

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**Таврійський державний агротехнологічний університет**

**В. Б. МІТКОВ**

**ОСОБЛИВОСТІ АГРЕГАТУВАННЯ  
КОМБІНОВАНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ  
НА БАЗІ ІНТЕГРАЛЬНОГО ТРАКТОРА ПРИ ВИРОЩУВАННІ  
ПРОСАПНИХ КУЛЬТУР В УМОВАХ ПІВДНЯ УКРАЇНИ**

**Монографія**



**Запоріжжя • 2015**

УДК 631.372 + 631.312  
М66

Затверджено вченою радою Таврійського державного  
агротехнологічного університету,  
протокол №5 від 29.12.2014 р

Рецензенти:

- Надикто В. Т., член-кореспондент НААН України, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Машиновикористання в землеробстві» ТДАТУ.
- Дідур В. А., академік АН ВШУ, МААО, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри «Гідравліка та теплотехніка» ТДАТУ.

**Мітков В. Б.**

**М66      Особливості агрегування комбінованого машинно-тракторного агрегату на базі інтегрального трактора при вирощуванні просапних культур в умовах півдня України : монографія / В. Б. Мітков. – Запоріжжя : Кругозір, 2015. – 152 с. ISBN 978-966-2602-79-1**

В монографії наведено особливості агрегування комбінованого МТА з фронтальним розташуванням сільськогосподарського знаряддя активного типу при вирощуванні просапних культур в умовах півдня України. Представлені матеріали призначена для магістрів, аспірантів, інженерно-технічних працівників і науковців, які займаються проектуванням, випробуванням і експлуатацією сільськогосподарської техніки.

**УДК 631.372 + 631.312**

ISBN 978-966-2602-79-1

© В. Б. Мітков

## ЗМІСТ

ВСТУП	
РОЗДІЛ 1. ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ВАРІАНТУ КОМБІНОВАНОГО МТА	7
1.1 Аналіз конструктивних схем комбінованих машинно-тракторних агрегатів	7
1.2 Основні напрямки удосконалення комбінованих агрегатів для основного обробітку ґрунту	21
Висновки по розділу	27
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КОМБІНОВАНОГО МТА	29
2.1 Обґрунтування ширини захвату та швидкості руху комбінованого агрегату	29
2.2 Основні припущення, прийняті при складанні диференційних рівнянь руху комбінованого агрегату у поздовжньо-вертикальній площині	34
2.3 Математична модель вертикальних коливань трактора у складі комбінованого МТА	36
2.3.1 Визначення кінетичної енергії трактора	37
2.3.2 Знаходження потенційної енергії енергетичного засобу	39
2.3.3 Дисипативна функція розсіювання енергії трактором у складі комбінованого МТА	40
2.3.4 Система диференційних рівнянь вертикальних коливань трактора у складі комбінованого агрегату	41
2.4 Математична модель вертикальних коливань фронтального подрібнювача	43
2.5 Визначення впливу задньонавісного плуга на трактор	45
2.6 Математична модель вертикальних коливань комбінованого МТА на базі трактора ХТЗ-120	47
2.7 Методика теоретичного аналізу динаміки руху комбінованого агрегату на базі трактора ХТЗ-120	49
2.8 Методика та результати перевірки математичної моделі вертикальних коливань комбінованого МТА на адекватність	55

2.9 Аналіз плавності руху комбінованого МТА	60
2.9.1 Вплив поздовжнього профілю шляху на динаміку вертикальних коливань фронтального подрібнювача рослинних решток і трактора	60
2.9.2 Вплив коливань тягового опору плуга на плавність руху комбінованого МТА	67
Висновки по розділу	76
<b>РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КОМБІНОВАНОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ ОСНОВНОГО ОБРОБІТКУ ГРУНТУ</b>	79
3.1 Склад комбінованого МТА для проведення польових робіт	76
3.2 Вимірні параметри, застосовані прилади й обладнання	87
3.3 Методика обробки експериментальних даних	99
<b>РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ РОБОТИ КОМБІНОВАНОГО МТА</b>	106
4.1 Динаміка зміни крутного моменту на валу приводу подрібнювача рослинних решток під час його пуску	106
4.2 Тягово-енергетичні показники роботи комбінованого агрегату	108
4.3 Траєкторні і якісні показники роботи комбінованого агрегату	114
4.4. Експлуатаційно – технологічна оцінка комбінованого агрегату на базі трактора ХТЗ-120	118
Висновки по розділу	126
<b>РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ КОМБІНОВАНОГО МТА</b>	129
5.1 Вихідні дані для порівняльної оцінки агрегатів	129
5.2 Розрахунок річного економічного ефекту від впровадження нового комбінованого агрегату	133
<b>ВИСНОВКИ</b>	135
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ</b>	138

## ВСТУП

В даний час в Україні багато малих сільськогосподарських підприємств, яким дуже важко існувати в умовах сьогодення. Все це пов'язано з високими цінами на паливо, запчастини, техніку та інше. Тому виникає необхідність у поєднанні с.-г. операцій – використання комбінованих агрегатів.

Обсяг застосування комбінованих агрегатів у господарствах визначається природно - кліматичними умовами, фізико-механічними властивостями оброблюваних ґрунтів, застосовуваною системою землеробства, агротехнічними вимогами до обробки ґрунтів і посіву, можливістю й доцільністю сполучення технологічних операцій, а також наявною енергетичною базою.

Використання інтегрального трактора з переднім навісним механізмом та переднім валом відбору потужності (ВВП) дозволяє виконувати одночасно декілька сільськогосподарських операцій. Це зменшить необхідність в тракторах, дозволить своєчасно виконувати сільськогосподарські роботи, підвищить продуктивність тракторів, дозволить більш ефективно завантажити передню вісь, зменшити витрати на паливо. Особливо це актуально для МТА, які використовуються при вирощуванні просапних культур.

Основним недоліком існуючих комбінованих агрегатів та знарядь є недостатньо висока якість виконання технологічного процесу, що обумовлюється наявністю взаємного впливу одне на одного різних за функціональним призначенням знарядь.

Водночас, наявність у енергетичного засобу переднього навісного механізму на передньому ВВП дозволить зменшити взаємний вплив фронтального та задньонавісного знарядь шляхом їх роздільного агрегування у складі комбінованого МТА.

Для використання такого агрегату потрібно на передній та задній механізми трактора, який має передній ВВП, навісити с.г. знаряддя.

Проте, переваги агрегату з фронтальним подрібнювачем і задньонавісним плугом можуть бути практично реалізовані лише за умови правильного вибору його схеми та конструктивних параметрів.

В монографії представлено варіант розв'язання проблем агрегування фронтально розташованого знаряддя активного типу з інтегральним трактором, шляхом визначення основних експлуатаційних параметрів роботи агрегату та конструктивних параметрів МТА. Представлені результати експериментальних досліджень повністю підтверджують технічну здійсненність та економічну доцільність впровадження цього напрямку в умовах Півдня України.

# РОЗДІЛ 1

## ВИЗНАЧЕННЯ ОПТИМАЛЬНОГО ВАРІАНТУ КОМБІНОВАНОГО МТА

### 1.1 Аналіз конструктивних схем комбінованих машинно-тракторних агрегатів для основного обробітку ґрунту

Обробіток ґрунту взагалі, а основний – зокрема, є найбільш енергоємним технологічним процесом, на який припадає приблизно 40% енергетичних і 25% трудових витрат з усього обсягу польових робіт [1, 2, 3]. Саме тому в Україні та за рубежом велись і нині ведуться інтенсивні роботи з виявлення раціональних способів обробки ґрунту, обумовлені необхідністю зниження енергетичних і трудових витрат на одиницю продукції рослинництва.

Проведенню основного обробітку ґрунту передують, як правило, подрібнення стерні попередника. І якщо з вирішенням цього питання щодо рослинних залишків зернових колосових чи зернобобових культур особливих проблем немає, то з подрібненням стерні таких широко розповсюджених на півдні України грубостеблових просапних культур, як кукурудза та соняшник, певні труднощі є.

Їх стерня, як показує практика останніх років, представляє собою стебла, довжиною від 30 до 75 см. Причому, більшість із них повалена або нахилена у бік руху комбайну [4, 5]. Перед здійсненням основного (мається на увазі полицевого) обробітку агрофону рослинні рештки слід подрібнити так, щоб мати змогу загорнути їх у ґрунт. Взагалі ж подрібнення стерні слід робити і при безполицевому обробітку, оскільки у протилежному випадку не виключається забивання рослинними рештками робочих органів ґрунтообробних знарядь.

Сучасні технології вирощування просапних культур передбачають роздільне виконання операцій подрібнення рослинних решток на полі та основного обробітку ґрунту [6, 7, 8]. Для здійснення першої із них на півдні України використовують дискові борони БДТ-7, БДВ-6 тощо [9]. Другу операцію проводять із застосуванням полицевих плугів (ПЛН-5-35, ПНЛ-8-40), плугів – чизелів (ПЧ-2,5, ПЧ-4,5),

культиваторів – плоскорізів (КПШ-5, КПШ-9) і т. ін. [9].

Практика показує, що іноді однократного подрібнення стерні грубостеблових культур пасивними дисковими робочими органами недостатньо. Двократне ж проведення подрібнення рослинних решток пов'язане з певними енергетичними та фінансовими витратами. Так, для здійснення цієї операції на площі 100 га після збирання кукурудзи на зерно потрібно не менше 940 кг палива, що нині коштує майже 3000 грн. [10].

З огляду на це, вчені та конструктори намагаються створити машини для подрібнення стерні грубостеблових культур робочими органами, привід яких здійснюється від валу відбору потужності (ВВП) енергетичного засобу. На відміну від знарядь з пасивними робочими органами, подрібнювачі активного типу забезпечують більш високий ступінь подрібнювання рослинних решток, що досягається раціональним підбором поступальної швидкості агрегату, частоти обертання барабану і кількості ножів на його дисках або валах [11].

Активні робочі органи цих подрібнювачів можуть мати горизонтальну [12-16], вертикальну [17, 18, 19, 20] чи нахилену [21, 22] вісь обертання. Еволюція їх розвитку відбувається у двох напрямках:

- збільшення ступеню подрібнення рослинних решток;
- максимальне спрощення конструкції і зниження конструктивної маси за рахунок удосконалення схеми подрібнення стерні с.-г. культур.

Аналіз наявних подрібнювачів показав, що найбільш перспективними із них є такі, які складаються з швидкообертового горизонтального вала із шарнірно прикріпленими до нього молотками, подрібнюючи стебла безпосередньо на корені [23, 24, 25]. Майже усі вони мають відносно просту будову, низьку вартість і металоемність, досить високу (0,96...0,98) технологічну надійність та практично однакову енергоемність у порівнянні з іншими типами подрібнювачів [26, 27].

Попри все, якщо подрібнення стерні грубостеблових культур виконувати окремою операцією, то витрати палива навіть таким простим агрегатом, як трактор Т-150К та борона БДТ-7, на кожному гек-

тарі оброблюваної площі становитимуть приблизно 5 кг [10]. Багато-річна практика експлуатації в умовах півдня України орного агрегату у складі цього ж енергетичного засобу та плуга ПЛН-5-35, наприклад, показує, що мінімальні витрати палива таким агрегатом на оранці на глибину 25...28 см знаходяться на рівні 20...24 кг/га [10]. Таким чином, проведення двох окремих операцій, а саме дискування стерні грубостеблових культур та оранки, потребує не менше 30 кг палива на кожен гектар оброблюваної площі.

Одним із шляхів зменшення цього показника є проведення одночасного виконання подрібнення стерні та основного обробітку ґрунту. Цілком зрозуміло, що для цього потрібно створити відповідний комбінований МТА.

В цілому, застосування комбінованих агрегатів забезпечує зниження витрат праці в середньому на 20%, пального – на 25% [28, 29]. Сумарна колія після проходу тракторів і сільськогосподарських машин зменшується на 45%, при цьому вміст вологи в ґрунті в шарі товщиною до 15 см збільшується на 8...10% [30, 31].

Обсяг застосування комбінованих агрегатів у господарствах визначається природно - кліматичними умовами, фізико-механічними властивостями оброблюваних ґрунтів, застосовуваною системою землеробства, агротехнічними вимогами до обробки ґрунтів і посіву, можливістю й доцільністю сполучення технологічних операцій, а також наявною енергетичною базою.

Для досягнення позитивного ефекту від застосування комбінованих агрегатів повинні виконуватися наступні вимоги [32, 33]:

- енергоємність технологічного процесу, виконаного комбінованим агрегатом, має бути менше загальної енергоємності при виконанні його одноопераційними машинами;
- продуктивність праці повинна бути вища, ніж у відповідних одноопераційних машин;
- якісні показники роботи повинні бути не нижчі, ніж аналогічні показники відповідних одноопераційних машин;
- пристосованість для роботи в несприятливих погодних і ґрунтових умовах комбінованих МТА для основного обробітку

грунту має бути така ж, як і у агрегатів з одноопераційних машин;

- зберігати родючість ґрунту;
- мати задовільну маневреність.

По способу агрегування комбіновані агрегати можна розділити на три групи (схеми):

- 1) агрегати, складені за схемою, у якій одноопераційні машини, що випускаються серійно, послідовно з'єднані між собою за допомогою різноманітних зчіпних механізмів;
- 2) агрегати з комбінованою машиною заднього приєднання, на рамі якої можуть закріплюватися постійні або змінні робочі органи різного технологічного призначення;
- 3) агрегати, складені з кількох одноопераційних машин, одні з яких навішуються на передній начіпний механізм (ПНМ) енергетичного засобу, а інші – на задній.

Основними перевагами комбінованих агрегатів, складених за першою схемою (рис.1.1), є можливість роздільного використання серійних машин і знарядь із тракторами відповідного тягового класу.

При ешелонованому розміщенні одноопераційних машин до мінімуму скорочується проміжок часу між окремими операціями та виключається вплив на технологічний процес погодних умов.

Однак, послідовне з'єднання окремих одноопераційних машин у складі комбінованого агрегату істотно збільшує його поздовжні розміри (див. рис.1.1) і вимагає значної ширини поворотної смуги. Використання комбінованих агрегатів за цією схемою агрегування іноді приводить до погіршення якості виконання технологічного процесу, тому що робочі органи серійних одноопераційних машин розробляються без врахування їхньої спільної роботи в агрегаті.

Застосування деякими закордонними фірмами з'єднання за допомогою автозчеплень, встановлених на сільськогосподарські машини, трохи виправляє зазначені недоліки, однак цілком їх не усуває.

Із-за вищезгаданих негараздів комбіновані агрегати з послідовним з'єднанням машин знаходять обмежене використання і мають переваги тільки на рівних полях з великою довжиною гону.

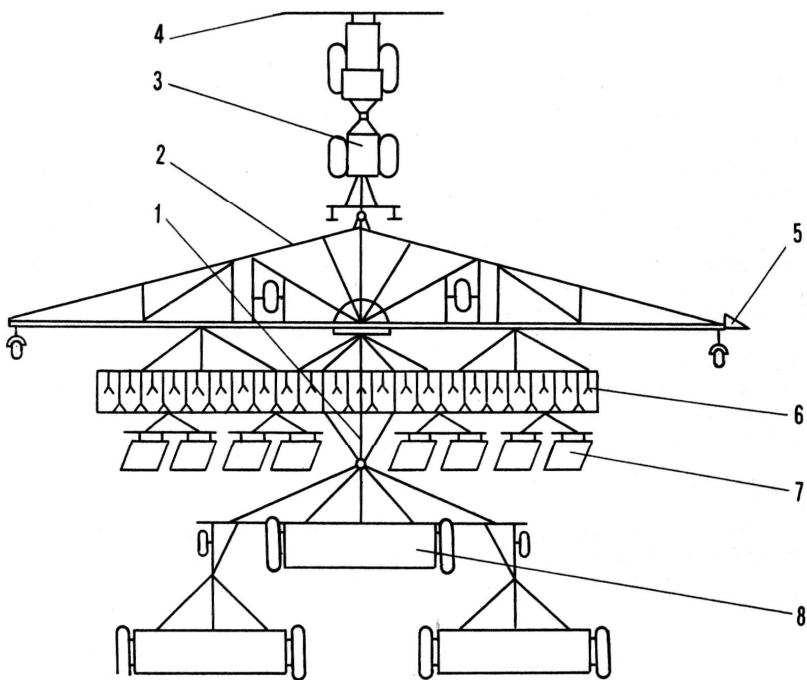


Рисунок 1.1 - Схема широкозахватного комбінованого МТА:  
 1 – брус; 2 – зчеп; 3 – трактор; 4 – слідопоказчик; 5 – маркер;  
 6 – культиватор; 7 – борони; 8 – сівалки зернові.

Більш раціональним рішенням є агрегати, виконані за другою схемою. У них на загальній рамі комбінованої машини послідовно встановлені різні за призначенням робочі органи (або секції робочих органів), запозичені від одноопераційних машин [34, 35, 36, 37].

Так, у США розроблено комбінований агрегат (рис.1.2) для обробки ґрунту з подрібненням рослинних решток (пат. США № 4522267 [38]).

Агрегат містить послідовно встановлені подрібнювач з приводом від валу відбору потужності трактора та чизельний культиватор.

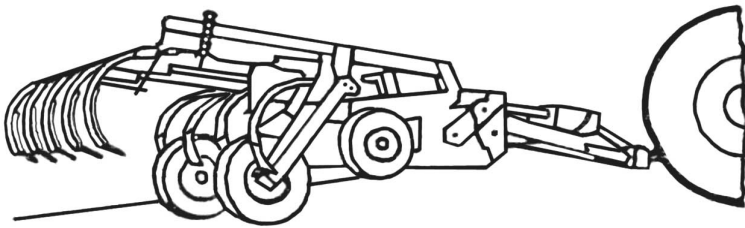


Рисунок 1.2 - Комбінований агрегат для обробки ґрунту з одночасним подрібненням рослинних залишків

Для виконання аналогічної задачі у Південному відділенні УНІМЕСґу (сmt. Якимівка, Запорізька обл.) було розроблено начіпну комбіновану машину з активними і пасивними робочими органами (рис. 1.3).

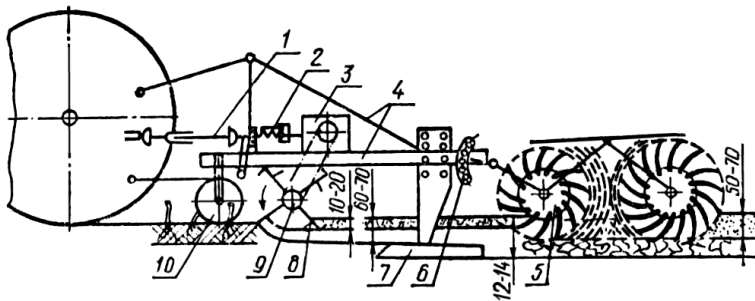


Рисунок 1.3 - Комбінований ґрунтообробний агрегат:

- 1 – вал відбору потужності; 2 – муфта; 3 – редуктор; 4 – рама; 5 – борона;
- 6 – механізм приєднання; 7 – плоско ріжуча лапа; 8 – ніж;
- 9 – фрезерний барабан; 10 – опорне колесо.

Дану конструктивну розробку в агрегаті з трактором Т-150К на протязі чотирьох років випробовували на полях Харківської, Миколаївської і Запорізької областей. В результаті експериментальних досліді-

джен встановлено, що на темно-каштанових чорноземах при вологості ґрунту 6,5...15,1% і твердості 2,0...3,2 мПа в шарі 0...20 см кришення оброблюваного прошарку ґрунту за один прохід агрегату становило 81,3%, а подрібнення рослинних решток до довжини 9,43 см – 76,1...81,0% [39].

Іншими типовими прикладами широкої гама комбінованих агрегатів за другою схемою можуть бути МТА, технологічну частину яких представляють культиватор комбінований причіпний ККП-3,7 (рис. 1.4) або комбінована машина АГРО-3 (рис.1.5) [40].

Перший із них призначений для основного обробітку ґрунту (до 16 см) після збирання грубостеблових просапних культур.

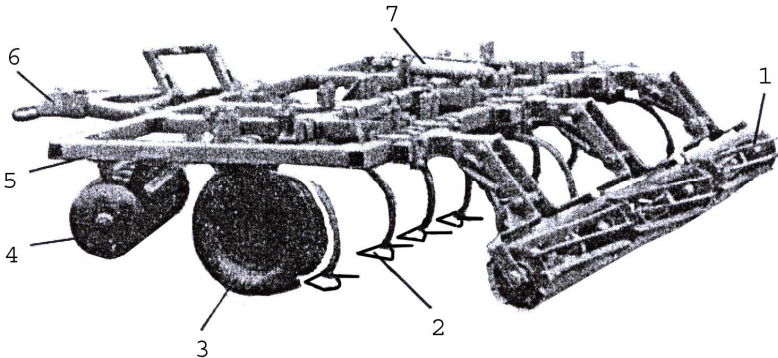


Рисунок 1.4 - Культиватор комбінований причіпний ККП-3,7:  
1 – секція катка; 2 – стрілочаста лапа; 3 – пневматичне колесо;  
4 – дискова секція; 5 – рама; 6 – причіпний пристрій;  
7 – гідроциліндр.

Машина АГРО-3 використовується для безполицевого основного і передпосівного обробітку стерньових агрофонів після збирання просапних та інших культур. Глибина обробітку ґрунту не перевищує 15 см. Конструкція машини дозволяє змінювати послідовність розміщення на її рамі робочих органів.

Слід, проте, відзначити, що при всіх позитивних моментах комбінованих агрегатів на базі цих машин мають наступні типові недоліки:

- не повністю загортають подрібнені рослинні рештки в ґрунт;

- не дозволяють здійснити обробіток ґрунту на глибину, більшу за 16 см;
- складність в регулюванні та настроюванні знаряддя;
- взаємний вплив ґрунтообробної та подрібнювальної частин машини обумовлює нерівномірність і погану якість роботи знаряддя в цілому;
- мають складну конструкцію та відносно невисоку технологічну і технічну надійність.

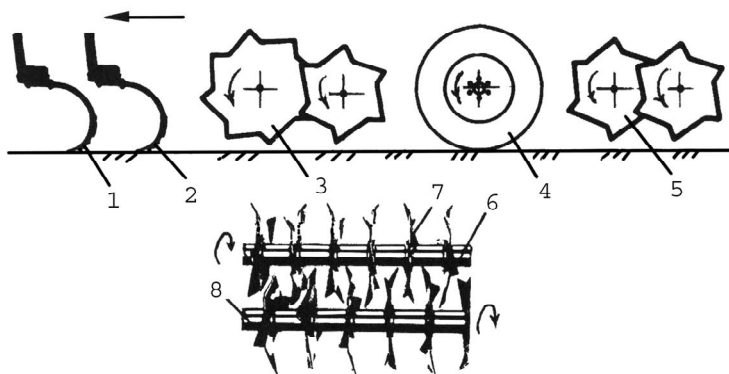


Рисунок 1.5 - Комбінована машина АГРО-3:

- 1 і 2 – розпушувальні лапи; 3 – передня секція зірчастих дисків;  
 4 – опорне колесо; 5 – задня секція зірчастих дисків;  
 6 – вісь передньої батареї дисків; 7 – зірчастий диск; 8 – вісь задньої батареї дисків.

Комбіновані агрегати за третьою схемою (рис.1.6) з'явилися порівняно недавно. Їх переваги полягають у тому, що за рахунок використання фронтального навішування сільськогосподарського знаряддя з'являється можливість [41-47]:

- краще збалансувати навантаження на мости трактора;
- забезпечити економію питомих витрат палива;
- знизити ступінь ущільнення ґрунту;
- зменшити час переобладнання агрегату із робочого положення в транспортне і навпаки;
- збільшити маневреність, стійкість і керованість МТА під час

- руху на поворотній смузі та під час транспортних переїздив;
- збільшити зчіпну масу трактора без застосування механічного баласту, підвищивши тим самим ступінь використання потужності його двигуна та зменшивши буксування рушіїв;
- широко використовувати серійно випускаємі одноопераційні машини та знаряддя як з пасивними, так і активними робочими органами;
- зменшити взаємний вплив ґрунтообробного та подрібнювального знаряддя;
- підвищити якість обробки ґрунту.

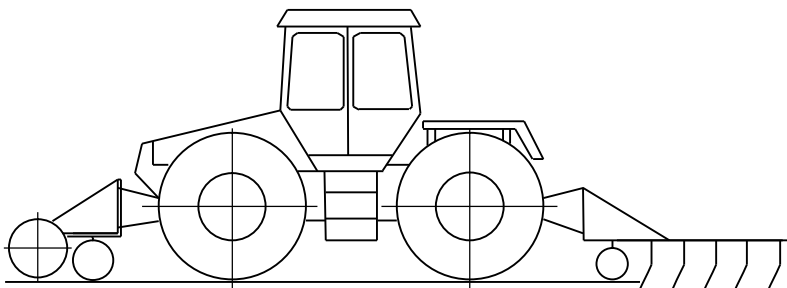


Рисунок 1.6 - Комбінований агрегат на базі одноопераційних машин фронтального та заднього приєднання

Мають такі комбіновані агрегати і свої недоліки. Основними із них, на думку низки авторів [41, 48, 49, 50, 51], є наступні:

- збільшення кінематичної довжини агрегату, що може привести до відповідного зростання ширини поворотної смуги та невиробничих витрат часу, пов'язаних із поворотами комбінованого МТА;
- більш напружений режим роботи механізатора, викликаний необхідністю слідкування за роботою як заднього, так і переднього знаряддя.

Слід підкреслити, що коли другий із вказаних недоліків в принципі не викликає сумнівів, то перший їх певною мірою породжує. Хоча б уже тому, що фронтальне розташування частини знаряддя комбінованого агрегату може не тільки не збільшити, а навпаки

– навіть зменшити його кінематичну довжину. Підґрунтям для такого твердження є той факт, що фронтальні знаряддя чи машини є, як правило, начіпними, у яких відсутні довгі причіпні диски (сниці).

Комбіновані МТА за третьою схемою найбільш повно відповідають сучасній тенденції в тракторобудуванні. Суть останньої полягає в створенні енергонасичених інтегральних тракторів, завантажити які одноопераційними машинами не завжди можливо, особливо на полях невеликих розмірів, на схилах тощо [18, 52, 53].

Інтегральні трактори від енергетичних засобів класичної компоновки відрізняються більш розвиненими технологічними властивостями. Однаковий розмір передніх і задніх рушіїв дозволяє встановлювати на них задній і передній (практично рівноцінний задньому) навісний механізми, задній і передній вали відбору потужності, реверсивні пост керування та трансмісію, додаткове технологічне обладнання тощо [54, 55].

На Україні відкрите акціонерне товариство “Харківський тракторний завод ім. С.Орджонікідзе” нині випускає сімейство таких тракторів під марками ХТЗ-120/121 (рис.1.7) та ХТЗ-160 (рис.1.8). Конструкція ходової системи цих енергетичних засобів дозволяє використовувати як одинарні (16,9R39, 21,3-24, 23,1-26), так і здвоєні (9,5-42, рис.1.7) шини. На деяких операціях трактори сімейства ХТЗ-120/160 можуть використовуватися з широкопрофільними шинами низького (0,03 МПа) тиску моделі Ф-229НС-6. [56, 57].



Рисунок 1.7 - Трактор серії ХТЗ-120/121



Рисунок 1.8 - Трактора серії ХТЗ-160

### Коротка технічна характеристика тракторів ХТЗ-120/160

База, мм	2860		
Колія, мм	2100		
Номінальне тягове зусилля, кН	30		
Колісна схема	4 x 4		
Швидкості руху, км/год.:	1,37 – 28,6 – вперед    2,07 – 8,41 - назад		
Маса, кг	8200		
Механізм повороту	передні керовані колеса з гідрооб'ємним рульовим керуванням		
Мінімальний радіус повороту, м	6,55		
<b>Двигун</b>			
Модель	СМД 19Т	Д-260.9	КАМАЗ-740.02
	(ХТЗ-121)	(ХТЗ-16231)	(ХТЗ – 16131)
Потужність, к.с.	120/145	165	170
Число циліндрів	4	6	8
Питомі витрати палива, г/к.с.·год.	172	167	172
Запас крутного моменту, %	15	15	20
Система запуску	електричний стартер		
Олива, л	14	22	25
Охолоджувальна рідина, л	40	31	32
Коробка передач	механічна, 16 передач переднього і 8 передач заднього ходу, перемикаєма на ходу без розриву потоку потужності		
Шини	16,9R38 – одинарні 9,5R42 –здвоєні		
<b>Робоче обладнання</b>			
Задній вал відбору потужності, об/хв.	незалежний: 540 і 1000		
Передній ВВП, об/хв.	незалежний:1000		
Навісні механізми	передній і задній		
Пост керування	реверсивний		

Виходячи із вище означених переваг третьої схеми комбінованих МТА, саме на базі вітчизняного трактора із сімейства ХТЗ-120/160 можна створити агрегат для одночасного подрібнення стерні грубостеблових культур та основного обробітку ґрунту (в даному конкретному випадку – оранки). Для цього на передній навісний механізм енергетичного засобу слід навісити серійний подрібнювач рослинних решток, а на задній – плуг (рис.1.9) [55, 58].

Для копіювання коливань поздовжнього профілю агротехнічного фону подрібнювач має бути обладнаний власними опорними колесами. Останні можуть бути або пневматичними, або сталевими. Остаточний висновок щодо цього можна зробити тільки після розгляду динаміки коливань комбінованого агрегату у поздовжньо-вертикальній площині.

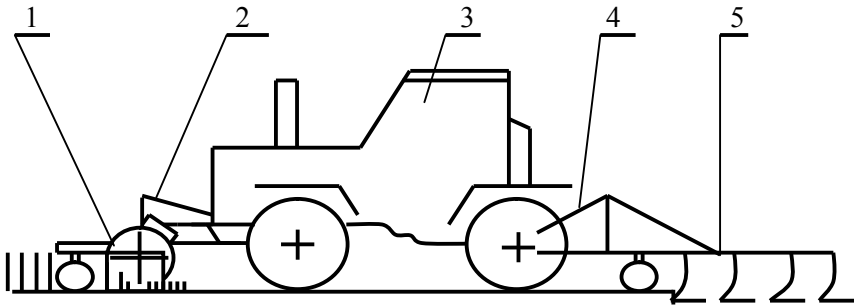


Рисунок 1.9 - Схема комбінованого МТА на базі трактора ХТЗ-120/160:

1 – подрібнювач; 2, 4 – передній та задній навісні механізми трактора; 3 – трактор; 5 – плуг.

Передній навісний механізм трактора під час його роботи у складі комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту повинен знаходитися у „плаваючому” положенні. В цьому випадку фронтальний подрібнювач буде краще копіювати нерівності поздовжнього профілю поля.

По аналогії з фронтальним плугом орного агрегату за схемою „штовхай – тягни” [41, 55, 59, 60, 61], поворотність подрібнювача відносно трактора у горизонтальній площині має бути виключена шляхом фіксування нижніх тяг його переднього навісного механізму.

Оскільки по своїм тягово-зчіпним властивостям трактори сімейства ХТЗ-120/160 відповідають енергетичним засобом тягового класу 3 [62], то на оранці вони можуть агрегуватись з плугами типу ПЛН-5-35 або ПЛП-6-35 [62].

В залежності від співвідношення між колією та шириною захвату плуга, останній може приєднуватися до енергетичного засобу або симетрично, або з поперечним зміщенням.

При симетричному приєднанні лінія тяги енергетичного засобу співпадає з напрямком його руху. При цьому під час переміщення енергетичного засобу поза борозною має виконуватись наступна умова [63]:

$$B_T = b_k \cdot (n + 1) - 2 \cdot A - b, \quad (1.1)$$

де  $B_T$  – колія енергетичного засобу;  
 $b_k$  – конструктивна ширина захвату корпусу плуга;  
 $n$  – кількість корпусів знаряддя;  
 $A$  – відстань від борозни на наріжної крайки рушія енергозасобу;  
 $b$  – ширина рушія трактора.

В разі руху енергетичного засобу колесами правого борту в борозні умова (1.1) має дещо інший вид [64, 65]:

$$B_T = b_k \cdot (n + 1) + b \quad (1.2)$$

Враховуючи, що при використанні ХТЗ-120/160 з плугом ПЛН-5-35  $b_k = 0,35$  м;  $n = 5$ ;  $A = 0,15$  м;  $b = 0,43$  м, із залежності (1.1) знаходимо:  $B_T = 1,37$  м. За формулою ж (1.2) колія трактора  $B_T$  повинна становити 2,53 м.

Дійсна значина ширини колії ( $B_d$ ) тракторів ХТЗ-120/160 до-

рівнює 2,1 м. Відомо, що коли дійсна значина колії трактора ( $B_d$ ) більша за бажану ( $B_t$ ), то плуг агрегатують з правостороннім (якщо дивитися ззаду орного МТА) поперечним зміщенням  $\Delta$ , величина якого становить [66]:

$$\Delta = (B_d - B_t)/2 \quad (1.3)$$

В даному випадку це дорівнює 0,315 м. Саме на таку величину “центр опору” знаряддя зміщується вправо від поздовжньої вісі енергетичного засобу і між нею та напрямком лінії тяги виникає певний кут. В результаті, частина тягового зусилля трактора (а саме - його поперечна складова) створює додаткове навантаження на польові дошки, що і призводить до зростання тягового опору плуга [64, 65, 67-70]. Також на зростання тягового опору плуга найбільш відчутний вплив призводить глибина обробки, у порівнянні зі швидкістю руху агрегату [71].

При рухові енергетичного засобу колесами правого борту у борозні дійсна значина його колії, як бачимо, менша за бажану (2,1 проти 2,53 м). В цьому випадку “центр опору” плуга розташовується зліва від поздовжньої вісі симетрії енергетичного засобу на відстані  $\Delta = 0,215$  м. В результаті поперечна складова тягового зусилля останнього, як відмічається в роботі [66], сприяє розвантаженню польових дошок знаряддя, зменшуючи при цьому його тяговий опір.

Як показують розрахунки по формулах (1.1), (1.2) і (1.3), лівостороннє поперечне зміщення плуга, у якого  $b_k = 0,35$  см, має місце при чотирьох корпусах і більше.

Виходячи із приведеного вище аналізу приходимо до висновку, що трактор ХТЗ-120/160 у складі комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту має рухатися правими колесами в борозні (рис.1.10).

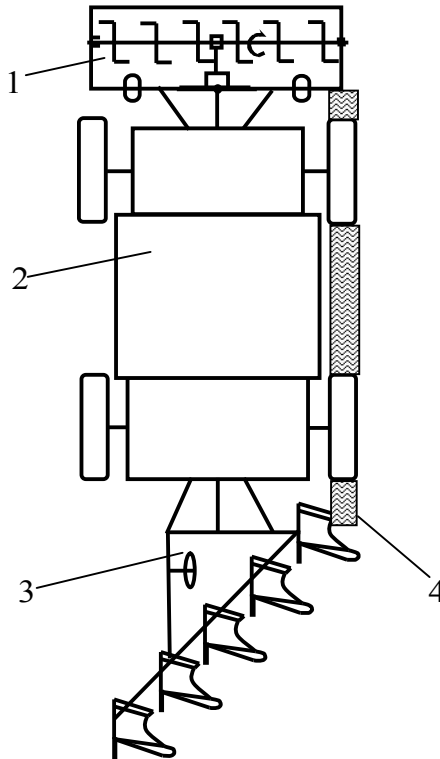


Рисунок 1.10 - Схема руху комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту:

1- подрібнювач рослинних решток; 2 – трактор; 3 – плуг; 4- борозна

## 1.2 Основні напрямки удосконалення комбінованих агрегатів для основного обробітку ґрунту

Комбінування кількох операцій у складі одного машинно - тракторного агрегату знаходиться, що є цілком зрозумілим, у певному протиріччі з продуктивністю його праці.

Продуктивність комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту, як і інших МТА, залежить, в основному, від швидкості руху трактора та ширини захвату сільськогосподарських машин, які агрегуються з ним. Однак, між параметрами швидкості та ширини

захвату існує протилежна залежність: при однаковому завантаженні двигуна трактора з підвищенням швидкості доводиться зменшувати ширину захвату агрегату і, навпаки, зі зменшенням швидкості з'являється можливість збільшення захвату. Оскільки подрібнювач рослинних решток використовується одночасно з плугом, то для забезпечення необхідної якості виконання технологічного процесу ширина захвату обох цих знарядь повинна бути взаємно обумовлена. У зв'язку з цим важливо визначити такий взаємозв'язок між значинами  $V$  і  $B$ , при якому продуктивність роботи нового МТА була б максимальною.

