	Вимоги стандарту	Дані випробувань	Вимоги стандарту	Дані випробувань
1	Л-0,05-40. ДСТУ 3868-99	3,0-60	3,3	40	51	860	868	-5	-6	3,0	3,25	Витримус	Витримус
2	Л-0,05-40. ДСТУ 3868-99	3,0-6,0	2,8	40	52	860	850	-5	-7	3,0	2,83	Витримус	Витримус
3	Л-0,1-40. ДСТУ 3868-99	3,0-6,0	4,5	40	47	860	871	-5	-3	3,0	2,52	Витримус	Витримус
4	Л-0,1-40. ДСТУ 3868-99	3,0-6,0	3,2	40	61	860	863	-5	-6	3,0	3,15	Витримус	Витримус
5	Л-0,1-40. ДСТУ 3868-99	3,0-6,0	4,1	40	60	860	872	-5	-2	3,0	2,64	Витримус	Витримус
6	Марка В виду I. ДСТУ 4840:2007	2,00-4,50	3,6	55	52	820-845	858	0	-2	Не нормується	3,18	Витримус	Витримус
7	Марка С виду I. ДСТУ 4840:2007	2,00-4,50	2,7	55	64	820-845	825	-5	-5	Не нормується	2,85	Витримус	Витримус
8	Марка С виду I. ДСТУ 4840:2007	2,00-4,50	2,5	55	65	820-845	810	-5	-7	Не нормується	2,44	Витримус	Витримус



Особливо небезпечна присутність нафтових кислот у паливі для зимових умов роботи, тому що вони при наявності води, прискорюють утворення кристалів.

Для оптимальної експлуатації палив, що мають неоднакову граничну температуру фільтрованості, а отже й працездатності, виникає необхідність у використанні різних морозостійких, депресорних присадок, що знижують температуру застигання палива.

На жаль, не всі ці присадки сертифіковані, тому повністю не визначено їх хімічний склад. Це, в свою чергу, негативно впливає на якість дизельного палива. При сильному морозі компоненти підвищують в'язкість палива, а також приводять до зміни параметрів горіння, що може викликати небезпеку руйнування форсунок. Робота двигуна, працюючого на паливі з підвищеною в'язкістю, призведе до його розпилення великими краплями (рис.4б), що спричиняє неповне згорання палива та зниження економічності роботи двигуна.

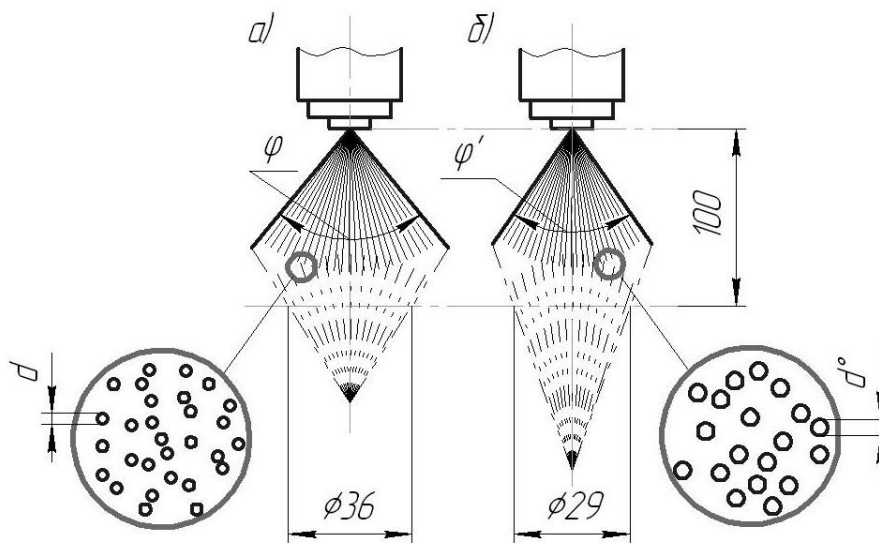


Рис.4. Розпилення палива форсунками: а – з в'язкістю, що відповідає стандарту; б – з підвищеною в'язкістю.

Робота двигуна на паливі з підвищеним вмістом сірки (невідповідність існуючому стандарту) прискорює процес зношування циліндро-поршньової групи (рис.5).

Вміст сірки в дизельному паливі вище ніж в бензині. При згорянні утворюються агресивні оксиди -  $SO_2$  і  $SO_3$  та при їх взаємодії з вологою утворюються кислоти - відповідно сірчана та сірчиста. Особливо чутливі до сірчано-кислотної корозії швидкохідні дизелі, які мають надлишок кисню при згорянні.

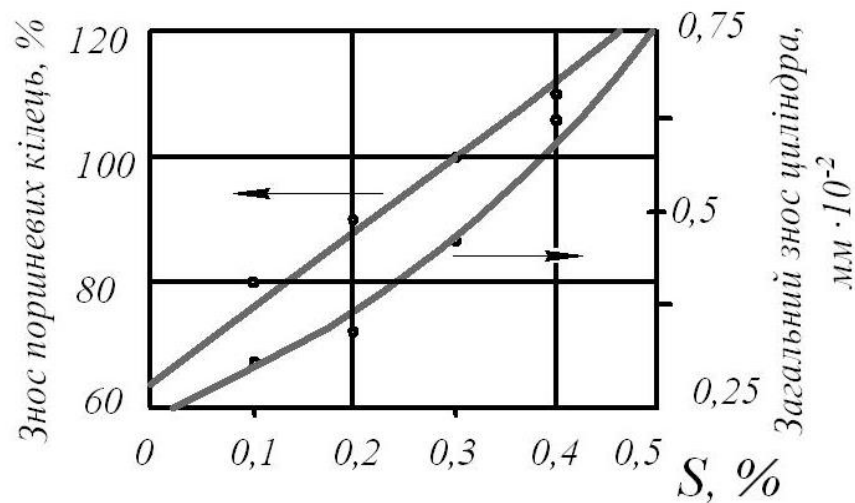


Рис.5. Вплив масової частки сірки в паливі на знос деталей

Встановлено, що загальний знос деталей двигунів прямо пропорційний вмісту сірки. При зниженні кількості сірки від 0,5 до 0,2% знос зменшується на 20...25% [6].

*Висновки.* Проведені дослідження дають можливість констатувати, що за показниками якості не всі нафтопродукти які відпускаються на АЗС відповідають вимогам стандартів, що негативно впливає на ефективність та надійність роботи ДВЗ.

### *Література.*

1. Гуревич И.Б. Эксплуатационная надежность автомобильных двигателей. / И.Б. Гуревич, П.Э. Сырнин. – М.: Транспорт. – 142с.
2. Покровский Г.П. Топливо смазочные материалы и охлаждающие жидкости. / Г.П. Покровский. – М. : Машиностроения, 1985. 200с.
3. Мітков Б.В. Альтернативні палива транспортних засобів./ Б.В. Мітков, В.М. Болтянський, В.Б. Мітков //Праці ТДАТУ, вип. 11, т.ч. – Мелітополь 2011.
4. Лаборатория ООО " Исследовательский центр топливо смазочных материалов ( ООО ИЦ ТСМ ). : г. Киев 2011.
5. Остриков В.В. Контроль качества топлив и смазочных материалов, используемых в узлах и агрегатах сельскохозяйственной техники./ В.В. Остриков, С.А. Нагорный, О.А. Клейменов, А.П. Ликсутика, Н.Н. Тупотилов, А.Ю. Корнев. – М.: Россельхозакадемия, 2007. – 115с.
6. Баширов Р.М. Надежность топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей./ Р.М. Баширов, В.Г. Кислов, В.А. Павлов. – М.: Машиностроение, 1987. –184с.



## **ВЛИЯНИЕ КАЧЕСТВА ТОПЛИВА, ПРЕДЛАГАЕМОГО НА АЗС УКРАИНЫ, НА РАБОТУ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Митков Б.В., Митков В.Б., Игнатъев Е.И., Лыса Ю.Ю.

***Аннотация*** – в статье рассматриваются вопросы качества топлива, которое продается на АЗС Украины, и их влияние на работу бензиновых и дизельных двигателей внутреннего сгорания.

## **EFFECT OF QUALITY OF THE PROPOSED FUEL IN UKRAINE ON THE WORK OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES**

*B. Mitkov, V.Mitkov, E.Ignatiev, Yu.Lisa*

### ***Summary***

**The article considers the quality of fuels proposed at gas stations and their impact on the gasoline and diesel internal combustion engines.**



## STUDY ON THE INFLUENCING FACTORS OF THE HYSTERESIS ERROR OF SENSOR

Wang Xu,

Zheng Li-na,

Wang Shu-en,

*Technical Institute, Hulunbuir University, Hulunbuir, China*

E-mail: [wangxu1967@sohu.com](mailto:wangxu1967@sohu.com), Telephone Number: 15049500577

**Summary** – as one of the important characteristic parameters of the sensor, the improvement of the hysteresis error has the direct impact on the overall error of the sensor. Firstly, it should be known what factors played a role if you want to be able to accurately control. In this paper, the influence factors of the sensor hysteresis were analyzed from the hysteresis effects on the precision of the sensor point of view.

**Key words** – sensor, hysteresis, factors, control.

The definition and significance of hysteresis. With the development of society, more and more sensors are applied. The measurement accuracy will be affected because of the influence of environment and the sensor's index. Take the strain sensor for example. The strain sensor gains more and more attention because of the wide range of measurement and the high accuracy. But in using, due to various factors, the precision of measurement results is affected to a certain extent. In the evaluation of strain sensor, the influence of hysteretic index can not be ignored.

As one of the important static index of sensor, hysteresis has a great influence on the test precision of sensor. In the calibration process, the output signal of the sensor is not equal, even though the input value has the same size but different direction. The degree of not coincide of the input-output characteristic curve in the sensor's positive, reverse stroke was called the hysteresis. As shown in Figure 1.

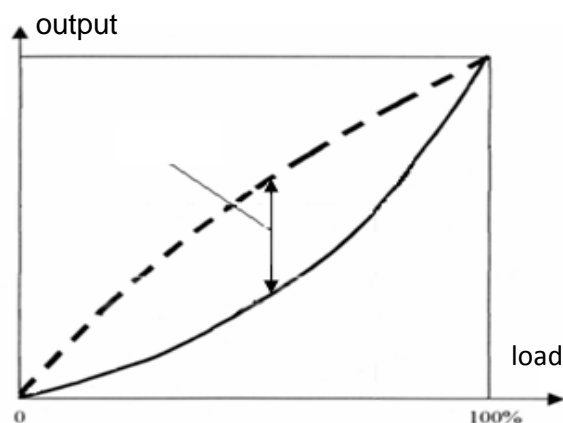
The value of the hysteresis error can be determined by experiment. It can be expressed with the percentage of the maximum output difference  $\Delta_{\max}$  and full-scale output YFS.

$$\delta_H = \pm \frac{1}{2} \frac{\Delta_{\max}}{y_{FS}} \times 100\% \quad (1)$$

The hysteresis error is also called the return error. The return error is mostly expressed by absolute value.



The definition of hysteresis can be introduced through Figure 1: horizontal for load, vertical axis for the sensitivity output. The specified load will be rated at least equally divided into five parts in general when testing output characteristics of the sensor, from 0 to 100% step loading and record the output values, each recorded points into smooth curves, called the loading curve, also called process curve, such as the thick solid line in diagram. From 100% to 0 step load shedding, and record the corresponding data, the data into smooth curves, called load curve, also known as the return curve, such as the thick dotted lines. The maximum error between the load curve and the loading curve is called the hysteresis error.



The hysteresis error is one of the main indexes of the sensor's precision. The hysteresis error affects the accuracy of measurement. Various factors affecting the hysteresis must be strictly controlled in the production process of the sensor. At the same time, try to avoid the influence factors of hysteresis existence when the sensor is installed under the different conditions.

The analysis on influence factors of hysteresis. In addition to unavoidable defects of the mechanical such as bearing friction, clearance, loose fasteners, material internal friction, dust and other strain aging, the reasons for hysteresis phenomenon of strain sensor are the following factors.

The material of sensor. The elastic: Any kind of metal material, because of the complexity of its internal organization structure relation, the micro strain occurs between the tiny grains by the external pressure, the micro strain disappears when the external force disappears. But different materials have different performance whether the materials could be restored to the original state. In Figure 1, we can see the strain curve  $\epsilon_1$  during loading does not coincide with the strain curve  $\epsilon_2$  in unloading process. The difference is mainly determined by stability, from material composition uniformity, the microstructure of after heat treatment. As the key element, the elastic limit of the elastic can be improved by different heat treatments, in order to reduce hysteresis. The material commonly used



is 40CrNiMo in the present, this kind of material can achieve the ideal comprehensive mechanical properties after reasonable heat treatment.

The sensitive element: The sensitive element of the strain sensor is a strain gauge. The typical structure of metal strain includes the sensitive gate, the basement, the composition of coating layer and lead. The change of the elastic transformed into the change of resistance, be the resistance strain effect of the sensitive gate when the sensor was using. The strain gauge itself has the hysteresis according to the hysteresis of material itself. The current world famous meter factories consider the self compensating of hysteresis in the process of production, to make the influence minimum in the application of sensor. Such factors should be considered when choice the strain gage.

The quality and thickness of sealant: It needs a mount of sealant to fix line and seal in the production process of strain sensor. The sealant is soft and the strength almost can be neglected compared with elastic body. But for a small range of products, it must be taken into account. The small range of products, the deformation zone is relatively weak, the influence degree of thickness of sealant increased significantly.

Figure 2 shows the variation between hysteresis and range when the thickness of adhesive layer is determined. The approximate function as below:

$$Y=K*e^{-X_a} \tag{2}$$

Type: Y - the hysteresis of sensor

K - the hysteresis of the fully cured sealant

X<sub>a</sub> - the rated load of sensor

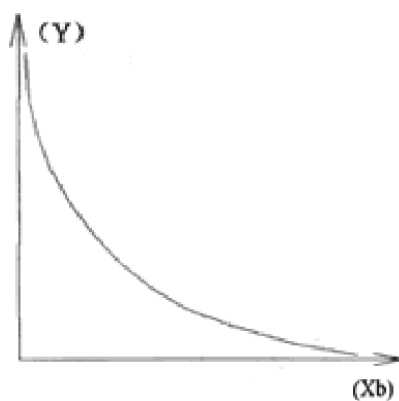


Figure 2

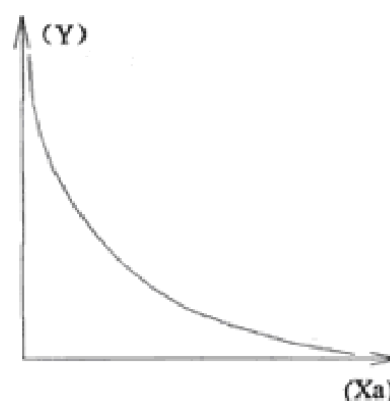


Figure 3

The adhesive layer when the range is determined. The approximation function as below:

$$Y=K*(1-e^{-X_b}) \tag{3}$$

Type: Y - the hysteresis of sensor

K - the hysteresis of the fully cured sealant

$X_b$  - the thickness of adhesive layer

The adhesive layer with different qualities has different performance. If the hardness of adhesive layer increases with time layer, the hysteresis of products will also change. It's better to choose the high stability adhesive.

The conditions of installation.

The strain sensor is widely used in weighing and measuring field. As sensitive element, it is directly used for measuring the strain of test pieces. As the conversion element, it can constitute sensor in use of the elastic element to test other physical quantities. The structure and installation conditions are different for the different application. The installation conditions refer to the boundary conditions when the sensor is installed special accessories (such as the base of bridge sensor). For example, the condition of surface, the torque of installation is the biggest factor. On the other hand, it refers to the installation conditions of the sensor using at the scene. According to the analysis and research of customer application, some factors such as surface condition, the contact area, the mounting torque, the intensity of bolt, the hardness of surface will affect the hysteresis sensor and the test precision of sensor. The weighing sensor is analyzed as an example.

The contact area: It refers to the fixed contact area of the sensor and the weighing platform. As shown in Figure 4(a), the contact area is too small, in Figure 4(b), the contact area is too large. The contact surface of different types of products is slightly different, because of the different structure and process. So, it must be determined during the installation of sensor.

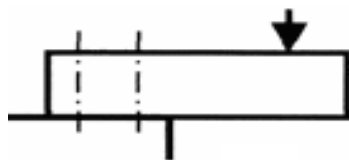


Figure 4(a)

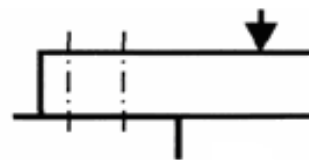


Figure 4(b)

The mounting torque: The mounting torque has some influence on the hysteresis of sensor. Generally speaking, when the mounting torque is changing greater or smaller, the hysteresis is changing smaller or greater if the contact surface is determined. The regular pattern of mounting torque is not the same for different structure products. For example, the cantilever beam sensor can get the best hysteresis when the mounted torsion reaches  $100\text{N}\cdot\text{m}$ . The hysteresis will be worse when the mounting torque is too large or too small.

The intensity of bolt: It has the same influence compared with the mounting torque. The locking force will become loose to influence precision if insufficient strength when the product is used for a period of time.

The hardness of mounting surface: Take the cantilever beam sensor for example, if the hardness is too low, because the contact surface on fixed end is small, the stress point will move with the increase in the frequency of use. As shown in Figure 5, the stress point moved from point a to point b, then the accuracy would change with different degree.

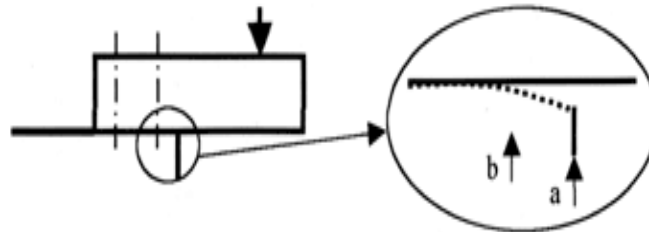


Figure 5

The surface condition: It refers to the quality of the contact surface of the weighing platform and sensor, such as roughness, parallelism, etc.. It will cause the looseness of the fastening bolt and affect performance if the surface is too rough and the using time is too long. If parallelism is high, the sensor will produce a force after it was loaded and directly affect the product precision, also can not reflect the real accuracy of the sensor. In order to reduce costs in some enterprises, the certain thickness steel plate is cut into the appropriate size of welding to the weighing platform, without any processing. The accuracy will be getting worse with the extension of time although there is no problem during the early time.

Effect of intensity of working face.

Taking the weighing platform for example, the four cantilever weighing sensors are installed in four angles, as shown in Figure 6 (a):

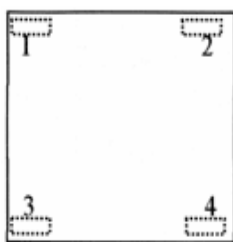


Figure 6(a)



Figure 6(b)



Figure 6(c)

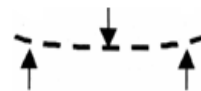


Figure 6(d)

Side-view schematic and stress model as shown in Figure 6(b) shows, If the strength of table is big enough to resist the external load, as shown in Figure 6(c) of the ideal situation, so that the sensor can reflect the real weight of the measured object. If the strength of table is not enough, the scale central will depression, as shown in Figure 6(d), the lateral force will influence the sensor. And the lateral force increases with the increase of the weight of the object to be measured, but the increasing amplitude is nonlinear relationship. Take Figure 6(d) as the simplified model of stress,





the relationship between stress and load sensor can be estimated by using the following formula:

$$F=G/2\cos\alpha \quad (4)$$

Type:  $F$  - the force of loading terminal of sensor

$\alpha$  - the stress and deformation of the weighing platform

From the formula shows that, if the scale and intensity is strong enough, the weighing platform deformation can be ignored, let  $\alpha = 0$ ,  $\cos\alpha = 1$ ,  $F = G/2$ , if the scale strength is poor,  $\alpha$  becomes larger with the increase of load, the nonlinearity of  $F$  and  $G$  gets worse.

In the practical application process, there is two types of the installation anchor, one is the fixed anchor and the other is the movable anchor. The fixed anchor is composed of the screw, the base and the vibration damping rubber composition, as shown in figure 7(a). The movable anchor is composed of the screw, steel ball, the base and the anti-skid pad, as shown in figure 8. The lateral force has no influence to the movable anchor because of its structural characteristics. If the installation anchor of platform scales is the fixed anchor, the impact of changes need to be considered when the anchor was tilt in the force structure, as shown in Figure 7(b). The negative influence caused by the deformation of foundation can be reduced if the movable anchor is used.

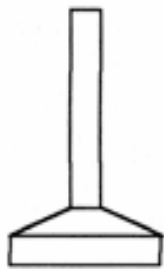


Figure 7(a)



Figure 8

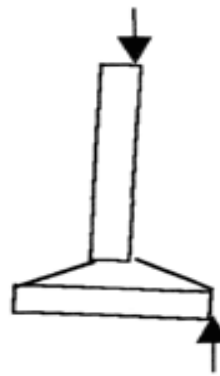


Figure 7(b)

#### Influence of dust and water.

These two factors will have no influence in the better maintenance of conditions, but special attention should be paid to the sensor used in the open air, such as automobile, sensor track scale. The dust on the surface of the sensor and the clearance of accessories would be harden for a long time. The harden dust can make the activities of the part become fixed that result in the linear and hysteresis of the sensor significantly get worse. On the other hand, from the water or moisture, is the main corrosion sensor surface, the contact point changes, especially with accessories products,



rust will cause parts of the sensor "rust" together, and the effect of hysteresis.

The effects of dust, experienced manufacturers will adopt the appropriate protective measures, such as increasing sealing cover, coated with butter appropriate protection.

Conclusion. The strain sensor is widely used now. It acquired the industry's favor due to its wide measuring range, stable performance, high quality characteristics of frequency response. But the accuracy of the sensor will be affected because of the hysteresis error. If the attention was paid on the above analysis, it would be engendered the profound significance to improve the accuracy of the sensor and the development of using in the process of producing or using sensor.

### Reference.

1. Gao Yuliang Chief Editor "Circuit and Analog Electronic Technology" Beijing: Higher Education Press (HEP). 2009
2. Song Wenxu Chief Editor "Sensor and Detection Technology" The second edition, Beijing: Higher Education Press (HEP). 2009
3. Li Yongkui "Study on agricultural engineering signal of the computer processing system" Doctoral Dissertation of Shenyang Agricultural University. 2001
4. Luo Cishen Chief Editor "Testing Technology of Power Machinery Testing" The first edition Shanghai Jiao Tong University Press. 2002
5. Shen Yunong Chief Editor "Sensor technology and application" Chemical Industry Press. 2002
6. Wu Xinghui, Wang Caijun, Chief Editor "Sensor and Signal Processing" Publishing House of Electronics Industry. 1998
7. Japan. Takahashi "Introduction of Sensor Technology" The first edition Beijing National Defence Industry Press. 1985

## ИЗУЧЕНИЕ ФАКТОРОВ ВЛИЯЮЩИХ НА ГИСТЕРЕЗИСНЫЕ ОШИБКИ СЕНСОРА

Ванг Шу Ень, Ванг Ксу, Женг Ли На.

**Аннотация** – одной из ключевых идей статьи, является усовершенствование точности в показаниях сенсора за счет гистерезиса, который имеет прямое влияние на общую ошибку показания сенсора. В статье проанализированы факторы, которые имеют влияние на гистерезис точности показания сенсора.



## **ВИВЧЕННЯ ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ГІСТЕРЕЗИСНІ ПОМИЛКИ СЕНСОРУ**

Ванг Шу Єнь, Ванг Ксу, Женг Лі На.

### *Анотація*

**Однією з ключових ідей статті, є удосконалення точності у свідченнях сенсора за рахунок гістерезису, який має прямий вплив на загальну помилку показань сенсору. У статті проаналізовано чинники, які мають вплив на гістерезис точності показань сенсору.**



## THE CIRCUIT DESIGN TO REDUCE THE ZERO DRIFT OF THE SENSOR AMPLIFIER

Wang shu-en,

Wang xu,

*Technical Institute, Hulunbuir University, Hulunbuir, China*

E-mail: [wangxu1967@sohu.com](mailto:wangxu1967@sohu.com) , Telephone Number:15049500577

**Summary.** In the sensor measurement system, the zero drifting question of sensor amplifier result in low accuracy of measuring .The reason of the zero drifting was analyzed. Several kinds of sensor circuits of automatic zero setting compensating was designed, according to analysis operational principle kinds of compensating circuits. This has a positive impact on increasing the sensor testing precision.

**Key words:** sensor, amplifying circuit, zero drifting

Foreword. In the modern production of coal mine, sensor is used more and more widely in the measuring technical field, and it's the primary link to realize the automatic detection and automatic control. Weak signal sensor must pass through the amplifier amplification before it can be measured and used. However, the zero drift problem of sensor amplifier has been a big problem. It is an effective method the sensor amplifier circuit with automatic zero adjustment technology can compensate automatically and continuously for the zero drift signal.

The basic requirements of measuring amplifier

In the field of sensor testing, it needs amplifying circuit to support the signal acquisition of the sensor because the output signal of the sensor is weak. In general, it asks the sensor amplifier has high magnification to be able to amplify the weak signal; has the high input impedance to reduce the influence on the measured signal; and has the high common-mode rejection ratio in order to suppress the common mode interference which may be on line.

Some practical problems in the process of using the sensor amplifier

Sensor amplifier is mainly integrated sensor. There are many kinds of types at home and abroad which have very wide application. In addition to universal integrated operational amplifier, there have many amplifier circuits with special function, some properties of them are much better than the general. For example, high input impedance is mainly used for measuring amplifier and analog regulator. Active filter and sampling - hold



circuit; high precision for precise detection, automatic meter and so on; low consumption type for general telemetry, remote sensing, biomedicine and space technology situation that energy consumption is limited.

In the selection of the sensor amplifier, in order to meet the use requirements and precision the most important is zero except eliminating the self-excited oscillation, in addition to the correct selection according to the purposes and requirements. It is the elimination of sensor zero drift. The so-called zero drift is the output of the amplifier is not zero when the input signal of the sensor is zero. The main reason is the semiconductor material does not mean or triode asymmetry. Therefore, most of the actual operational amplifier at pin is provided with a zero terminal. It raised the zero potentiometer to zero. But in the actual test, the zero only some static zero, the zero method cannot eliminate because there are various interference factors in the actual test site. Here are several automatic zero adjustment circuit.

The working principle of automatic zero adjustment circuit.

Automatic zero adjustment principle is to design a zero adjustment circuit, installed in the original sensor amplifier circuit front-end. Before each measurement, sampled and preserved zero drift signal caused by sensor amplifier and a variety of other factors, in the formal measurement from the amplified output signal minus zero drift signal to gain real signal, so as to eliminate the effects of zero drift. Automatic zero adjustment circuit can generally be divided into digital and analog two types. The principle of automatic zero adjustment circuit digital is: before the test to measure zero drift signal, converted by the A/D to zero drift memory preserved, in the formal measurement, use the good ( including zero drift signal ) to minus the zero drift number in zero register. It can eliminate the influence of zero drift to get correct measurement results. This method is of high accuracy, fast speed and simple. But the circuit must have microprocessor and the corresponding data processing software. In the analog signal circuit for zero, the zero drift signal is stored in a capacitor or a sample-and-hold circuit, minus the zero drift signal to eliminate influence of zero drift in the formal measurement. This method has the advantages of simple structure, reliable work, adding a plurality of components in the circuit design.

The Basic automatic zero adjustment circuit.

The Automatic zero adjustment circuit (Figure 1) consists of the main amplifier (the amplifier in the original instrument or circuit, composed of A1), time keeping circuit (from S1 to A2), arithmetic operation circuit (A3 and the related resistance ) and some simple logic circuit.

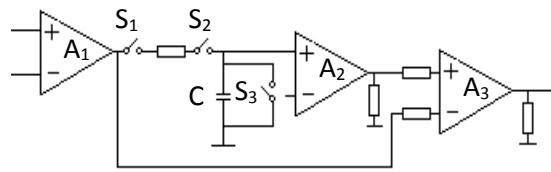


Figure 1 The diagram of automatic zero adjustment circuit

Analysis on the work process of zero adjustment circuit:

The working process is as follows: In the beginning of the measurement, the logic circuit accepted a start pulse, the S3 was connected, the capacitor was short. After a certain period of time, the S3 was disconnected, S1, S2 were connected at the same time. The zero drift signal was sent to the retaining circuit through S1, S2. The retaining circuit exported the signal with the same amplitude and polarity with the zero drift signal. Then, the logic circuit send out a start pulse that made S1, S2 disconnected. The sampling zero drift signal was still maintained in the retaining circuit. The formal testing work began immediately. Because S1, S2 was disconnected, the output signal of main amplifier was no longer sent to the retaining circuit, but only sent to an input terminal of the arithmetic operational amplifier. The two input terminals of the differential operational amplifier A3 received two signals at the same time, one of them was the zero drift signal, the other was the measurement signal that included the zero drift signal. The difference of the test signal minus zero drift signal was the true signal because of the symmetry function of the differential amplifier. The influence of zero drift error was automatically eliminated in each measurement process.

Because of the zero drift is a slow and gradual process, so this method is effective. The problem lies in the zero drift signal can be obtained only at no load or non state detection, measurement process often sustained for a long time. It needs to measure the zero drift signal in the whole measurement process. In order to ensure the accuracy of automatic zero adjustment, it requires zero drift signal keeping in the measuring process as small as possible. This must have certain requirements on the retention time of hold circuit. It requires for hours in special cases. The hold circuit designed according to the general method obviously can not meet the requirements.

In general, it's more difficult to let the capacitor to maintain a small signal long time, with RC charging circuit as an example, as shown in figure 2. Let  $C=10\mu\text{F}$ ,  $R=10\text{M}\Omega$  ( can be seen as input impedance of a circuit ). The time constant of the circuit for the  $t=R\cdot C=100$  seconds, that is the signal capacitance has disappeared 100 seconds later.

The time is too short for the analog automatic zero adjustment circuit. A larger time constant can be acquired by increasing the



capacitance or resistance, but capacitance with small electric leakage is very difficult to obtain because of restrictions on technology. In addition, time constant can not be too high, because the long discharge time, charging time is extended accordingly. This is not allowed when the signal is zero.

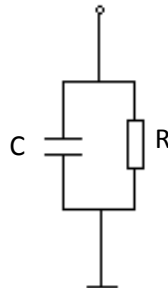


Figure 2

The circuit design of long time keeping signal

A long time keep circuit with a high impedance amplifier is designed. The charging time is less than one second. The discharge time is up to 1000 seconds. Figure 3 is the working principle of the circuit.

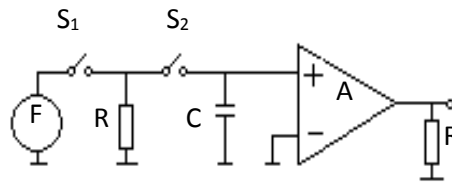


Figure 3 The principle diagram of the long time keeping circuit

Figure "F" is the signal source, "A" is an operational amplifier. When the zero signal was sampled, S1, S2 were connected by using the control signal, the capacitor is immediately charged by zero drift signal through RC circuit.

Let  $C=10\mu\text{F}$ ,  $R=50\text{k}\Omega$ , the constant of charging time:  $t=R\cdot C=50 \times 10^3 \times 10 \times 10^{-6}=0.5$  seconds. S1, S2 were disconnected when sampling is over. The obtained zero signal by sampling was maintained on capacitance C. R, C were no longer paralleled, C could not discharge through R. Discharge could be possible only through the leakage current of the high impedance amplifier. When the leakage current of the high impedance amplifier was  $10^{-10}$  A and the voltage across the capacitor was 10 MV, the charge remained on capacitance :  $Q=C\cdot U=10 \times 10^{-6} \times 10 \times 10^{-3}=10^{-7}\text{C}$ ; the discharge time of capacitor:  $T=10^{-7} / 10^{-10}=1000$  S.

Compared with the previously RC circuit, the charging time was 1/200, and the discharge time was 10 times. If we want to reduce the error caused by zero drift signal to 1/2 of the original, the sampling must be made every 500 seconds in the circuit.

The improved amplifier.



It is not allowed to take sample on the zero drift signal every 500 seconds in some measurement. It is not conducive to the data processing because of sampling time at short intervals and the huge collected data. The circuit in Figure 4 could significantly increase the time of signal holding, to further improve the accuracy of test results.

The improved amplifier in Figure 4 was similar to integral amplifier circuit in form. The amplifier was 50 times of the original if  $R_2:R_1=50:1$ . The potential at the two ends of capacitance was 50 times of the original at the same time under the influence of zero drift signal.

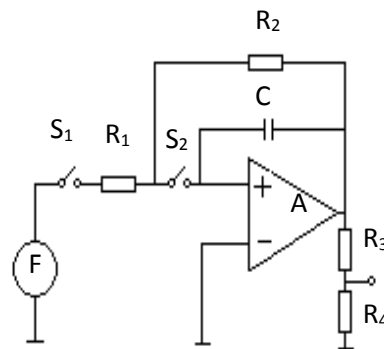


Figure 4 The improved amplifier

The circuit of the  $R_1=1k\Omega$ ,  $R_2=50k\Omega$ ,  $C=10\mu F$ , leakage currents of amperes amplifier  $I=10-10A$ , The zero drift signal is 10 MV, when switch  $S_1, S_2$  were connected, the output of integral amplifier:

$$V_o=R_2/R_1 \times V_i=0,5 \text{ V}$$

the constant of charging time:  $t=R \cdot C=50 \times 10^3 \times 10 \times 10^{-6}=0,5 \text{ S}$ ;

the charge remained on capacitance:  $Q=C \cdot V=10 \times 10^{-6} \times 0.5=5 \times 10^{-6} \text{ C}$ .

Capacitor discharge rate for the amplifier leakage currents of  $I=10-11 \text{ A}$ , FPS lose electric line 10-11 C, all discharge time:

$$T=5 \times 10^{-6} / 10^{-11}=5 \times 10^5 \text{ S} \approx 140 \text{ H}$$

Capacitor loses 50% charge after 70 hours. Considering the leakage of capacitor itself and other factors, the actual holding time decreased, but as long as the selection of high quality capacitor current leakage small (generally can not choose the electrolytic capacitor) and amplifier with high input operational impedance (such as F3140, F3240 etc., the input resistance is  $1.5 \times 10^{12} \Omega$ ), it can be realized to keep the 50% signal for more than 4 hours in the strict craft measures. It can meet the requirements of the vast majority of the detection process.

Conclusion. For the using driver test system, because of the reason amplifier itself and some interference, some errors were brought to the results by the output signal of amplifier. The error (zero drift) can't be eliminated in the sampling process for the parameter testing of high precision. It will reduce the error greatly by using the designed zero adjustment circuit, and also has a certain significance to improve the precision of testing sensor.



*Reference.*

1. Gao Yuliang Chief Editor "Circuit and Analog Electronic Technology" Beijing: Higher Education Press (HEP). 2009
2. Song Wenxu Chief Editor "Sensor and Detection Technology" The second edition, Beijing: Higher Education Press (HEP). 2009
3. Li Yongkui "Study on agricultural engineering signal of the computer processing system" Doctoral Dissertation of Shenyang Agricultural University. 2001
4. Luo Cishen Chief Editor "Testing Technology of Power Machinery Testing" The first edition Shanghai Jiao Tong University Press. 2002
5. Shen Yunong Chief Editor "Sensor technology and Application" Chemical Industry Press. 2002
6. Wu Xinghui, Wang Caijun, Chief Editor "Sensor and Signal Processing" Publishing House of Electronics Industry. 1998
7. Japan. Takahashi "Introduction of Sensor Technology" The first edition Beijing National Defence Industry Press. 1985

**СХЕМА УМЕНЬШЕНИЯ ДРЕЙФА НУЛЯ УСИЛИТЕЛЯ  
ДАТЧИКА**

Ванг Шу Ень, Ванг Ксу

**Аннотация** – в системах измерения сенсора вопрос нулевого дрейфа усилителя датчика состоит в низкой точности измерений. В статье проанализирован вопрос нулевого дрейфинга усилителя датчика. Несколько типов сенсорных схем автоматически настроенных на нулевой дрейфинг были исследованы, и сравнительный анализ показал операционные принципы, различающие точность показаний. Это дает позитивный эффект для повышения точности датчиков.

**СХЕМА ЗМЕНШЕННЯ ДРЕЙФУ НУЛЯ ПІДСИЛЮВАЧА  
ДАТЧИКА**

Ванг Шу Єнь, Ванг Ксу

**Анотація**

**В системах вимірювання сенсора питання нульового дрейфу підсилювача датчика полягає в низькій точності вимірювань. У статті проаналізовано питання нульового дрейфінгу підсилювача датчика. Кілька типів сенсорних схем автоматично налаштованих на нульовий дрейфінг були досліджені, і порівняльний аналіз показав операційні принципи, що розрізняють точність показань. Це дає позитивний ефект для підвищення точності датчиків.**



УДК 621.225.001.4

## КОНСТРУКТИВНЫЕ ОСОБЕННОСТИ ГИДРОМАШИН ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА, ПРИМЕНЯЕМЫХ В ГИДРОАГРЕГАТАХ МОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ

Волошина А.А., д.т.н.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

**Аннотация** – Работа посвящена анализу существующих конструкций гидромашин, применяемых в гидроагрегатах мобильных машин. Обоснован наиболее перспективный тип гидромашин – с циклоидальной формой вытеснителей.

**Ключевые слова** – гидроагрегат, мобильная техника, гидравлическая схема, активные рабочие органы, высокомоментный гидромотор, вытеснительный блок, распределительный блок, компенсирующий блок.

*Постановка проблемы* – Анализ существующих конструкций гидромашин роторного типа позволил установить, что ограниченность исследований в области их разработки, проектирования, изготовления и эксплуатации, указывает на наличие **проблемы** – отсутствие методологии проектирования гидромашин вращательного действия (с унифицированным типом вытеснителей, эффективно заменяющих весь ряд гидромашин).

*Анализ последних исследований* – Анализируя технические требования к активным рабочим органам с низкой частотой вращения и высоким крутящим моментом можно выявить потребность в гидрофикации следующих их групп [1]: бурильная техника (буры); лесозаготовительная техника (харвестерные и другие головки); коммунальная техника (транспортеры, разбрасывающие диски); и как самый крупный потребитель гидрооборудования – сельскохозяйственная техника: машины для внесения минеральных и органических удобрений (разбрасывающие диски, транспортеры); зерно-, кукурузо-, свекло- и картофелеуборочные комбайны (наклонная камера, соломотряс, транспортеры, битеры, копачи, элеваторы, шнеки); машины для химической защиты (транспортеры, мешалки); плодо- и ягодоуборочные машины (транспортеры, вибраторы, вентиляторы).

Анализ гидравлических схем мобильной техники показал [1], что в состав гидроагрегата привода активных рабочих органов мобильной



техники, как правило, входят: приводной двигатель, нерегулируемый шестеренный насос, предохранительный клапан непрямого действия и высокомоментный низкооборотный гидромотор роторного типа.

К основным требованиям, которые предъявляются к гидравлическим машинам, которые применяются в гидроагрегатах мобильных машин относятся [3]: обеспечение необходимой производительности, мощности или крутящего момента при заданном давлении и максимальном КПД, минимальные габаритные размеры и вес, минимальная сложность и трудоемкость изготовления, надежность работы и большой ресурс, легкость монтажа, простота эксплуатации. Более всего перечисленным требованиям удовлетворяют роторные гидравлические машины, имеющие различные: формы контура рабочей полости: эпитрохоиду (эпициклоиду), гипотрохоиду (гипоциклоиду), шестерню с внутренним зубом различного профиля; конфигурации зубьев вытеснителей (ротора или статора): элементы эпитрохоиды (эпициклоиды), элементы гипотрохоиды (гипоциклоиды), логарифмическую кривую, круговой профиль; виды движения основных рабочих органов: планетарное движение внутреннего ротора, планетарное движение внешнего ротора, вращение внутреннего и внешнего вытеснителей вокруг своих центров; виды кинематической связи ротора с выходным валом: непосредственная жесткая связь, при помощи эксцентрика, зубчатого зацепления или шарнирного и шлицевого соединения; способы синхронизации движения ротора: без силового контакта роторов или ротора с поверхностью рабочей полости статора, посредством взаимодействия роторов или ротора со статором; способы распределения рабочей жидкости: торцевое распределение путем вращающегося или неподвижного торцевого распределителя, внутреннее распределение через отверстия и каналы внутреннего ротора, внешнее распределение через отверстия и каналы в теле статора или внешнего ротора, распределение при помощи цапфенного распределителя, комбинированное распределение; по реверсивности: реверсивные и нереверсивные; по регулируемости: регулируемые и нерегулируемые; по величине крутящего момента и скорости вращения выходного вала: высокомоментные низкооборотные и низкомоментные высокооборотные.

На сегодняшний день наиболее широкое применение в гидроприводах вращательного действия мобильной техники получили аксиально-поршневые, шестеренные и сравнительно новые планетарные и героторные гидромашины [2-5].

Анализ конструктивных особенностей роторных гидромашин показал [2], что несмотря на разнообразие гидромашин, используемых в приводах активных рабочих органов мобильной техники только планетарные гидромашины допускают форсирование по давлению, они, в зависимости от кинематической схемы работы вытеснителей

могут быть быстро- или тихоходными и могут работать с высоким КПД во всем диапазоне регулирования. Эти качества планетарных гидромашин обеспечивают возможность получения в них больших пусковых моментов и работы на самой низкой частоте вращения при заданной мощности. Поэтому при рассмотрении различных типов гидромашин, обуславливающих технический уровень современного силового гидропривода мобильной техники, наибольшего внимания заслуживают гидравлические машины планетарного типа.

*Цель работы* – Повышение эксплуатационной эффективности мобильной техники путем разработки комплексных мероприятий в области проектирования и совершенствования гидромашин вращательного действия (с унифицированным типом вытеснителей).

*Основная часть* – Для комплексного решения предъявляемых к гидромашинам требований необходимы принципиально новые решения. Более всего перечисленным требованиям удовлетворяют планетарные гидравлические машины.

Самыми распространенными планетарными гидромашинами, имеющими довольно простую конструкцию являются героторные гидромашини, в которых охватывающий 1 и охватываемый 2 вытеснители (рис. 1, а), образующие пару с внутренним гипоциклоидальным зацеплением, вращаются вокруг своих центров, образуя, таким образом, гидромашину со смещенными роторами.

Более сложную конструкцию имеют планетарные гидромашини с круговым профилем вытеснителей (рис. 1, б), когда центр подвижного (охватываемого) вытеснителя описывает окружность 3 вокруг центра неподвижного (охватывающего) вытеснителя.

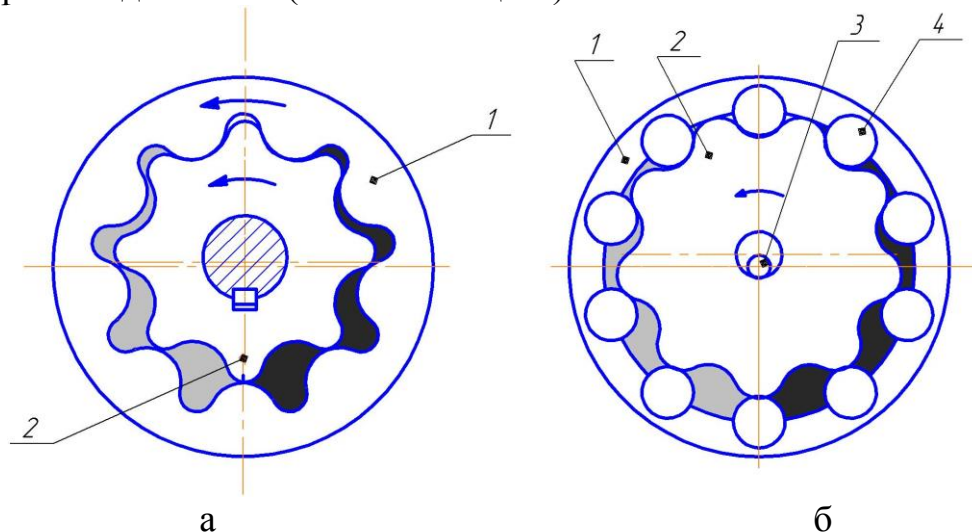


Рис. 1. Схемы гидромашин с различным контуром рабочей полости: а – с гипоциклоидальным профилем вытеснителей; б – с круговым профилем вытеснителей; 1 – охватывающий вытеснитель, 2 – охватываемый вытеснитель, 3 – эксцентрики; 4 – зубья.



Планетарные гидромашины относятся к роторным машинам объемного действия. В этих машинах вытеснителем рабочей жидкости является непосредственно ротор 2 (рис. 1), совершающий сложное планетарное движение. Эти машины, по существу, аналогичны шестеренным (со специальным профилем зубьев [1,2]) с внутренним зацеплением шестерен. Однако они отличаются от обычных шестеренных гидромашин с эвольвентным зацеплением.

Основным узлом планетарных гидромашин (рис. 1) являются ротор 2 (охватываемый вытеснитель) и направляющая 1 (охватывающий вытеснитель), которые образуют силовое соединение. В основу конструкции силового соединения заложен принцип работы зубчатой пары с внутренним гипоциклоидальным зацеплением [3,5,6], при этом число зубьев охватывающей шестерни на 1 зуб больше числа зубьев охватываемой шестерни, а непрерывный контакт зубьев, обеспечивающий отделение зоны нагнетания от зоны слива в этой зубчатой паре обеспечивается одновременно с условием обкатки.

При множестве различных конструктивных исполнений планетарные гидромашины можно объединить по трем основным узлам, определяющим эксплуатационную эффективность этих гидромашин: вытеснительному блоку со специальным циклоидальным профилем вытеснителей; распределительному блоку, создающему вращающее гидравлическое поле (необходимое для получения планетарного движения вытеснителей); блоку, компенсирующему планетарное движение ротора.

В зависимости от способа преобразования плоскопараллельного (планетарного) движения подвижного (охватываемого) вытеснителя в концентричное вращение выходного вала, кинематические схемы планетарных гидромашин отличаются преобразующим механизмом и могут быть четырех видов [3,4]. В настоящее время, для привода активных рабочих органов мобильной техники, в основном, используются планетарные гидромашины, представленные следующими четырьмя кинематическими схемами (рис.2).

В гидравлических машинах первой кинематической схемы планетарное движение ротора преобразуется в концентричное вращение выходного вала за счет смещения роторов (рис.2, а); в гидромашинах второй схемы – с помощью дополнительного внешнего зубчатого зацепления (рис. 2,б), в гидромашинах третьей схемы – с помощью карданной передачи (рис.2, в), в гидромашинах четвертой схемы – с помощью внешнего компенсирующего механизма (рис.2, г).

Рассмотренные гидравлические машины в зависимости от кинематической схемы, по которой они собраны, при одних и тех же параметрах вытеснительной системы отличаются рабочими характеристиками.

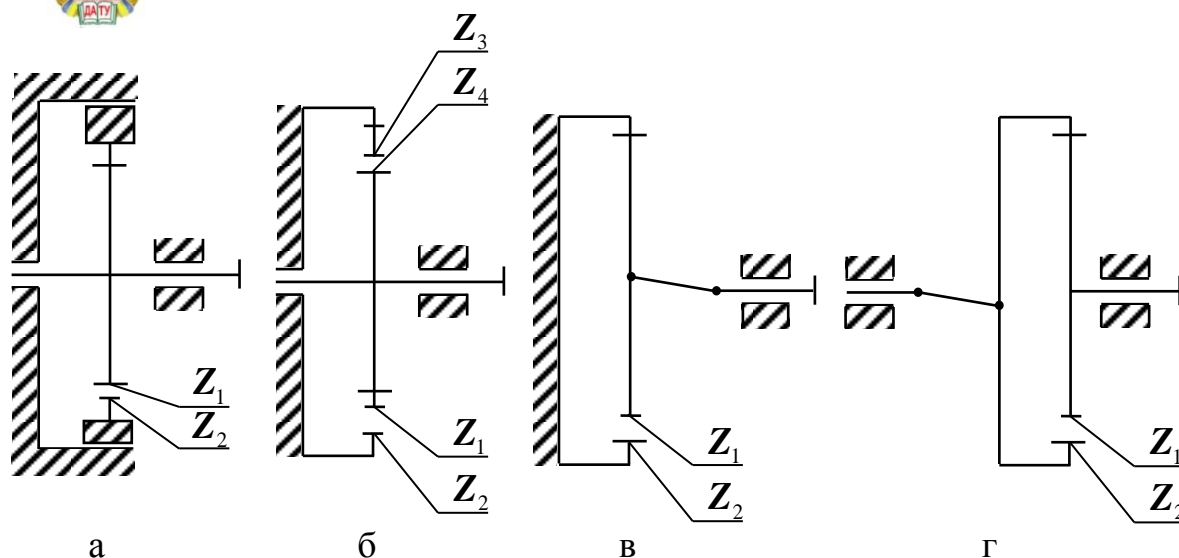


Рис. 2. Схемы компенсирующих механизмов (движения вытеснителей) планетарных гидромашин:

а – схема I, со смещенными роторами;

б – схема II, с дополнительным внешним зубчатым зацеплением;

в – схема III, с карданной передачей;

г – схема IV, с внешним компенсирующим механизмом.

Героторные гидромашины первой кинематической схемы относятся к высокооборотным низкомоментным гидромашинам и чаще всего используются в режиме насоса, планетарные гидромашины второй схемы относятся также к высокооборотным низкомоментным гидромашинам и поэтому могут использоваться как в режиме насоса, так и в режиме высокооборотного гидромотора, гидромашины третьей схемы чаще всего используются в качестве высокомоментных низкооборотных гидромоторов, а к гидромашинам четвертой схемы относятся высокомоментные низкооборотные гидравлические вращатели [3-5].

К гидравлическим машинам первой кинематической схемы (рис. 2, а) относится гидравлическая машина с двумя вращающимися рабочими органами (роторами), которая получила название героторной, или бироторной. Представителем таких машин является героторный насос типа PGZ выпускаемый фирмой Bosch Rexroth [7] (рис. 3).

Героторные насосы типа PGZ являются гидромашинной с фиксированным смещением роторов. Они в основном состоят из (рис. 3): корпуса 1, вала 2, внутреннего 3 и внешнего 4 роторов, а также соединительной муфты 5 и крышки 6 [7]. В процессе работы вал 2, получая вращение от приводного двигателя передает вращение через соединительную муфту 5 внутреннему ротору 3, находящемуся в зацеплении с внешним ротором 4. При этом внутренний 3 и внешний 4 роторы вращаются в одном направлении с практически одинаковой угловой скоростью (разница чисел зубьев роторов составляет единицу) с очень



маленьким относительным скольжением. Поэтому эти насосы имеют низкую пульсацию потока рабочей жидкости и, следовательно, незначительный шум при работе. Героторные насосы типа PGZ являются самовсасывающими.

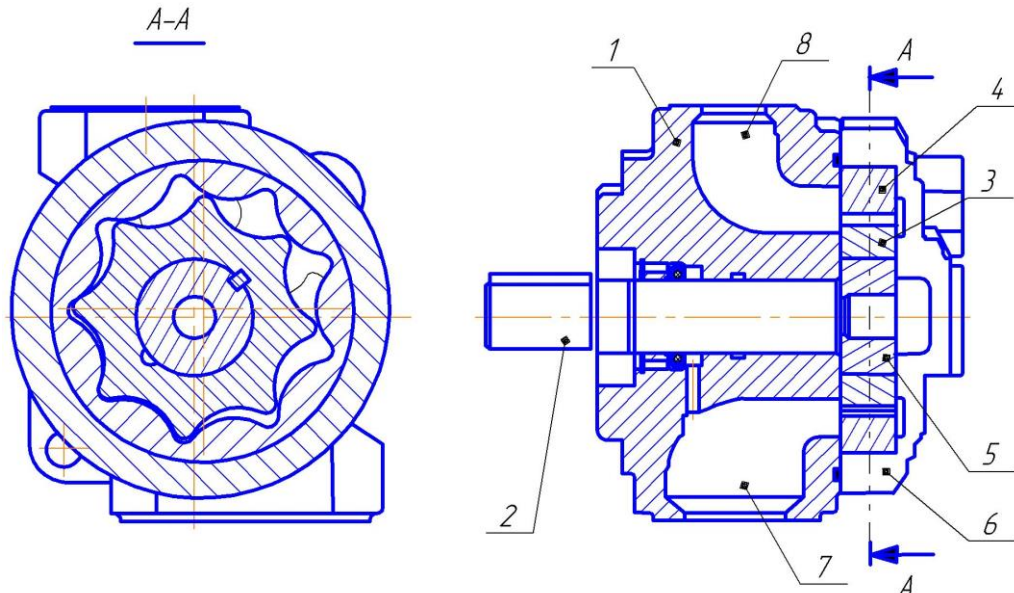


Рис. 3. Героторный насос типа PGZ: 1 – корпус; 2 – вал; 3 – внутренний охватываемый ротор; 4 – внешний охватывающий ротор; 5 – соединительная муфта; 6 – крышка; 7 – входной канал; 8 – выходной канал.

При вращении внутреннего 3 и внешнего 4 роторов против часовой стрелки, рабочие камеры, образованные их зубчатыми поверхностями, увеличивают свой объем, создавая разрежение, необходимое для всасывания рабочей жидкости через входной канал 7 (рис. 3). После чего объем рабочих камер начинает уменьшаться, что сопровождается вытеснением рабочей жидкости под давлением в напорную магистраль через выходной канал 8.

Еще одним представителем гидромашин первой кинематической схемы является героторный насос (рис. 4). У кольцевого охватывающего ротора (колеса) 1 на один зуб больше, чем у внутреннего охватываемого 2 (шестерни). Их оси смещены одна относительно другой на расстояние  $e$  (эксцентриситет), обеспечивающее зацепление шестерен в зоне верхней разделительной перемычки. Контакт зубьев при проходе ими нижней разделительной перемычки обеспечивает изоляцию полостей высокого и низкого давлений. Межзубовые впадины сообщаются с входным 6 и выходным 5 каналами с помощью серповидных окон 3 и 4 на боковых крышках. Верхняя цилиндрическая поверхность колеса вращается в подшипниках скольжения [5].

Героторные гидравлические машины могут выполняться с контуром охватывающего элемента (колеса) или с контуром охватываемого



мого элемента (шестерни) в виде любой циклоидальной кривой. Они применяются в качестве насосов для работы при давлениях рабочей жидкости до 14 МПа и частоте вращения вала  $30 \text{ с}^{-1}$ , а также пригодны для работы в качестве высокооборотных низкомоментных гидромоторов.

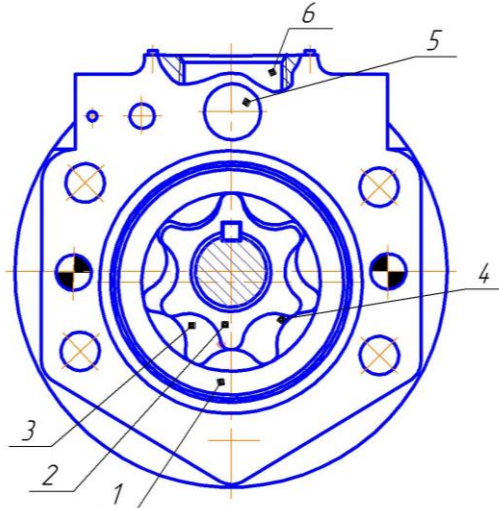


Рис. 4. Героторный насос: 1 – охватывающий ротор; 2 – охватываемый ротор; 3, 4 – серповидные окна; 5 – выходной канал; 6 – входной канал.

Наиболее распространенный в героторных гидромашинах торцевой принцип распределения рабочей жидкости [4,5,8,9]. В торцевых дисках имеются серповидные окна 3 и 4 (рис. 5), связывающие рабочие камеры гидронасоса с полостями нагнетания и всасывания. При положении шестерен, как показано на рис. 5, рабочая камера 5 имеет наибольший объем. Распределительные окна внизу должны быть расположены так, чтобы эта камера не сообщалась ни с полостью нагнетания, ни с полостью всасывания.

В зависимости от направления вращения роторов гидромашины рабочая камера должна сообщаться с тем или другим распределительным окном. Точки касания зубьев внутренней 2 и кольцевой 1 шестерен, ограничивающие рабочую камеру 5 с максимальным объемом, не сопрягаются точно в вершинах. Эти точки определяют границы распределительных окон. Боковые стороны контура распределительных окон находятся как дуги, построенные из центров внутренней и кольцевой шестерен.

Контур распределительных окон могут быть построены так, чтобы впадины внутренней 2 и кольцевой 1 шестерен были вписаны в контур распределительных окон. Расстояние между распределительными окнами сверху (рис. 5) выбираются из условия обеспечения распределения при минимальных утечках рабочей жидкости между распределительными окнами.



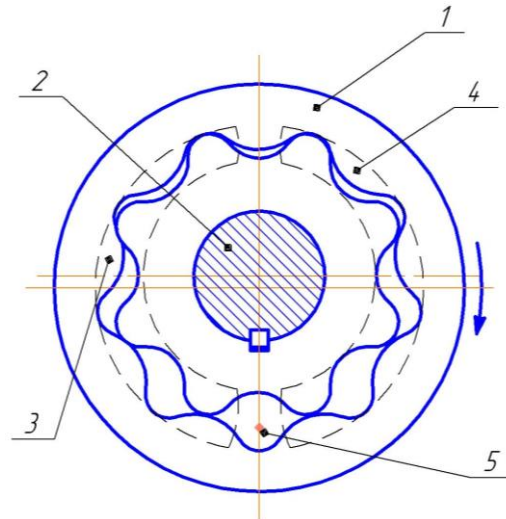


Рис. 5. Схема распределения рабочей жидкости в героторной гидромашине: 1 – охватывающий вытеснитель; 2 – охватываемый вытеснитель; 3, 4 – серповидные распределительные окна; 5 – рабочая камера.

На постсоветском пространстве для приводов активных рабочих органов мобильной сельскохозяйственной техники (это – самый объемный потребитель гидрооборудования) широко использовался разработанный и производимый в СНГ (Сорокский завод «Гидроинпекс», Молдова) планетарный гидромотор серии ГПР-Ф [3,5,9-11], представляющий планетарные гидромашины второй кинематической схемы (рис. 2, б), с рабочим объемом  $160 \dots 630 \text{ см}^3$  и мощностью 22 кВт.

Планетарные гидромоторы серии ГПР-Ф являются планетарными реверсивными гидромашинами многократного действия. Они имеют торцевое распределение рабочей жидкости и бескарданную кинематическую схему передачи крутящего момента на выходной вал. Основным узлом данного гидромотора является силовой блок, состоящий [9] из вала 1 (рис. 6), охватываемого 7 и охватывающего вытеснителя 6 с роликами, распределителя 8 и щеки 5. Силовой блок с помощью шарикоподшипников устанавливается в корпусе 4, его осевое перемещение ограничивается передней 2 и задней 10 крышками. Для подвода (отвода) рабочей жидкости в задней крышке 10 установлен золотник 11.

В корпусе 4 (рис. 6) нарезаны зубья эвольвентного зацепления. Установленный эксцентрично охватывающий вытеснитель (ротор) 6 имеет два зубчатых венца – внешний и внутренний. Внешний зубчатый венец с зубьями корпуса 4 образует пару с внутренним зацеплением, а внутренний – входит в зацепление с охватываемым вытеснителем (шестерней) 7 с круговым профилем зуба. Эта пара образует рабочие камеры гидромотора, которые с торцов ограничены распределителем 8 и щекой 5, расположенными на валу 1.

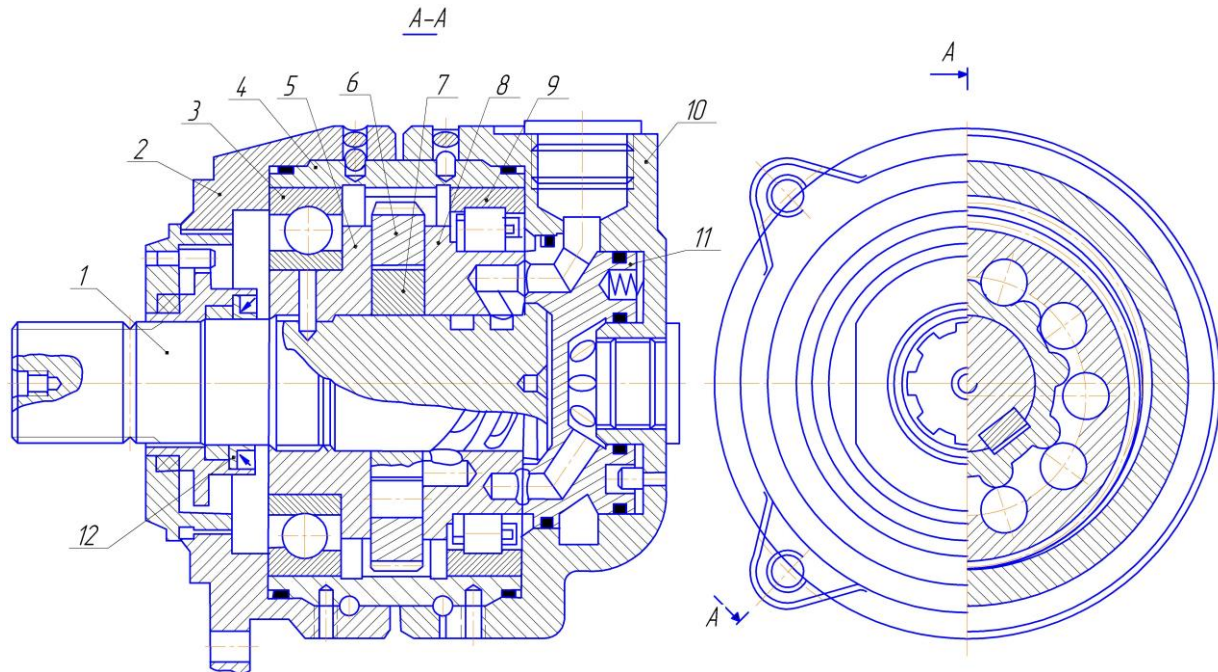


Рис. 6. Планетарний гидромотор серії ГПР-Ф: 1 – вал; 2 – передня крышка; 3 – подшипник радіально-упорний; 4 – корпус; 5 – щека; 6 – охоплюючий витеснитель (ротор); 7 – охоплюваний витеснитель (шестерня); 8 – розподільник; 9 – подшипник роликів радіальний; 10 – задня крышка; 11 – золотник; 12 – ущільнювальний вузол.

Ротор 6 гидромотора совершает сложное движение – одновременно катится по зубчатому венцу шестерни 7 и по зубчатому венцу неподвижного корпуса 4. За один оборот вала ротор совершает шесть обкатываний по зубчатому венцу корпуса. Таким образом, гидромотор серии ГПР-Ф объединяет в себе функции объемной гидромашины и редуктора.

В задней крышке 10 установлен золотник 11, который под действием давления рабочей жидкости из внутренней полости прижимается к рабочей поверхности распределителя 8, в котором имеются подводные каналы. В золотнике имеются каналы, которые через один соединяются с полостями гидромотора. При подаче рабочей жидкости в одну из них жидкость через часть каналов золотника 11 поступает в половину рабочих камер. Под действием давления рабочей жидкости ротор 6 катится по венцу корпуса 4, передавая вращение на выходной вал 1. Отработанная рабочая жидкость из другой половины рабочих камер через каналы золотника 11 вытесняется в сливную магистраль.

Направление и скорость вращения выходного вала 1 определяется направлением потока и количеством подводимой рабочей жидкости.



Конструктивным отличием рассмотренного планетарного гидромотора является наличие высокого давления (нагнетания) между корпусом 4 и силовым блоком, что позволяет достичь высоких значений объемного КПД (0,95...0,98). В этой связи в передней крышке 2 установлен оригинальный уплотнительный узел 12, предназначенный для уплотнения вращающегося выходного конца вала 1 гидромотора от высокого давления в корпусе 4.

На схеме работы распределительной системы планетарной гидромашины (рис. 7) представлен принцип перемещения гидравлического поля, создаваемого распределительной системой [4].

В позиции *a* (рис. 7, а) отражен момент, когда с правой стороны плоскости симметрии *AA* находится зона нагнетания 3 рабочей жидкости, а с левой – зона слива 4 рабочей жидкости. В позиции *б* (рис. 7, б) отражен момент, когда зоны повернуты на  $90^\circ$ , в позиции *в* (рис. 7, в) – на  $180^\circ$  и в позиции *г* (рис. 7, г) – на  $270^\circ$ .

Таким образом, когда гидравлическое поле 5 (рис. 7), создаваемое распределительной системой, сделает полный оборот против часовой стрелки, охватываемый вытеснитель 2 повернется в противоположную сторону (по часовой стрелке) всего на один зуб. Исходя из этого следует, что гидравлическое поле движется параллельно поверхности охватывающего вытеснителя 1, и, следовательно, вращается. Подвижный вытеснитель 2 обкатывается по неподвижному 1 с той же скоростью, что и гидравлическое поле, поворачиваясь при этом в противоположную сторону, т.е. гидравлическое поле выполняет роль кривошипа планетарного редуктора.

В зацеплении с круговым профилем зубьев, разработанным применительно к планетарным гидромашинам, зацепление происходит в двух зонах, расположенных по одну сторону плоскости *AA* (рис. 7). Наличие двух зон контакта обеспечивает при работе гидромашины постоянную герметичность между зонами нагнетания 3 и слива 4.

Еще одним представителем гидромашин планетарного типа, относящихся ко второй кинематической схеме (рис. 2, б) является гидромотор с четырехдуговым гипоциклоидным контуром (рис. 8).

Рассматриваемый гидромотор состоит [3] из цилиндра 4, передней 1 и задней 6 крышек. Передняя крышка 1 (рис. 8) имеет посадочные проточки и резьбовые отверстия для присоединения гидромотора к приводному механизму. Задняя крышка 6 и распределительный диск 5 с распределительными окнами образуют кольцевую распределительную камеру 10.

Распределительная камера 10 через отверстие 7 связана с гидромагистралью. Второй распределительный диск 3, также имеющий распределительные окна, вместе с герметизирующим диском 2 и уплотняющими прокладками образует вторую распределительную



камеру 17, зв'язувану гидромотор с гидромагистралю через центральное отверстие крышки 6, диск 5 и статор 22.

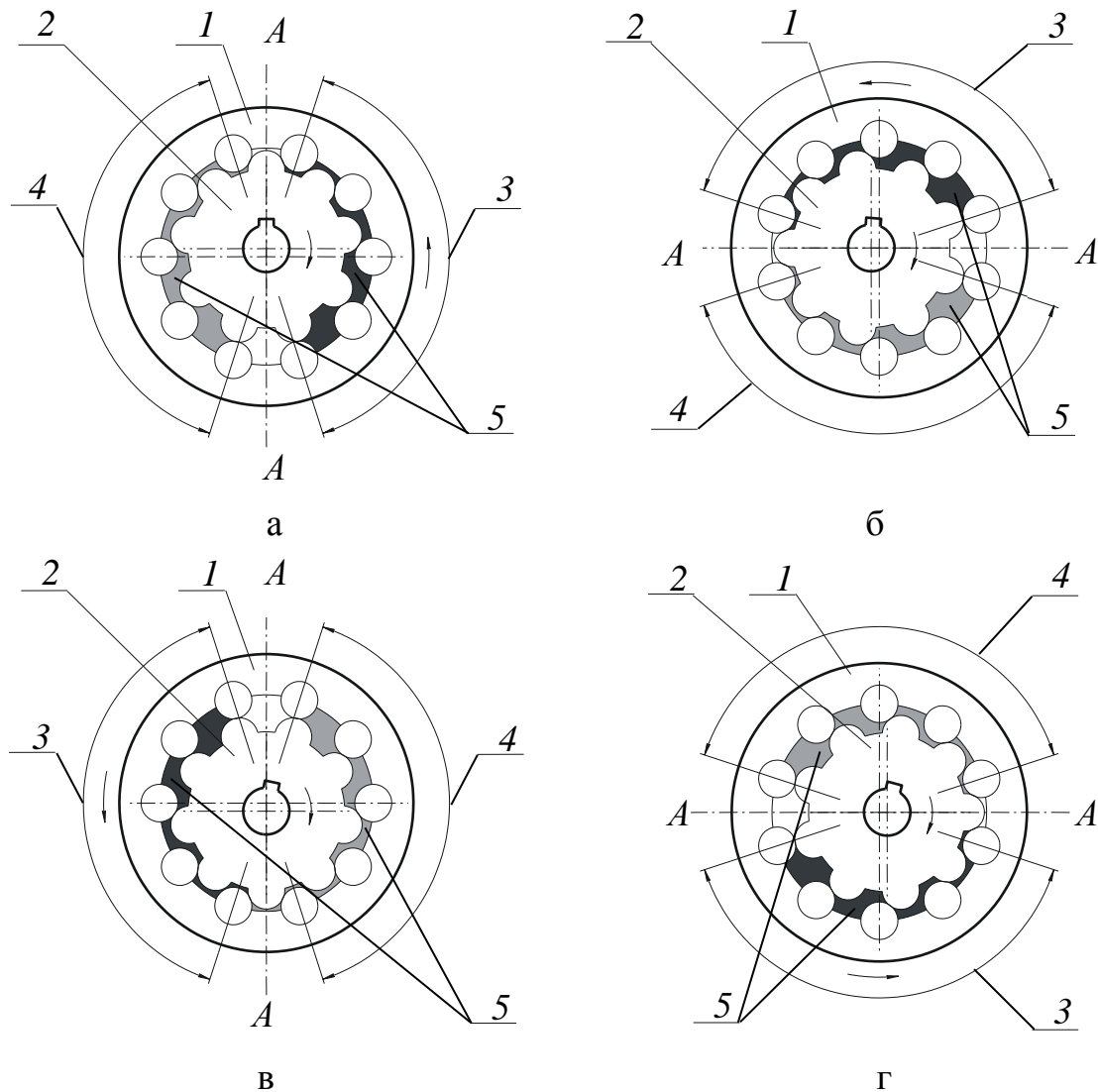


Рис. 7. Схема работы распределительной системы гидромашин планетарного типа: 1 – охватывающий вытеснитель; 2 – охватываемый вытеснитель; 3 – зона нагнетания рабочей жидкости; 4 – зона слива рабочей жидкости; 5 – гидравлическое поле.

Статор выполнен в виде криволинейного выпуклого треугольника (рис.8), в вершинах которого установлены ролики 21, выполняющие роль подшипников скольжения и элементов аппарата, синхронизирующего движение ротора. Ролики 21 имеют полости, через которые проходят винты 9, связывающие диски распределительных камер, статор и крышку корпуса в единое целое. Задняя крышка 6, распределительные камеры 10 и 17, а также ротор 20 и статор 22 образуют силовой гидравлический блок. При вращении ротора 20 три ролика 21 обкатывают контур рабочей полости, не отрываясь от нее и прини-



мая нагрузку со стороны ротора. Рабочий объем гидромашины образуется между поверхностями ротора 20 и статора 22 в виде четырех камер, объем каждой из которых циклически изменяется при вращении ротора 20 от нуля до максимального значения.

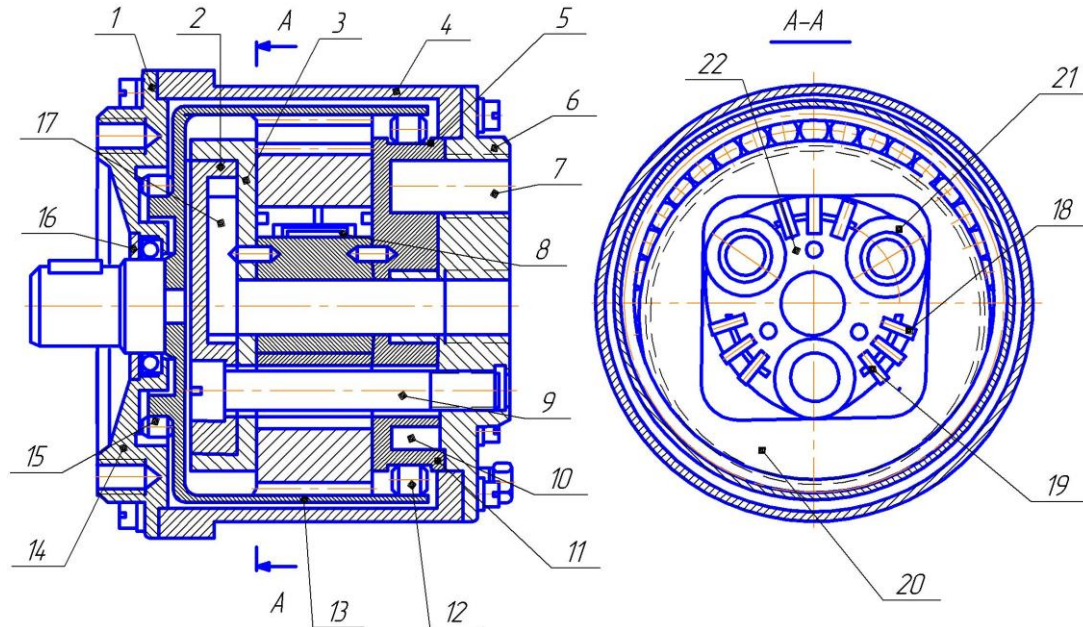


Рис. 8. Планетарный гидромотор с гипоциклоидным контуром рабочей полости: 1 – передняя крышка; 2 – герметизирующий диск; 3, 5 – распределительные диски; 4 – цилиндр; 6 – задняя крышка; 7 – распределительное отверстие; 8 – пружина; 9 – винты; 10, 17 – распределительные камеры; 11 – щека; 12 – ролики; 13 – обойма; 14 – крышка; 15 – ролики; 16 – шайба; 18 – пластины; 19 – направляющие; 20 – ротор; 21 – ролики; 22 – статор.

Из схемы работы распределительной системы [3] видно (рис. 9), что в распределительных дисках имеется шесть окон (три из которых распределительные окна нагнетания 3, а три – слива 4 рабочей жидкости). Через распределительные окна нагнетания 3 рабочая жидкость поступает в рабочие камеры под давлением, а через окна слива 4 – из рабочих камер на слив.

Допустим, что жидкость поступает в рабочие камеры через распределительные окна 3, тогда в рабочей камере IV (рис. 9, а) рабочая жидкость будет иметь рабочее давление, под действием которого ротор 1 будет поворачиваться по часовой стрелке. Объем камеры II уменьшится, так как рабочая жидкость поступит на слив, а объем камеры III достигнет максимального значения. В рассматриваемом случае окна нагнетания 3 и слива 4 перекроются ротором 1 и не будут сообщаться с рабочей камерой. Объем камеры I достигнет минимального значения, окна нагнетания 3 и слива 4 также не будут сообщаться с этой рабочей камерой.

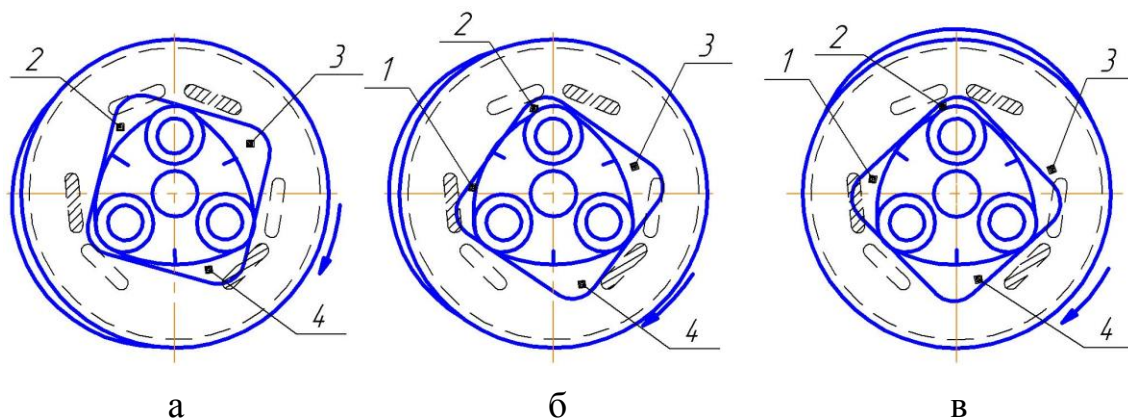


Рис. 9. Схема работы распределительной системы: 1 – ротор; 2 – статор; 3 – распределительные окна нагнетания; 4 – распределительные окна слива.

В следующий момент (рис. 9, б) ротор 1 откроет в камере III окно слива 4, так как ее объем начнет уменьшаться, а в камере I – окно нагнетания 3, объем которого начнет увеличиваться. В камере II закончится процесс слива и ее объем будет близок к минимальному, окно слива 4 будет еще открыто. В камере IV процесс нагнетания будет продолжаться, а объем – увеличиваться. Под действием давления рабочей жидкости в камерах I и IV ротор 1 продолжает вращаться по часовой стрелке.

Положение, которое займет ротор 1 после поворота от первоначального положения на угол  $30^\circ$  (рис. 9, в), аналогично положению ротора (рис. 9, а) за исключением того, что объем рабочей камере IV будет максимальным, а камеры II – минимальным. Вращающий момент в данном случае будет иметь прежний знак. При повороте ротора 1 еще на угол  $30^\circ$  максимальный объем будет в камере I, а минимальный – в камере III и т.д. Всего за полный оборот ротора происходит 12 рабочих циклов. Если рабочую жидкость подводить к другой группе окон, то ротор будет вращаться в противоположном направлении.

Ротор 20 (рис. 8), вращаясь, находится в гидравлически разгруженном состоянии, что происходит за счет двустороннего распределения рабочей жидкости, в результате чего силы давления рабочей жидкости на торцы ротора со стороны распределительных окон, связанных с нагнетательной магистралью уравновешены. Из-за того, что в данной конструкции гидромашин распределительные окна не могут сообщаться по каналам статора 22, двустороннее распределение осуществляется посредством сообщения распределительных окон через специальные каналы, выполненные в роторе 20.

Примером, рассматриваемых гидромашин планетарного типа третьей кинематической схемы (рис. 2, в) может служить хорошо зарекомендовавший себя в системах управления планетарный насос-

дозатор типа ГА-36000А [5] (разрабатывает ДСКБ, г. Таганрог, а изготавливает Омский завод гидроприводов «Омскгидропривод»). Конструкция таких гидромашин имеет общую схему (рис. 10): неподвижная кольцевая направляющая шестерня (статор); сателлит (ротор), выполняющий вращательное и планетарное движение; распределитель дозирующего насоса, который может быть золотникового или торцевого типа [5].

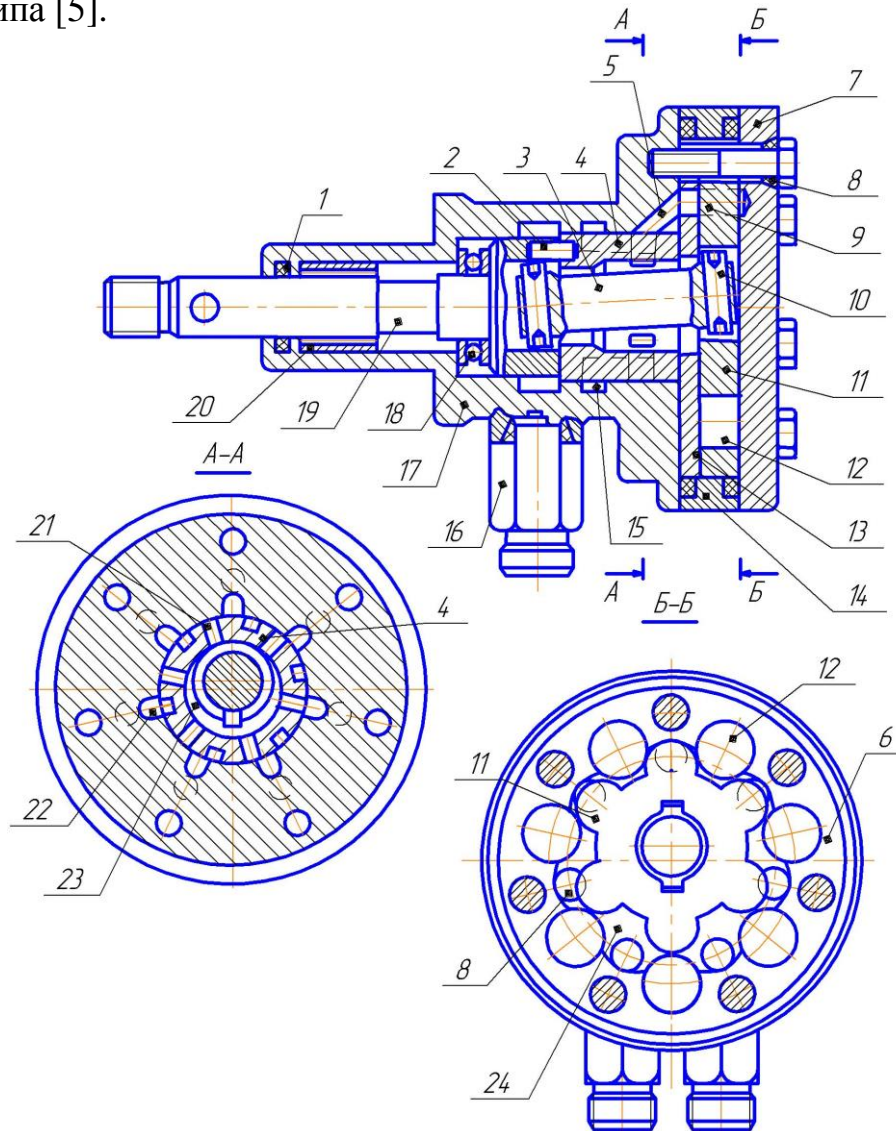


Рис. 10. Планетарный насос-дозатор ГА-36000А: 1 – уплотнение; 2, 10 – штифты; 3 – плавающий вал; 4 – золотник; 5 – косой канал; 6 – направляющая; 7 – крышка; 8 – уплотняющее кольцо; 9 – отверстие; 11 – сателлит; 12 – ролик; 13 – пластина; 14 – кольцо; 15 – кольцевая проточка; 16 – штуцер; 17 – корпус; 18, 20 – подшипники; 19 – вал; 21 – радиальное отверстие; 22 – паз; 23 – центральный осевой канал; 24 – рабочая камера.



Насос-дозатор ГА-36000А применяется в гидроприводах рулевого управления мобильных сельскохозяйственных машин СК-5, СК-6, КПС-5Г, КСК-4, СКТ-2 и др. Он состоит (рис. 10) из неподвижной направляющей 6, имеющей семь роликов 12 и сателлита 11, имеющего шесть зубьев эпициклоидного профиля, которые образуют цепочное зацепление. Они размещены между пластиной 13 и крышкой 7, которые болтами прикреплены к корпусу 17. Толщина направляющей больше, чем толщина роликов и сателлита, что дает возможность последним свободно вращаться.

В корпусе 17 (рис. 10) установлен вал 19, хвостовик которого неподвижно соединен с валом рулевого колеса. Вал 19, установленный в радиально-игольчатом подшипнике 20 и упорном подшипнике 18, штифтом 2 соединен с золотником 4. Плавающий вал 3 с двумя штифтами 10 образует карданную передачу между валом 19 и сателлитом 11. Золотник 4 имеет центральный осевой канал 23, через который проходит плавающий вал 3, и шесть радиальных отверстий 21. На внешней поверхности золотника находится шесть пазов 22. Корпус 17 внутри имеет две кольцевые проточки (кольцевая проточка 15 соединена с одним штуцером, а вторая – со штуцером 16) и семь косых каналов 5.

В пластине 13 также имеется семь отверстий 9, которые с одной стороны соединяются с косыми каналами 5, а со второй – с рабочими камерами 24 насоса. Рабочие камеры образованы двумя роликами 12, внутренней поверхностью направляющей 6 и боковой поверхностью сателлита 11, контактирующей с роликами.

При вращении рулевого колеса вместе с ним вращаются золотник 12 (рис. 11) и сателлит. Сателлит кроме вращения вокруг собственной оси вращается еще и по орбите. Зубья сателлита 2 проскальзывают по роликам 1 и входят или выходят из рабочих камер 7, в результате чего изменяют их объем.

Когда зуб 2 находится между роликами 1 и 4 направляющей 5 (рис. 11, а) рабочий объем камеры 7 уменьшается до нуля. При вращении сателлита, например, против часовой стрелки в рабочей камере 7 создается вакуум (рис. 11, б) и тогда из штуцера 11 через кольцевую проточку корпуса, паз 9 золотника 12, косой канал 8 корпуса в рабочую камеру 7 всасывается рабочая жидкость. При дальнейшем вращении сателлита зуб 6 заходит между роликами (рис. 11, в) и вытесняет рабочую жидкость из рабочей камеры 7, которая через косой канал 8 корпуса, радиальное отверстие 16 золотника, центральный осевой канал 15, кольцевую проточку корпуса нагнетается в штуцер 13.

Аналогично происходит процесс всасывания и нагнетания в других рабочих камерах. При изменении направления вращения (по часовой стрелке) направление движения рабочей жидкости изменяет-



ся на противоположное. Рабочая жидкость всасывается через центральный осевой канал, радиальное отверстие золотника и кольцевую проточку 10 корпуса. Таким образом, насос-дозатор в системе рулевого управления мобильных машин работает в режиме реверсивного насоса.

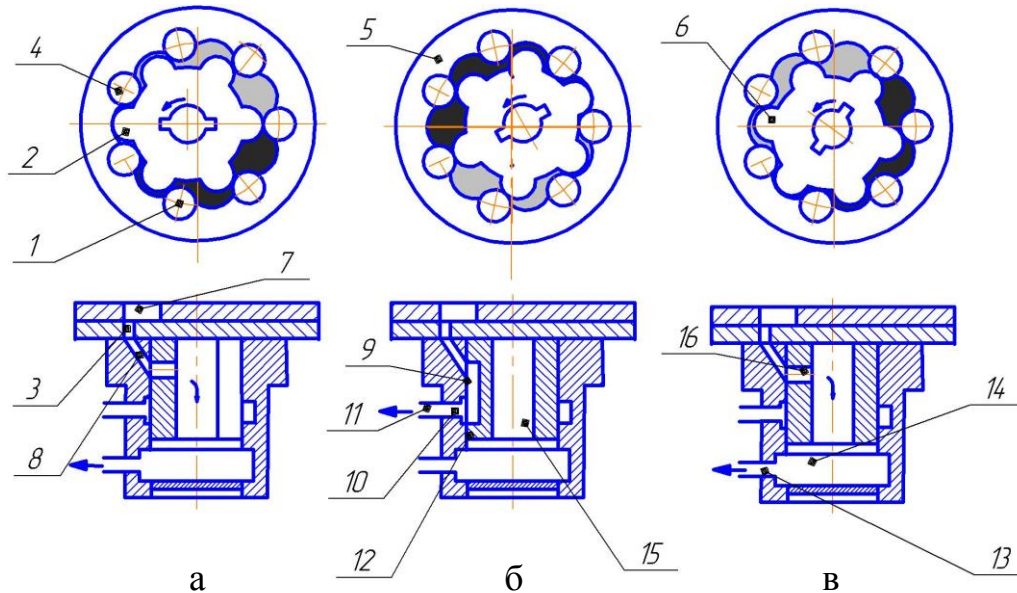


Рис. 11. Схема работы насоса-дозатора: а, в – вытеснение рабочей жидкости; б – всасывание рабочей жидкости; 1, 4 – ролики; 2, 6 – зубья сателлита; 3 – отверстие; 5 – направляющая; 7 – рабочая камера; 8 – косой канал; 9 – паз; 10, 11, 13 – штуцера; 12 – золотник; 14 – кольцевые проточки; 15 – центральный осевой канал; 16 – радиальное отверстие.

Самым распространенным планетарным гидромотором, относящимся к третьей кинематической схеме (рис. 2, в), применяемым в зарубежной мобильной технике для приводов активных рабочих органов, является гидромотор фирмы «Danfoss» представленный различными типоразмерными рядами (сериями). По лицензии фирмы «Danfoss» Омским заводом гидроприводов «Омскгидропривод» [5] выпускается планетарный гидромотор серии МГП.

Планетарные гидромоторы типа МГП – это реверсивные гидромашинны с распределителем рабочей жидкости многократного действия. Рабочий орган этих гидромашин состоит (рис. 12) из ротора 28, семи цилиндрических роликов 27 и пластины 24. Ротор 28 при перекачивании по зубчатому венцу статора 29 изменяет объем рабочих камер. Ось ротора описывает окружность радиусом, который равен эксцентриситету рабочей пары.

В корпусе 5 установлены радиально-упорные роликовые подшипники 4, в которых вращается выходной вал 1 с внутренними шли-



цами. Для уплотнения вала в корпусе 5 установлена манжета 3. Выходной вал соединен с золотниковым устройством 10, 12 и валом 11. Торцевое прижатие золотника осуществляет прижимная втулка 13, которая размещена в крышке 17. Усилие осевого прижатия создает пластинчатая пружина 22 и давление рабочей жидкости, которая поступает через один из каналов.

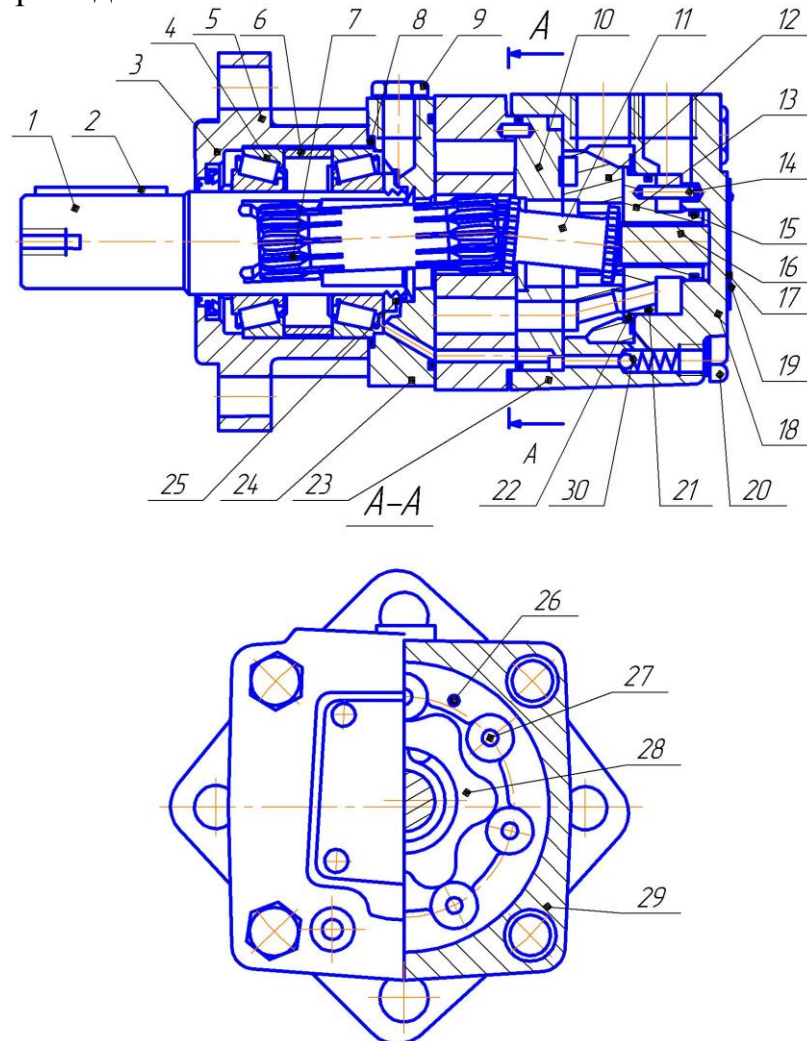


Рис. 12. Планетарный гидромотор серии МГП: 1 – выходной вал; 2 – шпонка; 3 – манжета; 4 – подшипник; 5 – корпус; 6 – дистанционная втулка; 7 – зубчатый вал; 8, 15, 21 – резиновые кольца; 9 – пробка; 10, 12 – золотниковое устройство; 11 – вал; 13 – прижимающая втулка; 14, 26 – штифты; 16 – упорный ролик; 17, 18 – крышки; 19 – заклепка; 20 – болт; 22 – пружина; 23 – корпус золотника; 24 – пластина; 25 – гайка; 27 – ролик; 28 – ротор; 29 – статор; 30 – обратный клапан.

Гайкой 25 и дистанционной втулкой 6 регулируют зазор в конических подшипниках. Для герметизации внутреннего объема гидромотора установлены резиновые кольца 8, 15, 21.



Для сбора дренажа в золотниковом устройстве 10, пластине 24 и статоре 29 имеются отверстия, которые диаметральным каналом пластины 24 соединены с обратными клапанами 30, которые разделяют полости высокого и низкого давления. Для снижения давления дренажа в пластине 24 имеется специальное отверстие для вывода рабочей жидкости, которое закрыто пробкой 9.

Угловое положение пластины 24 относительно статора 29 и прижимной втулки 13 относительно крышки 18 зафиксировано штифтами 14, 26. Осевое смещение карданных валов в сторону крышки ограничивается упорным роликом 16.

Направление вращения выходного вала зависит от распределения входа и выхода рабочей жидкости к отверстиям на крышке. Рабочая жидкость под давлением поступает в одно из отверстий прижимной втулки 13, золотника 10 и промежуточной пластины и подводится в камеры изменяющегося объема, заставляя ротор 28 обкатываться (осуществлять планетарное движение вокруг оси статора 29 и одновременно вращаться вокруг собственной оси в направлении противоположном движению по орбите) по внутреннему зубчатому венцу статора. Из камер, объем которых уменьшается, отработанная рабочая жидкость вытесняется зубьями ротора и по распределительным каналам и отверстиям в крышке отводится в сливную магистраль. И так, давление рабочей жидкости приводит в действие ротор, который создает крутящий момент. Движение ротора по орбите превращается в обороты выходного вала с передаточным отношением равным семи.

Основным недостатком рассмотренных планетарных гидромашин третьей кинематической схемы является наличие карданной передачи, что в известной мере ограничивает крутящий момент на валу гидромотора, и как следствие, рабочий объем и мощность, а следовательно, и область их применения.

Представителями низкооборотных высокомоментных гидромоторов четвертой кинематической схемы (рис. 2, г), являются гидравлические вращатели планетарного типа РПГ, изготавливаемые Липецким исследовательско-экспериментальным заводом «Гидромаш» [12].

Гидровращатели РПГ представляют собой реверсивные полноповоротные гидравлические машины планетарно-роторного типа, предназначенные для привода высокомоментных низкооборотных рабочих органов машин в различных областях промышленной и сельскохозяйственной деятельности. Гидровращатели РПГ могут работать в средах любой загрязненности и под водой. Они могут устанавливаться как на консоли вала, так и между валами, выполняя дополнительную функцию соединительной муфты.

Гидровращатели типа РПГ используются для привода вращения рециклера при производстве асфальта, привода подвижного пола в ку-



зове пескоразбрасывателя, установлены в качестве привода лебёдки, на автомашинах, используемых для погрузки кузовов контейнерного типа, в сельском хозяйстве установлены в качестве привода на механизме закатывания в рулоны скошенной травы, сена. Для многократного увеличения крутящего момента возможна установка нескольких гидровращателей на общем шлицевом валу, при этом не требуется синхронизация вращения этих двигателей [12].

Наибольшее применение для привода высокомоментных низкооборотных рабочих органов машин в различных областях промышленной и сельскохозяйственной деятельности нашли гидровращатели РПГ-6300 (рис. 13).

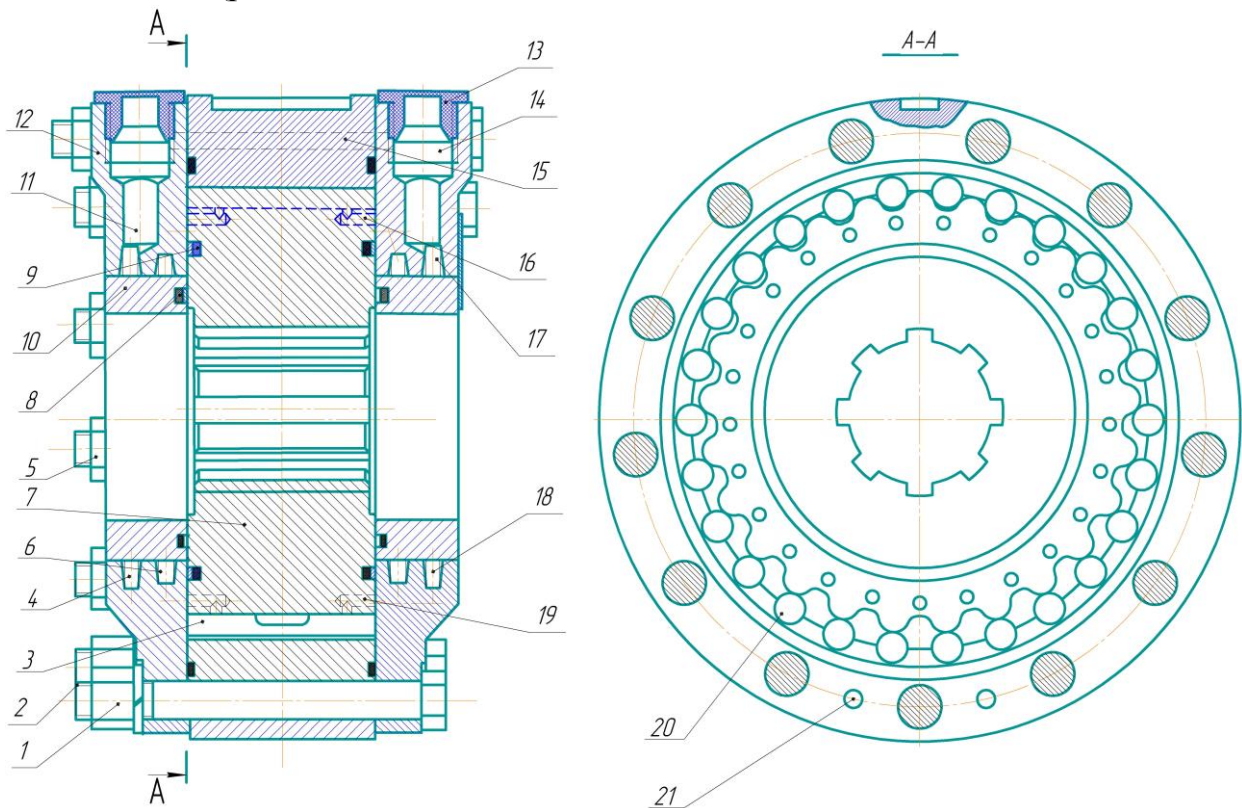


Рис. 13. Гидравлический вращатель планетарного типа РПГ: 1,5 – гайки 2 – болт, 3 – зуб шестерни, 4, 6, 17, 18 – кольцевые каналы, 7 – шестерня, 8, 9 – уплотнение, 10 – заглушка, 11, 14 – полости, 12 – крышка, 13 – пробка, 15 – направляющая, 16, 19 – отверстия, 20 – ролик, 21 – перепускной канал.

Гидровращатель состоит (рис. 13) из направляющей 15 с вставными роликами 20, шестерни 3 и двух крышек 12, в которые запрессованы заглушки 10. Крышки прикреплены к направляющей стяжными болтами с гайками. Профиль зубьев шестерни круговой. Торцевой зазор между шестерней и крышками уплотнены резиновыми и чугунными кольцами [1,5].



При подаче рабочей жидкости, например, в полость 14, она через кольцевой канал 18 и аксиальные отверстия в правой крышке одновременно через канал в направляющей поступает в аксиальные отверстия левой крышки. Далее рабочая жидкость через отверстия 19 на торцах шестерни поступает в рабочие камеры, образованные внутренней поверхностью направляющей 15 и внешней поверхностью шестерни 3. Под действием давления рабочей жидкости направляющая 15 с роликами 20 начинает осуществлять сложно-планетарное движение, обкатываясь по шестерни 3 и, одновременно, передавая ей вращательное движение.

Рабочая жидкость вытесняется на слив через два других кольцевых канала в крышках. Для того, чтобы направляющая 15 передавала реактивный момент и одновременно обкатывалась по шестерни 3, она соединена с рамой машины шарнирно при помощи рычагов. Приводной вал вращаемого устройства, который жестко соединен с шестерней гидровращателя, устанавливается в подшипниках, закрепленных на раме машины.

Как все роторные гидромашин, планетарный гидровращатель РПГ-6300 реверсивный. Изменение направления вращения «выходного вала» гидровращателя осуществляется изменением направления движения потока рабочей жидкости.

Основным недостатком рассмотренного планетарного гидровращателя, является неравномерность выходных характеристик, обусловленная несовершенством конструкции формы элементов вытеснительной системы, а также наличием больших гидравлических потерь в распределительной системе [12-16], обусловленных геометрией проточных частей.

Несмотря на то, что планетарный гидровращатель РПГ-6300 выпускался в странах СНГ, он представляет собой гидромашину, отработка конструкции, которой производилась в большей степени экспериментальным путем. Поэтому практически отсутствует информация о взаимосвязи геометрических параметров вытеснительной и распределительной систем и выходных характеристик гидровращателя. В этой связи очень остро встает вопрос проведения комплексных исследований, определяющих законы движения вытеснительных элементов, а также подачи рабочей жидкости распределительной системой в рабочие камеры гидровращателя с целью разработки новых и совершенствования существующих конструкций гидромашин данного типа.

*Выводы* – Анализ конструктивных особенностей роторных гидромашин показал, что несмотря на разнообразие гидромашин, используемых в приводах активных рабочих органов мобильной техники только планетарные гидромашин допускают форсирование по давлению, они, в зависимости от кинематической схемы работы вытесни-



телей могут быть быстро- или тихоходными и могут работать с высоким КПД во всем диапазоне регулирования. Эти качества планетарных гидромашин обеспечивают возможность получения в них больших пусковых моментов и работы на самой низкой частоте вращения при заданной мощности. Поэтому при рассмотрении различных типов гидромашин, обуславливающих технический уровень современного силового гидропривода мобильной техники, наибольшего внимания заслуживают гидравлические машины планетарного типа.

*Литература.*

1. Основные направления гидрофикации мобильной техники / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, Ю.П. Обернихин* // *Праці ТДАТУ*. – Мелітополь. – 2013. – Вип. 13. – т.6. – с. 3-19.
2. Преобразователи энергии потока жидкости, применяемые в силовых гидроприводах / *А.И. Панченко, И.И. Милаева, П.В. Обернихин, Д.С. Титов* // *Праці ТДАТА*. – Мелітополь. – 2005. – Вип. 29. – с.47-58.
3. *Бирюков Б.Н.* Роторно-поршневые гидравлические машины / *Б.Н. Бирюков*. – М.: Машиностроение, 1977, 152с.: ил.
4. *Ерасов Ф.Н.* Новые планетарные машины гидравлического привода / *Ф.Н. Ерасов*. – Киев.: УкрНИИНТИ, 1969. – 55 с.
5. *Погорілець О.М.* Гідропривод сільськогосподарської техніки: Навчальне видання / *О.М. Погорілець, М.С. Волянський, В.Д. Войтюк, С.І. Пастушенко; за ред. О.М. Погорільця*. – К.: Вища освіта, 2004. – 368 с.: іл.
6. *Баишта Т.М.* Гидравлика, гидромашины, гидроприводы: Учебник для ВТУЗов / *Т.М. Баишта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов* и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423с.: ил.
7. Героторный насос [Электронный ресурс]. Режим доступа: [http://www.boschrexroth.com/country\\_units/america/united\\_states/sub\\_websites/brus\\_brh\\_i/en/products\\_ss/09\\_pumps](http://www.boschrexroth.com/country_units/america/united_states/sub_websites/brus_brh_i/en/products_ss/09_pumps).
8. *Волошина А.А.* Конструктивные особенности и принцип работы героторных гидромашин / *А.А. Волошина* // *Науковий вісник ТДАТУ*. – Мелітополь, 2012. – Вип. 2. – Т.5. – С. 220-226.
9. *Волошина А.А.* Классификация планетарных гидромашин, применяемых в силовых гидроприводах мобильной техники / *А.А. Волошина* // *Праці ТДАТУ*. – Мелітополь, 2011. – Вип. 11. – т.1. – С. 67-85.
10. Гидромашины с циклоидальной формой вытеснителей, применяемые в силовых гидроприводах мобильной техники // *А.И. Панченко, А.А. Волошина* / *Интердрайв – 2012: Официальный каталог IX форума и выставки (Москва, 27-30 марта 2012 года)*. – Москва, 2012. – С.179-194.
11. Конструктивные особенности и принцип работы гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей / *А.И. Панченко, А.А. Волошина* //



- Промислова гідравліка і пневматика, 2010. – №3(29). – С. 57–69.
12. Гидравлические вращатели РПГ [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://gidromash.lipetsk.ru>.
13. Влияние потерь на функциональные характеристики планетарных гидромашин // *А.И. Панченко, В.Н. Кюрчев, А.А. Волошина, Е.Б. Грингауз* / Труды ТГАТА. – Мелітополь, 1999. – Вып.2. – Т.10. – С.75-80.
14. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа // *А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко* / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 174-184.
15. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / *А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов* // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9. – Т.5. – С. 68-74.

## **КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ ГІДРОМАШИН ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ, ЩО ЗАСТОСОВУЮТЬСЯ У ГІДРОАГРЕГАТАХ МОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ**

Волошина А.А.

### *Анотація*

**Анотація** – робота присвячена аналізу існуючих конструкцій гідромашин, які застосовуються в гідроагрегатах мобільних машин. Обґрунтовано найбільш перспективний тип гідромашин - з циклоїдальною формою витискувачів.

## **DESIGN FEATURES OF PLANETARY TYPE HYDROMACHINES USED IN THE HYDRAULIC UNITS OF MOBILE MACHINES**

A. Voloshina

### *Summary*

**The work is devoted to the analysis of existing designs of hydraulic machines that are used in the hydraulic units of mobile machines. The most promising type of hydraulic machines with cycloidal form of displacers is substantiated.**



УДК 621.225.001.4

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ВЫТЕСНИТЕЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ГИДРОВРАЩАТЕЛЯ ПЛАНЕТАРНОГО ТИПА

Волошина А.А., д.т.н.,

*Таврический государственный агротехнологический университет*

**Аннотация** – Работа посвящена разработке математической модели рабочих процессов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа.

**Ключевые слова** – высокомоментный гидровращатель планетарного типа, вытеснительная система, рабочие процессы, математическая модель.

*Постановка проблемы.* Повышение эффективности эксплуатации мобильной техники в настоящее время определяется степенью гидрофикации ее активных рабочих органов, а также рациональным выбором режимов работы элементов гидравлической системы и номенклатурой гидроагрегатов. Поэтому вопросы расчета, исследования и проектирования гидроагрегатов и их элементов, с учетом конструктивных особенностей и условий эксплуатации, заслуживают большого внимания.

Физические, динамические и гидравлические процессы, протекающие в гидроагрегатах и их элементах в процессе эксплуатации, связаны с движением рабочей жидкости в трубопроводах, по каналам с местными сопротивлениями, а также через рабочие окна и щели гидравлических машин и агрегатов (возникновение колебаний давления и расходов из-за сжимаемости рабочих жидкостей, воздействие потоков жидкостей на элементы гидроагрегатов и т.д.). Поэтому наряду с основными потоками рабочей жидкости, необходимых для функционирования гидравлической системы, возникают дополнительные течения в зазорах между деталями механизмов и узлами гидравлической аппаратуры.

Таким образом, усовершенствование теории расчета и проектирования рабочих поверхностей вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа на базе исследования ее рабочих процессов является важной научной проблемой и предусматривает необходимость разработки математических моделей рабочих процессов на ос-





нове рационального выбора методов решения уравнений, описывающих динамику изменения выходных характеристик и геометрических параметров элементов вытеснительной системы.

*Анализ последних исследований.* Для разработки общей математической модели рабочих процессов планетарного гидравлического вращателя необходимо учитывать конструктивные и функциональные особенности его вытеснительной системы.

Анализ исследований [1-4], позволил отметить следующие важные неучтенные факторы, влияющие на полноту описания математической модели рабочих процессов вытеснительной системы: заполнение рабочей жидкостью рабочих камер гидравлического вращателя планетарного типа, образованных элементами его вытеснительной системы, при формировании вращающегося гидравлического поля; определение геометрических параметров элементов вытеснительной системы, определяющих формирование вращающегося гидравлического поля для гидравлических вращателей планетарного типа.

Таким образом, для исследования рабочих процессов и выходных характеристик планетарного гидровращателя, работающего в составе гидроагрегата, необходимо разработать математическую модель, описывающую рабочие процессы, происходящие в вытеснительной системе гидровращателя планетарного типа с учетом его конструктивных и функциональных особенностей.

*Цель работы* – улучшение динамических характеристик гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата, а также расширение его технических возможностей путем исследования рабочих процессов и их влияния на выходные характеристики планетарного гидровращателя в составе гидроагрегата на базе уточненных физической и математической моделей, учитывающих особенности функционирования и взаимное влияние элементов вытеснительной системы, а также особенностей рабочей жидкости.

*Основная часть.* При проектировании высокомоментного гидровращателя планетарного типа, работающего в составе гидроагрегата очень важно исследовать влияние геометрических параметров элементов вытеснительной системы этого гидровращателя на его выходные характеристики. Для определения геометрических параметров элементов вытеснительной системы, а также для изучения их влияния на изменение выходных характеристик гидровращателя планетарного типа и гидроагрегата в целом необходимо исследовать формирование рабочих камер вытеснительной системы планетарного гидровращателя [5-8].

Анализ конструкции гидровращателя планетарного типа показал, что в отличие от остальных гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей, он состоит из четырех основных деталей (рис. 1): кор-



пуса 1 (направляющей), эксцентрично установленного внутри корпуса 1 ротора 2 (шестерни) и двух крышек (без учета уплотнительных и соединительных элементов).

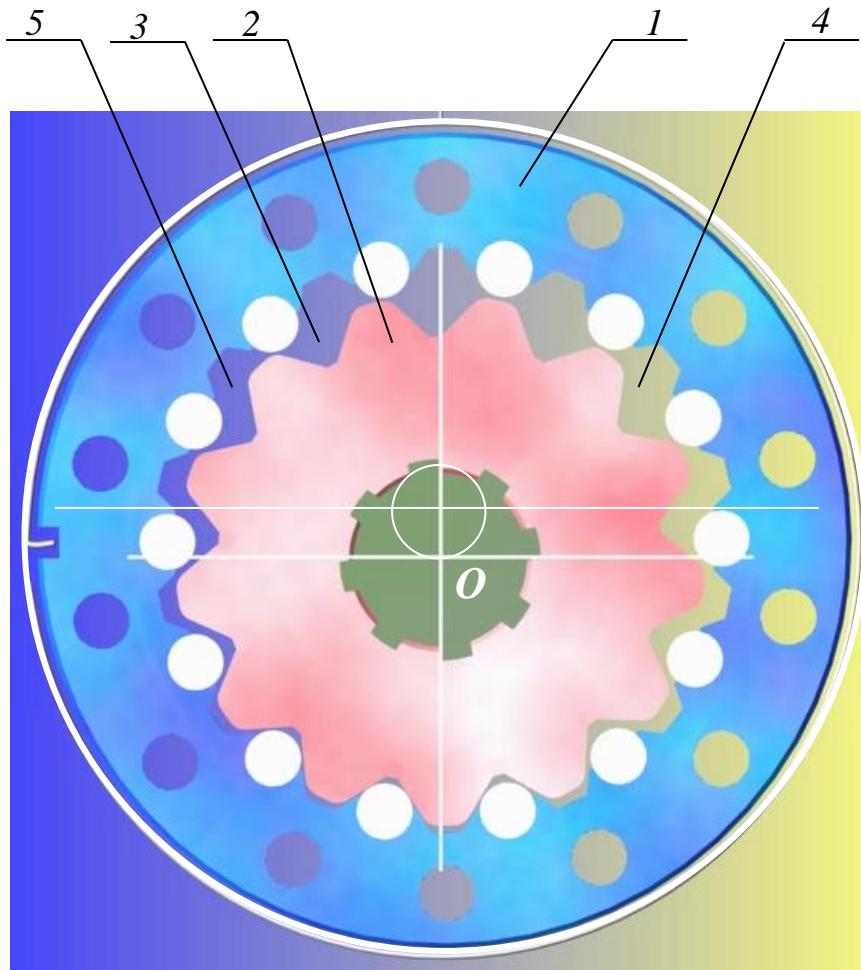


Рис. 1. Зубчатая пара с внутренним гипоциклоидальным зацеплением: 1 – корпус (направляющая); 2 – ротор (шестерня); 3 – рабочие камеры; 4 – зона нагнетания; 5 – зона слива.

Охватывающий вытеснитель 1 (направляющая) с охватываемым вытеснителем 2 (шестерней) образуют зубчатую пару с внутренним гипоциклоидальным зацеплением (рис. 1), выполняющую две функции: обкатки и герметизации зоны слива 5 от зоны нагнетания 4. Профиль зубьев шестерни круговой.

Планетарное движение гидровращателя представлено следующим образом [7,8] (рис. 1): внутри неподвижного вытеснителя 1 (направляющей) со вращается охватываемый вытеснитель 2 (шестерня). Происходит вращение за счет действия гидравлического поля (зона нагнетания 4 и зона слива 5), которое поджимает шестерню. Двигается гидравлическое поле в сторону противоположную движению шестерни и за один оборот гидравлического поля шестерня поворачивается на один зуб относительно направляющей. Шестерня 2 движет-

ся параллельно направляющей, по окружности, которую образывает направляющая 1. Центр шестерни  $O$  движется по окружности, т.е. совершает планетарное движение.

Для определения геометрических параметров вытеснительной системы (направляющей и шестерни) рассмотрим рис. 2. Линия центров  $OO'$  условно разделяет вытеснительную систему на зону нагнетания и зону слива, которые расположены строго симметрично, причем справа – зона нагнетания, а слева – зона слива.

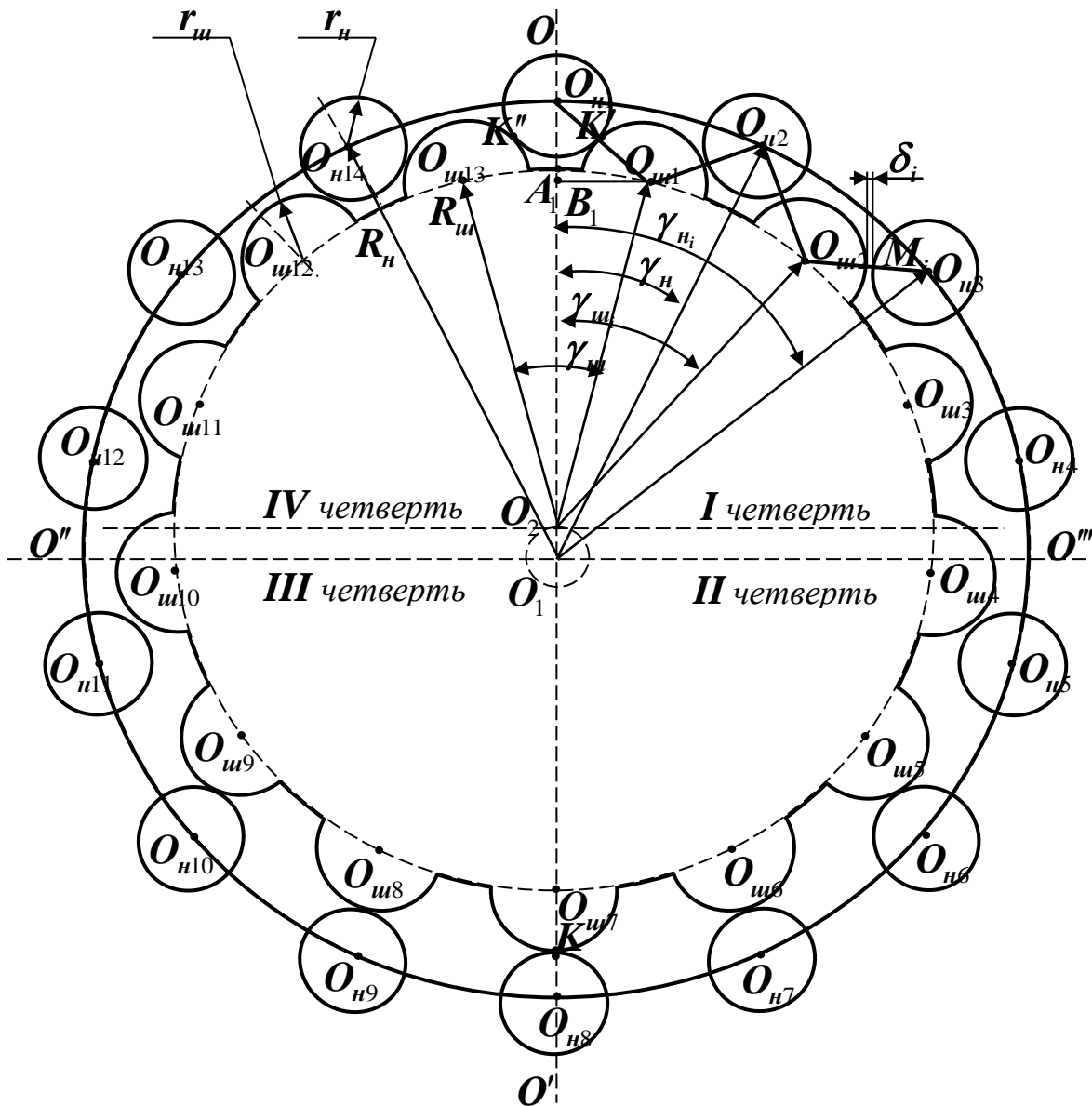


Рис. 2. Расчетная схема определения геометрических параметров вытеснительной системы (направляющей и шестерни) гидровращателя планетарного типа.

Количество циклов  $Z_u$ , обусловленное кинематическими параметрами гидровращателя планетарного типа, определяется количе-



ством зубьев направляющей  $Z_{напр.}$ , т.е.  $Z_u = Z_{напр.}$ .

Между количеством зубьев шестерни  $Z_{ш}$  и направляющей  $Z_{напр.}$  существует взаимосвязь  $Z_{напр.} = Z_{ш} + 1$ .

Примем, что радиус зуба направляющей равен  $r_n$ , радиус зуба шестерни –  $r_{ш}$ , центры зубьев направляющей расположены на окружности радиусом  $R_n$  (рис. 2), центр которой расположен в точке  $O_1$ , центры зубьев шестерни – на окружности радиусом  $R_{ш}$ , центр которой расположен в точке  $O_2$ , а расстояние между центрами окружностей равно  $O_1O_2 = e$ . При вращении шестерни центр  $O_2$  описывает окружность радиусом  $e$  вокруг центра  $O_1$  направляющей.

Определим основные геометрические параметры, характеризующие вытеснительную систему гидровращателя планетарного типа.

Угол между зубьями шестерни в статическом положении равен  $\gamma_{ш} = \frac{2\pi}{Z_{ш}}$ , а угол между окнами направляющей –  $\gamma_n = \frac{2\pi}{Z_{напр.}}$ .

Угол исходного смещения зуба шестерни от оси  $OO'$  равен  $\gamma_{1ш} = \frac{\pi}{Z_{ш}}$ , а зуба направляющей равен  $\gamma_{1н} = 0$ .

Текущие углы расположения зубьев шестерни  $\gamma_{ш_i}$  определяются из выражения

$$\gamma_{ш_i} = \gamma_{1ш} + \frac{2\pi}{Z_{ш}}(i-1), \quad (1)$$

где  $i$  – номер текущего зуба шестерни.

Текущие углы расположения зубьев направляющей  $\gamma_{н_i}$  определяются из выражения

$$\gamma_{н_i} = \frac{2\pi}{Z_{напр.}}(i-1), \quad (2)$$

где  $i$  – номер текущего зуба направляющей.

Исходя из конструктивных соображений задаемся количеством зубьев  $Z_{напр.}$  направляющей и  $Z_{ш}$  шестерни; радиусом расположения центров зубьев шестерни  $R_{ш}$ ; радиусом зубьев направляющей  $r_n$  и шестерни  $r_{ш}$ .

Определим радиус расположения центров зубьев направляющей



$R_n$ , а также межцентрового расстояния  $e$  между вытеснителями (направляющей и шестерней) гидровращателя планетарного типа.

Для обеспечения работоспособности зубчатого зацепления, т.е. четкого разграничения зон нагнетания и слива, принимаем, что в точках контакта  $K, K', K''$  зубьев направляющей и шестерни зазоры равны нулю ( $\delta = 0$ ).

Минимальному значению радиуса расположения центров зубьев шестерни  $R_{ш}$  соответствует условие, когда  $O_{н1}B_1 = 0$ , а  $O_{н1}O_{ш1} = O_{ш1}B_1$ .

Так как,  $O_{н1}O_{ш1} = r_n + r_{ш}$ , а  $O_{ш1}B_1$  из  $\Delta O_2O_{ш1}B_1$ :

$$O_{ш1}B_1 = O_2O_{ш1} \cdot \sin \frac{\gamma_{ш}}{2} = R_{ш} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{ш}},$$

то

$$r_n + r_{ш} = R_{ш} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{ш}}.$$

Отсюда, радиус расположения центров зубьев шестерни  $R_{ш}$  будет максимальным при условии:

$$R_{ш_{\max}} = \frac{r_n + r_{ш}}{\sin \frac{\pi}{Z_{ш}}}, \quad (3)$$

а радиус зуба шестерни  $r_{ш}$

$$r_{ш} = R_{ш} \cdot \sin \frac{\pi}{Z_{ш}} - r_n. \quad (4)$$

Для определения радиуса расположения центров зубьев направляющей  $R_n$  рассмотрим рис. 2. Из рис. 2  $O_{н1}O_{н8} = 2R_n$ ,  $A_1O_{ш7} = 2R_{ш}$ .

Тогда

$$R_n = \frac{2R_{ш} + r_{ш} + r_n + O_{н1}A_1}{2}. \quad (5)$$

Обозначим расстояние  $O_{н1}A_1 = F$ , тогда  $F = O_{н1}B_1 - B_1A_1$ .

Из  $\Delta O_{н1}O_{ш1}B_1$

$$O_{н1}B_1 = \sqrt{O_{н1}O_{ш1}^2 - O_{ш1}B_1^2},$$

где  $O_{н1}O_{ш1} = r_n + r_{ш}$ ;



$$O_{u1}B_1 = R_u \cdot \sin \frac{\pi}{Z_u}.$$

Тогда

$$O_{n1}B_1 = \sqrt{(r_n + r_u)^2 - \left(R_u \cdot \sin \frac{\pi}{Z_u}\right)^2}. \quad (6)$$

$$A_1B_1 = O_2A_1 - O_2B_1,$$

где  $O_2A_1 = R_u$ .

Из  $\Delta O_2O_{u1}B_1$

$$O_2B_1 = R_u \cdot \cos \frac{\pi}{Z_u}.$$

Тогда

$$A_1B_1 = R_u - R_u \cdot \cos \frac{\pi}{Z_u} = R_u \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_u}\right). \quad (7)$$

С учетом выражений (4) и (5) получим

$$F = \sqrt{(r_n + r_u)^2 - \left(R_u \cdot \sin \frac{\pi}{Z_u}\right)^2} - R_u \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_u}\right). \quad (8)$$

Тогда радиус расположения центров зубьев направляющей  $R_n$  будет равен

$$R_n = R_u + \frac{r_u + r_n + \sqrt{(r_n + r_u)^2 - \left(R_u \cdot \sin \frac{\pi}{Z_u}\right)^2} - R_u \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_u}\right)}{2}. \quad (9)$$

Для определения межцентрового расстояния  $e$  между вытеснителями (направляющей и шестерней) рассмотрим рис. 2.

Из рис. 2  $O_1O_{n1} - O_2O_{u1} = O_1O_2 = e$ ,

где  $O_1O_{n1} = R_n$ ,  $O_2O_{u1} = R_u + F$ .

Тогда

$$e = R_n - R_u - \sqrt{(r_n + r_u)^2 - \left(R_u \cdot \sin \frac{\pi}{Z_u}\right)^2} + R_u \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_u}\right). \quad (10)$$



При определении  $(r_n + r_w)$  задаемся количеством зубьев  $Z_n$  направляющей и  $Z_w$  шестерни; радиусами расположения центров зубьев направляющей  $R_n$  и шестерни  $R_w$ ; эксцентриситетом  $e$  при условии  $F_1 = F_2$ .

$$F_1 = \sqrt{(r_n + r_w)^2 - \left(R_w \cdot \sin \frac{\pi}{Z_w}\right)^2} - R_w \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_w}\right); \quad (11)$$

$$F_2 = R_n - R_w - e. \quad (12)$$

Приравняв выражения (11) и (12) получим

$$R_n - R_w - e = \sqrt{(r_n + r_w)^2 - \left(R_w \cdot \sin \frac{\pi}{Z_w}\right)^2} - R_w \cdot \left(1 - \cos \frac{\pi}{Z_w}\right). \quad (13)$$

После преобразований, получим

$$r_n + r_w = \sqrt{R_w^2 + (R_n - e)^2 - 2 \cdot (R_n - e) \cdot R_w \cdot \cos \frac{\pi}{Z_w}}. \quad (14)$$

Определим радиусы расположения центров зубьев направляющей  $R_n$  и шестерни  $R_w$  при условии  $F_1 = F_2$ .

Из выражения (13) радиус расположения центров зубьев направляющей  $R_n$  равен

$$R_n = \sqrt{(r_n + r_w)^2 - \left(R_w \cdot \sin \frac{\pi}{Z_w}\right)^2} + R_w \cdot \cos \frac{\pi}{Z_w} + e. \quad (15)$$

Для определения радиуса расположения центров зубьев шестерни  $R_w$  выражение (14) приравняем к нулю

$$R_w^2 - 2 \cdot R_w \cdot \cos \frac{\pi}{Z_w} \cdot (R_n - e) + (R_n - e)^2 - (r_n + r_w)^2 = 0. \quad (16)$$

В уравнении (16) обозначим:

$$A = \cos \frac{\pi}{Z_w} \cdot C;$$

$$B = C^2 - (r_n + r_w)^2; \quad (17)$$

$$C = R_n - e.$$

Тогда, уравнение (16) примет вид

$$R_w^2 - 2 \cdot R_w \cdot A + B = 0.$$

Откуда



$$R_{uu} = A - \sqrt{A^2 - B}. \quad (18)$$

С учетом принятых обозначений (17) из выражения (18) радиус расположения центров зубьев шестерни  $R_{uu}$  равен

$$R_{uu} = (R_n - e) \cdot \cos \frac{\pi}{Z_{uu}} - \sqrt{\left( (R_n - e) \cdot \cos \frac{\pi}{Z_{uu}} \right)^2 - (R_n - e)^2 + (r_n + r_{uu})^2}. \quad (19)$$

При определении зазора  $\delta$  между контактирующими зубьями направляющей и шестерни задаемся количеством зубьев  $Z_n$  направляющей и  $Z_{uu}$  шестерни; радиусами расположения центров зубьев направляющей  $R_n$  и шестерни  $R_{uu}$ ; радиусом зубьев направляющей  $r_n$  и шестерни  $r_{uu}$ ; эксцентриситетом  $e$ .