Одним із важливих факторів, які обумовлюють практичну реалізацію максимальної продуктивності того чи іншого агрегату, є динаміка його руху у поздовжньо - вертикальній площині. Справа тут у наступному. Будь-яке поле характеризується статистично випадковим характером коливань нерівностей його поздовжнього профілю. Швидкість робочого руху МТА буде визначатися характером відпрацювання ним, як динамічною системою, цих зовнішніх збурень. Тим більше, що до них додаються коливання тягових опорів знарядь комбінованого агрегату.

Не дивлячись на цілу гаму робіт у цьому напрямку, в певній мірі дослідженою є динаміка руху енергетичного засобу у поздовжньо – вертикальній площині з одним лише задньоюнавісним знаряддям [72-76 ].

Є спроби проаналізувати і характер поведінки фронтального знаряддя. Проте, дослідники при цьому вводять низку спрощень.

По - перше, вони приймають, що точка приєднання фронтального знаряддя до енергетичного засобу переміщається без коливань у поздовжньо-вертикальній площині [42, 77, 78 79]. А це, як відомо, явно не відповідає дійсності.

По-друге, ними при цьому не розглядаються силовий та кінематичний взаємозв'язки між фронтальним знаряддям і енергетичним засобом.

Ті ж вчені, які такий вплив розглядають, отримують результати, з якими важко погодитися. Так, наприклад, в роботі [80] стверджується, що при агрегуванні трактора ЛТЗ-155 з фронтальним та

задньонавісним культиваторами вертикальні складові тягових опорів знарядь близькі до нуля. Інша річ, що взаємний кореляційний зв'язок між цими складовими може бути низький. Проте, вертикальна складова тягового опору будь-якого знаряддя суттєво впливає на динаміку плавності руху енергетичного засобу.

Останнім часом досить повно розглядається динаміка руху орного МТА за схемою “push - pull” при одночасному впливові на енергетичний засіб як фронтального, так і задньонавісного плугів [81].

Проте, фронтальний плуг у цього агрегату має сталі опорні колеса. А це означає, що вертикальні коливання даного орного знаряддя в основному визначаються характером зміни нерівностей позовжнього профілю поля та відповідним впливом збоку трактора.

На відміну від плуга, опорні колеса фронтального подрібнювача рослинних решток можуть мати гумові шини. В результаті динаміка його вертикальних коливань має бути іншою. Її характер буде визначатися значиною коефіцієнтів жорсткості та опору деформуванню шин подрібнювача, його масою тощо.

Крім того, інший характер динаміки вертикальних коливань фронтального подрібнювача рослинних решток буде здійснювати і інший силовий вплив на трактор. А це вимагає визначитися з раціональними параметрами зчіпного пристрою подрібнювача, до яких входять:

- висота стояка приєднувального трикутника;
- вертикальна координат приєднання нижніх тяг переднього навісного механізму трактора.

Як і у орного агрегату за схемою “push-pull”, важливим є питання щодо визначення схеми руху трактора у складі комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту: пряма чи реверсивна. З точки зору оглядовості фронтального знаряддя тут можна отримати один результат, а з позиції плавності руху - інший.

Відповідь на усі вищевикладені моменти можна дістати шляхом розробки та аналізу відповідної математичної моделі розглядуваного МТА у позовжньо-вертикальній площині. Існуючі нині матема-

тичні апарати аналогічного призначення для розв'язку виявлених задач не придатні.

Крім динаміки вертикальних коливань, відповідний вплив на продуктивність любого МТА відіграють траєкторні показники його руху у горизонтальній площині проєкцій. І це важливо навіть тоді, коли енергетичний засіб рухається колесами одного борту у борозні. При неоптимальних параметрах та схемі МТА навіть у цьому випадку можливе погіршення стабільності його руху.

Стійкість та керованість руху комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту поза борозною, тобто під час переміщення на поворотній смузі, особливих сумнівів не викликає. Тут можна покластися на низку робіт, в яких звертається увага на підвищення стійкості руху подібних МТА в транспортному режимі [52, 82]. Справа в тому, що при холостих переїздах з одним лише задньонавісним знаряддям вертикальне навантаження на передніх колесах енергетичного засобу зменшується. І тим більше, чим більша маса агрегатованого знаряддя. В результаті це і приводить до погіршення керованості руху такого МТА. Особливо, коли передні колеса трактора є керованими.

Наявність же фронтального знаряддя суттєво зменшує розвантаження передніх рушіїв трактора і таким чином сприяє підвищенню керованості та стійкості руху комбінованого МТА для основного обробітку ґрунту при транспортних переїздах.

Важливим напрямком удосконалення схеми і параметрів комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту є зменшення ним енергетичних витрат на виконання технологічного процесу. В цьому напрямку вельми актуальним є питання впливу фронтального подрібнювача на дисперсію (як опосередкований показник енергії) вертикальних коливань енергетичного засобу.

Значний інтерес представляє виявлення взаємного кореляційного зв'язку між такими показниками, як глибина оранки і коливання нерівностей поздовжнього профілю поля - з одного боку, і глибина оранки та коливання тягового опору принаймні задньонавісного плуга - з другого. Вказаний взаємозв'язок легко експериментального виявити з допомогою розрахунку відповідних взаємних кореляційних

функцій. Слід підкреслити, що досліджень подібного роду на дійсний час зроблено вкрай мало.

З точки зору оцінки енергетичних витрат розглядуваним комбінованим агрегатом нагальним є питання визначення потужності, необхідної на привід робочих органів фронтального подрібнювача рослинних решток. Разом з урахуванням погодинних витрат палива це дасть можливість з'ясувати ступінь завантаження двигуна трактора ХТЗ-120 під час його роботи у складі комбінованого МТА для основного обробітку ґрунту.

Крім того, залишається невизначеним ще один досить цікавий момент. Як уже підкреслювалось вище, привід робочих органів фронтального подрібнювача рослинних решток здійснюється від валу відбору потужності трактора ХТЗ-120. Дослідженнями вчених встановлено, що при частоті обертання хвостовика ВВП  $540 \text{ хв}^{-1}$ , надійність роботи карданної передачі, яка передає крутний момент на вал приводу робочих органів агрегатованого знаряддя, зменшується. Найчастіше це проявляється у скручуванні карданного валу під час кількох включень ВВП енергетичного засобу (рис.1.11).



Рисунок 1.11 - Вигляд карданного валу після включення ВВП трактора ХТЗ-120

Дослідники Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка вважають [83, 84], що причиною цього явища є різкий (неплавний) характер спрацювання механізму включення валу відбору потужності трактора ХТЗ-120. Априорі приймаючи це твердження, припустимо, що плавність пуску робочих органів подрібнювача рослинних решток можна збільшити шляхом налагодження хвостовика ВВП трактора на частоту обертання не  $540 \text{ хв}^{-1}$ , а  $1000 \text{ хв}^{-1}$ . Те, що при одній й тій же передавасій потужності крутний момент при цьому зменшиться, - є відомим фактом. Цей постулат використовується на практиці при агрегуванні тракторів із такими енергоємними машинами, як розкидач органічних добрив ПРТ-10 [85] тощо. За кордоном взагалі трактори потужністю більше 88 кВт обладнують тільки швидкісним ВВП ( $1000 \text{ хв}^{-1}$ ).

Невідомим при цьому залишається характер зміни крутного моменту в часі під час пуску активних робочих органів зняряддя. В розглядуваному нами агрегаті цей процес теж вимагає вивчення.

Фронтальний подрібнювач збільшує габаритну довжину агрегату. Відповідне збільшення при цьому мінімальної розрахункової ширини поворотної смуги не слід вважати проблематичним, оскільки задля виграшу у продуктивності та економічності роботи слід поступитися певним ростом невиробничих витрат часу зміни. Тим більше, що збільшення останніх може і не бути, бо, як показує практика [86], зростання мінімальної розрахункової ширини поворотної смуги далеко не завжди приводить до збільшення її дійсної значини. Іншими словами, не всяке збільшення кінематичної довжини агрегату викликає відповідне зростання ширини поворотної смуги, а значить і не супроводжується збільшенням невиробничих витрат часу.

Недостатньо з'ясованим залишається питання впливу схеми комбінованого МТА на трудоемність його агрегування, експлуатаційно – технологічні та якісні показники роботи. Визначення останніх особливо актуальне для фронтального зняряддя, функціонального призначення якого полягає в такому подрібненні рослинних решток, якого достатньо лише для їх повного загортання у ґрунт задньонавісним полицевим плугом.

## Висновки по розділу

Із приведеного вище аналізу випливає, що як з технологічної, так і з економічної точок зору, основний обробіток ґрунту після збирання грубостеблових культур (кукурудза, соняшник тощо) доцільніше проводити одночасно із подрібненням та загортанням у ґрунт їх решток.

Для виконання такого технологічного процесу найкраще підходить комбінований машинно-тракторний агрегат, технологічну частину якого мають складати фрезерний подрібнювач рослинних решток і ґрунтообробне знаряддя (в даному випадку - плуг).

Основним недоліком комбінованих МТА для основного обробітку ґрунту аналогічного призначення є недостатньо висока якість виконання технологічного процесу, що обумовлюється наявністю взаємного впливу одне на одного різних за функціональним призначенням (в даному випадку - подрібнюючого та ґрунтообробного) знарядь.

Водночас, наявність у комбінованих машинно-тракторних агрегатів низки потенційних переваг, дозволяє зменшити взаємний вплив подрібнювального та орного знарядь шляхом їх роздільного агрегування у складі одного подрібнювально-орного МТА, завдяки фронтальному розташуванню с.г. знаряддя.

Для цього потрібно на передній механізм трактора, який має передній вал відбору потужності, навісити фрезерний подрібнювач рослинних решток, а на задній - полицевий плуг. Енергетичною базою даного комбінованого агрегату може бути вітчизняний орнопросапний трактор із сімейства ХТЗ-120/160.

В результаті наявності реальної технічної здійсненності такого технологічного рішення виникає потреба у проведенні теоретичних та лабораторно - польових досліджень, **метою** яких є зменшення питомих витрат палива та підвищення техніко – економічних і якісних показників роботи МТА для основного обробітку ґрунту шляхом обґрунтування його схеми і конструктивних параметрів.

Для досягнення поставленої **мети** необхідно вирішити наступні **задачі**:

- теоретично обґрунтувати ширину захвату та швидкість руху

- комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту;
- розробити математичну модель агрегату для основного обробітку ґрунту і на її основі оцінити вплив схеми та параметрів МТА на динаміку його руху у поздовжньо-вертикальній площині;
  - експериментально оцінити вплив схеми і параметрів подрібнювально-орного МТА на його тягово-енергетичні, тракторні та якісні показники роботи;
  - провести експлуатаційно-технологічну оцінку комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту;
  - розробити науково - обґрунтовані рекомендації по виборі схеми та параметрів МТА для основного обробітку ґрунту.

В процесі розв'язку поставлених задач слід мати на увазі наступні попередньо проаналізовані і сформульовані вимоги до комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту на базі трактора ХТЗ-120:

- при роботі в агрегаті з фронтальним роторним подрібнювачем рослинних решток та заднім навісним плугом трактор ХТЗ-120 повинен рухатися колесами правого борту в борозні;
- будь – яка рухомість фронтального подрібнювача у горизонтальній площині відносно енергетичного засобу відсутня.

## РОЗДІЛ 2

### ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ КОМБІНОВАНОГО АГРЕГАТУ ДЛЯ ОСНОВНОГО ОБРОБІТКУ ҐРУНТУ

#### 2.1 Обґрунтування ширини захвату та швидкості руху агрегату для основного обробітку ґрунту

Продуктивність комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту, як і інших МТА, залежить, в основному, від швидкості руху трактора  $V$  та ширини захвату  $B$  сільськогосподарських машин, які агрегуються з ним. Однак, між цими двома параметрами існує протилежна залежність: при однаковому завантаженні двигуна трактора з підвищенням швидкості доводиться зменшувати захват агрегату і, навпаки, зі зменшенням швидкості з'являється можливість збільшення захвату. У зв'язку з цим важливо визначити оптимальні значення швидкості руху та ширини захвату комбінованого агрегату, які б визначали його максимальну продуктивність  $W$ .

Задача по оптимізації параметрів МТА при заданій потужності енергетичного засобу вже розглядалась [87, 88, 89]. Однак, буксування рушія трактора приймалось при цьому або постійним [88], або пропорційним ширині захвату [89].

У якості енергетичного засобу нами використовується трактор марки ХТЗ-120, з колісною формулою 4К4. Для визначення буксування даного трактора у складі комбінованого агрегату слід врахувати коефіцієнт невідповідності в приводі його передніх і задніх коліс [90].

Залежність між буксуванням передніх і задніх коліс визначається по формулі:

$$\delta' = 1 - K_n \cdot (1 - \delta), \quad (2.1)$$

де  $\delta'$  – буксування відстаючих (задніх) коліс;

$\delta$  – буксування забігаючих (передніх) коліс;

$K_n$  – коефіцієнт кінематичної невідповідності в приводі передніх і задніх ведучих коліс.

Для розрахунків приймаємо  $K_n = 1,03$ .

Водночас, буксування рушія можна визначити з наступної емпіричної залежністю [91]:

$$\delta' = 1 - K_n \cdot \left( 1 - \frac{a \cdot K_m \cdot B \cdot H}{\mu \cdot G} - b \cdot \left( \frac{K_m \cdot B \cdot H}{\mu \cdot G} \right)^2 \right), \quad (2.2)$$

де  $K_m$  – питомий опір машини-знаряддя,  $\text{кН/м}^2$ ;

$H$  – глибина оранки ґрунту, м;

$\mu$  – коефіцієнт зчеплення рушіїв трактора з ґрунтом;

$G$  – сила ваги трактора,  $\text{кН}$ ;

$a, b$  – числові коефіцієнти.

Продуктивність агрегату завжди повинна мати тенденцію до збільшення:

$$W = 0,1 \cdot B \cdot V \rightarrow \max$$

Потужність двигуна, яка необхідна для роботи МТА ( $N_{ен}$ ), може бути визначена згідно виразу [90]:

$$N_{ен} \geq \frac{(K_m \cdot B \cdot H + f \cdot G) \cdot V}{\eta_{MT} \cdot (1 - \delta')}, \quad (2.3)$$

де  $f$  – коефіцієнт опору кочення трактора;

$\eta_{MT}$  – механічний коефіцієнт корисної дії трансмісії.

З урахуванням виразу (2.3) в розгорнутому вигляді отримаємо:

$$N_{ен} = \frac{(K_m \cdot B \cdot H + f \cdot G) \cdot V}{\eta_{MT}} \cdot \left( K_n \cdot \left( 1 - \frac{a \cdot K_m \cdot B \cdot H}{\mu \cdot G} - b \cdot \left( \frac{K_m \cdot B \cdot H}{\mu \cdot G} \right)^2 \right) \right)^{-1}. \quad (2.4)$$

Продуктивність МТА при відповідному рівні  $N_{ен}$  буде максимальною при оптимальних значинах  $B$  і  $V$ :

Умовою оптимізації останніх є [87, 92]:

$$\frac{\frac{\partial W}{\partial V}}{\frac{\partial N_{ен}}{\partial V}} = \frac{\frac{\partial W}{\partial B}}{\frac{\partial N_{ен}}{\partial B}}, \quad (2.5)$$

де  $N_{ен}$  - номінальна потужність двигуна трактора.

Частинні похідні від продуктивності та потужності параметрів у випадку, що розглядається, можуть бути представлені наступними виразами:

$$\frac{\partial W}{\partial V} = 0,1 \cdot B \cdot \tau ;$$

$$\frac{\partial W}{\partial B} = 0,1 \cdot V \cdot \tau ;$$

$$\frac{\partial N_{ен}}{\partial V} = \frac{K_M \cdot B \cdot H + f \cdot G}{\eta_{MT}} \left/ \left( K_H \cdot \left( 1 - \frac{a \cdot K_M \cdot B \cdot H}{\mu \cdot G} - b \cdot \left( \frac{K_M \cdot B \cdot H}{\mu \cdot G} \right)^2 \right) \right) \right. ;$$

$$\frac{\partial N_{ен}}{\partial B} = \frac{K_M \cdot H \cdot V \cdot \left( 1 + \frac{a \cdot f}{\mu} + \frac{2 \cdot b \cdot f \cdot G \cdot K_M \cdot H}{\mu^2 \cdot G^2} + \frac{b \cdot K_M^2 \cdot H^2 \cdot B^2}{\mu^2 \cdot G^2} \right)}{K_H \cdot \eta_{MT} \cdot \left( 1 - a \cdot \frac{K_M \cdot B \cdot H}{\mu \cdot G} - b \cdot \left( \frac{K_M \cdot B \cdot H}{\mu \cdot G} \right)^2 \right)^2}$$

Підставивши в умови оптимізації (2.5) значення отриманих частинних похідних, після відповідних перетворень одержимо рівняння для визначення оптимальної ширини захвату МТА ( $B_{опт}$ ):

$$2 \cdot b \cdot K_M^3 \cdot B_{опт}^3 \cdot H^3 + G \cdot K_M^2 \cdot B_{опт}^2 \cdot H^2 \cdot (\mu \cdot a + b \cdot f) + b \cdot f \cdot G \cdot K_M^2 \cdot B_{опт} \cdot H^2 + 2 \cdot a \cdot f \cdot \mu \cdot G^2 \cdot K_M \cdot B_{опт} \cdot H - \mu^2 \cdot G^3 \cdot f = 0 \quad (2.6)$$

У зв'язку з тим, що вираз (2.6) у радикалах не можна розв'язати, то визначаємо оптимальну ширину захвату ( $B_{опт}$ ) на ПЕ-ОМ за допомогою загальновідомої програми EUREKA (Borland, США).

При розрахунках прийнято наступні значення величин:  $b = 0,6472$ ;  $K_M = 66 \text{ кН/м}^2$ ;  $H = 0,25 \text{ м}$ ;  $G = 79,5 \text{ кН}$ ;  $\mu = 0,7$ ;  $a = 0,012$ ;  $f = 0,08$ .

В результаті обчислень встановлено, що  $B_{опт} = 1,23 \text{ м}$ .

Знаючи оптимальну ширину захвату зняряддя, із формули (2.4) можна розрахувати оптимальну значину робочої швидкості агрегату:

$$V_{opt} = \frac{N_{ен} \cdot \eta_{MT} \cdot K_n \cdot \left( 1 - \frac{a \cdot K_M \cdot B_{opt} \cdot H}{\mu \cdot G} - b \cdot \left( \frac{K_M \cdot B_{opt} \cdot H}{\mu \cdot G} \right)^2 \right)}{K_M \cdot B_{opt} \cdot H + f \cdot G}. \quad (2.7)$$

З урахуванням того, що  $N_{ен}$  для трактора ХТЗ – 120 дорівнює 110 кВт, з виразу (2.8) знаходимо, що  $V_{opt} = 3,1$  м/с = 11,1 км/год.

При значенні  $\tau = 0,85$  [93] оптимальне значення продуктивності комбінованого МТА для основного обробітку ґрунту при цьому буде:

$$W_{opt} = 0,1 \cdot B_{opt} \cdot V_{opt} \cdot \tau.$$

$$W_{opt} = 0,1 \cdot 1,23 \cdot 11,1 \cdot 0,85 = 1,16 \text{ га/год}$$

В першому розділі вже підкреслювалось, що згідно своїх тягово-енергетичних можливостей колісний трактор ХТЗ-120 може агрегатуватися з плугами, призначеними для енергетичних засобів тягового класу 3. В першу чергу сюди відносяться зняряддя, у яких конструктивна ширина захвату одного корпусу становить 0,35 м.

Трактор ХТЗ-120 агрегується з чотирьох- або п'ятикорпусними зняряддями такого типу. Для цього на практиці відповідно використовують або навісний (ПЛН-5-35), або напівнавісний (ПЛП-6-35) плуги, у яких знімають перший корпус. В результаті конструктивна ширина захвату даних знярядь ( $B_k$ ) становить 1,40 або 1,75 м.

При збільшеній ширині захвату ( $B_d = 1,75$  м замість  $B_{opt} = 1,23$  м) дійсна швидкість МТА  $V_d$  повинна бути меншою, але такою, щоб забезпечити досягнення розрахункового значення  $W_{opt}$ , тобто 1,16 га/год.

Харківський тракторний завод також рекомендує використовувати трактори ХТЗ-120 з плугами типу ПНУ-4-40 або ПНУ-5-40, у

яких конструктивна ширина захвату дорівнює відповідно 1,6 і 2,0 м, та з плугом ПНЯ-4-40 у якого ширина захвату дорівнює 1,6 м.

З урахуванням цього знаходимо, що дійсне значення швидкості руху комбінованого МТА для основного обробітку ґрунту повинно становити:

$$V_D = W_{\text{онт}} / (0,1 \cdot B_D \cdot \tau).$$

$$V_D = 1,16 / (0,1 \cdot 1,75 \cdot 0,85) = 7,8 \text{ км/год} = 2,2 \text{ м/с}$$

Таким чином, оптимальними значеннями ширини захвату комбінованого МТА на базі трактора ХТЗ – 120 є 1,75 м, а швидкість руху – 2,2 м/с (7,92 км/год.). Це не тільки цілком припустимо, а й навіть бажано, оскільки реалізація на практиці робочої швидкості руху орних МТА більшої за 10 км/год. є технічно і технологічно складною, а економічно - не вигідною [94]. При значенні коефіцієнта використання часу зміни  $\tau=0,85$ , це забезпечить йому продуктивність праці на рівні 1,16 га/год.

Дійсна ширина захвату плуга ( $B_p$ ) як правило більша за конструктивну і вона становить:

$$B_p = k \cdot B_k,$$

де  $k$  - коефіцієнт використання конструктивної ширини захвату плуга.

На практиці середня значина величини  $k$  дорівнює 1,06 [93]. З урахуванням цього дійсна (робоча) ширина захвату агрегатуємих з трактором ХТЗ-120 плугів типу ПЛН та ПЛП знаходитиметься в межах  $1,06 \cdot (1,4 \dots 1,75) = 1,48 \dots 1,86$  м. Для плугів типу ПНУ цей параметр коливатиметься в межах  $1,06 \cdot (1,6 \dots 2,0) = 1,69 \dots 2,12$  м, для плугів типу ПНЯ – 1,69 м.

Враховуючи вище викладене, можна стверджувати, що при роботі з плугами типу ПЛН та ПЛП конструктивна ширина захвату подрібнювача рослинних решток має бути не меншою 1,5 м, а при роботі зі знаряддями типу ПНУ - не меншою 1,7 м.

## **2.2 Основні припущення, прийняті при складанні диференційних рівнянь руху комбінованого агрегату у поздовжньо-вертикальній площині**

Комбінований агрегат, як динамічна система, під час свого функціонування сприймає постійні статистично випадкові збурення збоку агротехнічного фону. Основними із них є вертикальні коливання поздовжнього профілю поля і нерівномірність опору ґрунту. Остання опосередковано проявляється у вигляді поздовжніх коливань тягового опору плуга.

Під впливом цих зовнішніх збурень фронтальний подрібнювач рослинних решток і трактор, які опираються на пневматичні шини, здійснюють вертикальні і кутові (у поздовжньо-вертикальній площині) переміщення.

Вертикальними коливаннями задньонавісного плуга, який опирається на стальне колесо, нехтуємо. Пояснюється це наступним. Під час руху плуга сила його ваги і вертикальна складова тягового опору, яка в середньому становить 20% від горизонтальної складової [65], притискує знаряддя до ґрунту. Стальне колесо зминає при цьому мікронерівності поздовжнього профілю шляху, в результаті чого плуг здійснює вертикальні коливання зі значно меншою частотою та амплітудою, ніж амплітуда та частота вертикальних коливань нерівностей поля [85].

Кінематичний зв'язок між трактором і фронтальним подрібнювачем – з одного боку, та між трактором і задньонавісним плугом – з другого, здійснюється через нижні та центральні тяги відповідно переднього і заднього навісних механізмів енергетичного засобу.

Під час робочого руху обидва навісних механізми трактора знаходяться у «плаваючому» положенні. Таке агрегування дає наступні переваги. По-перше, знаряддя мають можливість копіювати нерівності поздовжнього профілю поля. По-друге, відсутність у подрібнювача і плуга опорних коліс, розосереджених по їх довжині (як у трактора, наприклад), створює передумови для нехтування кутовими коливаннями цих знарядь у поздовжньо-вертикальній площині. На

основі цього з достатньою для практики точністю можна припустити, що при вказаному вище приєднанні до трактора фронтальний подрібнювач рослинних решток у поздовжньо-вертикальній площині має лише одну ступінь вільності у вигляді вертикальних коливань. Більш-менш відчутний його (як і задньонавісного плуга теж) поворот у поздовжньо - вертикальній площині матиме місце лише при подоланні агрегатом значних нерівностей шляху по висоті, що для макрорельєфу полів півдня України є скоріше винятком, ніж правилом.

Що стосується колісного трактора, то його рух у поздовжньо-вертикальній площині в загальному випадку характеризується як вертикальними, так і кутовими переміщеннями. Інша справа, що останні можна вважати відносно малими. Рівень цієї мализни такий, що  $\sin$  і  $\tg$  малого аргументу приблизно дорівнюють самому аргументові, а  $\cos$  - приблизно одиниці.

Для складних динамічних систем, якою, безумовно, є і розглядувана нами, диференційні рівняння руху та рівноваги доцільно писати окремо для кожної її складової. В даному випадку це **фронтальний подрібнювач, трактор і задньонавісний плуг**.

Взаємний вплив між цими ланками динамічної системи виражатимемо однаковими по модулю і протилежними по напрямку вертикальними силами, які прикладені в точках миттєвих центрів повороту переднього і заднього навісних механізмів трактора у поздовжньо-вертикальній площині [95].

Доведено, що рух трактора з такою колією, як у ХТЗ-120 (2100 мм) доцільно здійснювати правими колесами у борозні [64]. Енергетичний засіб при цьому має нахил у поперечно-вертикальній площині. Проте, у подальшому своєму аналізі цей нахил нівелюємо тим, що трактор по відношенню до фронтального подрібнювача рослинних решток та задньонавісного плуга розташовуємо на горизонтальній поверхні, яка нижча від поверхні поля на половину глибини оранки [95]. Таке припущення досить широко використовується багатьма вченими при дослідженні динаміки руху орних агрегатів з одними задньонавісними плугами [65, 97]. Нам воно дає можливість вважати однаковими вертикальні навантаження на колесах однієї осі трактора.

Приймаємо, що під час робочого руху досліджуваного МТА трактор зберігає постійний точковий контакт з поверхнею агротехнічного фону, випадкові вертикальні коливання якого є стаціонарними та ергодичними [98, 99].

При незначній амплітуді вертикальних коливань поздовжнього профілю шляху сили опору в шинах допускається приймати пропорційними швидкості коливань, а характеристики пружних елементів вважати лінійними [100].

### 2.3 Математична модель вертикальних коливань трактора у складі комбінованого МТА для основного обробітку ґрунту

Згідно прийнятих і обґрунтованих вище припущень реальний трактор, як складову динамічної моделі, представимо його динамічною моделлю (рис. 2.1).

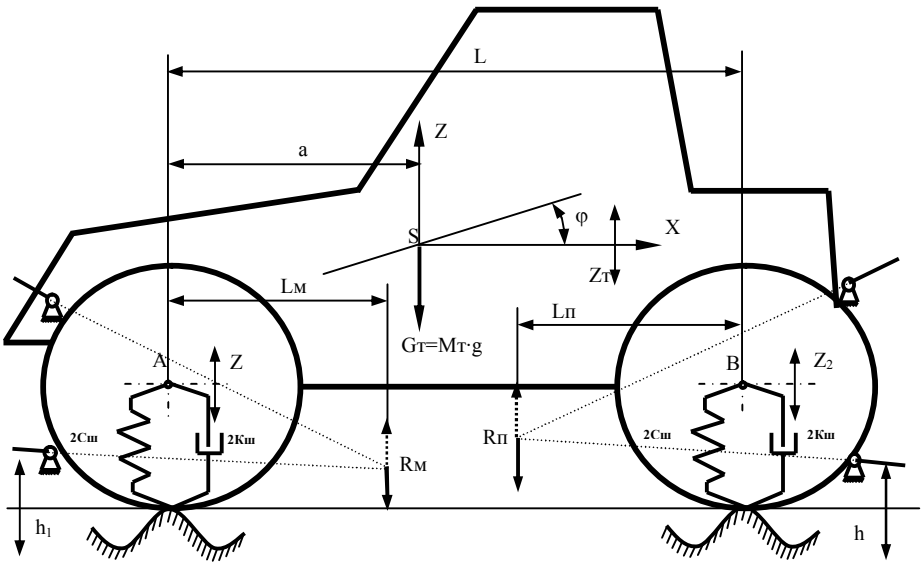


Рисунок 2.1 - Розрахункова модель вертикальних коливань трактора

У цій моделі вертикальний вплив подрібнювача рослинних решток на трактор замінимо реакцією  $R_m$ , а вертикальний вплив плуга - реакцією  $R_n$ .

Динамічна модель трактора, як складової комбінованого агрегату, характеризується двома ступенями вільності. Перша - це вертикальне переміщення ( $Z_T$ ) центру мас енергетичного засобу (т. S). Друга - кутові коливання його остову у поздовжньо-вертикальній лощині (кут  $\varphi$ , рис. 2.1).

Сила маги трактора ( $G_T$ ) зосереджена в центрі мас (т. S, рис. 2.1).

Диференціальні рівняння коливань трактора доцільно скласти у формі Лагранжа II-го роду [95]:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T_T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T_T}{\partial q_i} + \frac{\partial E_T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi_T}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (2.8)$$

де  $q_i$  – узагальнена відповідна координата;  $i = \overline{1,2}$ ;

$Q_i$  – узагальнена сила;  $i = \overline{1,2}$ .

$T_T, E_T$  - кінетична та потенційна енергії трактора;

$\Phi_T$  - дисипативна функція розсіювання енергії трактором у складі комбінованого МТА.

### 2.3.1 Визначення кінетичної енергії трактора

Вираз для розрахунку кінетичної енергії ( $T_T$ ) вертикальних коливань трактора має вид [95]:

$$T_T = (M_T \cdot \dot{Z}_T^2 + J_T \cdot \dot{\varphi}^2)/2, \quad (2.9)$$

де  $M_T$  – маса трактора;

$J_T$  – момент інерції трактора енергетичного засобу у поздовжньо–вертикальній площині проєкцій.

Узагальнені координати  $Z_T$  і  $\varphi$  цілком однозначно зв'язані з вертикальними переміщеннями переднього ( $Z_1$ , т.А) і заднього ( $Z_2$ , т. В, рис. 2.1) мостів трактора.

Вказаний зв'язок можна представити наступними залежностями [95]:

$$\begin{aligned} Z_T &= [Z_1 \cdot (L - a) + Z_2 \cdot a] / L; \\ \operatorname{tg} \varphi &= (Z_2 - Z_1) / L, \end{aligned} \quad (2.10)$$

де  $L$ ,  $a$  – база і поздовжня координата центра мас трактора.

Оскільки при малих кутових переміщеннях  $\operatorname{tg} \varphi \approx \varphi$ , то

$$\varphi = (Z_2 - Z_1) / L \quad (2.11)$$

Після диференціювання виразів (2.10) і (2.11) отримуємо:

$$\begin{aligned} \dot{Z}_T &= [\dot{Z}_1 \cdot (L - a) + \dot{Z}_2 \cdot a] / L; \\ \dot{\varphi} &= (\dot{Z}_2 - \dot{Z}_1) / L, \end{aligned} \quad (2.12)$$

Підстановка значин похідних із (2.12) в (2.9) дає:

$$T_T = (D_1 \cdot \dot{Z}_1^2 + D_2 \cdot \dot{Z}_1 \cdot \dot{Z}_2 + D_3 \cdot \dot{Z}_2^2) / 2,$$

де  $D_1 = [M_T \cdot (L - a)^2 + J_T] / L^2$ ;

$D_2 = 2 \cdot [M_T \cdot a \cdot (L - a) - J_T] / L^2$ ;

$D_3 = [M_T \cdot a^2 + J_T] / L^2$ .

Оскільки кінетична енергія, як відомо, залежить лише від швидкості і не залежить від узагальненої координати, то

$$\frac{\partial T_T}{\partial q_i} = 0$$

Частинні похідні по швидкостям узагальнених координат мають вид:

$$\frac{\partial T_T}{\partial \dot{Z}_1} = D_1 \cdot \dot{Z}_1 + D_2 \cdot \dot{Z}_2;$$

$$\frac{\partial T_T}{\partial \dot{Z}_2} = D_2 \cdot \dot{Z}_1 + D_3 \cdot \dot{Z}_2;$$

Що стосується частинних похідних за часом, то вони досить легко знаходяться наступним чином:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T_T}{\partial \dot{Z}_1} = D_1 \cdot \ddot{Z}_1 + D_2 \cdot \ddot{Z}_2;$$

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T_T}{\partial \dot{Z}_2} = D_2 \cdot \ddot{Z}_1 + D_3 \cdot \ddot{Z}_2$$

### 2.3.2 Знаходження потенційної енергії енергетичного засобу

В розглядуваному нами тракторі ХТЗ-120 передній та задній мости жорстко кріпляться до рами. Із-за цього потенційна енергія енергетичного засобу ( $E_T$ ) дорівнює роботі лише пружних сил шин його коліс. Саме під дією таких сил і відбувається угин передніх ( $Z_n$ ) і задніх ( $Z_3$ ) шин. По відношенню до положення статичної рівноваги розглядуваної динамічної системи ці угини можуть бути виражені наступним чином:

$$Z_n = Z_1 - h_1; \quad (2.13)$$

$$Z_3 = Z_2 - h_2, \quad (2.13')$$

де  $h_1, h_2$  – висоти нерівностей опорної поверхні під передніми і задніми колесами трактора (див. рис. 2.1).

Перемінні у часі величини  $h_1$  і  $h_2$  – це саме ті збурення, які діють збоку профілю шляху і призводять до появи вертикальних коливань двох ланок розглядуваного машинно-тракторного агрегату: вертикального подрібнювача і трактора.

З урахуванням вищевикладеного вираз для знаходження потенційної енергії трактора має вид [95]:

$$E_T = C_{шп} \cdot Z_n^2 / 2 + C_{шз} \cdot Z_3^2 / 2, \quad (2.14)$$

де  $C_{шп}, C_{шз}$  - коефіцієнти жорсткості шин коліс переднього і заднього мостів трактора відповідно.

Трактор ХТЗ-120 є енергетичним засобом, у якого колеса обох мостів обладнані однаковими шинами 16,9R38. Це дає можливість стверджувати, що:

$$C_{шп} = C_{шз} = 2 \cdot C_{ш},$$

де  $C_{ш}$  - коефіцієнт жорсткості однієї шини трактора.

З урахуванням вищевикладеного вираз (2.14) можна записати у вигляді:

$$E_T = C_{ш} \cdot (Z_1^2 + Z_3^2)$$

або, приймаючи до уваги (2.13) і (2.13'):

$$E_T = C_{ш} \cdot (Z_1^2 - 2 \cdot Z_1 \cdot h_1 + h_1^2 + Z_2^2 - 2 \cdot Z_2 \cdot h_2 + h_2^2),$$

Частинні похідні для потенційної енергії є наступними:

$$\frac{\partial E_T}{\partial Z_1} = 2 \cdot C_{ш} \cdot (Z_1 - h_1);$$

$$\frac{\partial E_T}{\partial Z_2} = 2 \cdot C_{ш} \cdot (Z_2 - h_2).$$

2.3.3 Дисипативна функція розсіювання енергії трактором у складі комбінованого МТА

Дисипативну функцію розсіювання енергії трактором ( $\Phi_T$ ) визначаємо через сили опору, які пропорційні швидкості переміщення [95]:

$$\Phi_T = K_{шп} \cdot \dot{Z}_1^2 / 2 + K_{шз} \cdot \dot{Z}_3^2 / 2, \quad (2.15)$$

де  $K_{шп}$ ,  $K_{шз}$  - сумарні коефіцієнти опору шин коліс переднього і заднього мостів трактора відповідно.