Зазор  $\delta$  (рис. 2) между контактирующими зубьями с центром в точке  $O_{n1}$  направляющей и зубом с центром в точке  $O_{u1}$  шестерни равен

$$\delta_1 = O_{n1}O_{u1} - r_n - r_{uu},$$

где  $O_{n1}O_{u1} = M_{1i}$  - межцентровое расстояние между центром  $O_{n1}$  зуба направляющей и центром  $O_{u1}$  зуба шестерни.

Тогда, зазор между вытеснительными элементами, соединяющими рабочие камеры равен

$$\delta_i = M_i - (r_n + r_{uu}). \quad (20)$$

Причем, если  $\delta \leq 0$ , то направляющая и шестерня зацепляются с натягом, а если  $\delta > 0$  – с зазором.

*Выводы* – В результате выполненных исследований разработан математический аппарат и алгоритм расчета, позволяющие определить взаимосвязь геометрических параметров и выходных характеристик вытеснительной системы планетарного гидровращателя; определено влияние конструктивных особенностей вытеснительной системы на динамику гидровращателя планетарного типа.

Разработанная математическая модель является основой, для решения поставленной в работе научной проблемы – усовершенствование теории расчета и проектирования рабочих поверхностей вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа на базе исследования ее рабочих процессов.

#### *Литература.*

1. Башта Т.М. Гидравлика, гидромашины, гидроприводы: Учебник для ВТУЗов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982. – 423с.: ил.
2. Бирюков Б.Н. Роторно-поршневые гидравлические машины / Б.Н. Бирюков. – М.: Машиностроение, 1977, 152с.: ил.





3. Волошина А.А. Влияние конструктивных особенностей распределительных систем на выходные характеристики планетарных гидромашин // А.А. Волошина / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.5. – С. 3-9.
4. Математична модель гідроагрегату для приводу активних робочих органів мобільної сільськогосподарської техніки // Панченко А.І., Волошина А.А., Тітов Д.С. / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2006. – Вип. 37. – С. 53-66.
5. Методика определения рабочего объема гидромашин с циклоидальной формой вытеснителей // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев, А.И. Засядько / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10. – Т.9. – С. 42-49.
6. Влияние изменения геометрических и рабочих параметров планетарного гидромотора на его выходные характеристики // А.И. Панченко, А.А. Волошина, С.В. Кюрчев / Праці ТДАТА. – Мелітополь, 2007. – Вип. 7. – Т.2. – С. 106-112.
7. Конструктивные особенности и принцип работы гидровращателей планетарного типа // А.И. Панченко, А.А. Волошина, В.П. Кувачев, И.А. Панченко / Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2012. – Вип. 12. – Т.3. – С. 174-184.
8. Обоснование путей улучшения выходных характеристик гидровращателей планетарного типа / А.И. Панченко, А.А. Волошина, И.И. Милаева, Д.С. Титов // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип. 9. – Т.5. – С. 68-74.

### **МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ВИТИСКУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ГІДРООБЕРТАЧА ПЛАНЕТАРНОГО ТИПУ**

Волошина А.

#### *Анотація*

Робота присвячена розробці математичної моделі робочих процесів витискувальної системи гідрообертача планетарного типу.

### **MATHEMATICAL MODEL OF THE WORKING PROCESSES OF THE DISPLACING SYSTEM OF THE PLANETARY HYDRAULIC ROTATORS**

A. Voloshina

#### *Summary*

The work is devoted to development of mathematical of the working processes of the displacing system of the planetary hydraulic rotators.



УДК. 631.03

## АНАЛІЗ ЗАСТОСУВАННЯ КОМПЛЕКСУ МАШИН НА БАЗІ ТРАКТОРА ХТЗ-163 ПРИ ВИРОЩУВАННІ ПОЛЬОВИХ КУЛЬТУР

Шабала М.О., к.т.н.,

Болтянський В.М., к.т.н.,

Мітін В.М., к.т.н.,

Мітков Б.В., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-12-65

**Анотація** – у статті наведено застосування комплексу машин на базі трактора ХТЗ-163 при вирощуванні польових культур.

**Ключові слова:** комплекс машин, трактор, вирощування, польові культури, витрати праці, витрати палива, експлуатаційні витрати, собівартість.

*Постановка проблеми.* В сучасних фермерських господарствах, в наслідок їх специфіки і невеликої кількості орної землі, поспіль застосовуються не класичні 8...10 польові сівозміни, а 4...5 польові сівозміни. В таких вкорочених сівозмінах висівають культури, які потрібні в самому господарстві, або приносять прибуток. Такими культурами на півдні є зернові, зернобобові і соняшник.

*Аналіз останніх досліджень.* По літературним джерелам економічно вигідним господарством, що вирощує польові культури, є господарство з площею ріллі 400...500 га [1, 2]. Ми проаналізували ефективність вирощування польових культур при використанні перспективного трактора ХТЗ-163 ланка сівозміни наступна: чорний пар - озима пшениця - горох - соняшник. Технологія розроблена для засушливої зони півдня України.

*Мета роботи.* Визначення кількісного та марочного складу сільськогосподарської техніки при застосування трактора ХТЗ-163 для польових культур, які вирощуються.

*Основна частина.* В зв'язку з тим, що попередником чорного пару є соняшник, то після його збирання проводиться дискування поля в двох напрямках важкою бороною БДВ-6,5, яка найкраще подрібнює стебла соняшника.

Під чорний пар вносять по 30 т/га гною. Така норма прийнята з



двох причин: по-перше зменшення поголів'я худоби привело до нестачі гною; по-друге вказана доза є оптимальною для засвоєння в умовах недостатньої зволоженості ґрунту.

Вносять гній (операції 1.3 та 1.4 графіка завантаження) розкидачем ПРТ-10 з трактором ХТЗ-163. Слід заважити, що внаслідок великої вартості трактора витрати на амортизацію і відрахування на ТО і ремонт складають майже 70 грн/га. При використанні на цій операції тракторів МТЗ-80 з розкидачами РОУ-6 ці відрахування зменшуються в 2,5..3 рази [3, 4].

На оранці застосовується ярусний плуг ПНЯ-4-42, який дає змогу краще заорати пожнивні рештки та насіння падалиці і бур'янів.

На раннє весняному боронуванні застосовується трактор ХТЗ-163 зі здвоєними шинами.

В технології чорного пару з метою зменшення кількості обробітків і боротьби з осотом передбачене застосування гербіциду раундап. В літній період передбачено три культивації чорного пару і боронування боронами Радченко після дощу. Остання (передпосівна культивування) проводиться культиватором КШП-8, обладнаним стрілочастими лапами.

Сівба озимої пшениці виконується сівалками СЗ-5,4 з трактором ХТЗ-163 і зчіпкою СП-11. На транспортуванні зерна використовується трактор ХТЗ-163 з причіпом ММЗ-771Б.

Особливістю технології вирощування гороху є глибокий обробіток ґрунту знаряддям РРПВ-3-50 (консервуючий обробіток) і передпосівний обробіток культиватором КШП-8.

Застосування енергонасичених тракторів класу 3 приводить до ущільнення підорного шару ґрунту на глибину до 80 см. Крім того в умовах півдня України на продуктивність соняшника впливає швидкість заглиблення його кореневої системи.

Рекомендується раз на 3..4 роки проводити рихлення підорного шару ґрунту. З цією метою при обробітку ґрунту під соняшник передбачено після оранки чизелювання на глибину 40 см впоперек оранки.

Розрахунок собівартості (табл.1.) вирощування польових культур з комплексом машин на базі трактора ХТЗ-163 показує, що основними статтями витрат є паливо, відрахування на амортизацію, ТО та ремонт.

Зменшити ці статті витрат можна за рахунок використання на внесенні добрив і транспортних роботах тракторів класу 1,4, а на збиранні комбайну Дон-15 00 замість КЗС-9-1 „Славутич”.

Крім того використання на цих роботах тракторів класу 1,4 дозволить (рис. 1) зменшити в господарстві кількість тракторів ХТЗ-163 до одного, що призведе до зниження вартості продукції і оптимального завантаження техніки.



Таблиця 1 –

## Структура собівартості, грн./т

Статті витрат	Культура		
	Озима пшениця (з витратами на чорний пар)	Горох	Соняшник
Заробітна плата	7,84	10,68	11,7
Паливо	130,8	83,6	149,2
Амортизація	66,7	101,7	107,2
ТО та ремонт	53,7	81,3	85,7
Добрива	87,0	58,0	198
Пестициди	33,3	28,0	60,0
Насіння	104,0	140,8	24,0
Плата за оренду землі	24,4	44,0	55
Витрати на БЖ	1,44	2,6	3,2
Накладні витрати	76,1	82,6	104,4
Всього	584,9	633,3	798,4

Порівняльний аналіз технологій вирощування польових культур з застосуванням різних комплексів машин (табл.2.) показує, що техніко-економічними показниками вони майже не відрізняються.

Таблиця 2 –

## Порівняльний аналіз технологій вирощування польових культур із застосуванням різних комплексів машин

Комплекс машин	Культура											
	Озима пшениця				Горох				Соняшник			
	Собівартість, грн./т	Витрати палива, кг/га	Витрати праці, люд.-год./га	Експлуатаційні витрати, грн./га	Собівартість, грн./т	Витрати палива, кг/га	Витрати праці, люд.-год./га	Експлуатаційні витрати, грн./га	Собівартість, грн./т	Витрати палива, кг/га	Витрати праці, люд.-год./га	Експлуатаційні витрати, грн./га
Типовий	445	142,4	27,9	884,4	745,9	60	11,9	419,2	667	62,2	4,3*	517,0
На базі трактора ХТЗ-163	585	87,54	21,24	1164,3	633,3	56,5	10,2	693,2	693,4	80,7	6,9	708,2

\* - проводяться ручні прополки

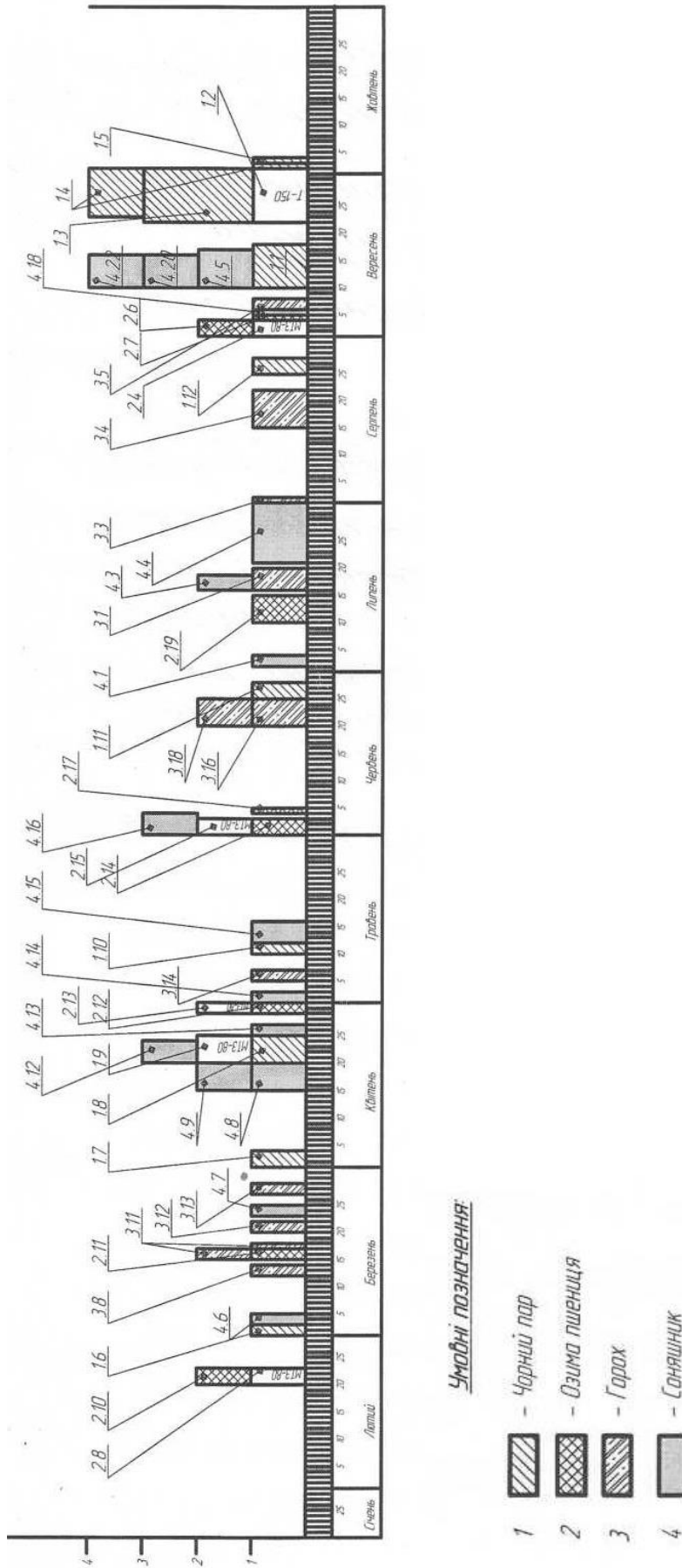


Рис. 1 Графік завантаження трактора ХТЗ-163 при вирощування польових культур.

*Висновки.*

1. Для господарства з площею 400 га і вказаним набором культур достатньо мати 1 трактор ХТЗ-163 і трактор класу 1,4.
2. З метою зменшення собівартості продукції бажано:
  - а) на транспортних роботах і при внесенні органічних і (частково) мінеральних добрив використовувати трактор класу 1,4 та автомобілі;
  - б) на збиранні врожаю замість комбайна КЗС-9-1 використовувати комбайн Дон-1500;
3. В періоди піків (квітень, червень, вересень) пропонується використовувати орендовану техніку. Виконання робіт 1.3 та 1.4 допустимо частково перенести на жовтень. Це дасть змогу зменшити потребу в тракторах.

*Література.*

1. Експлуатація машин і обладнання: навчально-методичний комплекс [навч. посіб. для студентів інженерних спеціальностей осв. – каліф. рівня «Бакалавр»]/ за ред. *І.М. Бендери, В.П. Грубого, П.І.Роздоржнюка*. – К'амянець-Подільський: ФОП Сисин Я.І., 2013. – 576 с.
2. *Мовчан В.Ф., Митков Б.В., Митин В.Н., Болтянський В.М.* К вопросу эффективного существования фермерских хозяйств с маленькими размерами сельскохозяйственными площадями./ Сборник научных статей по материалам IX Международной научно-практической конференции «Актуальные проблемы научно-технического прогресса в АПК» (г. Ставрополь, 20–22 марта 2013 г.) 25 – 31 с.
3. *Агеев Л.Е.* Експлуатація енергонасичених тракторів. / *Л.Е. Агеев, С.Х. Бахриєв*. –М.: Агропромиздат, 1991. – 271 с.
4. Експлуатація машино – тракторного парку в аграрному виробництві. За редакцією проф. *В.Ю. Ільченка*. – К: Урожай, 1993 – 286 с.

**АНАЛИЗ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ КОМПЛЕКСА МАШИН  
НА БАЗЕ ТРАКТОРА ХТЗ -163 ПРИ ВЫРАЩИВАНИИ  
ПОЛЕВЫХ КУЛЬТУР**

Шабала М.О., Болтянский В.М., Митин В.Н., Митков Б.В.

**Аннотація** – в статті представлено використання комплексу машин на базі трактора ХТЗ -163 при вирощуванні польових культур.



**AN ANALYSIS OF APPLICATION OF COMPLEX OF MACHINES  
IS ON BASE TRACTOR OF HTZ- 163 AT GROWING OF THE  
FIELD CULTURES**

M. Shabala, V. Boltyansky, V. Mitin, B. Mitkov

*Summary*

**To the article application of complex of machines is driven on the  
base of tractor of HTZ- 163 at growing of the field cultures.**



УДК 631.171.075.4

## **РОЛЬ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ ПРИ ЗАБЕЗПЕЧЕННІ ВИСОКОЕФЕКТИВНОГО ФУНКЦІОНУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ ВИРОБНИЦТВА ПРОДУКЦІЇ ТВАРИННИЦТВА**

Болтянська Н.І., к.т.н.,

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел.: +38 (0619) 42-05-70, e-mail: natali.28@inbox.ru

***Анотація*** – у статті розглянуто роль технічного сервісу при забезпеченні вискоелективного функціонування технологічного процесу виробництва продукції тваринництва та приведено співвідношення відмов по вузлах і елементах стійлового устаткування.

***Ключові слова*** – технічний сервіс, функціонування технологічного процесу, виробництво сільськогосподарської продукції, відмови, вузли і елементи стійлового устаткування.

*Постановка проблеми.* Агропромисловий комплекс України переживає кризу, обумовлену загальним соціально-економічним станом країни, зростанням специфічних галузевих проблем: низька рентабельність виробництва, різке скорочення основних виробничих фондів, фінансові проблеми та ін.

Економічна криза 90-х років минулого століття негативно вплинула на стан технічного забезпечення аграрного сектору. Основними видами техніки сільгосптоваровиробники забезпечені на 40...50% від нормативного рівня. Машинно-тракторний парк постійно скорочується. За останні 15 років кількість техніки скоротилася майже удвічі і не відповідає технологічній потребі. В результаті цього значно зросло навантаження на техніку, через що порушуються вимоги агротехніки щодо термінів та якості виконання робіт [1- 3].

*Аналіз останніх досліджень.* Наявний в аграрних підприємствах машинно-тракторний парк кількісно зменшився, морально застарів, фізично зношений. У структурі тракторів менше 20 % таких, що





експлуатуються в межах амортизаційного терміну, а понад 30% знаходяться в експлуатації більше 20 років [4].

Економічний стан підприємств аграрного сектору такий, що найближчим часом докорінне оновлення їх матеріально-технічної бази є досить проблематичним, тому пріоритетною задачею технічної політики наразі є зупинка процесу катастрофічного зменшення кількісного складу наявного машинно-тракторного парку та відновлення матеріально-технічної бази його сервісного забезпечення.

Збереження кількісного складу машинно-тракторного парку може бути досягнуто за рахунок відновлювальних ремонтів з одночасною модернізацією основних видів сільськогосподарської техніки. Це дозволить а 30–40% зменшити вибуття техніки з експлуатації і використовувати її в аграрному секторі ще впродовж 5–6 років. Підтримувати сільськогосподарську техніку в робочому стані та ефективно її використовувати можна лише відповідно організувавши технічний сервіс. Він повинен охоплювати всі етапи від придбання машин, передпродажної підготовки, експлуатації, технічного обслуговування, ремонту і аж до списання та утилізації [2- 4].

Відповідно до Закону України “Про систему інженерно-технічного забезпечення агропромислового комплексу України” технічний сервіс – це забезпечення агропромислового комплексу технічними засобами і підтримання їх у технічно справному стані протягом усього періоду експлуатації, вивчення попиту, реклама, технічна і торгово-економічна інформація, доставка, передпродажна підготовка, гарантійне обслуговування нових та відремонтованих технічних засобів, забезпечення запасними частинами, навчання експлуатаційно-ремонтного персоналу [2,4,5].

*Формулювання цілей статті.* Визначити роль технічного сервісу в забезпеченні високоефективного функціонування технологічного процесу виробництва сільськогосподарської продукції і визначити співвідношення відмов по вузлах і елементах стійлового устаткування.

*Основна частина.* Основною тенденцією в розвитку тваринництва на найближчі роки буде подальший перехід від екстенсивних до інтенсивних форм ведення галузі на основі поліпшення кормової бази і застосування сучасних ресурсозберігаючих технологій.

Сьогодні багато керівників господарств зайнято пошуком можливостей для економічного зростання підприємств. Безумовно, одним з резервів служить зниження собівартості продукції. Проте, як правило, передусім сільгоспвиробники звертають увагу на скорочення витрат



по таких чутливих позиціях, як повнораціонні корми, енергетичні і людські ресурси, що нерідко йде в збиток задоволенню фізіологічних потреб тварин. При цьому інвестуються, іноді без особливого рахунку, величезні засоби в інфраструктуру, виробничі потужності, в закупівлю племінних тварин. Але сучасні генетичні лінії, використовувані в племінному тваринництві, методи розведення, у тому числі гібридизація, дозволяють отримати високопродуктивну худобу, властивості якої будуть повністю розкриті тільки за допомогою максимального задоволення усіх фізіологічних потреб тварин в змісті, мікрокліматі, кормі, поїнні і так далі. Істотне збільшення обсягів виробництва продукції тваринництва - навіть при нинішній чисельності поголів'я худоби в Україні - можливо завдяки якісному виконанню усіх агрозоотехнічних операцій відповідно до вимог технологічного процесу. Саме підвищення якості обслуговування тварин здатне дати адекватну реакцію, що впливає на їх продуктивність.

Використовуване на тваринницьких фермах технологічне устаткування повинне забезпечувати безперервність і ритмічність технологічного процесу, відсутність стресів у тварин. А це досягається високою надійністю технічних рішень, безвідмовністю і зносостійкістю устаткування. Іншим, не менш важливим параметром є ремонтпридатність цього устаткування.

Шоста частина фактичних витрат запасних частин обумовлена виробничими причинами. Отже, службам експлуатації та надійності заводів слід розширювати роботи по вивченню причин замін запасних частин, що буде сприяти підвищенню ефективності робіт підприємств сільськогосподарського машинобудування.

Недостатньо високий рівень експлуатації та низька якість ремонту машин залишаються основними причинами підвищених витрат запасних частин. Чимало прикладів, коли машини доручаються некваліфікованим спеціалістам. Крім того, деякі господарства починають підготовку машин за декілька днів до початку їхньої роботи. В той же час господарства ставлять ремонтним підприємствам чимало справедливих претензій через низьку якість ремонтних робіт. Первинно середній термін служби елементів, відновлених при ремонті, в основному на 30...50% нижче від базових.

Причина тут не тільки в сумлінному ставленні виконавців до проведення ремонтних робіт. Результати досліджень показали, що розподіл строків служби машин не суперечить закону Вейбулла. У



зв'язку з цим функція інтенсивності заміни деталей  $\lambda(t)$  за період спостережень  $t$  має вигляд

$$\lambda(t) = \alpha b t^{b-1}, \quad (1)$$

де  $\alpha$  і  $b$  – параметри розподілу за законом Вейбулла.

Однак, якщо для всіх заводських деталей  $b > 1$ , то після ремонтного втручання для деталей запасних частин, які мають помітно змінені умови взаємодії з іншими елементами конструкції,  $b \leq 1$ . Як відомо, при  $b > 1$  спостерігається зростаюча функція інтенсивності заміни, а при  $b < 1$  – спадаюча. Перший випадок підходить для „старіючих” елементів, а другий – для зміцнення матеріалів, чи при припрацюванні складних систем.

У другому випадку фізичне розуміння функції пояснюється так. Після ремонту, особливо знеособленого, внаслідок нерівності вимог взаємодії запасних частин з деталями, встановленими на машині первинно, спочатку відбувається „випалювання” дефектних екземплярів з високою швидкістю напрацювання, а екземпляри, які „вижили” у цей період і вимоги взаємодії яких у силу випадкових обставин близькі до заводських, внаслідок відносно малої швидкості спрацювання, мають відносно малу інтенсивність спрацювання та значно більшу довговічність. Враховуючи те, що при  $b \leq 1$  профілактична заміна елементів недоцільна, а ремонтні характеристики довговічності значно гірші доремонтних, проблема ремонту сільськогосподарської техніки в міжсезонний період не повинна спрощуватися і зводитися до девізу „Чим більше ремонтуємо, тим краще”. Практика передчасного ремонту сільськогосподарської техніки, тобто ремонту заради завищення обсягу ремонтних робіт, необґрунтовано підвищує витрати запасних частин і значно знижує надійність машин.

Ось чому залишаються актуальними питання удосконалення технічного діагностування та пошуку оптимальних методів ремонту сільськогосподарських машин і їхніх агрегатів.

Питання технічного сервісу машин в тваринництві стають особливо актуальними у зв'язку з впровадженням систем з високою мірою автоматизації і механізації технологічного процесу, у тому числі і роботизації. Знову створені сільськогосподарські організації і агрохолдинги оснащені новітнім технологічним устаткуванням зарубіжного виробництва, обслуговування якого повинне здійснюватися спеціально підготовленими сервісними інженерами із застосуванням спеціального діагностичного устаткування. При експлуатації технологічного

устаткування, відповідно до технічної документації, вимагається виконання діагностики, профілактики і обслуговування усіх систем технологічного устаткування, а також їх регулювання.

Які вузли і деталі тваринницького устаткування передусім виходять з ладу? Моніторинг відмов і видів зносу вітчизняного і зарубіжного устаткування тваринницьких ферм проводився на 53 сільськогосподарських підприємствах, у тому числі:

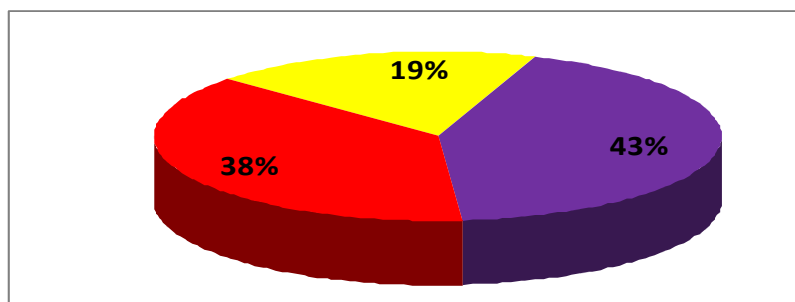
- на 12 свинарських підприємствах (22,6% від загальної кількості господарств, що взяли участь в дослідженні);
- на 41 підприємстві (77,4% від загальної кількості господарств, що взяли участь в дослідженні) скотарства.

Аналітичний огляд відмов і зносу устаткування проводився відповідно до переліку технологічного устаткування ферм скотарств і комплексів, приведеним у відповідному реєстрі.

Стійлове устаткування ферм скотарств більшою мірою схильне до корозійного зносу. Це технічно нескладне технологічне устаткування, в якому відсутні деталі, що труться.

На рис. 1 приведено співвідношення відмов по вузлах і елементах стійлового устаткування.

Так, в 43% випадків відмови пов'язані з несправністю самих стійл, металевих огорожень. У 38% випадків відмічені несправності ланцюгів (їх обриви), а в 19% випадків відмови сталися внаслідок зносу кріпильних з'єднань.






-  Рама стійла, металеві огорожі, труби
-  Ланцюги
-  Фурнітура, кріпильні з'єднання, підлоги, килимки для лежання

Рис. 1. Співвідношення відмов по вузлах і елементах стійлового устаткування.

Крім того, для стійлового устаткування характерні і механічні ушкодження внаслідок фізичної дії тварин. Найчастіше ці ушкодження характеризуються деформаціями різного ступеню (табл. 1).



Таблиця 1–

## Відмови стійлового устаткування

Модель, виробник	Термін служби	Деталь, вузол, що вийшли з ладу	Причини виходу з ладу вузла, деталі	Спосіб усунення несправності
Прив'язне устаткування власного виробництва, "Агротек", "Иглус", "Брацлав", "Агроприм", "Агродок", DeLaval, SAC, Zimmerman	Не встановлений	Розриви ланцюгів. Деформація металевих огорожень (труб). Фурнітура. Килимки для лежання.	Фізична дія. Корозійний і механічний знос. Втома металу.	Ремонт власними силами. Зварювальні роботи. Заміна кріплень і килимків.

Ремонт стійлового устаткування здійснюється власними силами тваринницьких підприємств. Основними способами ремонту є проведення зварювальних робіт, заміна зношених частин устаткування і кріплень. У вартість проведення ремонту входять витрати на придбання витратних матеріалів - арматура, кріплення, електроди і т.д.

*Висновок.* Технічний сервіс – це не лише забезпечення запасними частинами, ремонт і відновлення сільськогосподарських машин, але і постійне вивчення кон'юнктури ринку (попиту і пропозиції), забезпечення високоефективного функціонування технологічного процесу виробництва сільськогосподарської продукції за допомогою підбору оптимальних технічних рішень і їх впровадження у виробничий процес (постачання, передпродажна підготовка, монтаж і пусконаладка, гарантійне і постгарантійне технічне обслуговування і ремонт, навчання персоналу).

Таким чином, технічний сервіс – це система впровадження сучасних і прогресивних технічних рішень і забезпечення їх ефективної, безперебійної роботи протягом усього періоду експлуатації.

*Література.*

1. *Гуков Я.С.* Наукове забезпечення формування державної політики стосовно відтворення та оновлення матеріально-технічної бази агропромислових підприємств / *Я.С. Гуков* // Механізація та елект-



- рифікація сільського господарства: міжвідомч. тем. наук. зб. – Глеваха : ННЦ “ІМЕСГ”, 2008. – Вип. 92. – С. 13–25.
2. Про систему інженерно-технічного забезпечення АПК України: Закон України від 5 жовтня 2006 р. № 229-V // Голос України. – 2006. – 17 листопада. – С. 10–11.
  3. Концепція розвитку технічного сервісу в АПК України / Я.С. Гуков, М.В. Молодик, А.М. Моргун [та ін.]. – Глеваха: ННЦ “ІМЕСГ”, 2004. – 59 с.
  4. Україна у цифрах у 2008 році. Статистичний збірник / За ред. О.Г. Осауленка. – К., Державне підприємство «інформаційно-аналітичне агентство», 2009. – 259 с.
  5. Лімонт А.С. Теоретичні основи забезпечення працездатності машин. Навч. посіб. / А.С.Лімонт. – Житомир: ДАУ, 2008. — 420 с.

**ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС ПРИ ОБЕСПЕЧЕНИИ  
ВЫСОКОЭФФЕКТИВНОГО ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ  
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ПРОИЗВОДСТВА  
ПРОДУКЦИИ ЖИВОТНОВОДСТВА**

Болтянская Н.И.

*Аннотация* – в статье рассмотрена роль технического сервиса при обеспечении высокоэффективного функционирования технологического процесса производства продукции животноводства и приведено соотношение отказов по узлам и элементам стойлового оборудования.

**TECHNICAL SERVICE AT PROVIDING OF HIGH-EFFICIENCY  
FUNCTIONING OF TECHNOLOGICAL PROCESS OF  
PRODUCTION OF GOODS OF STOCK-RAISING**

N. Boltyanskaya

*Summary*

**In the article the role of technical service is considered at providing of the high-efficiency functioning of technological process of production of goods of stock-raising and correlation over of refuses is brought on knots and elements of stall equipment.**



УДК 621.43

## УДОСКОНАЛЕННЯ ОБКАТКИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ЗА РАХУНОК ВИКОРИСТАННЯ ЗВОРОТНОГО ЗВ'ЯЗКУ

Хоменко А. М. магістрант,

Мовчан С. І., к.т.н.,

Болтянський О.В., к.т.н.,

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел.: +38 (0619) 42-23-85, e - mail: movchantsaa@rambler.ru

**Анотація** – в статті розглянуто спосіб удосконалення обкатки двигунів внутрішнього згоряння за рахунок використання зворотного зв'язку

**Ключові слова** - двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ), система зворотного зв'язку, обкатка двигунів, технічні показники

*Постановка проблеми.* В переважній більшості для приводу мобільної енергетичної техніки використовують двигуни внутрішнього згоряння. Їх поширеному використанню сприяють наступні переваги: суттєві енергетичні параметри, які дозволяють виконувати окремі навантаження; значні показники потужностей, які змінюються в широкому діапазоні; мобільність самих енергетичних засобів, що сприяє широкому їх розповсюдженню у виробничій діяльності [1].

Одними з головних вимог до двигунів є високі показники потужності та економічності експлуатації на різних режимах.

Потужність і економічність двигунів, як правило, оцінюють на максимальних швидкостях й навантажувальних режимах, які визначають ефективну роботу усієї машини [1,2].

Залежно від умов випробувань двигунів та наявності відповідних приладів, пристосувань і обладнання, використовуються без гальмові, парціальні та гальмівні методи визначення ефективної потужності двигуна.

За даними Всесвітньої асоціації виробників автомобілів (ОІСА), в 2012 році було виготовлено 63 мільйони транспортних засобів. Для порівняння, в Україні виготовлено лише 69700 автомобілів, що не перевищує 0,1 % в загальному об'ємі виробництва автомобілів.

Незначні об'єми виробництва не знижують важливості питання проектування та випробування в промислових умовах силових агрега-



тів, що і визначає актуальність розробки системи обкатування двигунів внутрішнього згоряння за рахунок використання системи зворотного зв'язку.

*Аналіз останніх досліджень.* В галузі обкатування ДВЗ на теренах країн СНД працювали і працюють багато вчених і фахівців.

Відповідно до державного стандарту випробування двигунів проводять за енергетичними параметрами, головними серед яких є потужність, частота обертання та економічні показники.

Дослідженнями, проведеними професором М.С. Ждановським, встановлено, що якщо потужність механічних втрат в умовах рядової експлуатації тракторів, при нормальному тепловому стані двигунів змінюється в невеликих межах, ефективна потужність працюючого циліндра змінюється пропорційно частоті обертання колінчатого вала.

Метод визначення потужності двигуна по методу М.С. Ждановського полягає в тому, що на прогрітому двигуні виключають із роботи три циліндри і двигун працює тільки на одному циліндрі при повністю включеній подачі палива[4].

Тахометром вимірюються оберти колінчатого вала при роботі на першому, потім на другому, третьому і четвертому циліндрах. Потужність двигуна визначається по аналітичній залежності.

До недоліків описаного методу відноситься порівняно низька точність, обумовлена впливом на результати вимірів процесу згоряння палива у циліндрі, який перевіряється, (робота за перевантаженням).

Відома діагностична установка КИ-4935, яка призначена для визначення показників потужності, запуску двигунів, прокручування трансмісії і двигуна на заданому режимі при проведенні діагностичних операцій тракторів ДТ-75М, Т-40М, МТЗ-80, ЮМЗ-6Л та їхніх модифікацій[7].

Розроблений стенд КИ-8927 ГОСНИТИ призначений для визначення технічного стану колісних тракторів. На стенді визначають гальмові сили коліс і механічні втрати трансмісії, силу тяги, витрати палива і стан паливної апаратури, циліндро-поршневої групи, механізму газорозподілу, силової передачі трактора, гідравлічних систем трактора[8].

Навантажувально-приводна станція стенда з'єднана з передніми барабанами приводного блоку і складається з електромашини АКБ-92-82 і редуктора НДП-50-1. Електромашини працює в руховому і генераторному режимах з регулюванням швидкості обертання рідинним реостатом. У пульті керування змонтовані пускорегулююча апаратура і два блоки приладів для перевірки електрообладнання тракторів[9].

Відомий прилад ИМД-2М, призначений для виміру частоти обертання колінчатого вала і потужності двигунів СМД-14, СМД-14А, Д-65, Д-240, СМД-60. Живлення приладу здійснюється від мережі змін-





ного струму напругою 220В, частотою 50 Гц або від джерела постійного струму (наприклад, акумуляторної батареї) напругою 12 В.

Потужність оцінюється по прискоренню колінчатого вала двигуна, що розганяється з відключеною трансмісією, шляхом різкого збільшення до максимуму подачі палива. Двигун на короткий проміжок часу повністю завантажується моментом від сил інерції і переборює цей момент, тобто розганяється до максимальних обертів холостого ходу тим швидше, чим більший крутний момент.

Більшість розроблених в останній час стендів і пристроїв для обкатування ДВЗ вирішували головним чином задачі, пов'язані із удосконаленням кріплення самого двигуна, передавання крутного моменту та фіксування окремих показників і параметрів його роботи.

Однак сучасні вимоги проектування двигунів потребують комплексного вирішення завдань, мета яких полягає у комплексному підході до задач обґрунтованого удосконалення систем обкатування двигунів та приробітки його окремих складових одиниць.

З наведеного аналізу конструктивних рішень обкатування та випробування двигунів видно, що перспективним напрямком є створення умов для отримання більшої інформації, яке можливе за рахунок удосконалення системи зворотного зв'язку.

Таким чином, актуальна розробка стенду для обкатування ДВЗ з удосконаленою системою зворотного зв'язку.

*Формулювання цілей статті.* Мета роботи полягає в розробці стенду для обкатування ДВЗ з удосконаленим використанням зворотного зв'язку.

*Основна частина.* Розроблена блок-схема приробітку та обкатування ДВЗ за рахунок використання зворотного зв'язку (рис. 1) працює у такий спосіб. Двигун 5, що обкатують, встановлюють на основну стійку 2 та закріплюють. На початку обкатки в двигун подають паливо з ємності 7, воду з системи охолодження 8 та мастило. При досягненні певного рівня мастила в системі, датчик рівня 1 вмикає електродвигун 3. Через передавальну муфту 4 електродвигун починає обертати вал двигуна внутрішнього згоряння. Комплект датчиків контролю 6 допомагає регулювати параметри обкатки: змінювати число обертів валу, рівень мастила, води, палива в системі. Пружини-амортизатори 10 допомагають гасити вібрацію при великих обертах.

Основою розробленої схеми обкатування та випробування ДВЗ з використанням зворотного зв'язку є застосування датчиків контролю технічних параметрів роботи двигуна. Сигнал поступає від мембрани чи чутливого елемента датчика до системи контролю. Там він обробляється та створюється новий сигнал, що подається на табло регулятора (при задовільному значенні параметра) або на вимикання системи (при перевищенні певного рівня параметра).

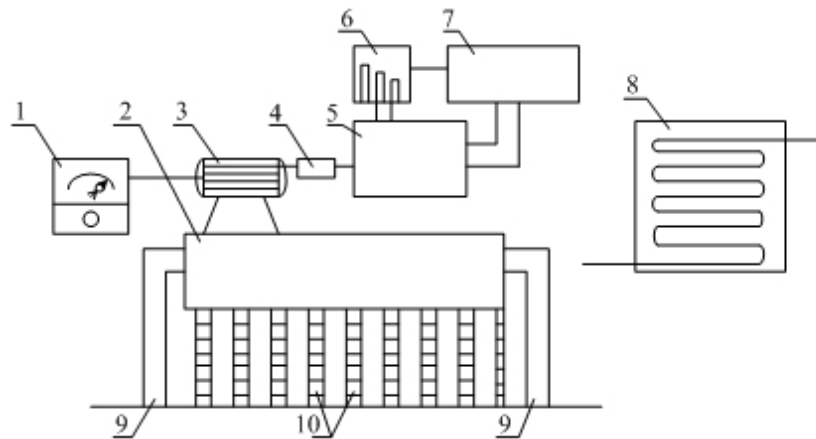


Рис. 1. Блок-схема обкатки ДВЗ за рахунок використання зворотного зв'язку: 1 – датчик вимірювання рівня мастила; 2 – основна стійка кріплення обладнання; 3 – електричний двигун; 4 – муфта; 5 – двигун; 6 – комплект датчиків контролю; 7 – паливний бак; 8 – система охолодження ДВЗ; 9 – закріплювальні стійки; 10 – пружини-амортизатори.

Сутність пропонованого способу обкатування ДВЗ полягає в тому, що двигун піддають холодній приробці з наступним рівномірним безперервним ступінчастим навантаженням. Після притирання на холостому ході, встановлюють номінальну частоту обертання колінчастого валу, яку утримують за рахунок регулювання подачі палива. Одночасно відбувається безперервне ступінчасте навантаження двигуна. Навантаження відбувається поступово до рівня досягнення двигуном величини максимальної потужності.

На кожному з етапів відбувається збільшення навантаження та поступова його стабілізація. Тривалість збільшення навантаження обмежується моментом досягнення критичного значення амплітуди імпульсів в акустичній емісії. Стабілізація визначається постійною величиною навантаження, його тривалістю до моменту зниження амплітуди імпульсів акустичної емісії.

Через використання системи зворотного зв'язку досягається не лише технічний результат, який полягає в поліпшенні якості та скороченні приробці окремих деталей та вузлів двигунів, а й створюються умови для підвищення рівня автоматизації процесу випробування та обкатування ДВЗ.

Перевагами використання розробленої технологічної схеми – є надійність конструкції та простота визначення технічних показників ДВЗ, яка досягається за рахунок зворотного зв'язку. Це також дозволяє проводити випробування двигунів в широкому діапазоні навантаження.

*Висновки.*

1. Використання системи зворотного зв'язку при обкатуванні та випробовуванні ДВЗ поширює функціональні можливості обладнання, яке використовується при цьому.

2. Система зворотного зв'язку дозволяє визначати енергетичні параметри та характеристики в широкому діапазоні показників.

*Література.*

1. Корпоративний сайт Шумятино. Обладнання для дизельно-паливної апаратури/ <http://bonus-tnvd.ru/katalog/diagnostika/ks-276-031.htm>

2. Коллектив ООО «Химмотолог» Методи діагностики машин за працюючим маслом/[http://himmotolog.ru/?page\\_id=629](http://himmotolog.ru/?page_id=629)

3. Фере Н.Э. Пособие по эксплуатации машинно-тракторного парка / Н. Э. Фере и др. – М.: Колос, 1978. – 238 с.

4. Жигарев В.П. Расчетные и экспериментальные исследования эксплуатационных параметров автотранспортных средств. – М.: МАДИ, 1987. – 148 с.

5. Мартыненко И.И. и др. Автоматика и автоматизация производственных процессов. – М.: Агропромиздат, 1985. – 342 с.

6. Бондаренко Е.В., Филиппов А.А., Коротков М.В., Коротков Д.В., Короткова С.К., Лаврухин А.Г., Ахмедьянов И.Ф. Стенд обкатки и диагностики двигателей внутреннего сгорания (Патент RU 2229612):F02B79 – Обкатка двигателей внутреннего сгорания (смазка при обкатке F01M). [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.findpatent.ru/patent/222/2229612.html>.

7. Назначение и виды обкатки.[Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://automobilesworld.ru/stati/237-naznachenie-i-vidy-obkatki>.

8. Обкатка и регулировка ДВС.[Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://www.studiplom.ru/Technology-DVS/Obkatka-DVS.html>.

9. Стенды для обкатки и испытания двигателей внутреннего сгорания. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://kopis.ru/products/138>.

10. Капцевич В. М., Маршина Е. А. Совершенствование технологии очистки моторных масел при обкатке дизельных двигателей в ОАО "Дзержинский мотороремонтный завод». Патенты на полезные модели № 2207 и; № 2699 и; № 2700 и; № 3010 и, № 3060 и, № 3251 и / МПК7 В 01D 27/00, 35/06. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://exhibit.metolit.by/node/6563>.

11. Fastmb.ru – интернет-журнал для автолюбителя. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [http://fastmb.ru/autonews/autonews\\_ukr/7-kol-mashin-ukravtoproma-za-2012.html](http://fastmb.ru/autonews/autonews_ukr/7-kol-mashin-ukravtoproma-za-2012.html).



## **УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ОБКАТКИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОБРАТНОЙ СВЯЗИ**

Хоменко А.М., Мовчан С.И., Болтянский О.В.

***Аннотация*** – в статье рассмотрен способ усовершенствования обкатки двигателей внутреннего сгорания за счет использования обратной связи.

## **IMPROVEMENT OF RUNNING ENGINES INTERNAL COMBUSTION THROUGH THE USE OF FEEDBACK**

A. Homenko, S. Movchan, O. Boltyanskiy

### ***Summary***

In the article the method of improvement of rolling-off of engine internal combustion is considered due to the use of reverse connection.



УДК 631.37

## ЗЕМЛЕВИКОРИСТАННЯ ПРИ ОБЛАШТУВАННІ ПОЛЯ ДЛЯ РОБОТИ ЕНЕРГОТЕХНОЛОГІЧНИХ ЗАСОБІВ МОСТОВОГО ТИПУ

Кувачов В.П., к.т.н.,

Таврійський державний агротехнологічний університет

Тел./факс (0619) 42-12-65. E-mail: kuvachoff@mail.ru

**Анотація** – в роботі наведені теоретичні дослідження впливу розмірів окремих елементів інженерної зони поля та параметрів ходової системи мостових агрозасобів на ефективність землевикористання.

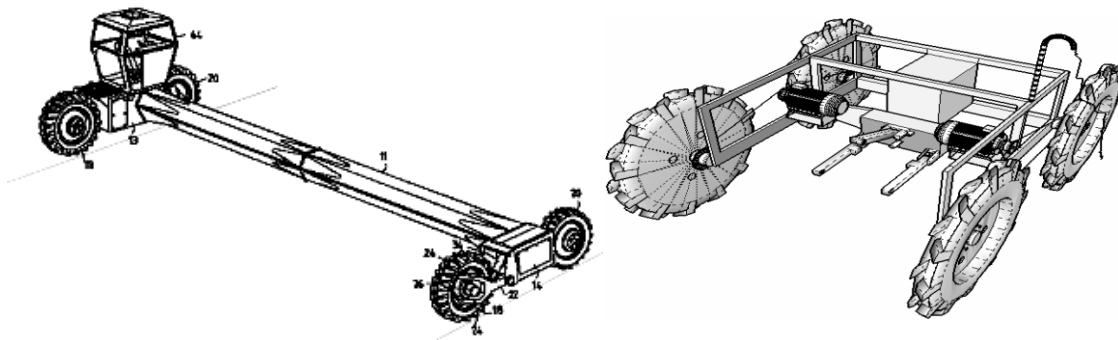
**Ключові слова** – колійне та мостове землеробство, мостовий агрозасіб, постійна технологічна колія, втрати площі, землевикористання.

*Постановка проблеми.* В Україні сьогодні встала проблема переущільнення ґрунтів ходовими системами важких тракторів і сільськогосподарських машин в процесі вирощування сільськогосподарських культур.

Одним із напрямків зниження шкідливої ущільнюючої дії сільськогосподарських агрегатів на ґрунт є маршрутизація руху, яка передбачає переміщення ходових систем по постійній технологічній колії. Позитивним ефектом від впровадження системи землеробства з постійною технологічною колією є зниження витрат на виробництво продукції, що відбувається за рахунок менших витрат енергії машинно-тракторним агрегатом та підвищенням продуктивності його роботи [1].

Світовою наукою вже накопичений певний досвід в питанні вивчення і практичної реалізації системи колійного землеробства [1]. Очевидно, що ефективність колійної технології землеробства тим вища, чим менше непродуктивної частки поля відводиться під сліди технологічної колії. Остання визначена її кроком, який обумовлений шириною захвату агрегатів та параметрами рушіїв їх ходових систем.

Реалізувати принципи колійної технології землеробства можна і «нетрадиційними» тракторно-комбайновими технологіями. Відомі конструкції мостових тракторів (мостові трактори Доулера, BIOTRAC та ін.) та самохідних ширококолієних полевих засобів (агромостові засоби) (рис. 1), відмінною рисою яких від інших енергозасобів є те, що вони пересуваються по постійній колії, яка розташована на відстані, рівному їх прольоту [2, 3], в зоні якій і розміщуються сільськогосподарські знаряддя.



а – мостовий трактор Доулера [2]

б – спеціалізований самохідний енерготехнологічний агрозасіб мостового типу [3]

Рис. 1. Схеми мостових енерготехнологічних агро засобів.

Згідно з вимогами автоматизації агропостові засоби механізації доцільно підчиняти принципам функціонування координатно-транспортної системи, в якій машини можуть рухатися лише у двох взаємно перпендикулярних напрямках і для реалізації якої поле повинно мати строго визначені розміри [2]. При аналізі землевикористання в колійному землеробстві необхідно розглядати, насамперед, питання планування поля і організації руху мостових машин, враховуючи перспективи подальшої автоматизації всіх технологічних процесів.

*Аналіз останніх досліджень.* Вагомий внесок в розв'язанні питання облаштування поля в колійній та мостовій системах землеробства внесли науковці В.Т. Надикто та В.О. Улексін [1]. Останнім рекомендується розрізняти поняття „поле” і „земельна ділянка” або просто „ділянка”, і полем називати частину ділянки, придатну для механізованого обробітку наявними засобами [2]. Частину загальної площі поля  $S_p$  слід відносити під інженерну, площею  $S_i$ , що зменшує продуктивну агротехнічну частину площею  $S_a$ . Інженерна зона включає транспортні технологічні доріжки для руху як самого агрозасобу, так і інших засобів механізації та можливе розміщення комунікацій.

При облаштуванні поля через неправильність конфігурації земельної ділянки, яка обумовлюється різними природними факторами (рельєфом, наявністю доріг, будівель, ярів, боліт, річок тощо), частину родючої землі технічно неможливо використати для вирощування рослин, що можна кваліфікувати як втрату деякої частини земельного наділу, площею  $S_k$  [2]. Тому, загальна площа земельної ділянки в колійному та мостовому землеробстві розглядається як сума площ [2]

$$S = S_a + S_i + S_k, \quad (1)$$

де  $S$  – загальна площа ділянки (наділу);

$S_a$  – площа агротехнічної зони;

$S_i$  – площа інженерної зони;

$S_k$  – площа землі, недоступної для використання через складність



конфігурації земельної ділянки.

У колійному землеробстві з координатним принципом руху бажано мати поле прямокутної форми з площею  $S_{\Pi}$  [2]. В такому випадку загальна площа поля  $S_{\Pi}$  дорівнюватиме

$$S_{\Pi} = S_a + S_i = S - S_k. \quad (2)$$

В.О. Улексіним запропоновані коефіцієнти, якими можна оцінювати ступінь землевикористання при облаштуванні поля [2]. Зокрема, коефіцієнт землевикористання  $k_S$  є відношення площі агротехнічної зони поля  $S_a$  до загальної площі земельної ділянки  $S$  [2]

$$k_S = S_a/S = (1 - w_i) \cdot (1 - q_k), \quad (3)$$

де  $w_i = S_i/S_{\Pi}$  і  $q_k = S_k/S$  – відносні втрати площі землі під інженерну зону та через складність конфігурації ділянки, відповідно.

Для покращення землевикористання, що характеризується збільшенням коефіцієнта  $k_S$ , площа інженерної зони  $S_i$  та невикористана площа  $S_k$  повинні бути мінімальними. Перше досягається зменшенням площі транспортних технологічних доріжок та збільшенням довжини прольоту (колії) агромостової машини, що при складній конфігурації ділянки входить у протиріччя з необхідністю зменшення втрати площі  $S_k$ , пов'язаної з складнощами функціонування широкозахватної машини [2].

Очевидно, що площа інженерної зони  $S_i$  залежить в основному від параметрів транспортної системи агрозасобу та способу його руху, що не достатньо було опрацьовано в роботах В.Т. Надикто і В.О. Улексіна.

*Формулювання цілей статті.* Метою роботи є оцінка впливу розмірів енерготехнологічних засобів мостового типу та параметрів їх рушіїв на коефіцієнт землевикористання при облаштуванні поля транспортними технологічними доріжками.

*Основна частина.* Розглянемо, як варіант, вид і спосіб руху агрозасобів мостового типу (рис. 2), який за загальноприйнятою класифікацією можна віднести:

- за організацією території – загінний;
- за напрямом робочих ходів – гоновий;
- за схемою обробітку загінки – човниковий;
- за видом повороту – безпетльовий.

Зміну напрямку руху мостового агрозасобу на поворотах (рис. 2) доцільно здійснювати його безпетльовим розворотом по колу, де центр повороту знаходиться в зоні транспортної технологічної доріжки одного з бортів (лівого, або правого, в залежності від направленості повороту). Тільки в цьому випадку можна отримати бажаний мінімальний радіус повороту та ширину поворотної смуги. Разом з тим, при такому способі розвороту здійснюється переміщення агрозасобу на наступну позицію за мінімальний проміжок часу, що підвищує продуктивність його роботи. Технічно розворот по колу може бути реалізовано за рахунок поворотних коліс агрозасобу. В іншому випадку, коли

його колеса некеровані, поворот по колу можна реалізувати за рахунок підйому одного із бортів, де опираючись на рушії іншого борту при їх русі, можна здійснити обертання навколо опори – центру повороту [4].

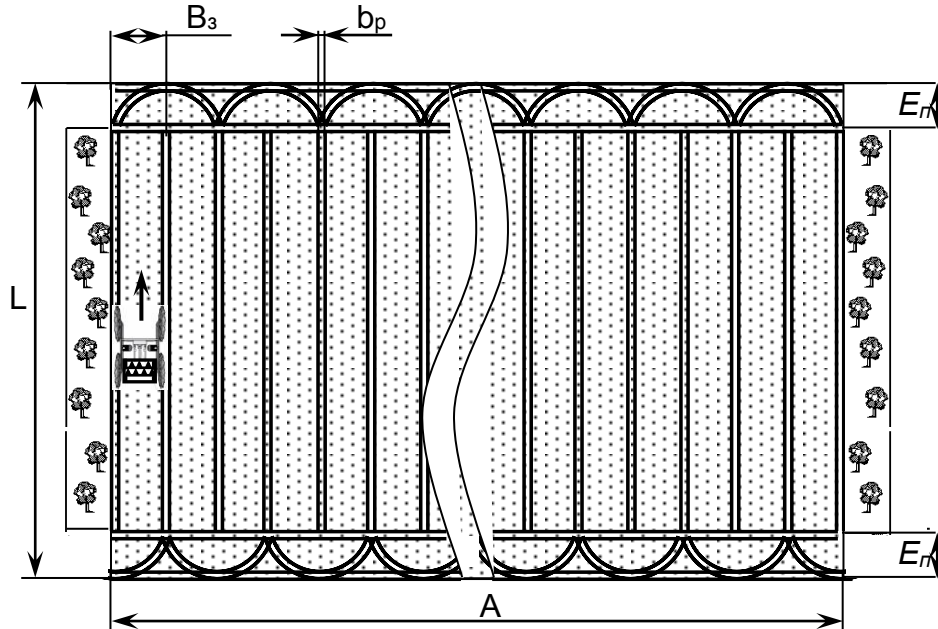


Рис. 2. Схема планування карти поля для роботи мостових агрозасобів:  $A$  та  $L$  – ширина та довжина поля;  $B_z$  – ширина робочої смуги,  $E_n$  – ширина поворотних смуг;  $b_p$  – ширина транспортної технологічної доріжки.

З урахуванням прийнятого виду і способу руху мостового агрозасобу проаналізуємо вплив його розмірів та параметрів рушіїв на втрати площі поля під інженерну зону, які характеризуються відносною величиною  $w_i = S_i/S_n$ . Для ділянки «правильної» конфігурації, у якій межі карт співпадають з межею ділянки і втрати через складність конфігурації відсутні ( $S_k = 0$ ), коефіцієнт землекористання дорівнює коефіцієнту облаштування поля

$$k_s = 1 - w_i. \quad (4)$$

Розглянемо землекористання при функціонуванні мостового агрозасобу за координатно-транспортним принципом руху на земельній ділянці прямокутної правильної конфігурації (рис. 2).

В працях В.Т. Надикто [1] відзначається, що загальна площа ( $S_i$ ) слідів транспортних технологічних доріжок інженерної зони може бути виражена у вигляді суми трьох складових

$$S_i = S_r + S_{np} + S_{pk}, \quad (5)$$

де  $S_r$ ,  $S_{np}$  – площа слідів транспортних технологічних доріжок на основному полі і поворотних смугах відповідно;

$S_{pk}$  – площа слідів ходової системи агрозасобу при виконанні ним відповідного виду повороту.



Розглянемо кожну із складових рівняння (5) окремо.

Площа слідів транспортних технологічних доріжок на основному полі складається із добутку площі однієї доріжки  $S_{1д}$  на їх загальну кількість  $n_{д.з.}$ . Враховуючи, що на кожних два проходи агрозасобу припадає три технологічної доріжки, а сумарне число доріжок - на одну більше від кількості проходів (рис. 2), то в залежності від розмірів поля воно становитиме

$$n_{д.з.} = (A - b_p) / (B_3 - b_p) + 1. \quad (6)$$

Площа, на яку припадає одна доріжка є добутком її ширини  $b_p$  на довжину робочої смуги, що за відрахуванням поворотних смуг становитиме  $(L - 2E_p)$ .

Для визначення величини ширини  $b_p$  транспортної доріжки технологічної колії розглянемо більш детально схему смуги робочого проходу з відокремленими агротехнічною і технологічною зонами (рис. 3).

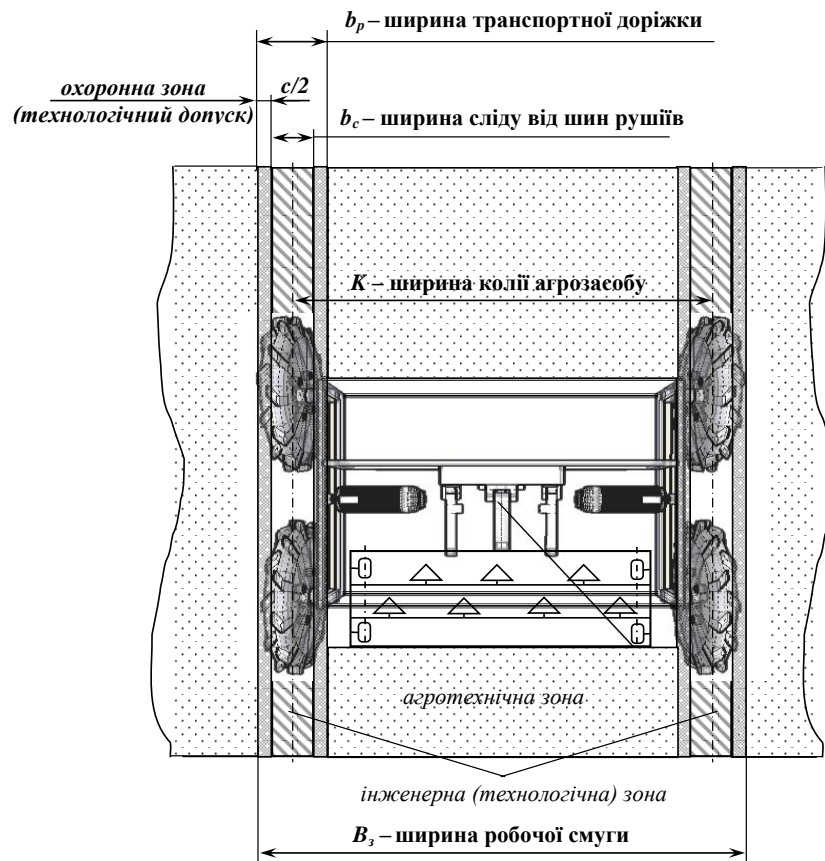


Рис. 3. Схема робочої смуги з технологічною колією для руху мостового агрозасобу.

Ширина транспортної технологічної доріжки  $b_p$  (рис. 3) визначається шириною сліду від шин рушіїв агрозасобу  $b_c$  та деякою шириною охоронної зони  $c$  (або технологічного допуску), яка обумовлена, зокрема, амплітудами поперечних відхилень у прямолінійному русі агрозасобу

$$b_p = b_c + c. \quad (7)$$

Зрозуміло, що для покращення землевикористання доріжка повинна мати мінімальну ширину.

З рис. 3 видно, що ширина робочої смуги  $B_3$  буде відрізнятися від колії  $K$  агрозасобу на величину  $b_p$ , тобто

$$B_3 = K + b_p. \quad (8)$$

Очевидно, що у випадку, коли сільськогосподарські знаряддя знаходяться в зоні прольоту мостового агрозасобу, ширина поворотної смуги  $E_n$  відповідно прийнятому виду і способу його руху буде дорівнювати величині  $B_3$  (рис. 2).

З урахуванням вищевикладеного сумарна площа слідів  $S_\Gamma$  транспортних технологічних доріжок на основному полі буде дорівнювати

$$S_\Gamma = (b_c + c) \cdot [L - 2(K + b_c + c)] \cdot [(A - b_c - c) / K + 1]. \quad (9)$$

В представленій схемі планування карти поля для роботи мостових агрозасобів (рис. 2) на кожній поворотній смугі передбачено всього дві транспортні доріжки, що достатньо як для їх проїзду, так і для виконання поворотів. Тому, площа слідів транспортних технологічних доріжок  $S_{пп}$  для двох поворотних смуг становитиме

$$S_{пп} = 4 \cdot (b_c + c) \cdot A. \quad (10)$$

Для визначення площі транспортної доріжки при розвороті агрозасобу на поворотній смугі по рис. 2 розглянемо більш детально схему його повороту (рис. 4).

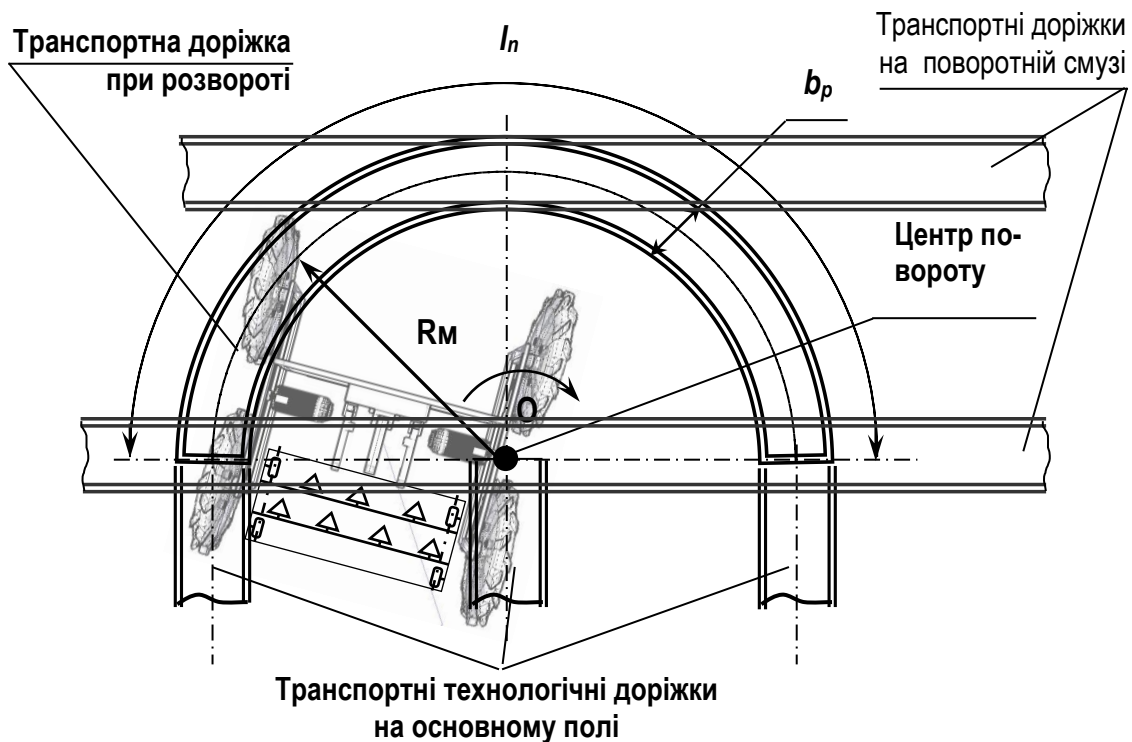


Рис. 4. Схема розвороту мостового агрозасобу по колу.



Очевидно, що відносно прийнятого способу розвороту агрозасобу (рис. 4) радіус повороту  $R_m$  повинен дорівнювати його колії  $K$ . Тоді, довжина транспортної доріжки  $l_{\pi}$  при повороті дорівнює  $\pi \cdot K$ , а площа слідів однієї транспортної доріжки  $S_{l_{\pi}}$  дорівнює добутку її ширини  $b_p$  на довжину  $l_{\pi}$ .

Число транспортних доріжок на поворотних смугах  $n_{д.п.}$ , як це видно з рис. 2, дорівнює кількості робочих проходів на полі і становитиме

$$n_{д.п.} = (A - b_c - c) / K. \quad (11)$$

З урахуванням останнього, сумарна площа слідів транспортних доріжок  $S_{пк}$  при розворотах на поворотних смугах становитиме

$$S_{пк} = \pi \cdot (b_c + c) \cdot (A - b_c - c). \quad (12)$$

Крім втрат площі на облаштування транспортно-технологічних доріжок неминучі втрати, що виражаються в затоптуванні рослин при поворотах рушіями агрозасобів. Площа затоптування рослин може бути віднесена до площі інженерної зони поля, а її величина залежить від кінематичних параметрів агрозасобів. Але це твердження ще необхідно обґрунтувати. Тому, в розгляді питання визначення площі поля прямокутної правильної конфігурації під інженерну зону втрати площі через затоптування на поворотах будемо не враховувати.

Після підстановки рівнянь (9, 10 і 12) у (5) загальна площа ( $S_i$ ) слідів транспортних технологічних доріжок інженерної зони становитиме

$$S_i = (b_c + c) \cdot ([L - 2(K + b_c + c)] \cdot [(A - b_c - c) / K + 1] + 4A + \pi \cdot (A - b_c - c)). \quad (13)$$

А коефіцієнт втрати площі поля під інженерну зону  $w_i$  дорівнюватиме

$$w_i = (b_c + c) \cdot ([L - 2(K + b_c + c)] \cdot [(A - b_c - c) / K + 1] + 4A + \pi \cdot (A - b_c - c)) / (L \cdot A). \quad (14)$$

Враховуючи, що для ділянки прямокутної форми відносна втрати площі землі через складність конфігурації  $q_k = 0$ , вираз (14) дозволяє провести теоретичне дослідження впливу розмірів окремих елементів інженерної зони поля на ефективність землекористання. За допомогою нескладної програми у середовищі Microsoft Excel було обраховано три серії кривих (рис. 5) залежності коефіцієнта втрати площі поля під інженерну зону  $w_i$  від величини колії агрозасобу  $K$ , яку змінювали в межах 3...30 м. Кожну серію обчислювали за трьома значеннями ширини шин коліс агрозасобу  $b_c$ , що відповідає характеристикам рушіїв тракторів ХТЗ-17221, ХТЗ-16131 та МТЗ-80 відповідно (шини марок 23,1R26, 16,9R38 та 15,5R38) при двох варіантах довжини поля  $L$  (100 і 1000 м) (таблиця 1). «Правильність» конфігурації земельної ділянки прямокутної форми була обумовлена точним розміром її ширини  $A$ , яка для кожного варіанту марок рушіїв агрозасобів була обрахована з урахуванням мінімальної кількості проходів на ділянці більшим за 500 м (табл. 1).



Таблиця 1 –  
Вхідні дані для дослідження впливу розмірів основних елементів карти на коефіцієнт землевикористання

Параметри	Позначення	Значення для варіантів рушіїв коліс					
		23,1R26		16,9R38		15,5R38	
Ширина шини, м	$b_c$	0,58674		0,42926		0,3937	
Число транспортних технологічних доріжок на основному полі та ширина поля (м) в залежності від колії агрозасобу К, м:	п.д.з.   А						
3		167	501,58	167	501,42	167	501,39
6		84	504,58	84	504,42	84	504,39
9		56	504,58	56	504,42	56	504,39
12		42	504,58	42	504,42	42	504,39
15		34	510,58	34	510,42	34	510,39
18		28	504,58	28	504,42	28	504,39
21		24	504,58	24	504,42	24	504,39
24		21	504,58	21	504,42	21	504,39
27		19	513,58	19	513,42	19	513,39
30	17	510,58	17	510,42	17	510,39	
Технологічний допуск, м	$c$	0		0		0	
Довжина поля, м	L	100		100		100	
		1000		1000		100	

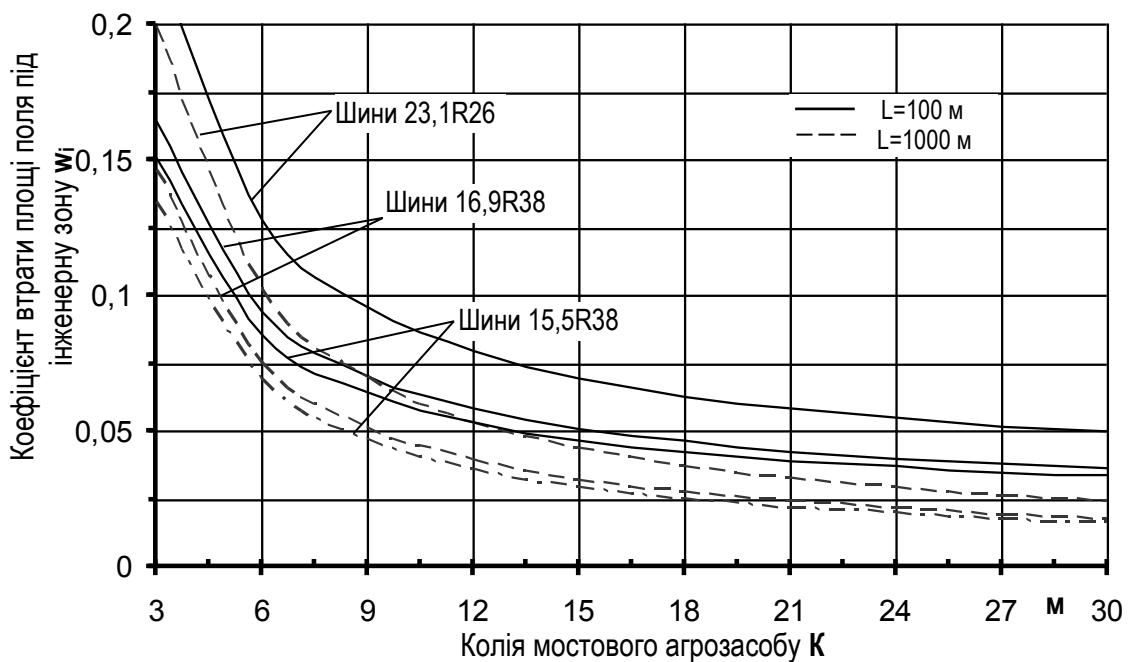


Рис. 5. Вплив розмірів та параметрів рушіїв агрозасобів мостового типу на втрати площі поля під інженерну зону.



З аналізу отриманих даних (рис. 5) видно, що збільшення ширини колії  $K$  агрозасобів мостового типу веде до покращення землевикористання, оскільки втрати площі поля під інженерну зону  $w_i$  зменшуються. На рівні  $K=27$  м значення  $w_i$  становить 0,01-0,05, а при збільшенні  $K > 27$  м інтенсивність зменшення  $w_i$  дещо сповільнюється.

Найбільша інтенсивність зменшення втрати площі поля під інженерну зону  $w_i$  спостерігається при збільшенні  $K$  з 3 до 12 м. Водночас, при  $K > 12$  м величина цього впливу для всіх розглянутих варіантів розмірів шин рушіїв агрозасобів не перевищує 5%.

Вплив довжини поля на втрати площі під інженерну зону можна вважати незначним, оскільки в діапазоні зміни  $A$  від 100 до 1000 м величина  $w_i$  змінюється не більше 2%. Останнє пояснимо на прикладі: для колії агрозасобу  $K=3$  м з рушіями шин 15,5R38 при зменшенні довжини поля з 1000 м до 100 м втрати площі поля під інженерну зону  $w_i$  змінюється з 0,133 до 0,151, тобто збільшуються на 1,8%, а при  $K=30$  м – з 0,015 до 0,033, що також змінюється на 1,8%.

Очевидно, що збільшення ширини колії агрозасобів збільшує їх маса-геометричні характеристики, а отже і питоме навантаження на рушій. Виходячи за умов несучої здатності шини зрозуміло, що ширина рушіїв ходової частини агрозасобів повинна прямо пропорційно збільшуватися від ширини їх колій. Тому, з аналізу вищевикладеного можна зробити висновок, що використання агрозасобів з відносно невеликими коліями та вузькими шинами рушіїв становить величину втрат площі поля під інженерну зону в межах 7,5-12,5%. Використання агрозасобів з коліями більшими за 12 м та більш широкими шинами рушіїв робить втрати площі поля під інженерну зону не більше 5%.

Розглянемо взаємозв'язок розмірів технологічного допуску  $c$  на характер збільшення втрат площі поля під інженерну зону. Для цього було обраховано залежність зміни втрат площі поля під інженерну зону від  $c$ , значення якого змінювали в межах 0...0,3 м (рис. 6).

З рис. 6 видно, що ширина технологічного допуску  $c$  суттєво впливає на втрати площі поля під інженерну зону. Так, для розглянутих варіантів шин рушіїв агрозасобів із збільшенням  $c$  до 0,3 м втрати площі під інженерну зону збільшуються в 1,5-1,75 разів. Тому, використання агрозасобів мостового типу потребує обґрунтування принципів їх автоматичного водіння, що дозволить максимально зменшити амплітуду поперечних відхилень від заданої прямолінійної траєкторії руху, і, як наслідок, напряду зменшить величину  $c$ .

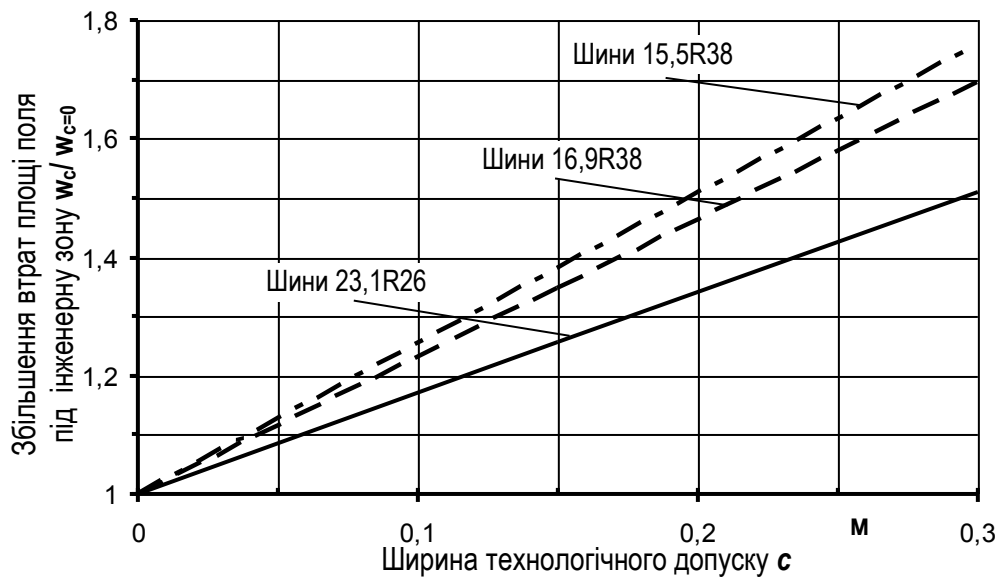


Рис. 6. Вплив ширини технологічного допуску  $c$  на характер втрат площі поля під інженерну зону.

*Висновок.* Планування поля під колійну систему з використанням агрозасобів мостового типу повинно вестись з урахуванням ширини колій останніх, параметрів їх транспортної системи та виду і способу руху. При прямокутній конфігурації ділянки використання мотових агрозасобів з відносно невеликими коліями (до 12 м) та вузькими шинами рушіїв (наприклад шириною профілю 15,5R або 16,9R) зумовлюють величину втрат площі поля під інженерну зону в межах 7,5-12,5%, а з коліями більшими за 12 м і більш широкими шинами рушіїв (наприклад шириною профілю 23,1R) - не більше 5% загальної площі.

Вплив довжини поля  $A$  на втрати площі під інженерну зону  $w_i$  можна вважати незначним, оскільки в діапазоні зміни  $A$  від 100 до 1000 м величина  $w_i$  змінюється не більше 2%.

На величину площі транспортної технологічної доріжки суттєво впливає технологічний допуск, який обумовлений, зокрема, амплітудами поперечних відхилень агрозасобу від прямолінійного руху, що суттєво впливає на втрати площі поля під інженерну зону. Із збільшенням технологічного допуску до 0,3 м втрати площі під інженерну зону збільшуються в 1,5-1,75 разів. Тому, практичне використання агрозасобів мостового типу в системі колійного землеробства потребує обґрунтування принципів їх автоматичного водіння, що дозволить максимально зменшити амплітуду відхилень від заданої прямолінійної траєкторії руху, і, як наслідок, величину технологічного допуску.

*Література.*

1. *Надикто В.Т.* Колійна та мостова системи землеробства. Монографія / *Надыкто В.Т., Улексін В.О.* – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2008.-270 с.
2. *Улексин В.А.* Мостовое земледелие. Монография / *Улексин В.А.* – Днепропетровск: Пороги, 2008.-224 с.
3. *Кувачов В.П.* Електрифікований агромодуль – ефективне рішення проблем механізації с.-г. виробництва / *Кувачов В.П., Куценко Ю.М., Ковальов О.В.* // *Праці ТДАТУ.* - 2012. - Вип. 12, том 2. – С.86-92.
4. *Кувачов В.П.* Мостове землеробство на базі дощувальних машин / *Кувачов В.П.* // *Науковий вісник ТДАТУ,* 2012. - Вип. 2, Т. 5. – С.15-23. – Режим доступу: [www.nbu.gov.ua/e-journals/nvtdau](http://www.nbu.gov.ua/e-journals/nvtdau).

**ЗЕМЛЕИСПОЛЬЗОВАНИЕ ПРИ ОБУСТРОЙСТВЕ ПОЛЯ  
ДЛЯ РАБОТЫ ЭНЕРГОТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДСТВ  
МОСТОВОГО ТИПА**

*В.П. Кувачев*

**Аннотація** - В работе приведены теоретические исследования влияния размеров отдельных элементов инженерной зоны поля и параметров ходовой системы мостовых агросредств на эффективность землеиспользования.

**USE OF THE AREA FIELD WHEN THE REGENERATION  
FOR ENERGY AND TECHNOLOGICAL RESOURCES  
BRIDGE TYPE**

*V. Kuvachov*

**Summary**

**In this paper, the theoretical study of the effect size of individual elements of the engineering area of the field and wheel alignment system of agricultural means of bridge on the effectiveness of the use of area.**



УДК 631.55 : 631.6

## **ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОЇ ШИРИНИ ЗАГІНКИ ДЛЯ РУХУ ЗБИРАЛЬНОГО АГРЕГАТУ ПО ПІВКОЛУ ПРИ ЗДІЙСНЕННІ НИМ БЕЗПЕТЛЬОВИХ ПОВОРОТІВ НА ПОЛІ, ЗРОШУВАНОМУ МАШИНОЮ КРУГОВОЇ ДІЇ**

Шульга О.В., аспірант\*,  
Таврійський державний агротехнологічний університет  
Тел. (80619) 42-12-65; e-mail: [aleksschulga@mail.ru](mailto:aleksschulga@mail.ru)

**Анотація** – в статті наведена методика визначення оптимальної/раціональної ширини загінки для роботи збирального агрегату по півколу при здійсненні ним безпетльових поворотів на полі, зрошуваному машиною кругової дії.

**Ключові слова** – зрошуване поле, збиральний агрегат, продуктивність, безпетльовий поворот, ширина загінки, питома витрата часу, робочий хід, правосторонній поворот, лівосторонній поворот, швидкість руху.

*Постановка проблеми.* Степова зона Півдня України належить до найбільш посушливих регіонів України. Внаслідок нерівномірного розподілу опадів вона відноситься до зони ризикованого землеробства. Тому штучне зволоження ґрунту шляхом зрошування в період засухи є одним з основних напрямків сучасного землеробства.

На 2012 рік загальна площа зрошуваних земель в Україні складала 700 тис. га. На більшій частині цих земель для їх поливу використовують дощові машини кругової дії «Фрегат» типу ДМ-454-100 та ДМУ-Бнм-463-72. Ці машини являють собою водовідний трубопровід, встановлений на колісні опори, який обертається по колу навколо гідранта, розташованого в центрі поля площею до 100 га. При багаторазовому русі цих машин, в процесі зрошування, по слідам опорних коліс, утворюються колії, ширина яких сягає 28...45см, а глибина 15-32см. Ці колії створюють значну перешкоду для подальшої роботи зернозбиральних агрегатів, рух яких традиційно відбувається в прямолінійному напрямку. При багаторазовому перетині цих колій ходові системи та вузли збиральних машин зазнають значних динамічних навантажень. Сильні поштовхи викликають передчасний знос несучих елементів ходових систем агрегатів та частого виходу їх з ладу. Також знижується рівномірність зрізу рослин та забивається різальний апа-

\* Науковий керівник – чл.-кор. НААН України Надикто В.Т.  
© інженер Шульга О.В.



рат. Внаслідок цього знижується швидкість, а значить і продуктивність збиральних машин [1]. Це призводить до збільшення строків збирання зернових культур, що є явищем вкрай небажаним, особливо для посушливих умов степу України.

*Аналіз останніх досліджень.* Питанню руху зернозбиральних агрегатів на зрошуваних полях присвячені праці Надикти В.Т., Черепухіна В.Д., Рязанцева А.І., Цимбаленка С.В., Сапункова А.П., та Єгорова Ю.І. Були розроблені та впроваджені спеціальні зарівнювачі колій від слідів ДМ «Фрегат»[9]. Проблема колії на полях від зрошувальних машин є актуальною і нині.

Одним із найефективнішим рішенням цієї проблеми було запропоноване Надикто В.Т. та Черепухіним В.Д. Основна ідея полягає у використанні непрямої лінійного руху зернозбиральних агрегатів на зрошуваному полі[1]. Тобто рух жнивального агрегату здійснюється по спіралі, якщо дощувальна машина переведена на іншу позицію. Або по півколу чи розімкненому колу, якщо зрошувальна машина знаходиться в полі (рис.1).

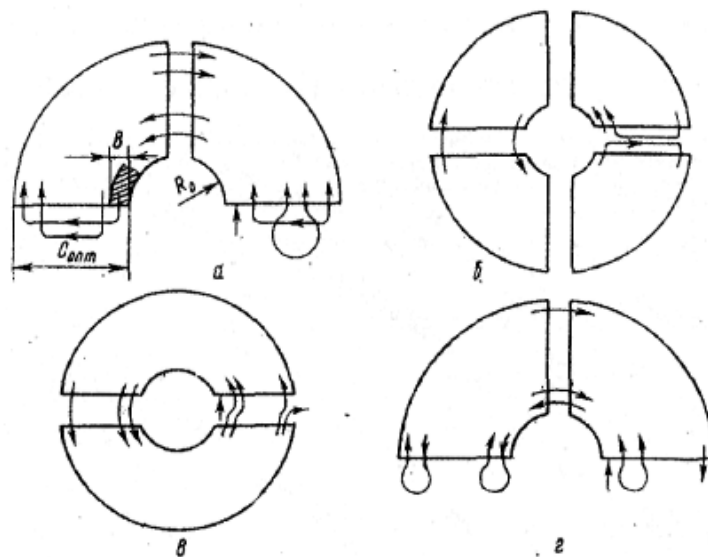


Рис.1. Схема руху збирального МТА на зрошуваних полях: а,г – по півколу; б – по розімкнутому колу; в – по спіралі.

При цьому в якості оцінювального параметру продуктивності вони пропонують розглядати коефіцієнт робочих ходів, який являє собою функцію, аргументом якої є відношення сумарних довжин шляху агрегату на поворотній смузі ( $\sum L_x$ ) та на робочому ході ( $\sum L_p$ ) [1].

$$\varphi = \frac{1}{1 + \frac{\sum L_x}{\sum L_p}} \quad (1)$$



*Формулювання цілей статті.* Метою даної роботи є визначення оптимальної/раціональної ширини заїмки для роботи збирального агрегату по півколу при здійсненні ним безпетльових поворотів на полі, зрошуваному машиною кругової дії.

*Основна частина.* Методика визначення оптимальної/раціональної ширини заїмки ( $C_{\text{опт}}$ ) для роботи збирального агрегату на полі, зрошуваному машиною кругової дії, відрізняється від загальноприйнятих. Водночас, концептуальний підхід для розв'язання цього питання один і той же. Суть його дуже проста і полягає в наступному: величина  $C_{\text{опт}}$  має бути такою, щоб питомі витрати часу на повороти МТА були б мінімальними.

Згідно з ГОСТ 24055-88 такі питомі витрати часу ( $\tau_{21}$ ) тим чи іншим машинно-тракторним агрегатом можна знайти із наступного виразу

$$\tau_{21} = \frac{10T_{21} \cdot W_0}{L_{\Gamma} \cdot V_p},$$

де  $T_{21}$  – середня значина часу поворотів агрегату, год.;

$W_0$  – продуктивність машинно-тракторного агрегату за 1 год. основного (чистого) часу, га/год.;

$L_{\Gamma}$  – довжина гону поля, км;

$V_p$  – робоча ширина захвату МТА, м.

Та як показує аналіз, вираз для визначення величини  $\tau_{21}$  є недовірним. Нами пропонується представити його у наступному вигляді

$$\tau_{21} = \frac{T_{21} \cdot W_0}{L_{\Gamma} \cdot V_p \cdot n}, \quad (2)$$

де  $n$  – кількість проходів збирального агрегату на робочій ділянці.

Причому, у виразі (2) величину  $T_{21}$  пропонується виражати у секундах, продуктивність  $W_0$  – у  $\text{м}^2/\text{с}$ , а довжину гону  $L_{\Gamma}$  – у метрах.

Далі відзначимо, що середню значину часу одного повороту можна розрахувати, знаючи сумарну ( $\sum L_x$ , м) довжину шляху та середню швидкість руху ( $V_p$ , м/с) агрегату на поворотній смузі

$$T_{21} = \sum L_x / V_p \quad (3)$$

Основну продуктивність роботи МТА пропонується визначати так

$$W_0 = V_p \cdot V_r, \quad (4)$$

де  $V_r$  – робоча швидкість руху жнивального агрегату, м/с.

Довжина гону поля складається із суми робочого ходу агрегату ( $L_p$ ) і подвоєної ширини поворотної смуги ( $E_p$ )

$$L_{\Gamma} = L_p + 2 \cdot E_p.$$



Довжина робочого ходу жнивального МТА в даному випадку може бути знайдена із виразу

$$L_p = \sum L_p / n.$$

Звідси маємо

$$L_r = \sum L_p / n + 2 \cdot E_p. \quad (5)$$

Підставивши вирази (3), (4) і (5) в (2), отримаємо

$$\tau_{21} = \frac{V_p \cdot \sum L_x}{V_{II} \cdot (\sum L_p + 2 \cdot E_p \cdot n)}. \quad (6)$$

При розрахунках експлуатаційних показників роботи того чи іншого машинно-тракторного агрегату досить широко використовують мінімально необхідну ширину поворотної смуги  $E_{min}$ . З достатньою для практики точністю її можна знайти із виразу [4]

$$E_{min} = R_a + d_k + E,$$

де  $R_a$  – радіус повороту агрегату, м;

$d_k, E$  – кінематична ширина і довжина виїзду МТА відповідно, м.

Радіус повороту асиметричного збирального агрегату залежить від напрямку його здійснення: вправо чи вліво.

Спочатку розглянемо найбільш часто вживаний варіант, за яким маневр МТА на поворотній смузі здійснюється вправо (рис.2). Реалізується він відносно центру повороту (т.Оп, рис.2), який зміщений від осі задніх коліс трактора у поздовжньому напрямку на величину  $Y_a$ . Наявність цього конструктивного параметра обумовлена уводом шин задніх рушіїв енергетичного засобу на кут  $\delta_a$ .

Як впливає з рисунку 2, справедливим є наступний вираз

$$\frac{l / \cos \gamma + b + Y_a}{R_a \cdot \cos \delta_a} = \operatorname{tg} \gamma,$$

де  $l$  – довжина сніці жатки ОС, м;

$b$  – відстань від осі задніх коліс трактора до точки причепу жатки, м;

$\gamma$  – кут повороту жатки відносно точки її причеплення до трактора.

З урахуванням мализни кута уводу  $\delta_a$  отриманий вираз можна записати так

$$l / \cos \gamma + b + Y_a = R_a \cdot \operatorname{tg} \gamma. \quad (7)$$

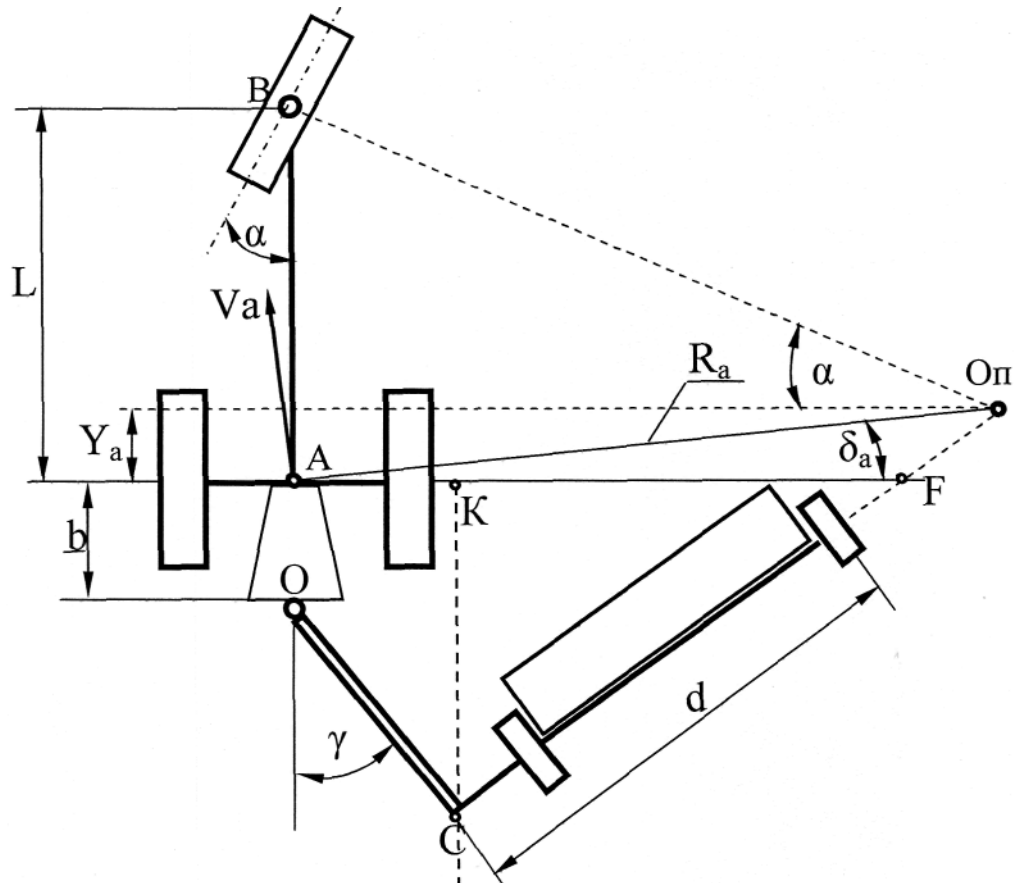


Рис.2. Схема правостороннього повороту асиметричного жнивального агрегату

З іншого боку, як бачимо з рисунку 2, справедливим є і те, що

$$\frac{L - Y_a}{R_a \cdot \cos \delta_a} = \operatorname{tg} \alpha,$$

де  $L$  – база трактора, м;

$\alpha$  – кут повороту керованих коліс енергетичного засобу.

З отриманої залежності (враховуючи мализну кута  $\delta_a$ ) виводимо рівняння для визначення величини поздовжнього зміщення центру повороту збирального машинно-тракторного агрегату

$$Y_a = L - R_a \cdot \operatorname{tg} \alpha. \quad (8)$$

Далі, підставивши вираз (8) у (7), після перетворень отримаємо формулу для розрахунку правостороннього повороту МТА у такому вигляді

$$R_a = \frac{l / \cos \gamma + b + L}{\operatorname{tg} \alpha + \operatorname{tg} \gamma} \quad (9)$$



Як показує аналіз виразу (9), мінімальний радіус повороту буде досягнуто за максимальних значин кутів  $\alpha$  і  $\gamma$ . Тобто

$$R_a = \frac{l/\cos\gamma_{\max} + b + L}{\operatorname{tg}\alpha_{\max} + \operatorname{tg}\gamma_{\max}} \quad (10)$$

Максимальний кут повороту керованих коліс трактора типу МТЗ становить приблизно  $30^\circ$ . Що стосується аналогічної значини кут повороту жнивarki, то вона обмежується наступними міркуваннями. Маневр агрегату на поворотній смузі має бути таким, щоб опорні колеса причіпної жнивarki рухались тільки вперед. Як впливає із рис.2, таке можливе, якщо параметр  $d$  не перевищуватиме величини  $CF$ . Тобто

$$d \leq CF$$

Вказаний відрізок ( $CF$ ) можна знайти із наступного виразу

$$CF = CK/\sin\gamma_{\max}.$$

В свою чергу

$$CK = l \cdot \cos\gamma_{\max} + b.$$

Звідси знаходимо, що

$$CF = (l \cdot \cos\gamma_{\max} + b)/\sin\gamma_{\max},$$

і

$$d \leq (l \cdot \cos\gamma_{\max} + b)/\sin\gamma_{\max} \quad (11)$$

Для жниварного агрегату у складі трактора тягового класу 1,4 (МТЗ-82) і причіпної валкової жнивarki з шириною захвату  $B_p = 6$  м маємо:  $l = 3,4$  м,  $b = 1,45$  м і  $d = 6,1$  м.

За таких вихідних даних умова (11) виконується тоді, коли кут повороту жнивarki у горизонтальній площині відносно точки її причіплення до трактора не перевищує  $42^\circ$ .

При лівосторонньому маневрі жниварного агрегату (рис.3) мінімальний радіус його повороту розраховується за тією ж формулою (10). Інша справа, що в цьому випадку причіпна машина потенційно може повернутися на кут  $\gamma_{\max}$ , який щонайменше вдвічі перевищує  $42^\circ$ . В результаті мінімальний радіус повороту машинно-тракторного агрегату за такого маневру може бути значно меншим. І це слід враховувати в практичній експлуатації таких МТА.

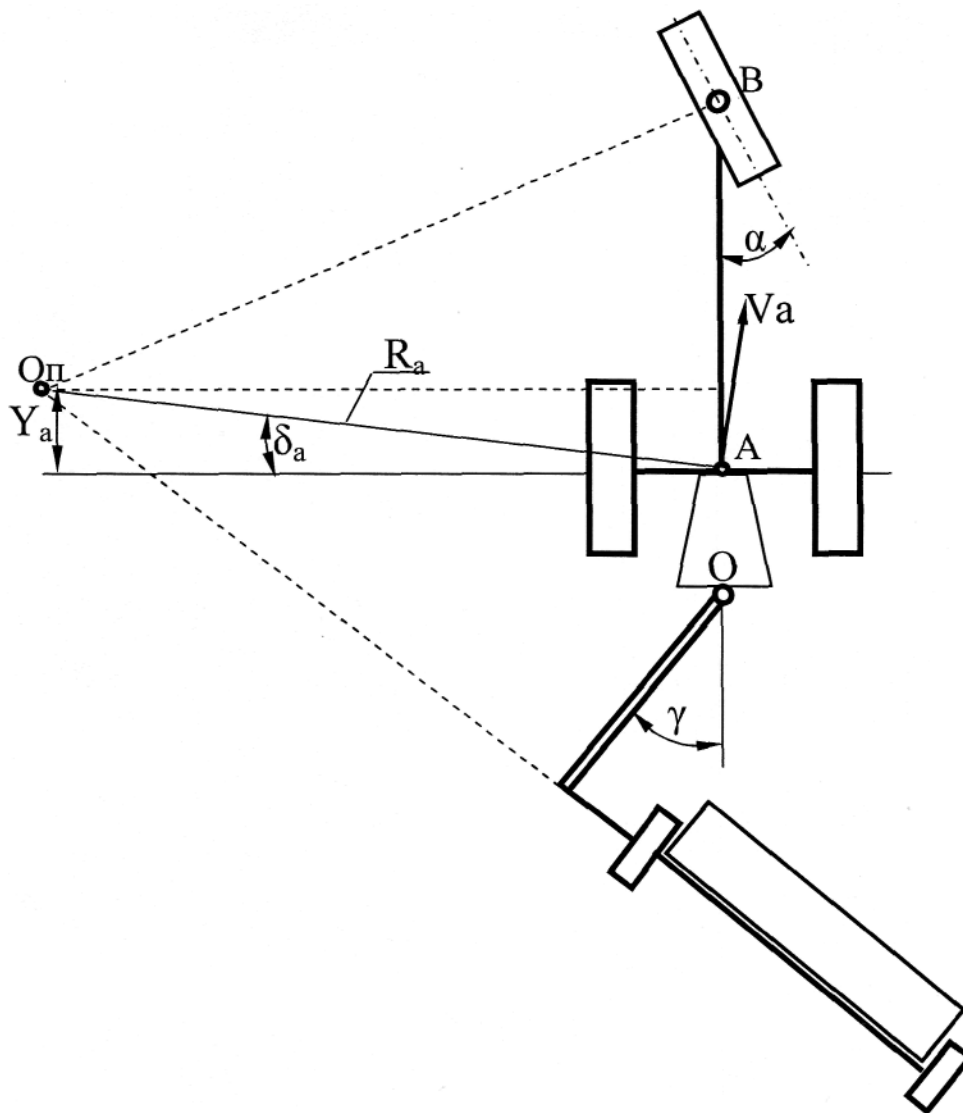


Рис.3. Схема лівостороннього повороту асиметричного жнивального агрегату.

З урахуванням вищевикладеного вираз для мінімальної ширини поворотної смуги може записати у такому вигляді

$$E_{\min} = \frac{l/\cos\gamma_{\max} + b + L}{\operatorname{tg}\alpha_{\max} + \operatorname{tg}\gamma_{\max}} + d_k + E \quad (12)$$

В загальному випадку дійсна значина ширини поворотної смуги ( $E_{\text{п}}$ ) відрізняється від розрахункової мінімальної  $E_{\min}$ .

На практиці для її визначення застосовують наступний вираз

$$E_{\text{п}} = \operatorname{Int}(E_{\min}/V_p) \cdot V_p.$$



У більш розгорнутому вигляді цей вираз остаточно можна записати так

$$E_{\Pi} = \text{Int}\left(\frac{Ra + d_k + E}{V_p}\right) \cdot V_p. \quad (13)$$

Дослідженнями Надикто В.Т. встановлено, що для безпетльового повороту збирального агрегату з прямолінійною ділянкою сумарний шлях його руху на гоні ( $\Sigma L_p$ ) і на поворотній смужі ( $\Sigma L_x$ ) є такими [2]:

$$\left. \begin{aligned} \Sigma L_p &= \pi \cdot (V_p/2 \cdot n^2 + R_o \cdot n); \\ \Sigma L_x &= (V_p/2 \cdot n + 2 \cdot L) \cdot (n-1) - Ra + 12 \cdot Ra^2/V_p, \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

де  $R_o$  – радіус внутрішньої межі робочої ділянки поля (рис.1).

Підставивши вирази (13) і (14) у (6), після перетворень отримаємо

$$\tau_{21} = \frac{V_p}{V_{\Pi}} \cdot \frac{A_2 \cdot n^2 + A_1 \cdot n + A_o}{B_2 \cdot n^2 + B_1 \cdot n}, \quad (15)$$

де  $A_2 = V_p$ ;

$$A_1 = 4 \cdot L - V_p;$$

$$A_o = 24 \cdot Ra^2/V_p - 2 \cdot Ra - 4 \cdot L;$$

$$B_2 = \pi \cdot V_p;$$

$$B_1 = 2 \cdot \{ \pi \cdot R_o + \text{Int}[(Ra + d_k + E)/V_p] \cdot V_p \}.$$

За яких умов питомі витрати часу на повороти  $\tau_{21}$  будуть мінімальними, можна сказати лише після відповідного аналізу похідної  $\partial \tau_{21} / \partial n = 0$ . В даному випадку маємо

$$\frac{\partial \tau_{21}}{\partial n} = \frac{V_p}{V_{\Pi}} \cdot \frac{[(A_2 \cdot B_1 - A_1 \cdot B_2) \cdot n^2 - 2 \cdot B_2 \cdot A_o \cdot n - B_1 \cdot A_o]}{(B_2 \cdot n^2 + B_1 \cdot n)^2} = 0 \quad (16)$$

Залежність (2.15) буде дорівнювати нулю лише за умови

$$(A_2 \cdot B_1 - A_1 \cdot B_2) \cdot n^2 - 2 \cdot B_2 \cdot A_o \cdot n - B_1 \cdot A_o = 0.$$

Останній вираз можна представити так

$$D_2 \cdot n^2 - D_1 \cdot n - D_o = 0, \quad (17)$$

де  $D_2 = A_2 \cdot B_1 - A_1 \cdot B_2$ ;

$$D_1 = 2 \cdot B_2 \cdot A_o;$$

$$D_o = B_1 \cdot A_o.$$



Розв'язком квадратного рівняння (17) є:

$$n = \frac{D_1 \pm \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}}{2 \cdot D_2} \quad (18)$$

Проаналізуємо вираз (18). Оскільки нас цікавлять лише дійсні корені, то в першу чергу визначимо знак підкореневого виразу. Комплексним він може бути лише тоді, коли другий його доданок буде за знаком від'ємним, а за абсолютною значиною – меншим, ніж другий. Отже нам в першу чергу потрібно, щоб

$$D_1^2 > |4 \cdot D_2 \cdot D_0| \quad (19)$$

При цьому цілком зрозуміло, що за умови позитивного знаку доданку  $4 \cdot D_2 \cdot D_0$  підкореневий вираз рівняння (18) матиме такий же (тобто позитивний) знак, а останнє – явно дійсний корінь.

З урахуванням коефіцієнтів залежності (17) маємо

$$4 \cdot D_2 \cdot D_0 = 4 \cdot (A_2 \cdot B_1 - A_1 \cdot B_2) \cdot V_1 \cdot A_0.$$

Ця ж залежність в розгорнутому вигляді з урахуванням величин коефіцієнтів (15) буде такою:

$$\begin{aligned} 4 \cdot D_2 \cdot D_0 = & 4 \cdot [V_p \cdot 2 \cdot \{\pi \cdot R_0 + \text{Int}[(R_a + d_k + E)/V_p] \cdot V_p\} - \\ & - (4 \cdot L - V_p) \cdot \pi \cdot V_p] \cdot [2 \cdot \{\pi \cdot R_0 + \text{Int}[(R_a + d_k + \\ & + E)/V_p] \cdot V_p\}] \cdot (24 \cdot R_a^2 / V_p - 2 \cdot R_a - 4 \cdot L) \quad (20) \end{aligned}$$

Аналіз рівняння (20) з урахуванням виразу (10) здійснювали за наступних значин її складових:  $V_p=4 \dots 8$  м;  $L=2,37$  м;  $R_0=4 \dots 16$  м;  $d_k=1$  (правосторонній поворот) і  $6 \dots 10$  м (лівосторонній поворот);  $E=6$  м;  $l=3,4$  м;  $b=1,45$  м;  $\alpha_{\max}=30^\circ$ ;  $\gamma_{\max}=42^\circ$ .

Аналіз розрахунків показав, що у вказаних діапазонах зміни вищезначених вхідних параметрів величина  $4 \cdot D_2 \cdot D_0$  є постійно більшою за нуль, найменша значина якої становить  $35 \cdot 10^6$  м<sup>4</sup>. Це однозначно вказує на те, що підкореневий вираз (18) є позитивним. Подальші ж дії залежатимуть від його (виразу) значини. Якщо вона менша за значину коефіцієнта  $D_1$ , то можна аналізувати два корені розв'язку (18). У протилежному випадку – лише один, а саме:

$$n = \frac{D_1 + \sqrt{D_1^2 + 4 \cdot D_2 \cdot D_0}}{2 \cdot D_2} \quad (21)$$

Тепер є усі передумови для визначення оптимальної ширини заїмки ( $C_{\text{опт}}$ ), необхідної для роботи збирального агрегату з мінімальними витратами часу на повороти:

$$C_{\text{опт}} = n_{\text{опт}} \cdot V_p. \quad (22)$$



Початкова оптимальна значина числа проходів МТА в загінці визначається при цьому із виразу (21) і аналізується з використанням залежності (15). Напрямним вектором цього аналізу є мінімум питомих витрат збиральним агрегатом часу на повороти –  $\tau_{21}$ .

Так встановлено, що при виконанні МТА правосторонніх поворотів ( $d_k = 1$  м) оптимальна значина його робочих ходів тим менша, чим більшою є ширина захвату жниварки –  $V_p$  (рис.4).

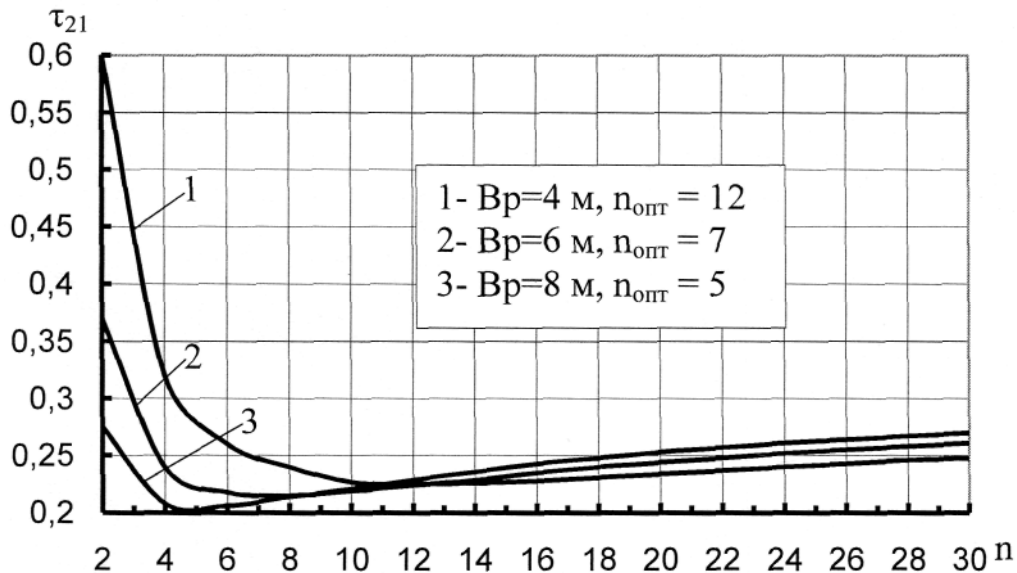


Рис.4. Залежність питомих витрат часу МТА на правосторонні повороти від кількості його робочих проходів в загінці при різній ширині захвату жниварки ( $V_p$ )

Проте, значини оптимальної ширини загінки ( $C_{opt} = n_{opt} \cdot V_p$ ) для кожного із трьох варіантів є малими і відрізняються між собою при цьому теж мало (48, 42 і 40 м відповідно). Більше того, малою є різниця і між мінімальними значинами показника питомих витрат часу на повороти, отриманих при відповідних  $n_{opt}$ . Для трьох варіантів  $V_p$  значини  $\tau_{21min}$  знаходяться в діапазоні 0,21...0,23 (див. рис.4).

Водночас, при  $n > 12$  питомі витрати часу на повороти хоча і незначно, але монотонно зростають. В дійсності цим ростом, як і різницею між значинами  $\tau_{21}$ , можна знехтувати і вважати, що при числі робочих гонів більше за 12 питомі витрати часу збиральним агрегатом на правосторонні повороти практично не залежать від ширини захвату його жниварки.

Далі розглянемо цей же процес при здійсненні дослідним МТА лівосторонніх ( $d_k = 8$  м) поворотів. Аналіз отриманих даних показує (рис.5), що у порівнянні з попереднім режимом маневру агрегату (див. рис.4) істотної різниці між оцінюваними параметрами як у якісному, так і кількісному вираженні немає.

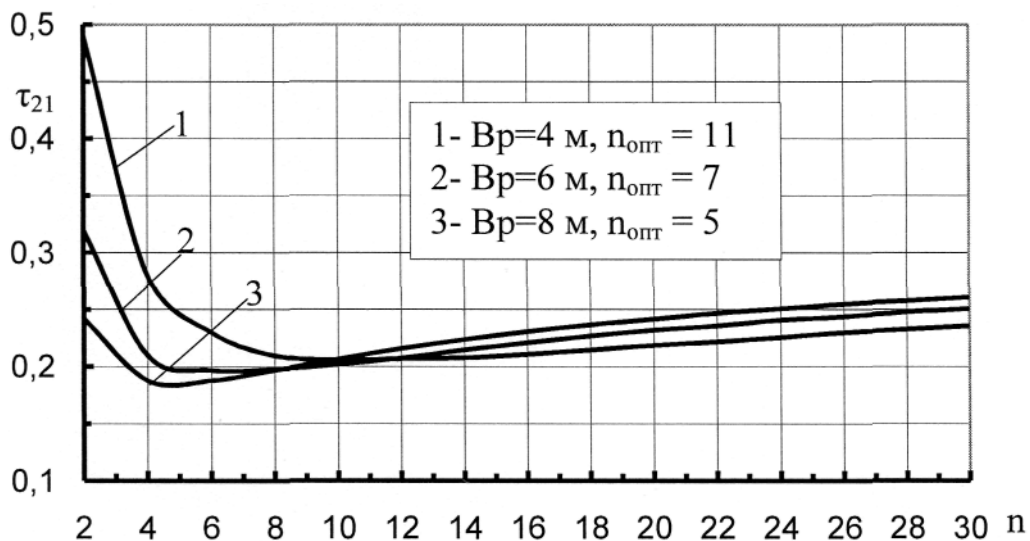


Рис.5. Залежність питомих витрат часу МТА на лівосторонні повороти від кількості його робочих проходів в загінці при різній ширині захвату жниварки ( $B_p$ )

Звідси маємо ще один проміжний висновок: процес впливу кількості робочих проходів збирального МТА в загінці на питомі невиробничі витрати часу ( $\tau_{21}$ ) практично інваріантний по відношенню до напрямку їх здійснення (правосторонні чи лівосторонні).

Наступним оцінюваним параметром є радіус внутрішньої межі робочої ділянки поля -  $R_0$  (рис.1). Діапазон його змінювання в теоретичних дослідженнях приймаємо рівним 4...16 м, а інтервал – 6 м.

Аналіз розрахункових даних показує, що зі збільшенням параметра  $R_0$  питомі витрати часу агрегату на правосторонні повороти зменшуються (рис.6).

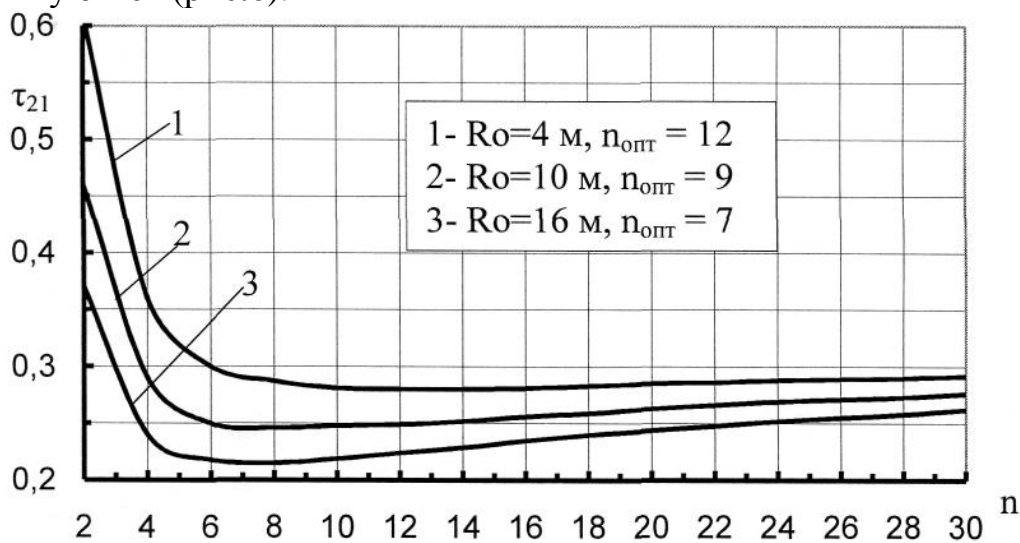


Рис.6. Залежність питомих витрат часу МТА на правосторонні повороти від кількості його робочих проходів в загінці при різному радіусу внутрішньої межі робочої ділянки поля ( $R_0$ )

Значина оптимальної кількості робочих ходів ( $n_{\text{опт}}$ ) при цьому навпаки зменшується: з 12 при  $R_0=4$  м до 7 – при  $R_0 = 16$  м.

Практично таку ж якісну ситуацію маємо і при лівосторонніх поворотах збирального машинно-тракторного агрегату. Кількісно в цьому режимі його холостого руху на поворотній смузі питомі витрати часу на повороти менші, проте не більше, ніж на 8...9%.

Зростання робочої швидкості збирального агрегату обумовлює підвищення питомих витрат часу на повороти (рис.7). Показник  $\tau_{21}$  збільшується при цьому пропорційно зміні режиму руху  $V_p$ .

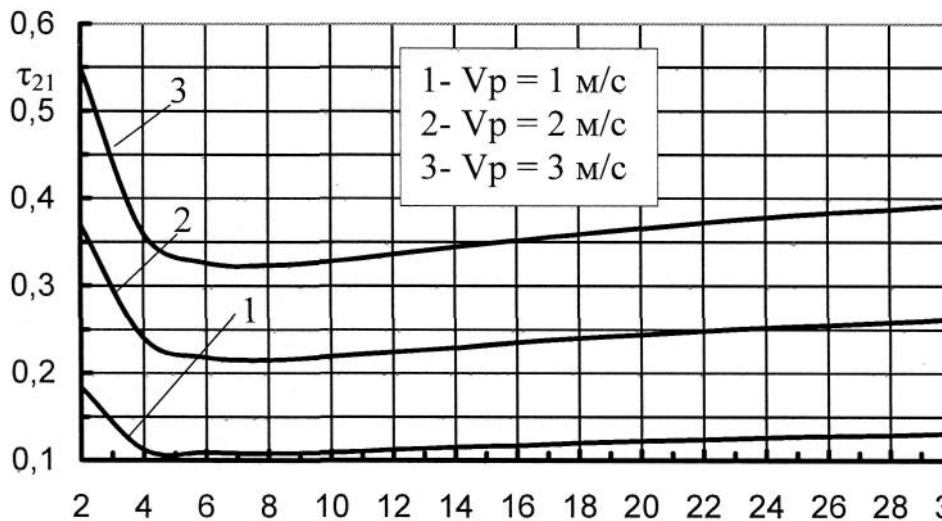


Рис.7. Залежність питомих витрат часу МТА на правосторонні повороти від кількості його робочих проходів в загінці при різній швидкості робочого руху МТА ( $V_p$ )

Натомість, аналогічна зміна швидкості руху агрегату на поворотній смузі приводить до протилежного результату (рис.8).

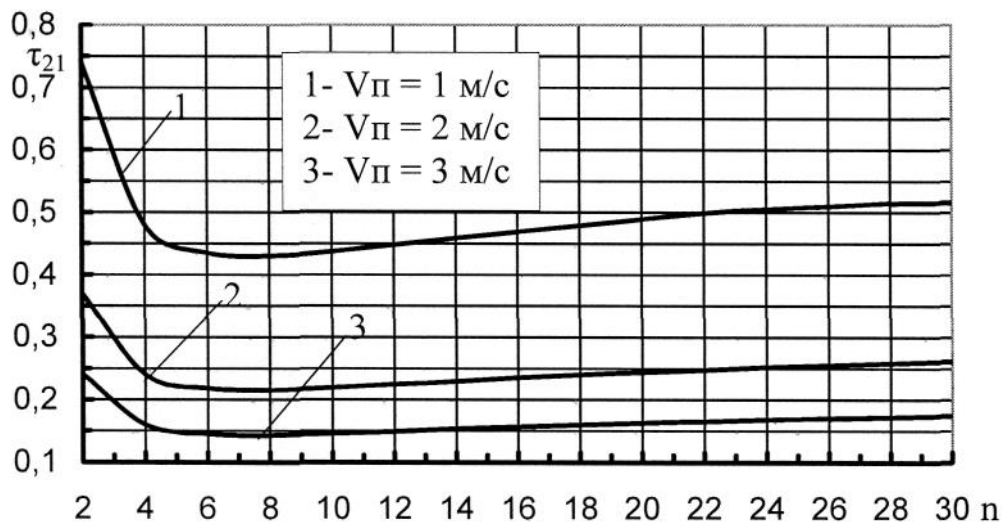


Рис.8. Залежність питомих витрат часу МТА на правосторонні повороти від кількості його робочих проходів в загінці при різній швидкості холостого руху МТА ( $V_n$ )



Особливо відчутне небажане зростання показника  $\tau_{21}$  має місце при значині показника  $V_{п} = 1$  м/с (див. рис.8, крива 1). У порівнянні з режимом  $V_{п} = 3$  м/с збільшення питомих витрат часу на повороти в усьому діапазоні зміни показника  $n$  збільшується щонайменше вдвічі.

Обидва отримані результати стосовно зміни робочого і холостого руху збирального агрегату є цілком логічними і нашттовхують на такі висновки:

- 1) швидкість маневру МТА на поворотній смузі ( $V_{п}$ ) доцільно збільшувати;
- 2) швидкість переміщення на гоні ( $V_{р}$ ) бажано зменшувати.

Але це вірно, якщо розмірковувати з точки зору питомих витрат агрегатом на повороти ( $\tau_{21}$ ). Збоку питання продуктивності МТА другий висновок є, що цілком зрозуміло, неприйнятним.

*Висновки.* За результатами дослідження роботи зернозбирального агрегату, при його русі по півколу визначено, що процес впливу кількості робочих проходів збирального машинно-тракторного агрегату в загінці на питомі не виробничі витрати часу ( $\tau_{21}$ ) мало відчутний до напрямку їх здійснення. Різниця показника  $\tau_{21}$  для правосторонніх і лівосторонніх поворотів МТА не перевищує 9%.

Зі збільшенням радіусу внутрішньої межі робочої ділянки поля ( $R_0$ ) питомі витрати часу агрегату на правосторонні повороти бажано зменшуються, а значина оптимальної кількості робочих ходів ( $n_{опт}$ ) – збільшується: з 7 – при  $R_0 = 16$  м до 12 при  $R_0=4$  м.

Швидкість маневру збирального агрегату на поворотній смузі доцільно збільшувати. Так, зростання значини  $V_{п}$  з 1 до 3 м/с обумовлює зменшення питомих витрат МТА часу на повороти щонайменше вдвічі.

Питомі витрати часу валковим машинно-тракторним агрегатом на безпетльові повороти не перевищуватимуть допустимої значини 0,2, якщо кількість його робочих проходів у відведеній для роботи загінці буде не меншою 26 – при виконанні правосторонніх, і не меншою 32 – при реалізації лівосторонніх поворотів.

#### *Література.*

1. *Черепухин В.Д.* Определение оптимальной ширины рабочих участков при непрямолинейном способе движения уборочных агрегатов на орошаемых землях. / *В.Д.Черепухин, В.Т.Надыкто, С.М.Чеботарёв* // Механизация и электрификация сельского хозяйства – Киев, 1987 – Вып.66 – с.45-51.
2. *Надыкто В.Т.* Збирання зернових культур роздільним способом / *В.Т.Надыкто, В.М.Кюрчев, В.Л.Семенюк, А.ЄНазін*, – Запоріжжя.: Інтер-М, 2012. – 132с.
3. *Рязанцев А.И.* Движение машино-тракторных агрегатов на полях, орошаемых дождевальнoй машиной «Фрегат» / *А.И.Рязанцев* // Трактори и сельхозмашины. – 1978 – №10. – С. 21-22.



4. *Иофинов С.А.* Эксплуатация машинно-тракторного парка / *С.А. Иофинов*, – М., «Колос», 1974, – 480с.
5. *Бронштейн И.Н.* Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / *И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев*. – М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1981. – 720с.
6. *Зубов Н.И.* Влияние режимов выполнения поворотов на производительность и эксплуатационные показатели машинно-тракторного агрегата / *Н.И. Зубов* // Труды ВИМ, Т. 91. – М., 1981. – С.143-154.
7. *Сапунков А.П.* Применение дождевальной техники/ *А.П.Сапунков*. – М.: «Агропромиздат», 1991. – 125с.
8. *Хробостов С.Н.* Эксплуатация машинно-тракторного парка/ *С.Н.Хробостов*, – М: Колос, 1973. – 607с.
9. *Егоров Ю.Н.* Технология и устройства для заравнивания колеи от дождевальной машины «Фрегат»: дис. канд. техн. наук. – Рязань, 2004. – 189с.
10. Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки. Общие положения : ГОСТ 24055-88. – М.: Государственный комитет СССР по стандартам, 1988. – 10 с. – (Государственный стандарт СССР).

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ШИРИНЫ ЗАГОНКИ ДЛЯ ДВИЖЕНИЯ УБОРОЧНОГО АГРЕГАТА ПО ПОЛУОКРУЖНОСТИ С ВЫПОЛНЕНИЕМ БЕСПЕТЛЕВЫХ ПОВОРОТОВ НА ПОЛЕ, ОРОШАЕМОМ МАШИНОЙ КРУГОВОГО ДЕЙСТВИЯ**

*Шульга А.В.*

**Аннотация** – в статье приведена методика определения оптимальной/рациональной ширины загонки для движения уборочного агрегата по полуокружности с выполнением беспетлевых поворотов на поле, орошаемом машиной кругового действия.

### **DEFINITION OF DRIVING EFFICIENT WIDTH FOR THE HARVESTING MACHINE MOVEMENT ALONG THE SEMICIRCUMFERENCE WITH LOOPLESS TURNS ON THE FIELD WHICH IS IRRIGATED BY THE CIRCULAR MOTION MACHINE**

*O. Shulga*

*Summary*

**The method of definition of optimal / rational driving width for the harvesting machine movement along the semi-circumference with loopless turns on the field which is irrigated by the circular motion machine.**



УДК 631.171: 634

## **ВИЗНАЧЕННЯ СТУПЕНЯ ПОШКОДЖЕННЯ ТКАНИН ПІДЩЕП ПЛОДОВИХ КУЛЬТУР В ПРОЦЕСІ ЇХ САДІННЯ АПАРАТОМ ДИСКОВОГО ТИПУ**

Чижиков І.О., к.т.н.,

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. (0619) 42-21-32

**Анотація** – в статті описано методику та наведені основні результати досліджень із визначення ступеня пошкодження тканин підщеп плодових культур в процесі їх садіння апаратом дискового типу

**Ключові слова** – підщепа, садильний апарат дискового типу, притискна сила, орієнтуючий пристрій

*Постановка проблеми.* В Україні саджанці плодових культур виробляються у біля 170 розсадницьких господарствах різних форм власності [1]. У більшості розсадників садіння підщеп із-за відсутності адаптованих до цієї операції машин або їх невідосконаленості, у більшості випадків відбувається або вручну, або переобладнаними машинами для садіння розсади. Такі засоби механізації не в повній мірі забезпечують дотримання нормативних вимог до якості висаджених підщеп, а саме: глибину садіння від 20 см до 25 см та відхилення висаджених підщеп від вертикальної осі від 0° до 10°. Останній показник найбільш значущий при формуванні біоструктурного (лінійного) показника якості саджанців – викривлення штамба саджанця.

Для забезпечення даних показників, найбільш придатними для внесення конструктивних змін є машини, що мають садильний апарат дискового типу з радіально розташованими захватами. Перевагою цих садильних апаратів є мінімальна кількість виконуючих елементів конструкції, що дозволяє отримати таку їх конфігурацію, яка зможе забезпечити достатній коефіцієнт готовності. Садильний апарат такої конструкції реалізовано в експериментальному зразку машини для садіння підщеп МПП-4. [2,3] При проведенні виробничої перевірки даної машини в ДГ «Мелітопольське» встановлено, що її садильний апарат не забезпечує якість садіння підщеп за показником їх відхилення від вертикальної осі і потребує удосконалення [4].

*Формулювання цілей статті.* В лабораторних умовах провести дослідження процесу роботи садильного апарата та визначити необхідну притискну силу пружини орієнтуючого пристрою на підщепу за умови максимальної стабільності процесу його роботи та мінімального травмування тканин підщеп.

*Аналіз останніх досліджень та публікацій.* В роботі [5] запропоновано садильний апарат (рис.1), що містить орієнтуючий пристрій 4 (рис.1), який для забезпечення садіння підщеп з їх відхиленням від вертикальної осі до  $10^\circ$ , у захватах 7 (рис.2) повертає кожну підщепу на кут  $\beta$  відносно радіуса диска садильного апарата у протилежну сторону руху машини.

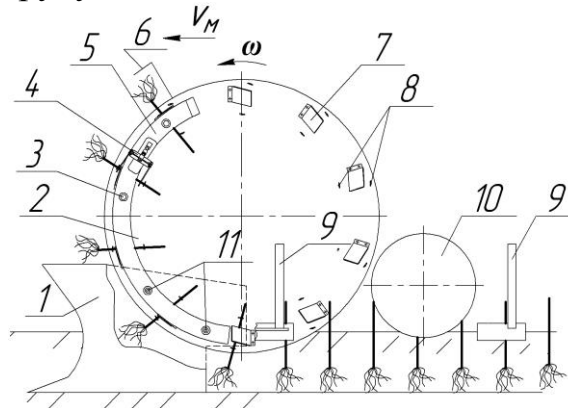


Рис. 1. Конструктивно-технологічна схема секції садильної машини: 1 – сошник; 2 – диск садильного апарата; 3 – плунжерний фіксатор; 4 – орієнтуючий пристрій; 5 – копір; 6 – обмежувач вкладання підщеп у захвати; 7 – захват; 8 – упори; 9 – загортачі; 10 – прикочуючі котки; 11 – пружини.