По аналогії з коефіцієнтами жорсткості шин, аналогічно маємо:

$$K_{шп} = K_{шз} = 2 \cdot C_{ш}$$

Враховуючи це, а також рівняння (2.13) і (2.13'), в кінцевому рахунку отримуємо:

$$\Phi_T = C_{ш} \cdot (\dot{Z}_1^2 - 2 \cdot \dot{Z}_1 \cdot \dot{h}_1 + \dot{h}_1^2 + \dot{Z}_2^2 - 2 \cdot \dot{Z}_2 \cdot \dot{h}_2 + \dot{h}_2^2),$$

Частинні похідні для дисипативної функції розсіювання при цьому такі:

$$\frac{\partial \Phi_T}{\partial \dot{Z}_1} = 2 \cdot K_{ш} \cdot (\dot{Z}_1 - \dot{h}_1);$$

$$\frac{\partial \Phi_T}{\partial \dot{Z}_2} = 2 \cdot K_{ш} \cdot (\dot{Z}_2 - \dot{h}_2).$$

2.3.4 Система диференційних рівнянь вертикальних коливань трактора у складі комбінованого агрегату

Число узагальнених сил в тій чи іншій динамічній моделі дорівнює, як відомо, числу ступенів вільності – тобто узагальнених координат. Розглядувана нами динамічна модель трактора має дві узагальнені координати, а тому характеризується двома узагальненими силами [95].

Для визначення цих сил дамо динамічній системі здійснити можливе переміщення  $\delta Z_1$ . Переміщення заднього моста трактора при цьому зафіксуємо на нульовому рівні, тобто  $\delta Z_2 = 0$ .

Активними силами, які виконують роботу на вказаному можливому переміщенні системи ( а саме  $\delta Z_1$ ), є вертикальні реакції  $R_M$  і  $R_{П}$  (див. рис. 2.1).

Вичислимо суму робіт цих сил ( $\delta A$ ) на можливому переміщенні точки А. Вона буде дорівнювати [95]:

$$\delta A = R_M \cdot \delta Z_{(R_M)} + R_{П} \cdot \delta Z_{(R_{П})},$$

де  $\delta Z_{(R_M)}$ ,  $\delta Z_{(R_{П})}$  - вертикальні переміщення точок прикладання сил  $R_M$  і  $R_{П}$ .

Раніше ми домовлялися, що при здійсненні динамічною системою (трактором) переміщення  $\delta Z_1$  її рух в іншому напрямку відсутній, тобто  $\delta Z_2 = 0$ . Виходячи із цього з виразу (2.10) знаходимо:

$$\delta Z_T = \delta Z_1 \cdot (L - a)/L.$$

Тоді, як і у попередньому випадку:

$$\delta Z_{(R_M)} = \delta Z_1 \cdot (L - L_M) / L;$$

$$\delta Z_{(R_P)} = \delta Z_1 \cdot L_P / L.$$

В кінцевому результаті вираз для визначення роботи вертикальних реакцій  $R_M$  і  $R_P$  на можливому переміщенні динамічної системи  $\delta Z_1$  є таким:

$$\delta A = \{[R_M \cdot (L - L_M) + R_P \cdot L_P] / L\} \cdot \delta Z_1,$$

Водночас, узагальнена сила, яка викликає таке переміщення, дорівнює:

$$Q_{Z1} = [R_M \cdot (L - L_M) + R_P \cdot L_P] / L,$$

За такою ж методикою знаходимо і другу узагальнену силу:

$$Q_{Z2} = [R_M \cdot L_M + R_P \cdot (L - L_P)] / L,$$

Якщо тепер у вихідне рівняння (2.8) підставити представлені вище значини відповідних частинних похідних та узагальнених сил  $Q_{Z1}$  і  $Q_{Z2}$ , то отримаємо систему диференціальних рівнянь, яка представляє собою математичну модель, що описує процес вимушених коливань інтегрального трактора марки ХТЗ у поздовжньо – вертикальній площині [95]:

$$\begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{Z}_1 + A_{12} \cdot \dot{Z}_1 + A_{13} \cdot Z_1 + A_{14} \cdot \ddot{Z}_2 &= f_{11} \cdot h_1 + f_{12} \cdot h_1 + f_{13}; \\ A_{21} \cdot \ddot{Z}_2 + A_{22} \cdot \dot{Z}_2 + A_{23} \cdot Z_2 + A_{24} \cdot \dot{Z}_1 &= f_{21} \cdot h_2 + f_{22} \cdot h_2 + f_{23}, \end{aligned} \quad (2.16)$$

$$\begin{aligned} \text{де } A_{11} &= [M_T \cdot (L-a)^2 + J_T] / L^2; & A_{21} &= (M_T \cdot a^2 + J_T) / L^2; \\ A_{12} &= 2 \cdot K_{ш}; & A_{22} &= A_{12}; \\ A_{13} &= 2 \cdot C_{ш}; & A_{23} &= A_{13}; \\ A_{14} &= \{2 \cdot [M_T \cdot a \cdot (L-a) - J_T]\} / L^2; & A_{24} &= A_{14}; \\ f_{11} &= f_{21} = A_{12}; & f_{12} &= f_{22} = A_{13}; \\ f_{13} &= [R_M \cdot (L - L_M) + R_P \cdot L_P] / L; & & \\ f_{23} &= [R_M \cdot L_M + R_P \cdot (L - L_P)] / L. & & \end{aligned}$$

## 2.4 Математична модель вертикальних коливань фронтального подрібнювача

Як показали попередні експериментальні дослідження, при відсутності незбалансованості ротор подрібнювача під час роботи є зрівноваженою динамічною ланкою і його обертовий рух не викликає будь-яких відчутних вертикальних коливань всього знаряддя.

Вертикальні переміщення подрібнювача ( $Z_3 = Z_M$ ) обумовлені впливом поздовжнього профілю шляху та трактора. Вплив першого проявляється через вертикальні коливання нерівностей агрофону ( $h_3$ ), а вплив другого – завдяки силі  $R_M$ , яка зосереджена в точці миттєвого центру повороту переднього навісного механізму енергетичного засобу (рис.2.2).

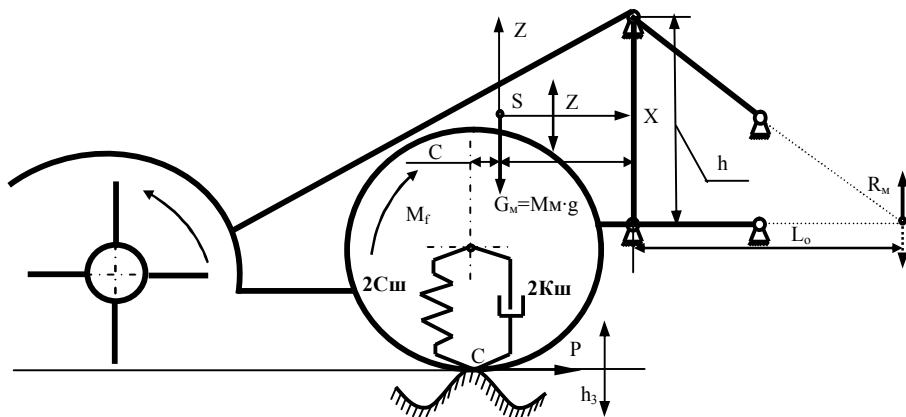


Рисунок 2.2 - Розрахункова модель вертикальних коливань подрібнювача рослинних решток

Кінетична ( $T_M$ ) та потенціальна ( $E_M$ ) енергії подрібнювача, як динамічної системи, виражаються наступним чином [95]:

$$T_M = M_M \cdot \dot{Z}_3^2 / 2; \quad (2.17)$$

$$E_M = C_{шм} \cdot (Z_3 - h_3)^2, \quad (2.18)$$

де  $M_M$  - маса подрібнювача рослинних решток;

$C_{шм}$  - коефіцієнт жорсткості шини колеса подрібнювача;

$h_3$  - висота нерівностей опорної поверхні під колесами подрібнювача.

Дисипативна функція розсіювання енергії ( $\Phi_M$ ) включає силу опору шин знаряддя, яка, як відомо, прямо пропорційна швидкості вертикального переміщення його центру мас [101]:

$$\Phi_M = K_{шм} \cdot \dot{(Z_3 - h_3)}^2, \quad (2.19)$$

де  $K_{шм}$  - коефіцієнт опору шини колеса подрібнювача.

Узагальнена сила, що викликає вертикальні переміщення центру мас подрібнювача, виражається через силу, яка діє на знаряддя збоку трактора. Тобто

$$Q_{Z3} = R_M \quad (2.20)$$

Розкривши, відповідним чином перетворивши вирази (2.17 - 2.20) і підставивши одержаний результат у вихідне рівняння (2.8), отримаємо математичну модель вимушених вертикальних коливань подрібнювача рослинних решток [95]:

$$A_{31} \ddot{Z}_3 + A_{32} \dot{Z}_3 + A_{33} Z_3 = f_{31} \dot{h}_3 + f_{32} h_3 + f_{33}, \quad (2.21)$$

$$\text{де } A_{31} = M_M;$$

$$A_{32} = 2 \cdot K_{шм};$$

$$A_{33} = 2 \cdot C_{шм};$$

$$f_{31} = A_{32};$$

$$f_{32} = A_{33};$$

$$f_{33} = R_M.$$

Вираз для визначення сили  $R_M$ , яка діє на подрібнювач збоку трактора, можна знайти, якщо розглянути суму моментів сил відносно точки С (див. рис.2.2). При цьому слід врахувати момент опору коченню ( $M_f$ ) та силу опору кочення  $P_f$  коліс подрібнювача.

В результаті маємо:

$$G_M \cdot C_o + M_f = R_M \cdot (L_o + a_m + C_o)$$

звідки 
$$R_M = (G_M \cdot C_o + M_f) / (L_o + a_m + C_o), \quad (2.22)$$

де  $C_o, L_o, a_m$  - конструктивні параметри, природа яких зрозуміла із рис.2.2.

Величину моменту опору коченню  $M_f$  можна знайти із виразу [65]:

$$M_f = f \cdot G_M \cdot r_k,$$

де  $f$  - коефіцієнт опору коченню;

$r_k$  - радіус кочення опорного колеса подрібнювача.

З урахуванням вищевикладеного вираз (2.22) можна переписати у вигляді:

$$R_M = G_M \cdot (C_o + f \cdot r_k) / (L_o + a_m + C_o) \quad (2.23)$$

## 2.5 Визначення впливу задньонавісного плуга на трактор

В параграфі 2.2 ми вже підкресливали, що вертикальними коливаннями плуга, які визначаються не стільки динамікою руху орного МТА, скільки впливом нерівностей поздовжнього профілю поля, можна знехтувати. Ті ж коливання глибини оранки, які виходять за рамки агротехнічних вимог ( $\pm 2$  см), в основному обумовлені наявністю значних люфтів в точках з'єднання плуга з навісним механізмом енергетичного засобу. Особливо це стосується пари «центральна тяга – розкос плуга». При наявності люфту у цьому з'єднанні нерівномірність ходу заднього корпусу орного знаряддя по глибині значно більша, ніж переднього.

Вплив плуга на динаміку вертикальних коливань трактора здійснюється, як уже наголошувалось, через силу  $R_n$  (див. рис. 2.1). Величина останньої визначається тими силами, які діють на орне знаряддя у поздовжньо-вертикальній площині (рис.2.3). В першу чергу це стосується горизонтальної ( $R_x$ ) та вертикальної ( $R_z$ ) складових тягового опору плуга, а також сили його ваги ( $G_n$ ).

Сила ( $P_{fk}$ ) і момент опору кочення ( $M_n$ ) опорного колеса плуга

теж певною мірою впливають на динаміку зміни сили  $R_{\Pi}$ , проте, як свідчать результати досліджень багатьох вчених, цей вплив далеко не такий суттєвий, як дія сил  $R_x$  і  $R_z$ .

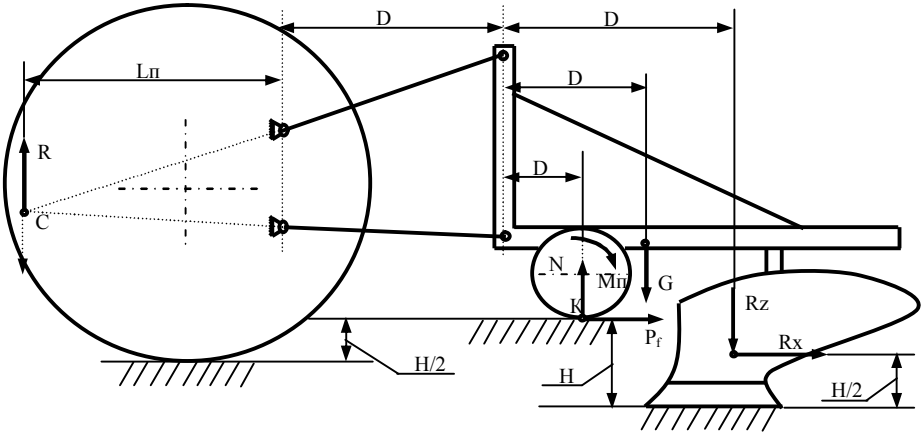


Рисунок 2.3 - Схема сил, які діють на задньонавісним плуг у поздовжньо вертикальній площині

Для визначення сили  $R_{\Pi}$  розглянемо суму моментів відносно т. К (рис. 2.3).

В результаті маємо:

$$R_{\Pi} \cdot (L_{\Pi} + D_{\Pi} + D_{\kappa}) = R_x \cdot H/2 - G_{\Pi} \cdot D_o - R_z \cdot D_{\Pi} + M_{\Pi}$$

звідки

$$R_{\Pi} = \frac{R_x \cdot H/2 - G_{\Pi} \cdot D_o - R_z \cdot D_{\Pi} + M_{\Pi}}{(L_{\Pi} + D_{\Pi} + D_{\kappa})},$$

де  $H$  - глибина оранки;

$L_{\Pi}$ ,  $D_{\Pi}$ ,  $D_{\kappa}$ ,  $D_o$ ,  $R_z$ ,  $D_{\Pi}$  - конструктивні параметри, природа яких зрозуміла із рис.2.3.

Момент опору кочення колеса плуга визначається так:

$$M_{\Pi} = P_{fk} \cdot r_{\Pi},$$

де  $r_{\text{п}}$  – радіус сталюого колеса плуга.

В свою чергу

$$P_{\text{fk}} = f \cdot N_{\text{k}},$$

де -  $N_{\text{k}}$  – вертикальна реакція, яка діє на колесо плуга.

Із рис.2.3 випливає, що:

$$N_{\text{k}} + R_{\text{п}} = G_{\text{п}} + R_{\text{z}},$$

звідки

$$N_{\text{k}} = G_{\text{п}} + R_{\text{z}} - R_{\text{п}}$$

В результаті отримуємо:

$$P_{\text{fk}} = f \cdot (G_{\text{п}} + R_{\text{z}} - R_{\text{п}});$$

$$M_{\text{п}} = P_{\text{fk}} \cdot r_{\text{п}} = f \cdot r_{\text{п}} \cdot (G_{\text{п}} + R_{\text{z}} - R_{\text{п}}).$$

Експериментальними дослідженнями інших вчених встановлено [102], що з достатньою для практики точністю є прийнятним наступне:

$$R_{\text{z}} \approx 0,2 \cdot R_{\text{x}}$$

З урахуванням цього остаточний вираз для визначення сили, яка діє збоку трактора на плуг і навпаки, після перетворень має вид:

$$R_{\text{п}} = \frac{R_{\text{x}} \cdot (0,5 \cdot H - 0,2 \cdot D_{\text{п}}) - G_{\text{п}} \cdot (D_0 - f \cdot r_{\text{п}})}{L_{\text{п}} + D_{\text{н}} + D_{\text{k}} + f \cdot r_{\text{п}}}$$

Проаналізуємо отриманий вираз. Практично значина добутку  $f \cdot r_{\text{п}}$  складає не більше 2 см. Це набагато менше, ніж величина  $D_0$  (рис. 2.3), а тим більше – сума величин  $L_{\text{п}}$ ,  $D_{\text{н}}$  і  $D_{\text{k}}$ . В результаті з достатньою для практики точністю можна прийняти, що

$$R_{\text{п}} = \frac{R_{\text{x}} \cdot (0,5 \cdot H - 0,2 \cdot D_{\text{п}}) - G_{\text{п}} \cdot D_0}{L_{\text{п}} + D_{\text{н}} + D_{\text{k}}}$$

## 2.6 Математична модель вертикальних коливань комбінованого МТА на базі інтегрального трактора марки ХТЗ

Якщо диференційні рівняння (2.21) додати до системи диференційних рівнянь (2.16), то отримаємо математичну модель вертикаль-

них коливань комбінованого машинно-тракторного агрегату. В диференційній формі запису вона має наступний вигляд [95]:

$$\begin{aligned}
 A_{11} \ddot{Z}_1 + A_{12} \dot{Z}_1 + A_{13} Z_1 + A_{14} \ddot{Z}_2 &= f_{11} \dot{h}_1 + f_{12} h_1 + f_{13} R_x + f_{14}; \\
 A_{21} \ddot{Z}_2 + A_{22} \dot{Z}_2 + A_{23} Z_2 + A_{24} \ddot{Z}_1 &= f_{21} \dot{h}_2 + f_{22} h_2 + f_{23} R_x + f_{24}; \\
 A_{31} \ddot{Z}_3 + A_{32} \dot{Z}_3 + A_{33} Z_3 &= f_{31} \dot{h}_3 + f_{32} h_3 + f_{33} R_x + f_{34},
 \end{aligned} \tag{2.24}$$

де  $A_{11} = [M_T \cdot (L-a)^2 + J_T] / L^2$ ;

$A_{21} = (M_T \cdot a^2 + J_T) / L^2$ ;

$A_{31} = M_M$ ;

$A_{12} = 2 \cdot K_{ш}$ ;

$A_{22} = A_{12}$ ;

$A_{32} = 2 \cdot K_{шМ}$ ;

$A_{13} = 2 \cdot C_{ш}$ ;

$A_{23} = A_{13}$ ;

$A_{33} = 2 \cdot C_{шМ}$ ;

$A_{14} = \{2 \cdot [M_T \cdot a \cdot (L-a) - J_T]\} / L^2$ ;

$A_{24} = A_{14}$ ;

$f_{11} = f_{21} = A_{12}$ ;

$f_{31} = A_{32}$ ;

$f_{12} = f_{22} = A_{13}$ ;

$f_{32} = A_{33}$ ;

$f_{13} = [L_o \cdot (0,5 \cdot H - 0,2 \cdot D_n)] / [(L_n + D_n + D_k)] \cdot L$ ;

$f_{23} = [(L - L_m) \cdot (0,5 \cdot H - 0,2 \cdot D_n)] / [(L_n + D_n + D_k)] \cdot L$ ;

$f_{33} = 0$ ;

$f_{14} = [R_m \cdot (L - L_m) \cdot (L_n + D_n + D_k) - G_n \cdot D_o \cdot L_n] / L \cdot (L_n + D_n + D_k)$ ;

$f_{24} = [R_m \cdot L_m \cdot (L_n + D_n + D_k) - G_n \cdot D_o \cdot (L - L_n)] / L \cdot (L_n + D_n + D_k)$ ;

$f_{34} = R_m$ ;

$R_M = G_m \cdot (C_o + f \cdot r_k) / (L_o + a_m + C_o)$ ;

$R_n = [R_x \cdot (0,5 \cdot H - 0,2 \cdot D_n) - G_n \cdot D_o] / (L_n + D_n + D_k)$ .

Вхідними величинами в системі рівнянь (2.24) виступають висоти нерівностей під передніми ( $h_1$ ) і задніми ( $h_2$ ) колесами трактора, та колесами подрібнювача рослинних решток ( $h_3$ ), а також тяговий опір плуга ( $R_x$ ).

Вихідними параметрами є амплітуди коливань рами подрібнювача ( $Z_3$ ), а також переднього ( $Z_1$ ) і заднього ( $Z_2$ ) мостів трактора ХТЗ-120.

Якщо в отриманій системі диференційних рівнянь (2.24) здійснити перетворення Лапласа [103], то отримуємо математичну модель динаміки руху комбінованого агрегату в операторній формі запису [104]:

$$\begin{aligned} K_{11} \cdot Z_1(s) + K_{12} \cdot Z_2(s) + K_{13} \cdot Z_3(s) &= F_{11} \cdot h_1(s) + F_{12} \cdot h_2(s) + F_{13} \cdot h_3(s) + F_{14} \cdot R_x(s) + F_{15}; \\ K_{21} \cdot Z_1(s) + K_{22} \cdot Z_2(s) + K_{23} \cdot Z_3(s) &= F_{21} \cdot h_1(s) + F_{22} \cdot h_2(s) + F_{23} \cdot h_3(s) + F_{24} \cdot R_x(s) + F_{25}; \\ K_{31} \cdot Z_1(s) + K_{32} \cdot Z_2(s) + K_{33} \cdot Z_3(s) &= F_{31} \cdot h_1(s) + F_{32} \cdot h_2(s) + F_{33} \cdot h_3(s) + F_{34} \cdot R_x(s) + F_{35}; \end{aligned} \quad (2.25)$$

$$\begin{aligned} \text{де } K_{11} &= A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s + A_{13}; & F_{11} &= f_{11} \cdot s + f_{12}; \\ K_{12} &= A_{14} \cdot s^2; & F_{12} &= 0; \\ K_{13} &= 0; & F_{13} &= 0; \\ F_{14} &= f_{13}; & F_{15} &= f_{14}; \\ K_{21} &= A_{24} \cdot s^2; & F_{21} &= 0; \\ K_{22} &= A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23}; & F_{22} &= f_{21} \cdot s + f_{22}; \\ K_{23} &= 0; & F_{23} &= 0; \\ F_{24} &= f_{23}; & F_{25} &= f_{24}; \\ K_{31} &= 0; & F_{31} &= 0; \\ K_{32} &= 0; & F_{32} &= 0; \\ K_{33} &= A_{31} \cdot s^2 + A_{32} \cdot s + A_{33}; & F_{33} &= f_{31} \cdot s + f_{32}; \\ F_{34} &= f_{33}; & F_{35} &= f_{44}. \end{aligned}$$

$s = d/dt$  – оператор диференціювання.

## 2.7 Методика теоретичного аналізу динаміки руху комбінованого агрегату на базі трактора ХТЗ-120

Вище зазначалось, що динаміку плавності руху комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту будемо оцінювати, використовуючи амплітудні (АЧХ) і фазові (ФЧХ) частотні характеристики

його реагування на дію зовнішніх збурень. Останні представляють собою:

- коливання висоти нерівностей під передніми колесами трактора -  $h_1$ ;
- коливання висоти нерівностей під задніми колесами трактора -  $h_2$ ;
- коливання висоти нерівностей агротехнічного фону під колесами подрібнювача -  $h_3$ ;
- коливання поздовжньої складової тягового опору агрегатованого задньонавісного плуга -  $R_x$ .

В процесі моделювання отримані АЧХ та ФЧХ будемо порівнювати з бажаними. Розглядувана нами динамічна система у складі трактора, фронтального подрібнювача та задньонавісного плуга відноситься до слідкуючих. Для них, як відомо, існують ідеальні АЧХ та ФЧХ. Суть їх полягає в наступному: при відтворенні слідкуючою системою зовнішнього збурення амплітудні частотні характеристики в робочому діапазоні частот повинні дорівнювати нулю, а фазові частотні характеристики – безмежно зростати [98, 99]. Той варіант МТА, у якого реальні (дійсні) АЧХ і ФЧХ найближчі до бажаних - є найбільш прийнятним.

Для розрахунку необхідних амплітудних і фазових частотних характеристик слід скласти відповідні передаточні функції. Для цього спочатку визначаємо головний визначник (D) лівої частини системи (2.25) [104]:

$$D = \begin{vmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{vmatrix}$$

або

$$D = \begin{vmatrix} K_{11} & K_{12} & 0 \\ K_{21} & K_{22} & 0 \\ 0 & 0 & K_{33} \end{vmatrix} \quad (2.26)$$

Після його розкриття та відповідних перетворень остаточно отримаємо:

$$D = B_6 \cdot S^6 + B_5 \cdot S^5 + B_4 \cdot S^4 + B_3 \cdot S^3 + B_2 \cdot S^2 + B_1 \cdot S^1 + B_0, \quad (2.27)$$

де  $B_6 = (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{31}$ ;

$$B_5 = (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{31} + (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{32};$$

$$B_4 = (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{31} + (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{32} + (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{33};$$

$$B_3 = (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{31} + (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{32} + (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{33};$$

$$B_2 = A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{31} + (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{32} + (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{33};$$

$$B_1 = A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{32} + (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{33};$$

$$B_0 = A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{33}$$

В подальшому аналізі розглядали наступні передаточні функції:

- передаточну функцію по профілю шляху під передніми колесами трактора відносно коливань його переднього мосту:  $W_1(s) = D_{11}/D$ ;
- передаточну функцію по профілю шляху під задніми колесами трактора відносно коливань його переднього мосту:  $W_2(s) = D_{12}/D$ ;
- передаточну функцію по профілю шляху під колесами подрібнювача відносно його ж коливань:  $W_3(s) = D_{13}/D$ ;
- передаточну функцію по тяговому опору плуга відносно коливань передніх коліс трактора  $W_4(s) = D_{14}/D$ .

Визначники  $D_{11} - D_{14}$  знаходили шляхом заміни стовпчика визначника (2.26) відповідним стовпчиком з коефіцієнтів правої частини системи (2.25). Наприклад, для першої передаточної функції у визначнику (2.25) замість коефіцієнтів першого стовпчика слід поставити стовпчик коефіцієнтів  $F_{11}$ ,  $F_{21}$  і  $F_{31}$ . В результаті отримаємо визначник такого виду [104]:

$$D_{11} = \begin{vmatrix} F_{11} & K_{12} & K_{13} \\ F_{21} & K_{22} & K_{23} \\ F_{31} & K_{32} & K_{33} \end{vmatrix}$$

або

$$D_{11} = \begin{vmatrix} F_{11} & K_{12} & 0 \\ 0 & K_{22} & 0 \\ 0 & 0 & K_{33} \end{vmatrix}$$

Після розкриття отриманого визначника маємо:

$$D_{11} = F_{11} \cdot K_{22} \cdot K_{33} = C_5 \cdot S^5 + C_4 \cdot S^4 + C_3 \cdot S^3 + C_2 \cdot S^2 + C_1 \cdot S^1 + C_0,$$

де  $C_5 = f_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{31}$ ;

$$C_4 = f_{11} \cdot (A_{21} \cdot A_{32} + A_{22} \cdot A_{31}) + f_{12} \cdot A_{21} \cdot A_{31};$$

$$C_3 = f_{11} \cdot (A_{11} \cdot A_{33} + A_{22} \cdot A_{32} + A_{31} \cdot A_{23}) + f_{12} \cdot (A_{21} \cdot A_{32} + A_{22} \cdot A_{31});$$

$$C_2 = f_{11} \cdot (A_{22} \cdot A_{33} + A_{32} \cdot A_{23}) + f_{12} \cdot (A_{11} \cdot A_{33} + A_{22} \cdot A_{32} + A_{31} \cdot A_{23});$$

$$C_1 = f_{11} \cdot A_{22} \cdot A_{33} + f_{12} \cdot (A_{22} \cdot A_{33} + A_{23} \cdot A_{32});$$

$$C_0 = f_{12} \cdot A_{21} \cdot A_{31}$$

В результаті передаточна функція по профілю шляху під передніми колесами трактора відносно коливань його переднього мосту матиме вид:

$$W_1(s) = \frac{C_5 \cdot S^5 + C_4 \cdot S^4 + C_3 \cdot S^3 + C_2 \cdot S^2 + C_1 \cdot S^1 + C_0}{B_6 \cdot S^6 + B_5 \cdot S^5 + B_4 \cdot S^4 + B_3 \cdot S^3 + B_2 \cdot S^2 + B_1 \cdot S^1 + B_0} \quad (2.28)$$

Аналогічно отримували залежності для розрахунку всіх інших передаточних функцій. Так, для отримання другої передаточної функції перший стовпчик визначника (2.26) замінили стовпчиком коефіцієнтів  $F_{12}$ ,  $F_{22}$  і  $F_{32}$  [95]:

$$D_{12} = \begin{vmatrix} F_{12} & K_{12} & K_{13} \\ F_{22} & K_{22} & K_{23} \\ F_{32} & K_{32} & K_{33} \end{vmatrix}$$

Після відповідних перетворень в кінцевому рахунку отримали:

$$W_2(s) = \frac{C_5 \cdot S^5 + C_4 \cdot S^4 + C_3 \cdot S^3 + C_2 \cdot S^2 + C_1 \cdot S^1 + C_0}{B_6 \cdot S^6 + B_5 \cdot S^5 + B_4 \cdot S^4 + B_3 \cdot S^3 + B_2 \cdot S^2 + B_1 \cdot S^1 + B_0}, \quad (2.29)$$

$$\begin{aligned}
\text{де } C_5 &= -f_{21} \cdot A_{14} \cdot A_{31}; \\
C_4 &= -A_{14} \cdot (f_{21} \cdot A_{33} + f_{22} \cdot A_{31}); \\
C_3 &= -A_{14} \cdot (f_{21} \cdot A_{33} + f_{22} \cdot A_{32}); \\
C_2 &= -f_{22} \cdot A_{14} \cdot A_{33}; \\
C_1 &= C_0 = 0.
\end{aligned}$$

Для розрахунку третьої передаткової функції третій стовпчик визначника системи (2.26) замінили стовпчиком із коефіцієнтів  $F_{13}$ ,  $F_{23}$  і  $F_{33}$  [95].

В результаті маємо:

$$W_3(s) = \frac{C_5 \cdot S^5 + C_4 \cdot S^4 + C_3 \cdot S^3 + C_2 \cdot S^2 + C_1 \cdot S^1 + C_0}{B_6 \cdot S^6 + B_5 \cdot S^5 + B_4 \cdot S^4 + B_3 \cdot S^3 + B_2 \cdot S^2 + B_1 \cdot S^1 + B_0}, \quad (2.30)$$

$$\begin{aligned}
\text{де } C_5 &= f_{31} \cdot (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}); \\
C_4 &= f_{31} \cdot (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) + f_{32} \cdot (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}); \\
C_3 &= f_{31} \cdot (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) + f_{32} \cdot (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}); \\
C_2 &= f_{31} \cdot (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) + f_{32} \cdot (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}); \\
C_1 &= f_{31} \cdot A_{13} \cdot A_{23} + f_{32} \cdot (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}); \\
C_0 &= f_{32} \cdot A_{13} \cdot A_{23}.
\end{aligned}$$

І, нарешті, для знаходження четвертої передаточної функції перший стовпчик визначника системи (2.26) заміняли стовпчиком із коефіцієнтів  $F_{14}$ ,  $F_{24}$  і  $F_{34}$ , які, власне, і репрезентують вплив поздовжньої складової тягового опору задньонавісного плуга на динаміку вертикальних коливань розглядуваної динамічної системи.

В результаті маємо [95]:

$$W_4(s) = \frac{C_5 \cdot S^5 + C_4 \cdot S^4 + C_3 \cdot S^3 + C_2 \cdot S^2 + C_1 \cdot S^1 + C_0}{B_6 \cdot S^6 + B_5 \cdot S^5 + B_4 \cdot S^4 + B_3 \cdot S^3 + B_2 \cdot S^2 + B_1 \cdot S^1 + B_0}, \quad (2.31)$$

$$\begin{aligned}
\text{де } C_5 &= 0; \\
C_4 &= f_{13} \cdot A_{31} \cdot A_{21} - A_{31} \cdot A_{14} \cdot f_{23}; \\
C_3 &= f_{13} \cdot (A_{32} \cdot A_{21} + A_{31} \cdot A_{22}) - A_{32} \cdot A_{14} \cdot f_{23};
\end{aligned}$$

$$C_2 = f_{13} \cdot (A_{33} \cdot A_{21} + A_{32} \cdot A_{22} + A_{31} \cdot A_{23}) - A_{33} \cdot A_{14} \cdot f_{23};$$

$$C_1 = f_{13} \cdot (A_{33} \cdot A_{22} + A_{32} \cdot A_{23});$$

$$C_0 = f_{13} \cdot A_{33} \cdot A_{23}.$$

Підставивши у вирази (2.28)...(2.31) замість перемінної  $s$  добуток  $i \cdot \omega$  (де  $i = \sqrt{-1}$ , а  $\omega$  - частота збурюючого впливу), після перетворень отримували вирази для дійсної ( $R_e$ ) та уявної ( $I_m$ ) частотних характеристик розглядуваної динамічної системи [95]:

$$U(\omega) = M \cdot M_1 + N \cdot N_1 / (M_1^2 + N_1^2) = R_e;$$

$$V(\omega) = M_1 \cdot N - M \cdot N_1 / (M_1^2 + N_1^2) = I_m.$$

де  $M = b_0 - b_2 \cdot \omega^2 + b_4 \cdot \omega^4 - \dots$

$$N = b_1 \cdot \omega - b_3 \cdot \omega^3 + b_5 \cdot \omega^5 - \dots$$

$$M_1 = a_0 - a_2 \cdot \omega^2 + a_4 \cdot \omega^4 - \dots$$

$$N_1 = a_1 \cdot \omega - a_3 \cdot \omega^3 + a_5 \cdot \omega^5 - \dots$$

Для визначення відповідної АЧХ використовували формулу [101]:

$$A(\omega) = \sqrt{U(\omega)^2 + V(\omega)^2}$$

Розрахунок фазових частотних характеристик  $\Phi(\omega)$  здійснювали за алгоритмом, який враховував характер зміни значин і знаків дійсної ( $R_e$ ) та комплексної ( $I_m$ ) складових [99, 105].

Трактор ХТЗ-120, як відомо, обладнаний реверсивним постом керування. В математичній моделі **схему** налагодження енергетичного засобу (прямий хід чи реверсивний) задавали значиною координати його центру мас (величина  $a$ , див. рис.2.1). Менша значина цього конструктивного параметру відповідала прямому, а більша – реверсивному налагодженню ХТЗ-120 у агрегаті з фронтальним подрібнювачем рослинних решток та задньонавісним плугом.

Крім цього, змінними були:

- коефіцієнти жорсткості ( $C_{ш}$ ) і опору деформації ( $K_{ш}$ ) шин задніх і передніх коліс трактора;
- коефіцієнти жорсткості ( $C_{шм}$ ) і опору деформації ( $K_{шм}$ ) шин по-

- дрібнювача рослинних решток;
- сила ваги ( $G_M$ ) фронтального подрібнювача рослинних решток;
- висота приєднувального трикутника зчпного пристрою ( $h_M$ ) фронтального подрібнювача.

Значина  $h_M$  в принципі задає поздовжню координату ( $L_0$ ) миттєвого центру повороту переднього навісного механізму енергетичного засобу (див.рис.2.2).

Згідно даних [105], значина висоти приєднувального трикутника зчпного пристрою фронтального подрібнювача може бути знайдена з виразу:

$$h_M = h_B - h_H - r_H \cdot (\sin\beta + \cos\beta \cdot \operatorname{tg}\alpha), \quad (2.32)$$

- де  $h_B, h_H$  - вертикальні координати точок кріплення нижніх та центральної тяг ПНМ трактора на його рамі;
- $r_H, \beta$  - довжина та кут нахилу нижніх тяг ПНМ трактора;
- $\alpha$  - кути нахилу центральної тяги ПНМ енергетичного засобу.

## **2.8 Методика та результати перевірки математичної моделі вертикальних коливань комбінованого МТА на адекватність**

Поставлену задачу вирішували шляхом порівняння теоретичної ( $S_{\text{ПМТ}}$ ) та експериментальної ( $S_{\text{ПМ}}$ ) нормованих спектральних щільностей коливань переднього мосту трактора ХТЗ-120 [106]. Під час роботи в агрегаті з подрібнювачем рослинних решток та плугом даний енергетичний засіб був налаштований на реверсивний рух (рис. 3.4).

У обох математичних моделях збудуючим фактором були нерівності поздовжнього профілю шляху. Слід підкреслити, що рух трактора ХТЗ-120 у складі комбінованого агрегату передбачено правими колесами в борозні, а лівими – по необробленому агротехнічному фону. Оскільки характер вертикальних коливань лівого і правого бортів енергетичного засобу в загальному випадку не однаковий, то знімали як поздовжній профіль борозни попереднього проходу дано-

го МТА, так і профіль необробленого поля.