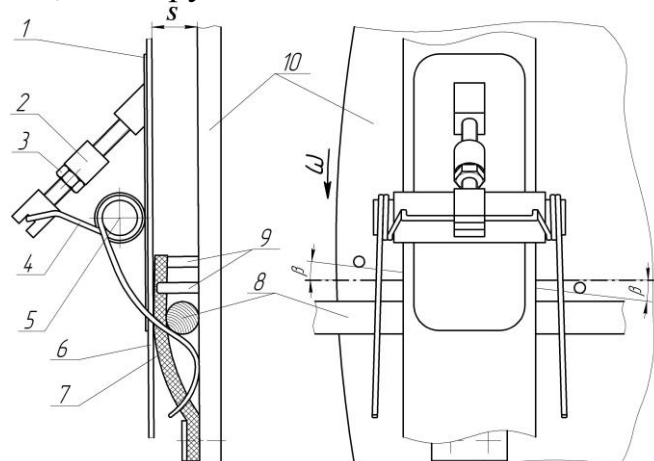


Рис.2. Схема орієнтуючого пристрою: 1 – основа; 2 – болт, яким регулюється притискна сила пружини на підщепи; 3 – гайка; 4 – пружина; 5 – кріплення пружини; 6 – копір; 7 – захват; 8 – підщепа; 9 – упори; 10 – диск садильного апарата;  $S$  – зазор між диском та копіром.

Математичну модель процесу садіння підщеп садильним апаратом даної конструкції наведено в роботі [6], у якій встановлено, що відхилення висадженої підщепи від вертикалі до  $10^\circ$  забезпечиться при куті  $\beta$  в межах від  $22^\circ$  до  $30^\circ$ .

В [7] обґрунтовано конструктивно-технологічну схему орієнтуючого пристрою та визначено оптимальні геометричні параметри нециліндричної частини його пружини (рис.3). Дані параметри повинні забезпечити взаємодію нециліндричної частини пружини з підщепами різного виду та діаметрів при мінімальному деформуючому впливі на провідні судини кори підщеп.

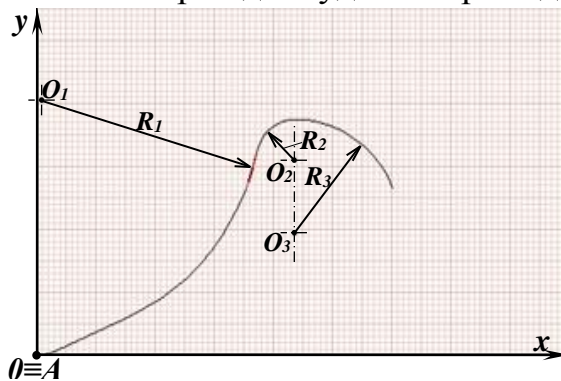


Рис.3. Результат побудови в автоматизованому режимі нециліндричної частини пружини орієнтуючого пристрою:  $R_1 = 37$  мм – радіус що забезпечує зсув підщепи по диску;  $R_2 = 7$  мм – радіус що забезпечує відхилення пружини від поверхні диска;  $R_3 = 18$  мм – радіус що забезпечує безударне повертання пружини у вихідне положення;  $L = 77$  мм – загальна довжина нециліндричної частини пружини при діаметрі дроту 2,5 мм.

*Основна частина.* В процесі роботи орієнтуючого пристрою (рис. 4), на корі кожної підщепи після контакту з пружиною у двох місцях утворюються сліди від натиску дроту пружини (рис. 5).

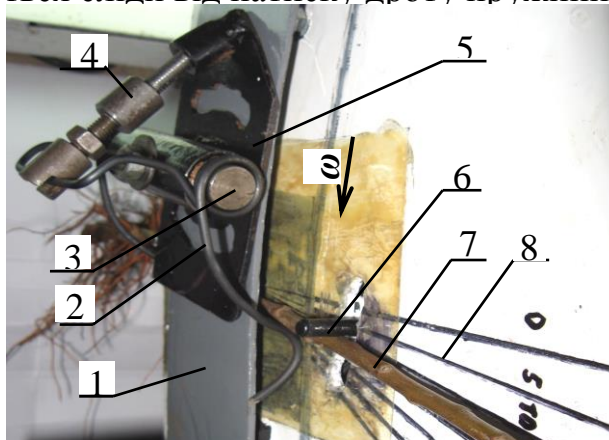


Рис.4. Орієнтуючий пристрій у процесі роботи: 1 – копір; 2 – пружина; 3 – кріплення пружини; 4 – болт, яким регулюється притискна сила пружини; 5 – основа; 6 – упор; 7 – підщепа; 8 – шкала градування.





Рис. 5. Зовнішній вигляд підщепи з натиском на корі від контакту з пружиною (збільшено).

Необхідно визначити, при якому значенні притискної сили пружини орієнтуючого пристрою на підщепу стабільність його роботи  $S$  буде максимальною ( $S \rightarrow 100\%$ ), а глибина травмування тканин підщеп не перевищить 200 мкм. Значення цього показника було прийнято виходячи з анатомічних особливостей підщеп плодових культур генеративних та вегетативних видів. Воно є граничним щодо руйнування провідних судин кори підщеп.

**Методика досліджень.** Дослідження проводились на стенді для проведення лабораторних досліджень процесу роботи садильного апарата (рис.6).

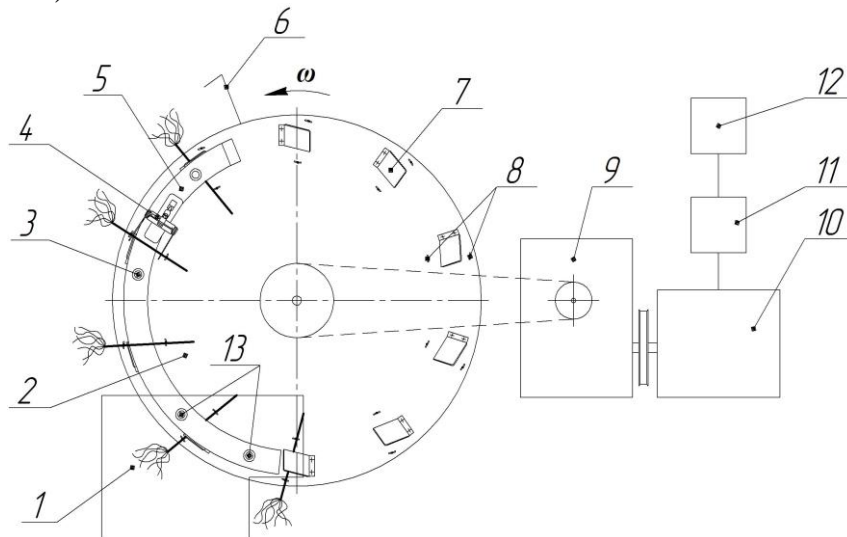


Рис. 6 . Схема стенду для проведення лабораторних досліджень процесу роботи садильного апарата: 1 – стінка сошника; 2 – диск; 3 – плунжерні фіксатори; 4 – орієнтуючий пристрій; 5 – копір; 6 – обмежувач вкладання підщеп у захвати по глибині; 7 – захват; 8 – упори; 9 – редуктор; 10 – електродвигун постійного струму; 11 – діодний міст; 12 – автотрансформатор (ЛАТР); 13 – пружини.

Лабораторний стенд складається з садильного апарата, який виконаний у вигляді суцільного диска 2 діаметром 1050 мм, на якому з обох сторін у шаховому порядку змонтовані по десять захватів 7. Захват 7 являє собою гумовий клапан довжиною 65 мм та шириною 30 мм. Для закриття та відкриття захватів 7 з обох сторін диска встановлені копії 5 шириною 50 мм. Для задавання кута випадання підщеп із захватів 7 відносно радіуса диска 2, на диску біля кожного захвата встановлені упори 8 у вигляді сталевих прутків діаметром 4 мм та висотою 6 мм. На копії 5 встановлений орієнтуючий пристрій 4, який доводить підщепи до упорів 8. Копії 5 кріпляться до рами секції машини поза зоною сошника за допомогою плунжерних фіксаторів 3 та впираються у бокові стінки сошника пружинами 13.

Стабільність процесу роботи орієнтуючого пристрою  $S$ , що визначається коефіцієнтом відношення кількості підщеп, яких зорієнтував до заданого положення орієнтуючий пристрій, до загальної кількості підщеп, які пройшли через орієнтуючий пристрій, залежала від притискної сили пружини і кількісно визначалася із залежності

$$S = \frac{N_3}{N} \cdot 100\% \quad (1)$$

де  $N_3$  – кількість підщеп, яких зорієнтував до потрібного положення орієнтуючий пристрій;

$N$  – загальна кількість підщеп, яка висаджувалася.

Глибина травмування тканин підщепи також залежала від притискної сили пружини орієнтуючого пристрою на підщепу. Тому були проведені дослідження, які одночасно визначали стабільність процесу роботи орієнтуючого пристрою та травмування тканин підщеп різних видів та діаметрів залежно від притискної сили пружини на підщепи.

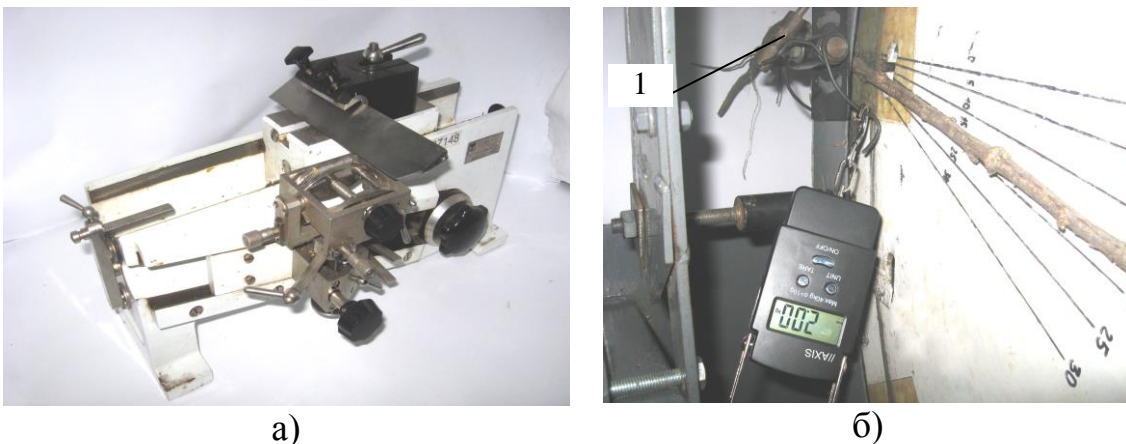


Рис. 7. Прилади, що використовувалися під час проведення дослідження: а) микротом МС-2; б) електронний динамометр.

Прилади для проведення досліджень наведені на рис. 7. Глибина травмування тканин підщеп від натиску дроту пружини визначалася за допомогою мікротома МС-2 (рис.7, а), а зусилля притискної сили пружини на підщепу електронним динамометром AXIS (рис.7, б). Притискна сила пружини орієнтуючого пристрою регулювалася за допомогою упорного болта (рис.7б., поз.1).

Досліди проводилися наступним чином. Підщепи після проходження через орієнтуючий пристрій групувались у вибірки, нумерувались та прикопувались у ґрунт на 5-6 днів з метою побуріння відмерлих тканин. Після цього підщепи викопувались та очищувались від ґрунту. З підщеп вирізались ділянки з натиском і кріпились у затискач мікротома так, щоб площина повздовжнього напрямку зразка була паралельна площині руху ножа (рис.8). Ніж, закріплений в затисках супорта, по полозкам поступально переміщувався по поверхні зразка, зрізуючи тонкі шари матеріалу. Глибина зрізу за один прохід ножа встановлювалась у межах 0,01 мм (10 мкм). Глибина травмування тканин визначалась, як сумарна кількість проходів ножа мікротома по поверхні зразка до тих пір, доки не зникала травмована тканина підщепи у місці натиску дроту пружини.

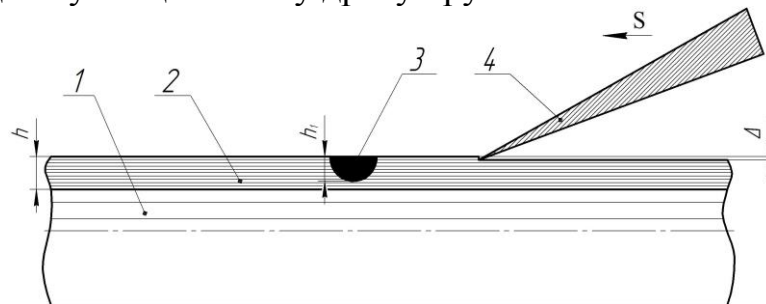


Рис. 8. Схема до визначення глибини травмування тканин підщеп мікротомом: 1 – стовбур підщепи; 2 – кора підщепи; 3 – слід від натиску пружини; 4 – ніж;  $h$  – товщина кори;  $h_1$  – глибина травмування тканин;  $\Delta$  – глибина зрізу за один прохід ножа.

Досліди проводилися з підщепами яблуні М9, черешні дикої та вишні магалебської загальною кількістю 20 штук кожного виду, які попередньо були відсортовані по діаметрам від 4 мм до 8 мм та від 8 мм до 12 мм (для яблуні та вишні) та від 5 мм до 8 мм та від 8 мм до 14 мм (для підщеп черешні, які анатомічно мали дещо більший діаметр), при кутовій швидкості обертання диска  $\omega = 0,276 \text{ с}^{-1}$ , що відповідає швидкості руху садильної машини  $V_M = 0,14 \text{ м/с}$ .

**Результати досліджень.** В результаті проведення дослідів та обробки експериментальних даних побудовані графіки залежності глибини травмування тканин підщеп та стабільності роботи



орієнтуючого пристрою від притискної сили пружини орієнтуючого пристрою, що представлені на рис. 9-10.

Як видно з графіків, глибина травмування тканин підщеп варіювала в межах від 50 мкм до 550 мкм залежно від типу підщеп, їхнього діаметра та притискної сили пружини на підщепи.

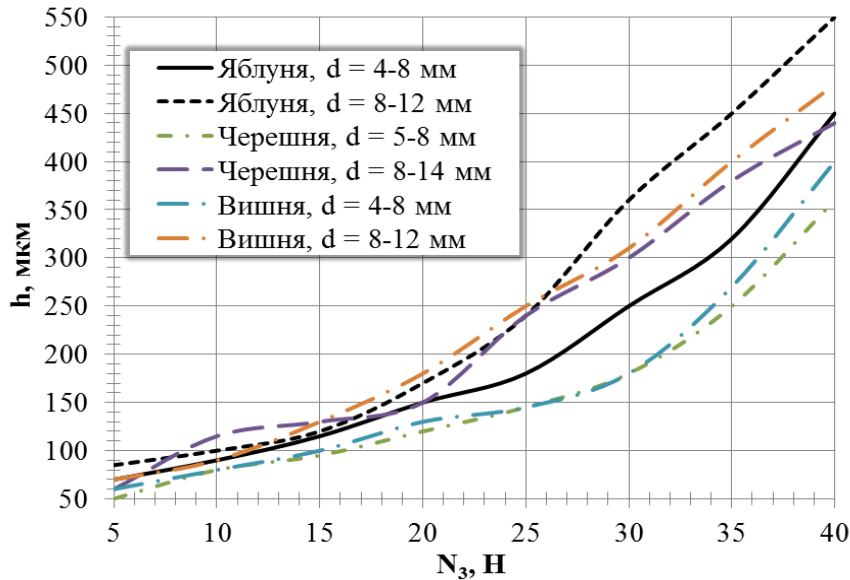


Рис. 9. Графік залежності глибини травмування тканин підщеп  $h$  від притискної сили пружини орієнтуючого пристрою  $N_3$ .

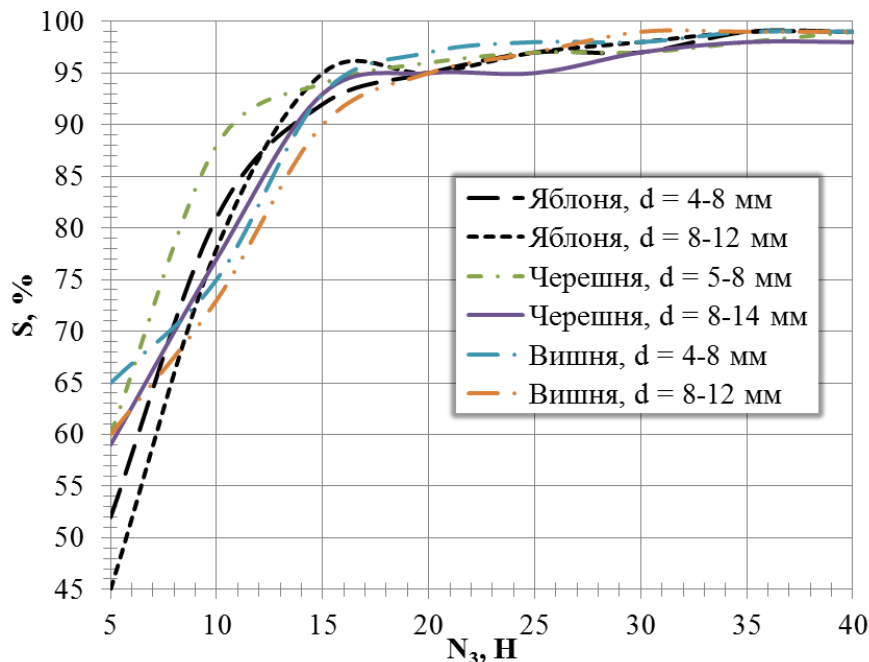


Рис. 10. Графік залежності стабільності роботи  $S$  орієнтуючого пристрою від притискної сили пружини орієнтуючого пристрою  $N_3$ .



З наведених залежностей можна зробити висновок, що оптимальне значення притискної сили пружини орієнтуючого пристрою буде знаходитися на рівні 20 Н. При даному зусиллі тканини підщеп травмуються на глибину до 170 мкм при товщині кори від 200 мкм до 300 мкм і стабільність процесу роботи знаходиться на рівні 95%.

Для порівняння: в роботі [8] глибина травмування тканин живця при виконанні копуліровочного зрізу не перевищувала 80 мкм при силі натиску ножа на тканини від 60 до 70 Н, що не призводило до зниження приживлюваності рослин. У нашому випадку травмування дещо більше, однак, ураховуючи те, що площа контакту не перевищувала 3-4 мм<sup>2</sup> (рис. 5), травмуються тільки верхні та середні шари кори підщепи, що істотно не руйнує провідні судини.

#### *Висновки.*

1. На основі проведених досліджень визначено ефективність процесу роботи орієнтуючого пристрою та встановлено, що значення притискної сили пружини на підщепи повинно не перевищувати 20 Н. При цьому стабільність процесу роботи знаходиться на рівні 95%, а травмування тканин підщеп не перевищує 200 мкм, що в подальшому не призведе до зниження приживлюваності висаджених підщеп.

2. В подальших дослідженнях для зменшення глибини травмування тканин, при виготовленні пружини можливо в зоні безпосереднього контакту пружини з підщепами на ділянках, що визначається радіусами  $R_2$  та  $R_3$  (рис.3) зменшити площу поперечного перерізу дроту пружини, а сам поперечний переріз дроту представити не у формі кола, а у формі еліпса.

#### *Література.*

1. Галузева програма розвитку садівництва України на період до 2025 року. – К.: [Б.в.], 2008.-76 с.
2. Сафонов А.Ф. Технологические параметры плодопитомнической сажалки МПП-4 / А.Ф. Сафонов // Техника в сельском хозяйстве.- 1992. – №4. – С. 20 – 21.
3. Сафонов О.Ф. Механізація вирощування плодкових саджанців / О.Ф.Сафонов // Техніка в АПК. – 1997. – №2. – С. 26 – 27.
4. Чижиков І.О. Удосконалення засобів механізації для садіння підщеп плодкових культур / І.О Чижиков // Праці ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип.9, т.3. – С. 59 – 64.
5. Пат. на корисну модель № 59975 Україна, МПК А01С11/04. Садильний апарат дискового типу / І.О. Чижиков, О.Г.Караєв. - №201012936; заявл. 01.11.2010; опубл. 10.06.2011, Бюл. № 11.
6. Чижиков І.О. Модель оптимізації процесу садіння підщеп плодкових культур садильним апаратом дискового типу /



- І.О. Чижиков* // Збірник наукових праць ІМТ НААН «Механізація, екологізація та конвертація біосировини у тваринництві». – Вип. 1(9). – Запоріжжя, 2012. – С. 83 – 96.
7. *Караєв О.Г.* Обґрунтування параметрів орієнтуючого пристрою садильного апарата машини для садіння підщеп плодових культур / *О.Г. Караєв, І.О. Чижиков, В.В. Кузьмінов* // Науковий вісник НУБІП України. Серія «Техніка та енергетика АПК». – Київ, 2011.– Вип.166, ч.2. – С. 103-115.
8. *Бойко О.В.* Обґрунтування параметрів робочих органів пристрою для щеплення плодових рослин живцем: автореф. дис... канд. тех. наук: 05.05.11 / *О.В.Бойко*. – Мелітополь, 2006. – 25 с.

### **ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ПОВРЕЖДЕНИЯ ТКАНЕЙ ПОДВОЕВ ПЛОДОВЫХ КУЛЬТУР В ПРОЦЕССЕ ИХ ПОСАДКИ АПАРАТОМ ДИСКОВОГО ТИПА**

И.А. Чижиков

*Аннотация* – в статье описана методика и отражены основные результаты исследований по определению степени повреждения тканей подвоев плодовых культур в процессе их посадки посадочным аппаратом дискового типа

### **DEFINITION OF THE DAMAGE RATE OF TISSUE OF STOCKS OF FRUIT CROPS IN THE COURSE OF THEIR PLANTING BY THE DEVICE OF DISK TYPE**

I. Chizhikov

#### *Summary*

**In article is described a procedure and the basic results of researches by definition of a damage rate of tissue of stocks of fruit crops in the course of their planting by the planting device of disk type are reflected.**



УДК 621.891.539.375.6

## ВЛИЯНИЕ СОСТОЯНИЯ ИСХОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ НА ПРОЦЕСС ФАБВО

Шепеленко И.В., к. т. н.,

Черкун В.В., к. т. н.

*Кировоградский национальный технический университет,*

тел./факс: (0522) 55-92-12

*Таврийский государственный агротехнический университет,*

тел./факс: (0619) 42-13-54; e-mail: vcherkun@mail.ru

**Аннотация** – в статье приведены результаты по исследованию влияния исходного качества поверхности на процесс формирования латунного покрытия финишной антифрикционной безабразивной вибрационной обработкой (ФАБВО).

**Ключевые слова** – ФАБВО, покрытие, шероховатость, приработка.

*Постановка проблемы.* Одним из перспективных направлений развития нанотехнологии, считающейся технологией будущего, является нанесение специальных наноструктурированных покрытий. Среди существующих методов нанесения нанопокровтий наибольшее распространение в ремонтном производстве получила финишная антифрикционная безабразивная обработка (ФАБВО) – метод фрикционного (с помощью трения) нанесения покрытий толщиной от 50 до 500 нм из пластичных металлов в присутствии специальной технологической среды на трущиеся поверхности детали [1].

ФАБВО применяется с целью снижения интенсивности изнашивания, повышения задиростойкости трущихся поверхностей деталей и интенсификации процессов образования защитных пленок в период приработки после изготовления или восстановления деталей [2].

*Анализ последних исследований.* В Кировоградском национальном техническом университете совместно с Таврийским государственным агротехническим университетом проводится ряд исследований, направленных на усовершенствование существующего метода нанесения



покрытий ФАБО. Результатами этой работы стала разработка комплекса устройств для фрикционно-механического нанесения медьсодержащих покрытий [3-5].

Простота и технологичность ФАБО предопределило применение данного метода для улучшения триботехнических свойств поверхностей, подверженных изнашиванию, однако традиционные способы его нанесения обладают низкой производительностью, неравномерностью покрытия по толщине, большими нагрузками на инструмент и значительным тепловыделением. Устранить указанные недостатки авторами работ [6-7] предлагается за счет усложнения кинематики движения, в частности, применением вибрации инструмента, а сам усовершенствованный метод получил название - финишная антифрикционная безабразивная вибрационная обработка (ФАБВО).

*Формулирование целей статьи.* Целью данной работы является исследование влияния исходного качества поверхности на процесс нанесения покрытий методом ФАБВО.

*Основная часть.* Для изучения качества стальной поверхности на ФАБВО и выявления возможности его применения для других металлов и сплавов проведены ряд экспериментов, включающих в себя:

1. Нанесение латунного покрытия ФАБВО на поверхность образцов, изготовленных из стали 18ХГТ ГОСТ 4543-71 с последующей химико-термической обработкой. Эксперименты проводились на токарно-винторезном станке 16К20 с использованием разработанной нами установки (рис.1) при следующих режимах: давление инструмента –  $P=6$  МПа; скорость скольжения инструмента –  $V_{ск}=1,82$  м/с; отношение числа двойных ходов инструмента и частоты вращения детали –  $n_{дв.х.}/n_{д}=57$ ; величина осцилляции инструмента –  $\ell_{o}=7,12$  мм.

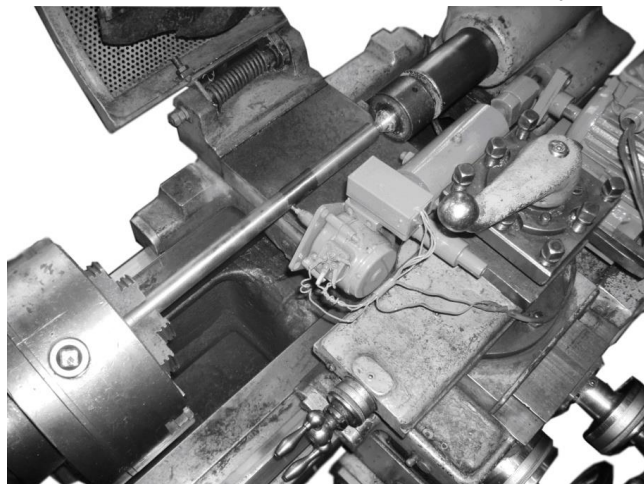


Рис. 1. Рабочая зона экспериментальной установки для ФАБВО.





При определении пористости покрытия сравнение производилось с латунным покрытием, полученным на образцах из стали 18ХГТ, термообработанной до твердости 36...40 НРС, пористость которого условно была принята за «эталон».

2. ФАБВО образцов из стали 18ХГТ, имеющей различную твердость. Исходная шероховатость поверхности образцов была одинаковой и соответствовала  $R_a=2,5$ .

После ФАБВО производилось удаление латунного покрытия путем растворения его в аммиаке и определялось состояние поверхностей стальных образцов в отношении их повреждения в результате обработки.

3. ФАБВО образцов, изготовленных из стали 18ХГТ, термообработанной до твердости 36...38 НРС, имеющих различную исходную шероховатость поверхностей.

*Результаты исследований.* Влияние исходной шероховатости образцов на плотность и толщину латунного покрытия, а также влияние ФАБВО на шероховатость поверхности образцов представлено в табл.1-3.

Таблица 1 –  
толщина и пористость покрытия при ФАБВО различных материалов

Материал	Твердость образцов, НРС	Толщина покрытия, мкм	Пористость покрытия в % от эталона
Сталь 18ХГТ	36...40	4...6	100
Сталь 18ХГТ	45...48	4...5	120
Сталь 45	33...36	4...6	100
Сталь ШХ15	60...62	4...5	120
Сталь 38 ХМЮА	54...58	4...5	120
Сталь 12ХНЗА	Цементированная, 48...50	4...6	130

Нанесение латунного покрытия методом ФАБВО на поверхности чугуновых образцов оказалось практически невозможным. На наш взгляд, это связано наличием графитных включений, препятствующих схватыванию латуни с металлической основой чугуна.

Таблица 2 –  
состояние поверхности образцов при ФАБВО в зависимости от твердости образцов

Материал образцов	Твердость материала, НРС	Состояние поверхности образцов
Сталь 18ХГТ	28...30	имеются кольцевые риски
	30...32	имеются кольцевые риски
	34...36	шероховатость поверхности соответствует исходной
	36...40	шероховатость поверхности соответствует исходной



Полученные данные (табл.2) позволили заключить, что на поверхности образцов с твердостью 30...32 НРС и ниже, при принятом режиме ФАБВО образуются повреждения в виде кольцевых рисок и ряби. Также установлено, что при постоянном удалении латунного покрытия с поверхности образцов путем растворения его в аммиаке все вмятины заполнены латунью.

Очевидно, образование кольцевых рисок и вмятин на поверхности стальных образцов, имеющих твердость выше твердости латуни, происходит в результате вдавливания в нее частиц латуни, находящихся в объемно-напряженном состоянии сжатия.

При твердости поверхности стали порядка 34...36 НРС и выше, внедрение частиц латуни в стальную поверхность не происходит, шероховатость поверхности образцов после удаления латунного покрытия соответствует исходной шероховатости поверхности.

Таблица 3 –  
толщина и пористость покрытия для различных шероховатостей  
поверхности стали 18ХГТ

Исходная шероховатость поверхности, Ra	Шероховатость поверхности после ФАБВО, Ra	Толщина покрытия, мкм	Пористость покрытия в % от эталона
12,5	6,3	4...6	350
3,2	1,25	4...5	160
2,5	0,63	4...6	130
1,25	0,32	4...6	100
0,63	0,16	4...6	100

При исходной шероховатости поверхности образца  $R_a=12,5$  пористость покрытия увеличивается примерно в 3...4 раза по сравнению с пористостью покрытия, полученного на образцах с исходной шероховатостью, соответствующему  $R_a=0,63$ . При увеличении исходной шероховатости свыше  $R_a=1,25$  существенного изменения пористости покрытия не наблюдается.

Увеличение пористости латунного покрытия с уменьшением исходной шероховатости стальной поверхности объясняется тем, что на поверхности, имеющей грубую механическую обработку, отсутствуют условия для повсеместного схватывания с латунью. На поверхности глубоких впадин невозможно в процессе ФАБВО создать необходимое удельное давление между латунью и сталью.

ФАБВО обеспечивает снижение параметра шероховатости  $R_a$  исследуемых образцов вдвое интенсивнее, по сравнению с образцами обработанными шлифованием и 1,3 раза по сравнению с ФАБО (рис.2).

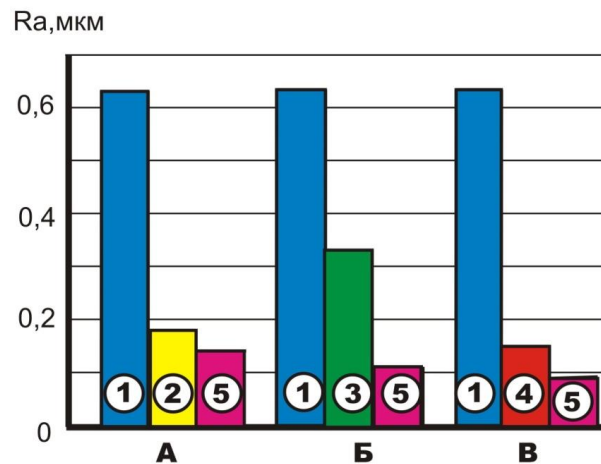


Рис. 2. Изменение параметра шероховатости образцов в процессе приработки при различных способах финишной обработки: А – чистовое точение (1), шлифование (2) и приработка (5); Б – чистовое точение (1), ФАБО (3) и приработка (5); В – чистовое точение (1), ФАБВО (4) и приработка (5).

Значительное уменьшение параметра шероховатости приработанной поверхности, обработанной методом ФАБВО, объясняется более интенсивным затиранием латуни во впадины микровыступов и сглаживанием вершин микровыступов по сравнению с образцами обработанными шлифованием и ФАБО.

*Выводы.* Проведенный комплекс исследований позволил установить влияние фрикционного латунирования на плотность, толщину латунного покрытия и шероховатость поверхности образцов.

Установлено, что для получения качественного покрытия необходимая исходная шероховатость стальной поверхности должна быть не ниже  $R_a=1,25\text{мкм}$ . В этом случае на поверхности образуются микронеровности острой формы, интенсивно изнашивающие инструмент, а продукты износа образуют сплошное покрытие. При значении параметра шероховатости  $R_a=2,5\text{ мкм}$  и выше процесс проникновения материала инструмента (латуни) во впадины микронеровностей затруднен, а образующееся покрытие получается несплошным. В процессе приработки ФАБВО обеспечивает снижение параметра шероховатости  $R_a$  вдвое интенсивнее, чем при шлифовании и 1,3 раза по сравнению с ФАБО.

*Литература.*

1. Абрамян А.А. Основы прикладной нанотехнологии: Моногр. / А.А.Абрамян, В.И.Балабанов, В.И.Беклемышев и др.- М.: ИД "МАГИСТР-ПРЕСС", 2007.-206 с.



2. Нанотехнологии и наноматериалы в агропромышленном комплексе: науч. изд. / В.Ф. Федоренко, М.Н. Ерохин, В.И. Балабанов, Д.С. Буклагин, И.Г. Голубев, С.А. Ищенко. М.: ФГНУ «Росинформ-агротех», 2011. 312 с.
3. Пат. 35858А Україна С23С20/00. Пристрій для фрикційно-механічного нанесення покриттів / М.І.Черновол, В.В. Черкун, В.М. Наливайко, Є.К.Солових (Україна). – №99010209; заявл.14.01.1999; опубл. 16.04.2001, Бюл.№3.
4. Пат. 70146 Україна, МПК В24В 39/00. Пристрій для фрикційно-механічного нанесення покриттів / О.В. Чернявський, І.В. Шепеленко, І.Ф. Василенко, М.В. Красота, А.В. Кропивна (Україна). – №201114093; заявл. 29.11.2011; опубл. 25.05.2012, Бюл.№10.
5. Пат. 70146 Україна, МПК В24В 39/00. Пристрій для комбінованої обробки поверхонь тертя / В.М. Кропивний, І.В. Шепеленко, О.В. Чернявський, М.В. Красота, І.Ф. Василенко (Україна). – №2011101581; заявл. 11.02.2011; опубл. 10.10.2011, Бюл.№19.
6. Шепеленко І.В., Черкун В.В. Совершенствование процесса финишной антифрикционной безабразивной обработки цапф шестерен гидронасосов / И.В. Шепеленко, В.В.Черкун // РВМ (Ремонт. Восстановление. Модернизация). – 2012. - №9, - С.32-35.
7. Черкун В.В. Підвищення зносостійкості цапф шестерень гідронасосів фінішною антифрикційною безабразивною обробкою: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах»/ В.В. Черкун. – К., 2011. – 19 с.

## ВПЛИВ СТАНУ ВИХІДНОЇ ПОВЕРХНІ НА ПРОЦЕС ФАБВО

Шепеленко І.В., Черкун В.В.

*Анотація* – у статті приведені результати по дослідженню впливу вихідної якості поверхні на процес формування латунного покриття фінішною антифрикційною безабразивною вібраційною обробкою (ФАБВО).

## INFLUENCE OF THE STATE OF INITIAL SURFACE THE PROCESS OF ANTIFRICTION NON-ABRASIV VIBRATION FINISHING

*I. Shepelenko, V. Cherkun*

### *Summary*

**In the article results are resulted on research of influence of initial quality of surface on the process of forming of brass coverage by antifriction non-abrasiv vibration finishing.**



УДК. 631.559.2

## ДОСВІД ВИРОЩУВАННЯ ОЗИМОЇ ПШЕНИЦІ

Кішко М.Л., голова ПП «Могучий»,

Ігнат'єв Є.І., інж.,

Болтянський В.М., к.т.н.,

Мітков Б.В., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*

Тел. +38(0619) 42-12-65, e-mail: tdatu-mvz@yandex.ru

**Анотація** – у роботі наведено результати пошуку альтернативних попередників при вирощуванні озимої пшениці, що дасть змогу створювати більш ефективні скорочені сівозміни в умовах господарювання на півдні України.

**Ключові слова** – озима пшениця, сівозміна, попередник, соняшник, технологія, урожай.

*Постановка проблеми.* У вирішенні ключової проблеми сільського господарства – збільшення виробництва зерна – головне місце належить озимій пшениці. Зараз існують певні традиційні чергування культур у сівозмінах. Держава з метою контролю площ під певними культурами, висуває вимоги до складу та структури сівозмін. Застосування скорочених трьох-п'ятипільних сівозмін ставить аграріїв перед певними труднощами.

*Аналіз останніх досліджень.* На сьогодні основним заходом припинення та запобігання розвитку негативних процесів та кризових явищ у землеробстві є науково обґрунтована сівозміна, що відкриває додаткові можливості збільшення виробництва якісної сільськогосподарської продукції, зменшення витрат на її вирощування та позитивно впливає на стан навколишнього середовища [1].

Ставиться задача визначення, які культури вирощувати в сівозміні та їх чергувати в ній. Однак існують деякі загальні принципи, які можуть дуже стати в нагоді на початковій стадії проектування [2].

Важливою проблемою при коротких сівозмінах являється боротьба з бур'янами, розповсюдження яких обумовлено кількома причинами, але ключова - недостатній набір, включених до чергування ку-



льтур, і відповідно короткий цикл сівозмін. Раніше українські аграрії активно практикували 8..12-пільні сівозміни [3].

*Формулювання цілей статті.* Питання пошуку нових ефективних поєднань культур у сівозмінах постає в наш час на одне з перших місць при вирішенні організаційних та технологічних заходів при визначенні плану виробництва господарством. Вирішення цієї проблеми представлено у статі.

*Основна частина.* Сьогодні Україна є одним із найбільших виробників пшениці у світі. Країна, зібравши рекордні врожаї, не тільки ввійшла до десятки основних країн-виробників, а й досить успішно експортує зерно пшениці, продаючи в середньому за сезон понад 10 млн. тон.

Після реорганізації сільськогосподарських підприємств у приватні господарства різних форм власності, аграрії збільшили виробництво зерна до середньорічного показника 38...40 млн. тон. У 2013 році в Україні зібрано більше 62 млн. тон зерна. Значну роль у цьому відіграло збільшення врожайності зернових в 1,5 рази, що дало можливість країні повернутися на світовий ринок і впевнено на ньому почуватися. Серед зернових в Україні найбільше виробляється саме пшениці (головним чином, озимої) – 50...55% від валового збору всіх зернових та зернобобових культур [4].

Господарство ПП «Могучий» не є винятком. У структурі посівних площ господарства озима пшениця є однією із провідних культур і вирощується щорічно на площі 2400...2600 га, що сягає приблизно 38% землекористування. Господарство – одне з передових у районі й області. Його досягнення – вагомі й запорукою в цьому є підвищення загальної культури землеробства, укріплення матеріально-технічної бази, виховання спеціалістів-професіоналів високої якості. За останні роки значно зросли капітальні вкладення на придбання сучасної сільськогосподарської техніки вітчизняного й зарубіжного виробництва. Це трактора Challenger, комбайни New Holland, приставки Zaffrani, сівалка HORSH «Агросоюз» та багато іншої високопродуктивної техніки. Наявність такої техніки значно скорочує затрати на виробництво продукції.

За останні роки господарство стабільно отримує високі врожаї зернових за рахунок впровадження нових технологічних прийомів при вирощуванні озимої пшениці. Так склалося, що на півдні України врожайність залежить від запасів вологи в ґрунті. Особлива роль належить правильному розміщенню пшениці в сівозміні. За останні роки



для півдня України склад попередників для озимої пшениці є таким: по чорному пару розміщено 22...25% посівів, після кукурудзи молочно-воскової стиглості - до 15%, по стерньовим попередникам - до 40...45% в тому числі повторно по озимій пшениці - до 23%. Ніколи ще в господарстві попередником для озимої пшениці не обирали соняшник. Нині, на протязі трьох років, господарство сіє озимину на полях, де попередником є соняшник. По врожайності кращими виявляються саме ці поля. Виключення становлять лише поля засіяні озимою пшеницею по чорному чи зайнятому пару, де врожаї отримано дещо більші.

Суть технології вирощування озимої пшениці по такому попереднику, як соняшник, представлена нижче. Попередником соняшника часто є ячмінь чи озима пшениця. Як правило, під посів соняшника вносяться органічні добрива в дозі 60...70 т/га [5]. Хоча за вегетаційний період соняшник, в умовах посухи, і не в змозі повністю засвоїти можливості добрив, але їхня післядія дозволяє підвищити врожай пшениці. Господарство культивує середньоранній гібрид соняшнику Старобельський зі строком вегетації до 105 днів та ранній сорт Прометей зі строком вегетації до 95 днів. Вони встигають звільнити поля до початку висіву озимої пшениці. Збирання соняшнику проводиться комбайном New Holland із приставкою Zaffrani. Корзинка соняшника подрібнюється й розкидається по полю. Стебло, що залишалося, більшою частиною завалюється при збиранні, а решта при посіві. Стоячого стебла після проведення посіву залишається до 1...1,5 % (рис.1).



Рис.1. Стебла соняшнику на масиві озимої пшениці: а – стоячі стебла; б – завалені стебла; в – сходи озимої пшениці.



Зіпрілі за зиму стебла, потрапляючи в молотарку комбайна, на процес очистки та на його якість суттєво не впливають.

Після збирання соняшника здійснюється посів озимої пшениці. Його проводять агрегатом у складі трактора Challenger та сівалки HORSH «Агросоюз» із шириною захвату 12 м (рис.2). Висівають озиму пшеницю стрічковим способом по схемі (рис.3).

Господарство, як правило, використовує сорт Шестопалівка з коротким періодом яровизації. Він, навіть у посушливі роки, дає досить непоганий урожай, на фоні інших сортів.



Рис.2. Агрегат для посіву озимої пшениці.

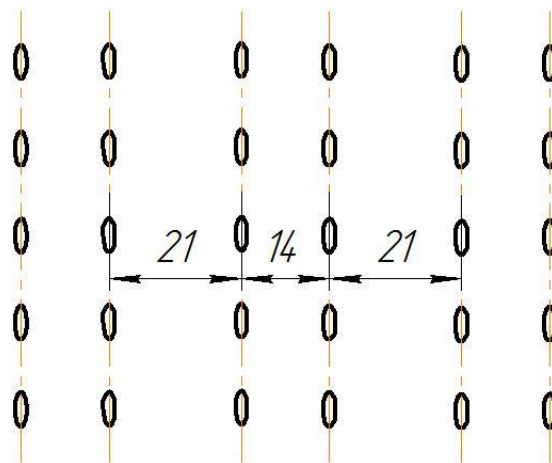


Рис.3. Схема посіву озимої пшениці.

При посіві обов'язково вносяться фосфорні мінеральні добрива в кількості до 30 кг/га.

Врожайність сорту Шестопалівка за три роки експерименту складала відповідно: 2011 р. – 34 ц/га; 2012 р. – 29 ц/га; 2013 р. – 24 ц/га. Для порівняння приведемо урожайність по іншим попередникам (рис.4) [5].



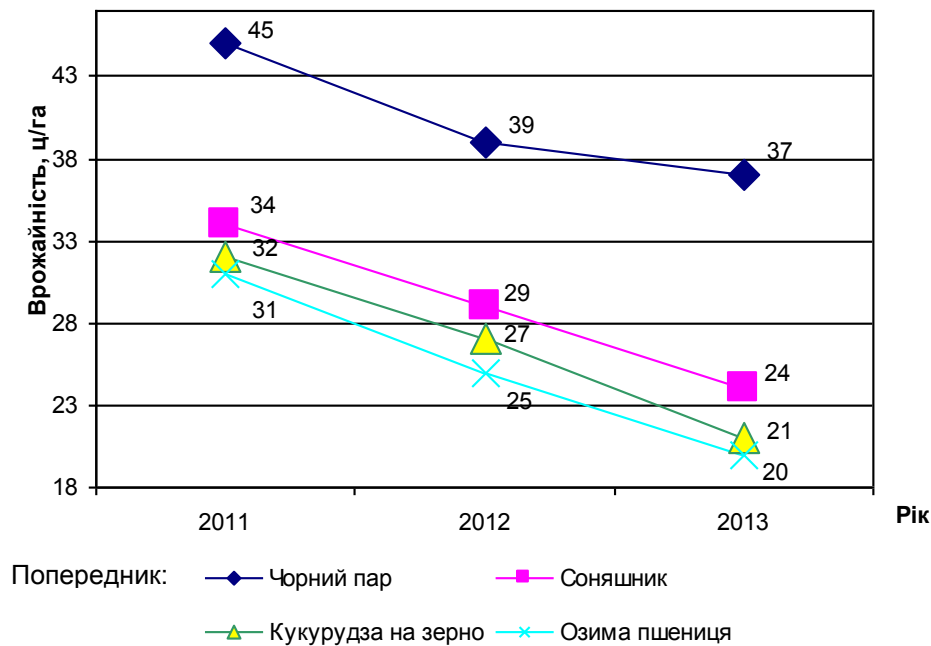


Рис.4. Динаміка зміни врожайності озимої пшениці по різних попередниках.

Як бачимо, чорний пар за будь-яких умов являється гарним попередником для озимої пшениці. Різниця у врожайності по іншим представленим попередникам з математичної точки зору не суттєва, але певна тенденція спостерігається. Слід відмітити, що на врожайність озимої пшениці значно вплинули несприятливі погодні умови 2012...2013 років, і особливо 2013 року.

*Висновки.* Основним доводом, за використання соняшника в якості попередника до озимої пшениці, являється їхній спільний сукупний прибуток. Виходячи з таких міркувань можна вважати, що попередник обрано правильно, для даних умов господарства.

Керівництво ПП «Могучий» та його спеціалісти постійно знаходяться в пошуку нових можливостей та технологічних рішень для подальшого підвищення врожайності сільськогосподарських культур і в тому числі озимої пшениці. Такими напрямками є: контроль над дотриманням агротехнологій, збільшення ефективності використання добрив (органічних та мінеральних), придбання нових сучасних машин, використання перспективних сортів, впровадження досягнень науки й техніки з питань ефективного вирощування сільськогосподарських культур.

Підсумовуючи слід сказати, що раціональне розміщення озимої пшениці після нетрадиційних попередників, вибір районованих сортів та застосування прогресивних технологічних прийомів з урахуванням конкретних умов господарства, це - запорука успіху в сфері зерновиробництва.

*Література.*

1. Патік С. Короткоротаційні сівозміни в умовах Степу України / С. Патік // Пропозиція – 2010. – №2 – С. 47 – 51.
2. Бэк Д. Принципы севооборота: лучшая десятка Бэка / Д. Бэк // Зерно – 2006. – №8. – С. 31 – 33.
3. Андерсен Р. Американский взгляд на украинские сорняки / Р. Андерсен, Н. Хамберг // Зерно – 2007. – №7. – С. 24-27.
4. Україна в цифрах 2012. Статистичний збірник. – К.: Державна служба статистики України, 2013. – 249 с.
5. Статистична звітність ПП «Могучий» за 2011...2013 роки.

**ОПЫТ ВЫРАЩИВАНИЯ ОЗИМОЙ ПШЕНИЦЫ**

*Кишко Н.Л., Игнатьев Е. И., Болтянский В.М., Митков Б.В.*

**Аннотация** – в работе приведены результаты поиска альтернативных предшественников при выращивании озимой пшеницы, что позволит создавать более эффективные сокращенные севообороты в условиях хозяйствования на юге Украины.

**THE EXPERIENCE OF GROWING OF WINTER WHEAT**

*M. Kishko, E. Ignatiev, V. Boltyanskii, B. Mitkov*

*Summary*

**In this paper described the results of choice of alternative predecessors in growing winter wheat that will help create more efficient shortened crop rotation in economic conditions in the south of Ukraine.**



УДК 631.436

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА ИЗНОСА ТНВД РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО ТИПА

Вороновский И.Б., к.т.н.

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел/факс: +38-0619-44-02-74, +38-0619-42-25-85

**Аннотация** – в работе рассматривается износ прецизионных пар ТНВД, его влияние на надежность топливной системы дизельного двигателя и эксплуатационные показатели МТА, в зависимости от уровня загрязненности дизельного топлива.

**Ключевые слова** – дизельное топливо, надежность, износ, топливная система, эксплуатационные показатели МТА.

*Постановка проблемы.* Существующие топливные фильтры автотракторных дизелей при их эксплуатации в запыленных условиях сельскохозяйственного производства пропускают в зазор прецизионных сопряжений абразивные частицы размером до 10 мкм. Работоспособность топливоподающей аппаратуры во многом определяет надежную работу дизеля и находится в прямой зависимости от состояния прецизионных деталей, основными из которых являются плунжерные пары топливного насоса. Наибольшее снижение ресурса абразивный износ вызывает в топливных насосах распределительного типа серии НД, вследствие большей цикличности работы плунжерной пары. Поэтому вопрос о снижении абразивного износа в насосах распределительного типа имеет большое значение.

*Анализ последних исследований* Ведущим видом изнашивания прецизионных деталей топливоподающей аппаратуры является абразивный, который в свою очередь можно разделить на износ абразивными частицами размер которых в каждый момент наработки меньше радиального зазора прецизионной пары, и износ в результате защемления абразивных частиц, размер которых несколько больше радиального зазора прецизионной пары [1, 2, 3].

Существующие работы Д.Ф. Гуревича, В.В. Антипова, М.М. Хрущева, М.А. Бабичева посвященные теории износа плунжерных пар, далеко не полно раскрывают большое многообразие сложных и скоротечных процессов, которые происходят при износе деталей плунжерных пар. При этом принимаются различные



условности, далекие от действительных условий работы плунжерной пары. Но реальная картина местных износов поверхности плунжера другая.

*Формулирование целей статьи.* Целью статьи является теоретическое исследование процесса износа плунжерной пары топливного насоса, его влияние на надежности топливной системы дизельного двигателя и эксплуатационные характеристики работы МТА в зависимости от загрязненности дизельного топлива механическими примесями и водой.

*Основная часть.* В зависимости от условий эксплуатации МТА концентрация пыли в воздухе колеблется в широких пределах и в некоторых районах юга Украины достигает  $5 \text{ г/м}^3$ . Это отрицательно влияет на работоспособность систем двигателя, в том числе на работоспособность топливной аппаратуры. При работе МТА при запыленности воздуха  $1,1 \dots 2,5 \text{ г/м}^3$  содержание загрязняющих примесей в топливе к моменту его выработки в 2-3 раза больше, чем при заправке.

Установлено, что загрязнению топлива способствует и то, что во время работы МТА в объеме бака создается разрежение и туда подсасывается пыль. То есть, в топливных баках имеет место "большое дыхание" при расходовании топлива во время работы дизеля и "малое дыхание" при температурных расширениях топлива. Вместе с тем, топливные фильтры тракторных дизелей не обеспечивают достаточной степени очистки топлива от механических примесей, которые затем проникают к прецизионным деталям топливной аппаратуры [4, 5].

В.В. Антипов [1] предложил объемный износ деталей плунжерных пар представить суммой

$$G = G_1 + G_2 + G_3, \quad (1)$$

где  $G$  – суммарный износ плунжера,  $\text{мм}^3$ ;

$G_1$  – износ за счет действия абразивных частиц с размерами, несколько меньшими величины зазора,  $\text{мм}^3$ ;

$G_2$  – износ за счет действия абразивных частиц, размер которых превышает зазор плунжерной пары,  $\text{мм}^3$ ;

$G_3$  – износ за счет действия гидроабразивного потока,  $\text{мм}^3$ .

Величина износа  $G_1$  при этом находится по теории предложенной Д.Ф. Гуревичем [2], а величины  $G_2$  и  $G_3$  на основании данных экспериментальных исследований принимать

$$G_2 = (0,2 \dots 0,85) \cdot G_1, \quad G_3 = 0,05 \cdot (G_1 + G_2). \quad (2)$$

Очевидно, что такое решение задачи довольно условно и не может полно оценить физический процесс изнашивания плунжерной пары частицами, размер которых больше зазора пары, т.е. износ  $G_2$ .



В результате своих исследований В.В.Антипов [1] предложил величину износа  $G_2$  вызываемого абразивными частицами, размер которых больше величины зазора плунжерной пары считать приблизительно равной:

$G_2 = (0,2 \dots 0,35) \cdot G_1$ , при зазоре плунжерной пары  $0,6 \text{ мкм} \leq l \leq 2 \text{ мкм}$ ;

$G_2 = (0,4 \dots 0,87) \cdot G_1$ , при зазоре плунжерной пары  $2 \text{ мкм} \leq l \leq 6 \text{ мкм}$ ,

где  $G_1$  - износ, вызываемый абразивными частицами, размер которых в каждый период наработки меньше зазора плунжерной пары.

Такое определение величины износа абразивными частицами, размер которых больше зазора плунжерной пары нами считается весьма условным, в силу следующих причин:

- не учитываются параметры факторов вызывающих износ;
- не учитываются параметры плунжерной пары и свойства ее материала;
- зависимость  $G_2$  от  $G_1$  можно считать прямо пропорциональной только в малом диапазоне изменения величины зазора плунжерной пары  $l$ , а также зернистости абразива  $d_{аб}$ ;
- значение коэффициента пропорциональности находится в широком пределе, от 0,2 до 0,87 и может быть определено только для каких-то строго определенных параметров абразива и плунжерной пары путем трудоемких износных испытаний с последующей обработкой результатов;
- кроме этого, ошибочный расчет  $G_1$  ведет к ошибке в расчете  $G_2$ .

Для определения величины износа  $G_2$  воспользуемся работами [1, 5, 6, 7], в которых предлагается расчет износа частицами абразива, размер которых больше зазора плунжерной пары определять при защемлении их в изменяющемся зазоре пары при так называемом «дыхании» втулки, т.е. при изменении зазора в плунжерной паре вследствие упругих деформаций втулки под действием давления в надплунжерной полости.

Методика этих расчетов, несмотря на некоторые условности, имеет четкий физический смысл и при расчете износа учитывает основные параметры, как абразивного материала, так и плунжерной пары.

Нами предложено в данную методику расчета величины износа абразивом, размер частиц которого в каждый период износа больше величины зазора плунжерной пары внести существенное дополнение, а именно, рассчитывать защемление абразивных частиц не только в результате временного увеличения зазора втулки вследствие ее деформаций (рис. 1, а), но и принимать во внимание защемление абразивных частиц в зазоре в зоне впускного окна (рис. 1, б).

Анализ круглограмм [1, 6, 7] поверхностей изношенных прецизионных деталей показал, что износ имеет локальный характер, основные зоны износа расположены в районе впускных окон, причем впадины у плунжера имеют увеличивающуюся глубину по направлению к верхней торцовой поверхности (с неизношенной поверхностью образуют угол  $\gamma_{пл}$  на рис. 1, б), а соответствующие впадины у гильзы в этом направлении имеют уменьшающуюся глубину (с неизношенной поверхностью образуют угол  $\gamma_{вт}$  на рис. 1, б). Величина износа у отсечного окна в несколько раз меньше, но характер изменения величины зазора аналогичен, впадины плунжера у отсечного окна имеют увеличивающуюся глубину по направлению к отсечной кромке, а соответствующие впадины у дозатора, в этом направлении имеют уменьшающуюся глубину.

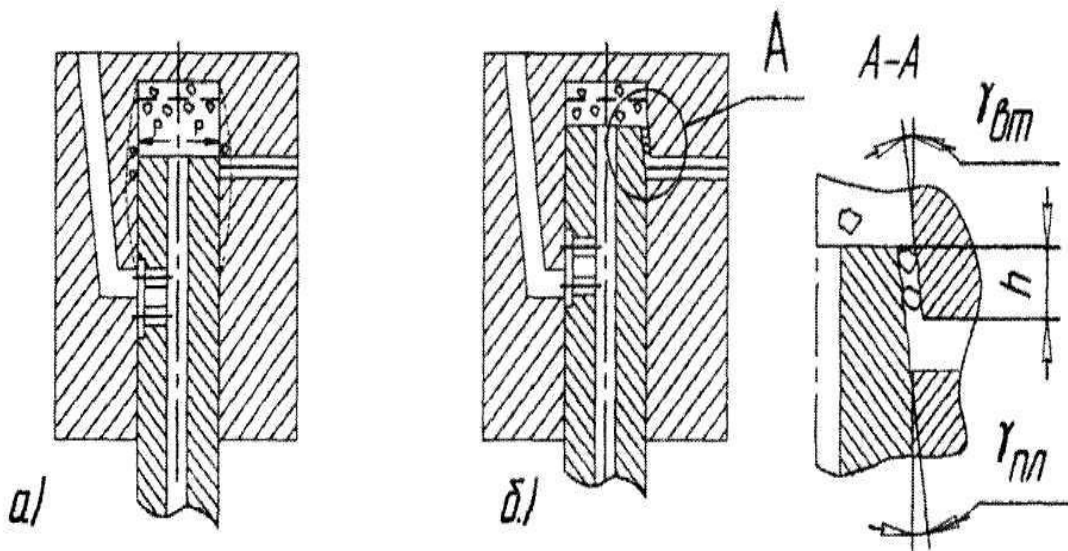


Рис. 1. Схемы зацемяления в зазорах плунжерной пары абразивных частиц, размер которых в каждый период наработки больше зазора пары.

О неравномерности износа по осевому направлению плунжера и втулки свидетельствуют полученные результаты измерения гидроплотности плунжерных пар серии НД при осевом перемещении плунжера относительно втулки.

Такая закономерность износа объясняется прямо пропорциональной зависимостью величины износа  $G_l$  от величины утечек  $Q_{ут}$ , которая, в свою очередь, обратно пропорциональна длине уплотняющей поверхности  $L$ . Таким образом, при нагнетательном ходе плунжера длина уплотняющей поверхности  $L$  в районе впускных окон увеличивается, это ведет к уменьшению объема утечек во впускные окна  $Q_{ут}$ , в результате чего износ  $G_l$  плунжерной пары абразивными частицами, размер которых меньше зазора плунжерной



пары уменьшается (рис 1, б).

В районе отсечных окон, наоборот, при нагнетательном ходе плунжера длина уплотняющей поверхности уменьшается, это ведет к увеличению объема утечек и как следствие увеличению износа.

Такой характер износа приводит к тому, что по мере нагнетания топлива плунжером в районе впускного окна происходит уменьшение зазора, у отсечного окна наоборот, происходит увеличение зазора от минимальной до максимальной величины к моменту отсечки подачи. Эти изменения зазоров в зависимости от перемещения плунжера описываются уравнениями:

$$I_{вн} = I_{вн.max} - h \cdot \sin \gamma_{вн}, \quad (3)$$

$$I_{отс} = I_{отс.max} + h \cdot \sin \gamma_{отс} \quad (4)$$

где  $I_{вн}$ ,  $I_{отс}$  – зазоры соответственно в зонах впускного и отсечного окон, мкм;

$\gamma_{вн}$ ,  $\gamma_{отс}$  – углы наклона изношенных поверхностей к неизношенным в тех же зонах;

$I_{вн.max}$  – максимальное значение зазора в зоне впускного окна, мкм;

$I_{отс.min}$  – минимальное значение зазора в зоне отсечного окна, мкм;

$h$  – величина перемещения плунжера от геометрического начала подачи.

Ввиду незначительной величины углов  $\gamma_{вн}$ ,  $\gamma_{отс}$  длину уплотняющей поверхности  $L$  (рис. 1) можно приравнять к величине перемещения плунжера  $h$ .

Из формул (3) и (4) следует, что после перекрытия впускных окон гильзы верхним торцом плунжера при его нагнетательном ходе в зоне впускных окон происходит уменьшение зазора, ведущее к защемлению абразивных частиц попавших в уменьшающийся зазор вместе с топливом утечек. В районе отсечных окон, вследствие увеличения зазора, защемления абразивных частиц не происходит, износ вызывают только частицы, проходящие с потоком утечки, т.е. частицы, размер которых меньше зазора пары в этом месте.

В отличие от втулок плунжерных пар насосов рядного типа (где увеличение зазора достигает 3 мкм), деформации втулок плунжерных пар насосов распределительного типа вследствие большей толщины их стенок значительно меньше и не превышает 1 мкм.

Объем одной абразивной частицы, участвующей в износе при защемлении, а также их количество в  $1 \text{ м}^3$  находятся с той лишь разницей, что теперь в износе при защемлении участвуют абразивные частицы другой размерной группы абразива, средний диаметр которых принимаем большим на 20% зазора в плунжерной паре.

Таким образом, расчет величины износа в районе впускных отверстий определяется суммой износа  $G_I$  под действием абразивных



частиц, величина которых меньше зазора плунжерной пары и износа  $G_2$  абразивными частицами, заземляемыми в зазоре, размер которых больше величины зазора. Причем расчет величин обоих видов износа ведется совместно на каждом шаге расчета, так как увеличивающийся в результате этого зазор пары влияет как на  $G_1$ , так и на  $G_2$ .

Очевидно, что одним из путей повышения надежности работы МТА, а вследствие и коэффициента его готовности, как комплексного показателя, может быть увеличение срока службы фильтров и повышение ресурса прецизионных пар ТНВД, за счет обеспечения требуемой чистоты дизельного топлива, используя фильтры-водоотделители как при заправке его в баки мобильной техники так и в системе питания дизеля [7, 8].

*Выводы.* Таким образом, используя полученные зависимости можно достоверно оценить степень влияния загрязнённости дизельного топлива на надёжность топливной системы дизельного двигателя. Основной зоной износа плунжерных пар, определяющей их надежность, ресурс и работоспособность - является износ гильзы и плунжера в зоне наполнительных отверстий. Применение фильтра-водоотделителя при заправке топлива и в системе питания двигателя МТА, позволяет увеличить ресурс работы фильтров тонкой и грубой очистки практически в два раза, а ресурс работы ТНВД в 2,5 раза. При этом коэффициент готовности топливной системы двигателя МТА повышается с 0,79 до 0,85, что составляет 7,6 %.

#### *Литература.*

1. Антипов В.В. Износ прецизионных деталей и нарушение характеристики топливной аппаратуры дизелей / В.В. Антипов / -2-е изд. – М.: Машиностроение, 1992...-Т.1.-816 с.
2. Гуревич Д.Ф. Основы теории износа плунжерных пар / Д.Ф.Гуревич Автомобильная промышленность.-1968. –№ 2. с. 20-24.
3. Григорьев М.А. Обеспечение надежности двигателей /М.А. Григорьев, В.А. Донецкий/ –М.: Стандарты, 1978. -324 с.
4. Григорьев М.А. Очистка масла и топлива в автотракторных двигателях /М.А. Григорьев/ –М.: Машиностроение, 1970. -270 с.
5. Надежность топливной аппаратуры тракторных и комбайновых дизелей / Р.М. Баширов и др.. –М: Машиностроение, 1978. -184 с.
6. Файнлейб Б.Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: / Б.Н. Файнлейб / –Л.:Машиностроение, 1990. -352 с.
7. Деклараційний патент України. Фільтр-водовіддільник /В.М. Кюрчев., І.Б.. Вороновський .-№ 66522. Опубл. 17.05.04., Бюл. № 5.
8. Деклараційний патент України. Фільтр-водовіддільник / І.Б. Вороновський, Б.І. Вороновський.- № 5544. Опубл. 15.03.05 р., Бюл. № 3.





## **МОДЕЛЮВАННЯ ПРОЦЕСУ ЗНОСУ ТНВД РОЗПОДІЛЬНОГО ТИПУ**

Вороновський І.Б.

***Анотація*** – в роботі розглядається знос прецизійних пар ТНВД, його вплив на надійність паливної системи дизельного двигуна і експлуатаційні показники МТА, залежно від рівня забрудненості дизельного палива.

### **MODELING OF PROCESS OF DETERIORATION PUMP OF A DISTRIBUTIVE TYPE**

I. Voronovskiy

#### ***Summary***

**In this paper we consider the wear of precision pairs injection, its impact on the reliability of the diesel engine fuel system and operational performance MTA, depending on the level of contamination of diesel fuel.**



УДК 531.32

## ДО ТЕОРІЇ СКЛАДНОГО РУХУ МАТЕРІАЛЬНОЇ ЧАСТИНКИ ПО ПЛОЩИНІ

Бабка В.М., к.т.н.,

*Національний університет біоресурсів і природокористування  
України*Тел.: (044) 527-82-26 E-mail: [engmech\\_centre@twin.nauu.kiev.ua](mailto:engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua)

**Анотація** – розглянуто складний рух матеріальної частинки, відносно переміщення якої відбувається в рухомому триграннику кривої, заданої натуральними рівняннями. Переносний рух тригранника визначається диференціальними характеристиками кривої. Доведена правомірність використання формул Френе для знаходження абсолютної швидкості та прискорення частинок в проєкціях на орти рухомого тригранника. Знайдені абсолютні траєкторії руху, здійснено візуалізацію отриманих результатів.

**Ключові слова** – матеріальна частинка, рухомий тригранник кривої, формули Френе.

*Постановка проблеми.* Рух матеріальної частинки по площині (гравітаційній поверхні, шорсткій площині та ін.) був предметом дослідження багатьох вчених зі світовим ім'ям починаючи від Галілея, Гюйгенса, Ньютона, Ейлера, Остроградського та ін. Найбільш фундаментальними дослідженнями руху матеріальної частинки по фрикційним поверхням сільськогосподарських машин слід вважати праці академіка Василенко П.М. [1] та інших вітчизняних вчених: академіків Заїки П.М., Берга Б.А., а також Григор'єва С.М., Мельникова С.В. та ін. Значна кількість аналітичних задач теорії сільськогосподарських машин і зараз потребує застосування теорії руху матеріальної точки (частинки), або твердого тіла по поверхням, які використовуються при проектуванні нових їх конструкцій.

Теорія складного руху матеріальної точки має завершену форму і навіть не потребує ніякого уточнення. Вона ґрунтується на тому, що рух точки досліджується одночасно по відношенню до двох систем координат. Одна з них (основна) приймається за нерухому, а друга здійснює по відношенню до нерухомої відносний рух за заданим законом. В свою чергу у рухомій системі координат здійснюється відносний рух матеріальної точки. Сума цих рухів (відносного і



переносного) складає абсолютний рух матеріальної точки по відношенню до основної системи координат. При цьому рухи (як переносний, так і відносний) як правило задаються залежностями у функції часу.

Відомий також натуральний (природний) спосіб задання руху матеріальної точки, при якому швидкість і прискорення розглядається в проєкціях на орти супровідного тригранника траєкторії (тригранника Френе). Однак, в наявній літературі не вдається знайти застосування тригранника Френе в якості рухомої системи координат, у якій здійснює відносний рух матеріальна точка. Розробці теорії складного руху матеріальної точки по горизонтальній площині із застосуванням тригранника Френе присвячено дане дослідження.

*Аналіз останніх досліджень.* Натуральний спосіб задання руху матеріальної точки вважається достатньо відомим і широко використовується у дослідженнях з багатьох питань галузі механізації сільського господарства та теорії сільськогосподарських машин. При цьому розглядається у переважній більшості простий рух матеріальних точок. Відомі приклади із застосуванням тригранника і формул Френе при розгляді руху твердого тіла в його системі, наприклад, літака [2]. У праці [3] розглянуто кінематику руху супровідного тригранника гвинтової лінії. В останніх наукових та навчальних публікаціях кінематика супровідного тригранника траєкторії, як твердого тіла, або взагалі не розглядається, або ж розглядається із посиланням на більш ранні дослідження та публікації [4]. Між тим, як показано в праці [5], тригранник і формули Френе можна успішно використовувати в задачах кінематики і динаміки складного руху матеріальної точки, зокрема при розгляді питань, що пов'язані з дослідженням сільськогосподарських машин.

*Формулювання мети статті.* Мета публікації – подальший розвиток теорії складного руху матеріальної точки по площині з застосуванням супровідного тригранника кривої і формул Френе.

*Основна частина.* В будь-якій точці кривої можна побудувати три взаємно перпендикулярні напрями. Одиничні орти вздовж них (дотична  $\bar{t}$ , головна нормаль  $\bar{n}$  і бінормаль  $\bar{b}$ ) утворюють супровідний (натуральний) тригранник кривої або тригранник Френе. Для плоскої кривої орти  $\bar{t}$  і  $\bar{n}$  знаходяться в площині кривої, а орт  $\bar{b}$  перпендикулярний до неї (див. рис. 1, а). Якщо рухати тригранник із заданою швидкістю  $v_A$  вздовж кривої, то можна визначити швидкість і прискорення будь-якої точки тригранника, величина і напрям яких залежатимуть від кривизни кривої. Швидкість точки тригранника складатиметься із швидкості полюса (початку координат  $A$ ) і швидкості цієї точки в обертальному русі тригранника навколо

миттєвої осі обертання, яка збігається із ортом біномалі  $\bar{b}$ . За певний проміжок часу  $\Delta t$  тригранник при русі вздовж кривої займе нове положення, внаслідок переміщення на відстань  $\Delta s$  і повертання на кут  $\Delta\alpha$  (рис. 1, б).

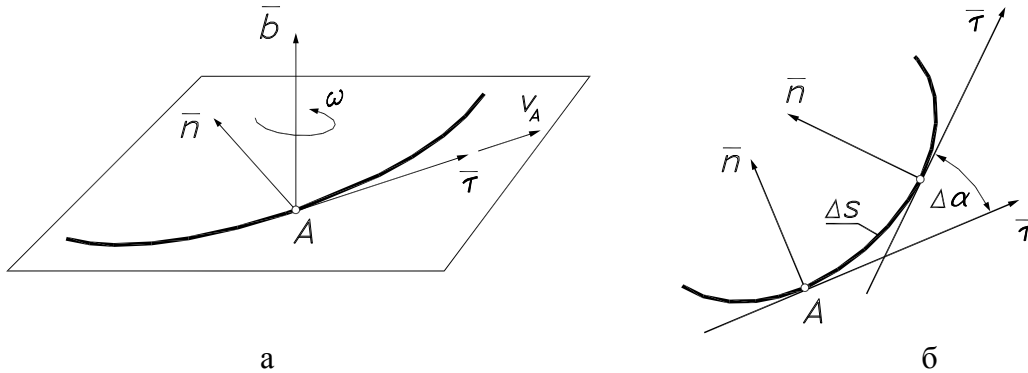


Рис. 1. Супровідний тригранник Френе кривої: а) положення вектора миттєвої осі обертання; б) до визначення кута повороту  $\Delta\alpha$  при переміщенні тригранника по кривій на відстань  $\Delta s$  (біномаль  $\bar{b}$  проєкціюється в точку).

Величину кутової швидкості  $\omega$  можна визначити, як граничне відношення приросту кута до приросту часу

$$\omega = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta\alpha}{\Delta t} = \frac{d\alpha}{dt}. \quad (1)$$

Перейдемо від параметру часу  $t$  до дугової координати  $s$  (шляху вздовж дуги)

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{d\alpha}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{d\alpha}{ds} = v_A k, \quad (2)$$

де  $k$  – кривина кривої у поточній точці  $A$ .

Таким чином, величина кутової швидкості тригранника залежить від швидкості його руху по кривій і кривини самої кривої в точці, де знаходиться вершина тригранника.

Закріпимо жорстко в системі тригранника точку  $B$  і знайдемо її швидкість. Радіус-вектор  $\bar{r}_B$ , який визначає положення точки  $B$  відносно нерухомої системи координат  $Oxy$  (рис. 2), можна задати за допомогою двох векторів:  $\bar{r}_A$ , який визначає положення вершини тригранника в системі координат  $Oxy$  і  $\bar{\rho}$ , який визначає положення точки  $B$  у системі тригранника. Величина радіус-вектора  $\bar{r}_B$  буде дорівнювати

$$\bar{r}_B = \bar{r}_A + \bar{\rho}. \quad (3)$$

Нехай в системі супровідного тригранника точка  $B$  задана вектором  $\bar{\rho} = \text{const}$ , складові якого в проєкціях на одиничні вектори (орти) мають значення  $\rho_\tau$  і  $\rho_n$  (рис. 2).

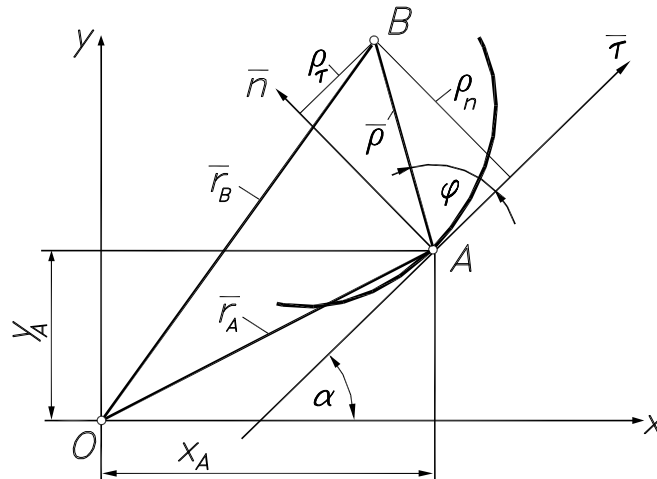


Рис. 2. Положення точки  $B$  у двох системах координат: нерухомій  $Oxy$  і рухомому триграннику кривої  $\bar{\tau}\bar{n}\bar{b}$ .

Запишемо векторну суму (3) в проекціях на осі нерухомої системи координат  $Oxy$ . Матимемо:

$$\begin{aligned}x_B &= x_A + \rho_\tau \cos \alpha - \rho_n \sin \alpha; \\y_B &= y_A + \rho_\tau \sin \alpha + \rho_n \cos \alpha.\end{aligned}\quad (4)$$

Продиференціювавши (4) по часу  $t$ , знайдемо проекції швидкості точки  $B$  на координатні осі нерухомої системи:

$$\begin{aligned}\frac{dx_B}{dt} &= \frac{dx_B}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{dx_B}{ds} = v_A (x'_A - \rho_\tau \alpha' \sin \alpha - \rho_n \alpha' \cos \alpha); \\ \frac{dy_B}{dt} &= \frac{dy_B}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{dy_B}{ds} = v_A (y'_A + \rho_\tau \alpha' \cos \alpha - \rho_n \alpha' \sin \alpha).\end{aligned}\quad (5)$$

У виразах (5) здійснено перехід від параметру часу  $t$  до дугової координати  $s$  – довжини дуги кривої. У цьому випадку складові виразів (5) набувають геометричного змісту [7]

$$x'_A = \cos \alpha; \quad y'_A = \sin \alpha; \quad \alpha' = k. \quad (6)$$

Із врахуванням (6) проекції абсолютної швидкості точки  $B$  у (5) на осі нерухомої системи координат запишуться так:

$$\begin{aligned}v_{Bx} &= x'_B = v_A [(1 - k\rho_n) \cos \alpha - k\rho_\tau \sin \alpha]; \\ v_{By} &= y'_B = v_A [(1 - k\rho_n) \sin \alpha + k\rho_\tau \cos \alpha].\end{aligned}\quad (7)$$

Результат (7) можна отримати також за відомою формулою [4]

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{\omega} \times \bar{\rho}, \quad (8)$$

де перша складова  $\bar{v}_A$  є швидкістю полюса  $A$ , а друга  $\bar{\omega} \times \bar{\rho}$  – швидкістю точки  $B$  навколо полюса. Їх відповідно можна знайти таким чином:



$$v_{Ax} = \frac{dx_A}{dt} = \frac{dx_A}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{dx_A}{ds} = v_A x'_A = v_A \cos \alpha; \quad (9)$$

$$v_{Ay} = \frac{dy_A}{dt} = \frac{dy_A}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{dy_A}{ds} = v_A y'_A = v_A \sin \alpha.$$

$$\bar{\omega} \times \bar{\rho} = \begin{vmatrix} x & y & z \\ 0 & 0 & v_A k \\ \rho_\tau \cos \alpha - \rho_n \sin \alpha & \rho_\tau \sin \alpha + \rho_n \cos \alpha & 0 \end{vmatrix},$$

звідки

$$\bar{\omega} \times \bar{\rho} = \left\{ -v_A k (\rho_\tau \sin \alpha + \rho_n \cos \alpha); \quad v_A k (\rho_\tau \cos \alpha - \rho_n \sin \alpha) \right\}. \quad (10)$$

Здійснивши додавання складових проекцій (9) і (10) на відповідні осі координат, отримаємо уже відомий результат (7).

А тепер покажемо, як не дуже складно знаходити абсолютну швидкість точки  $B$  у проекціях на орти супровідного тригранника кривої. Для порівняння зробимо це спочатку за формулою (8), а потім із застосуванням формул Френе. Знайдемо вектор  $\bar{\omega} \times \bar{\rho}$  в проекціях на орти тригранника

$$\bar{\omega} \times \bar{\rho} = \begin{vmatrix} \bar{\tau} & \bar{n} & \bar{b} \\ 0 & 0 & v_A k \\ \rho_\tau & \rho_n & 0 \end{vmatrix} = -\bar{\tau} v_A k \rho_n + \bar{n} v_A k \rho_\tau. \quad (11)$$

Зважаючи на те, що швидкість полюса  $A$  за напрямом збігається із ортом  $\bar{\tau}$ , тобто  $\bar{v}_A = v_A \bar{\tau}$ , перепишемо вираз (8) із врахуванням (11)

$$\bar{v}_B = v_A \left[ \bar{\tau} (1 - k \rho_n) + \bar{n} k \rho_\tau \right]. \quad (12)$$

Геометрична сума складових (7) і (12) дасть однаковий результат

$$v_B = v_A \sqrt{(1 - k \rho_n)^2 + k^2 \rho_\tau^2}. \quad (13)$$

Тепер розглянемо альтернативний варіант із застосуванням формул Френе. Векторне рівняння (3) в системі супровідного тригранника запишеться так

$$\bar{R}_B = \bar{r}_A + \bar{\tau} \rho_\tau + \bar{n} \rho_n. \quad (14)$$

Якщо вважати, що координати  $\rho_\tau$  і  $\rho_n$  при русі тригранника по кривій не змінюються, тобто точка  $B$  закріплена в триграннику нерухомо, то її абсолютну швидкість можна знайти диференціюванням виразу (14) по часу  $t$ . Однак, положення тригранника на кривій залежить від дугової координати  $s$ , тому при



диференціюванні (14) потрібно перейти від незалежної змінної  $t$  до дуги  $s$

$$\frac{d\bar{R}_B}{dt} = \frac{d\bar{R}_B}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = v_A \frac{d\bar{R}_B}{ds} = v_A \left[ \frac{d\bar{r}_A}{ds} + \frac{d\bar{\tau}}{ds} \rho_\tau + \frac{d\bar{n}}{ds} \rho_n \right]. \quad (15)$$

У виразі (15) похідна  $\frac{d\bar{r}_A}{ds} = \bar{\tau}$ , тобто це є одиничний орт дотичної. Решта похідних –  $\frac{d\bar{\tau}}{ds}$  і  $\frac{d\bar{n}}{ds}$  – є відомими формулами Френе,

які мають кінематичну інтерпретацію [6]. Це основні формули диференціальної геометрії, у яких незалежною змінною служить дугова координата  $s$  (наводимо спрощений варіант для плоскої кривої)

$$\bar{\tau}' = k\bar{n}; \quad \bar{n}' = -k\bar{\tau}, \quad (16)$$

де  $k$  – кривина кривої, яка задається натуральним рівнянням  $k = k(s)$ .

Формули Френе (16) дають можливість швидко і просто одержати похідні по дуговій координаті  $s$  від ортів  $\bar{\tau}$  і  $\bar{n}$  в проекції на ці орти. У кінематичній інтерпретації похідні (16) є проекціями швидкостей кінців одиничних ортів  $\bar{\tau}$  і  $\bar{n}$  на ці орти в обертальному русі тригранника [6]. Із врахуванням (16) вираз (15) приймає точно такий же вигляд, як було одержано в (12). Таким чином, застосування формул Френе (16) дає можливість дуже просто знаходити швидкість точки  $B$  у обертальному русі навколо полюса  $A$ , яку в іншому випадку потрібно знаходити як векторний добуток (11). Ще більш ефективно вони працюють при знаходженні абсолютної швидкості точки  $B$  у складному русі, до розгляду якого перейдемо далі.

Тепер вважатимемо, що точка  $B$  рухається в системі супровідного тригранника, тобто вектор  $\bar{\rho}$  є функцією часу:  $\bar{\rho} = \bar{\rho}(t)$ . В такому випадку абсолютна швидкість точки  $B$  визначиться як сума переносної швидкості, яку можна знайти за формулою (12), і відносної, яку одержимо диференціюванням вектора  $\bar{\rho}$  по часу  $t$ . Однак, переносна швидкість є функцією дугової координати  $s$ , тому відносна швидкість теж має бути приведена до цієї незалежної змінної

$$\bar{v}_r = \frac{d\bar{\rho}}{dt} = \frac{d\bar{\rho}}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{d\bar{\rho}}{ds}. \quad (17)$$

Розпишемо векторне рівняння (17), яке визначає відносну швидкість в системі тригранника, на дві складові по напрямних ортів  $\bar{\tau}$ ,  $\bar{n}$  і додамо до переносної швидкості (12). Після групування членів і винесення швидкості полюса  $v_A$  за дужки, абсолютну швидкість точки  $B$  у проекціях на орти тригранника можна записати

$$\bar{v}_B = v_A [\bar{\tau}(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \bar{n}(k\rho_\tau + \rho'_n)]. \quad (18)$$



Покажемо, як просто можна одержати результат (18) за допомогою формул Френе. Для цього продиференціюємо вираз (14) за умови, що координати  $\rho_\tau$  і  $\rho_n$  є функціями дугової координати  $s$

$$\overline{R}'_B = \overline{\tau} + \overline{\tau}'\rho_\tau + \overline{\tau}\rho'_\tau + \overline{n}'\rho_n + \overline{n}\rho'_n. \quad (19)$$

Підставивши в (19) вирази похідних ортів тригранника із формул Френе (16), одержимо

$$\begin{aligned} \overline{R}'_B &= \overline{\tau} + nk\rho_\tau + \tau\rho'_\tau - \tau k\rho_n + \overline{n}\rho'_n = \\ &= \overline{\tau}(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \overline{n}(k\rho_\tau + \rho'_n). \end{aligned} \quad (20)$$

Порівнюючи вирази (18) і (20), можна зробити висновок, що диференціювання рівняння (14) із застосуванням формул Френе дає абсолютну швидкість точки, заданої в системі тригранника змінною відстанню  $\overline{\rho} = \overline{\rho}(s)$  в проекціях на орти тригранника при швидкості руху тригранника по кривій  $v_A = 1$  м/с. У випадку, коли швидкість  $v_A$  відмінна від одиниці, необхідно кожен проекцію помножити на величину  $v_A$ . Отже, можна сформулювати наступне правило:

Якщо точка в системі рухомого супровідного тригранника кривої задана радіус-вектором у формі (14), то для знаходження її абсолютної швидкості в проекціях на орти цього ж тригранника необхідно продиференціювати рівняння (14) по дуговій координаті кривої  $s$  із застосуванням формул Френе і отриманий результат помножити на швидкість руху вершини тригранника по кривій.

Положення точки  $B$  у системі супровідного тригранника кривої можна задати також в полярній системі координат – відстанню  $\overline{\rho}$  і кутом  $\varphi$ , відлік якого здійснюється від орта  $\overline{\tau}$  (рис. 2). В такому випадку положення точки  $B$  у системі тригранника у векторній формі запишеться так

$$\overline{R}_B = \overline{r}_A + \overline{\tau}\rho\cos\varphi + \overline{n}\rho\sin\varphi. \quad (21)$$

Щоб одержати абсолютну швидкість точки  $B$ , потрібно вираз (21) продиференціювати по дуговій координаті  $s$  [маючи на увазі, що  $\rho = \rho(s)$  і  $\varphi = \varphi(s)$ ], застосувати формули Френе (16) і отриманий результат помножити на швидкість руху вершини тригранника  $v_A$

$$\overline{v}_B = \overline{v}_A \left\{ \overline{\tau} [1 + \rho' \cos\varphi - \rho(k + \varphi') \sin\varphi] + \overline{n} [\rho' \sin\varphi + \rho(k + \varphi') \cos\varphi] \right\}. \quad (22)$$

Модуль абсолютної швидкості точки  $B$  для формул (18) і (22) відповідно запишеться:

$$v_B = v_A \sqrt{(1 - k\rho_n + \rho'_\tau)^2 + (k\rho_\tau + \rho'_n)^2}; \quad (23)$$

$$v_B = v_A \sqrt{(\rho' + \cos\varphi)^2 + [\sin\varphi - \rho(k + \varphi')]^2}. \quad (24)$$





Тепер перейдемо до знаходження абсолютної траєкторії точки  $B$ , тобто траєкторії у нерухомій системі координат  $Oxy$ . Залежності  $\rho_\tau = \rho_\tau(s)$ ,  $\rho_n = \rho_n(s)$  або  $\rho = \rho(s)$ ,  $\varphi = \varphi(s)$  задають траєкторію руху у системі супровідного тригранника, тобто траєкторію відносного руху. Сума відносного і переносного рухів точки  $B$  дасть траєкторію її абсолютного руху. Отже нам потрібно перейти від векторних рівнянь (14) або (21) до їх координатного запису в проекції на осі нерухомої системи координат. Завдяки руху тригранника положення його вершини  $A(x_A, y_A)$  в системі  $Oxy$  змінюватиметься в залежності від дугової координати  $s$ . Координати вершини  $A$  в проекціях на осі нерухомої системи  $Oxy$  можна знайти, якщо відома залежність  $k = k(s)$  – так зване натуральне рівняння кривої. Формули переходу мають вигляд [7]

$$x_A = \int \cos \alpha ds; \quad y_A = \int \sin \alpha ds, \quad (25)$$

де  $\alpha = \alpha(s)$  – закономірність зміни кута  $\alpha$  (рис.2) при русі вершини  $A$  по кривій і який теж визначається із залежності  $k = k(s)$  [7]:

$$\alpha = \int k ds. \quad (26)$$

Абсолютну траєкторію точки  $B$  у системі координат  $Oxy$  одержимо при паралельному переносі вершини  $A$  вздовж осей на величини (25) і одночасному переході від координат точки  $B$  ( $\rho_\tau$ ,  $\rho_n$  або  $\rho \cos \varphi$ ,  $\rho \sin \varphi$ ) в системі тригранника до координат точки  $B(x_B, y_B)$  в нерухомій системі координат. Для цього суміщаємо їх осі за рахунок повороту тригранника навколо бінормалі на кут  $\alpha = \alpha(s)$ . Після повороту, додаванню і підстановки (26) в (25) векторне рівняння (14) запишеться в проекціях на осі нерухомої системи координат:

$$\begin{aligned} x_B &= \rho_\tau \cos(\int k ds) - \rho_n \sin(\int k ds) + \int \cos(\int k ds) ds; \\ y_B &= \rho_\tau \sin(\int k ds) + \rho_n \cos(\int k ds) + \int \sin(\int k ds) ds. \end{aligned} \quad (27)$$

Оскільки параметричні рівняння (27) описують абсолютну траєкторію, то їх диференціюванням по параметру  $s$  можна знайти складові і модуль абсолютної швидкості точки  $B$  в залежності від  $s$ :

$$\begin{aligned} x'_B &= (1 - k\rho_n + \rho'_\tau) \cos(\int k ds) - (k\rho_\tau + \rho'_n) \sin(\int k ds); \\ y'_B &= (1 - k\rho_n + \rho'_\tau) \sin(\int k ds) + (k\rho_\tau + \rho'_n) \cos(\int k ds); \\ v_B(s) &= \sqrt{x_B'^2 + y_B'^2} = \sqrt{(1 - k\rho_n + \rho'_\tau)^2 + (k\rho_\tau + \rho'_n)^2}. \end{aligned} \quad (28)$$



Порівнюючи останній вираз (28) і вираз (23) робимо висновок, що вони подібні. Для повної аналогії потрібно останній вираз (28) помножити на швидкість  $v_A$ , що і зрозуміло, оскільки ми в такому випадку перейдемо від виразу  $v_B = v_B(s)$  до виразу  $v_B = v_B(t)$ .

Застосувавши аналогічне перетворення координат по відношенню до векторного рівняння (21), одержимо параметричні рівняння абсолютної траєкторії точки  $B$ :

$$\begin{aligned} x_B &= \rho \cos \varphi \cos\left(\int k ds\right) - \rho \sin \varphi \sin\left(\int k ds\right) + \int \cos\left(\int k ds\right) ds; \\ y_B &= \rho \cos \varphi \sin\left(\int k ds\right) + \rho \sin \varphi \cos\left(\int k ds\right) + \int \sin\left(\int k ds\right) ds. \end{aligned} \quad (29)$$

Рівняння (29) можна записати в більш компактному вигляді, застосувавши тригонометричні формули для суми і різниці кутів:

$$\begin{aligned} x_B &= \rho \cos\left(\varphi + \int k ds\right) + \int \cos\left(\int k ds\right) ds; \\ y_B &= \rho \sin\left(\varphi + \int k ds\right) + \int \sin\left(\int k ds\right) ds. \end{aligned} \quad (30)$$

Аналогічно попередньому випадку диференціюванням (30) по параметру  $s$  ми можемо знайти складові і модуль абсолютної швидкості точки  $B$   $v_B = v_B(s)$ , множенням якої на  $v_A$  отримаємо результат, одержаний нами раніше в (24).

Розглянемо наступні приклади. За напрямну (вихідну) криву, по якій рухається супровідний тригранник із швидкістю  $v_A$ , приймемо ланцюгову лінію, натуральне рівняння якої має вигляд

$$k = \frac{a}{a^2 + s^2}, \quad (31)$$

де  $a$  – постійна величина.

Абсолютну швидкість можна знайти за формулами (18) та (23) і абсолютну траєкторію за рівняннями (27) у випадку, коли відносний рух у триграннику заданий залежностями  $\rho_r = \rho_r(s)$  і  $\rho_n = \rho_n(s)$ . Якщо ж ці залежності мають вигляд  $\rho = \rho(s)$  і  $\varphi = \varphi(s)$ , то потрібно скористатися формулами (22), (24) і (30). Приймемо другий варіант і розглянемо кінематику точки  $B$  при деяких залежностях  $\rho = \rho(s)$  і  $\varphi = \varphi(s)$ . Після підстановки (21) в (30) та інтегрування одержимо:

$$\begin{aligned} x_B &= \frac{\rho}{\sqrt{a^2 + s^2}} (a \cos \varphi - s \sin \varphi) + a \operatorname{Arsh} \frac{s}{a}; \\ y_B &= \frac{\rho}{\sqrt{a^2 + s^2}} (a \sin \varphi + s \cos \varphi) + \sqrt{a^2 + s^2}. \end{aligned} \quad (32)$$



При підстановці в (32) заданих залежностей  $\rho = \rho(s)$  і  $\varphi = \varphi(s)$  отримаємо параметричні рівняння абсолютної траєкторії точки  $B$ . Абсолютну швидкість в проекціях на орти супровідного тригранника знайдемо із виразу (22), а її модуль – із виразу (24). На рис. 3 за рівняннями (32) побудовані абсолютні траєкторії точки  $B$  для різних залежностей  $\rho = \rho(s)$  і  $\varphi = \varphi(s)$ . Значення постійної  $a$  прийнято  $a = 25$ , зміна дугової координати  $s$  відбувалася в межах  $s = 0 \dots 100$ . При  $\rho = 0$  із рівнянь (32) одержуємо вихідну криву – ланцюгову лінію, яка на рис. 3 зображена потовщеною. На рис. 4 показано графіки зміни модуля абсолютної швидкості точки  $B$ , які побудовані в залежності від дугової координати  $s$ , за формулою (24) при  $v_A = 1$  м/с для траєкторій, зображених на рис. 3, в і на рис. 3, д.

Перейдемо до наступного етапу – знаходження абсолютного прискорення точки  $B$ . За класичною теорією воно визначається як геометрична сума трьох векторів

$$\overline{w}_B = \overline{w}_e + \overline{w}_r + 2\overline{\omega} \times \overline{v}_r. \quad (33)$$

Перший вектор із (33) носить назву переносного прискорення і визначається за формулою {[4], стор. 208, формула (13.17)}

$$\overline{w}_e = \overline{w}_A + \overline{\varepsilon} \times \overline{\rho} + \overline{\omega} \times (\overline{\omega} \times \overline{\rho}), \quad (34)$$

де  $\overline{\varepsilon}$  – вектор кутового прискорення.

Знайдемо вирази для всіх складових виразу (34) та їх суму. Перший вектор  $\overline{w}_A$  прискорення початку координат тригранника знайдемо диференціюванням відповідної швидкості, при цьому від параметра часу  $t$  переходимо до дугової координати  $s$

$$\overline{w}_A = \frac{d\overline{v}_A}{dt} = \frac{d\overline{v}_A}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = v_A \frac{d\overline{v}_A}{ds} = v_A \frac{d}{ds} (v_A \overline{\tau}) = v_A \left( \frac{dv_A}{ds} \overline{\tau} + v_A \frac{d\overline{\tau}}{ds} \right). \quad (35)$$

Вираз в (35)  $\frac{d\overline{\tau}}{ds}$  є першою із формул Френе (16). Із врахуванням (16) вираз (35) запишеться

$$\overline{w}_A = v_A \cdot v_A' \cdot \overline{\tau} + v_A^2 \cdot k \cdot \overline{n}. \quad (36)$$

У випадку, коли  $v_A = const$  прискорення вершини тригранника матиме одну складову, спрямовану по головній нормалі  $\overline{n}$ , а його модуль матиме значення  $v_A^2 \cdot k$  або  $v_A^2 / r$ , оскільки  $k = 1/r$ , де  $r$  – радіус кривини кривої. Це відоме так зване нормальне прискорення. Якщо ж швидкість руху тригранника змінна, то виникає ще одна складова, спрямована по дотичній – тангенціальне прискорення.

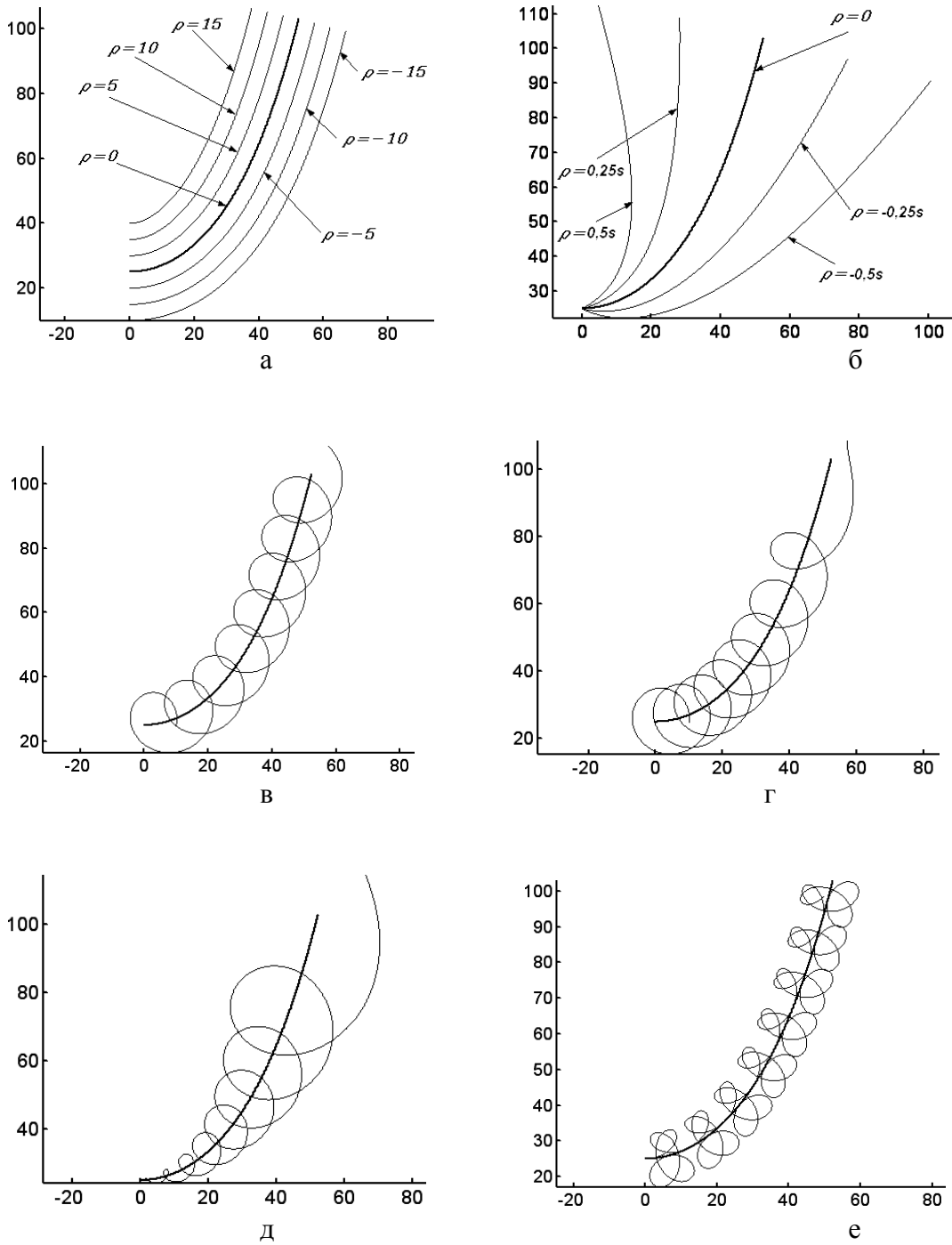


Рис. 3. Абсолютні траєкторії точки  $B$  для різних залежностей  $\rho = \rho(s)$  і  $\varphi = \varphi(s)$ , побудовані за рівняннями (32):

- а)  $\varphi = 90^\circ - const$ ;  $\rho = const$  (траєкторії – еквідистантні криві);
- б)  $\varphi = 90^\circ - const$ ;  $\rho = cs$  – змінюється за лінійною залежністю;
- в)  $\varphi = 0,5s$ ;  $\rho = 10 - const$ ;
- г)  $\varphi = s - 0,005s^2$ ;  $\rho = 10 - const$ ;
- д)  $\varphi = s - 0,005s^2$ ;  $\rho = 0,25s$ ; е)  $\varphi = 0,5s$ ;  $\rho = 10 \sin s$ .

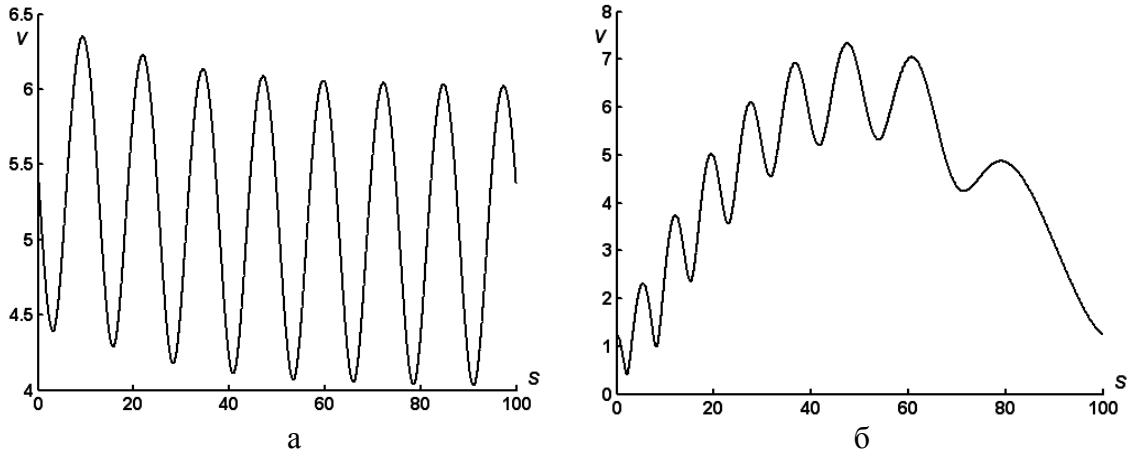


Рис. 4. Графіки зміни модуля абсолютної швидкості точки  $B$  у функції дугової координати  $s$  при  $v_A = 1 \text{ м/с}$ : а) графік зміни швидкості точки для її абсолютної траєкторії, показаної на рис. 3, в; б) графік зміни швидкості точки для її абсолютної траєкторії, показаної на рис. 3, д.

Отже, вираз (36) є відомою формулою для визначення прискорення руху точки по кривій, в якій замість змінної часу служить дугова координата  $s$ . До другої складової (34) входить вектор кутового прискорення  $\bar{\varepsilon}$ . Для його визначення продиференціюємо вектор кутової швидкості  $\bar{\omega}$ . Згідно (2) відома величина  $\omega$ :  $\omega = v_A \cdot k$ . Оскільки вектор  $\bar{\varepsilon}$  спрямований по бінормалі  $\bar{b}$ , то диференціювання дає

$$\bar{\varepsilon} = \frac{d\bar{\omega}}{dt} = \frac{d\bar{\omega}}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = v_A \frac{d\bar{\omega}}{ds} = v_A \frac{d}{ds} (\bar{b} \cdot v_A \cdot k) = v_A \left[ \bar{b}' \cdot v_A \cdot k + \bar{b} (v_A \cdot k)' \right]. \quad (37)$$

Із врахуванням формул Френе (16) і після подальшого диференціювання одержимо

$$\bar{\varepsilon} = \bar{b} \cdot v_A (v_A' \cdot k + v_A \cdot k'). \quad (38)$$

Тепер знайдемо векторний добуток  $\bar{\varepsilon} \times \bar{\rho}$

$$\bar{\varepsilon} \times \bar{\rho} = \begin{vmatrix} \bar{\tau} & \bar{n} & \bar{b} \\ 0 & 0 & v_A (v_A' \cdot k + v_A \cdot k') \\ \rho_\tau & \rho_n & \rho_b \end{vmatrix} = \quad (39)$$

$$= -\bar{\tau} \cdot v_A \cdot \rho_n (v_A' \cdot k + v_A \cdot k') + \bar{n} \cdot v_A \cdot \rho_\tau (v_A' \cdot k + v_A \cdot k').$$

Останню складову у виразі (34) – векторний добуток  $\bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{\rho})$  знаходимо аналогічно. Нижче наводимо остаточний результат:

$$\bar{\omega} \times \bar{\rho} = -\bar{\tau} \cdot \rho_n \cdot v_A \cdot k + \bar{n} \cdot \rho_\tau \cdot v_A \cdot k. \quad (40)$$

$$\bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{\rho}) = -\bar{\tau} \cdot v_A^2 \cdot k^2 \cdot \rho_\tau - \bar{n} \cdot v_A^2 \cdot k^2 \cdot \rho_n. \quad (41)$$



Підставивши вектори (36), (39) і (41) в (34), після групування членів по відповідних напрямках ортів одержимо вектор переносного прискорення

$$\bar{w}_e = \bar{\tau} v_A [v'_A - \rho_n (v'_A k + v_A k') - v_A k^2 \rho_\tau] + \bar{n} v_A [v_A k + \rho_\tau (v'_A k + v_A k') - v_A k^2 \rho_n]. \quad (42)$$

Наступна складова у формулі (33) носить назву відносного прискорення, тобто це є прискорення точки  $B$  по відношенню до системи тригранника Френе. Його можна одержати диференціюванням виразу відносної швидкості. Саму ж відносну швидкість  $v_r$  одержимо, як похідну радіус-вектора  $\bar{\rho}$  в системі супровідного тригранника

$$\bar{v}_r = \frac{d\bar{\rho}}{dt} = \frac{d\bar{\rho}}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = v_A \frac{d\bar{\rho}}{ds}. \quad (43)$$

Після диференціювання виразу (43) одержимо

$$\bar{w}_r = \frac{d}{dt} \left( v_A \frac{d\bar{\rho}}{ds} \right) = \frac{ds}{dt} \cdot \frac{d}{ds} \left( v_A \frac{d\bar{\rho}}{ds} \right) = v_A (v'_A \bar{\rho}' + v_A \bar{\rho}''). \quad (44)$$

Розклавши вектор (44) по напрямках ортів тригранника, одержимо

$$\bar{w}_r = v_A [\bar{\tau} (v'_A \rho'_\tau + v_A \rho''_\tau) + \bar{n} (v'_A \rho'_n + v_A \rho''_n)]. \quad (45)$$

Нарешті третій, останній вектор із виразу (33), носить назву коріолісового прискорення. Його знаходимо, як подвоєний векторний добуток векторів кутової швидкості  $\bar{\omega} = \bar{b} \cdot v_A \cdot k$  і відносної швидкості  $v_r$  (43). Матимемо

$$2\bar{\omega} \times \bar{v}_r = \begin{vmatrix} \bar{\tau} & \bar{n} & \bar{b} \\ 0 & 0 & v_A k \\ v_A \rho'_\tau & v_A \rho'_n & 0 \end{vmatrix} = 2v_A^2 k (-\bar{\tau} \rho'_n + \bar{n} \rho'_\tau). \quad (46)$$

Підставивши (42), (45) і (46) в (33) і згрупувавши складові векторів за напрямками ортів тригранника, остаточно одержимо вираз для абсолютного прискорення точки  $B$

$$\begin{aligned} \bar{w}_B = \bar{\tau} v_A \left[ v'_A (1 - k \rho_n + \rho'_\tau) + v_A (\rho''_\tau - k' \rho_n - k^2 \rho_\tau - 2k \rho'_n) \right] + \\ + \bar{n} v_A \left[ v'_A (k \rho_\tau + \rho'_n) + v_A (\rho''_n - k' \rho_\tau - k^2 \rho_n + k + 2k \rho'_\tau) \right]. \end{aligned} \quad (47)$$

За формулою (47) можна знайти абсолютне прискорення точки  $B$  у складному русі, якщо відомий закон її руху у стичній площині тригранника  $\rho_\tau = \rho_\tau(s)$ ,  $\rho_n = \rho_n(s)$ , а сам тригранник рухається із заданою швидкістю  $v_A = v_A(s)$  вздовж плоскої кривої із відомим натуральним рівнянням  $k = k(s)$ . Слід підкреслити, що абсолютне



прискорення одержуємо в проекціях на осі рухомого супровідного тригранника кривої.

Знайдемо формулу абсолютного прискорення точки  $B$ , коли її рух задано рівнянням (21), тобто

$$\rho_\tau = \rho \cos \varphi, \quad \rho_n = \rho \sin \varphi. \quad (48)$$

Диференціювавши двічі (48) отримаємо:

$$\begin{aligned} \rho'_\tau &= \rho' \cos \varphi - \rho \varphi' \sin \varphi; \\ \rho'_n &= \rho' \sin \varphi + \rho \varphi' \cos \varphi; \\ \rho''_\tau &= (\rho'' - \rho \varphi'^2) \cos \varphi - (2\rho' \varphi' + \rho \varphi'') \sin \varphi; \\ \rho''_n &= (\rho'' - \rho \varphi'^2) \sin \varphi + (2\rho' \varphi' + \rho \varphi'') \cos \varphi. \end{aligned} \quad (49)$$

Підстановкою (49) у (47) одержуємо вираз для знаходження абсолютного прискорення точки  $B$  у випадку, коли її відносний рух заданий відстанню  $\rho = \rho(s)$  і кутом  $\varphi = \varphi(s)$

$$\begin{aligned} \bar{w}_B &= \bar{v}_A \{v'_A [1 + \rho' \cos \varphi - \rho(k + \varphi') \sin \varphi] + \\ &+ v_A [\rho'' - \rho(k + \varphi')^2] \cos \varphi - [2\rho'(k + \varphi') + k'\rho + \rho \varphi''] \sin \varphi\} + \\ &+ \bar{w}_A \{v'_A [\rho' \sin \varphi + \rho(k + \varphi') \cos \varphi] + \\ &+ v_A [\rho'' - \rho(k + \varphi')^2] \sin \varphi + [2\rho'(k + \varphi') + k'\rho + \rho \varphi''] \cos \varphi + k\}. \end{aligned} \quad (50)$$

Модуль вектора абсолютного прискорення точки  $B$  (47), яка задана проекціями на орти тригранника, або (50), де точка  $B$  задана відстанню  $\rho$  і кутом  $\varphi$ , визначається, як геометрична сума його проєкцій на орти  $\bar{\tau}$  і  $\bar{n}$

$$w_B = \sqrt{w_{B\tau}^2 + w_{Bn}^2}. \quad (51)$$

Формули (47), (50) для знаходження абсолютного прискорення одержані методами класичної теорії із знаходженням кожної складової: переносного прискорення, відносного прискорення і прискорення Коріоліса.

А тепер покажемо, як просто ці формули отримати за допомогою формул Френе, не вдаючися до знаходження кожної окремої складової абсолютного прискорення. В цьому полягає мета даного дослідження.

Знаходження вектора абсолютного прискорення точки  $B$  здійснюється диференціюванням виразів (18) або (22) абсолютної швидкості, так як це робиться при дослідженні звичайного руху. Щоправда, при цьому слід диференціювати по дуговій координаті  $s$ , оскільки вирази (18), (22) є її функціями. Диференціювання, наприклад, виразу (18) розпишемо детально із використанням формул Френе (16)



$$\begin{aligned}
\bar{v}'_B &= v'_A [\bar{\tau}(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \bar{n}(k\rho_\tau + \rho'_n)] + v_A [\bar{\tau}(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \bar{n}(k\rho_\tau + \rho'_n)]' = \\
&= v'_A [\bar{\tau}(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \bar{n}(k\rho_\tau + \rho'_n)] + \\
&+ v_A \left[ \bar{\tau}'(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \bar{\tau}(1 - k\rho_n + \rho'_\tau)' + \bar{n}'(k\rho_\tau + \rho'_n) + \bar{n}(k\rho_\tau + \rho'_n)' \right] = \quad (52) \\
&= v'_A [\bar{\tau}(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \bar{n}(k\rho_\tau + \rho'_n)] + v_A [\bar{n}k(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + \\
&+ \bar{\tau}(-k'\rho_n - k\rho'_n + \rho''_\tau) - \bar{\tau}k(k\rho_\tau + \rho'_n) + \bar{n}(k'\rho_\tau + k\rho'_\tau + \rho''_n)].
\end{aligned}$$

Групуючи у виразі (52) складові за напрямками ортів  $\bar{\tau}$  і  $\bar{n}$ , одержимо

$$\begin{aligned}
\bar{v}'_B &= \bar{\tau} [v'_A(1 - k\rho_n + \rho'_\tau) + v_A(\rho''_\tau - k'\rho_n - k^2\rho_\tau - 2k\rho'_n)] + \\
&+ \bar{n} [v'_A(k\rho_\tau + \rho'_n) + v_A(\rho''_n + k'\rho_\tau - k^2\rho_n + k + 2k\rho'_\tau)]. \quad (53)
\end{aligned}$$

Порівнюючи вирази (47) і (53) бачимо, що вони відрізняються тільки множником  $v_A$ . Це і зрозуміло, оскільки вираз (18) ми диференціювали по дуговій координаті  $s$ . При диференціюванні по часу  $t$ , як це потрібно робити для знаходження прискорення, одержимо

$$\bar{w}_B = \frac{d\bar{v}_B}{dt} = \frac{d\bar{v}_B}{ds} \frac{ds}{dt} = v_A \frac{d\bar{v}_B}{ds}, \quad (54)$$

тобто із виразу (54) видно, що одержаний результат (53) потрібно помножити на швидкість  $v_A$ . Після цього вираз (53) буде аналогічний виразу (47). Таким же шляхом диференціювання виразу (22) можна одержати вираз (50).

Отже, було показано, як просто знаходити вектор абсолютного прискорення точки  $B$  у складному русі із застосуванням супровідного тригранника переносної траєкторії і формул Френе. Одержаний результат можна сформулювати у вигляді наступного правила:

**Якщо матеріальна точка в системі рухомого супровідного тригранника кривої задана радіус-вектором у формі (14), то для знаходження її абсолютного прискорення в проєкціях на орти цього ж тригранника необхідно продиференціювати вираз абсолютної швидкості (18) по дуговій координаті  $s$  із застосуванням формул Френе і отриманий результат помножити на швидкість руху вершини тригранника по кривій.**

Сформульоване правило також стосується формули (21), коли матеріальна точка в стичній площині тригранника описана в полярній системі координат, тобто потрібно диференціювати вираз (22) і отриманий результат помножити на швидкість руху вершини тригранника по кривій.

Розглянемо приклад, який висвітлює динаміку руху матеріальної точки в складному русі.





Причеп трактора, що містить плоский вантаж рухається із постійною швидкістю  $v_A$  по кривій, якою є ланцюгова лінія, задана натуральним рівнянням (31). В певний момент часу, по мірі зростання кривини кривої, він починає рухатися відносно причепа. Знайти відносну і абсолютну траєкторії руху вантажу, а також його швидкість, якщо місцезнаходження вантажу в причепі до початку ковзання і коефіцієнт тертя  $f$  відомі.

Нехтуючи розмірами вантажу, приймемо його за матеріальну точку, що знаходиться у передньому лівому куті причепа по ходу трактора. Цей кут приймаємо за вершину тригранника, який жорстко прив'язаний до причепа, причому орт  $\bar{\tau}$  спрямуємо по дотичній до ланцюгової лінії, вздовж якої рухається вказана точка причепа, а орт  $\bar{n}$  – в бік центра кривини кривої. Параметричні рівняння ланцюгової лінії після переходу від натурального рівняння до параметричних рівнянь згідно (25), (26) приймають наступний вигляд

$$x = a \operatorname{Arsh} \frac{s}{a}; \quad y = \sqrt{a^2 + s^2}. \quad (55)$$

Ця крива має вісь симетрії, яка проходить через вершину (при  $s = 0$ ), у якій кривизна найбільша і приймає значення  $k = 1/a$ . При русі тригранника по кривій із постійною швидкістю в напрямі вершини буде рости кривизна ланцюгової лінії, отже і відцентрова сила. В такому випадку може наступити момент, коли сила тертя буде подолана і почнеться відносний рух вантажу в системі тригранника (або причепа).

Для складання рівняння руху у вигляді  $m \overline{w_B} = \bar{F}$  потрібно знайти вираз абсолютного прискорення частинки  $B$ . Його одержимо із (47) при  $v'_A = 0$ . Оскільки прикладена сила тертя  $F = fmg$  діє в напрямі, протилежному відносній швидкості, то потрібно знайти проекції одиничного вектора дотичної до відносної траєкторії. Його проекції на орти  $\bar{\tau}$  і  $\bar{n}$  матимуть таке ж співвідношення, що і складові відносної швидкості  $\rho'_\tau$  і  $\rho'_n$  тобто

$$\frac{\rho'_\tau}{\sqrt{\rho'^2_\tau + \rho'^2_n}} \quad \text{і} \quad \frac{\rho'_n}{\sqrt{\rho'^2_\tau + \rho'^2_n}}. \quad (56)$$

Розпишемо векторне рівняння  $m \overline{w_B} = \bar{F}$  в проекціях на орти тригранника, взявши до уваги (50) і (56), а також те, що  $v_A = \text{const}$ . Після скорочення на масу  $m$  частинки, одержимо систему двох диференціальних рівнянь у вигляді:



$$v_A^2(\rho_\tau'' - k'\rho_n - k^2\rho_\tau - 2k\rho_n') = -fg \cdot \frac{\rho_\tau'}{\sqrt{\rho_\tau'^2 + \rho_n'^2}}; \quad (57)$$

$$v_A^2(\rho_n'' + k + k'\rho_\tau - k^2\rho_n + 2k\rho_\tau') = -fg \cdot \frac{\rho_n'}{\sqrt{\rho_\tau'^2 + \rho_n'^2}},$$

$$\text{де } k = \frac{a}{a^2 + s^2}; \quad k' = -\frac{2as}{(a^2 + s^2)^2}.$$

Графічне представлення результатів чисельного інтегрування системи (57) показано на рис. 5. Інтегрування здійснювалося при зміні дугової координати  $s$  від  $-80$  м до  $80$  м. Значення постійних прийнято:  $a = 25$ ;  $f = 0,35$ ;  $v_A = 10$  м/с. Із рис. 5, а видно, що відносний рух вантажу почався приблизно при  $s \approx -10$  м і закінчився при  $s \approx 25$  м, при цьому максимальна відносна швидкість досягла значення  $v_r \approx 0,8$  м/с.

Значення дугової координати  $s$ , при якому почався відносний рух, можна визначити і аналітичним шляхом. Відносний рух почнеться тоді, коли відцентрова сила у вершині тригранника (тобто при  $\rho_\tau = \rho_n = 0$ )  $F_c = mv_A^2 k$  перевищить силу тертя  $F_m = fmg$ . Прирівнявши ці сили і підставивши вираз  $k = k(s)$ , одержимо рівняння із невідомим значенням дугової координати  $s$  такого вигляду

$$\frac{m v_A^2 a}{a^2 + s^2} = fmg,$$

звідки

$$s = \sqrt{\frac{a}{fg} (v_A^2 - afg)}. \quad (58)$$

Розв'язок рівняння (58) при зазначених постійних показує, що відносний рух вантажу почнеться при  $s > -10,15$  м. Пройшовши шлях до симетричної точки при  $s = 10,15$  м, вантаж продовжує рух по кузову, але уже із сповільненням, оскільки величини відцентрової сили недостатньо для продовження такого руху.

Графік траєкторії відносного руху (рис. 5, б) показує, що вантаж у причепі зміститься приблизно на  $1,5$  м в бік протилежного борта і приблизно на  $0,2$  м в бік, протилежний напрямку руху трактора.

Графіки абсолютної траєкторії (рис. 5, в) показують, що для різних коефіцієнтів тертя відносний рух вантажу у причепі починається із різних точок ланцюгової лінії. Після припинення відносного руху абсолютною траєкторією вантажу є крива, паралельна ланцюговій лінії.

З графіка зміни абсолютної швидкості (рис. 5, г) видно, що після припинення відносного руху абсолютна швидкість вантажу буде більшою, ніж була до нього, оскільки займає інше положення в системі тригранника.

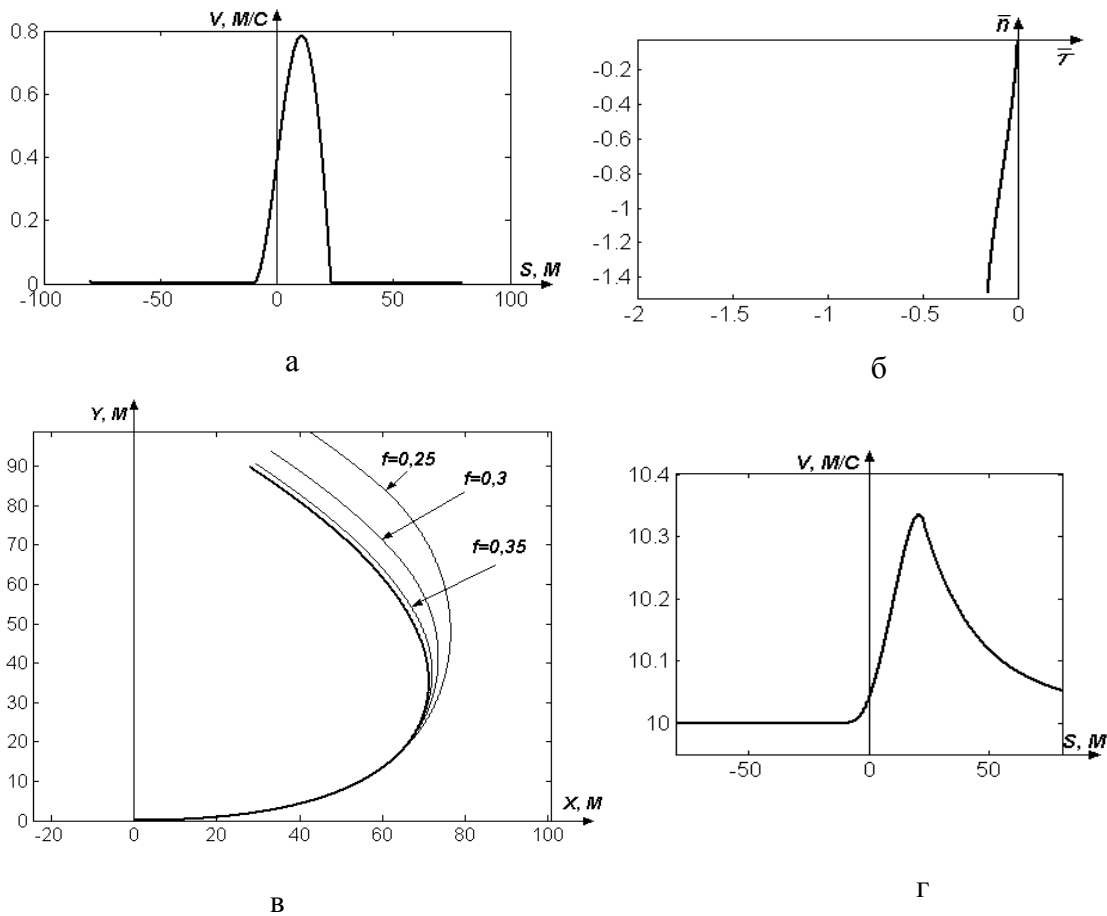


Рис. 5. Графіки залежностей, одержаних в результаті інтегрування системи (57): а) графік зміни відносної швидкості; б) траєкторія відносного руху в системі тригранника; в) ланцюгова лінія і абсолютні траєкторії руху (додатково показано при  $f = 0,3$  і  $f = 0,25$ ); г) графік зміни абсолютної швидкості.

Можливі й інші приклади дослідження схожих процесів.

*Висновки.* Застосування супровідного тригранника плоскої кривої за рухому систему координат, по відношенню до якої здійснюється відносний рух точки є цілком можливим при дослідженнях складного руху матеріальної точки по площині. Формули Френе дають можливість досить швидко і просто знаходити абсолютну швидкість матеріальної точки у складному її русі в проєкціях на орти тригранника та знаходити абсолютну траєкторію в нерухомій системі координат. При цьому, значно спрощується знаходження абсолютного прискорення точки у складному русі в проєкціях на орти тригранника, куди автоматично закладаються всі три його складові. Це дозволяє по новому розв'язувати задачі динаміки матеріальної точки в рухомій системі тригранника Френе.



Розроблений метод значно спрощує розв'язання задач складного руху матеріальної точки, що обумовлює його подальший розвиток та ефективне застосування.

*Література.*

1. *Василенко П.М.* Теория движения частицы по шероховатым поверхностям сельскохозяйственных машин. / *П.М. Василенко* – Киев: Изд-во Укр. акад. сельск. наук, 1960. – 283 с.
2. *Лурье А.И.* Аналитическая механика. / *А.И. Лурье* – М.: ФМ, 1961. – 823 с.
3. *Лойцянский Л.Г., Лурье А.И.* Курс теоретической механики. В двух томах – Т. 1: Статика и кинематика. / *Л.Г. Лойцянский, А.И. Лурье* – М.: ГИТТЛ, 1954. – 379 с.
4. *Бутенин Н.В., Луиц Я.Л., Меркин Д.Р.* Курс теоретической механики. В двух томах – Т. 1: Статика и кинематика. / *Н.В. Бутенин, Я.Л. Луиц, Д.Р. Меркин* – 4-е изд., исправленное – М.: Наука, 1985. – 240 с.
5. *Пилипака С.Ф.* Дослідження руху матеріальної частинки по горизонтальному диску, який обертається навколо вертикальної осі, за допомогою рухомого натурального тригранника і формул Френе / *С.Ф. Пилипака* // *Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвідомчий тематичний науковий збірник.* – Глеваха, 2005. – Вип. 89. – С. 49-60.
6. *Пилипака С.Ф.* Кінематична інтерпретація руху супровідних тригранників Френе і Дарбу через внутрішні параметри кривих / *С.Ф. Пилипака* // *Науковий вісник Національного аграрного університету.* – К.: НАУ, 1998. – Вип.4. – С. 143-146.
7. *Милинский В.И.* Дифференциальная геометрия. / *В.И. Милинский* – Л.: КУБУЧ, 1934. – 332 с.

## К ТЕОРИИ СЛОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ МАТЕРИАЛЬНОЙ ЧАСТИЦЫ ПО ПЛОСКОСТИ

Бабка В.Н.

**Аннотация** – рассмотрено сложное движение точки, относительное перемещение которой происходит в подвижном трехграннике кривой, заданной натуральными уравнениями. Переносное движение трехгранника определяется дифференциальными характеристиками кривой. Доказана правомочность использования формул Френе для нахождения абсолютной скорости и ускорения точки в проекциях на орты подвижного трехгранника. Найдены абсолютные траектории движения, осуществлено визуализацию полученных результатов.



## **TO THE THEORY OF DIFFICULT MOTION OF FINANCIAL PARTICLE ON A PLANE**

V. Babka

### *Summary*

**The complicated driving of a point which relative transition of which happens in mobile three-edge of a curve given by the natural equations is considered. The portable driving of three-edge is determined by differential performances of a curve. Competence of usage of the Frenet's formulas for determination of absolute velocity of a point in projections to basis vectors of mobile three-edge is proved. The absolute trajectories of driving are retrieved visualization of the obtained outcomes is realized.**



УДК 631.356.2

## УДАРНА ВЗАЄМОДІЯ ВІБРАЦІЙНОГО КОПАЧА З КОРЕНЕПЛОДОМ

Бабка В.М., к.т.н.,

Маліновський А.С.,

*Національний університет біоресурсів і природокористування  
України*Тел.: (044) 527-82-26 E-mail: [engmech\\_centre@twin.nauu.kiev.ua](mailto:engmech_centre@twin.nauu.kiev.ua)

**Анотація** – розроблена теорія ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті, при вібраційному викопуванні цукрових буряків. Отримані залежності дають можливість аналітично визначати кінематичні та конструкційні параметри викопуючого робочого органу з умов непошкодження коренеплодів.

**Ключові слова** – ударна взаємодія, викопуючий робочий орган, вібраційне викопування, коренеплод, цукрові буряки.

*Постановка проблеми.* Цілком очевидно, що найбільша ймовірність пошкодження коренеплодів існує при наявності ударної взаємодії робочого органу бурякозбиральної машини з тілом коренеплоду, закріпленим у ґрунті. А тому виникає необхідність дослідити теоретично зазначену ударну взаємодію і на основі отриманих результатів визначити кінематичні і конструкційні параметри викопуючих робочих органів з умов непошкодження коренеплодів при їх вібраційному викопуванні.

*Аналіз останніх досліджень.* Слід зазначити, що до цього часу такої теорії не існує. Лише у роботах [4] і [5] наведені деякі експериментальні результати ударної взаємодії маятнікового копіра з головкою коренеплоду.

*Формулювання мети статті.* Мета публікації розробити теорію ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті, при вібраційному викопуванні цукрових буряків й отримати залежності для аналітичного визначення кінематичних та конструкційних параметрів викопуючого робочого органу з умов непошкодження коренеплодів.

*Основна частина.* При наїзді лемешів вібраційного робочого органу на коренеплід відбувається удар, який, як відомо, характеризується значним ударним імпульсом. А оскільки обламування або розрив коренеплоду більш ймовірні, коли коренеплід закріплений у твердому і сухому ґрунті, то саме такий випадок необхідно дослідити. Складемо еквівалентну схему ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду при наїзді робочого органу на коренеплід. Представимо вібраційний робочий орган у вигляді двох клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$ , кожний з яких у просторі має нахил під кутами  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\gamma$  (рис.1). Вказані клини здійснюють коливальні рухи у повздовжньо-вертикальній площині, напрямком поступального руху вібраційного викопуючого робочого органу показано стрілкою.