В подальшому на ЕОМ розраховували середнє квадратичне відхилення ( $\sigma_{\text{пр}}$ ) та нормовану спектральну щільність ( $S_{\text{пр}}$ ) для обох реалізацій [106]. Для аналізу брали відповідні усереднені статистичні характеристики профілю. Цим самим, на нашу думку, було враховано можливий неоднорідний характер вертикальних коливань лівого і правого бортів трактора.

Програма проведення перевірки математичної моделі комбінованого МТА на адекватність передбачала проведення польового експерименту, під час якого на плівку осцилографу записувались вертикальні коливання переднього мосту трактора ХТЗ-120. В методичному розділі роботи вказано, що здійснювалось це за допомогою вібрографу Гейгера.

Після обробки отриманих осцилограм на ЕОМ розраховували середнє квадратичне відхилення ( $\sigma_{\text{пм}}$ ) і нормовану спектральну щільність ( $S_{\text{пм}}$ ) реєструємого вихідного параметру.

Далі, використовуючи передаточну функцію по профілю шляху під передніми колесами трактора відносно коливань його переднього моста (2.27), на ЕОМ за спеціально розробленою нами програмою (див. додаток А) розраховували теоретичну АЧХ агрегату такої ж самої конструктивної схеми [ $A_t(\omega)$ ]. Розрахувавши теоретичну АЧХ, знаходили теоретичну спектральну щільність коливань переднього мосту трактора [106]:

$$S_{\text{пмт}}(\omega) = \frac{A_t^2(\omega) \cdot S_{\text{пр}}(\omega) \cdot \sigma_{\text{пр}}^2}{\sigma_{\text{пм}}^2},$$

де  $\omega$  - частота коливань вхідного та вихідного параметрів.

Аналіз експериментальних даних показав, що вертикальні коливання усередненого поздовжнього профілю агротехнічного фону (шляху) мають, по-перше, аперіодичний, а по-друге - низькочастотний характер [106].

Достовірність першого моменту підтверджується тим, що нор-

мована кореляційна функція даного процесу (рис.2.4) не містить прихованої періодичної складової [106]. У протилежному випадку нормована кореляційна функція мала ділянку з такими коливаннями, період яких приблизно дорівнював би періоду коливань вхідного параметру. В даному випадку - це коливання нерівностей профілю шляху. Знаючи період коливань нормованої кореляційної функції цього процесу, можна, до речі, не тільки визначитися щодо генератора коливань нерівностей агротехнічного фону, а розробити низку технологічних рішень, направлених на покращення його (агрофону) характеристик.

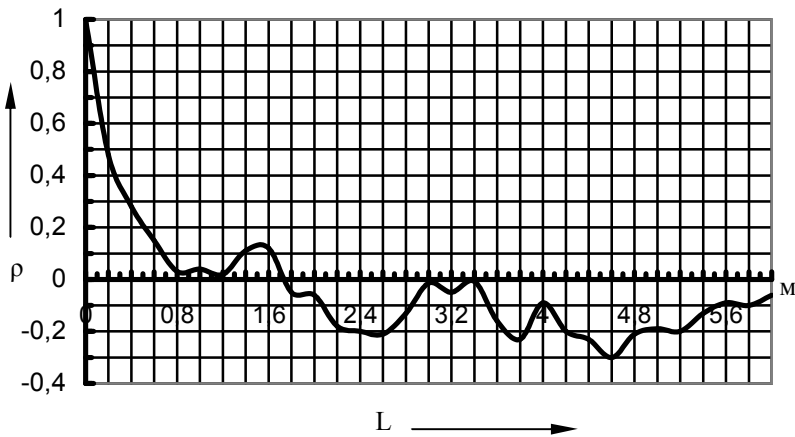


Рисунок 2.4 - Нормована кореляційна функція коливань нерівностей поздовжнього профілю шляху [106]

На користь другого моменту говорить значина довжини кореляційного зв'язку в характері вертикальних коливань нерівностей поля. В даному випадку вона є відносно великою і становить  $\approx 1,75$  м (див. рис. 2.4).

Крім того, основана доля дисперсії коливань розглядуваного процесу (вертикальних коливань поздовжнього профілю агротехнічного фону) зосереджена у досить вузькому діапазоні частот -  $0 \dots 0,7$  с<sup>-1</sup> або  $0 \dots 1,1$  Гц (рис. 2.5).

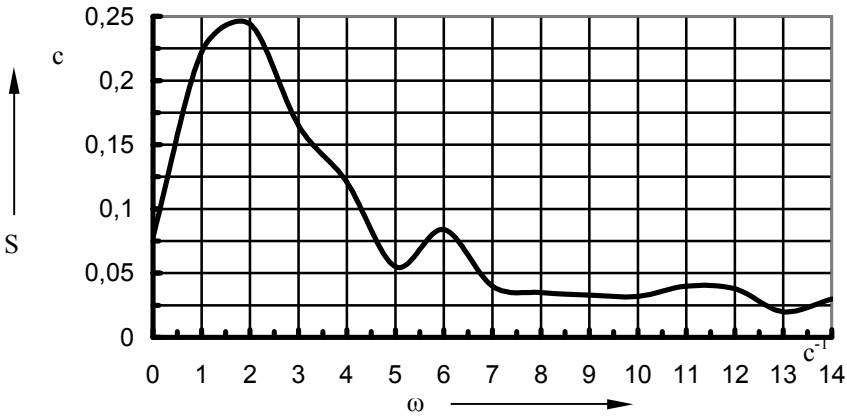


Рисунок 2.5 - Нормована спектральна щільність коливань нерівностей поздовжнього профілю шляху [106]

Теоретична амплітудно-частотна характеристика відпрацювання переднім мостом трактора ХТЗ-120 вертикальних коливань нерівностей профілю поля  $[At(\omega)]$  представлена на рис. 2.6 [106].

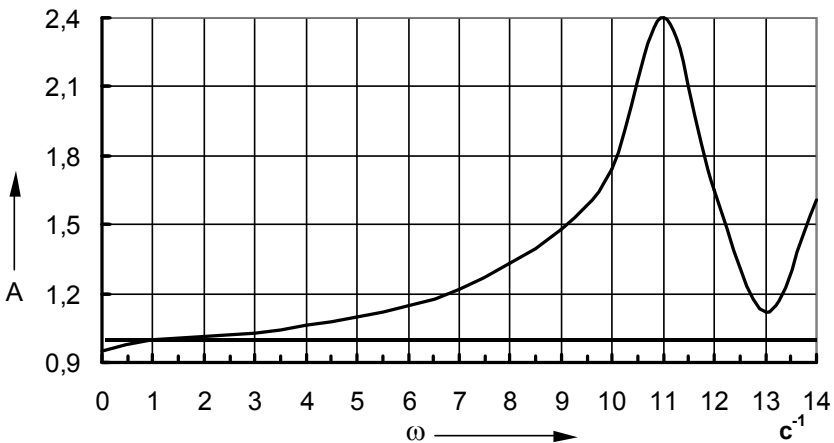


Рисунок 2.6 - Амплітудно - частотна характеристика вертикальних коливань переднього мосту трактора ХТЗ-120 відносно нерівностей поздовжнього профілю шляху

Аналіз цієї АЧХ показує, що в діапазоні частот, який в даному випадку є робочим, динамічна система у складі трактора ХТЗ-120, фронтального подрібнювача рослинних решток і задньонавісного плуга до частоти  $1,0 \text{ c}^{-1}$  вхідний сигнал відтворює з коефіцієнтом підсилення  $0,95 \dots 1$ , а починаючи з частот, більших за  $1,0 \text{ c}^{-1}$ , - з коефіцієнтом підсилення  $1,0 \dots 1,2$  (див. рис. 2.6). теорією автоматичного регулювання підкреслюється, що таке перерегулювання вхідного сигналу є незначним [107].

Якщо оцінити резонансний пік АЧХ вертикальних коливань переднього мосту енергетичного засобу, то він припадає на частоту  $11 \text{ c}^{-1}$ . Але, такій частоті, як впливає із аналізу рис.2.5, відповідає дуже мала дисперсія коливань вхідного параметру.

Співставлення теоретичної ( $S_{\text{пнт}}$ ) та експериментальної ( $S_{\text{пм}}$ ) нормованих спектральних щільностей вертикальних коливань переднього мосту трактора ХТЗ-120 показує (рис.2.7), що обидва процеси характеризуються приблизно однаковим характером зміни частотного діапазону [106].

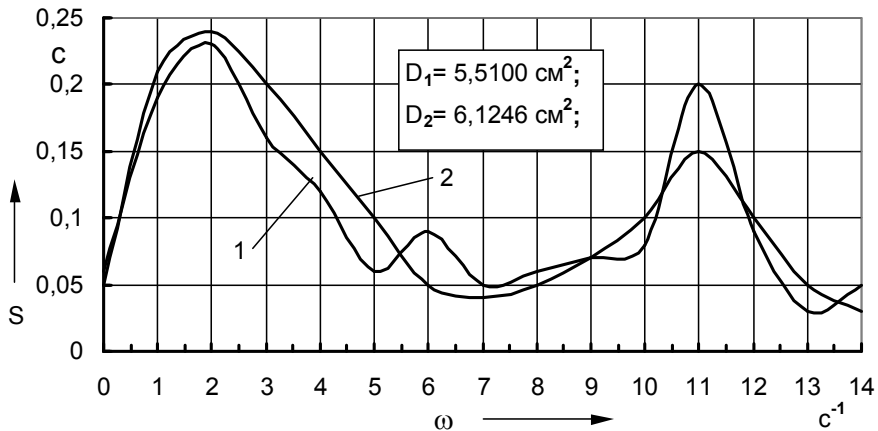


Рисунок 2.7 - Теоретична (1) та експериментальна (2) нормовані спектральні щільності вертикальних коливань переднього мосту трактора ХТЗ-120

Максимуми дисперсій припадають на одні і ті ж частоти: 2 і 11  $\text{с}^{-1}$ . Що стосується значин цих оцінок, то згідно F - критерію Фішера [108] нуль - гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій ( $5,5100$  і  $6,1246 \text{ см}^2$ ) не відхиляється як на статистичному рівні значущості  $0,05$ , так і на рівні значущості  $0,01$ .

Задовільний збіг вищевикладених теоретичних та експериментальних результатів вказує на адекватність розробленої математичної моделі, що об'єктивно забезпечує можливість її подальшого використання для розв'язку поставлених задач досліджень.

## 2.9 Аналіз плавності руху комбінованого МТА

### 2.9.1 Вплив поздовжнього профілю шляху на динаміку вертикальних коливань фронтального подрібнювача рослинних решток і трактора

В першу чергу розглянемо динаміку вертикальних коливань подрібнювача рослинних решток. При цьому, розрахункові амплітудні та фазові частотні характеристики будемо аналізувати в тому частотному діапазоні, в якому зосереджена практично вся дисперсія коливань нерівностей агрофону, тобто  $0,5...7 \text{ с}^{-1}$  (рис.2.5).

Аналіз теоретичних АЧХ і ФЧХ, розрахованих на базі передаткової функції (2.29) показав, що переналагодження трактора у складі комбінованого МТА з прямого ходу на реверсивний суттєвого впливу на відпрацювання подрібнювачем рослинних решток коливань нерівностей профілю шляху не здійснює. Такий же результат має місце і при зміні коефіцієнта опору деформації ( $K_{\text{шм}}$ ) шин опорних коліс цього знаряддя, а також коефіцієнтів жорсткості ( $C_{\text{ш}}$ ) та опору деформації ( $K_{\text{ш}}$ ) шин трактора [104].

Інша картина спостерігається при зміні коефіцієнта жорсткості шин подрібнювача рослинних решток ( $C_{\text{шм}}$ ). Як випливає із рис.2.8, збільшення цього параметра приводить до опускання АЧХ [104].

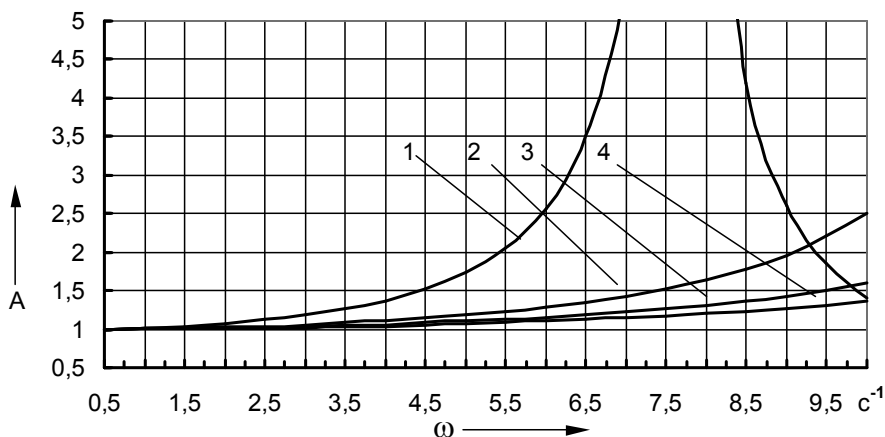


Рисунок 2.8 - АЧХ вертикальних коливань подрібнювача рослинних решток при відтворенні ним коливань профілю шляху з різними коефіцієнтами жорсткості шин  $C_{шм}$ :

1- 25 кН/м; 2 - 70 кН/м; 3 - 115 кН/м; 4 - 160 кН/м

Слід підкреслити, що такий вплив значини коефіцієнта  $C_{шм}$  на характер зміни АЧХ (мається на увазі її опускання) є бажаним. І хоча інтенсивність цього процесу по мірі росту  $C_{шм}$  спадає, однак, коефіцієнт жорсткості шин фронтального подрібнювача рослинних решток слід збільшувати. В межах одного типорозміру шин це можна здійснити шляхом відповідного підвищення тиску повітря. Цілком зрозуміло, що при максимально допустимій значині цього параметра колеса подрібнювача будуть вести себе як недеформуємі (в певному розумінні цього слова) тіла. А це дає право замінити гумові колеса знаряддя на сталеві.

Для забезпечення стійкості тієї чи іншої динамічної системи максимальна величина коефіцієнта перерегулювання при відпрацюванні нею вхідного сигналу не повинна перевищувати 30% [95]. З урахуванням цього із рисунка 2.8 знаходимо, що при  $A_{max} = 1,3$  і частоті зрізу  $7 \text{ c}^{-1}$  значиня коефіцієнта жорсткості шин коліс подрібнювача рослинних решток повинна бути не меншою, ніж 115 кН/м [104].

На відміну від  $C_{\text{шм}}$ , збільшення маси даного фронтального знаряддя приводить до небажаного підймання АЧХ. Інша річ, що це зростання є незначним. Так, при збільшенні маси подрібнювача майже на 25% (200 кг) коефіцієнт підсилення (перерегулювання) системою вхідного сигналу, тобто висоти нерівностей шляху, в діапазоні частот  $0,5...7 \text{ c}^{-1}$  не перевищує 13% [104]. Однак, свідомо збільшувати вагу фронтального подрібнювача рослинних решток задля зменшення амплітуди його вертикальних коливань, – немає потреби.

Що стосується фазового зсуву, то від схеми руху трактора у складі комбінованого агрегату, а також зміни коефіцієнтів  $K_{\text{ш}}$ ,  $C_{\text{ш}}$  і  $K_{\text{шм}}$  він майже не залежить. В діапазоні частот  $0,5...7 \text{ c}^{-1}$  його значина дорівнює  $360^\circ$ . Практично це означає, що запізнення реакції подрібнювача рослинних решток на збурюючий вплив (тобто коливання висоти нерівностей поздовжнього профілю шляху) змінюється в межах  $12,5...0,9 \text{ c}$  [104].

Певний інтерес представляє характер поведінки ФЧХ при зміні коефіцієнта жорсткості ( $C_{\text{шм}}$ ) шин коліс розглядуваного фронтального знаряддя. При значині цього параметра  $25 \text{ кН/м}$  фазовий зсув в реакції динамічної системи на збурення в діапазоні частот  $6,0...8,5 \text{ c}^{-1}$  різко зменшується з  $360^\circ$  до  $200^\circ$  і менше (рис. 2.9). В часовому вимірюванні це рівнозначно зменшенню запізнення реакції подрібнювача приблизно на  $0,6 \text{ c}$  (з  $1,04 \text{ c}$  при  $\omega = 6,5 \text{ c}^{-1}$  до  $0,4 \text{ c}$  при  $\omega = 8,5 \text{ c}^{-1}$ ) [104].

Як впливає із рис. 2.9, чим більша значина коефіцієнта жорсткості шин, тим при вищій частоті починається цей процес. При  $C_{\text{шм}} = 115 \text{ кН/м}$  в аналізованому діапазоні частот  $0,5...7,0 \text{ c}^{-1}$  він взагалі відсутній. Іншими словами, при жорсткості шин коліс подрібнювача  $115 \text{ кН/м}$  і вище запізнення реакції подрібнювача рослинних решток на коливання нерівностей профілю шляху можна вважати постійним і рівним  $360^\circ$ .

Звідси маємо ще один доказ на користь збільшення коефіцієнта жорсткості шин коліс фронтального знаряддя.

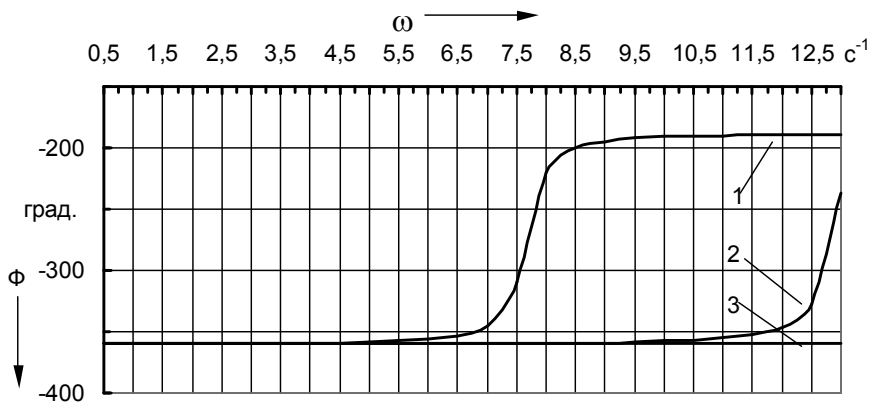


Рисунок 2.9 - ФЧХ вертикальних коливань подрібнювача рослинних решток при відтворенні ним коливань профілю шляху з різними коефіцієнтами жорсткості шин  $C_{шм}$ :  
 1- 25 кН/м; 2 - 70 кН/м; 3 - 115 кН/м

Тепер перейдемо до аналізу динаміки вертикальних коливань трактора. Результати математичного моделювання показують (рис. 2.10), що переналадження ХТЗ-120, який працює у складі комбінованого МТА, на прямий хід приводить до підйому АЧХ відпрацьованя ним коливань нерівностей поздовжнього профілю шляху, що, в принципі, є небажаним [104]. Але, різниця між порівнюваними амплітудно - частотними характеристиками більш - менш відчутна на частотах, більших за  $7 \text{ c}^{-1}$ . Тобто на тих, які знаходяться поза діапазоном, прийнятим нами до аналізу.

Оскільки це так, то можна зробити висновок про практичну незалежність процесу динаміки вертикальних коливань переднього мосту трактора від способу його руху (прямий чи реверсивний) в складі комбінованого машинно - тракторного агрегату. Причому, це ж можна стверджувати і виходячи із аналізу впливу коливань профілю шляху під колесами заднього мосту трактора на характер коливань його переднього мосту (рис. 2.11) [95].

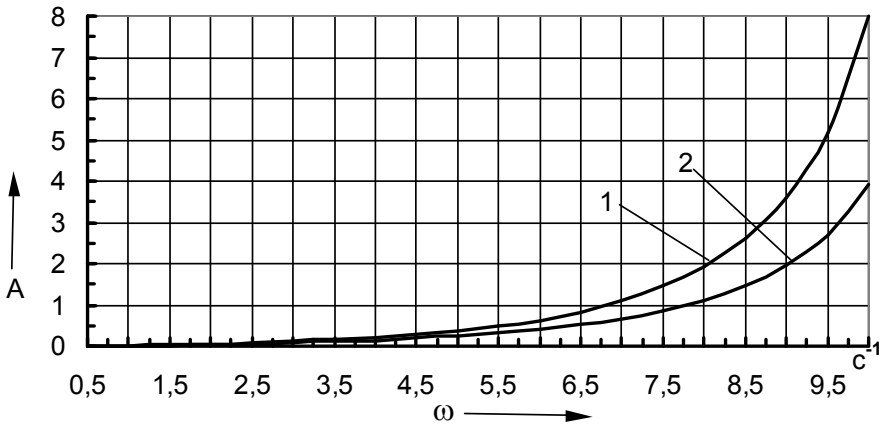


Рисунок 2.10 - АЧХ відпрацювання нерівностей поздовжнього профілю шляху переднім мостом трактора ХТЗ-120 при його прямому (1) та реверсивному (2) способах руху у складі комбінованого МТА

До частоти  $12 \text{ c}^{-1}$  різниці між АЧХ практично немає. А їх мала значина вказує на вкрай низький взаємозв'язок між вертикальними коливаннями переднього та заднього мостів трактора. З достатньою для практики точністю ці процеси можна вважати незалежними. Правда, таке твердження справедливе лише в розглядуваному нами робочому діапазоні частот  $0,5 \dots 7,0 \text{ c}^{-1}$ . На частотах більших за  $11,5 \text{ c}^{-1}$  коефіцієнт підсилення переднім мостом ХТЗ-120 коливань агрофону під його задніми колесами зростає більше, ніж у два рази [95] (див. рис. 2.11).

Якщо подрібнювач рослинних решток, обладнаний гумовими опорними колесами, вертикальні коливання нерівностей поздовжнього профілю шляху відтворює з певним підсиленням (див. рис. 2.8), то передній міст трактора ХТЗ-120 - з явним ослабленням (див. рис. 2.10), що в принципі є бажаним. Підсилення вхідного сигналу має місце поза аналізованим діапазоном його частот [104].

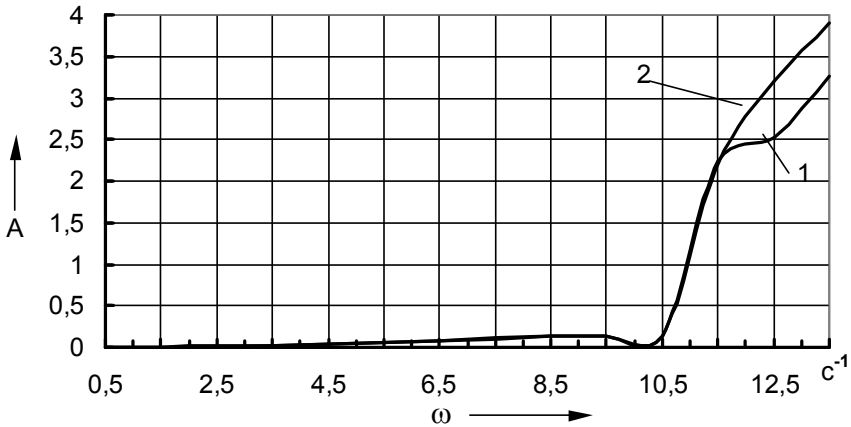


Рисунок 2.11 - АЧХ впливу коливань профілю шляху під колесами заднього мосту трактора на коливання його переднього мосту при прямому (1) та реверсивному (2) способах руху у складі комбінованого МТА

Вплив жорсткості шин коліс енергетичного засобу при цьому якісно такий же, як і у подрібнювача рослинних решток: ріст коефіцієнта  $C_{ш}$  супроводжується опусканням АЧХ (рис. 2.11). Тобто, збільшення жорсткості шин приводить до зменшення коефіцієнта підсилення переднім мостом енергетичного засобу збурюючих вертикальних коливань, що, безумовно, є бажаним [104].

Але знову ж таки, в діапазоні частот  $0,5 \dots 7,0 \text{ c}^{-1}$  ця закономірність дуже слабо виражена, що дає право стверджувати про практичну незалежність динаміки вертикальних коливань трактора ХТЗ-120 від зміни коефіцієнта  $C_{ш}$  [104].

Збільшення коефіцієнта опору деформації шин ( $K_{ш}$ ) трактора ХТЗ-120 теж приводить до опускання амплітудно - частотних характеристик, але його вплив незначний і ще менший, ніж вплив розглянутого вище параметра  $C_{ш}$  [104].

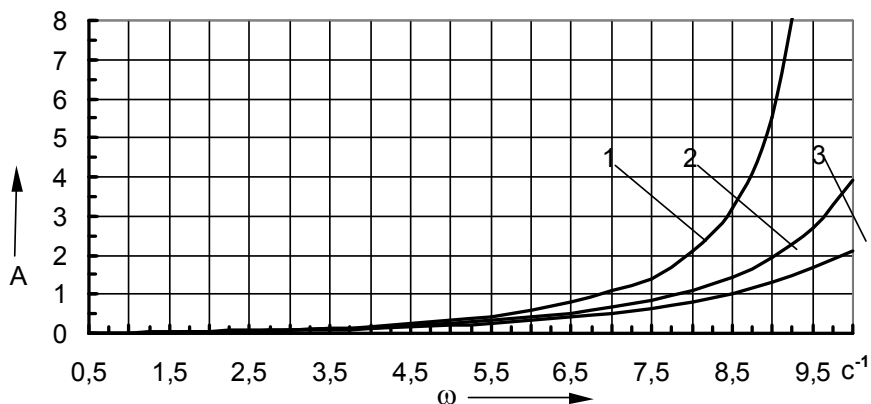


Рисунок 2.12 - АЧХ вертикальних коливань переднього мосту трактора ХТЗ-120 при відтворенні ним коливань профілю шляху з різними коефіцієнтами жорсткості шин  $C_{ш}$ :

1- 250 кН/м; 2 - 350 кН/м; 3 - 450 кН/м

Незначним є і вплив на динаміку коливань переднього мосту енергетичного засобу маси подрібнювача рослинних решток. При збільшенні цього параметра на 200 кг в діапазоні частот  $\omega = 0,5...8,0 \text{ c}^{-1}$  має місце ослаблення, а при  $\omega > 8 \text{ c}^{-1}$  - підсилення збурюючого впливу. Проте, максимальний підйом АЧХ при цьому не перевищує 20%.

Передній міст трактора ХТЗ-120 (до речі, як і задній) відтворює вертикальні коливання поздовжнього профілю шляху з меншим запізненням, ніж подрібнювач рослинних решток. Для енергетичного засобу фазовий зсув в діапазоні частот  $0,5...7,0 \text{ c}^{-1}$  знаходиться в межах  $115...170^\circ$ , що відповідає запізненню реакції першого на збурюючий вплив відповідно  $4,0...0,4 \text{ c}$  (рис. 2.13) [104].

Підвищення жорсткості шин коліс трактора сприяє бажаному зростанню фазового зсуву, але це, як показує аналіз рис. 2.13, має місце лише на високих частотах ( $\omega > 11,0 \text{ c}^{-1}$ ) і при певній значині коефіцієнта  $C_{ш}$ . Так, наприклад, використання шин з жорсткістю

більше за 350 кН/м вже не впливає на характер зміни ФЧХ (крива, рис. 2.13) [104].

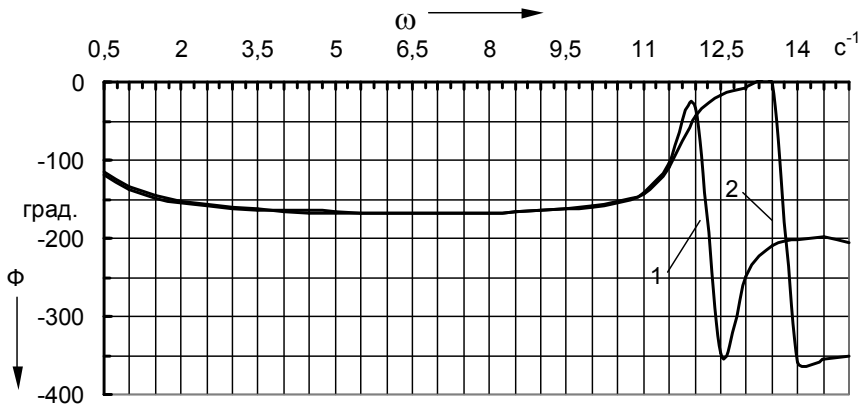


Рисунок 2.13 - ФЧХ вертикальних коливань переднього мосту трактора ХТЗ-120 при відтворенні ним коливань профілю шляху з різними коефіцієнтами жорсткості шин  $C_{ш}$ :  
1- 250 кН/м; 2 - 350 кН/м; 450 кН/м

Слід підкреслити, що вплив всіх інших параметрів комбінованого МТА (Кш, Сшм, Кшм, Мм), як і способу руху енергетичного засобу (прямий чи реверсивний), на характер зміни відповідних ФЧХ в якісному і в кількісному планах практично такий же, як і відображений на рис. 2.13 [104].

### 2.9.2 Вплив коливань тягового опору плуга на плавність руху комбінованого МТА

Підкреслимо, що в процесі математичного моделювання аналізували вплив горизонтальної складової тягового опору плуга. Саме її і реєстрували в польових умовах. Ця складова є визначальною, оскільки у порівнянні з нею горизонтальна складова не перевищує 20% [102].

Аналіз нормованих кореляційних функцій поздовжньої скла-

дової тягового опору плуга показав, що в цьому процесі відсутні періодичні складові. В цілому коливання тягового опору знаряддя носять випадковий аперіодичний характер. Як для плугів, їх можна вважати відносно високочастотними, оскільки тривалість кореляційного зв'язку між суміжними вимірами тягового опору даного орного знаряддя знаходиться в межах 1,6...2,5 с [95] (рис.2.14). При швидкості руху МТА на рівні 2,0 м/с шлях кореляційного зв'язку становить при цьому 3,2...5,0 м.

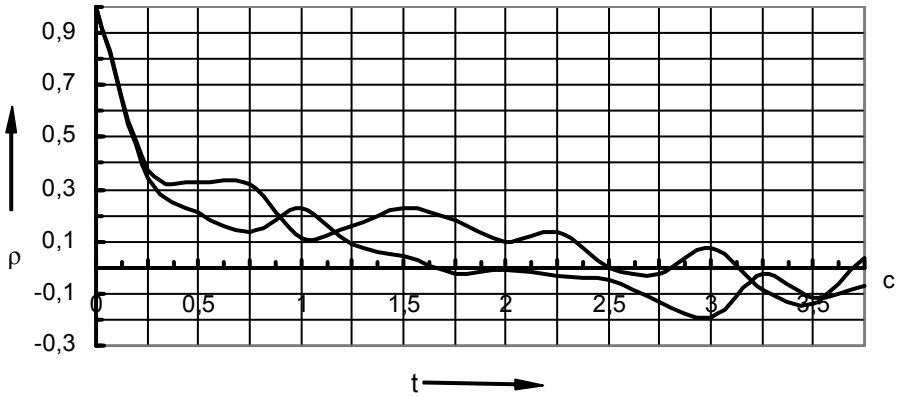


Рисунок 2.14 - Нормовані кореляційні функції коливань тягового опору плуга

Для проведення подальших досліджень нам слід визначитися в якому частотному діапазоні знаходиться основна доля дисперсії коливань розглядуваного процесу. Обмежується цей діапазон так званою «частотою зрізу»  $\omega_{зр}$ . Цій частоті відповідає значина нормованої спектральної щільності  $S_{зр}$ , яка розраховується із відомого виразу [103]:

$$S_{зр} = 0,05 \cdot S_{o,max},$$

де  $S_{o,max}$  - максимальна значина нормованої спектральної щільності при нульовій частоті коливань тягового опору плуга.

Якщо проаналізувати криві спектральних щільностей коливань тягового опору плуга (рис. 2.15), то побачимо, що  $S_{0,max} = 0,3$  с, а  $S_{зр} = 0,015$  с. Такій значині нормованої спектральної щільності відповідає частота зрізу  $\omega_{зр} \approx 15,0$  с<sup>-1</sup>. А оскільки це так, то подальший аналіз будемо вести в частотному діапазоні 0...15,0 с<sup>-1</sup>.

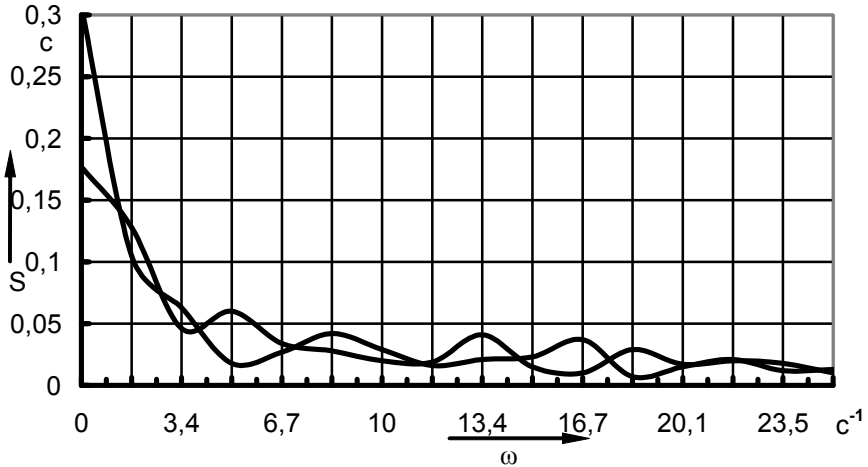


Рисунок 2.15 - Нормовані спектральні щільності коливань тягового опору плуга

Аналіз розрахованих АЧХ математичної моделі показує, що коливання тягового опору плуга здійснюють значно менший вплив на плавність руху трактора, ніж коливання поздовжнього профілю шляху. До аналогічного висновку неодноразово приходив д.т.н. Надикто В.Г., який досліджував динаміку зміни орних агрегатів (включаючи схему «push-pull»), побудованих на основі модульних енергетичних засобів [85] і тракторів сімейства ХТЗ-121/160 [95].

Із результатів математичного модулювання випливає, що коли трактор ХТЗ-120 у складі комбінованого МТА здійснює прямий рух, то максимальна значина амплітуди коливань його переднього мосту припадає на частоту  $\omega = 11,5$  с<sup>-1</sup> і становить 1,4 мм/кН [95] (рис. 2.16).

Ця частота є резонансною. Проте, проаналізуємо, який конкретний вплив вона здійснює на амплітуду коливань трактора.

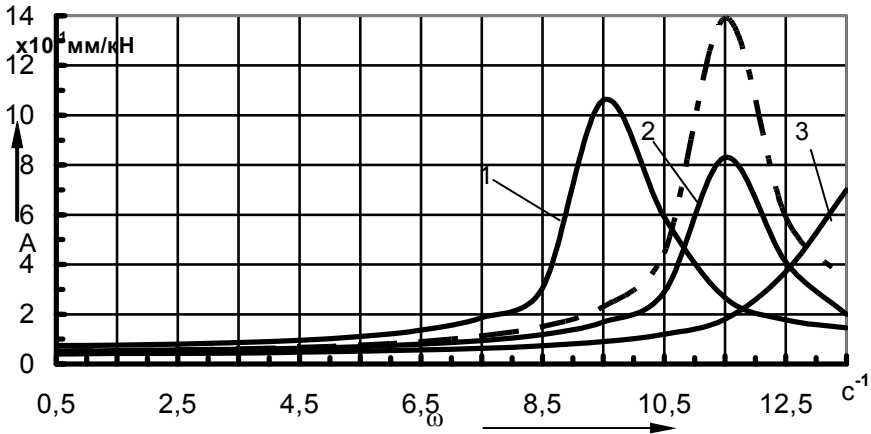


Рисунок 2.16 - АЧХ вертикальних коливань переднього мосту трактора ХТЗ-120 при відтворенні ним коливань тягового опору плуга при прямому (— · — · —) і реверсивному (——) рухах з різними коефіцієнтами жорсткості шин  $C_{ш}$ :  
 1- 250 кН/м; 2 - 350 кН/м; 3- 450 кН/м

Вище наголошувалось, що в польових умовах ми фіксували поздовжню складову тягового опору плуга. В результаті обробки експериментальних даних встановлено, що середнє квадратичне відхилення реєструємого параметру становило  $\pm 3,8$  кН. На згаданій резонансній частоті  $11,5 \text{ с}^{-1}$  коефіцієнт підсилення динамічною системою вхідного сигналу ( в даному випадку – сили опору плуга), як уже відомо, дорівнює  $1,4 \text{ мм/кН}$ . Виходить, середнє квадратичне відхилення коливань переднього мосту трактора ХТЗ-120, викликаних випадковим характером зміни тягового опору знаряддя, навіть у резонансній зоні слід очікувати на рівні всього  $\pm 3,8 \cdot 1,4 = \pm 5,3 \text{ мм}$ .