Вважаємо, що ударна взаємодія коренеплоду, який апроксимується тілом конусоподібної форми, з поверхнями клинів  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$  відбувається відповідно у точках  $K_1$  і  $K_2$ . Причому ударний контакт може відбуватися або безпосередньо, або через тонкий шар ґрунту між поверхнями клинів і коренеплодом.

Покажемо сили, які виникають внаслідок взаємодії вібраційного робочого органу з коренеплодом (рис.1).

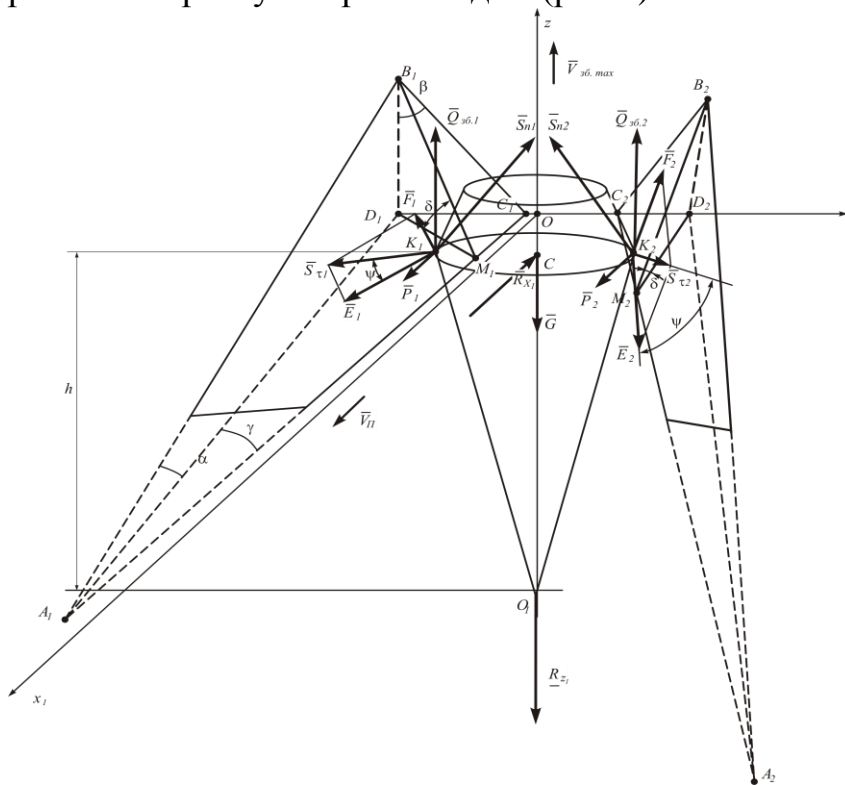


Рис. 1. Еквівалентна схема ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з коренеплодом, закріпленим у ґрунті.



Нехай від вібраційного робочого органу діє вертикальна збуруюча сила  $\bar{Q}_{36}$ , що змінюється за гармонійним законом, яка прикладається до коренеплоду з двох його боків, а тому на схемі вона представлена двома складовими  $\bar{Q}_{36.1}$  та  $\bar{Q}_{36.2}$ . Вібраційний копач рухається поступально у напрямку осі  $Ox$ , тому у напрямку осі  $Ox$  діють також рушійні сили  $\bar{P}_1$  і  $\bar{P}_2$ , які прикладені у точках  $K_1$  і  $K_2$  відповідно. У центрі ваги коренеплоду (точка  $C$ ) діє сила ваги коренеплоду  $G_k$ . Сили зв'язку коренеплоду з ґрунтом у напрямку осей  $Ox$  і  $Oz$  позначені через  $\bar{R}_x$  та  $\bar{R}_z$  відповідно. І, нарешті, під час удару на коренеплід з боку вібраційного робочого органу діють ударні імпульси  $\bar{S}_{n1}$  і  $\bar{S}_{n2}$ , які прикладені відповідно у точках  $K_1$  і  $K_2$ , причому  $S_{n1} = S_{n2}$ . Дані ударні імпульси напрямлені вздовж нормалей до робочої поверхні лемешів, тобто площин  $A_1B_1C_1$  і  $A_2B_2C_2$  відповідно. Крім того, по поверхні клинів діють дотичні ударні імпульси  $S_{\tau 1}$  і  $S_{\tau 2}$ , причому,  $S_{\tau 1} = S_{\tau 2}$ . Згідно гіпотези Рауса зв'язок між величинами дотичного і нормального ударного імпульсів формулюється подібно закону Кулона для тертя, а саме [3]

$$S_{\tau} \leq fS_n, \quad (1)$$

де  $f$  – динамічний коефіцієнт, який характеризує властивості поверхонь тіл, що співударяються.

Розкладемо імпульси  $\bar{S}_{\tau 1}$  і  $\bar{S}_{\tau 2}$  на складові  $\bar{F}_1$  і  $\bar{F}_2$ , перпендикулярні до прямих  $A_1C_1$  та  $A_2C_2$  відповідно, та складові  $\bar{E}_1$  і  $\bar{E}_2$ , паралельні до прямих  $A_1C_1$  та  $A_2C_2$  відповідно (рис.1). Так представлені вектори  $\bar{S}_{\tau 1}$  і  $\bar{S}_{\tau 2}$  дають можливість у подальшому знайти їх проекції на осі  $Ox$  і  $Oy$ .

Величина ударного імпульсу може бути різною в залежності від швидкості коливального руху робочого органу у вертикальній площині. Більш того, оскільки коренеплід має конічну форму, то при русі вібраційного робочого органу вниз вертикальна складова ударного імпульсу фактично відсутня. У цьому випадку ударний імпульс буде виникати лише від поступального руху копача.

Нехай коливання робочого органу здійснюються за наступним гармонійним законом

$$z_k = -a \cos \omega t, \quad (2)$$

де  $z_k$  – відхилення робочого органу від горизонтальної осі, навколо якої відбувається коливання;

$a$  – амплітуда коливань робочого органу,

$\omega$  – частота коливань робочого органу.

Тоді швидкість  $v_{36}$  коливального руху робочого органу у будь-який момент часу  $t$  буде дорівнювати





$$V_{зб.} = a\omega \sin \alpha t, \quad (3)$$

а максимальне значення даної швидкості буде дорівнювати

$$V_{зб.маx} = a\omega. \quad (4)$$

Отже потрібно дослідити випадок ударної взаємодії, коли ударний імпульс буде максимальним. Це саме той випадок, коли в момент наїзду вібраційного викопуючого органу на коренеплід робочий орган рухається вгору з максимальною швидкістю  $V_{зб.маx}$ .

Оскільки усі сили, зображені на рис., мають скінченні величини, то за час удару імпульси від цих сил дорівнюють нулю. Лише ударні імпульси  $S_{n1}$  і  $S_{n2}$  мають не нульове значення, причому очевидно, що  $S_{n1} = S_{n2}$  (удар симетричний).

Застосуємо далі теорему про зміну кількості руху при ударі [2]

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + \bar{S}_{\tau1} + \bar{S}_{\tau2}, \quad (5)$$

де  $\bar{V}$  – швидкість робочого органу до удару;

$\bar{U}$  – швидкість робочого органу після удару;

$m$  – маса робочого органу.

При цьому

$$\bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.маx}, \quad (6)$$

де  $\bar{V}_{\Pi}$  – швидкість поступального руху копача;

$\bar{V}_{зб.маx}$  – максимальна швидкість коливального руху робочого органу.

Вектор поступальної швидкості  $\bar{V}_{\Pi}$  копача напрямлений по осі  $Ox$ , а вектор швидкості коливального руху робочого органу  $\bar{V}_{зб.маx}$  – по осі  $Oz$  вгору. Враховуючи (1), векторне рівняння (5) набуде наступного вигляду:

$$m(\bar{U} - \bar{V}) = \bar{S}_{n1} + \bar{S}_{n2} + f\bar{S}_{n1} + f\bar{S}_{n2}. \quad (7)$$

Зв'язок між швидкістю робочого органу після удару і до удару виражається через коефіцієнт відновлення  $\varepsilon$  [2], а саме

$$U_n = -\varepsilon V_n, \quad (8)$$

де  $U_n$  – проекція швидкості робочого органу після удару на нормаль до поверхні клина,

$V_n$  – проекція швидкості робочого органу до удару на нормаль до поверхні клина.

Оскільки  $\bar{U} = \bar{U}_x + \bar{U}_z$ ,  $\bar{V} = \bar{V}_{\Pi} + \bar{V}_{зб.маx}$ , то, враховуючи [1], отримуємо:

$$U_n = \frac{U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta}{L}, \quad (9)$$

$$V_n = \frac{V_{\Pi} \operatorname{tg} \gamma + V_{зб.маx} \operatorname{tg} \beta}{L}, \quad (10)$$

де  $L = \sqrt{\operatorname{tg}^2 \gamma + 1 + \operatorname{tg}^2 \beta}$ .



Підставляючи вирази (9) та (10) у (8), одержимо наступне рівняння

$$U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta = -\varepsilon(V_{II} \operatorname{tg} \gamma + V_{\text{зб.макс}} \operatorname{tg} \beta). \quad (11)$$

Оскільки удар симетричний відносно площини  $xOz$ , то векторне рівняння (7) зводиться до системи двох рівнянь – у проекціях на осі  $Ox$  і  $Oz$ .

Після визначення проекцій ударних імпульсів, що входять у векторне рівняння (7), та врахування виразу (11) отримаємо систему трьох рівнянь наступного вигляду:

$$\left. \begin{aligned} m(U_x - V_{II}) &= \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \gamma}{L} + \\ &+ 2fS_{n1} \cos \psi \cos \gamma - 2fS_{n1} \sin \psi \cos \delta \sin \gamma, \\ m(U_z - V_{\text{зб.макс}}) &= \frac{2S_{n1} \operatorname{tg} \beta}{L} + 2fS_{n1} \sin \psi \sin \delta, \\ U_x \operatorname{tg} \gamma + U_z \operatorname{tg} \beta &= -\varepsilon(V_{II} \operatorname{tg} \gamma + V_{\text{зб.макс}} \operatorname{tg} \beta). \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

Застосовуючи метод Крамера до системи рівнянь (12), отримаємо:

$$S_{n1} = -\frac{m(1+\varepsilon) \times \dots}{2 \operatorname{tg}^2 \beta + 2fL \sin \psi \sin \delta \operatorname{tg} \beta + 2 \operatorname{tg}^2 \gamma + \dots} \times \frac{(V_{II} \operatorname{tg} \gamma + V_{\text{зб.макс}} \operatorname{tg} \beta)L}{\dots + (2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)L \operatorname{tg} \gamma}. \quad (13)$$

Однак, нас більше цікавить величина ударної сили, а не ударного імпульсу, оскільки багато показників фізико-механічних характеристик цукрових буряків зв'язані саме з зусиллями, що діють на коренеплід з боку робочого органу. Згідно [2] максимальне значення ударної сили буде приблизно у два рази більшим за її середнє значення за проміжок часу  $t_{\text{уд.}}$ , тобто

$$F_{\text{уд.}} = 2F_{\text{уд.ср}} = \frac{2S}{t_{\text{уд.}}}, \quad (14)$$

де  $F_{\text{уд.}}$  – максимальне значення ударної сили;

$S$  – ударний імпульс;

$F_{\text{уд.ср}}$  – середнє значення ударної сили;

$t_{\text{уд.}}$  – тривалість удару.

Враховуючи значення проекцій ударного імпульсу на осі  $Ox$  і  $Oz$  та вираз (14), зможемо записати значення проекцій сили  $F_{\text{уд.}}$  відповідно на осі  $Ox$  і  $Oz$ :

$$F_{\text{уд.}x} = \left( \frac{4 \operatorname{tg} \gamma}{L} + 4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) \frac{S_{n1}}{t_{\text{уд.}}}, \quad (15)$$

$$F_{\text{уд.}z} = \left( \frac{4 \operatorname{tg} \beta}{L} + 4f \sin \psi \sin \delta \right) \frac{S_{n1}}{t_{\text{уд.}}}, \quad (16)$$



де значення  $S_{nl}$  визначається згідно виразу (13), взятому з додатнім знаком.

Тривалість удару  $t_{y\delta}$  можна визначити лише експериментально. Згідно [4]  $t_{y\delta} \approx 0,6 \cdot 10^{-2}$  с.

Розглянемо далі умови непошкодження коренеплоду при його ударній взаємодії з робочим органом. Якщо удар відбувається у точках  $K_1$  і  $K_2$ , які знаходяться на відстані  $h$  від умовної точки закріплення  $O_1$  (рис.), то момент горизонтальної складової ударної сили відносно цієї точки, враховуючи вираз (15), буде дорівнювати

$$M_{ol}(F_{y\delta,x}) = \left( \frac{4 \operatorname{tg} \gamma}{L} + 4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma \right) \frac{S_{nl} h}{t_{y\delta}}. \quad (17)$$

Тоді умовою незламування коренеплоду буде наступна умова

$$M_{ol}(\bar{F}_{y\delta,x}) \leq [M_{3z}] < M_{on}, \quad (18)$$

де  $[M_{3z}]$  – допустимий для тіла коренеплоду згинальний момент, при якому не відбувається зламування коренеплоду;

$M_{on}$  – опорний момент нерозпушеного ґрунту, у якому закріплений коренеплід.

Умовою нерозривання коренеплоду буде наступна умова:

$$F_{y\delta,z} \leq [F_{розр}] < R_z, \quad (19)$$

де  $[F_{розр}]$  – допустима для тіла коренеплоду сила, при якій не відбувається розриву коренеплоду;

$R_z$  – вертикальна сила зв'язку коренеплоду з ґрунтом.

З умови незламування коренеплоду (18) та умови нерозривання коренеплоду (19) при ударній взаємодії викопуючого робочого органу з коренеплодом визначимо обмеження на швидкість робочого органу.

Введемо наступні позначення:

$$\frac{[M_{3z}] t_{y\delta} L}{h [4 \operatorname{tg} \gamma + (4f \cos \psi \cos \gamma - 4f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma) L]} = A, \quad (20)$$

$$\frac{[F_{розр}] t_{y\delta} L}{4 \operatorname{tg} \beta + 4fL \sin \psi \sin \delta} = B, \quad (21)$$

$$\frac{m(1 + \varepsilon)L}{2 \operatorname{tg}^2 \beta + 2fL \sin \psi \sin \delta \operatorname{tg} \beta + 2 \operatorname{tg}^2 \gamma + (2f \cos \psi \cos \gamma - 2f \sin \psi \cos \delta \sin \gamma)L} = C. \quad (22)$$

Тоді з виразів (13), (18) та (19) отримуємо наступні обмеження на швидкість викопуючого робочого органу:

$$V_{II} \operatorname{tg} \gamma + V_{3\sigma, \max} \operatorname{tg} \beta \leq \frac{\min\{A, B\}}{C}. \quad (23)$$



Якщо задатися поступальною швидкістю  $V_{II}$  бурякозбиральної машини, то з (23) знаходимо значення максимальної швидкості  $V_{зб. max}$  коливального руху вібраційного викопуючого робочого органу

$$V_{зб. max} = \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} \left( \frac{\min\{A, B\}}{C} - V_{II} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (24)$$

Тоді з виразу (4) можна визначити при заданій амплітуді потрібну частоту коливань робочого органу з умов непошкодження коренеплоду

$$\omega = \frac{1}{a \operatorname{tg} \beta} \left( \frac{\min\{A, B\}}{C} - V_{II} \operatorname{tg} \gamma \right). \quad (25)$$

Задаючи різні значення поступальної швидкості  $V_{II}$  бурякозбиральної машини, можна побудувати графік залежності частоти коливань робочого органу  $\omega$  від поступальної швидкості бурякозбиральної машини.

*Висновок.* Складено рівняння ударної взаємодії вібраційного викопуючого робочого органу з тілом коренеплоду цукрового буряка, закріпленим у ґрунті. З умов непошкодження коренеплодів отримано вираз для визначення допустимої частоти коливань вібраційного викопуючого робочого органу з урахуванням його конструкційних параметрів та поступальної швидкості руху бурякозбиральної машини.

#### *Література.*

1. Булгаков В.М., Головач І.В. Уточнена теорія викопуючого робочого органу лемішного типу / В.М. Булгаков, І.В. Головач // Вісник аграрної науки Причорномор'я. Спеціальний випуск 4(18). Том I. – Миколаїв: МДАУ, 2002. – С. 37 – 63.
2. Бутенин Н.В., Луниц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретической механики. Т. II. Динамика. / Н.В. Бутенин, Я.Л. Луниц, Д.Р. Меркин – М.: Наука, 1985. – 496 с.
3. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара. / Я.Г. Пановко – М.: Наука, 1985. – 287с.
4. Погорельый Л.В., Татьянко Н.В. Свеклоуборочные машины (история, конструкция, теория, прогноз). / Л.В. Погорельый, Н.В. Татьянко – К.: Феникс, 2004. – 232 с.
5. Свеклоуборочные машины (конструирование и расчет) // Л.В. Погорельый, Н.В. Татьянко, В.В. Брей и др.; под общ. ред. Л.В. Погорелого. – К.: Техніка, 1983. – 168 с.



## УДАРНОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ВИБРАЦИОННОГО КОПАЧА С КОРНЕПЛОДОМ

Бабка В.М., Малиновський А.С.

*Аннотація* – розроблена теорія ударного взаємодіявання вібраційного викопуючого робочого органа з корнеплодом, закріпленим в ґрунті, при вібраційному викопуванні цукрової свекли. Отримані залежності дають можливість аналітично визначати кінематичні та конструкційні параметри викопуючого робочого органа виходячи з умов неповредження корнеплодів.

## SHOCK CO-OPERATING OF OSCILLATION KOPACHA WITH ROOT CROP

V. Babka, A. Malinovs'kiy

### *Summary*

The theory of shock interaction of a vibrational digging out executive device with a root crop fixed in soil is developed, at vibrational digging up of a sugar beet. The received dependences afford an opportunity to define analytically kinematic and constructional parameters of a vibrational digging out executive device, proceeding from conditions of undamageability of root crops.



УДК 631.358.44/45

## ПЕРСПЕКТИВИ ВИРОБНИЦТВА КАРТОПЛІ

Василюк В.І., к.т.н.,  
ВП НУБіП України “Ніжинський агротехнічний інститут”  
Тел.: (04631) 2-45-37 E-mail: [dekan.msg@gmail.com](mailto:dekan.msg@gmail.com)

**Анотація** – розглянутий стан виробництва картоплі в Україні на промисловій основі, його проблеми та шляхи їх вирішення. Проаналізований стан техніки, яку використовують на даний час, а також розроблено мапу забезпечення новою картоплезбиральною технікою на території країни.

**Ключові слова** – промислове виробництво картоплі, картоплезбиральна техніка.

*Постановка проблеми.* Урядом України обрано стратегічний курс на розвиток в аграрно-індустріальному напрямку. Україна має унікальний природний потенціал, що дозволяє стати лідером по виробництву сільськогосподарської продукції в Європі. Проте, для успішного виходу на західні ринки необхідно забезпечити перш за все конкурентоспроможність власної продукції, яка досягається при комплексній механізації технологічних процесів, зниженні затрат праці, збільшенні врожайності та якості одержуваної продукції [1].

В нашій країні, на жаль, вирощування картоплі у багатьох випадках здійснюється за старою, традиційною технологією. Потрібно негайно оновлювати техніку, що морально застаріла та вкрай зношена. Також постає проблема удосконалення існуючих та винайдення нових перспективних робочих органів картоплезбиральної техніки.

*Аналіз останніх досліджень.* Проблемі вирощування та збирання картоплі присвячено чимало друкованих праць. Проблемами картопляної галузі займаються такі вчені, як Ходаківський Є.І., Положенець В.М. [4], Приймачук Т.Ю., Вождай Н.В. [5], Буняк Н.М. [6], Лавров Р.В. [7], Мех Л.М. [8], Бондарчук А.А. [9], Кононунченко В.В. [10] та ін.

Стратегічні питання по вирощуванню картоплі в Україні із використанням найсучасніших техніки і технологій, яка б мала конкурентоспроможні якісні показники, дослідники у своїх працях, на жаль, оминають. Тому, розуміння сучасного стану в галузі картоплярства є завжди актуальною проблемою.



*Формулювання мети статті.* Метою публікації є аналіз сучасного стану виробництва картоплі та картоплезбиральної техніки в Україні.

*Основна частина.* Україна займає п'яте місце в світі по виробництву картоплі. Споживання бульби в країні досягає високого рівня (близько 130 кг на душу населення на рік), що по праву робить її “другим хлібом” для пересічного українця. Картопля посідає одне з перших місць серед інших сільськогосподарських культур за універсальністю використання в господарстві. Вона є важливою продовольчою, кормовою й технічною культурою.

Таблиця 1 –

Площа, з якої зібрано врожай, тис. га

	1990	1995	2000	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011
Усі категорії господарств	1432,7	1530,6	1631	1515,9	1461,5	1453,4	1408,9	1411,8	1411,8	1423,4
Сільгосп-підприємства	425,9	112,3	25,4	16,2	16,4	21,6	23,3	26	28,2	30,6
Господарства населення	1006,8	1418,3	1605,6	1499,7	1445,1	1431,7	1385,6	1385,8	1383,6	1393

Таблиця 2 –

Валовий збір, млн. тонн

	1990	1995	2000	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011
Усі категорії господарств	16,7	14,7	19,8	19,5	19,5	19,1	19,5	19,7	18,87	20,1
Сільгосп-підприємства	4,8	0,6	0,28	0,24	0,28	0,4	0,44	0,52	0,483	0,56
Господарства населення	11,9	14,1	19,6	19,2	19,2	18,7	19,1	19,1	18,22	19,6

Таблиця 3 –

Урожайність, ц/га

	1990	1995	2000	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011
Усі категорії господарств	116,8	96,2	121,6	128,4	133,2	131,4	138,7	139,3	132,5	141,6
Сільгосп-підприємства	112,6	55,1	109,1	147,8	167,8	179,4	187,1	199,2	171,0	182,2
Господарства населення	118,6	99,5	121,8	128,2	132,8	130,7	137,9	138,2	131,7	140,7

Розрахунковий фонд споживання населенням у 2010/11 рр. оцінюється на рівні 6000 тис. тонн, що дасть змогу забезпечити споживання картоплі на одну особу на рівні 130 кг (раціональна норма становить 124 кг).



За обсягом споживання картоплі на душу населення першість тримають пострадянські держави: Білорусь (181 кг картоплі в рік на душу населення), Киргизстан (143), Україна (128-136), Росія (131), Литва (116), Латвія (114), Казахстан (103). Середньостатистичний мешканець США щорічно споживає 54 кг картоплі [2, 3].

Вирощування картоплі в нашій країні здійснюється за технологіями позаминулого століття, і якщо раніше вирощування картоплі було механізованим, то зараз в більшості господарств вона вирощується вручну. З проведенням реформ на селі картоплярство розсіялося по малих селянських, фермерських та садово-городніх ділянках, де розміщено близько 95% цієї культури.

Машини для вирощування картоплі в Україну завозились і завозяться в основному з Росії, Білорусі та Німеччини. Потрібно оновлювати техніку, яка на 70-80% морально застаріла і перебуває не в найкращому стані. Картоплярі часто беруть за приклад сусідню Білорусь, де технологічний цикл повністю забезпечений державою, працюють відповідні заводи.

Постає проблема удосконалення існуючих та винайдення нових перспективних робочих органів картоплезбиральної техніки, обґрунтування оптимальних режимів їх роботи і, в кінцевому результаті, забезпечення цієї галузі рослинництва сучасною, високопродуктивною і надійною збиральною технікою.

Нами було розглянуто яку картоплезбиральну техніку можна придбати в нашій країні. Багато техніки продається в Інтернеті через різноманітні сайти продажу та оголошення, але вона здебільшого не нова. Тому, ми зосередилися на можливостях придбання нової техніки. Для цього була створена мапа країни із позначеннями місцезнаходження фірм та їх філіалів (рис. 1).

Зокрема найбільші з них: ТЗОВ “АМАКО Україна”, СТ ВФ “АГРОРЕММАШ”, ТОВ “Укравтозапчастина”, ВАТ НАК “Украгролізинг”, Виробничо-лізингове підприємство ТОВ “УКРАГРОПОСТАЧ”, представництва яких є на всій території країни.

Проаналізувавши цей ринок бачимо, що окрім вітчизняної є різноманітний вибір закордонної техніки, що виробляється різними фірмами. Прослідковується і те, що нову картоплезбиральну техніку фактично можна придбати в усіх регіонах країни.

В Україні використовують картоплекопачі КТН-2В і КСТ-1,4 (завод “Лідасільмаш”, Білорусь), які вкладають бульби на поверхню поля за шириною захвату (1,4 м) з подальшим ручним їх підбиранням.

Західноєвропейські фірми “ІМАС” (Італія), “Grimme” (Німеччина) та ін. пропонують здебільшого дворядні причіпні і напівначіпні картоплекопачі, які вкладають бульби у валок, а також підбирачі-навантажувачі, які збирають їх із валка.



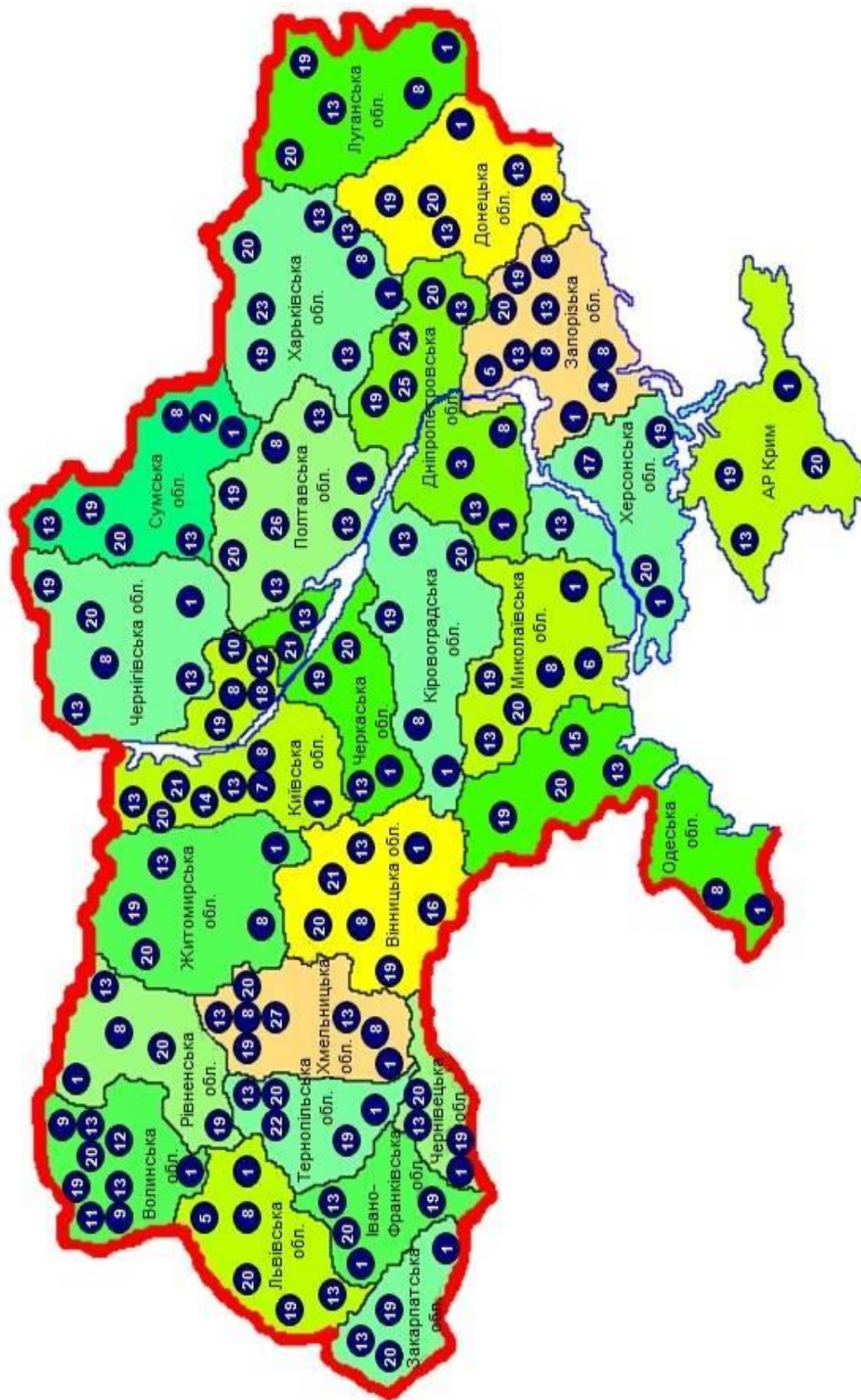


Рис. 1. Територіальне розташування фірм та їх філіалів які займаються продажем нової картоплезбиральної техніки.

Таблиця 4 –  
Характеристика техніки, яка пропонується у західному регіоні України

Позначення	Місце розташування	Марка	Тип	Технічна характеристика		Країна виробник
				Робоча ширина, м	Продуктивність, га/год	
1	Центральний офіс ТзОВ «АМАКО» Київська область, Бориспільський район, с. Проліски, вул. Броварська 2, 08322, тел. (044) 490-77-81	Lockwood 472H; 473H; 474H	Комбайн	4; 6,4; 7,32	не вказано виробником	Голландія
5	"Торговий дім "Львівсільмаш" м. Львів, вул. Городоцька, 207, тел.: (032) 239-10-01, (032) 239-10-22	ККН - 1,4; 1,4	Картоплекопач	1,4	0,25 – 0,47	Україна
8	Центральний офіс СТ ВФ "АГРОРЕММАШ" м. Біла Церква, шосе Сквирське, 29, тел (04563) 62013,	КН-1	Картоплекопач	0,62 – 0,75	до 0,2	Україна
9	ПП "ВОЛИНЬАГРОТЕХ" м. Луцьк, вул. Дубнівська, 60 тел. (066) 5393625, +38 (098) 9441235	Z-609	Картоплекопач	1,25 – 1,35	0,3 – 0,4	Польща
		Wega 1600		1,6	0,5	Польща
11	ПП Бартошук А.Г.Волинська обл., с. Гірка Полонка, вул. Горохівська, 2Б, тел. 03322 6 16 86, 03322 6-09-71.	Z-609 ROLMET	Картоплекопач	1,25 – 1,35	0,3 – 0,4	Польща
12	ВАТ «КОВЕЛЬСІЛЬМАШ» м. Ковель, вул. Варшавська, 1, тел. (03352) 6-10-70, 6-10-31	ККН-0,7; 1,4	Картоплекопач	0,7; 1,4	0,15; 0,25 – 0,47	Україна
13	Центральний офіс ТОВ "Укравтозапчастина" м. Київ, вул. 1-го Травня, 1а, тел. (044) 585-53-21	КТН-2В	Картоплекопач	1,4	0,25 – 0,47	Росія
		КСТ-1,4		1,4	0,19 -0,6	Білорусія
19	Центральний офіс ВАТ НАК "Украгролізинг" м.Київ, вул. Мечникова, 16-а, тел.: (044) 254-30-10, факс:(044) 467-79-13	ПКК-2-05	Комбайн	1,8	0,84 – 1,0	Білорусія
		КТН-1Б; 2В	Картоплекопач	0,6 – 0,9; 1,4	0,3 – 0,4; 0,25 – 0,47	Білорусія
		Л-651		0,6	0,45	Білорусія
		КСТ-1,4А		1,4	0,19 – 0,6	Білорусія
20	Центральний офіс ТОВ "УКРАГРОПОСТАЧ", м. Київ, вул. Липська, 15 к. 10, тел. (044) 5410726, факс (044) 3903085	ПКК-2-02	Комбайн	1,4 – 1,8	0,28 – 1,0	Білорусія
		КТН - 1Б; 2В	Картоплекопач	0,6 – 0,9; 1,4	0,3 – 0,4; 0,25 – 0,47	Білорусія
		Л-651		0,6	0,45	Білорусія
		КСТ-1,4А		1,4	0,19 – 0,6	Білорусія
22	ПП «Вест» м. Тернопіль, вул. Гайова 32, тел. (352) 425473, 0978420617, 0673515473	4UD-1	Картоплекопач	0,53	0,08 – 0,12	Китай



Таблиця 5 –

Характеристика техніки, яка пропонується у центральному регіоні України

Позначення	Місце розташування	Марка	Тип	Технічна характеристика		Країна виробник
				Робоча ширина	Продуктивність, га/год	
1	ТЗОВ «АМАКО» Київська обл., Бориспільський р-н, с. Проліски, вул. Броварська 2 тел. (044)4907781	Lockwood 472H; 473H;	Комбайн	4; 6,4; 7,32	не вказано виробником	Голландія
2	Либидь, МП м. Суми, вул. Роменська, 79, тел. 0 (542) 787902, факс 0 (542) 787901	PD 1400	Картопле-копач	1,4	0,4 – 0,9	Італія
		Палессе RT22	Комбайн	1,4 – 1,8	0,28 – 1,0	Білорусія
		КТН - 1Б;	Картоплекопач	0,6 – 0,9	0,3 – 0,4	Білорусія
		КСТ - 1,4		1,4	0,19 – 0,6	Білорусія
Л-651		0,62	0,45	Білорусія		
7	ТЗОВ «Агроинтер» м. Біла Церква, бул. 1 Травня, 13, тел. (456) 351017	Z-609	Картоплекопач	1,25 – 1,35	0,3 – 0,4	Польща
8	ВФ"Агрореммаш" м.Біла Церква, ш. Сквирське,29, тел(04563) 62013	КН-1	Картоплекопач	0,62 – 0,75	до 0,2	Україна
10	ТЗОВ «Вива Плюс» м. Київ, пр. Визволителів 1, оф. 502, тел. (097) 310-00-51	Grimme SE75-20;	Комбайн	0,75	до 0,5	Німеччина
		Grimme DR1500		1,5	до 0,7	Німеччина
12	ВАТ «Ковельсільмаш» м.Ковель, вул.Варшавська1, тел(03352)61070	ККН-0,7; 1,4	Картоплекопач	0,7; 1,4	0,15; 0,25 – 0,47	Україна
13	ТОВ "Укравтозапчастина", м. Київ, вул. 1-го Травня, тел. (044)5855321	КТН-2В	Картоплекопач	1,4	0,25 – 0,47	Росія
		КСТ-1,4		1,4	0,19 -0,6	Білорусія
14	ТОВ „Білоцерківмаз” м. Біла Церква, бул. 1 Травня, 13, тел. (04463) 51527	ККН-1,4	Картоплекопач	1,4	0,25 – 0,47	Україна
16	ТЗОВ Атон, м. Вінниця, вул. Тарногородського, 55	ККН-0,7	Картоплекопач	0,7	0,15	Україна
18	Компанія «ТехАгроСнаб» м. Київ, тел. (44) 360-55-86	КП-1; КП-2 Krukowiak	Картоплекопач	0,625 – 0,675;	0,1; до 0,5	Польща
19	ВАТ НАК "Украгролізинг" м.Київ, вул. Мечникова, 16-а, тел.: (044) 254-30-10, факс:(044) 4677913	ПКК-2-05	Комбайн	1,8	0,84 – 1,0	Білорусія
		КТН-1Б;	Картоплекопач	0,6 – 0,9;	0,3 – 0,4;	Білорусія
		КСТ-1,4А		1,4	0,19 – 0,6	Білорусія



## Продовження таблиці 5.

Позначення	Місце розташування	Марка	Тип	Технічна характеристика		Країна виробник
				Робоча ширина	Продуктивність, га/год	
20	Виробничо-лізингове підприємство ТОВ "УКРАГРОПОСТАЧ", м. Київ, вул. Липська, 15 к. 10, тел. (044) 5410726, факс (044) 3903085	ПКК-2-02	Комбайн	1,4 – 1,8	0,28 – 1,0	Білорусія
		КТН - 1Б	Картоплекопач	0,6 – 0,9;	0,3 – 0,4;	Білорусія
		Л-651		0,6	0,45	Білорусія
		КСТ-1,4А		1,4	0,19 – 0,6	Білорусія
21	Центральний офіс «Фотон Україна» м. Київ, вул. Леніна, 31	КТН-2В	Картоплекопач	1,4	0,25 – 0,47	Білорусія
		КСТ-1,4А	Картоплекопач	1,4	0,19 – 0,6	Білорусія
26	СПДФО Мищенко Юрий Васильевич Полтавська обл., м. Комсомольськ тел. 0662966461	ККУ-2А	Комбайн	1,4	0,32 – 0,43	Росія
		КПК-2-0		1,4	0,3 - 0,8	Росія
27	ТОВ „Укртехпостач” Хмельницький р-н, с. Олешин, вул. Черемушки 10, тел. 0(382)559206	WM-Kartoffeltchnik 6500; 8500; 1733;	Комбайн	не вказано виробником	не вказано виробником	Німеччина

Таблиця 6 – Характеристика техніки, яка пропонується у східному регіоні України

№	Місце розташування	Марка	Тип	Технічна характеристика		Країна виробник
				Робоча ширина, м	Продуктивність, га/год	
1	Центральний офіс ТзОВ «АМАКО» Київська область, Бориспільський район, с. Проліски, вул. Броварська 2, 08322, тел. (044) 490-77-81	Lockwood 472Н; 473Н; 474Н	Комбайн	4; 6,4; 7,32	не вказано виробником	Голандія
3	«СПЕЦАВТОМАТИКА» м. Дніпропетровськ, вул. Чичеріна 70, тел.: (0562)3-44-555	4UD-1	Картоплекопач	0,53	0,08 – 0,12	Китай
4	«Роста» м. Мелітополь, пр. Б. Хмельницького, 27, тел. 0619436028, факс 0619437771	КУМ-1	Картоплекопач	0,36	0,05 – 0,1	Україна
		КВГ- 500		0,4	0,1 – 0,15	Україна
5	Центральний офіс "Торговий дім "Львівсільмаш" м. Львів, вул. Городоцька, 207, тел.: (032) 239-10-01	ККН - 1,4;	Картоплекопач	1,4	0,25 – 0,47	Україна



## Продовження таблиці 6.

№	Місце розташування	Марка	Тип	Технічна характеристика		Країна виробник
				Робоча ширина, м	Продуктивність, га/год	
8	Центральний офіс "АГРОРЕММАШ" м. Біла Церква, шосе Сквирське, 29, тел/факс (04563) 62013	КН-1	Картоплекопач	0,62 – 0,75	до 0,2	Україна
13	Центральний офіс ТОВ "Укравтозапчастина" м. Київ, вул. 1-го Травня, 1а, тел.(044) 5855321	КТН-2В	Картоплекопач	1,4	0,25 – 0,47	Росія
		КСТ-1,4		1,4	0,19 -0,6	Білорусія
19	Центральний офіс "Украгролізинг" м.Київ, вул. Мечникова, 16-а, тел.: (044) 254-30-10, факс:(044) 467-79-13	ПКК-2-05	Комбайн	1,8	0,84 – 1,0	Білорусія
		КТН-1Б;	Картоплекопач	0,6 – 0,9;	0,3 – 0,4;	Білорусія
		КСТ-1,4А		1,4	0,19 – 0,6	Білорусія
20	Центральний офіс ТОВ "УКРАГРОПОСТАЧ", м. Київ, вул. Липська, 15 к. 10, тел. (044) 5410726, факс (044) 3903085	ПКК-2-02	Комбайн	1,4 – 1,8	0,28 – 1,0	Білорусія
		КТН - 1Б; 2В	Картоплекопач	0,6 – 0,9; 1,4	0,3 – 0,4; 0,25 – 0,47	Білорусія
		Л-651		0,6	0,45	Білорусія
		КСТ-1,4А		1,4	0,19 – 0,6	Білорусія
23	"MustTrade" м. Харків, пр. Московський, 199Д, тел. (097) 217-28-80	-	Картоплекопач	0,625-0,75	0,15 – 0,25	Китай
24	Філіал "Агротехсервіс" АО "Промарматура" Дніпропетровський район, смт. Партизанське, вул. Леніна 14, тел. (056)785-29-17, 785-28-16	Z-609 ROLMET	Картоплекопач	1,25 – 1,35	0,3 – 0,4	Польща
		ВОМЕТ		0,625 – 0,75	0,15 – 0,25	Польща
25	ТМ "Восход" м. Дніпропетровськ, вул. Білостоцького, 86 тел. +380 (67) 630-62-51, факс: +380 (56) 725-19-48	ККН-1,4	Картоплекопач	1,4	0,25-0,47	Україна
		КПК-2-01	Комбайн	1,4	0,3 - 0,8	Росія

Таблиця 7 – Характеристика техніки, яка пропонується у східному регіоні України

№	Місце розташування	Марка	Тип	Технічна характеристика		Країна виробник
				Робоча ширина, м	Продуктивність, га/год	
1	Центральний офіс ТзОВ «АМАКО» Київська область, Бориспільський район, с. Проліски, вул. Броварська 2, 08322, тел. (044) 490-77-81, факс (044) 490-77-80	Lockwood 472Н; 473Н; 474Н	Комбайн	4; 6,4; 7,32	не вказано виробником	Голандія



## Продовження таблиці 7.

№	Місце розташування	Марка	Тип	Технічна характеристика		Країна виробник
				Робоча ширина, м	Продуктивність, га/год	
6	ТзОВ Техноторг м. Миколаїв, пр. Героїв Сталінграда, 113/1 телефон / факс: (0512) 42-49-34, 42-69-72, 42-67-96	Z-653	Картоплекопач	1,4 – 1,5	до 0,5	Польща
8	Центральний офіс СТ ВФ "АГРОРЕММАШ" м. Біла Церква, шосе Сквирське, 29, тел\факс (04563) 62013, тел. (04563) 32063, 32952	КН-1	Картоплекопач	0,62 – 0,75	до 0,2	Україна
13	Центральний офіс ТОВ "Укравтозапчастина" м. Київ, вул. 1-го Травня, 1а, тел. (044) 585-53-21	КТН-2В	Картоплекопач	1,4	0,25 – 0,47	Росія
		КСТ-1,4	Картоплекопач	1,4	0,19 – 0,6	Білорусія
15	«Атагоспецмаш» м. Ізмаїл, тел/факс.: 04841 2-32-96, 066 354-000-4	A2	Картоплекопач	0,5	0,1	Іспанія
17	"Агрорезерв Україна" м. Херсон, Бориславське шосе, 44а, тел. 0552 356688, 0503967236	ККН-0,7; 1,4	Картоплекопач	0,74; 1,4	0,15; 0,25 – 0,47	Україна
19	Центральний офіс ВАТ НАК "Украгролізинг" м. Київ, вул. Мечникова, 16-а, тел.: (044) 254-30-10, факс:(044) 467-79-13	ПКК-2-05	Комбайн	1,8	0,84 – 1,0	Білорусія
		КТН-1Б; 2В	Картоплекопач	0,6 – 0,9; 1,4	0,3 – 0,4; 0,25 – 0,47	Білорусія
		Л-651	Картоплекопач	0,6	0,45	Білорусія
		КСТ-1,4А	Картоплекопач	1,4	0,19 – 0,6	Білорусія
20	Центральний офіс. ВИРОБНИЧО-ЛІЗИНГОВЕ ПІДПРИЄМСТВО ТОВ "УКРАГРОПОСТАЧ", м. Київ, вул. Липська, 15 к. 10, тел. (044) 5410726, факс (044) 3903085	ПКК-2-02	Комбайн	1,4 – 1,8	0,28 – 1,0	Білорусія
		КТН - 1Б; 2В	Картоплекопач	0,6 – 0,9; 1,4	0,3 – 0,4; 0,25 – 0,47	Білорусія
		Л-651	Картоплекопач	0,6	0,45	Білорусія
		КСТ-1,4А	Картоплекопач	1,4	0,19 – 0,6	Білорусія

Країни виробники та їх відсотковий показник на ринку України розглянуто на діаграмі (рис. 2).

Необхідно констатувати, що Україна займає п'яте місце в світі по виробництву картоплі, а забезпечення вітчизняною картопле-збиральною технікою складає тільки 27 %. Такий низький відсоток відкриває можливість при розумній бізнес-політиці та державній підтримці запуснути весь технологічний цикл виробництва картоплі.

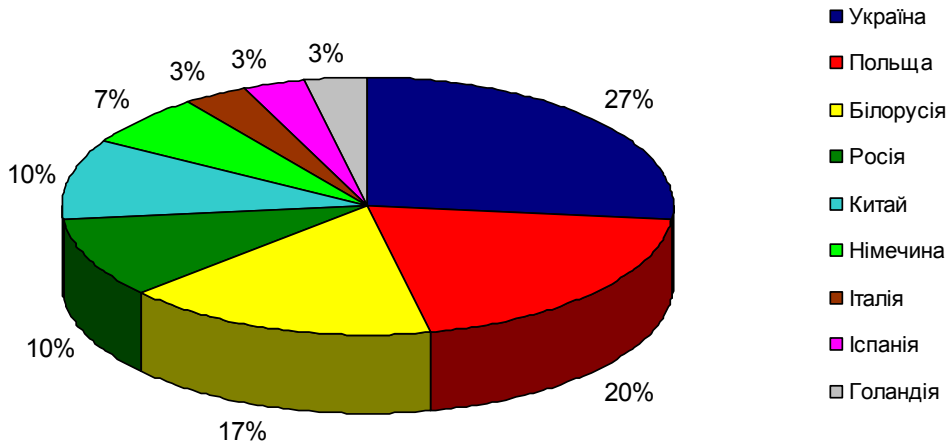


Рис. 2. Відсотковий склад картоплезбиральної техніки за країною виробником.

#### Висновки.

1. Вирощування картоплі здійснюється за технологіями позаминулого століття, і якщо раніше вирощування картоплі було механізованим, то зараз в більшості господарств вона вирощується вручну. З проведенням реформ на селі картоплярство розсіялося по малих селянських, фермерських та садово-городніх ділянках, де розміщено близько 95% цієї культури.

2. Потрібно оновлювати техніку, яка на 70-80% морально застаріла і перебуває не в найкращому стані. Також, постає проблема удосконалення існуючих та винайдення нових перспективних робочих органів картоплезбиральної техніки, обґрунтування оптимальних режимів їх роботи і, в кінцевому результаті, забезпечення цієї галузі рослинництва сучасною, високопродуктивною і надійною збиральною технікою.

#### Література.

1. Іванишин В.В., Погорілий В.В., та ін. Ринок сільськогосподарської техніки в Україні / В.В. Іванишин, В.В. Погорілий // Науковий вісник НАУ. – К.: НАУ. – 2005, №80. – Част. 1. – С. 13 – 28.
2. Офіційний сайт Міністерства аграрної політики та продовольства України. – Режим доступу: <http://www.minagro.gov.ua>.
3. Офіційний сайт Державного комітету статистики України. – Режим доступу: <http://www.ukrstat.gov.ua/>.
4. Ходаківський Є.І. Виробництво та споживання картоплі / Є.І. Ходаківський, В.М. Положенець, Д.В. Чуб // Економіка АПК. – 2006, №7. – С. 109 – 111.



5. *Приймачук Т.Ю.* Економічні аспекти розвитку ринку картоплі в Житомирській області / *Т.Ю. Приймачук, Н.В. Возжай, Т.Ю. Лукашенко, А.В. Проценко* // Вісник аграрної науки. – 2008, № 8. – С. 65-69.
6. *Буняк Н.М.* Економічна ефективність виробництва та реалізації картоплі / *Н.М. Буняк* // Вісник аграрної науки. – 2002, № 2. – С. 73 – 75.
7. *Лавров Р.В.* Сучасний стан і проблеми формування ринку картоплі в Україні / *Р.В. Лавров* // Актуальні проблеми економіки. – 2007, № 6 (72). – С. 12-21.
8. *Мех Л.М.* Сучасний стан і механізм функціонування ринку картоплі / *Л.М. Мех* // Економіка АПК. – 2004, № 12. – С. 116 – 122.
9. *Бондарчук А.А.* Стан картоплярства в Україні та перспективи його розвитку / *А.А. Бондарчук* // Вісн. аграр. науки. – 2006, № 3-4. – С. 49 – 50.
10. *Кононунченко В.В.* Ринок картоплі в Україні: стан та проблеми / *В.В. Кононунченко, В.А. Сторожук* // Картоплярство. – 2002, № 31. – С. 3 – 15.

## ПЕРСПЕКТИВЫ ПРОИЗВОДСТВА КАРТОФЕЛЯ

Василюк В.И.

**Аннотация** – рассмотрено современное состояние производства картофеля в Украине на промышленной основе, его проблемы и пути их решения. Сделан анализ техники используемые в настоящее время, а также разработано карту обеспечения новой картофелеуборочной техникой на территории страны.

## CURRENT STATE OF MANUFACTURE OF THE POTATO

V. Vasilyuk

### *Summary*

**In article the current state of potato growing, its problem and a way of their decision are considered. The technics analysis now in use is made, and also is developed a card of maintenance by new harvest technics on territory of the country.**





УДК 614.825 (083.9)

## АТЕСТАЦІЯ РОБОЧИХ МІСЦЬ ЗА УМОВАМИ ПРАЦІ НА ПІДПРИЄМСТВАХ АПК

Кузьменко В.М.,  
НДІ «Украгропромпродуктивність»,  
Марчишина Є.І., к.с.-г.н.,  
Національний університет біоресурсів і природокористування  
України  
Тел.: (044) 527-82-99

**Анотація** – описані основні підходи і вимоги щодо атестації робочих за умовами праці на підприємствах АПК. Наведені порядок створення комісії та проведення атестації робочих місць.

**Ключові слова** – небезпечні і шкідливі виробничі фактори, атестація, умови праці, карта умов праці.

*Постановка проблеми.* Законом України «Про охорону праці» від 21 листопада 2002р. № 229-IV передбачено, що роботодавці повинні забезпечити на робочих місцях здорові, допустимі умови праці та повідомляти працівників про наявність небезпечних та шкідливих виробничих чинників.

Залежно від характеру праці на працівників підприємств АПК можуть впливати різні чинники виробництва, що потенційно спричиняють небезпечну або шкідливу дію на людей. Небезпечний виробничий фактор – це такий, дія якого на працівника в певних умовах призводить до травми, а шкідливий – до захворювання або отруєння.

*Аналіз останніх досліджень.* На працівників підприємств АПК негативно діють мінеральний і органічний пил, несприятливий мікроклімат, фізичні перенавантаження нервово-мускульного апарату верхніх та нижніх кінцівок, вимушена робоча поза, нахили тулуба, збудники інфекційних і паразитарних хвороб, алергени тощо. Ці чинники викликають захворювання органів дихання, серцево-судинної системи, запальні і дистрофічні захворювання повік і кон'юнктиви, а саме хронічний бронхіт, професійні алергози, зооантропонози [1,2].

Сукупність факторів виробничого середовища, що впливають на здоров'я і працездатність працівника в процесі праці визначають



поняття умови праці (ГОСТ 9. 605-74). Згідно Гігієнічної класифікації праці та наказу Міністерства охорони здоров'я №382 від 31.12.1997 р. умови праці поділяються на чотири класи [3].

I клас - оптимальні умови праці – це такі умови праці, при яких виключений несприятливий вплив на здоров'я працівників небезпечних і шкідливих виробничих факторів та утворюються передумови для збереження високого рівня працездатності.

II клас - допустимі умови праці, – при яких рівень таких факторів не перевищує встановлених гігієнічних нормативів на робочих місцях. При роботі в таких умовах можливі функціональні зміни в організмі, викликані трудовим процесом, але здоров'я працівника відновлюються за час регламентованого відпочинку протягом робочого дня або домашнього відпочинку до початку наступної зміни. Вони не чинять несприятливого впливу в близькому і віддаленому періоді на стан здоров'я людей і їх потомство.

III клас - шкідливі умови праці, – це такі умови, при яких внаслідок порушення НПАОП та СанНіП можливий вплив небезпечних і шкідливих виробничих чинників у значеннях, що перевищують гігієнічні нормативи. Вони викликають функціональні зміни в організмі і можуть призвести до стійкого зниження працездатності і порушення здоров'я працівників. III клас умов праці поділяється ще на чотири ступені (1 ступінь, 2 ступінь, 3 ступінь, 4 ступінь). III клас 1 ступінь – характеризуються такими відхиленнями від гігієнічних нормативів, які викликають функціональні зміни і сприяють зростанню захворюваності з тимчасовою втратою працездатності. III клас 2 ступінь – умови праці, що викликають стійкі функціональні зміни та появу ознак професійної патології. III клас 3 ступінь – характеризуються такими рівнями факторів, що призводять до розвитку початкових стадій професійних захворювань. III клас 4 ступінь – такі умови праці призводять до розвитку виражених форм професійних захворювань.

IV клас - небезпечні умови праці – це такі умови праці, що характеризуються такими рівнями факторів виробничого середовища, вплив яких протягом робочої зміни створює високий ризик важких форм гострих професійних уражень, отруєнь, каліцтв, загрозу для життя.

*Формулювання мети статті.* Мета публікації – обґрунтування необхідності оцінення робочих місць працівників АПК за умовами праці.

*Основна частина.* З метою урегулювання відносин між роботодавцями і працівниками щодо реалізації їх прав на здорові і безпечні умови праці, пільгове пенсійне забезпечення та пільги та



компенсації за роботу в несприятливих умовах Кабінет Міністрів України 1.08.1992 р. прийняв постанову №442 “Про порядок проведення атестації робочих місць за умовами праці”[4], а Держгірпромнагляд України видав НПАОП 0.00-6.23-92 [5]. Правовою основою для проведення атестації є чинні законодавчі й нормативні акти з охорони і гігієни праці, Списки виробництв, робіт, професій і посад, що дають право на пільгове пенсійне забезпечення та інші пільги і компенсації залежно від умов праці.

Починаючи з 1956 року працівники підприємств із шкідливими і небезпечними виробничими факторами користувались правом на пільгову пенсію згідно Списків № 1 і № 2 виробництв, цехів, професій і посад, робота на яких дає право на державну пенсію на пільгових умовах і в пільгових розмірах, затверджені постановою Ради Міністрів СРСР від 22.08.1956 р. № 1173. Після набуття Україною незалежності Списки № 1 і № 2 виробництв, робіт, професій, посад і показників, які дають право на пільгове пенсійне забезпечення затверджені українським урядом постановами КМУ України від 11.03.1994 р. № 162 і від 16.01.2003 р. № 36. Але на відмінну від союзних документів, право на пільгову пенсію працівників українських підприємств слід підтвердити результатами атестації робочих місць за умовами праці.

Атестації підлягають ті робочі місця, де технологічний процес, обладнання, сировина і матеріали можуть бути потенційними джерелами небезпечних і шкідливих виробничих факторів. Атестація передбачає: виявлення небезпечних виробничих факторів та причин їх утворення; дослідження санітарно-гігієнічних факторів виробничого середовища; важкості та напруженості праці; встановлення комплексної оцінки факторів виробничого середовища; обґрунтування віднесення робочого місця до відповідної категорії зі шкідливими умовами праці; підтвердження права працівника на пільгове пенсійне забезпечення, додаткову відпустку, скорочений робочий день, інші пільги та компенсації; перевірку правильності застосування Списків виробництв, що дають право на пільгове пенсійне забезпечення; розробку заходів щодо оптимізації рівня гігієни і безпеки праці

Атестація проводиться атестаційною комісією, повноваження і склад якої визначаються наказом керівника підприємства. Атестація повинна проводитись не рідше 1 разу в 5 років і в терміни, передбачені Колективним договором. Для проведення атестації залучаються: головний спеціаліст галузі, працівник відділу кадрів, економіст, інженер з охорони праці та інші спеціалісти підприємства. Обов'язково в склад комісії включають спеціалістів організацій (Інституту медицини праці АМН України, санепідемстанції), які



мають сертифікат та необхідне приладне оснащення для проведення експертизи умов праці.

Атестаційна комісія складає перелік робочих місць, що підлягають атестації, визначає їх межу, план розташування; порівнює застосовуваний технологічний процес, сировину, матеріали з тим, що передбачено проектом; залучає необхідні організації для виконання спеціальних робіт; визначає обсяг необхідних досліджень небезпечних і шкідливих виробничих факторів; складає “Карту умов праці”; проводить атестацію робочих місць; вносить пропозиції щодо встановлення пільг і компенсацій залежно від умов праці; розробляє заходи щодо покращення умов праці.

Перед атестацією визначаються характерні для конкретного робочого місця виробничі фактори, що підлягають лабораторним дослідженням та нормативні значення (ГДК, ГДР) параметрів і факторів виробничого середовища (СанНіП, стандарти безпеки праці – ГОСТи, ДСТУ). Досліджуються фактичні значення параметрів і факторів виробничого середовища шляхом лабораторних вимірювань та розрахунків. Прилади і обладнання для вимірів повинні відповідати метрологічним вимогам і повірці в установлені терміни. Дослідження проводяться в процесі роботи при характерних умовах, справних і ефективно діючих засобах індивідуального захисту та засобах колективного захисту. Результати замірів виробничих факторів оформлюються протоколами за формами, затвердженими Міністерством охорони здоров'я України. Визначається тривалість дії виробничого фактора (% від тривалості зміни). Одержані фактичні результати лабораторних досліджень порівнюються з нормативними за допомогою критеріїв оцінки умов праці. В табл.1 наведені критерії оцінки умов праці для окремих факторів.

Таблиця 1 –

Критерії оцінки умов праці

Фактори	III клас: шкідливі умови і характер праці		
	1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь
Шкідливі хімічні речовини:	Перевищення ГДК:		
1 клас небезпеки	до 2 разів	2,1 - 4 рази	> 4 разів
2 клас небезпеки	до 3 разів	3,1 - 5 разів	> 5 разів
3-4 класи небезпеки	до 4 разів	4,1 – 6 разів	> 6 разів
Пил переважно фіброгенної дії	Перевищення ГДК:		
	до 2 разів	2,1-5 разів	> 5 разів
Шум	Перевищення ГДР:		
	до 10 дБ	10-15 дБ	>15 дБ
Мікроклімат у приміщенні:	Вище гранично допустимих значень у теплий період або нижче мінімально допустимих значень у холодний період		
температура повітря, °С	до 4	4,1-8	вище 8



## Продовження таблиці 1.

Фактори	III клас: шкідливі умови і характер праці		
	1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь
швидкість руху повітря, м/сек	Вище або нижче рівнів допустимих значень в холодний і теплий періоди року		
	до 3 разів	більше 3 разів	-
відносна вологість повітря, %	Перевищення рівнів допустимих норм в теплий період року		
	до 25	більше 25	-
<b>Біологічні фактори:</b>			
Мікроорганізми			
- 1 клас небезпеки	до 2 разів	2,1-4	>4
- 2 клас небезпеки	до 3 разів	3,1-6	>6
- 3-4 класи небезпеки	до 5 разів	5,1-10	> 1
<b>Важкість праці:</b>			
Динамічна робота			
- потужність зовнішньої роботи (Вт) при роботі за участю м'язів плечового поясу;	Чол. 45 Жін. 30,5	- -	- -
- маса піднімання і переміщення вантажу, кг	Чол. 31-35 Жін. 11-15	35 15	- -
Робоча поза	Перебування в нахиленому положенні до 30° 26-50% тривалості зміни	Перебування в нахиленому положенні за 30° понад 50% тривалості зміни	-
	Перебування у вимушеному положенні (на колінах, навпочіпки) до 25% тривалості зміни	Перебування у вимушеному положенні (на колінах, навпочіпки) понад 25% тривалості зміни	-
Нахили тулуба, переміщення в просторі (переходи, зумовлені технологічним процесом)	Вимушені нахили понад 30° 101-300 разів за зміну	Вимушені нахили понад 30° і більше 300 разів за зміну	-
Переміщення в просторі (переходи, обумовлені технологічним процесом)	10,1-17 км за зміну	Понад 17 км за зміну	-
<b>Напруженість праці</b>			
Увага:			
- тривалість зосередження (% до тривалості зміни);	Вище 75	-	



## Продовження таблиці 1.

Фактори	III клас: шкідливі умови і характер праці		
	1 ступінь	2 ступінь	3 ступінь
– щільність сигналів у середньому за годину	Вище 300	–	
Напруженість аналізаторних функцій: зору (категорія зорових робіт за СНиП 11-4-79)	Високоточна	Особливо точна з застосуванням оптичних приладів	
<b>Змінність</b>	Нерегулярна змінність з роботою в нічну зміну	-	-

Наприклад: якщо працівниця ферми протягом зміни піднімає вантаж масою 11,5 кг, то за показником важкості умови її праці будуть віднесені до III класу 1 ступеня шкідливих і важких умов праці (нормативне значення для жінок – не більше 7 кг при тривалій роботі або 10 кг при короткочасній). Якщо фактичний рівень шуму на робочому місці у приміщенні становить 91 дБА при нормі 80 дБА (перевищення на 11 дБА), то за цим показником умови праці будуть віднесені до III класу 2 ступеня шкідливих умов праці (див. табл. 1).

При наявності в повітрі робочої зони двох і більше шкідливих речовин різнонаправленої дії, – то кожна з них вважають окремим фактором, а однонаправленої дії – то відношення фактичної концентрації кожної з них підсумовують до встановлених для них ГДК. Якщо сума відношень більше 1, то ступінь шкідливості даної групи речовин визначається, виходячи з величини цього перевищення з урахуванням класу небезпечності найбільш токсичної речовини групи, а вся група оцінюється як одна речовина.

На основі комплексної оцінки робочі місця відносяться до одного з видів умов праці:

1. з особливо шкідливими і особливо важкими умовами праці;
2. з шкідливими і важкими умовами праці;
3. з шкідливими умовами праці.

В табл. 2 наведені показники факторів виробничого середовища, важкості і напруженості трудового процесу для підтвердження права на пільгове пенсійне забезпечення.

За результатами атестації складаються: переліки робочих місць, працівникам яких підтверджене право на пільги і компенсації, передбачені законодавством (цей перелік підписується головою



атестаційної комісії, погоджується з профкомом, затверджується наказом роботодавця і зберігається 50 протягом 50 років); переліки робочих місць, працівникам яких пропонується встановити пільги і компенсації за рахунок підприємства; переліки робочих місць з несприятливими умовами праці, де необхідно впровадити першочергові заходи щодо покращання умов праці. Результати атестації використовуються при встановленні пенсій за віком на пільгових умовах, пільг і компенсацій за рахунок підприємств, підтвердження Списків №1 і 2 виробництв, робіт, професій, посад, що дають право на пільгове пенсійне забезпечення, а також для розробки заходів щодо поліпшення умов праці та оздоровлення працівників.

Таблиця 2 –

Показники факторів виробничого середовища, важкості і напруженості трудового процесу

Право на пенсію по старості на пільгових умовах підтверджується при наявності на робочому місці шкідливих і небезпечних виробничих факторів III класу умов і характеру праці:	
За Списком №1:	За Списком №2:
Не менше двох факторів 3 ступеня відхилення від норм або	Одного фактора 3 ступеня відхилення від норм або
Одного фактора 3 ступеня і трьох факторів 1 чи 2 ступеня відхилення від норм або	Трьох факторів 1, 2 ступеня відхилення від норм або
Чотирьох факторів 2 ступеня відхилення від норм або	Чотирьох факторів 1 ступеня відхилення від норм
Наявність в повітрі робочої зони хімічних речовин гостро-спрямованої дії 1 чи 2 класу небезпеки	

За результатами атестації ознайомлюють працівників, які працюють на цих робочих місцях під розписку. Витяги з наказу додаються до трудової книжки працівників, професії та посади яких внесено до переліку. Відповідальність за своєчасне та якісне проведення атестації покладається на керівника підприємства.

Позачергово атестація проводиться у разі докорінної зміни умов і характеру праці з ініціативи власника, профспілкового комітету, трудового колективу, що передбачається Колективним договором між сторонами.

*Висновок.* Атестація робочих місць дозволяє об'єктивно оцінити умови праці, наявність джерел виробничих небезпек, розробити заходи щодо нормалізації параметрів виробничого середовища і



трудового процесу на підприємствах АПК та встановити правильність надання працівникам пільг та компенсацій.

Ефективність нашої роботи полягає у тому, що впроваджені за результатами атестації заходи організаційного та технічного характеру сприятимуть зниженню частоти та важкості професійних захворювань працівників АПК, зменшенню витрат на оплату днів з тимчасової непрацездатності.

*Література.*

1. Закон України «Про охорону праці».– К.: Основа, 2002. – 24 с.
2. Войналович О.В., Марчишина Є.І. Охорона праці у тваринництві / О.В. Войналович, Є.І. Марчишина. – К.: Основа, 2012. – 448 с.
3. Войналович О.В., Марчишина Є.І. Охорона праці: poradnik керівника підприємства АПК та спеціаліста з охорони праці. / О.В. Войналович, Є.І. Марчишина. – К.: Основа, 2013. – 144 с.
4. Гігієнічна класифікація умов праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу. МОЗ України.– К.,1998.–34 с.
5. Про порядок проведення атестації робочих місць за умовами праці //Постанова КМУ №442 від 1.08.1992 р. : Праця і зарплата, №10, 1992.– С.1-8.
6. Державний реєстр нормативно-правових актів з охорони праці.– К.: Основа, 2006.– 137 с.

## **АТТЕСТАЦІЯ РАБОЧИХ МЕСТ ПО УСЛОВИЯМ ТРУДА НА ПРЕДПРИЯТТЯХ АПК**

Кузьменко В.Н., Марчишина Е.И.

**Аннотація** – описаны основные подходы и требования к аттестации рабочих по условиям труда на предприятиях АПК. Приведены порядок создания комиссии и проведения аттестации рабочих мест.

## **CERTIFICATION WORKPLACES FOR WORKING CONDITIONS IN AGRICULTURAL ENTERPRISE**

W. Kuzmenko, E. Marchyshyna

### *Summary*

**Described the main approaches and requirements for certification of workers working conditions for agricultural enterprises. The above procedure for the establishment of the commission and job evaluation.**





УДК 631.372

## **ВАЛОВА ПРОДУКЦІЯ СІЛЬСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА – ПІДВАЛИНИ ФОРМУВАННЯ**

Шкарівський Р.Г., інженер

Шкарівський Г.В., к.т.н.,

*Національний університет біоресурсів і природокористування  
України,*

Тел.: +38-096-3394765; +38-067-1858338

***Анотація*** – на основі статистичних даних проведено аналіз вкладу господарств різних типів у формування валової продукції сільського господарства України за останні роки та стану їх матеріально-технічної бази в частині забезпечення мобільними енергетичними засобами.

***Ключові слова*** – валова продукція, сільське господарство, господарства різних типів, мобільний енергетичний засіб, забезпеченість.

*Постановка проблеми.* Однією з головних підвалин суверенітету держави є її продовольча незалежність. І ті сегменти господарювання, які створюють цю незалежність потребують підвищеної уваги і допомоги з боку держави стосовно забезпечення належної матеріально-технічної бази. Однак, турбота держави не завжди досягає необхідного якісного та кількісного рівня, що, в багатьох випадках, може бути пояснено недоліками системи машин, яка залишилася ще від колгоспно-радгоспної системи господарювання і мало трансформувалася відповідно до вимог часу через недостатнє обґрунтування тих чи інших кроків. За таких умов актуальними є питання, що стосуються обґрунтування доцільності вдосконалення і власне вдосконалення системи машин для ефективного функціонування господарств різних типів і відповідають рамкам державної цільової програми реалізації технічної політики в агропромисловому комплексі.

*Аналіз останніх досліджень.* Ситуація в аграрному секторі економіки доступна для споживача з періодичних видань, радіо- та телепередач і зводиться в основному до інформування про отриману продукцію. Як правило, така інформація ґрунтується на статистичних даних, які є офіційними в державі і після закінчення господарського



року остаточно оприлюднюються в статистичних щорічниках [1]. Однак, інформація, приведена в подібних виданнях вільна від аналізів різного рівня, які дозволили б оцінити стан і перспективи розвитку тієї, чи іншої галузі, сектора тощо. Подібні аналізи проводяться науковцями і викладаються в наукових публікаціях на основі тих же статистичних даних з ухилами, характерними тематиці, науковій спрямованості дослідника і, як показує практика, не завжди дають узагальнюючу картину процесів, які протікають в галузі. Так, зокрема, в роботах [1, 2, 3, 4, 5 та 6] приділено увагу діяльності господарств різних типів, переважно їх продуктивності, окремо подано матеріально-технічну базу цих господарств. Однак важко відслідковується взаємозв'язок внеску господарств різних типів у валову продукцію сільського господарства з їх матеріально-технічним забезпеченням. Зокрема зацікавлення викликає забезпеченням такими основними засобами виробництва, як мобільні енергетичні засоби (МЕЗ), що могло б внести певні корективи в пріоритети діяльності машинобудівного комплексу держави.

*Мета досліджень* – дослідити вклад господарств різних типів на формування валової продукції сільського господарства та стан матеріально-технічної бази основних вкладників в частині забезпечення мобільними енергетичними засобами.

*Основна частина.* В основу досліджень покладені результати викладені в роботах [1, 2, 3, 4, 5 та 6] з детальним аналізом найбільш впливових і нещодавно створених джерел формування валової продукції сільського господарства.

З огляду на розвиток і зміни у сільському господарстві України, що відбувались протягом останніх років, важливо дати чітке визначення та класифікувати сільгоспвиробників. В Україні прийнято виділяти наступні три категорії сільгоспвиробників [2]:

- сільськогосподарські підприємства (великі сільгоспвиробники)
- до цієї категорії належать державні господарства, акціонерні компанії та товариства усіх типів, сільськогосподарські кооперативи, сільськогосподарські підрозділи промислових, транспортних та інших підприємств, організацій і науково-дослідних установ;
- фермерські господарства (дрібні сільгоспвиробники) - форма вільного підприємства, у якому використовується власна або орендована земля та інше майно. Приватний фермер займається на своєму підприємстві виробництвом, іноді переробкою та збутом сільськогосподарської продукції, держава реєструє його як фермера;
- особисті господарства населення (дрібні сільгоспвиробники) - до цієї категорії належать індивідуальні або сімейні господарства, які



мають земельні ділянки, такі форми сільгоспвиробництва, коли окрема особа або сім'я виробляє продукцію для задоволення потреб сім'ї в продуктах харчування або з іншою метою (особисті селянські господарства, господарства населення (у т.ч. дачні ділянки), домогосподарства тощо).

Загалом важко було помилитися з оцінками внеску великих сільгоспвиробників до сумарної валової продукції сільського господарства, однак зі змінами в аграрному секторі, які вивели на ринок сільськогосподарської продукції фермерські господарства та укріпили позиції особистих господарств населення, відбувся і перерозподіл вагової долі сегментів валової продукції сільського господарства, які наповнюються цими виробниками.

Зокрема, у ході реформування сільськогосподарських підприємств активізувався розвиток господарств населення, роль яких у забезпеченні продовольчої безпеки країни в останні роки постійно зростала. З метою отримання об'єктивної інформації, аналіз діяльності господарств проводився на межі кризового розвитку суспільства, тобто 2008 – 2009 рік.

У 1990 році частка сільськогосподарських угідь, які використовувалися власниками підсобних ділянок і приватними сімейними фермами, складала лише 6 %. За останні роки ця цифра зросла до 36,3 % (з яких на особисті господарства населення припадало 28,9 %).

У розпорядженні ж особистих господарств населення, кількість яких становить 4 млн. 750 тисяч, налічується майже 3 млн. га земельних угідь для використання в особистих селянських господарствах і 2,7 млн. га - для ведення товарного сільськогосподарського виробництва.

В соціальному плані особисті селянські господарства характеризуються наступним: земля для них є одним з головних засобів до існування; власники господарств, як правило, проживуть у сільській місцевості; члени особистих селянських господарств зайняті ще і в інших сферах діяльності (у школах, на заводах, у торгівельній мережі тощо).

Особисті господарства населення стали одними з основних постачальників сільськогосподарської продукції. У 2008 році ними зібрано 21,0% зернових і зернобобових культур, 97,8% - картоплі, 86,1% - овочів, 84,6% - плодів та ягід, вироблено 48,6% м'яса (в забійній вазі), 82,2% - молока, 43,4% - яєць, 78,4% - вовни, а у 2009 році названі показники склали відповідно 22,1, 97,4, 86,6, 86,7, 46,1, 80,7, 43,4 та 80,5 % [2]. За таких умов частка особистих селянських



господарств у валовій продукції сільського господарства становила (рис.1) в 1990 році - 30,6%, у 1995 році – 48,7%, а у 2000 році вже – 66%, у 2003 році – 69,7%. Правда, починаючи з 2003 року, цей показник дещо знизився і становив у 2008 році – 54,0%, а у 2009 році - 52,6 % [1, 3].

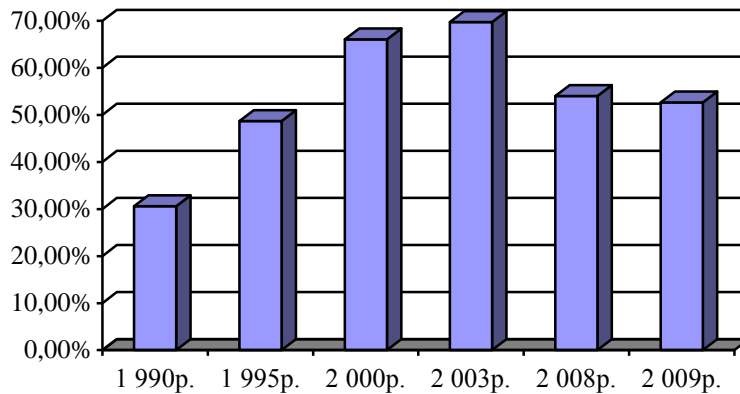


Рис. 1. Частка особистих селянських господарств у валовій продукції сільського господарства [1-3].

Таке зростання частки особистих селянських господарств у валовій продукції було зумовлено певними факторів, основними серед яких є [2]:

- спад виробництва в сільськогосподарських підприємствах;
- незначна ефективність діяльності фермерських господарств;
- надлишок робочої сили у сільській місцевості;
- вища продуктивність виробництва в особистих селянських господарствах порівняно з великими сільськогосподарськими підприємствами.

Дещо інша картина спостерігається з фермерськими господарствами. Наприклад, згідно з даними Державного комітету статистики України кількість незалежних приватних фермерських господарств протягом 1991-2004 років зростає з 82 до 43016. Частка землекористування фермерських господарств становила на той час 7,4%, а їхня частка в загальному обсязі виробництва сільськогосподарської продукції становила 2,7 %. Сьогодні в Україні нараховується 42101 фермерське господарство [1].

У 2008 р. фермерськими господарствами було вироблено 12,9% обсягів зернових і зернобобових культур, 6,1% - цукрових буряків, 18,1% - соняшнику, 3,5% - овочів, 2,4% - м'яса (в забійній вазі), 0,8% - молока, 0,4% - яєць, 2,7% - вовни. Виробництво інших видів продукції рослинництва і тваринництва складало менше 1%. У 2009 році фермерські господарства дали 4,7 % валової продукції сільського



господарства, серед яких продукція рослинництва займає 4,1 %, а продукція тваринництва – 0,6 % [1].

За останні роки змінився і розподіл земельних ресурсів в сільській місцевості. Зокрема середній розмір приватного фермерського господарства тільки за період 1991 по 2004 роки збільшився з 24 до 72 га (у т.ч. 67 га орної землі). Однак, саме відносно невеликий розмір фермерських господарств є їх важливою проблемою. Згідно із статистичними даними на кінець 2008 року в користуванні 49,5 тисяч фермерських господарств знаходилось 4016,3 тис. га сільськогосподарських угідь, у т.ч. рілля – 3817,0 тис. га (в розрахунку на одне господарство припадало 81,1 га сільськогосподарських угідь, у т.ч. 77,1 га ріллі) [2]. За даними ж ННЦ «Інститут аграрної економіки», раціональні розміри фермерських господарств зернового напрямку спеціалізації повинні становити 300-400 га, зерново-буряківничого – 150-300, овочівницького – 25-50, виноградарського – 30-60, з виробництва молока – 250-400, м'яса великої рогатої худоби – 350-500, свинини – 200-400, продукції вівчарства – 200-300, продукції птахівництва – 250-300 га [4].

За таких умов розміри більшості фермерських господарств нераціональні, а від розміру господарства залежить ефективність використання техніки, транспорту, трудових ресурсів тощо.

Середні розміри земельних ділянок особистих селянських господарств склалися в продовж багатьох десятиліть, територіально розміщувалися переважно біля осель власників і, здебільшого, не перевищували 0,5 гектарів, однак іноді вони сягали двох гектарів, і майже кожне домогосподарство мало принаймні одну таку ділянку. Загалом же розподіл площ особистих селянських господарств мав певну динаміку.

Так до 2003 року розподіл площ особистих селянських господарств носив наступний характер (рис. 2).

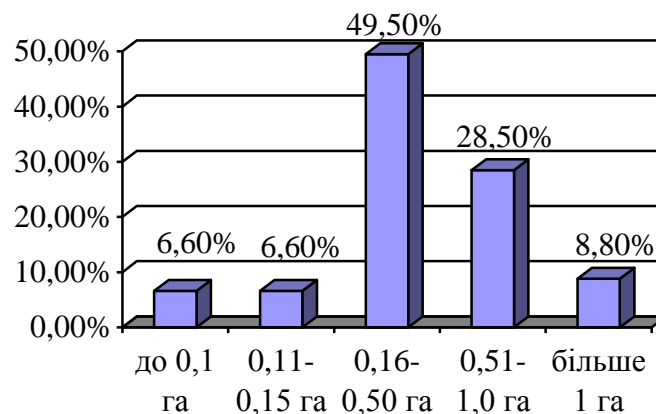


Рис. 2. Розподіл площ особистих селянських господарств [2].



Сьогодні середній розмір площі особистого селянського господарства наблизився до 1,2 гектара. При цьому 28,9 % цих господарств має площу землі до одного гектара і 71,1% - більше одного гектара [5].

Виходячи з викладеного можна стверджувати, що ефективність діяльності фермерських господарств можна підвищити за рахунок підвищення ефективності використання техніки (в т. ч. мобільних енергетичних засобів), конструкція якої створена для ефективного використання в умовах колгоспно-радгоспної системи господарювання, шляхом збільшення площ господарств, їх об'єднання, кооперації тощо. Стосовно ж особистих господарств населення, які базуються переважно на прибудинкових територіях таке збільшення не прийнятне через устрій наших сіл і селищ, де відстань від будинку одного господаря до будинку іншого не перевищує кілька десятків метрів. Тому забезпечити ефективне використання наявної на даний час техніки на таких площах дуже важко.

За таких умов на фоні порівняно високої результативності діяльності особистих селянських господарств, не можна не визначити й негативних тенденцій їхнього розвитку. Насамперед, ця форма господарювання залишається дрібнотоварною. Таке виробництво не створює необхідної основи для оновлення основних фондів, впровадження нової техніки і сучасних технологій, підвищення в цілому ефективності і конкурентоспроможності виробництва. Нині більшість таких господарств використовують переважно ручну працю, тому що не можуть утримувати навіть одного умовного трактора через невеликі обсяги робіт [6]. 93,6% особистих селянських господарств використовують ручну працю для обробки землі. Тільки 12,3% особистих селянських господарств в мають техніку, у тому числі 18% - трактор, 1,8% - комбайн, 4,8% - вантажний автомобіль. Фактично один трактор приходить на 31 господарство, один міні-трактор і мотоблок - на 183 господарства, один комбайн - на 297 особистих господарств населення [5]. Це при тому, що загальна ж кількість тракторів у сільському господарстві зменшилась з 495 тис. шт. у 1990 році до 169 тис. шт. у 2009 році [1].

Тому нині функціонує велика кількість господарств із застарілим, зношеним і, в переважній більшості випадків, не ефективним машинно-тракторним парком. Оновити його та забезпечити себе самостійно засобами виробництва і матеріально-технічними ресурсами вони не в змозі. Ці обставини призводять до того, що сільськогосподарські товаровиробники залишаються



незахищеними від диктату цін з боку продавців засобів виробництва та покупців їхньої продукції, відчують хронічну нестачу фінансових ресурсів, що робить неможливим техніко-технологічне оновлення галузі. Тому й не дивно, що в останні роки як в особистих селянських господарствах, так і в фермерських господарствах намітився спад виробництва продукції сільського господарства.

Отже, більшості приватних сільськогосподарських товаровиробників на малих площах й невеликою чисельністю працюючих, при відсутності необхідної техніки, майже неможливо самостійно організувати ефективне виробництво конкурентоспроможної товарної сільськогосподарської продукції.

Тому вихід може вбачатися в двох абсолютно різних шляхах, а саме:

- перший – кооперування особистих селянських і фермерських господарств та фізичних осіб – сільськогосподарських товаровиробників;
- другий – широке впровадження машинно-тракторних агрегатів на базі малогабаритних мобільних енергетичних засобів.

Перший шлях, згідно викладеного вище, більш придатний для фермерських господарств і особистих господарств населення, земельні наділи яких прилягають до сільськогосподарських угідь фермерів, де за рахунок кооперації можна забезпечити ефективне використання техніки. Для переважної більшості особистих селянських господарств, як головного сегмента формування валової продукції сільського господарства найбільш прийнятний другий шлях, який передбачає широке впровадження машинно-тракторних агрегатів на базі малогабаритних мобільних енергетичних засобів.

*Висновки.* В результаті проведених досліджень встановлено, що на сучасному етапі розвитку агропромислового виробництва його валова продукція формується за рахунок діяльності трьох типів господарств: сільськогосподарських підприємств; фермерських господарств; особистих господарств населення. Найбільший вклад у формування валової продукції сільського господарства вносять особисті селянські господарства. Однією з основних умов утримання високої результативності особистих селянських господарств є використання машинно-тракторних агрегатів на базі малогабаритних мобільних енергетичних засобів. Обґрунтування параметрів таких енергозасобів і агрегатів на їх базі для конкретних умов експлуатації може скласти напрям подальших наукових розвідок з даного питання.

#### *Література.*

1. *Статистичний щорічник України за 2009 рік / [за ред. О.Г. Осауленка]. - К. : вид-во «Консультант», 2010. - 567 с.*



2. *Мортон Р.* Сільське господарство України: Посібник для виробника / *Р. Мортон, К. Шарп, Б. Хом'як, Н. Степанець, О. Муляр, Н. Олешко.* FarmHandbook – UKR. – 2004. – 97 с.
3. *Орлик О.В.* Сільськогосподарська кооперація в умовах ринкових перетворень в аграрному секторі / *О.В. Орлик* . - Запоріжжя: Вісник Запорізького національного університету. - №3(7). - 2010. - С. 207-213.
4. *Сучасний економічний аналіз діяльності господарюючих суб'єктів / [О. П. Бланарь, Н. А. Волкова, О. М. Гайдаєнко та ін.].* - Одеса : Пальміра, 2008. - 232 с.
5. *Рябоконт В. П.* Використання земельних ресурсів господарств населення в кооперативних умовах / *В. П. Рябоконт* // Економіка АПК. - 2009. - № 3. - С. 82-87.
6. *Лучик С. Д.* Вплив трансформаційних змін на використання трудового потенціалу села / *С. Д. Лучик* // Економіка АПК. - 2009. - №3. - С. 149-153.

## **ВАЛОВАЯ ПРОДУКЦИЯ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА – УСТОИ ФОРМИРОВАНИЯ**

Шкаровский Р.Г., Шкаровский Г.В.

**Аннотация** – на основании статистических данных проведено анализ вклада хозяйств разных типов в формирование валовой продукции сельского хозяйства Украины за последние годы и состояние их материально-технической базы в части обеспечения мобильными энергетическими средствами.

## **GROSS AGRICULTURAL PRODUCTION - FOUNDATIONS FORMATION**

R. Shkarovsky, G. Shkarovsky

### **Summary**

**Through statistical analysis conducted contribution of different types of farms in the formation of gross agricultural production in Ukraine in recent years and the state of their logistics in terms of providing mobile power tools.**





УДК 631.372

## АНАЛІЗ СПОСОБІВ ОЦІНЮВАННЯ СТІЙКОСТІ ТА КЕРОВАНОСТІ РОБОЧОГО РУХУ ПОСІВНИХ АГРЕГАТІВ

Чорна Т.С., к.т.н.

*Таврійський державний агротехнологічний університет*Тел./факс (0619) 42-12-65; e-mail: [tatachyorna@yandex.ua](mailto:tatachyorna@yandex.ua)

**Анотація** – в роботі наведено аналіз способів оцінювання стійкості та керованості робочого руху посівних агрегатів.

**Ключові слова** – стійкість руху, керованість, посівні МТА.

*Постановка проблеми.* Біологічні особливості таких культур, як соняшник, кукурудза та деякі інші, при вирощуванні в умовах півдня України найбільший врожай дають при розміщенні рослин за схемою 70х35 см (41 тис. рослин на 1 га) [1]. Основне місце в системі робіт по догляду за посівами цих культур займає міжрядний обробіток, який проводять до 2...3 разів протягом літа. Він підтримує поверхневий шар ґрунту в розпушеному стані, що створює умови для накопичення і збереження вологи, знищення бур'янів [2].

Але не всі трактори можна застосовувати на цій технологічній операції. Придатність трактора до використання у складі просапного агрегату при проведенні міжрядного обробітку, поряд з економічними показниками, визначається точністю руху МТА на його базі відносно рядків рослин і можливістю вписування його ходової системи в міжряддя. Окрім того, для якісного проведення міжрядного обробітку просапних культур підвищенні вимоги висуваються до прямолінійності їх рядків.

*Аналіз останніх досліджень.* Хачатрян Х.А. у своїх дослідженнях особливу увагу приділяв стійкості руху просапних МТА. Він наголошував на «...необхідності якісного виконання посіву, який є вхідними даними для міжрядного обробітку вирощуваних культур. Тому, що точність копіювання робочими органами рядків рослин у значній мірі залежить від їх прямолінійності, а при копіюванні криволінійних рядків значно підвищуються витрати енергії водієм і знижується швидкість агрегатів. Тому швидкість руху МТА в значній мірі обмежується якістю траєкторії рядків» [3].

Особливістю начіпних просапних знарядь є тісний зв'язок під час виконання технологічного процесу стійкості прямолінійного руху і керованості МТА.



Вивченню та дослідженню стійкості руху МТА у горизонтальній площині (бокового руху), як у складі гусеничних, так і колісних тракторів, присвячено багато робіт. Аналітичним розглядом відхилень робочих органів і теорії стійкості під час руху по полю просапних МТА займалися Василенко П.М., Пожидаєв С.П., Дворцов Е.Ф., Астаф'єв В.Л., Гячев Л.В., Лур'є А.Б., Фортуна В.І., А.М. Ляпунов та інші [4 – 11].

Не зважаючи на це, задача стійкості руху МТА у горизонтальній площині до теперішнього часу вирішена не повністю. Головні причини, на наш погляд, наступні: різні тлумачення явища стійкості руху ученими і підхід до дослідження цього процесу; використання різних критеріїв стійкості руху.

Стосовно першої причини, Гячев Л.В. у своїх працях визначає стійкість руху, як властивість МТА протидіяти отриманню початкових збурень [9, 10]. Він відзначає, що «...шляхом раціонального вибору кінематичних і динамічних параметрів МТА необхідно прагнути до підвищення властивостей МТА протидіяти отриманню початкових збурень». Але у своїх працях до кінця цієї проблеми не вирішує.

Ляпунов А.М., в свою чергу, пропонує аналізувати вільний незбурений рух МТА для визначення його схеми і параметрів [12]. Але, як відомо, рух МТА на гоні не є таким [9, 11]. Задача стійкості руху по Ляпунову А.М. зводиться до аналізу структури диференційного рівняння вільного (незбуреного) руху. Але умови руху МТА значно відрізняються від руху, який він розглядає: збурення діють безперервно, а їх значина не може вважатися малою. Крім того, умови Ляпунова А.М. не обмежують тривалість перехідного процесу при поверненні до незбуреного руху. Тому під час бічного руху МТА застосовують інші визначення стійкості, більшість з яких, наприклад праці [14 – 16], можуть бути приведені до наступного вигляду: стійкість руху МТА – це сукупність властивостей, що забезпечують його рух у заданому напрямку.

Фортуна В.І. у своїх працях розглядає поняття стійкості руху як узагальнене поняття стійкості рівноваги, а стійкість руху МТА – здатність його зберігати заданий рух, який передбачає конкретна технологічна операція. На його думку, більш за все на роботу МТА впливає стійкість руху по заданій траєкторії. Її порушення викликає появу огріхів, впливає на рівномірність руху робочих органів. А порушення стійкості руху по заданій траєкторії у горизонтальній площині призводить до зниження якості технологічного процесу, втрати швидкості руху й продуктивності за рахунок подовження фактичного шляху, збільшенню витрат палива на його проходження,



погіршенню умов кочення на криволінійних ділянках в результаті зсуву ґрунту й створення більш глибокої колії, що викликає додаткові витрати енергії на деформацію ґрунту й збільшує опір перекочуванню, підвищує знос ходової частини, механізмів управління трактором і робочих органів сільськогосподарських машин та знарядь. Крім того, все це викликає підвищену втомленість водія і, як наслідок, додаткове зниження якості технологічного процесу. Хоча при необхідності, МТА повинен точно змінювати свій рух у відповідності до впливів на механізм управління, які задає тракторист [12, 17].

З іншого боку, Хачатрян Х.А. вважає, що «...рух МТА стійкий, якщо він мало сприйнятливий до зовнішніх обмежених за значиною, збурень, які намагаються вивести його із заданого напрямку, а при відхиленні від курсу не виходить за межі визначених меж, прагне повернутися до початкового або близького до нього руху» [3].

Аналогічне пояснення стійкості руху МТА пропонує і Лур'є А.Б. [18, 11]. На його думку, стійкість руху МТА – це його реакція на збурюючий вплив. Тому чим менше реакція МТА на збурюючий вплив, тим більшу стійкість руху він має. Натомість, керованість – це реакція МТА на керуючий вплив. Відповідно, чим більше реакція МТА на керуючий вплив, тим краще його керованість.

У своїх роботах Пожидаєв С.П., Шкарівський Г.В. розглядають стійкість руху за Лур'є (як властивості МТА реагувати на збурюючі та керуючі впливи). Вони багато уваги приділяли саме процесу копіювання рядків рослин робочими органами просапного МТА у складі Т-150К з шарнірно-зчленованою рамою, обладнаного здвоєними колесами з шинами 12R38 та начіпного культиватору КРН-8,4. Ними було встановлено, що більш за все на точність руху просапного МТА впливає конструктивно-компонувальна схема [3, 5, 6, 19 – 20].

Також існує поняття «практична» стійкість руху МТА, яку розуміють, як властивість МТА рухатись у межах смуги допусків [3, 11, 21, 22]. Автори у якості достатньої умови стійкості руху розглядають саме необхідність руху у заданій смузі допуску. Таким чином різниця у визначенні стійкості фактично зводиться до ступеню строгості умов руху. Умови А.М. Ляпунова є самими строгими. Як відмічав Л.В. Гячев [9, 10], ці умови забезпечують лише працездатність об'єкту, але не забезпечують необхідної якості технологічного процесу. На нашу думку, краще користуватись умовами «практичної» стійкості.

Визначення «практичної» стійкості при бічному русі надали Б.М. Каспаров [22], Х.А. Хачатрян [3], А.В. Калоев [22], Л.В. Гячев [9, 10] та інші дослідники. Найбільш чітким є визначення Х.А. Хачатряна: «...Рух сільськогосподарського мобільного агрегату стійкий, якщо він



мало сприйнятливий до зовнішніх, обмежених за значиною збурень, які намагаються вивести його із заданого напрямку, а при відхиленнях від курсу не виходить за межі певних меж і прагне повернутися до вихідного або близького до нього руху» [3].

Недоліки визначень інших авторів у тому, що, наприклад, Б.М. Каспаров накладає обмеження на збурюючі впливи, а А.В. Калоев розглядає лише процес повернення об'єкту до незбуреного руху, що не дозволяє конкретизувати оцінку стійкості.

Наведене вище визначення Х.А. Хачатряна є розгорнутим, тому що відображає не тільки зовнішні, але і внутрішні ознаки цього руху. Приймаючи до уваги тільки зовнішні ознаки «практичної» стійкості бічного руху, сформулюємо умови достатності: рух МТА стійкий «практично» у бічному напрямку, якщо під дією обмежених за значиною зовнішніх збурень його бічні відхилення не виходять за межі допусків. Практична стійкість може бути реалізована за рахунок двох якостей об'єкту: неприйняття збурень – стійкості й властивості повернення до попереднього руху – динамічної стійкості. Тому кількісна ступінь «практичної» стійкості буде визначатися ступіннями стабільності й динамічної стійкості, причому між останніми повинно існувати оптимальне співвідношення.

Приймаємо наступні тлумачення: *стійкість* руху МТА – це його реакція на збурюючий вплив, а *керованість* – це реакція МТА на керуючий вплив. Тому, чим менше реакція МТА на збурюючий вплив, тим більшу стійкість руху він має. Натомість, чим більше (до певного рівня) реакція МТА на керуючий вплив, тим краще його керованість.

*Основна частина.* При дослідженні бічного руху МТА дослідники використовують різні підходи: розглядають МТА, що не керується, або сільськогосподарські машини окремо від енергетичного засобу. Але відомо, що такий МТА нестійкий у бічному русі, тому розглядати стійкість його руху не має сенсу. У даній роботі розглядається керуємий МТА в цілому (разом з с.-г. машиною).

Найбільш складним є питання щодо критеріїв стійкості руху, яких у літературних джерелах пропонується значна кількість. В результаті аналізу цих критеріїв було виявлено доцільність їх диференціації на: прямі та умовні, параметричні та узагальнені, кінематичні та динамічні, дійсні та еквівалентні (табл. 1).

Кінематичні критерії ґрунтуються на використанні параметрів, які пов'язані з рухом МТА у бічному напрямку: бічне і курсове відхилення, їх похідні та подібні до них. Кінематичні критерії відображають наслідок, але не відкривають причини такого руху.

Динамічні критерії ґрунтуються на використанні динамічних параметрів руху: сил і моментів, що діють у горизонтальній площині



МТА. Вони у протилежність до кінематичних критеріїв, відображають механізм формування бічного руху, але не висвітлюють його наслідки.

Таблиця 1 –

Критерії	Показник, за яким оцінюється
ПРЯМІ (безпосередньо характеризують рух)	за бічним відхиленням робочих органів
	за бічною швидкістю
	за кутовим відхиленням (координатою чи похідною)
	за кутовою швидкістю (координатою чи похідною)
УМОВНІ (побічно характеризують рух)	за значиною зміщення центру ваги
	за кутовим відхиленням керма
ПАРАМЕТРИЧНІ (характеризують рух одним параметром)	за середнім інтервалом між керуючими впливами або середньою боковою швидкістю
	поточним або середнім значенням бокового чи курсового відхилення
	за радіусом кривизни траєкторії
	середнім відхиленням і середньою швидкістю рульового колеса
	за дисперсією вказаних параметрів або їх кореляційною функцією
	за спектральною щільністю
УЗАГАЛЬНЕНІ (характеризують рух декількома параметрами)	к-т подовження шляху ( $K_{\text{под.}} = (L_{\text{ф}} - L_{\text{п}}) / L_{\text{п}}$ , де $L_{\text{ф}}$ , $L_{\text{п}}$ – довжина фактичної траєкторії МТА і залікової ділянки)
	к-т відхилення від траєкторії
	комплексний показник стійкості руху ( $K = \omega_{\text{ср}} \cdot L_{\text{ср max}}$ де $\omega_{\text{ср}}$ – середня кутова швидкість повороту рульового колеса; $L_{\text{ср max}}$ – середньмаксимальне бічне відхилення осі передніх коліс трактору)
	коефіцієнт, що враховує стійкість руху ( $K_{\text{рух}} = (D_{\text{в.ет.}} - D_{\text{вет.}}) / (D_{\text{в.ф.}} \cdot D_{\text{вф.}})$ , де $D_{\text{в.ет.}}$ , $D_{\text{вет.}}$ , $D_{\text{в.ф.}}$ , $D_{\text{вф.}}$ – відповідно дисперсії бічних відхилень і їх швидкостей для агрегату з еталонними і фактичними параметрами)
	ступінь стійкості ( $\sigma = d / (v \cdot \tau)$ де $d$ – радіус кривизни траєкторії знаряддя відносно миттєвого центру його обертання, $v$ – поступальна швидкість знаряддя, $\tau$ – час, який необхідний для зменшення початкового відхилення до припустимого значення)

Деякі дослідники викривленість рядків просапних культур оцінюють значиною відхилення їх траєкторії на заданій довжині. За агротехнічними вимогами непрямолінійність сходів можна вважати прийнятною, якщо на довжині 50 м максимальне відхилення траєкторії рядка від його осьової лінії не перевищує 5 см [2].

Не дивлячись на простоту визначення, інформативність цього методу є теж недостатньою. Так, для двох різних за внутрішньою

природою, коливальних процесів значина пропонуємого показника викривленості рядків просапних культур буде однаковою (рис.1).

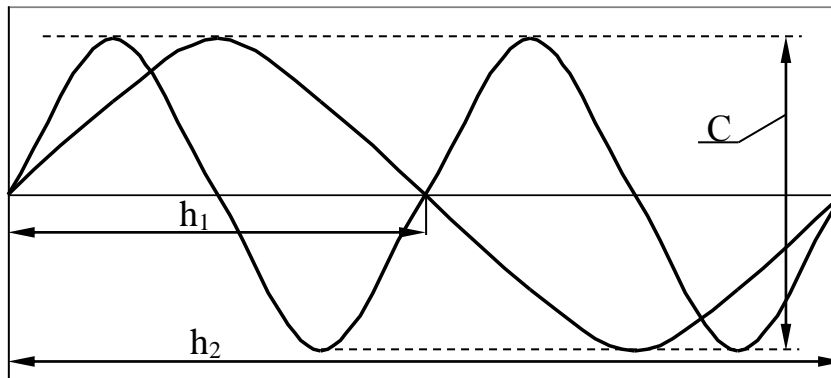


Рис.1. Траєкторії рядків з різними викривленнями:  $C$  – розмах (амплітуда),  $h_1$ ,  $h_2$  – період коливань траєкторії першої та другої відповідно.

С.П. Пожидаєвим запропоновано показник ( $\mu$ ), який більш вдало розкриває внутрішню природу коливального процесу, зв'язуючи між собою розмах ( $C$ ) та період ( $h$ ) коливань траєкторії рядка просапної культури [6, 20, 23]

$$\mu = C/h \quad (1)$$

Для розрахунку величини  $\mu$  реального рядка рослин слід, як вказує автор «...візуально виділити ряд окремих синусоїдальних хвиль і провести вимірювання розмаху  $C$  та довжини  $h$  кожної з них... Після цього, згідно з виразом (1) для кожної ділянки рядка визначаються окремі оцінки непрямої лінійності, а потім, за допомогою відомих співвідношень, їх середню значину, дисперсію та інші статистичні характеристики». Попри все, цей метод не позбавлений суттєвих недоліків. По-перше, він дуже трудомісткий. По-друге, як і у попередників, невідомо, яка значина показника є прийнятною, а яка – ні.

Проте, роздільне застосування динамічних і кінематичних критеріїв має свої недоліки. По-перше, значення параметрів об'єкту, що оптимізується, за даними критеріями може не співпадати. По-друге, способи оптимізації цих параметрів за вказаними критеріями різні: за динамічними – теоретичний (розрахунок), а за кінематичним – експериментальний. Тому виконуючи оптимізацію параметрів теоретичним шляхом із використанням кінематичного критерію, можливо дійти до протиріччя, яке буде ускладнювати задачу оптимізації.

Для усунення даного недоліку необхідно об'єднати динамічні і кінематичні критерії. На наш погляд, найбільш вдало вказані критерії об'єднуються у виразі [3, 18, 11, 24]

$$S_y(\omega) = [A(\omega)] \cdot S_M(\omega), \quad (2)$$



де  $S_y(\omega)$ ,  $S_M(\omega)$  – спектральні щільності стаціонарних процесів бічного відхилення об'єкту і моменту збурюючих сил;

$A(\omega)$  – амплітудно-частотна характеристика «момент сил – бічне відхилення».

Виконавши інтегрування (2), отримуємо вираз критерію «практичної» стійкості у вигляді дисперсії

$$D_y = \int_0^{\infty} [A(\omega)]^2 \cdot S_M(\omega) \cdot d\omega, \quad (3)$$

Прийнятому визначенню «практичної» стійкості у якості прямих параметричних критеріїв відповідають: дисперсія (середньоквадратичне відхилення), кореляційна функція і спектральна щільність бічних відхилень. Причому кореляційна функція і спектральна щільність несуть додаткову інформацію про внутрішню структуру бічного руху і досить часто є обов'язковими.

Згідно агротехнічних вимог відхилення сходів просапної культури від вісі рядка рекомендується вимірювати з кроком 0,5 м [2]. Розрахунками встановлено, що дисперсія коливань рядка просапної культури становить 12,50 см<sup>2</sup>. Частота зрізу спектральної щільності дорівнює при цьому  $\omega_{зр} = 0,25 \text{ м}^{-1}$  [25, 26]. Звідси отримуємо комплексний частотно-дисперсійний показник прийнятної непрямої рядків просапних культур у наступному вигляді:

$$D \leq 12,50 \text{ см}^2; \omega_{зр} \leq 0,25 \text{ м}^{-1}.$$

*Висновок.* Найбільш інформативним показником, який показує не тільки викривленість, але і внутрішню структуру бічного руху є частотно-дисперсійний показник непрямої рядків просапних культур.

*Література.*

1. Державний насінневий фонд України. Кукурудза. Характеристика. [Електронний ресурс]. – Режим доступу: [www.nsfond.org.ua/?id=607](http://www.nsfond.org.ua/?id=607)
2. Орманджи К.С. Контроль качества полевых работ / К.С. Орманджи – М.: Росагропромиздат, 1991. – 191 с.
3. Хачатрян Х.А. Стабильность работы почвообрабатывающих агрегатов / Х.А. Хачатрян. – М.: Машиностроение. – 1974. – 206 с.
4. Василенко П.М. Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий / П.М. Василенко // Сборник трудов по земледельческой механике. – М., 1954. – Т.2. – С. 73 – 93.62
5. Траєкторні властивості навісного культиваторного агрегату з трактором Т-150К / С.П. Пожидаєв, П.Г. Ляшенко, О.О. Юшин, С.Ф. Голубчик, М.С. Єфименко, А.Д. Левітанус // Вісник сільськогосподарської науки.- 1980.-№11.- С. 31 – 35.



6. *Пожидаев С.П.* До питання про вибір показника для оцінки на прямолінійності рядків просапних культур / *С.П. Пожидаев* // Вісник сільськогосподарської науки. – 1980. – №11. – С. 61-64.
7. *Дворцов Е.Ф.* Оценка управляемости тракторов / *Е.Ф. Дворцов* // Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства. – 1960. – №3. – С. 8 – 11.
8. *Астафьев В.Л.* Повышение точности обработки рядков пропашных культур: автореф. дис.... канд. техн. наук: 05.20.01 / *В.Л. Астафьев* ; Челябинский институт механизации и электрификации сельского хозяйства. – Челябинск, 1989. – 16 с.
9. *Гячев Л.В.* Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов / *Л.В. Гячев.* – Ростов-на-Дону: Изд-во Ростовского ун-та. – 1976. – 192 с.
10. *Гячев Л.В.* Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / *Л.В. Гячев.* – М.: Машиностроение. – 1981. – 206 с.
11. *Лурье А.Б.* Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / *А.Б. Лурье.* – Л.: Колос. – 1970. – 376 с.
12. *Фортуна В.И.* Оптимальная скорость агрегата при междурядной обработке / *В.И. Фортуна* // Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства.- 1961. – №6. – С. 18 – 21.
13. *Ляпунов А.М.* Общая задача об устойчивости движения / *А.М. Ляпунов.* – М.: ГИТТЛ, 1950. – 195 с.
14. *Бартаханов Г.Б.* Исследование устойчивости движения и управляемости колесного агрегата в условиях эксплуатации / *Г.Б. Бартаханов* // Научные основы повышения рабочих скоростей машинно-тракторных агрегатов. – М., 1965.– С. 57 – 65.
15. *Возняк В.Н.* Исследование устойчивости движения и управляемости машинно-тракторного агрегата при междурядной обработке пропашных культур на повышенных скоростях: автореф. дис....канд. техн. наук: 05.20.01 / *В.Н. Возняк.* – Ставрополь, 1970. – 25 с.
16. *Завалишин Ф.С.* Устойчивость и управляемость машинно-тракторного агрегата с позиции технологической надежности / *Ф.С. Завалишин, Г.Л. Акимов, Н.П. Миляев* // Научные труды Воронежского СХИ. – Воронеж, 1978. – Т.101. – С.12 – 20.
17. *Фортуна В.И.* Технология механизированных сельскохозяйственных работ / *В.И. Фортуна В.И., С.К. Миронюк.* – М.: Агропромиздат. – 1986. – 304 с.
18. *Лурье А.Б.* Широкозахватные почвообрабатывающие машины / *А.Б. Лурье, А.И. Любимов.* – Л.: Машиностроение, 1981. – 270 с.
19. *Пожидаев С.П.* Обоснование способа повышения точности движения пропашного агрегата с трактором Т-150К: автореф. дис....канд. техн. наук: 05.20.01 / *С.П. Пожидаев* ; Украинский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства. – К., 1984. – 17 с.





20. *Пожидаев С.П.* Дослідження точності руху просапного агрегату на базі трактора Т-150К / *С.П. Пожидаев, Г.В. Шкарівський* // *Механізація та електрифікація сільського господарства.* – К., 1992. – Вип. 75. – С. 12 – 16.
21. *Каспаров Б.М.* Об устойчивости прямолинейного движения управляемых колесных навесных сельскохозяйственных агрегатов / *Б.М. Каспаров* // *Труды ВИМ.* – М., 1972. – Т.60. – С. 50 – 56.
22. *Калоев А.В.* Основы проектирования систем автоматического вождения самоходных машин / *А.В. Калоев.* – М.: *Машиностроение.* – 1978 – 152 с.
23. *Пожидаев С.П.* Обґрунтування вимог до тракторних властивостей посівного та просапного агрегатів / *С.П. Пожидаев* // *Вісник сільськогосподарської науки.* – 1983. – №4. – С. 22 – 25.
24. *Баев И.В.* Обоснование критериев устойчивости движения сельскохозяйственных машин и агрегатов в горизонтальной плоскости / *И.В. Баев* // *Труды УСХА.* – К., 1986. – С. 44 – 54.
25. *Чорна Т.С.* Використання частотно-дисперсійного показника оцінки непрямолінійності рядків просапних культур / *Т.С. Чорна* // *Вісник Львівського національного аграрного університету. Агроінженерні дослідження.* – Львів: Львів. нац. аграр. ун-т, 2008. – №12(2). – С. 108 – 113.
26. *Черная Т.С.* Частотно-дисперсионный показатель оценки непрямолинейности рядов пропашных культур / *Т.С. Черная, В.Т. Надыкто, О.П. Назарова* // *Тракторы и сельскохозяйственные машины.* – 2009. – №8. – С. 15 – 17.

## **АНАЛИЗ СПОСОБОВ ОЦЕНИВАНИЯ УСТОЙЧИВОСТИ И УПРАВЛЯЕМОСТИ РОБОЧЕГО ДВИЖЕНИЯ ПОСЕВНЫХ АГРЕГАТОВ**

Черная Т.С.

**Аннотация – в работе приведен анализ способов оценивания устойчивости и управляемости рабочего движения посевных агрегатов.**

## **THE ANALYSIS OF ESTIMATION METHODS OF STABILITY AND CONTROLLABILITY OF SOWING AGGREGATES LABOR MOVEMENT**

T. Chorna

### *Summary*

**The analysis of estimation methods of stability and controllability of the sowing aggregates labor movement are resulted.**



УДК 631.

## МЕТОДИКА АНАЛИЗА И ПРОГНОЗА ОПТИМАЛЬНОЙ СИСТЕМЫ ПОЧВООБРАБОТКИ ДЛЯ ЮГА УКРАИНЫ

Черная Т.С., к.т.н.,

*Таврический государственный агротехнологический университет*

Тел./факс (0619) 42-12-65; e-mail: [tatachyorna@yandex.ua](mailto:tatachyorna@yandex.ua)

Чуксин П.И., к.т.н.,

*СООО «ИТС Engineering», Республика Беларусь, Минск*

Тел.+375299764763; e-mail: [chuksin@itceng.by](mailto:chuksin@itceng.by)

**Аннотация** – рассмотрена методика анализа почвообработки, аналитические модели, которые позволяют описать ее системно с разных точек зрения и сделать качественный прогноз.

**Ключевые слова** – методика анализа, системный анализ, модели, критерии оценки, прогноз.

*Постановка проблемы.* В настоящее время темпы развития обществвазначительно повысились. Это касается как развития техники, технологий так и подходов к их разработке. Сокращение запасов нефти и газа, повышение доли затрат на энергоресурсы в структуре стоимости продукции, выход на мировые рынки продовольствия, новые экологические ограничения и инициативы – все это заставляет пересматривать существующие подходы к системе почвообработки в целом и, в частности, для Юга Украины.

Ускоренное развитие техники и технологий приводит к тому, что новые поколения машин сменяют друг друга все быстрее и чаще. Это касается абсолютно всех областей жизнедеятельности человека и почвообработка не исключение. В настоящее время наблюдается замена традиционной системы почвообработки на более эффективные. Выбор наиболее перспективной возможен только после проведения анализа прежних, современных и перспективных систем почвообработки, оценки перспектив их развития, т.е., фактически необходимо выполнить прогноз их развития.

При прогнозе на этапе скачкообразного перехода от одной технологии к другой, когда статистические методы имеют низкую эффективность и нужны новые способы анализа.

*Анализ последних исследований.* Нужна методика, позволяющая быстро анализировать большие массивы информации,



предсказывающая скачкообразные переходы от одного поколения техники и технологии к другому, позволяющая безошибочно выбрать одно или несколько наиболее перспективных направлений. Переход человечества к информационному этапу развития требует разработки новых эффективных способов обработки информации [1-3].

*Формулирование цели статьи.* Цель публикации – обоснование выбора эффективной методики анализа и прогноза развития системы почвообработки для Юга Украины, как рабочего инструмента, для оценки перспектив развития техники и технологии.

*Методика прогнозного анализа* – тот рабочий инструмент, который позволяет оценить перспективы развития применяемой техники и технологии.

В качестве метода анализа и выбора системы почвообработки нами выбран системный подход, как наиболее эффективный метод научного исследования систем.

Суть выбранного подхода состоит в том, что изучаемая система рассматривается по многоэкранной (18 экранной) схеме не только сама по себе, но и как совокупность подсистем ее составляющих, а также во взаимодействии с вышестоящей надсистемой и антисистемами [2-4].

Разработанная нами на его основе методика прогнозирования позволяет получать верные технические решения, избегая затратного метода проб и ошибок. Методика проверена нами при проведении прогнозных проектов для российских китайских и южно-корейских компаний. Прогнозная методика должна вывести нас на новые принципы реализации функций почвообработки, на новые элементы земледелия необходимые в условиях жесткой рыночной конкуренции, открытого информационного общества и дефицита энергоносителей.

*Основная часть.* Прогноз и выбор перспективной системы почвообработки для Юга Украины, обеспечивающей снижение энергозатрат, повышение урожайности является актуальной задачей и может быть выполнен на основе глубокого анализа существовавших систем почвообработки.

Применение для такого анализа системного подхода является перспективным, но недостаточным, поскольку он показывает только общую схему системного анализа, но не описывает конкретных путей выполнения работы.

Что касается конкретной методики выполнения анализа системы, нами была разработана методика, применяемая при прогнозировании технических систем. В данной методике, разработанной в рамках ТРИЗ (теория решения изобретательских задач) прогнозирования, реализован системный подход, который позволяет обеспечить более высокую точность прогнозирования, чем



существующие методики. Методика, как уже было сказано, опробована в ряде проектов и позволяет за сравнительно короткий срок получать эффективные прогнозные решения, удовлетворяющие заказчика. При анализе изучаемой системы строится ряд описательных моделей, которые позволяют глубже изучить систему с разных точек зрения, сделать качественный прогноз.

Методика основана на «многомодельном» подходе, когда изучаемый объект описывается набором описательных моделей. Подробно рассмотрены модели, используемые при моделировании, (рис. 1), а также цели и методика построения каждой модели (табл. 1).

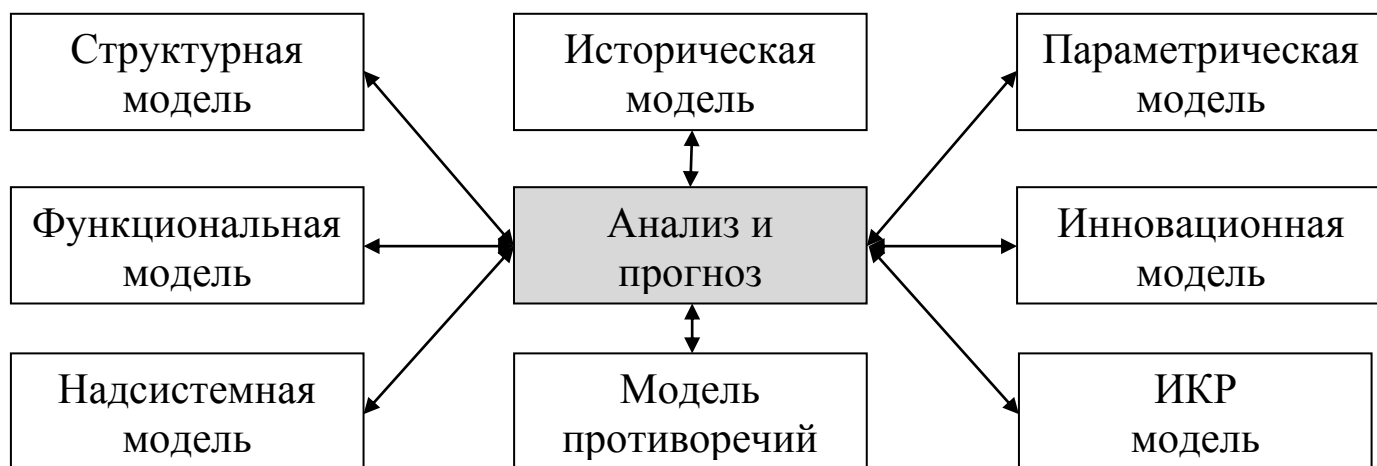


Рис. 1. Модели, используемые при многомодельном анализе

Таблица 1 –

Цели и методика построения моделей

ЦЕЛЬ:	МЕТОДИКА построения включает:
<b>1. Структурная модель</b>	
Построение структурной схемы и модели взаимодействия систем и надсистемы, дерево эволюции	Описание компонентов системы их иерархии и взаимодействия подсистем; взаимодействия системы с элементами надсистемы при эксплуатации; а также и на других этапах жизненного цикла, оформление рисунков, схем, структуры подсистем.
<b>2. Функциональная модель</b>	
Формулирование функций системы и ее подсистем, описание взаимодействий подсистем, и системы с элементами надсистемы.	Формулирование главной, дополнительных и вредных функций системы, подсистем, определение уровня выполнения главных функций, ранжирование функций, формулирование задач по устранению вредных функций и усилению полезных.



## Продолжение таблицы 1

ЦЕЛЬ:	МЕТОДИКА построения включает:
<b>3. Надсистемная модель</b>	
Определение изменений, происходящие в обществе, науке, технике, политике, которые влияют на развитии техники и технологии.	Определение значимых для системы почвообработки элементов надсистемы, тенденций их развития в будущем, выявление причинно-следственных цепочек между развитием элементов надсистемы и прогнозными требованиями к почвообработке и ее подсистемам, формулирование новых требований к почвообработке и ее подсистемам, выявление новых тенденций развития подсистем почвообработки.
<b>4. Историческая модель</b>	
Изучение эволюции системы и подсистем почвообработки	Сопоставление материальных потребностей общества на разных этапах развития, обеспечивающих удовлетворение этих потребностей, технических систем, изобретений.
<b>5. Параметрическая модель</b>	
Анализ и описание количественных характеристик системы почвообработки и ее подсистем, динамики развития показателей во времени.	Анализ информации о выполнении системой ее ГПФ, анализ параметров основных и второстепенных параметров системы и подсистем, формулировка и уточнение оценочных показателей для параметров системы и подсистем, выявление ключевых параметров сдерживающих развитие системы и подсистем, выявление тенденций развития параметров системы и ее подсистем на древе эволюции описание и анализ изменений параметров системы и подсистем в динамике (в виде математических моделей), выявление противоречий в развитии параметров системы и ее подсистем, оформление результатов анализа в виде рисунков, схем, иллюстрирующих параметрическую модель.
<b>6. Инновационная модель</b>	
Определение уровня передовых достижений и вектора развития систем почвообработки.	Проведение патентных исследований и создание локальной патентной базы; анализ патентов, выявление тенденций развития системы и подсистем, анализ имеющихся прогнозов, выявление тенденций; анализ научных статей и диссертаций, посвященных разработке системы, ее подсистем, способам почвообработки, выявление и анализ инноваций в ближней надсистеме, создание инновационной модели в виде концепции на основе выявленных тенденций развития.
<b>7. ИКР-модель</b>	
Формулирование ИКР, сравнительная оценка реального и идеального уровня выполнения главной и вспомогательных функций системы и ее подсистем.	Формулирование ИКР для системы и ее подсистем, соответствие реальных и идеальных показателей, оценку их взаимосвязей, декомпозиция системы и формулирование ИКР для структуры, функций, параметров почвообработки и ее подсистем, формулирование ИКР для надсистемы, анализ тенденций развития почвообработки и ее подсистем с точки зрения идеальности, анализ причинно-следственных цепочек ИКР приводящих к созданию систем новых поколений.



Продолжение таблицы 1

ЦЕЛЬ:	МЕТОДИКА построения включает:
<b>8. Модель противоречий</b>	
Определение ключевых противоречий, сдерживающих дальнейшее развитие почвообработки	Выявление и описание противоречий между подсистемами, системой и надсистемой, почвой и почвообрабатывающими машинами и производимым продуктом, выявление противоречий между параметрами системы и ее подсистем; анализ причинно-следственных цепочек (ПСЦ), приводящих к противоречиям, выявление ключевых противоречий в развитии системы, выявление, формулирование и описание противоречий на разных этапах жизненного цикла.

В процессе построения *функциональной модели* уточняется ИКР для всей системы и для ее подсистем, а также выявляются явные и скрытые проблемы и противоречия. При функциональном анализе развития следует отслеживать изменения требований надсистемы, изменения функций системы при переходе от одного поколения технологий к другому. При этом анализ развития надсистемы, для системы почвообработки проводится с точки зрения выявления вновь возникающих новых потребностей общества и определении тенденций развития существующих потребностей.

Глубинные причины изменений позволяет выявить *историческая модель* [4], т.к. она описывает тенденции развития системы почвообработки, появление новых и утрату части старых функций, разрешение проблем и противоречий, динамику ее качественных и количественных параметров во времени. Важным элементом методики является анализ тенденций развития почвообработки совместно с тенденциями развития общества, выявление и формулирование тенденций и противоречий как в развитии почвообработки, так и в развитии земледелия, общества в целом.

При построении параметрической модели на основе параметрических данных делается оценка положения системы на S-образной кривой, состояние и тенденции развития, а в дальнейшем строится концепция развития ее параметров в будущем.

Для сравнительной оценки различных систем почвообработки предлагается решить с помощью критерия идеальности, учитывающего эффективность выполнения системой главной полезной функции.



После того, как изучаемая система почвообработки будет подробным образом описана с помощью моделей, можно будет приступить к выполнению последующих этапов: разрешению существующих проблем и противоречий, формулирование принципов новой более идеальной системы почвообработки, разработке концепции новой системы обработки почвы, прогнозированию ее развития, построения дерева развития систем почвообработки, патентной защите новых способов и устройств, экспериментальной проверка новой системы [5].

Эффективной в разработанной нами методике прогнозирования является формализация этапов, разработка моделей для анализа системы, что позволяет получать надежный достоверный анализ и прогноз.

#### *Выводы.*

1. Обычно необходимость перехода к новому поколению систем является осознанной необходимостью для науки, техники, экономики, общества. Выбор эффективной системы почвообработки для Юга Украины в условиях открытого рынка и дефицита энергоносителей несомненно является актуальной и требует глубоких теоретических и прогнозных исследований.

2. Выбранный нами системный подход к анализу способов почвообработки и применение методики прогнозного анализа с системой моделей позволит получить объективные оценки различных технологий.

3. Методика изучения и анализа системы почвообработки с помощью описанных аналитических моделей позволит детально изучить систему с разных точек зрения, сделать качественный прогноз.

4. Сравнительную оценку различных систем почвообработки предлагается решить с помощью критерия идеальности, учитывающего эффективность выполнения системой главной полезной функции.

#### *Литература.*

1. Альтшуллер Г.С. Творчество как точная наука.- М., 1979. 175 с
2. Chuksin P., Shpakovsky N. Peculiarities of structural and functional analysis of technical system in forecasting // Materials of conference TRIZ Future 2003. Aachen, Germany, 2003
3. Chuksin P., Shpakovsky N. Tool for generation and selecting of concepts on basis of trends of engineering system evolution. // Materials of conference TRIZ Future 2002, Strasbourg, France, 2002



4. Chuksin P., Jang Woo Jung, Shpakovsky N., Novitskaya E. Historical analysis of engineering systems in prognostic project. // Materials of conference TRIZ Future 2002, Strasbourg, France, 2002
5. Chuksin P., Myung Kyu Lee, Shpakovsky N. Construction of Forecasting Maps of Engineering System Development. // TRIZ Future 2001, World Conference Materials Bath, UK 2001

### **МЕТОДИКА АНАЛІЗУ І ПРОГНОЗУ ОПТИМАЛЬНОЇ СИСТЕМИ ГРУНТООБРАБІТКУ ДЛЯ ПІВДНЯ УКРАЇНИ**

Чорна Т.С., Чуксін П.І.

***Анотація*** – розглянуті методика аналізу системи ґрунтообробітку, описані аналітичні моделі, які дозволяють вивчити систему з різних точок зору, зробити якісний прогноз.

### **METHODS OF ANALYSIS AND FORECAST FOR OPTIMAL TILLAGE SYSTEMS IN THE SOUTH OF UKRAINE**

T. Chornaya, P. Chuksin

#### ***Summary***

**The method of analysis of tillage, analytical models, which allow us to describe its system from different points of view and make a qualitative prediction were examined.**





## ЗМІСТ

	Стор.
1. <i>Кистечок О.Д., Надикто В.Т.</i> Умови стабільності руху заглибленого фронтального плуга.....	3
2. <i>Шкарівський Г.В.</i> До уточнення марок мобільних енергетичних засобів.....	11
3. <i>В.В. Братішко</i> Момент на валу гвинта гранулятора зі змінними геометричними параметрами гвинта.....	20
4. <i>Мохнатко І.М.</i> Експериментальні дослідження з оптимізації ефективності очищення повітря від пилу за допомогою ротаційного протипотокового очисника повітря.....	26
5. <i>Мохнатко І.М.</i> Дослідження та обґрунтування параметрів конструкції ротаційного протипотокового очищувача повітря з метою використання його в системі вентиляції кабін тракторів .....	33
6. <i>Мітков Б.В., Мітков В.Б., Ігнат'єв Є.Ю., Лиса Ю.Ю.</i> Вплив якості палива пропонуємого АЗС України на роботу двигунів внутрішнього згорання.....	40
7. <i>Wang Xu, Zheng Li-na, Wang Shu-en</i> Study on the influencing factors of the hysteresis error of sensor.....	51
8. <i>Wang shu-en, Wang xu, Engineer</i> The circuit design to reduce the zero drift of the sensor amplifier.....	59
9. <i>Волошина А.А.</i> Конструктивные особенности гидромашин планетарного типа, применяемых в гидроагрегатах мобильной техники.....	65
10. <i>Волошина А.А.</i> Математическая модель рабочих процессов вытеснительной системы гидровращателя планетарного типа.....	87
11. <i>Шабала М.О., Болтянський В.М., Мітін В.М., Мітков Б.В.</i> Аналіз застосування комплексу машин на базі трактора ХТЗ-163 при вирощуванні польових культур.....	97
12. <i>Болтянська Н.І.</i> Роль технічного сервісу при забезпеченні високоефективного функціонування технологічного процесу виробництва продукції тваринництва.....	103
13. <i>Хоменко А. М., Мовчан С. І., Болтянський О.В.</i> Удосконалення обкатки двигунів внутрішнього згорання за рахунок викор истання зворотного зв'язку.....	110
14. <i>Кувачов В.П.</i> Землевикористання при облаштуванні поля для роботи енерготехнологічних засобів мостового типу....	116
15. <i>Шульга О.В.</i> Визначення оптимальної ширини заїмки для руху збирального агрегату по півколу при здійсненні ним безпетльових поворотів на полі, зрошуваному машиною кругової дії.....	127

	Стор.
16. <i>Чижиков І.О.</i> Визначення ступеня пошкодження тканин підщеп плодових культур в процесі їх садіння апаратом дискового типу.....	141
17. <i>Шепеленко І.В., Черкун В.В.</i> Влияние состояния исходной поверхности на процесс ФАБВО	150
18. <i>Кішко М.Л., Ігнат'єв Є.І., Болтянський В.М., Мітков Б.В.</i> Досвід вирощування озимої пшениці.....	156
19. <i>Вороновський І.Б.</i> Моделирование процесса износа ТНВД распределительного типа .....	162
20. <i>Бабка В.М.</i> До теорії складного руху матеріальної частинки по площині.....	169
21. <i>Бабка В.М., Маліновський А.С.</i> Ударна взаємодія вібраційного копача з коренеплодом.....	189
22. <i>Васулук В.І.</i> Перспективи виробництва картоплі.....	197
23. <i>Кузьменко В.М., Марчишина Є.І.</i> Атестація робочих місць за умовами праці на підприємствах АПК.....	208
24. <i>Шкарівський Р.Г., Шкарівський Г.В.</i> Валова продукція сільського господарства – підвалини формування .....	216
25. <i>Чорна Т.С.</i> Аналіз способів оцінювання стійкості та керованості робочого руху посівних агрегатів.....	224
26. <i>Чуксин П.І., Черная Т.С.</i> Методика анализа и прогноза оптимальной системы почвообработки для юга Украины..	233