На прикладі реверсивного руху ХТЗ-120 у складі комбінованого агрегату встановлено, що амплітуда коливань його переднього мосту залежить від коефіцієнта жорсткості шин  $C_{ш}$ . При збільшенні його значини від 250 до 450 кН/м коефіцієнт підсилення динамічною системою вхідного збурення зменшується, а максимуми амплітудно-

частотних характеристик зміщуються в бік більш високих частот, що є бажаним.

Характер протікання АЧХ у МТА при прямому рухові трактора аналогічний. Але, коефіцієнт підсилення вхідного збурення агрегатом за такою схемою у всьому частотному діапазоні в принципі більший, ніж при схемі з реверсивним рухом енергетичного засобу (суцільна 2 і штрих пунктирна криві на рис. 2.16). Інша справа, що збільшення коефіцієнта підсилення (амплітуди коливань переднього мосту трактора) суттєве лише на резонансній частоті  $11,5 \text{ c}^{-1}$ .

Проте, не залежно від схеми розташування трактора у складі комбінованого агрегату, висновок впливає один: для кращого відпрацювання даною динамічною системою збурення у вигляді коливань тягового опору плуга коефіцієнт жорсткості шин бажано збільшувати. Практично це, як ми уже підкреслювали, добитися цього можна шляхом збільшення тиску повітря в шинах коліс.

Що стосується інших параметрів шин коліс трактора та подрібнювача рослинних решток, то математичним моделюванням встановлено, що зміна коефіцієнтів  $K_{\text{ш}}$ ,  $C_{\text{шм}}$  і  $K_{\text{шм}}$  будь-якого відчутного впливу на характер зміни АЧХ вертикальних коливань трактора від коливань тягового опору плуга не здійснює.

Дослідження агрегатів на основі модульних енергетичних засобів, проведені д.т.н. Надикто В.Т., показали, що на динаміку плавності руху енергетичного засобу певний вплив можуть здійснювати параметри його переднього і заднього навісних механізмів [85]. В першу чергу це стосується кутів нахилу центральної та нижніх тяг, а також висот приєднувальних трикутників.

В розглядуваному нами комбінованому агрегаті використовується серійний плуг, значина висоти приєднувального трикутника якого є давно визначеною і прийнятною при використанні орного знаряддя не тільки з трактором ХТЗ-120, а й з іншими енергетичними засобами.

Для нас представляє інтерес висота приєднувального трикутника ( $h_m$ ) зчпного пристрою нового знаряддя, яким є фронтальний подрібнювач рослинних решток. Від значини  $h_m$  залежить кут нахилу центральної

тяги переднього навісного механізму (ПНМ) трактора ХТЗ-120.

В своїх роботах В.Т.Надикто підкреслює, що для запобігання розвантаження передніх коліс трактора при його агрегуванні з фронтальним знаряддя кут нахилу передніх тяг ПНМ енергетичного засобу має знаходитися у другому квадранті [85].

Тяговий опір фронтального подрібнювача рослинних решток дорівнює силі опору його кочення, значина якої, як показують розрахунки, не перевищує 1 кН. Цілком зрозуміло, що така сила не може викликати зміни вертикального навантаження на передніх колесах трактора. Завдяки цьому точки приєднання нижніх тяг ПНМ ХТЗ-120 до рами фронтального знаряддя можуть знаходитися на такій висоті, щоб під час робочого руху кут їх нахилу був би близьким до нуля. За даними В.Т.Надикта це не суперечить вимогам ні щодо силового, ні щодо кінематичного зв'язків між енергетичним засобом і фронтальним знаряддям [85].

В процесі теоретичних досліджень кути нахилу центральних тяг переднього і заднього навісних механізмів ХТЗ-120 під час його агрегування з подрібнювачем і плугом змінювали від 10 до 30°. Встановлено, що зменшення значини цього параметра при відтворенні комбінованого агрегатом коливань тягового опору плуга приводить до небажаного підймання АЧХ на частотах 0,5...9,0 с<sup>-1</sup> і бажаного їх опускання на частотах, більших за 9 с<sup>-1</sup> [95] (рис. 2.17).

Проте, інтенсивність зростання АЧХ на частотах до 9,0 с<sup>-1</sup> на стільки мала, що нею практично можна знехтувати. До уваги слід прийняти характер зміни амплітудно-частотних характеристик при  $\omega > 9,0 \text{ с}^{-1}$ . З його аналізу випливає висновок про доцільність установки центральних тяг навісних механізмів трактора з меншим кутом.

Водночас, як підкреслюють в свої роботах В.Т.Надикто [85] і багато інших дослідників [80, 81, 82], зменшення кута нахилу центральної тяги заднього навісного механізму приводить до відповідного зменшення довантаження його задніх коліс часткою вертикальної складової тягового опору знаряддя. В результаті це може негативно відбитися на тягово-енергетичних показниках того чи іншого енергетичного засобу.

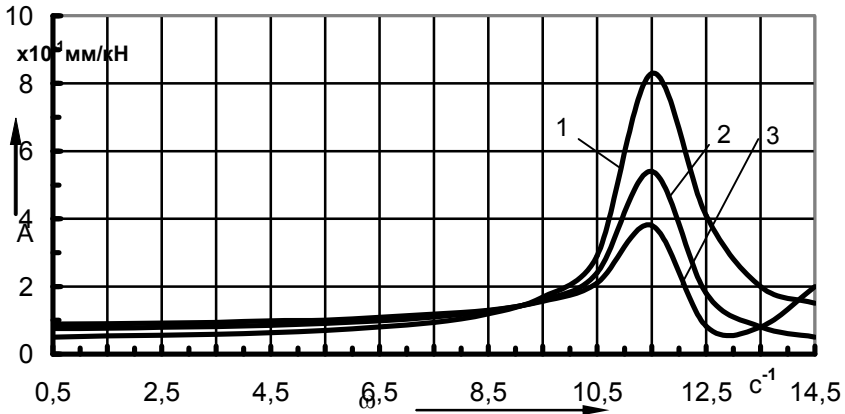


Рисунок 2.17 - АЧХ вертикальних коливань переднього мосту трактора ХТ3-120 при відтворенні ним коливань тягового опору плуга при реверсивному рухові з різними кутами нахилу центральної тяги переднього навісного механізму:

1 - 20°; 2 - 12°; 3 - 5°

Тому, виведене вище твердження щодо доцільності установки центральної тяги під якомога меншим кутом у поздовжньо - вертикальній площині (кут  $\alpha$ ) слід сприймати тільки щодо подрібнювача рослинних решток, який навішується на передній навісний механізм трактора ХТ3-120.

Слід, однак, мати на увазі, що при значині кута  $\alpha$  меншій або рівній 5° починаючи з частоти коливань тягового опору плуга приблизно 12  $\text{с}^{-1}$  має місце небажаний підйом АЧХ (крива 3, рис.2.17). Виходячи з цього, точка кріплення центральної тяги ПНМ трактора на рамі подрібнювача повинна знаходитися на такій висоті, щоб під час робочого руху комбінованого МТА мінімальна значина кута  $\alpha$  дорівнювала б приблизно 5° [95]. Під меншим кутом центральну тягу переднього навісного механізму ХТ3-120 встановлювати не бажано.

Зазначимо, що значина кута  $\alpha$  відповідним чином визначає висоту приєднувального трикутника зчіпного пристрою подрібнювача.

ча ( $h_m$ ). Мінімальна її значина може бути визначна із виразу (2.31). Так, наприклад, при  $\alpha = 5^\circ$ ;  $\beta = 0^\circ$ ;  $h_b = 1,27$  м;  $h_n = 0,62$  м; і  $r_n = 0,82$  м маємо [95]:

$$h_m = h_b - h_n - r_n \cdot \text{tg}\alpha = 1,27 - 0,62 - 0,82 \cdot 0,08 = 0,58 \text{ м.}$$

Максимальна ж значина цього параметру повинна вибиратись із забезпечення задовільної кінематики підйому фронтального зняр-ддя у транспортне положення.

Теоретично вертикальні переміщення заднього мосту ХТЗ-120 від впливу коливань тягового опору у порівнянні з аналогічними коливаннями його переднього мосту - менші (рис.2.18) [95]. Причому, як при прямому, так і реверсивному рухові трактора у складі комбінованого МТА. Пояснити цей результат можна тим, що задній міст трактора через його ЗНМ зв'язаний з плугом.

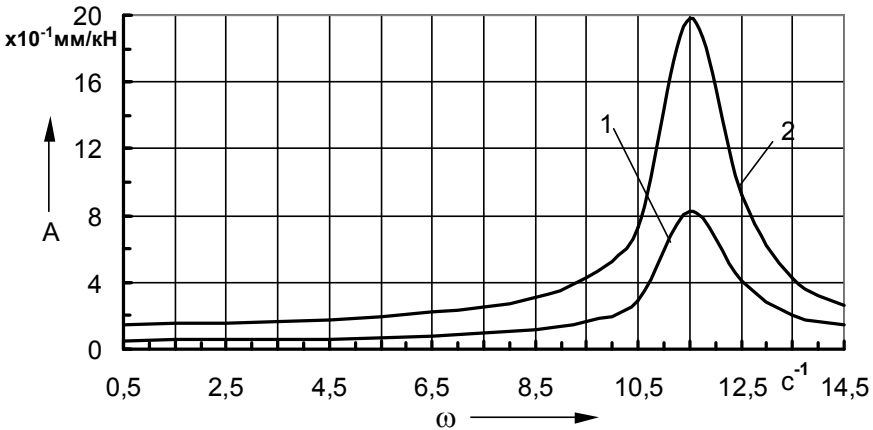


Рисунок 2.18 - АЧХ вертикальних коливань переднього (2) і заднього (1) мостів трактора ХТЗ-120 при відтворенні ним коливань тягового опору плуга.

Власні вертикальні коливання у орного зняр-ддя, як відмічалось вище, практично відсутні. Завдяки цьому плуг певною мірою «струмує» вертикальні переміщення заднього мосту енергетичного засобу.

Згідно даних математичного моделювання запізнення реакції трактора на дію вхідної величини відчутне лише при зміні жорсткості шин його коліс (рис. 2.19). Причому, в діапазоні частот  $0,5...9,0 \text{ с}^{-1}$  вплив цього показника майже не відчутний. Передній міст ХТЗ-120 реагує на збурення майже із постійним запізненням, яке становить  $180^\circ$ . При частоті  $\omega = 0,5 \text{ с}^{-1}$  ця затримка дорівнює  $6,28 \text{ с}$ , а при  $\omega = 9 \text{ с}^{-1}$  вона зменшується до  $0,35 \text{ с}$  [95].

При використанні шин з меншим коефіцієнтом жорсткості підйом фазових частотних характеристик розпочинається і закінчується раніше. Розпочинаючи з певної частоти коливань вхідної величини (для  $C_{\text{ш}} = 250 \text{ кН/м}$  - це приблизно  $13 \text{ с}^{-1}$ ) має місце різке зростання фазового зсуву майже до  $360^\circ$ , що при відтворенні збурюючого впливу  $\epsilon$ , безумовно, бажаним [95].

В цілому, аналізуючи характер зміни ФЧХ при відтворенні розглядуваною нами динамічною системою коливань тягового опору плуга, бачимо, що для збільшення запізнення реакції МТА на збурення коефіцієнт жорсткості шин трактора ХТЗ-120 бажано збільшувати.

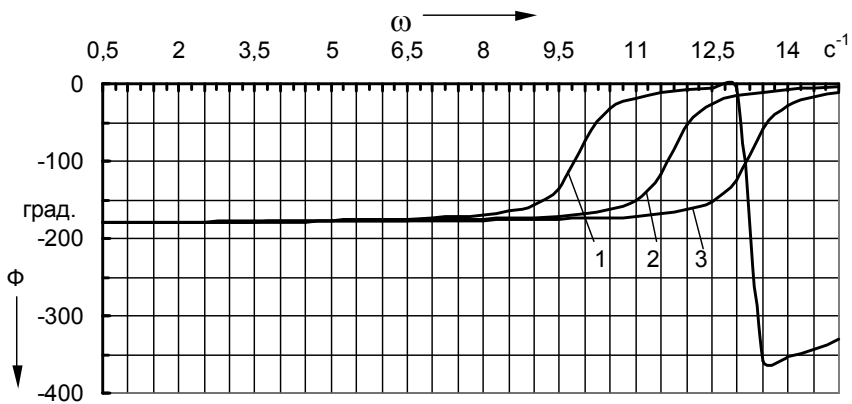


Рисунок 2.19 - ФЧХ вертикальних коливань переднього мосту трактора ХТЗ-120 при відтворенні ним коливань тягового опору плуга з різними коефіцієнтами жорсткості шин  $C_{\text{ш}}$ :

1 -  $250 \text{ кН/м}$ ; 2 -  $350 \text{ кН/м}$ ; 3 -  $450 \text{ кН/м}$ .

Бажаний результат в цьому плані забезпечує зменшення кута нахилу центральних тяг механізмів навіски енергетичного засобу. Так, установка центральної тяги ПНМ під кутом  $5^\circ$  замість  $20^\circ$  сприяє бажаному опусканню ФЧХ (рис. 2.20) [95].

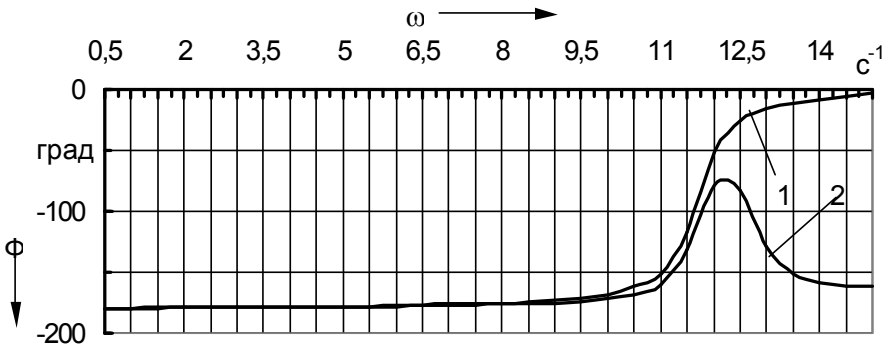


Рисунок 2.20 - ФЧХ вертикальних коливань переднього мосту ХТЗ-120 при відтворенні ним коливань тягового опору плуга з різними кутами нахилу центральної тяги ПНМ:  
 1-  $\alpha = 20^\circ$ ; 2 -  $\alpha = 5^\circ$ .

Щоправда різниця в запізненні реакції МТА на збурення відчутна при цьому при тих частотах ( $> 12 \text{ с}^{-1}$ ), де дисперсія коливань тягового опору плуга відносно невелика (див. рис. 2.15).

### Висновки по розділу

1. Встановлено, що при роботі з плугами типу ПЛН (ПЛН-4-35, ПЛН-5-35) конструктивна ширина захвату подрібнювача рослинних решток має бути не меншою 1,5 м, а при роботі зі знаряддями типу ПНУ (ПНУ-4-40, ПНУ-5-40) або плугом ПНЯ-4-40- не меншою 1,7 м.
2. Перевірка математичної моделі комбінованого МТА на адекватність шляхом співставлення теоретичної та експериментальної нормованих спектральних щільностей вертикальних коливань переднього мосту трактора ХТЗ-120 показує, що обидва процеси характе-

ризуються приблизно однаковим характером зміни частотного діапазону. Максимуми дисперсій припадають на одні і ті ж частоти: 2 і 11  $\text{с}^{-1}$ . Що стосується значин цих оцінок, то згідно F - критерію Фішера нуль-гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій (5,5100 і 6,1246  $\text{см}^2$ ) не відхиляється як на статистичному рівні значущості 0,05, так і на рівні значущості 0,01.

3. Аналіз теоретичних амплітудних і фазових частотних характеристик показує, що переналагодження трактора у складі комбінованого МТА з прямого ходу на реверсивний суттєвого впливу на відпрацювання подрібнювачем рослинних решток коливань нерівностей профілю шляху не здійснює. Такий же результат має місце і при зміні коефіцієнта опору деформації ( $K_{\text{шм}}$ ) шин опорних коліс цього знаряддя, а також коефіцієнтів жорсткості ( $C_{\text{ш}}$ ) та опору деформації ( $K_{\text{ш}}$ ) шин трактора.

4. Результати математичного моделювання показують, що збільшення коефіцієнта жорсткості шин фронтального подрібнювача рослинних решток приводить до бажаного опускання відповідних амплітудних частотних характеристик з одночасним зміщенням їх максимумів у бік більш високих частот. З точки зору бажаного відпрацювання нерівностей профілю агрофону та коливань тягового опору плуга фронтальним знаряддям, коефіцієнт жорсткості його шин має бути не менше 115  $\text{кН/м}$ . В межах одного їх типорозміру це можна здійснити шляхом відповідного підбору тиску повітря.

5. Збільшення конструктивної маси фронтального подрібнювача, обладнаного колесами з гумовими шинами, є небажаним. Теоретичними дослідженнями встановлено, що при зростанні цього параметра на 25% підсилення подрібнювачем, як динамічною системою, вхідного збурення у вигляді коливань висоти нерівностей повздожнього профілю поля в діапазоні частот 0,5..7,0  $\text{с}^{-1}$  становить 13%.

6. Аналіз розрахованих амплітудно-частотних характеристик показує, що коливання тягового опору плуга здійснюють значно менший вплив на плавність руху трактора, ніж коливання поздовжнього профілю шляху. При прямому рухові ХТЗ-120 у складі комбінованого МТА максимальна значина амплітуди коливань його переднього мосту припадає на резонансну частоту  $\omega = 11,5 \text{ с}^{-1}$  і становить

1,4 всього мм/кН. При зафіксованому в польових умовах середньо-квадратичному відхиленні тягового опору плуга  $\pm 3,8$  кН це не перевищить 6 мм.

7. Зі збільшенням значини коефіцієнтів жорсткості шин трактора відповідні амплітудно-частотні характеристики відпрацювання агрегатом збурення у вигляді коливань тягового опору плуга опускаються з одночасним зміщенням їх максимумів у бік більш високих частот, що є бажаним. Зміна коефіцієнтів  $K_{ш}$ ,  $C_{шм}$  і  $K_{шм}$  будь-якого відчутного впливу на характер зміни амплітудно-частотних характеристик вертикальних коливань трактора від коливань тягового опору плуга не здійснює.

8. З точки зору зміни характеру запізнення відтворення динамічною системою збурення у вигляді коливань тягового опору зменшення коефіцієнта жорсткості шин коліс трактора є недоцільним.

9. Тяговий опір подрібнювача рослинних решток малий, а тому точки приєднання до нього нижніх тяг переднього навісного механізму трактора можуть знаходитися на такій висоті, щоб під час робочого руху кут їх нахилу був би близьким до нуля. Це, в принципі, не суперечить вимогам ні щодо силового, ні щодо кінематичного зв'язків між енергетичним засобом і фронтальним знаряддям.

10. Встановлено, що зменшення кута нахилу центральних тяг переднього та заднього навісних механізмів трактора з  $30$  до  $10^\circ$  при відтворенні агрегатом коливань тягового попру плуга приводить до небажаного підймання амплітудно-частотних характеристик на частотах  $0,5 \dots 9,0 \text{ c}^{-1}$  і бажаного їх опускання на частотах, більших за  $9 \text{ c}^{-1}$ . Причому, процес зменшення амплітуди вертикальних коливань трактора відбувається значно інтенсивніше, ніж процес її зростання. На загал це говорить про доцільність установки центральних тяг навісних механізмів трактора з меншим кутом.

11. Встановлено, що точки приєднання тяг переднього навісного механізму трактора до фронтального подрібнювача повинні знаходитися на такій висоті, щоб під час робочого руху комбінованого МТА для основного обробітку ґрунту кут нахилу нижніх тяг був би близьким до нуля, а центральної - становив  $5^\circ$ . Мінімальна висота приєднувального трикутника зчіпного пристрою подрібнювача повинна дорівнювати при цьому не менше  $0,58$  м.

### РОЗДІЛ 3

## ВИЗНАЧЕННЯ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ПАРАМЕТРІВ КОМБІНОВАНОГО АГРЕГАТУ НА БАЗІ ІНТЕГРАЛЬНОГО ТРАКТОРА

### 3.1 Склад комбінованого МТА для проведення польових робіт

Ефективність роботи комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту визначається технологічними, енергетичними, експлуатаційними і іншими показниками. Експериментальні дослідження проводилися для інтегрального трактора ХТЗ-120.

Оскільки схема розглядуваного МТА передбачає як прямий, так і реверсивний рух трактора, привід робочих органів подрібнювача рослинних решток може здійснюватися відповідно або від переднього, або від заднього ВВП даного енергетичного засобу.

Як уже підкреслювалось у першому розділі, передній ВВП інтегрального трактора марки ХТЗ має один ( $1000 \text{ хв}^{-1}$ ), а задній два ( $540$  і  $1000 \text{ хв}^{-1}$ ) режими роботи. Щоб не ускладнювати конструкцію приводу робочих органів подрібнювача рослинних решток, слід визначитися з одним із вказаних режимів.

Попередніми розрахунками встановлено, що витрати потужності на технологічний процес подрібнення стерні соняшнику чи кукурудзи не перевищують  $5 \text{ кВт}$ . Навпаки, більш напруженим є процес пуску робочих органів ПРР-1,5. Виходячи з цього, під час лабораторних досліджень на плівку осцилографу фіксували динаміку зміни крутного моменту на валу приводу робочих органів подрібнювача рослинних решток під час його пуску при настроюванні хвостовика ВВП ХТЗ-120 на режими  $540$  і  $1000 \text{ хв}^{-1}$ . Частота обертання робочого органу подрібнювача залишалась без змін.

З метою перевірки правильності висновків, зроблених у ході теоретичних вишукувань, і експериментального обґрунтування основних параметрів і кінематичних режимів комбінованого МТА були проведені експериментальні дослідження.

А саме:

- визначення масово-геометричних параметрів комбінованого агрегату на базі трактора ХТЗ-120;
- з'ясування трудоемкості агрегування фронтального подрібнювача з трактором;
- отримання експериментальних даних, необхідних для перевірки математичної моделі комбінованого МТА на адекватність;
- визначення ступеню впливу схеми і режиму роботи комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту на його тягово-енергетичні показники, якість подрібнення рослинних решток та динаміку руху у поздовжньо-вертикальній площині;
- проведення порівняльної оцінки якості роботи комбінованого МТА з окремою роботою трактора з бороною БДТ-7 та з плугом ПЛН-5-35.

Об'єктом експериментальних досліджень був комбінований МТА для основного обробітку ґрунту, який складався з трактора ХТЗ-120 (рис. 3.1), плуга ПЛН-5-35 та подрібнювача рослинних решток під умовною маркою ПРР-1,5.

Трактор ХТЗ-120 є орно-просапним енергетичним засобом, розробленим ВАТ “ХТЗ”. Він виконаний по інтегральній схемі з однаковими ведучими колесами, передні із яких керовані. Передній міст має балансирний підвіс, що суттєво зменшує навантаження на раму при рухові по нерівностях шляху. Високі тягово-зчіпні властивості ХТЗ-120 забезпечуються за рахунок використання ведучих мостів з автоматичним блокуванням диференціалу. По своїм тягово-енергетичним показникам цей трактор відповідає енергетичному засобу класу 3 (трактору Т-150К) [62, 109].

У відповідності з вимогами сьогодення трактор ХТЗ-120 оснащений передньою та задньою навісними системами, переднім і заднім валами відбору потужності, гідравлічним її відбором та реверсивним постом керування. На ньому можуть встановлюватися як одинарні або здвоєні шини для роботи і міжряддях просапних культур, так і більш широкі одинарні або здвоєні шини для виконання операцій по основному обробітку ґрунту.



а)



б)

Рисунок 3.1 - Вид загальний комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту на базі трактора ХТЗ-120:

- а) рух прямо-налаштованого трактора;
- б) рух реверсивно-налаштованого трактора.

Колісний універсальний трактор ХТЗ-120 призначений для виконання:

- операцій загального призначення (оранка, дискування стерні, сі-вба) [109];
- робіт по вирощуванню та збиранню просапних культур (соняш-ник, кукурудза, цукровий буряк, картопля тощо) [62, 109];
- транспортних перевезень [109];

- збиральних процесів у складі жнивварно–луцильного МТА [51, 110];
- комбінованих операцій [ 55, 61, 111].

Плуг навісний п'ятикорпусний ПЛН-5-35 (рис.3.2), призначений для оранки під зернові і технічні культури різних ґрунтів, не замічених каменями з питомим опором до 90 кПа. Агрегатуються з тракторами тягових класів 3 і 4.



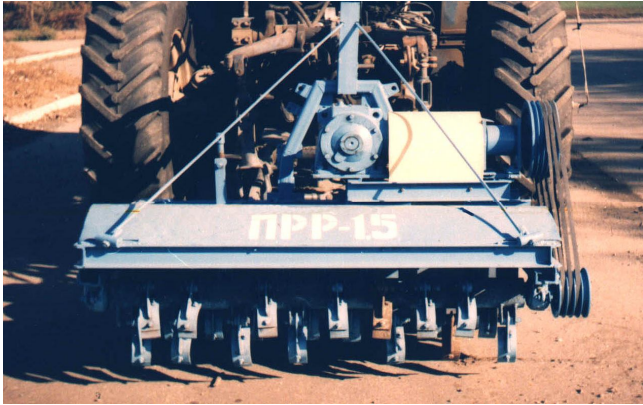
Рисунок 3.2 - Плуг ПЛН-5-35 з тензометричним обладнанням

В процесі досліджень плуг ПЛН-5-35 використовували у варіанті з чотирма корпусами, відповідно з шириною захвату – 1,4 м.

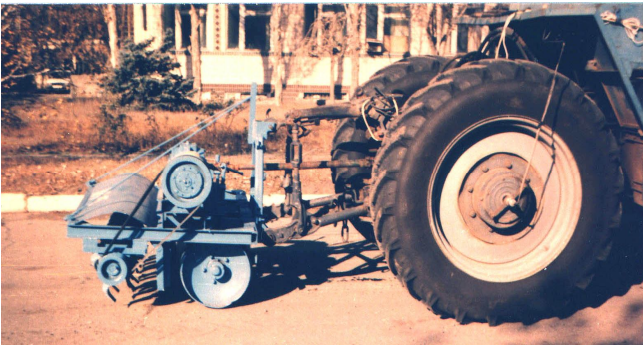
Подрібнювач рослинних решток під умовною назвою ПРР-1,5 (рис. 3.3) призначений для подрібнювання грубостебельних рослинних залишків просапних культур (кукурудзи і соняшника). Робочий орган (ротор з обертовими молотками) запозичений від косарки-подрібнювача КИР-1,5. Подрібнювач ПРР-1,5 подрібнює рослинні залишки і розкидає подрібнену масу по полю [112].

Привід робочих органів здійснюється від вала відбору потужності трактора через карданний вал, конічний редуктор і клинопасову передачу.

Згідно даних теоретичних досліджень, в експериментальних дослідженнях подрібнювач рослинних решток під умовною назвою ПРР-1,5 було встановлено на сталеві опорні колеса



а)



б)



в)

Рисунок 3.3 - Подрібнювач рослинних решток під умовною назвою ПРР-1,5: а) вид спереду; б) вид збоку; в) вид загальний.

## Технічна характеристика подрібнювача рослинних решток під умовною маркою ПРР-1,5

Тип	начіпна
Ширина захвату, м	1,5
Регулювання висоти зрізу	ручне
Діаметр барабана, мм	570
Ширина барабана, мм	1500
Кількість обертів барабана, хв. <sup>-1</sup>	1200
Привід барабана	клинопасова передача
Кількість молоткових ножів, шт.	28
Привід подрібнювача	ВОМ трактора, n=540 хв. <sup>-1</sup> n=1000 хв. <sup>-1</sup>
Кількість коліс, шт.	2
Вага, кг	780
Габаритні розміри, мм	
довжина	1400
ширина	1770
висота	1450
Обслуговуючий персонал	тракторист

Описаний вище комбінований агрегат для основного обробітку ґрунту працює таким чином.

Рух реверсивно-налаштованого трактора ХТЗ-120 здійснюється правими колесами в борозні. Встановлений на передній навісній системі трактора подрібнювач рослинних решток ПРР-1,5 захоплює рослинні рештки соняшника і подрібнює їх в поздовжньому та поперечному напрямках. Після цього подрібнювач розкидає подрібнені рештки по полю.

Навішаний на задню навіску трактора лемішний плуг виконує оранку ґрунту з обертанням пласта, при цьому подрібнені рослинні рештки загортаються в ґрунт на глибину оранки (рис. 3.1 б).

Вимірювання масово-геометричних параметрів комбінованого агрегату проводили як окремо для сільськогосподарських знарядь і енергетичного засобу, так і для всього машинно-тракторного агрегату.

Згідно з ГОСТ 23734-79 визначали масово-геометричні параметри для трактора ХТЗ-120.

При визначенні конструктивних параметрів на тракторі ХТЗ-120 встановили реверсивний пост керування. Трактор був при цьому обладнаний штатними шинами 16,9R38. В передніх (некерованих) шинах тиск повітря становив 0,10 МПа, а в задніх (керованих) – 0,12 МПа.

Масу трактора і його частин визначали безпосереднім зважуванням.

Процес агрегування фронтального знаряддя включав під'їзд трактора до плуга та наступне його приєднання. Під'їзд здійснювали з однієї відстані, яка дорівнювала 5 м. Під час досліджень в п'ятикратній повторності секундоміром фіксували час виконання двома механізаторами кожної із операцій агрегування фронтального плуга. Трудоемкість приєднання останнього до трактора ХТЗ-120 розраховували згідно методики, викладеної в ГОСТ 7057-81.

Перед проведенням досліджень у відповідності з методикою ОСТ 70.2.4-73 проводили аналіз оглядовості робочих органів комбінованого агрегату.

Експериментальну оцінку тягово-енергетичних та траєкторних показників роботи ХТЗ-120 в агрегаті з фронтальним роторним подрібнювачем та плугом проводили на полі з рослинними рештками соняшнику (рис. 3.4).

Перед проведенням досліджень у відповідності з методикою ОСТ 70.2.4-73 проводять аналіз оглядовості робочих органів комбінованого агрегату. Були проведені польові дослідження характеристики агрофону. Тип ґрунту, поздовжній профіль, вологість і щільність ґрунту у прошарках, кількість і висота рослин соняшника визначали безпосередньо перед початком роботи агрегату відповідно до ГОСТ 20915-75 «Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытаний».



Рисунок 3.4 - Стерньовий фон сояшника

Необхідну кількість проб ( $n$ ) для визначення вологості і щільності ґрунту, а також щільності рослинних решток сояшника на  $1 \text{ м}^2$  та висоти цих решток знаходили із виразу [113]:

$$n = (t \cdot V / \rho)^2, \quad (3.1)$$

де  $t$  - нормована значина критерію Стюдента. При довірчій ймовірності 95%  $t = 1,96$ ;

$V$  і  $\rho$  - коефіцієнт варіації та допускаєма межа відхилення (показник точності) вимірюваного параметру.

В більшості технічних задач визначати похибку вимірювань з точністю, більшою, ніж 10% - немає потреби [114]. Виходячи з цього в розрахунках нами було прийнято  $\rho = 0,1$ .

Поздовжній профіль агрофону фіксували шляхом вимірювання лінійкою відхилення нерівностей поля від крайки планки, встановленої по рівню на двох опорах. Кількість вимірювань – 250, крок – 0,2 м.

Під час проведення експлуатаційно-технологічних випробувань поле розбивали на ділянки довжиною 250-300 м. На кожній із них подрібнювально-орний агрегат на основі трактора ХТЗ-120 рухався із заданою швидкістю. Першу борозну було прокладено по вішках

без застосування подрібнювача. Установочна глибина обробки стерньового фону тензометричним плугом дорівнювала 25 см.

Основним показником якості подрібнювання є довжина різання. Згідно зоотехнічних біохімічних вимог до силосованої маси довжина різання не повинна перевищувати 60 мм із розщепленням часток уздовж волокон [115].

Роторні подрібнювачі розціплюють до 90% маси, але не забезпечують сталості довжини різання. Тому для оцінки якості подрібнювання необхідно враховувати вміст часток даного розміру в подрібненій масі.

Під час проведення польових досліджень аналізували три варіанти роботи МТА для основного обробітку ґрунту.

**I варіант:** трактор ХТЗ-120 + подрібнювач рослинних решток ПРР-1,5 + плуг ПЛН-5-35 з 4 корпусами. Випробування проводили на I передачі. Швидкість руху агрегату 5,76 км/год.

**II варіант:** трактор ХТЗ-120 + подрібнювач рослинних решток ПРР-1,5 + плуг ПЛН-5-35 з 4 корпусами. Випробування проводили на III передачі. Швидкість руху агрегату 6,85 км/год.

**III варіант:** трактор ХТЗ-120 + плуг ПЛН-5-35 з 4 корпусами. Випробування проводили на III передачі без використання подрібнювача ПРР-1,5. Швидкість руху агрегату 7,2 км/год.

### 3.2 Вимірні параметри, застосовані прилади й обладнання

Трактор при його вимірах був встановлений на майданчику з бетонним покриттям. Відхилення від площини поверхні майданчика в межах габаритів машини не перевищувало 5 мм. Відхилення від горизонтального положення площини, що прилягає до поверхні майдану, у тих же габаритах не перевищувало 2°.

Положення коліс трактора при вимірах було симетричним щодо поздовжньої-вертикальної площини симетрії розташування рушія.

Горизонтальні лінійні розміри трактора визначали по прямій, що прилягає до опорної поверхні або рівнобіжна їй.

Похибка засобів вимірів лінійних розмірів по абсолютній величині не перевищувало 2 мм.

Масу трактора визначали при комплектностях і лінійних розмірах, що відповідають приведеним вище.

Відносна похибка засобів вимірів при визначенні маси не перевищувала по абсолютній величині більш ніж 0,5%.

Майданчик, на який встановлене ваговий пристрій, відповідав вимогам, зазначеним вище.

Переміщення платформи ваг збігалось по напрямку з рухом трактора при його установці на ваги і відповідала інструкції з експлуатації.

Аналогічним чином визначаємо масово-геометричні параметри для сільськогосподарських знарядь.

Вимірювали наступні масово-геометричні параметри комбінованого МТА:

- 1) масу трактора;
- 2) масу подрібнювача ПРР-1,5 та плуга ПЛН-5-35 без 1 корпусу;
- 3) довжину нижніх та центральних тяг переднього і заднього навісних механізмів трактора;
- 4) висоту приєднання нижніх і центральних тяг на тракторі;
- 5) відстань від опорної поверхні передньорозрашованого подрібнювача до точки приєднання до нього нижніх тяг ПНМ ХТЗ-120;
- 6) поздовжні координати центрів мас трактора, а також подрібнювача та задньонавісного плугів;
- 7) відстані від вертикальних стояків подрібнювача та плуга до їх центрів мас;
- 8) радіуси кочення коліс трактора та шляховимірювального колеса;
- 9) базу трактора ХТЗ-120.

Коефіцієнти жорсткості та опору деформації шин приймали із літературних джерел [116, 117].

Момент інерції трактора розраховували по формулах, викла-

дених в [101]. Енергетичний засіб при цьому в поздовжньо-вертикальній площині представляли у вигляді прямокутника.

Радіус кочення коліс трактора ХТЗ-120 ( $R_T$ ) визначали наступним чином. На шину кожного із рушіїв наносили кольорову позначку, яка може залишати слід на поверхні шляху. Після проходження енергетичного засобу рулеткою заміряли відстань ( $L_K$ ) між першим та  $N$ -м слідами позначки. Шуканий параметр розраховували по формулі:

$$R_T = L_K / [2 \cdot \pi \cdot (N - 1)] \quad (3.2)$$

Аналогічним шляхом знаходили радіус кочення шляховимірального колеса.

Реєстрацію параметрів, необхідних для визначення експлуатаційно - технологічних і агротехнічних показників МТА, здійснювали з використанням обладнання, рекомендованого ГОСТ 18509-80 і ОСТ 70.4.1-80. Для запису вимірних параметрів на осцилограф подрібнювально-орний агрегат був обладнаний відповідним комплектом вимірювально - реєструючої апаратури (рис. 3.5), а на рис. 3.6 можна побачити блок керування вимірювально-реєструючого комплексу.

Під час проведення лабораторно-польових досліджень МТА для основного обробітку ґрунту на базі трактора ХТЗ-120 реєстрували:

- основні характеристики агрофону: поздовжній профіль, вологість та щільність ґрунту;
- глибину оранки плуга ( $H_3$ );
- робочу ширину захвату МТА ( $B_p$ );
- швидкість руху агрегату ( $V_a$ );
- погодинні витрати палива ( $G_T$ );
- частоту обертання коліс ( $n_k$ ) та переднього валу відбору потужності (ВВП) трактора ( $n_b$ );
- крутний момент ( $M_k$ ) на передньому ВВП;
- тяговий опір плуга ( $P_{кр}$ );
- прямолінійність борозни ( $\Pi_6$ );
- курсовий кут агрегату;
- кут повороту коліс трактора;

- оберти шляховимірювального колеса ( $n$ );
- амплітуду вертикальних коливань переднього мосту трактора;
- кількість рослин соняшника;
- якість подрібнення соняшника;
- вагу рослинних решток соняшника;
- вагу подрібнених решток соняшнику.
- 

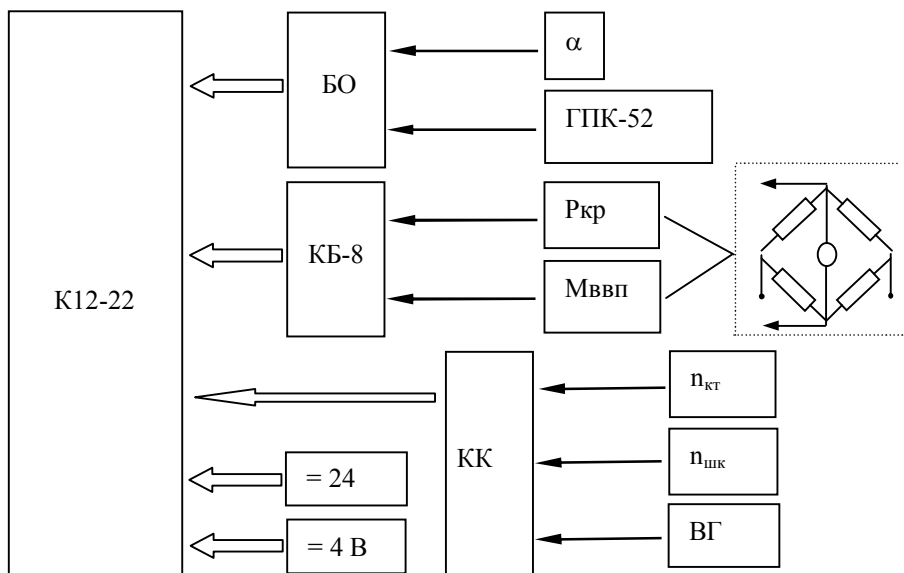


Рисунок 3.5 - Схема вимірювально-реєструючої комплексу:

*K12-22* - 12-и канальний світлопроменевий осцилограф; *БО* - блок опорів; *КБ-8* - тензобалансувальна коробка; *Кк* - клемна коробка;  $= 24В$ ,  $= 4В$  - джерела живлення постійного струму; *Ркр*, *Мввп* - тензометричні мости для виміру тягового опору плуга та крутного моменту на валу відбору потужності трактора;  $\alpha$  - давач кута повороту керованих коліс трактора; *ГПК-52* - гіропівкомпас курсового кута;  $n_{кт}$ ,  $n_{шк}$  - давачі обертів коліс трактора та шляховимірювального колеса; *ВГ* - віброграф Гейгера



Рисунок 3.6 - Блок керування вимірювально-реєструючого комплексу

Вологість ґрунту визначали згідно загальноприйнятої методики із застосування сушильної шафи.

Щільність ґрунту визначали виготовленим щільноміром у вигляді циліндричного стакану певного діаметру та висоти. При цьому керувалися методикою, викладеною у [118].

Глибину оранки в процесі досліджень вимірювали спеціально розробленим глибиноміром. Кількість вимірювань – 50, крок замірів – 0,5 м.

Для визначення ширини захвату МТА ( $B_p$ ) перед його проходом від стінки борозни на певній заданій відстані  $L$  (в процесі лабораторно-польових досліджень  $L$  дорівнювало 3 м) з кроком 1 м встановлювали 25 кілочків. Після проходу агрегату рулеткою вимірювали відстань ( $h_j$ ) від кожного кілочка до стінки прокладеної під час досліду борозни (рис. 3.7). робочу ширину захвату комбінованого МТА ( $B_p$ ) розраховували по формулі:

$$B_p = L - h_j \quad (3.3)$$

Відхилення траєкторної борозни від прямої лінії вимірювали метровою лінійкою. Базову пряму лінію провішували довжиною 250 м.

Вимірювання проводили з кроком 1 м.

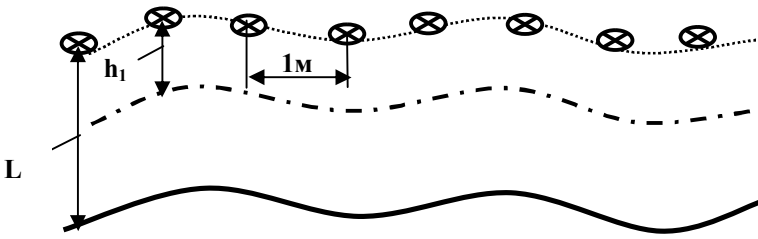


Рисунок 3.7 - Схема визначення робочої ширини захвата комбінованого агрегату:

- - борозна попереднього проходу агрегату;
- · - борозна останнього проходу агрегату;
- ⊗ - кілочки.

Для визначення дійсної швидкості робочого руху комбінованого МТА для основної обробки ґрунту використовували шляховимірювальне колесо, обладнане кінцевим ртутним амальгамованим струмознімачем ТРАК-6 з вмонтованими в ньому індукційними покажчиками обертів (рис. 3.8). Виробляемий ним електричний сигнал через клемну коробку потрапляв на гальванометр осцилографа К 12-22 (див. рис. 3.5).



Рисунок 3.8 - Шляховимірювальне колесо зі струмознімачем ТРАК-6

Тарування шляховимірального колеса проводили шляхом його буксирування на залізничній ділянці довжиною 100 м. Під час руху трактора без гакового навантаження на заданих передачах секундоміром фіксували час ( $t$ ) проходження ним вказаного шляху, а на плівку осцилографу з допомогою струмознімача ТРАК-6 записували оберти шляховимірального колеса.

Дійсну швидкість холостого ходу ( $V_0$ ), розраховану по формулі  $V_0 = 100/t$ , порівнювали з тією значеною цього параметра, яку встановлювали із тарувальної осцилограми, і на основі цього оцінювали похибку при визначенні величини  $V_0$ , а також буксування трактора.

Витрату палива ( $G_T$ ) фіксували за допомогою мірного бачка, обладнаного секундоміром (рис. 3.9). Під час робочого руху комбінованого МТА двохпозиційний кран пристрою повертали в положення, при якому автоматично включався секундомір, а паливо поступало до двигуна з мірної посудини. По закінченні досліду кран повертали у попереднє положення і фіксували час, а по лінійці пристрою – різницю висот стовпчика палива у бачку та після вимірювань.



Рисунок 3.9 - Пристрій для вимірювання витрат палива

Частоту обертання рушіїв трактора ( $n_k$ ) реєстрували за допо-

могою струмознімача ТРАК-6, встановленого на маточині переднього лівого колеса (рис. 3.10).



Рисунок 3.10 - Струмознімач для реєстрації частоти обертання коліс трактора

Для реєстрації частоти обертання переднього ВВП та крутного моменту на ньому використовували прохідний струмознімач ТРАП-45 (рис. 3.11).

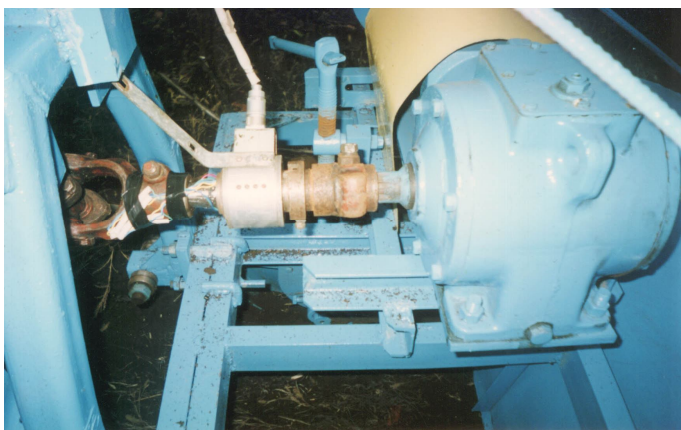


Рисунок 3.11 - Прохідний струмознімач ТРАП-45

Для вимірювання тягового опору задньонавісного плуга використовували тензометричну ланку конструкції ВІСГОМ (Росія) з діапазоном вимірювань 0...30 кН. Плуг був обладнаний шарнірно-закріпленою на ньому рамкою. Передньою своєю частиною вона з'єднувалась із заднім навісним механізмом трактора ХТЗ-120, а задньою, через вимірювальний елемент, – з рамою знаряддя (рис. 3.12).

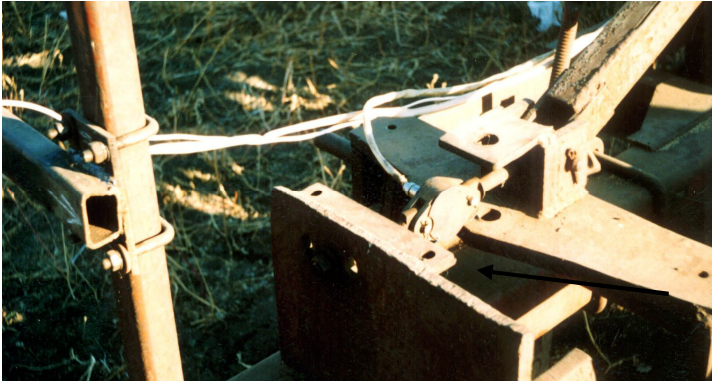


Рисунок 3.12 - Плуг ПЛН-5-35, обладнаний пристроєм для вимірювання тягового опору

Тарування тензометричної ланки проводили на спеціальному стенді з використанням динамометра ДПУ-5 (рис. 3.13). Увесь діапазон вимірювань (0...30 кН) розбивали при цьому на 6 інтервалів. Запис ординат навантаження (розвантаження) в кожній точці записували на плівку осцилографу у трьохкратній повторності. Залежність тягового опору знаряддя ( $P_{кр}$ ) від ординати ( $H_o$ ) на плівці з допомогою ПК апроксимували лінійною залежністю виду:

$$P_{кр} = k \cdot H_o + b \quad (3.4)$$

де  $k$  і  $b$  – константи апроксимації.

Балансування тензометричної ланки перед записом процесу на осцилограф К12-22 здійснювали за допомогою стандартної балансувальної коробки КБ-8 (рис. 3.6). Для живлення останньої постій-

ним струмом напругою 12 В використовували один із штатних акумуляторів трактора ХТЗ-120 (6 СТ-132).

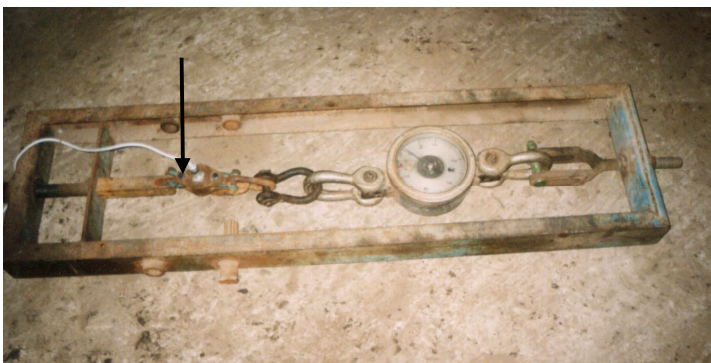


Рис. 3.13 - Пристрій для тарування тензометричної ланки

Амплітуду вертикальних коливань переднього моста трактора реєстрували з допомогою вібрографа Гейгера (рис. 3.14). У цього приладу замість штатного механічного самописця перед маятнікоподібною масою встановили котушку з магнітним осердям, сигнал від якої через клемну коробку поступав на гальванометр осцилографа (див. рис. 3.5).

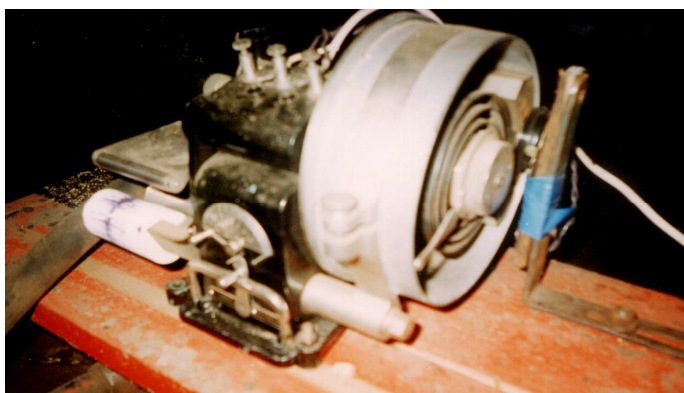


Рисунок 3.14 - Віброграф для вимірювання амплітуди коливань переднього моста трактора

Попередніми лабораторними дослідженнями було встановлено, що на частотах  $0,5 \dots 1,5 \text{ с}^{-1}$ , найбільш характерних для коливань профілю поля, на якому проводили лабораторно-польові дослідження, амплітудно-частотна характеристика використовуваного вібрографа Гейгера є лінійною і практично незалежною від частоти коливань.

Курсовий кут руху комбінованого МТА та кут повороту коліс трактора ХТЗ-120 реєстрували відповідно за допомогою гіропівкомпасу ГПК-52 та датчику перемінного опору СП-3А (рис. 3.15, 3.16).

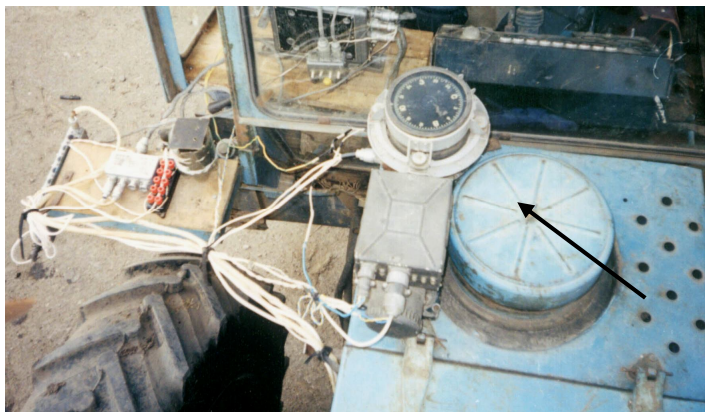


Рисунок 3.15 - Гіропівкомпас ГПК-52

Такі вимірні параметри, як оберти шляховимірювального колеса ( $n$ ), частота обертання коліс ( $n_k$ ) та переднього ВВП трактора ( $n_v$ ), крутний момент на передньому ВВП трактора ( $M_{кр}$ ), тяговий опір плуга ( $P_{кр}$ ), амплітуда вертикальних коливань переднього мосту трактора ХТЗ-120, курсовий кут агрегату та кут повороту коліс трактора фіксували на плівці осцилографа К 12-22.

Живлення осцилографа постійним струмом напругою 24 В здійснювалось двома штатними акумуляторами трактора ХТЗ-120. Тривалість запису реєстрованих параметрів на плівку осцилографа була не менше 60 с.

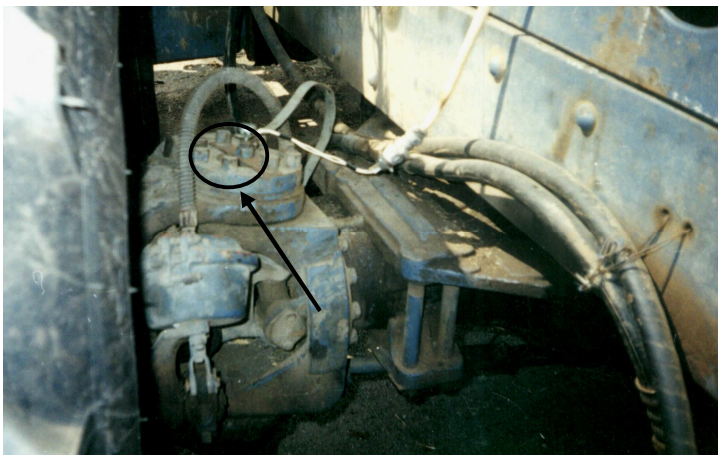


Рисунок 3.16 - Датчик перемінного опору СП-3А

Кількість рослин соняшника визначали за допомогою дерев'яної рамки розміром  $1 \text{ м}^2$ . Рамку поклали на ґрунт та на площі  $1 \text{ м}^2$  нарахували кількість рослин (рис. 3.17), після цього зрізали рослинні рештки та в лабораторії визначили їх розмір і вагу. Якість та вагу подрібнених рослинних решток соняшника визначали аналогічно (рис. 3.18).



Рисунок 3.17 - Рослинні рештки на площі  $1 \text{ м}^2$ , до подрібнення



Рисунок 3.18 - Рослинні рештки на площі  $1 \text{ м}^2$ , після подрібнення

### 3.3 Методика обробки експериментальних даних

Перед основними лабораторно – польовими дослідженнями були проведені попередні експерименти. По – перше, візуальний аналіз отриманих осцилограм підтвердив гіпотезу про стаціонарність вивчаємих випадкових процесів. Що стосується ергодичності останніх, то такими їх в умовах проведення польових досліджень на рівному (без схилів та горбів) і практично однорідному по щільності ґрунту полі, приймали апіорі.

По - друге, при використанні ЕОМ для обробки первинних даних з отриманням, окрім математичних очікувань і дисперсій процесів, ще й кореляційних функцій та спектральних щільностей, - слід мати достатній об'єм інформації. Саме аналіз даних попередніх досліджень дозволив нам визначити необхідну тривалість запису реєструємих процесів, правильно вибрати швидкість протягування плівки осцилографу тощо.

Із отриманих в процесі лабораторно – польових досліджень реалізацій у вигляді осцилограм набирали масив даних у вигляді висоти ординат вивчаємого процесу. В подальшому з допомогою розробленого в Південному філіалі ННЦ “ІМЕСГ” пакету прикладних програм для того чи іншого масиву при заданому рівні довірчої ймовірності розраховували наступні статистичні характеристики:

- середнє значення;
- середнє квадратичне відхилення (стандарт);
- дисперсію;
- коефіцієнт варіації;
- похибку вибіркової середньої;
- нормовану кореляційну функцію;
- нормовану спектральну щільність.

Для приведення середніх значин і стандартів вимірюваних величин до їх фізичних розмірностей використовували наступні, отримані в процесі обробки тарувальних даних, апроксимаційні залежності:

- тягове зусилля:

$$P_{кр} = 0,567 \cdot H + 0,169, \text{ кН};$$

Коефіцієнт кореляції лінійного зв'язку між регресором та предикатором в цьому випадку становив  $R_x = 0,99993$ .

Буксування ( $\delta$ ) рушіїв трактора ХТЗ-120 згідно рекомендацій [119] розраховували по формулі:

$$\delta = 1 - \frac{n_{xx}}{n_p} \cdot \frac{V_p}{V_{xx}}, \quad (3.5)$$

де  $n_{xx}$ ,  $n_p$  - частота обертання коліс трактора при рухові орного МТА відповідно без гакового навантаження та з ним;

$V_{xx}$ ,  $V_p$  – швидкість руху агрегату без навантаження та з ним.

Кожна із величин, які входять у формулу (3.5), в свою чергу знаходили із виразів:

$$n_{xx} = \frac{V_{зап} \cdot (N_{кx} - 1)}{2 \cdot H_{кx}};$$

$$n_p = \frac{V_{зап} \cdot (N_{кр} - 1)}{2 \cdot H_{кр}};$$

$$V_{xx} = \frac{V_{зап} \cdot \pi \cdot r_{ш} \cdot (N_{шx} - 1)}{2 \cdot H_{шx}};$$

$$V_p = \frac{V_{зап} \cdot \pi \cdot r_{ш} \cdot (N_{шp} - 1)}{2 \cdot H_{шp}},$$

де  $V_{зап}$  – швидкість протягування плівки осцилографа. Під час проведення лабораторно польових досліджень вона становила 16 мм/с;

$N_{кx}$  – кількість імпульсів показчика обертів колеса трактора на осцилограмі довжиною  $H_{кx}$  в процесі руху енергетичного засобу без тягового навантаження;

$N_{кр}$  - кількість імпульсів показчика обертів колеса трактора на осцилограмі довжиною  $H_{кр}$  в процесі руху енергетичного засобу з тяговим навантаженням;

$r_{ш}$  – радіус кочення шляховимірального колеса;

$N_{шх}$  – кількість імпульсів показчика обертів шляховимірювального колеса на осцилограмі довжиною  $H_{шх}$  в процесі руху трактора без тягового навантаження;

$N_{шр}$  - кількість імпульсів показчика обертів шляховимірювального колеса на осцилограмі довжиною  $H_{шр}$  в процесі руху енергетичного засобу з тяговим навантаженням.

Після підставлення представлених вище виразів у формулу (3.5) та після їх перетворень отримали формулу для розрахунку буксування рушіїв трактора:

$$\delta = 1 - K \cdot \frac{N_{шр} - 1}{N_{кр} - 1} \cdot \frac{H_{кр}}{H_{шр}},$$

де 
$$K = \frac{N_{кх} - 1}{N_{шх} - 1} \cdot \frac{H_{шх}}{H_{кх}}.$$

Як показав аналіз даних тарування шляховимірювального колеса, значину величини  $K$  з достатньою для практики точністю можна вважати незалежною від передачі трактора. В умовах дослідів приймали  $K = 0,24$ .

Витрати палива подрібнювально-орним агрегатом розраховували по формулі:

$$G = K_g \cdot \frac{3,6 \cdot \pi \cdot \rho \cdot d^2 \cdot \Delta h}{4 \cdot t},$$

де  $\rho$  - щільність палива, г/см<sup>3</sup>;

$d$  – внутрішній діаметр вимірювального бачка, мм;

$\Delta h$  - різниця висот стовпчика палива у бачку до та після вимірювань, мм;

$t$  - тривалість дослідів, с;

$K_g$  – коефіцієнт, який враховує залежність щільності палива  $\rho^1$  від його температури  $t^0$ . Значину цього коефіцієнта розраховували по формулі:

---

<sup>1</sup> йдеться про щільність палива при температурі 25°C.

$$K_g = \frac{0,823}{c \cdot [1 - 0,0015 \cdot (t^0 - 25)]}$$

Експлуатаційно - технологічні показники комбінованого МТА для основного обробітку ґрунту розраховували за допомогою спеціально розробленого програмного забезпечення.

Для визначення по елементних витрат часу зміни використовували формули, викладені в ГОСТ 24055 – 88. Базовим показником тут виступає час основної роботи агрегату  $T_1$ . Для його розрахунку запропонована наступна формула:

$$T_1 = \frac{T_n - T_{311} - T_{321}/K_m - T_{322} - T_5 - T_6 - T_{71}}{1 + \tau_2 + \tau_{321} + \tau_{33} + \tau_{41} + \tau_{62}}, \quad (3.6)$$

де  $T_n$  – нормативна тривалість зміни, год.;

$T_{311}$  – витрати часу на щозмінне технічне обслуговування плугів, год.;

$T_{321}$  – середня значина тривалості перевodu МТА із транспортного положення в робоче і навпаки, год.;

$K_m$  – коефіцієнт змінності використання машини в зоні;

$T_{322}$  – витрати часу на агрегування знаряддя з трактором, год.;

$T_5$  – витрати часу на відпочинок механізатора, год.;

$T_6$  – витрати часу на холості переїзди, год.;

$T_{71}$  – витрати часу на щозмінне технічне обслуговування машини, агрегатуємої з випробовуємою, год.;

$\tau_2$  – питомі витрати допоміжного часу;

$\tau_{321}$  – питомі витрати часу на переведення МТА із транспортного положення в робоче і навпаки;

$\tau_{33}$  – питомі витрати часу на налагодження та регулювання МТА;

$\tau_{41}$  – питомі витрати часу на усунення технологічних відмов;

$\tau_{62}$  – питомі витрати часу на переїзди з поля на поле.

В свою чергу, витрати часу на холості переїзди включали в себе час переїздів від місця стоянки до місця роботи і навпаки ( $T_{61}$ ), та час переїздів МТА з поля на поле ( $T_{62}$ ). Тобто

$$T_6 = T_{61} + T_{62}$$

Проте, щоб визначити величину  $T_{62}$ , треба знати значину величини  $T_1$ . З цього виходить, що формулою (3.6) безпосередньо користуватись не можна, оскільки вона записана у неявному вигляді. Після приведення нами до явного виду вираз (3.6) змінився наступним чином:

$$T_1 = \frac{T_n - T_{311} - T_{321}/\text{Км} - T_{322} - T_5 - T_{61} - T_{71}}{1 + \tau_2 + \tau_{321} + \tau_{33} + \tau_{41} + 2 \cdot \tau_{62}}$$

При такому запису<sup>1</sup> він виявився придатним для безпосереднього програмування при визначенні експлуатаційно – технологічних показників комбінованого МТА для основного обробітку ґрунту.

Оцінку похибки ( $\chi$ ) вимірювання параметрів, реєструємих осцилографом, проводили по формулі [120], що враховує як похибку зчитування ординати того чи іншого випадкового процесу з осцилограми, так і похибку, обумовлену геометричними параметрами світлопроменевого осцилографа:

$$\chi = \left[ 1 + \frac{h_l}{2 \cdot l_p} - \frac{\sqrt{A \cdot (1 - A)}}{\arccos \sqrt{A}} \right] \cdot 100\%, \quad (3.7)$$

де  $h_l$  – товщина лінії реалізації реєструємого параметра;

$l_p$  – висота ординати реалізації (середня значина);

$A = \arctg(l_p / l_l) \cdot l_l / l_p$ ;

$l_l$  – довжина променя осцилографа.

Як впливає із аналізу виразу (3.7), значина похибки  $\chi$  зале-

---

<sup>1</sup> жирним шрифтом показано відмінності нового виразу від вихідної формули (3.6)

жить від товщини лінії реалізації реєструемого параметра та висоти цієї реалізації.

З метою правильного вибору цих параметрів розглядали графічну інтерпретацію залежності (3.7). Як показує аналіз рис. 3.19, чим товща лінія реалізації того чи іншого процесу на осцилограмі, тим більшою буде похибка  $\chi$ .

Що ж стосується висоти ординати реалізації, то при будь – якій товщині лінії має місце оптимальна значина цього параметру. Але в усякому разі при виборі  $h_n$  перевагу слід віддавати її збільшенню аніж зменшенню.

Виходячи із вище приведеного аналізу під час проведення попередніх експериментів швидкість протягування плівки осцилографу<sup>1</sup> та висоту середню значину ординату реєструемих реалізацій вибирали такими, щоб отримати мінімальну значину похибки  $\chi$ .

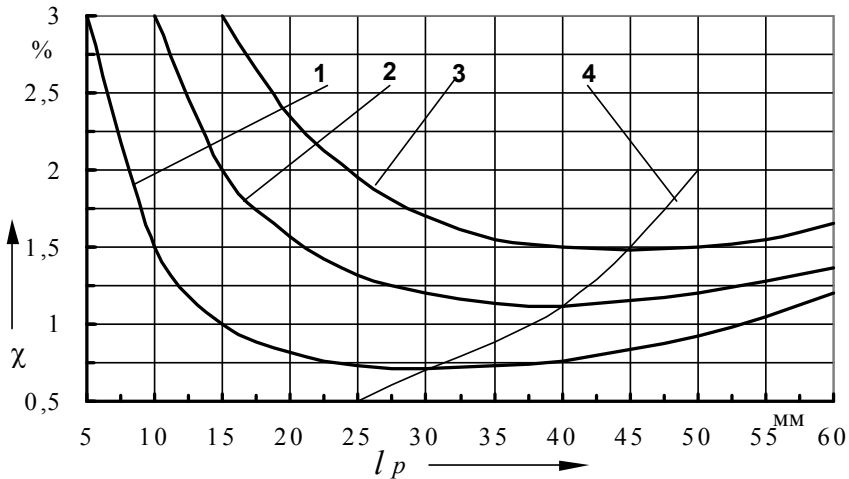


Рисунок 3.19 - Залежність похибки зчитування ординати випадкового процесу від її висоти та товщини лінії реалізації:

1 –  $h_n = 0,3$  мм; 2 –  $h_n = 0,6$  мм; 3 –  $h_n = 0,9$  мм;

4 – геометричне місце найменших значин похибки  $\chi$ .

<sup>1</sup> від цього залежить товщина лінії осцилограми

В процесі обробки даних лабораторно-польових досліджень сумарна похибка вимірювання тягового зусилля та амплітуди коливань переднього мосту трактора ХТЗ-120 не перевищувала 2%.

Похибка вимірювання витрат палива мірним бачком не перевищувала 1,5%, а похибка вимірювання швидкості за допомогою шляховимірювального колеса – менше 1%. Що стосується похибок вимірювання параметрів, реєструємих під час експлуатаційно – технологічної оцінки цих агрегатів, то вони знаходились в межах 3...5%.

**РОЗДІЛ 4**  
**РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ**  
**РОБОТИ КОМБІНОВАНОГО МТА НА БАЗІ ІНТЕГРАЛЬНОГО**  
**ТРАКТОРА МАРКИ ХТЗ**

**4.1 Динаміка зміни крутного моменту на валу приводу**  
**подрібнювача рослинних решток під час його пуску**

Аналіз експериментальних даних показав (рис. 4.1), що більш напруженим є пуск робочих органів дослідного зразка подрібнювача рослинних решток ПРР-1,5 в тому випадку, коли хвостовик редуктор ВВП трактора ХТЗ-120 налаштований на частоту обертання  $540 \text{ хв}^{-1}$ .

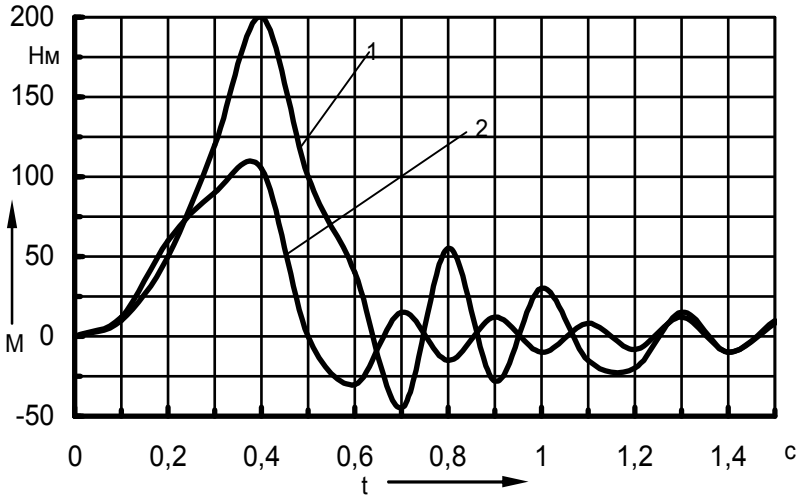


Рисунок 4.1 - Динаміка зміни крутного моменту на валу приводу робочих органів подрібнювача рослинних решток при частоті обертання хвостовика ВВП трактора  $540 \text{ хв}^{-1}$  (1) і  $1000 \text{ хв}^{-1}$  (2)

Крутий момент при цьому приблизно через 0,4с після пуску досягає своєї максимальної значини на рівні  $200 \text{ Н}\cdot\text{м}$  (див. рис. 4.1, крива 1).

У випадку налагодження хвостовика ВВП трактора на режим роботи  $1000 \text{ хв}^{-1}$  момент на валу приводу робочих органів подрібнювача рослинних решток в початковий період часу росте більш інтен-

сивно (див. рис. 4.1, крива 2). Проте, мало того, що різниця в інтенсивностях росту обох процесів мала (рис. 4.2), приблизно через чверть секунди вона взагалі зникає. Крім того, максимального рівня крутний момент при цьому режимі запуску робочих органів подрібнювача досягає практично за той же час, але його значина (105 Н·м) майже вдвічі менша максимальної значини даного параметру (200 Н·м) при налагодженні хвостовика редуктора ВВП трактора ХТЗ-120 на частоту обертання  $540 \text{ хв}^{-1}$ .

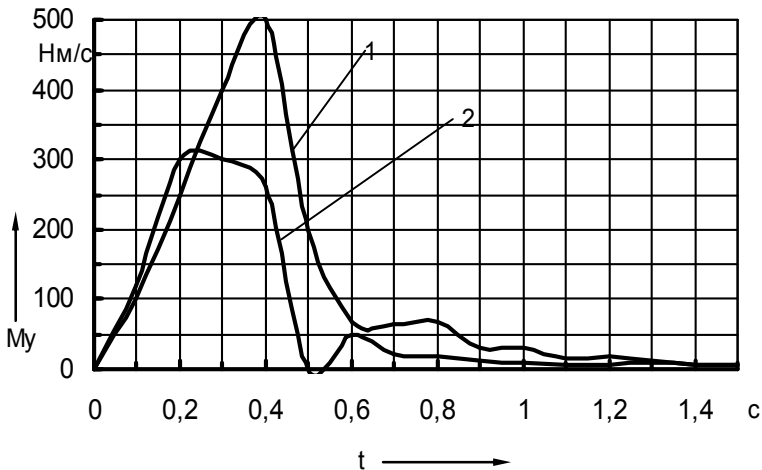


Рисунок 4.2 - Динаміка зміни відносної величини (інтенсивності зростання) моменту на валу приводу робочих органів подрібнювача рослинних решток при частоті обертання хвостовика ВВП трактора  $540 \text{ хв}^{-1}$  (1) і  $1000 \text{ хв}^{-1}$  (2)

Приблизно через 1,25 с після пуску робочих органів подрібнювача рослинних решток інтенсивність зміни крутного моменту для обох режимів налагодження ВВП трактора ХТЗ-120 стає практично однаковою (рис. 4.2). Проте, враховуючи початковий характер наростання аналізованого параметру, можна зробити висновок, що при обох конструктивних схемах комбінованого МТА хвостовик редуктора валу відбору потужності трактора ХТЗ-120 бажано налагоджувати на режим обертання з частотою  $1000 \text{ хв}^{-1}$ .

Найбільш важливим це буде при роботі зі знаряддями чи машинами, які потребують значну потужність на привід їх робочих органів. Тим більше під час їх агрегатування з трактором ХТЗ-120, у якого відсутній плавний привід включення муфти валу відбору потужності.

#### **4.2 Тягово-енергетичні показники роботи комбінованого агрегату для основного обробітку ґрунту**

Дослідження комбінованого агрегату на базі трактора марки ХТЗ проводили на оранці стерні соняшника. Середня значина вологості ґрунту в шарі 0...30 см становила 19,9%, а щільності - 1,39 г/см<sup>3</sup>. Висота стерні соняшнику змінювалась в межах  $43 \pm 2$  см.

Комбінований агрегат рухався правими колесами в борозні (рис. 4.3). на двох передачах. На першій із них робоча швидкість МТА дорівнювала 1,6 м/с, а на другій - 2,0 м/с (табл. 4.1). Для кращої оглядовості фронтального знаряддя трактора ХТЗ-120 був налаштований на реверсний хід.



Рисунок 4.3 - Комбінований агрегат в роботі (агротехнічний фон - стерня соняшника)

Робоча ширина захвату плуга дорівнювала 1,38 м. Знаряддя було налаштоване на глибину оранки 25 см. Дійсна середня значина цього параметру становила  $25,0 \pm 0,3$  см, а середнє квадратичне відхи-

лення -  $\pm 1,2$  см, що відповідає агротехнічним вимогам ( $\pm 2$  см) на цю операцію.

Таблиця 4.1

Тягово-енергетичні показники роботи  
комбінованого агрегату на базі трактора ХТЗ-120

Показник	Значина показника	
Робоча швидкість руху, м/с (км/год.)	1,6 (5,76)	2,0 (7,2)
Робоча ширина захвату МТА, м	-	1,38
Глибина оранки: середня значина, см	-	25,6
довірчий інтервал, см	-	25,0 $\pm$ 0,3
стандарт, $\pm$ см	-	1,2
коефіцієнт варіації, %	-	4,8
Тяговий опір плуга, кН	24,2	25,0
Буксування рушіїв, %	13,8	14,9
Погодинні витрати палива, кг/год.	19,3	20,5
Продуктивність за 1 год. основного часу, га/год.	-	1,0
Питомі витрати палива, кг/га.	-	20,5
Ступінь завантаження двигуна трактора, %		85,0

Після проходу подрібнювача рослинних решток стерня соняшнику подрібнювалась на фракції, більшість із яких (41,3%, рис.4.4) становили частинки, довжиною до 15 см (табл. 4.2).

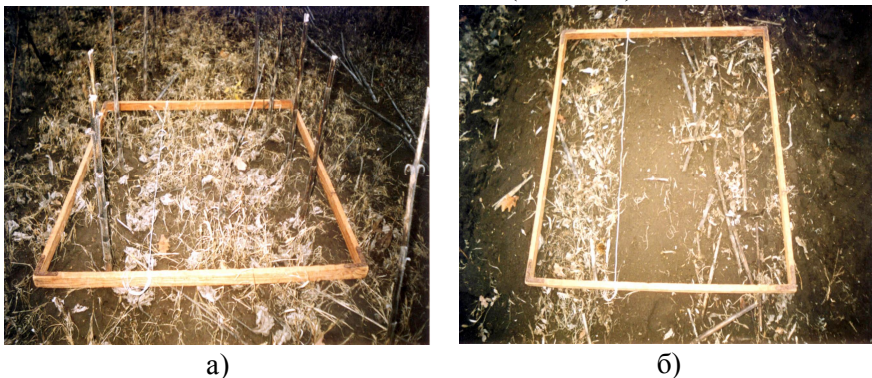


Рисунок 4.4 - Стерня соняшнику до (а) та після (б) подрібнення

Це приблизно відповідало якості подрібнення стерні цієї ж культури серійно виробляємим задньонавісним активно привідним знаряддям ДБР-2,8, призначеним для зрізання та подрібнення гички буряків, бадилля картоплі перед її збиранням тощо (див. табл. 4.2).

Таблиця 4.2

Якісні показники подрібнення стерні соняшнику знаряддями ПРР-1,5 і ДБР-2,8

Культура	Кількість частинок (%), довжиною, см			Загальне розчеплення, %
	0...15	15...30	> 30	
Соняшник	ПРР-1,5			95,5
	41,3	33,4	25,3	
	ДБР-2,8			97,1
	37,2	42,1	20,7	

Подрібнена стерня соняшнику загорталась плугом практично по всій глибині зораного горизонту.

Внутрішні структури коливань поздовжнього профілю агрофону та глибини оранки практично однакові за частотою і дещо відрізняються за енергією (тобто дисперсією). Так, довжина кореляційного зв'язку у обох процесів становить 0,6-0,8 м (рис. 4.5).

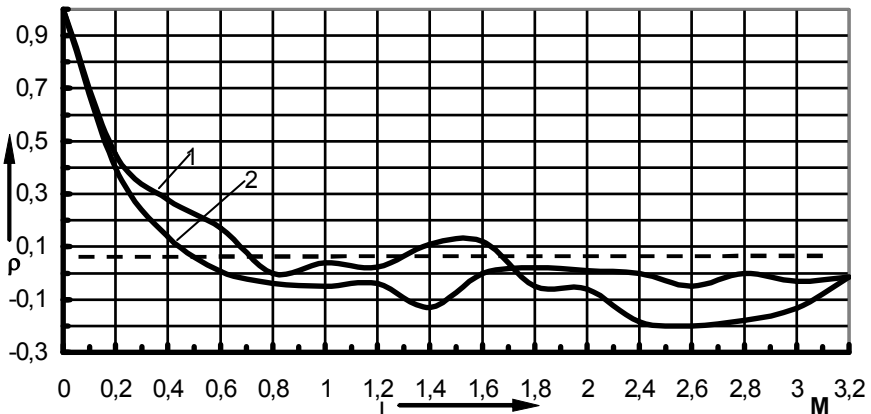


Рисунок 4.5 - Нормовані кореляційні функції коливань поздовжнього профілю агрофону (1) та глибини оранки (2)

Коливання цих параметрів носять аперіодичний характер, на що однозначно вказує відсутність в нормованих кореляційних функціях явно вираженої періодичної складової.

Основна доля дисперсій коливань профілю шляху та глибини оранки зосереджена в діапазоні частот  $0 \dots 8 \text{ м}^{-1}$  (рис. 4.6). При швидкості робочого руху комбінованого МТА  $2,0 \text{ м/с}$  це становить  $0 \dots 16,0 \text{ с}^{-1}$  або  $0 \dots 2,5 \text{ Гц}$ .

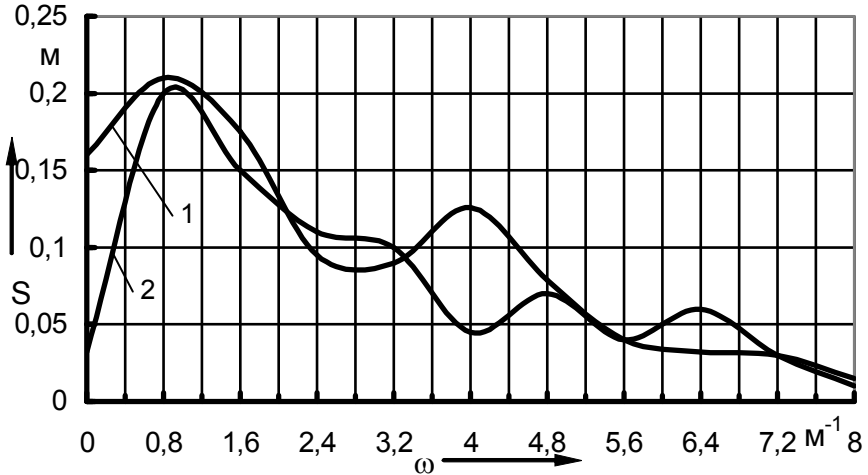


Рисунок 4.6 - Нормовані спектральні щільності коливань поздовжнього профілю агрофону (1) та глибини оранки (2)

Як уже підкреслювалось, енергія порівнюваних процесів дещо різна. Такий висновок впливає із того, що дисперсія коливань поздовжнього профілю агрофону у порівнянні з дисперсією коливань глибини оранки більша ( $3,75 \text{ см}^2$  проти  $1,44 \text{ см}^2$ ). Вказана різниця не є випадковою, оскільки згідно F- критерію Фішера [108] на рівні значущості  $0,05$  нуль-гіпотеза про рівність цих статистичних оцінок відхиляється.

Отриманий практичний результат повністю підтверджує ті припущення щодо амплітуди (а значить і дисперсій) коливань глибини оранки, які розглядалися нами в параграфі 2.5. Інша справа, що в принципі при цьому має бути відповідно меншим і частотний діапа-

зон коливань цього параметру. А він, як впливає із рис.4.5, практично такий же, як і частотний діапазон коливань поздовжнього профілю поля. Спробуємо пояснити цей факт. Цілком ймовірно, що в процесі робочого руху вертикальні коливання трактора спричинюють певні додаткові переміщення плуга у поздовжньо – вертикальній площині. А оскільки ці переміщення в основному носять характер кутових, то коливання орного знаряддя відносно осі його опорного колеса відображаються на стабільності ходу лемешів по глибині. Особливо це стосується останнього із корпусів плуга, після проходження якого і фіксується власне глибина оранки.

Наявність фронтального подрібнювача рослинних решток практично не впливає на енергію вертикальних коливань мосту енергетичного засобу. В усякому разі більша значина дисперсії цього параметра (рис.4.7) при відсутності вказаного знаряддя є статистично випадковою, оскільки згідно F- критерію Фішера нуль – гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій на рівнях значущості 0,05 і навіть 0,01 не відхиляється.

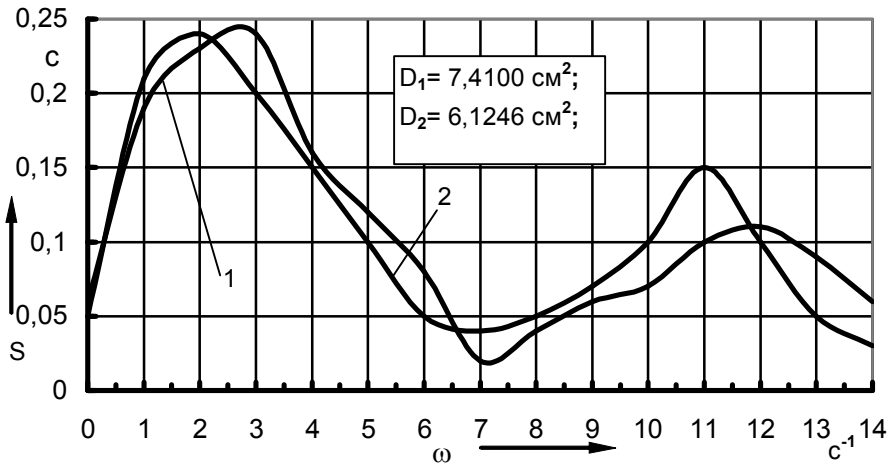


Рисунок 4.7 - Нормовані спектральні щільності вертикальних коливань мосту трактора при наявності подрібнювача рослинних решток (2) та без нього (1)

Іншими словами, дисперсії вертикальних коливань мосту трактора при наявності фронтального подрібнювача рослинних решток і без нього є характеристиками однієї і тієї ж генеральної вибірки.

Про підтвердження описаного у другому розділі дисертації впливу на динаміку глибини оранки коливань нерівностей шляху порівняно з коливаннями тягового опору плуга вказують відповідні взаємні кореляційні функції (рис.4.8). Із їх аналізу випливає, що на глибину оранки більш суттєвий вплив здійснює поздовжній профіль поля. Значина взаємної кореляційної функції в цьому випадку становить 0,65. Це майже в три рази більше, ніж для процесу, який відображає взаємозв'язок коливань глибини оранки і тягового опору плуга (див. рис. 4.8, крива 2).

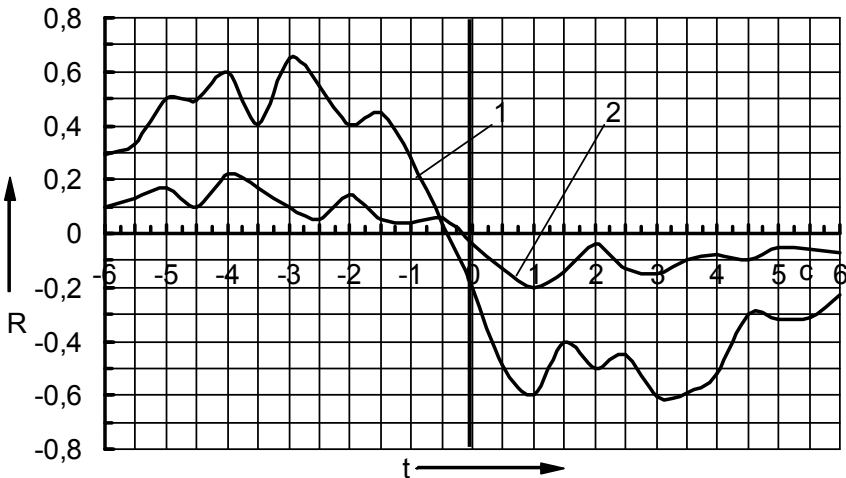


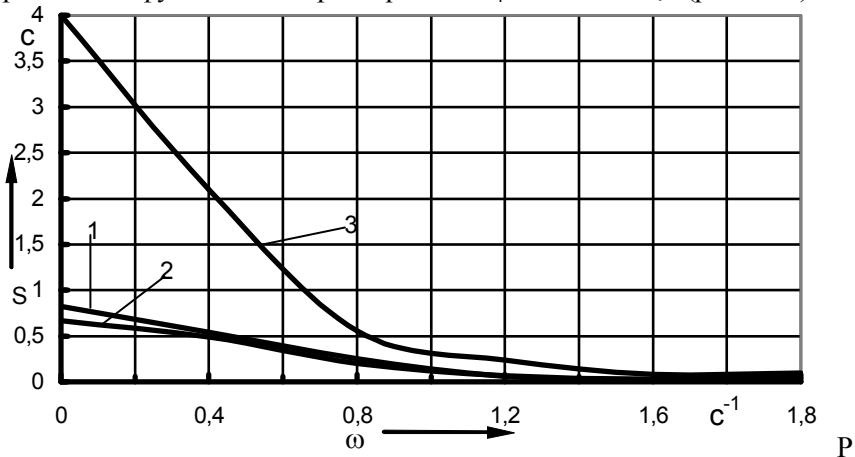
Рисунок 4.8 - Взаємні кореляційні функції коливань глибини оранки від впливу поздовжнього профілю поля (1) та коливань тягового опору плуга (2)

Від'ємна значина взаємної кореляційної функції на рівні -0,6 вказує на наявність скритої періодичної складової в коливаннях профілю поля або глибини оранки.

### 4.3 Тракторні і якісні показники роботи комбінованого агрегату

На відміну від глибини оранки, коливання борозни у горизонтальній площині відбуваються у значно вужчому діапазоні. Основні спектри дисперсій цього параметру, а також курсового кута ( $\varphi$ ) і кута повороту керованих коліс ( $\alpha$ ) трактора ХТЗ-120 припадають на частоти  $0 \dots 1,8 \text{ c}^{-1}$  або  $0 \dots 0,29 \text{ Гц}$  (рис. 4.9).

Причому, оскільки енергетичний засіб у складі комбінованого агрегату рухається правими колесами в борозні, то дисперсії коливань параметрів  $\alpha$  і  $\varphi$  практично однакові. В такому випадку має бути дуже тісним взаємний кореляційний зв'язок між зміною кута повороту керованих коліс трактора і його курсовим кутом. Аналіз отриманих експериментальних повністю це підтверджує. Максимальна значина взаємної кореляційної функції між параметрами  $\alpha$  і  $\varphi$  становить  $0,8$  (рис. 4.10).



исунок 4.9 - Нормовані спектральні щільності коливань борозни (3), курсового кута (1) та кута повороту коліс (2) трактора ХТЗ-120

Цілком зрозуміло, що і запізнення реакції трактора на керований вплив в цьому випадку значно менше (рис.4.10), ніж, наприклад, запізнення зміни глибини оранки на коливання поздовжнього профілю поля (рис. 4.8).

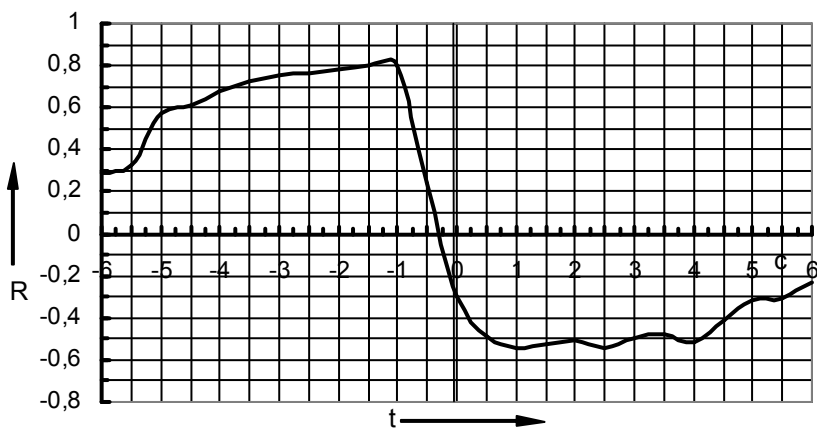


Рисунок 4.10 - Взаємна кореляційна функція коливань кута повороту керуваних коліс трактора ХТЗ-120 і його курсового кута під час роботи у складі комбінованого МТА

Як впливає із рис. 4.9, дисперсія коливань траєкторії борозни (крива 3) більша, а її спектр – дещо ширший, ніж дисперсії та спектри коливань курсового кута і кута повороту керуваних коліс трактора ХТЗ-120 (криві 1 і 2 відповідно). В принципі такий результат є цілком закономірним. Справа в тому, що плуг приєднували до трактора ХТЗ-120 за двох точковою схемою. В цьому випадку знаряддя (як, до речі, і при трьох точковому приєднанні) має власний ступінь вільності у вигляді кута повороту в горизонтальній площині. А оскільки це так, то за рахунок нерівномірної деформації ґрунту польовими дошками корпусів плуга ширина захвату останнього є перемінною незалежно від того, змінюється чи ні в цей час курсовий кут трактора. Саме це і приводить до перевищення дисперсії коливань траєкторії борозни над дисперсією коливань параметрів  $\alpha$  і  $\varphi$  (див. рис. 4.9). Не дивлячись на це, суміжні проходи комбінованого МТА є злитими.

Використання подрібнювача рослинних решток дозволяє практично повністю загортати подрібнену стерню сільськогосподарської культури без забивання корпусів плуга (рис. 4.11).



Рисунок 4.11 - Робота плуга при наявності подрібнювача рослинних решток

Натомість, відсутність подрібнювача не дозволяє повністю загорнути подрібнені рештки в ґрунт (рис. 4.12, фон 2).



Рисунок 4.12 - Фон оранки при наявності подрібнювача рослинних решток (1) і без нього (2).

В результаті через певний проміжок часу відбувається зупинка комбінованого агрегату із-за забивання корпусів плуга стернею соняшнику.

Ефективність роботи подрібнювача рослинних решток була випробувана на оранці ділянки поля із надзвичайно високою забур'яненістю:  $750 \text{ г/м}^2$  (рис. 4.13).



а)



б)

Рисунок 4.13 - Фон ділянки з високою забур'яненістю до подрібнення (а) і після подрібнення (б) подрібнювачем ПРР-1,5

Як встановлено випробуваннями, і на такому забур'яненому полі дослідний агрегат задовільно здійснює процес подрібнення рослинних залишків з наступним повним загортанням їх у ґрунт (рис. 4.14).



Рисунок 4.14 - Фон подрібненої і зораної ділянки поля з високою забур'яненістю

#### 4.4 Експлуатаційно – технологічна оцінка комбінованого агрегату на базі трактора марки ХТЗ

Однією із найважливіших характеристик будь-якого МТА є трудоемкість його складання, яке полягає в під'їзді енергетичного засобу до сільськогосподарського знаряддя та в наступному його приєднанні.

Проблем в агрегуванні дослідного зразка фронтального подрібнювача рослинних решток і задньонавісного плуга з трактором ХТЗ-120 не виявлено. Черговість їх приєднання до енергетичного засобу може бути довільною. Аналіз експериментальних даних показав, що два механізatori на приєднання фронтального подрібнювача до трактора ХТЗ-120 витрачали приблизно 7,5 хвилини (табл. 4.3). Від'єднання вказаного знаряддя тривало не більше 6 хвилин [121].

На приєднання та від'єднання задньонавісного плуга обидва механізatori витрачали практично стільки ж часу.

В цілому виходить, що для агрегування трактора ХТЗ-120 з фронтальним подрібнювачем та задньонавісним плугам двом виконавцям потрібно не більше 14 хвилин. При наявності ж швидко з'єднуючих пристроїв за вказаний час міг би справитись і один механізатор.

Таблиця 4.3

Трудоемкість агрегування фронтального подрібнювача РР-1,5

Назва операції	Трудоемкість, люд.-год.
<b>Приєднання подрібнювача (2 механізатора)</b>	
1. Під'їзд трактора до подрібнювача (з відстані 5 м)	0,0026
2. Приєднання нижніх тяг ПНМ трактора	0,0450
3. Приєднання центральної тяги ПН трактора	0,0240
4. Блокування нижніх тяг навісного механізму трактора	0,0520
<b>РАЗОМ:</b>	<b>0,1236</b>

Продовження таблиці 4.3

<b>Від'єднання подрібнювача</b>	
1. Розблокування нижніх тяг навісного механізму трактора	0,0480
2. Від'єднання центральної тяги трактора	0,0200
3. Від'єднання нижніх тяг навісного механізму трактора	0,0320
<b>РАЗОМ:</b>	<b>0,1000</b>

Порядок роботи нового комбінованого агрегату під час роботи на полі був наступним. Коли перед в'їздом на поворотну смугу опорні колеса подрібнювача рослинних решток ПРР-1,5 виходили на контрольну лінію, механізатор піднімав його у транспортне положення і продовжував прямолінійний рух до того часу, поки на контрольну лінію не виходив край польової дошки останнього корпусу задньонавісного плуга.

Одним із розповсюджених способів руху комбінованого агрегату на полі є чередування обробки ґрунту в звал та в розвал. В процесі його реалізації першим обов'язково виконується так званий “грушоподібний” поворот МТА, який, власне, і визначає ширину поворотної смуги.

Мінімальну (розрахункову) ширину поворотної смуги ( $E_{min}$ ), необхідну для грушоподібного повороту новим агрегатом, знаходили із виразу [121]:

$$E_{min} = 2,8 \cdot R_{min} + L_v + D_k, \quad (4.1)$$

де  $R_{min}$  – мінімальний радіус повороту трактора;

$L_v$  – довжина виїзду комбінованого МТА на поворотній смузі;

$D_k$  – кінематична ширина комбінованого агрегату.

Для дослідного зразка МТА довжина виїзду дорівнювала 10,4 м. Кінематична ширина його була однаковою як вліво, так і вправо і становила – 1,26 м. Мінімальний радіус повороту трактора ХТЗ-120, як було встановлено попередніми випробуваннями [50, 86], дорівнював 6,55 м.

В результаті отримуємо:

$$E_{\min} = 2,8 \cdot 6,55 + 10,4 + 1,26 = 30 \text{ м.}$$

Дійсну ширину поворотної смуги (Ед) приймали кратною робочій ширині захвату нового МТА, а саме – 30,8 м, що відповідає 22 його робочим проходам.

Трактори сімейства ХТЗ-120/160, як відомо [50], з плугами типу ПЛН агрегуються так, що перший корпус знаряддя виявляється практично зайвим і тому його взагалі можна знімати. Оскільки по тягово – зчіпним властивостям ці енергетичні засоби спроможні агрегуватися з п'ятьма корпусами шириною захвату 0,35 м кожний, то на практиці використовують напівнавісні плуги типу ПЛП-6-35, у якого знімають перший корпус. Конструктивна ширина захвату такого МТА становить 1,75 м, довжина виїзду 8,8 м, кінематична ширина – 1,26 м,  $E_{\min}$  – 28,4 м, а Ед – 29,75 м або 17 робочих проходів [121].

Як бачимо, дійсна ширина поворотної смуги для комбінованого МТА лише на 3,5% більша, ніж для орного агрегату у складі цього ж енергетичного засобу (ХТЗ – 120) та напівнавісного плуга ПЛП-6(5)-35 [121].

Що стосується часу ( $T_{\text{п}}$ ), витрачаемого на один поворот, то його можна розрахувати по такій формулі [121]:

$$T_{\text{п}} = L_x / V_{\text{п}}, \quad (4.2)$$

де  $L_x$ ,  $V_{\text{п}}$  - довжина та швидкість повороту МТА.

Наближено величину  $L_x$  можна знайти із виразу [121]:

$$L_x = 8 \cdot R_{\min} + 2 \cdot L_{\text{в}}. \quad (4.3)$$

Попередньо встановивши, що швидкість руху комбінованого МТА на повороті знаходиться в межах  $V_{\text{п}} = 1,5 \dots 1,7$  м/с. Оскільки довжина повороту при цьому дорівнює 73,2 м, то час маневру даного агрегату на поворотній смузі становитиме 43...49 с. Для одного лише орного агрегату у складі трактора ХТЗ-120 та плуга ПЛП-5-35 цей показник знаходиться в межах 41...47 с.

Перед проведенням експлуатаційно – технологічної оцінки комбінованого агрегату поле розбивали на загінки певної ширини. Оптимальну значину цього параметру ( $C_{\text{опт}}$ ) знаходили із виразу [121]:

$$C_{\text{опт}} = (16 \cdot R^2 \cdot \min + 2 \cdot V_p \cdot L_p)^{1/2}, \quad (4.4)$$

де  $V_p$  – робоча ширина захвату комбінованого МТА;

$L_p$  – довжина гону поля.

В даному випадку маємо:  $V_p = 1,4$  м. При  $L_p = 800$  м отримуємо:  $C_{\text{опт}} = 54$  м.

Дійсну значину ширини загінки ( $C_d$ ) вибирали так, щоб вона була не меншою за  $C_{\text{опт}}$  і кратною подвійній ширині захвату МТА [121]:

$$C_{\text{опт}} \leq C_d = K \cdot 2 \cdot V_p, \quad (4.5)$$

де  $K$  - коефіцієнт кратності.

Для даного комбінованого агрегату коефіцієнт  $K = 20$ , звідки випливає, що  $C_d = 58$  м.

Організувавши робочі ділянки, проводили хронометражні спостереження за роботою агрегатів. Порівнювали наступні варіанти МТА:

**базовий:** ХТЗ-120 + БДТ-7 – дискувальний (рис. 4.15);

ХТЗ-120+ПЛП-6(5)-35 – ораний (рис. 4.16);

**новий:** ХТЗ-120 + ПРР-1,5 + ПЛН -5(4) – 35 – оранка з

одночасним подрібненням стерні сояшнику (рис. 4.3).

Усі МТА працювали на фоні з характеристиками, відображеними у табл.4.4.

Для базових дискувального та орного агрегатів ширину поворотних смуг та загінок розраховували за тими ж залежностями, що і для комбінованого МТА.

Новий комбінований агрегат у складі трактора ХТЗ-120, дослідного зразка фронтального подрібнювача рослинних решток ПРР-1,5 та задньонавісного плуга ПЛН-5(4)-35, переобладнаного у чотирьокорпусний варіант, було налагоджено у відповідності з практич-

ними рекомендаціями, розробленими нами на основі аналізу проведених теоретичних та експериментальних досліджень.



Рисунок 4.15 - ХТЗ-120 в агрегаті з дисковою бороною БДТ-7



Рисунок 4.16 - ХТЗ-120 в агрегаті з напівнавісним плугом ППН-6(5)-35

Таблиця 4.4

Умови проведення експлуатаційно - технологічної оцінки порівнюваних МТА

Показник	Значина
Тип ґрунту	Темно - каштановий, залишково - солонцюватий
Рельєф	Рівний
Мікрорельєф	Вирівняний
Агротехнічний фон	Поле після збирання соняшнику
Вологість ґрунту (%) в шарі:	
0 - 5 см	9,3...10,0
5 - 10 см	12,8...13,8
10 - 15см	16,7...19,5
15 - 20 см	13,8...14,4
20 - 25 см	12,5...13,9
Щільність ґрунту (мПа) в шарі 0 -25 см	1,26...1,38
Кількість бур'янів, шт./м <sup>2</sup>	30...40
г/м <sup>2</sup>	120...130
Наявність залишків стерні соняшнику, г/м <sup>2</sup>	80...120

Плуги нового та базового агрегатів було відрегульовано на глибину оранки 25 см. Для виключення впливу суб'єктивного фактору на усіх трьох (дискувальному і двох орних) агрегатах почергово працював один і той же механізатор.

Аналіз отриманих даних показав, що комбінований агрегат у порівнянні з базовим орним мав на 20,4% меншу ширину захвату (табл. 4.5 і 4.6). Водночас, швидкість його робочого руху була на 17,6% більшою. В результаті, продуктивність за 1 годину основного часу у базового орного МТА виявилася лише на 7% більшою, ніж у нового комбінованого агрегату [121].

Питомі (погектарні) витрати палива у комбінованого МТА на 4,7% менші, ніж у орного. Пояснити це можна тим, що ширина захвату у останнього, а отже і витрати потужності двигуна на буксування

рушійв трактора, - більші. Витрати ж потужності на привід робочих органів подрібнювача в процесі виконання ним технологічного процесу, як уже підкреслювалось вище, невеликі [121].

Враховуючи незначну різницю в значинах ширини поворотної смуги та тривалості повороту, коефіцієнти використання зміни у порівнюваних орного і комбінованого агрегатів практично однакові. Найвною різницею цих оцінок в 0,01 можна знехтувати. Приблизно однаковими є інші експлуатаційно – технологічні показники роботи двох порівнюваних агрегатів.

Таблиця 4.5

Експлуатаційно - технологічні показники роботи базових МТА

Показник	Значина показника	
Склад МТА: трактор	ХТЗ-120	
знаряддя	БДТ-7	ПЛП-6(5)-35
Режим роботи :		
- ширина захвату, м	6,75	1,76
- швидкість робочого руху, м/с	2,0	1,70
- встановлена глибина обробітку ґрунту, см	10,0	25,0
- довжина гону, м	800	
Продуктивність роботи, га/год.:		
- основного часу	4,86	1,07
- змінного часу	4,27	0,90
- експлуатаційного часу	4,20	0,88
Питомі витрати палива, кг/га	4,9	21,0
Коефіцієнти:		
- використання змінного часу	0,88	0,84
- використання експлуатаційного часу	0,86	0,82
- надійності технологічного процесу	0,99	0,98
- використання робочих ходів	0,92	0,91
Середня значина тривалості одного “грушоподібного” повороту, с	38	44

*Продовження таблиці 4.5*

Ширина поворотної смуги, м	26,8	29,75
Агротехнічні показники:		
- глибина обробки ґрунту, см	9,8	25,7
- рівномірність глибини оранки, $\pm$ см	2,1	1,9
- рівномірність ширини захвату, $\pm$ см	12,6	6,8
- повнота загортання подрібнених решток, %	56	84
- наявність огріхів	відсутні	

Що стосується якісних показників обробітку ґрунту, то у обох порівняваних (орного і комбінованого) агрегатів вони знаходяться практично на однаковому рівні. З довірчою ймовірністю 95% можна стверджувати, що різниці між середніми значинами гребенистості поверхні і глибини оранки, а також між середніми квадратичними відхиленнями цього показника та ширини захвату - носять суто випадковий характер. Отриманий результат є цілком логічним, оскільки конструкція нового МТА не породжує передумов для зворотного твердження.

*Таблиця 4.6*

Експлуатаційно - технологічні показники роботи  
комбінованого МТА

Показник	Значина показника
Склад МТА: трактор	ХТЗ-120
знаряддя	ППР-1,5 + ПЛН-5(4)-35
Режим роботи :	
- ширина захвату, м	1,40
- швидкість робочого руху, м/с	2,00
- встановлена глибина оранки, см	25,0
- довжина гону, м	800
Об'єм виконаної роботи, га	18,0
Продуктивність роботи, га/год.:	
- основного часу	1,00
- змінного часу	0,83

*Продовження таблиці 4.6*

- експлуатаційного часу	0,81
Питомі витрати палива, кг/га	20,0
Коефіцієнти :	
- використання змінного часу	0,83
- використання експлуатаційного часу	0,81
- надійності технологічного процесу	0,95
- використання робочих ходів	0,90
Середня значина тривалості одного “грушоподібного” повороту, с	46
Ширина поворотної смуги, м	30,8
Агротехнічні показники:	
- глибина оранки, см	26,0
- рівномірність глибини оранки, $\pm$ см	1,7
- рівномірність ширини захвату, $\pm$ см	5,8
- повнота загортання подрібнених решток, %	98
- наявність огривів	відсутні

Слід підкреслити, що викладений вище аналіз стосується порівняння нового комбінованого агрегату лише із базовим орним. Існуючий технологічний процес підготовки ґрунту після збирання розглядуваної просапної культури передбачає, як уже підкреслювалось вище, дискування стерні агрегатом у складі трактора ХТЗ-120 та борони БДТ-7. Використання цього МТА однозначно приведе до збільшення витрат на підготовку ґрунту в цілому. Кінцевою оцінкою порівняння комбінованого агрегату з двома базовими можуть бути зведені витрати, розрахунку яких і присвячено наступний розділ.

### **Висновки по розділу**

1. З метою майже подвійного зменшення динамічного навантаження в приводі робочих органів фронтального подрібнювача рослинних решток бажано, щоб хвостових редуктора валу відбору потужності трактора ХТЗ-120 був би налагоджений на частоту обертання 1000 хв<sup>-1</sup>.

2. Під час оранки ґрунту вологістю 19,9% та щільністю 1,39 г/см<sup>3</sup> на глибину 25 см буксування рушіїв трактора ХТЗ-120 у складі комбінованого МТА не перевищувало 15%. Витрати палива становили при цьому 20,5 кг/год., що відповідає 85% завантаженню двигуна ХТЗ-120.

3. Наявність фронтального подрібнювача рослинних решток не здійснює негативного впливу на статистичні характеристики такого процесу, як глибина оранки. Аперіодично змінюючись в діапазоні частот 0...16 с<sup>-1</sup> або 0...2,5 Гц, дисперсія її коливань (1,44 см<sup>2</sup>) не випадково менша за дисперсію коливань поздовжнього профілю агрофону (3,75 см<sup>2</sup>).

4. Використання подрібнювача рослинних решток у складі комбінованого агрегату дозволяє повністю виключити забивання корпусів плуга стернею соняшника. В результаті стійкого руху знаряддя по глибині середнє квадратичне відхилення цього параметру ( $\pm 1,2$  см) не випадково менше, ніж стандарт коливань поздовжнього профілю агрофону ( $\pm 1,9$  см).

5. З довірчою ймовірністю 95% можна стверджувати, що дисперсії вертикальних коливань мосту трактора при наявності фронтального подрібнювача рослинних решток і без нього є характеристиками однієї і тієї ж генеральної вибірки.

6. Коливання поздовжнього профілю шляху здійснюють більш суттєвий вплив на глибину оранки, ніж нерівномірність тягового опору плуга. Значина взаємної кореляційної функції становить 0,65, що майже в три рази більше, ніж для процесу, який відображає взаємозв'язок коливань глибини оранки від тягового опору ґрунтообробного знаряддя.

7. Коливання борозни у горизонтальній площині відбуваються у значно вужчому діапазоні. Основні спектри дисперсій цього параметру, а також курсового кута ( $\varphi$ ) і кута повороту керованих коліс ( $\alpha$ ) інтегрального трактора марки ХТЗ припадають на частоти 0...1,8 с<sup>-1</sup> або 0...0,29 Гц. Максимальна значина взаємної кореляційної функції між параметрами  $\alpha$  і  $\varphi$  становить при цьому 0,8, а запізнєння реакції трактора на керований вплив значно менше, ніж, наприклад, запізнєння зміни глибини оранки на коливання поздовжнього профілю поля.

8. Проблем в агрегуванні дослідного зразка фронтального подрібнювача рослинних решток і задньонавісного плуга з інтегральним трактором марки ХТЗ не виявлено. Черговість їх приєднання до енергетичного засобу може бути довільною. Аналіз експериментальних даних показав, що два механізatori на приєднання фронтального подрібнювача до трактора марки ХТЗ витрачають приблизно 7,5 хвилини. Від'єднання вказаного знаряддя триває не більше 6 хвилин.

9. Експлуатаційно – технологічними випробуваннями встановлено, що комбінований агрегат у порівнянні з базовим орним мав на 20,4% меншу ширину захвату. Водночас, швидкість його робочого руху була на 17,6% більшою. В результаті, продуктивність за 1 годину основного часу у базового орного МТА виявилася лише на 7% більшою, ніж у нового комбінованого агрегату.

10. Питомі витрати палива у комбінованого МТА на 4,7% менші, ніж у орного і складають 20 кг/га. Одна із причин такого результату полягає в тому, що ширина захвату у базового орного МТА, а отже і витрати потужності двигуна на буксування рушіїв трактора, - більші.

11. Враховуючи незначну різницю в значинах ширини поворотної смуги та тривалості повороту, коефіцієнти використання зміни у порівнюваних орного і комбінованого агрегатів практично однакові. Наявною різницею цих оцінок в 0,01 можна знехтувати. Незначно відрізняються інші експлуатаційно-технологічні показники роботи двох порівнюваних агрегатів.

12. З довірчою ймовірністю 95% можна стверджувати, що різниці між середніми значинами гребенистості поверхні і глибини оранки, а також між середніми квадратичними відхиленнями цього показника та ширини захвату - носять суто випадковий характер.

## РОЗДІЛ 5

### ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ НОВОГО КОМБІНОВАНОГО АГРЕГАТУ

#### 5.1 Підготовка вихідних даних для порівняльної оцінки агрегатів

Визначення техніко-економічної ефективності цього агрегату виконували за диференціальною оцінкою – методом послідовного порівняння абсолютних значень показників базового і порівнювального варіантів [122, 123].

Всі розрахунки виконували згідно програми з використанням каталогів нормативно-довідкової літератури. Розрахунок економічної ефективності виконано в відповідності до ДСТУ 4397: 2005 “Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробувань”. Вихідні дані вартості сільськогосподарських машин та знарядь, паливно-мастильних матеріалів і інші розцінки прийняті діючими на цей час.

В експлуатаційних розрахунках, пов’язаних з оцінкою ефективності використання машин при виконанні механізованих робіт, застосовували, головним чином, прями і приведені експлуатаційні витрати.

Експлуатаційні витрати технологічних операцій, які виконуються різними агрегатами, розраховували за формулою:

$$\Pi = C_e + K_n \cdot E, \quad (5.1)$$

де  $C_e$  – прями експлуатаційні витрати, грн./га;

$K_n$  – питомі капітальні вкладення на агрегат, грн./га;

$E$  – нормативний коефіцієнт ефективності капітальних вкладень ( $E = 0,12 - 0,15$ ) [124].

Прями експлуатаційні витрати розраховували за формулою:

$$И = З + Г + Р + А, \quad (5.2)$$

де  $З$  - затрати на оплату праці обслуговуючого персоналу при виконанні технологічної операції, грн./га;

Г - затрати на паливо-мастильні матеріали, грн./га;

Р - затрати на ремонт трактора, машини і знаряддя, грн./га;

А - затрати на реновацію трактора та машини і знаряддя, грн./га.

Питомі капітальні вкладення на агрегат розраховували з виразу:

$$K_{\text{п}} = \frac{Б}{B_3 \cdot W_{\text{агр}}}, \quad (5.3)$$

де Б - балансова вартість компонента агрегату (трактора, машини, знаряддя), грн.;

$W_{\text{агр}}$  - продуктивність агрегату за годину змінного часу, га/год.

$B_3$  - річний обсяг наробітку відповідно трактора, машини або знаряддя, год.

Оплата праці працівників при виконанні технологічної операції залежала від складності роботи, кваліфікації робітника, яка оцінюється розрядом роботи. Кожному розряду відповідає тарифна ставка (оплата за годину роботи відповідної складності):

$$З = \frac{\sum L_i \cdot r_i}{W_{\text{агр}}}, \quad (5.4)$$

де З - питомі затрати на оплату праці при виконанні технологічної операції, грн./га;

$L_i$  - кількість виробничого персоналу необхідного розряду, що обслуговують агрегат, чол.;

$r_i$  - погодинна тарифна ставка необхідного розряду, грн./люд.-год.

Складність роботи (кваліфікація працівника) в сільському господарстві оцінювали за шістьма розрядами (шостий найвищий) [124].

Технологічна операція оранки ґрунту відноситься до 5 розряду, дискування стерні – до 4 розряду.

Затрати коштів на паливо-мастильні матеріали визначали за формулою

$$\Gamma = \Pi_{\text{п}} \cdot g_{\text{п}}, \quad (5.5)$$

де  $\Pi_{\text{п}}$  - ціна одного кілограма палива, грн./кг;

$g_{\text{п}}$  - витрати основного пального при виконанні даної технологічної операції, кг/га.

Затрати на мастильні матеріали складають 12-15% від вартості основного пального, тобто:

$$\Gamma_{\text{пмм}} = (0,12 - 0,15) \cdot \Gamma. \quad (5.6)$$

Відрахування на реновацію тракторів і сільськогосподарських машин та знарядь розраховували за формулою:

$$A = B \cdot a_{\text{рем}} / 100 \Gamma_{\text{н}} \cdot W_{\text{агр}}, \quad (5.7)$$

де  $B$  - балансова вартість відповідно трактора або сільськогосподарських машин та знарядь, грн.;

$a_{\text{рем}}$  - норма відрахувань на реновацію відповідно для трактора, машини та знаряддя, %.

Відрахування на капітальний, поточний ремонт трактора визначали з виразу:

$$P = B_{\text{т}} (r_{\text{т}} + r_{\text{к}}) / 100 \Gamma_{\text{з}} \cdot W_{\text{агр}}, \quad (5.8)$$

де  $B_{\text{т}}$  - балансова вартість трактора, грн.;

$r_{\text{т}}$  - норма відрахувань на поточний ремонт і ТО трактора, %;

$r_{\text{к}}$  - норма відрахувань на капітальний ремонт трактора, %;

$\Gamma_{\text{н}}$  - нормативне річне завантаження трактора, год.

В літературі, як правило, приведено нормативне завантаження тракторів і сільськогосподарських машин та знарядь, тому для розрахунків можна прийняти, що нормативне завантаження дорівнювало загальному.

Відрахування на ремонт машин та знаряддя визначали по формулі:

$$P^{\text{м.зн}} = B^{\text{м.зн}} \cdot r_{\text{т}}^{\text{м.зн}} / 100 \Gamma_{\text{н}}^{\text{м.зн}} \cdot W_{\text{агр}}, \quad (5.9)$$

де  $B^{\text{м.зн}}$  - балансова вартість машин та знарядь, грн.;

$\Gamma_T^{M.3H}$  - норма відрахувань на поточний ремонт і ТО машин або знаряддя, %;

$T_H^{M.3H}$  - нормативне річне завантаження машини або знаряддя, год.

Другим важливим показником ефективності того, чи іншого агрегату є питомі витрати праці, які визначали по формулі:

$$З_{п} = \frac{Л_i}{W_{см}}, \quad (5.10)$$

де  $W_{см}$  – змінна продуктивність агрегату, га/зм.

Техніко-економічному аналізу підлягали слідуючи технологічні операції:

- двократне дискування + оранка ґрунту;
- оранка ґрунту з одночасним подрібнюванням рослинних решток.

В процесі визначення техніко-економічних показників новий комбінований агрегат на базі інтегрального трактора розглядали у двох варіантах:

- 1) трактор ХТЗ-120 + фронтальний подрібнювач рослинних решток + задньонавісний плуг ПЛН-4-35. Конструктивна ширина захвату комбінованого агрегату відповідно 1,4 м;
- 2) трактор ХТЗ-120 + фронтальний подрібнювач рослинних решток + задньонавісний плуг ПЛН-5-35. Конструктивна ширина захвату комбінованого агрегату відповідно 1,75 м.

Економічні показники нового комбінованого агрегату порівнювали з аналогічними показниками базових агрегатів на основі трактора ХТЗ-120, який агрегується з дисковою бороною БДГ-7 (конструктивна ширина захвату 7 м) та полицевим плугом ПЛН-5-35 (конструктивна ширина захвату 1,75 м).

Базові і новий МТА обслуговувалися 1 людиною. Вони пройшли експлуатаційно-технологічні випробування на полі з рослинними рештками соняшника Південного філіалу ІМЕСГ. Отримані при цьо-

му результати були прийняті в якості вихідних даних для розрахунків техніко-економічних показників (табл. 5.1), деякі показники наведені з літературних джерел [124, 125].

Таблиця 5.1

Вихідні параметри для техніко-економічного аналізу

Показники	Агрегат			
	ХТЗ-120 + БДТ-7	ХТЗ-120 + ПЛН-5- 35	ХТЗ- 120+ подріб- нювач + ПЛН-4- 35	ХТЗ- 120+ подріб- нювач + ПЛН-5- 35
Погодинні витрати дизельного палива агрегатом, кг/год.	4,9	21,0	20,0	22
Продуктивність МТА за годину змінного часу, га/год.	4,27	0,90	0,83	0,90
Зональне річне завантаження, год:				
- трактора	1700	1700	1700	1700
- знаряддя	200	240	240	240
Нормативне річне завантаження, год:				
- трактора	1600	600	1600	1600
- знаряддя	200	240	240	240

## 5.2 Розрахунок річного економічного ефекту від впровадження нового агрегату для основного обробітку ґрунту

Розрахунок техніко-економічних показників порівнюваних агрегатів проводили на ЕОМ із використанням програми, написаної в

середовищі Turbo Vision. При цьому слід врахувати, що дискування стерни трактором ХТЗ-120 з дискова борона БДТ-7 треба проводити два рази.

*Таблиця 5.2*

Порівняльні показники техніко-економічної ефективності базових та нового МТА

Назва показника	Ступінь зниження, %	
	ПЛН-4-35	ПЛН-5-35
Витрати праці, люд. · год. /га	-23,5	-29,3
Прямі витрати, грн./га	-8,4	-11,0
Питомі капіталовкладення, грн./га	-27,7	-33,5
Зведені витрати, грн./га	-13,5	-16,8

Аналіз розрахункових даних показав, що впровадження нового комбінованого агрегату на базі інтегрального трактору марки ХТЗ, для основного обробітку ґрунту з плугом типу ПЛН-4-35 або ПЛН-5-35 дозволяє у порівнянні з двома базовими МТА зменшити основні техніко-економічні показники.

## ВИСНОВКИ

В монографії наведено теоретичне узагальнення та нове рішення наукової задачі обґрунтування схеми і параметрів комбінованого агрегату на базі інтегрального трактора, які забезпечують зменшення питомих витрат палива та підвищення показників роботи агрегату при основному обробітку ґрунту.

За результатами досліджень зроблено такі основні висновки:

1. Основний обробіток ґрунту після збирання грубостеблових культур (кукурудза, сояшник тощо) доцільніше проводити одночасно із подрібненням та загортанням у ґрунт їх стерні. Для виконання цього технологічного процесу найкраще підходить комбінований машинно-тракторний агрегат, технологічну частину якого мають складати передньонавісний фрезерний подрібнювач рослинних решток і задньонавісний плуг.

2. Встановлено, що при роботі трактора з плугами типу ПЛН (ПЛН-4-35, ПЛН-5-35) конструктивна ширина захвату подрібнювача рослинних решток має бути не менше 1,5 м, а при роботі зі знаряддями типу ПУН (ПНУ-4-40, ПНУ-5-40) або плугом ПНЯ-4-40 - не менше 1,7 м.

3. Аналіз теоретичних амплітудних і фазових частотних характеристик показує, що переналадження трактора у складі комбінованого МТА з прямого ходу на реверсивний суттєвого впливу на відпрацювання подрібнювачем рослинних решток і самим енергетичним засобом коливань нерівностей профілю шляху та коливань тягового опору плуга не здійснює.

4. Результати математичного моделювання показують, що збільшення коефіцієнта жорсткості шин фронтального подрібнювача рослинних решток приводить до бажаного опускання відповідних амплітудних частотних характеристик з одночасним зміщенням їх максимумів у бік більш високих частот. З точки зору бажаного відпрацювання нерівностей профілю агрофону та коливань тягового опору плуга фронтальним знаряддям, коефіцієнт жорсткості його шин має бути не менше 115 кН/м.

5. Збільшення конструктивної маси фронтального подрібнювача, обладнаного колесами з гумовими шинами, є небажаним. Теоретичними дослідженнями встановлено, що при зростанні цього параметра на 25% підсилення подрібнювачем, як динамічною системою, вхідного збурення у вигляді коливань висоти нерівностей по вздовжнього профілю поля в діапазоні частот  $0,5..7,0 \text{ c}^{-1}$  становить 13%.

6. Встановлено, що точки приєднання тяг переднього навісного механізму трактора до фронтального подрібнювача повинні знаходитися на такій висоті, щоб під час робочого руху комбінованого МТА для основного обробітку ґрунту кут нахилу нижніх тяг був би близьким до нуля, а центральної - становив  $5^\circ$ . Мінімальна висота приєднувального трикутника зчпного пристрою подрібнювача повинна дорівнювати при цьому не менше 0,58 м.

7. На підставі експериментальних досліджень встановлено, що хвостовик редуктора валу відбору потужності трактора повинен бути налагоджений на частоту обертання  $1000 \text{ хв}^{-1}$  замість  $540 \text{ хв}^{-1}$ , що дозволяє вдвічі зменшити динамічне навантаження в приводі робочих органів фронтального подрібнювача.

8. Коливання борозни у горизонтальній площині відбуваються у значно вузкому діапазоні, ніж коливання глибини оранки. Основні спектри дисперсій цього параметру, а також курсового кута ( $\varphi$ ) і кута повороту керованих коліс ( $\alpha$ ) трактора ХТЗ-120 припадають на частоти  $0..1,8 \text{ c}^{-1}$  або  $0..0,29 \text{ Гц}$ . Максимальна значина взаємної кореляційної функції між коливаннями профілю поля та глибини оранки майже в три рази більша, ніж для процесу, який відображає взаємозв'язок коливань глибини оранки і тягового опору плуга.

9. Експлуатаційно-технологічні випробування показали, що використання фронтального подрібнювача у складі орного агрегату дозволяє повністю виключити забивання корпусів плуга стернею соняшника. В результаті стійкого руху знаряддя по глибині середнє квадратичне відхилення цього параметру ( $\pm 1,2 \text{ см}$ ) менше, ніж стандарт коливань повздовжнього профілю агрофону ( $\pm 1,9 \text{ см}$ ), що є бажаним.

10. Економічні розрахунки довели, що використання подрібнювача рослинних решток і плуга у складі одного агрегату на базі інтегрального трактора марки ХТЗ дозволяє, не виходячи за межі 15% буксування рушіїв, забезпечити завантаження його двигуна на рівні не менше 85% і зменшити відповідно:

- витрати праці – на 23,5 % та 29,3%;
- прямі витрати – на 8,4 % та 11,0 %;
- питомі капіталовкладення – на 27,7 % та 33,5 %;
- зведені витрати – на 13,5 % та 16,8 %.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Булавин Н.И. Обработка почвы в современном земледелии // Сб. науч. тр. - Воронеж, 1985. – С.90-101.
2. Панов И.М., Орлов Н.М. Основные пути снижения энергозатрат при обработке почвы // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1987. - № 8. - С.27-30.
3. Панов И.М. Перспективы развития почвообрабатывающих машин и орудий// Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1987. - № 3. - С. 13-15.
4. Кифоренко В.И. Технология уборки подсолнечника // Техника в сельском хозяйстве.-1979. - № 9. - С.16-21.
5. Карпенко В.Д. Орманджи К.С. Уборка кукурузы на силос // Техника в сельском хозяйстве.-1978. - № 8. - С.34-40.
6. Соломин А.Н. О рациональных способах уборки подсолнечника // Долговечность и надежность сельскохозяйственных машин. – М., 1966. - С.218-224.
7. Мельник І. та ін. Комплексна механізація виробництва соняшнику/ І. Мельник, В. Гречкосій, В. Марченко // Пропозиція .– 2004. № 11. – С. 40-41.
8. Тудель В.Н., Шабала Н.А. и др. Индустриальная технология производства кукурузы. – М.: Россельхозиздат, 1983. – 318 с.
9. Шабала Н.А. Механизация возделывания кукурузы. - Молдагроинформреклама, 1991. – 176 с.
10. Технологічні карти вирощування сільськогосподарських культур. - Харків, 2001. - 174 с.
11. Хоменко М.С. и др. Перспективы использования почвообрабатывающих машин с пассивными и активными рабочими органами // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1987. - № 5. – С. 26.
12. Варламов Г.П. и др. Состояние и тенденции развития конструкций машин для сбора и измельчения виноградной лозы: (Отечественный и зарубежный опыт); Обз. инф. / ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш.- М.,1982. - 32с. - (С.-х. Машины и орудия; Вып. 13).

13. Пат. №2758435 USA. Crop gathering and chopping device / Lundell V.F.

14. Лысенков А.А. Ротационные косилки США // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1969. - № 11. - С.46.

15. Райхман Д. Ротаційна косарка з фронтальним навішуванням КР-3 // Техника АПК.- 1999.- № 2. – С. 11.

16. Волиев М. Исследование рабочего процесса роторной косилки-измельчителя КИР – 1,5: Автореф. дис... канд. техн. наук. – Ташкент, 1971. – 24 с.

17. Пат. №1143341 А. СССР, МКИ А01D 49/00. Полевой измельчитель / Е.А. Карауш, Н.А. Шабала.- №3610541; заявлено 24.06.1983; опубл. 07.03.1985. Бюл. №9.

18. Кузнецов Ю.А., Литвинов В.Н. Производство комбинированных машин и агрегатов к энергонасыщенным тракторам за рубежом: Обзор. информ. / ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш.- М.: 1983. – 62 с. – (СХМ и орудия, вып. 10).

19. Заявка 2151446, Великобритания. МКИ А01D 34/82, А01F. Косилка. – Заявлено 18.12.84; № 8431858; опубл. 24.07.85.

20. Карпенко М.І., Карпенко В.М. Високопродуктивні ротаційні косарки з надійним клинопасовим приводом // Новини агротехніки.- 2005.- №1.- С.52-54.

21. Распопов А.Р. Гридасов А.Д. Измельчитель пожнивных остатков подсолнечника // Механизация и электрификация сельск. хоз-ва.- 1973. - № 8. - С. 38-39.

22. Труш М.М. та ін. Обґрунтування необхідності удосконалення існуючої конструкції навісного подрібнювача стебел НПС-3,9 / М.М. Труш, Є.К. Солових, В.В. Аулін // Вісник аграрної науки Причорномор'я .– Миколаїв, - 2002. - Вип. 4. – С. 249-253.

23. Götz W. Der Schlegelgeldhäcksler – in Silomalsernte // DLZ.- 1961. - № 8.

24. Neu Feldlader – Feldhäcksler – Feldpressen // DLZ .-1962. - № 6.

25. Петров Г.Д. и др. Французские машины для обрезки ботвы сахарной свеклы / Г.Д. Петров, В.А. Хвостов, Л.И.Левчук // Механизация и электрификация сельского хоз-ва.- 1976. - № 2. - С. 54-55.

26. Segler G. Der Feldhöcksler Aussichten und Erfahrungen // Landtechnik, 1959. - № 3.

27. Stolzenberg W-L Arbestsergebnisse mit dem Schlegelernter F-068 // Deutsche Agrortechnik, 1962. - Hegt R.

28. Кузнецов Ю.И. Перспективные технологии возделывания зерновых с использованием комбинированных машин // Земледелие. – 1983. - № 10. – С. 51-54.

29. Родичев В.А., Царькова Т.В. Энергосберегающие технологии производства с.-х. культур // Механизация и электрификация сельск. хоз-ва. - 1987. - № 2. - С. 62.

30. Родугин Н.И. и др. Преимущества комбинированных агрегатов // Кукуруза и сорго. - 1988. - № 2. - С. 36- 37.

31. Аннакурбанов А., Аповов И. Пути снижения воздействия ходовых систем сельскохозяйственной техники на почву // Сб. науч. тр. Туркмен. СХИ.-1986. - Вып. 4. - С. 5-10.

32. Хорунженко В.Е. и др. Состояние и перспективы развития комбинированных агрегатов/ В.Е. Хорунженко, А.И. Мордухович, В.А. Юзбашев // Механизация и электрификация сельского хоз-ва. - 1985. - № 5. – С. 33-35.

33. Кузнецов Ю.И., Дроздов В.Н. Комбинированные агрегаты для интенсивных технологий // Техника в сельском хозяйстве.-1986. - № 4. - С. 12-15.

34. Использование техники при возделывании подсолнечника по интенсивной технологии: Руководство. – М.: Госагропром СССР, 1987. – 40 с.

35. Кузнецов Ю.И. и др. Комбинированные агрегаты // Техника в сельском хозяйстве. - 1980. - № 4.- С. 13-16.

36. Технологические основы применения комбинированных агрегатов в растениеводстве // Труды ВИМ.- Т. 71.- М., 1976. – С. 58-63.

37. Мазитов Н.К., Сердечный А.Н. Современные комбинированные почвообрабатывающие машины: Обзорная информация. - М.: ВНИИТЭИСХ, 1980. - 60 с.

38. Пат. 4522267 США, МКИ АО1В 49/04. Shredder / plow combination / Lew son Richard A., Ronald D. Wetherell. - № 448937;

Заявл. 13.12.82; Оpubл. 11.06.85; НКИ 172/28.

39. Кочев В.И. Комбинированные почвообрабатывающие машины // Техника в сельском хозяйстве. - 1979 - № 12. - С. 13-14.

40. Войтюк Д.Г., Гаврилюк Г. Р. Сільськогосподарські машини: Підручник. - К.: Каравела, 2004. - 552 с.

41. Касымов А.Ш., Чирков Г.Н. Развитие конструкций почвообрабатывающих орудий передней навески: Обзор. информ. / ЦНИИТЭИ-тракторосельхозмаш.- М.: 1985. - 56 с. - (СХМ и орудия, вып. 12).

42. Кирюхин В.Г., Касымов А.Ш. Эффективность применения плугов передней и задней навески // Тракторы и сельхозмашины.- 1985. - № 2. - С.21-23.

43. Кутьков Г.М., Свирчкович В.Э. Эксплуатационно-технологические показатели пахотных МТА с передней и задней навеской плугов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1993. - № 12. - С.15-17.

44. Думай Л.Б. и др. Машины и орудия для основной обработки почвы/ Л.Б. Думай, И.К. Захаров, В.Г. Кирюхин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1991. № 4. - С.1-7.

45. Les models en presenee // Tracteurs Machines Agricole.- 1982.- №793.- P.8-9.

46. Pour une bonne utilization // Ravue technigue.- 1981.- № 14. - P.47.

47. On the land // Power Farming.- 1980.- №7.

48. Бузенко Г.М. и др. Проблемы комбинированных машин и орудий // Вестник сельскохозяйственной науки. - 1974. - № 10.- С.86-97.

49. Надыкто В.Т. и др. Перспективы использования трактора ХТЗ-120 / В.Т. Надыкто, В.Д. Черепухин, С.Л. Абдула // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1995. - № 10.- С.15-18.

50. Надыкто В.Т. и др. Агрегаты на основе трактора ХТЗ-120/ В.Т. Надыкто, Ю.К. Шаповалов, Н.Г. Амелин // Тракторы и сельскохозяйственные машины.-2000. - № 8.- С.12-13.

51. Надикто В.Т. Надійний помічник фермера // Пропозиція. - 2001. - №11. - С.98-100.

52. Касымов А.Ш. и др. Пути повышения эффективности использования энергонасыщенных колесных тракторов на основной

обработке почвы / А.Ш. Касымов, Г.Н. Чирков, А.Д. Токарева: Обзорная информация. – М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1985. - 22 с.-(С.-х. машины и орудия, вып.5)

53. Юшин О. Енергонасичені трактори: як уникнути втрат палива // Механізація сільського господарства.-1984. - № 11.- С.10-11.

54. Лебедев А.Т. Приоритетные направления развития тракторной энергетики // Тракторна енергетика в рослинництві. Вісник ХДТУСГ. - Харків: ХДТУСГ, 2003. - Вип. 6. - С. 4 – 18.

55. Надикто В.Т. та ін. Перспективи використання трактора ХТЗ-120 в складі комбінованих агрегатів / В.Т. Надикто, В.Б. Мітков, О.І. Генів // Праці ТДАТА. – Вип. 11. – Мелітополь, 2003. - С.13-17.

56. Гриднев Є.К., Надикто В.Т. Енергетичні засоби для колійної системи землеробства // Техніка АПК. - 1999.-№ 6-7.- С.20-22.

57. Надикто В.Т., Мухаметшин В.З. Перспективи використання нових тракторів ХТЗ-120/121 на вирощуванні просапних культур // Праці ТДАТА. – Вип. 1, т. 12. – Мелітополь, 2000.- С.84-87.

58. Пат. №1717. Україна, МПК<sup>7</sup> А01В49/02. Комбінований агрегат для оброблення ґрунту/ В. Б. Мітков (Україна).- №2002043086; заявлено 16.04.2002; опубл. 15.04.2003. Бюл. №3.

59. Надикто В.Т. Агрегатирование МЭС с передненавесным плугом // Тракторы и сельскохозяйственные машины.-1994.- № 7.- С.21-23.

60. Генів О.І. та ін. До обґрунтування ефективності орних агрегатів по схемі “push – pull”/ О.І. Генів, В.Т. Надикто, А.М. Аюбов // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь, 2003. - Вип. 12.- С.12-15.

61. Кюрчев В.М. та ін. Комбіновані машинно – тракторні агрегати на базі трактора ХТЗ-120 / В.М. Кюрчев, А.І. Панченко, В.Т. Надикто // Техніка АПК.- 2003.- № 8.-С.13-14.

62. Абдула С.А. и др. Новые модели тракторов производства ХТЗ для аграрного комплекса // Сборник статей.- Харьков, 1998.- Вып. 2.- 58 с.

63. Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом / Г.М. Кутьков, Е.В. Гадай, В.И.

Калиновский, И.И. Кандрусев, В.Д. Черепухин, В.Т. Надыкто // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990. - № 3. – С.21-23.

64. Кочев В.И., Надыкто В.Т. Рациональное агрегатирование плугов с колесными энергетическими средствами // Механизация и электрификация сельского хозяйства / УСХА. – К., 1988.- № 68. – С.16-22.

65. Синеоков Г.Н. Проектирование почвообрабатывающих машин. – М.: Машиностроение, 1965. - 312 с.

66. Надыкто В.Т. Обоснование схемы и параметров пахотного агрегата на основе трактора тягово-энергетической концепции: Автореф. дис. . . канд. техн. наук. – М., 1989. – 20 с.

67. Лучинский Н.Д. Графический расчет продольного равновесия плуга // Труды ВИМ.- Т. 13.- М., 1951.- С.87-95.

68. Кузнецов Ю.И. Исследование сил, действующих на пахотный агрегат при несимметричной крюковой нагрузке// Труды ВИМ.- Т. 46.- М., 1970.- С.164-195.

69. Кузнецов Ю.И. Теоретические предпосылки равновесия МТА с несимметричной крюковой нагрузкой в горизонтальной плоскости // Труды ВИМ.- Т. 82. – М., 1978.- С.93-115.

70. Муфteeв Р.С. О тяговом сопротивлении навесного и прицепного плугов // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1966.- № 2. – С.15-20.

71. Бабицкий Л.Ф., Даценко Н.В., Витвицкий А.Г. Методика и результата полевых испытаний экспериментальных плоскорезов-рыхлителей почвы // Сборник научных работ Крымского государственного аграрного университета, Симферополь, 2002. - С.3-9.

72. Мацнев Н.Г., Бурченко П.Н., Кашаев Б.А. Условия устойчивого хода скоростного навесного плуга // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства.- 1973.- №3.

73. Побрубалов В.К. Влияние поддрессорования остова колесного трактора на неравномерность глубины вспашки // Техника в сельском хозяйстве. - 1989. - №1. - С.51-53.

74. Яблонский О.В. Влияние силового воздействия навесных машин на колебания трактора // Механизация и электрификация сель-

ского хозяйства.- 1976.- № 5. - С.30-32.

75. Габай Е.В., Кожуханцев А.Н., Кутьков Г.М. Тяговые показатели реверсивного пахотного агрегата на основе МЭС.- В сб.: Научные основы создания мобильных энерготехнологических средств (МЭС).Труды НАТИ. М., 1983.

76. Разработка конструкции МЭС с транспортно- технологическим модулем на основе трактора МТЗ-142: Отчет/ НПО НАТИ; Руководитель темы Е.В. Габай.- N ГР 01840019303; Инв. N 02880013300. -М.,1988.- 170 с.

77. Волков Б.Г. Особенности реакций на колеса трактора с передней навесной системой // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1982. – № 8. - С.37-39.

78. Кабаков Н.С., Турушев М.Я. Устойчивость комбинированного агрегата с передней и задней навесными системами // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1981, №7.

79. Касымов А.Ш., Золотарев В.В. Установившееся прямолинейное движение пахотного агрегата с задней и передней навеской // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1988, №1. – С.34-37.

80. Подрубалов В.К. и др. Статистический анализ вибронегруженности трактора тягового класса 2 интегральной компоновки с различным агрегатированием // Труды НПО НАТИ. – 1991.- 189 с.

81. Надикто В.Т., Генев О.І., Аюбов А.М. Аналіз рівноваги заднього та фронтального плугів у поздовжньо - вертикальній площині // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. - Харків, 2003.- Випуск 21.- С.105-112.

82. Лобачевский Я.П. и др. Перспективные направления совершенствования лемешно - отвальных плугов / Я.П. Лобачевский, А.И. Панов, И.М. Панов // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2000, №5.

83. Шевченко И.А. Тенденции развития приводов ВОМ сельскохозяйственных тракторов // Сб. традов ХТГУСХ, Вып. 21.- 2003.

84. Лебедев А.Т., Шевченко И.А., Толстолицкий В.А. Анализ динамики включения ВОМ трактора // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка . - Харків: ХНТУСГ ім. П. Василенка, 2005. - Вип. 41. - С. 75 - 82.

85. Надикто В.Т. Основы агрегатирования модульных энергетических средств. – Мелитополь: КП „ММД”, 2003. – 240 с

86. Надикто В.Т., Лисицкий С.И. Поворотливость МТА на базе трактора ХТЗ-120 // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2002, №11.

87. Иванов А.И. и др. Оптимальные параметры агрегата при заданной мощности трактора / Иванов А.И., Исаев В.А., Раченков З.Ф. // Механизация и электрификация сельского хоз-ва. - 1973. - № 1. - С. 39-40.

88. Сергеев М.П. и др. Оптимизация параметров мобильных агрегатов. // Механизация и электрификация соц. сельского хозяйства. 1970, №2.

89. Сергеев М.П. и др. Оптимизация эксплуатационных параметров пахотных агрегатов. // Вестник сельскохозяйственной науки. 1970, №3.

90. Чудаков Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля. – М.: «Колос», 1972, с.384.

91. Мітков В. Б. Обґрунтування ширини захвату та швидкості руху подрібнювально-орного агрегату // Вісник аграрної науки Причорномор'я. - Миколаїв, 2003.- Вип. 3(23). – С. 309-313.

92. Лебедев А.Т., Лебедев С.А., Оптимизация скорости движения тракторного агрегата // Вісник полтавської аграрної академії 2006. - Полтава, Вип. 4. - С 66 - 71.

93. Фере Н.Э., Бубнов В.З., Еленев А.В. и др. Пособие по эксплуатации машинно – тракторного парка. – М.: Колос, 1978. - 256 с.

94. Шалягин В.Н. Комплексное повышение эффективности МТА с энергонасыщенными тракторами // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1988. - № 5. – С.9-13.

95. Надикто В.Т., Крижачківський М.Л., Кюрчев В.М., Абдула С.Л. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві // Навч. Посібник.- Мелітополь.: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2006. – 337.

96. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Издательство «Наука», 1974.– 480 с.

97. Александров Е.Е. Динамика транспортно-тяговых колесных и гусеничных машин / Волонцевич Д.О., Карпенко В.А., Лебедев А.Т., Перегон В.А. - Харьков: Издательство ХГАДТУ (ХАДИ), 2001. - 640с.

98. Лурье А.Б., Любимов А.И. Широкозахватные почвообрабатывающие машины. – Л.: Машиностроение, 1981.- 270 с

99. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. – Л.: Колос, 1976. – 376 с.

100. Тракторы: Теория: Учебник для студентов вузов по специальности "Автомобили и тракторы"/В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; Под общ. ред. В.В. Гуськова. -М.: Машиностроение, 1988.-376 с.

101. Турбин Б.И. Теоретическая механика. – М.: Государственное издательство с.-х. литературы, 1959. – 376 с.

102. Кленин Н.И., Саун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины: Элементы теории рабочих процессов, расчет регулировочных параметров и режимов работы. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1980. – 671 с.

103. Лурье А.Б. Автоматизация сельскохозяйственных агрегатов. – Л.: Колос, 1976. – 264 с.

104. Мітків В.Б., Надикто В.Т. Аналіз динаміки вертикальних коливань орно-подрібнювального МТА // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь, 2005. - Вип. 29. - С. 14-19

105. Надикто В.Т. Основи агрегування модульних енергетичних засобів: Дис. докт. техн. наук. – Глеваха, 2001. – 352 с.

106. Надикто В.Т. та ін. Методики та результати перевірки математичних моделей МТА на адекватність / В.Т. Надикто, В.Б. Мітків, О.І. Генів // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь, 2005. - Вип. 27. - С. 28-35.

107. Куропаткин П. В. Теория автоматического управления. М.: Высшая школа, 1973. – 527 с.

108. Доспехов Б. А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследования). – М.: Агропромиздат, 1985. – 351 с.

109. Абдула С.А. и др. Пахотно – пропашной трактор ХТЗ-

120/121 // Сборник статей, - Харьков, 1997. – 64 с.

110. Надикто В.Т. и др. Дослідження керованості руху жниварно – луцильного агрегату / В.Т. Надикто, М.О. Бодня, В.К. Кумпан // Праці ТДАТА. – Вип. 11. – Мелітополь, 2003. – С.3-9.

111. Мітков В.Б. Перспективи використання комбінованого агрегату для оранки ґрунту одночасно з подрібненням рослинних решток // Вісник аграрної науки Причорномор'я. - Миколаїв, 2002.- Вип. 4(18). – С. 254-257.

112. Мітков В.Б. Результати лабораторно-польових випробувань подрібнювально-орного МТА на базі трактора ХТ3-120 // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь, 2005. - Вип. 25. - С. 151-156.

113. Веников В.А. Теория подобия и моделирования. – М.: Высшая школа, 1976. – 479 с.

114. Зайдель А.И. Элементарные оценки ошибок измерения. – Л.: Наука, 1967. – 88 с.

115. Лурье А.Б., Громбачевский А.А. Расчет и конструирование сельскохозяйственных машин. – Л.: Машиностроение, 1977. – 489 с.

116. Бойков В.П., Белковский В.Н. Шины для тракторов и сельскохозяйственных машин. – М.: Агропромиздат, 1988. – 240 с.

117. Ходовые системы тракторов: (Устройство, эксплуатация, ремонт): Справочник/ В.М. Забродский, А.М. Файнлейб, Л.Н. Кутин, О.Л.Уткин – Любовцев.- М.: Агропромиздат, 1986. – 271 с.

118. Программа и методика комплексных исследований по изучению влияния ходовых систем сельскохозяйственных тракторов, комбайнов и транспортных средств на почву. – М.: Издательство ВИМ. – 1978.- 64 с.

119. Надикто В.Т., Мітін В.М. До питання визначення коефіцієнта буксування рушіїв трактора // Праці ТДАТА. – Вип. 11. – Мелітополь, 2003.- С.23-26.

120. Клейнман Г.Т. Оценка погрешности записи осциллограмм // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства. - 1974. - №11. - С.54-56.

121. Мітков В. Б., Надикто В. Т., Аюбов А.М. Експлуатаційно-

технологічна оцінка подрібнювально-орного агрегату на базі трактора ХТЗ-120 // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. - Мелітополь, 2006. - Вип. 35. - С. 3-10.

122. ДСТУ 4397: 2005 “Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробувань” Введ. 28. 05. 2005. – Київ: Держспоживстандарт України, 2005. - 16 с.

123. Методы определения экономической эффективности технологий и сельскохозяйственной техники / А.В. Шпилько.- М.: Минсельхозпрод РФ; Всероссийский научно-исследовательский институт экономики сельского хозяйства. 1998.

124. Гаркавий А.Д. и др. Конкурентоспроможність технологій і машин / А.Д. Гаркавий, В.Ф. Петриненко, А.В. Спірін. – Вінниця: Тірас. – 2003. – 68 с.

125. Економічний довідник аграрника / В. І. Дробот, Г. І. Зуб, М. П. Кононеко та ін; За ред. Ю. Я. Лузана, П. Т. Саблука.– К.: Преса України, 2003. – 800 с.

*Наукове видання*

**Василь Борисович МІТКОВ**

**ОСОБЛИВОСТІ АГРЕГАТУВАННЯ  
КОМБІНОВАНОГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО  
АГРЕГАТУ НА БАЗІ ІНТЕГРАЛЬНОГО ТРАКТОРА ПРИ  
ВИРОЩУВАННІ ПРОСАПНИХ КУЛЬТУР В УМОВАХ  
ПІВДНЯ УКРАЇНИ**

*Монографія*

Видавець: ТОВ «Видавництво „Кругозір“»

Адреса редакції:

Україна, 69035, м. Запоріжжя, пр. Леніна, 158, оф. 248.

тел. (061) 270-78-76, моб. (066) 541-41-01

krugozor.zp@ukr.net

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи до державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції серія ДК № 4798 від 27.11.2014 р.

Підписано до друку 19.05.2015.

Формат 60x84 1/16. Папір офсетний № 1. Гарнітура Серіф.

Друк принтерний. Ум. друк. арк. 8,84. Обл.-вид. арк. 4,77.

Друк. арк. відбиток 2650,5. Наклад 300 прим.

Замовлення № 7825/05.2015-А.

Макет розроблений та віддрукований:

Фізична особа – підприємець В. В. Мітков

м. Запоріжжя, Бул. Вітчизняний, 14/10,

тел.: (061) 228-17-87

**ISBN 978-966-2602-79-1**