

УДК 631.37

№ держреєстрації: 0107U008957

Інв.№: 2010\_01

МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ ТА ПРОДОВОЛЬСТВА УКРАЇНИ  
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

72312, Запорізька обл., м. Мелітополь, пр-т. Б.Хмельницького,18  
тел. (0619) 42-06-94

**ЗАТВЕРДЖУЮ:**

Директор НДІ МЗПУ,

д.т.н. \_\_\_\_\_ В.Т.Надикто

«\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2011 р.

**ЗВІТ**

**про науково-дослідну роботу  
(заключний)**

Програма «Розробка наукових основ, систем, технологій і технічних засобів для забезпечення продовольчої безпеки південного регіону України»

Підпрограма 1 «Розробити та перевірити в умовах півдня України комплекси машин на основі нових енергетичних засобів»

Завідувач відділу: \_\_\_\_\_ д.т.н. Надикто В.Т.

Завідувач лабораторії: \_\_\_\_\_ д.т.н. Надикто В.Т.

2010

Результати роботи розглянуто НТР,  
протокол № \_\_\_ від «\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2011 р.

## СПИСОК АВТОРІВ

Відповідальний виконавець - завідувач лабораторії, доктор технічних наук, професор	В.Надикто (реферат, вступ, розділи 1, 2, 3, висновки)
Канд. технічних наук, професор	В.Кюрчев (2, участь у 3.1...3.3)
Канд. технічних наук, доцент	М.Шабала (участь у 3.1...3.3)
Канд. технічних наук, доцент	А.Аюбов (участь у 3.1...3.3)
Канд. технічних наук, доцент	В.Овечко (участь у 3.1...3.3)
Аспірант	О.Парахін (2, параграф 3.4...3.5, висновки )
Здобувач	А.Назін (2, параграф 3.1...3.3, висновки)
Технік	О.Котов (участь у 3.1...3.3)
Лаборант	В.Рубанський (участь у 3.1...3.3)

## РЕФЕРАТ

Звіт про НДР: 39 с., 24 рис., 3 табл., 5 посилань.

Об'єкти досліджень:

- жниварно – луцильний агрегат, який за один прохід здійснює скошування зернових колосових культур у валки і подрібнює ґрунт у міжвалковому просторі;
- математична модель навісного агрегату на основі модульного енергетичного засобу (МЕЗ), який виконує транспортний хід;

Мета роботи: підвищення продуктивності праці, зменшення енергетичних витрат та підвищення якості виконання технологічних процесів агрегатами на базі нових енергетичних засобів.

Методи досліджень.

Теоретичні дослідження проводили шляхом аналізу амплітудних і фазових частотних характеристик, отриманих з математичної моделі жниварно - луцильного агрегату. Польові дослідження здійснювали із використанням вимірювально-реєстраційного комплексу на основі аналогово-цифрового перетворювача та ПЕОМ.

В результаті проведених досліджень:

- розроблено схему з'єднання енергетичного модуля з технологічним у складі транспортного боково-модульного МТА, яка, при спрощенні конструкції, дозволяє забезпечити прийнятну стійкість та керованість його руху у горизонтальній площині;
- досліджено вплив луцення міжвалкового простору на динаміку зміни вологи ґрунту;
- встановлено закономірності схеми, конструктивних параметрів та режимів роботи жниварно - луцильного агрегату на експлуатаційно - технологічні та якісні показники його роботи.

ЕНЕРГЕТИЧНИЙ МОДУЛЬ, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ МОДУЛЬ, МОДУЛЬНИЙ ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ЗАСІБ, БЛОКОВО-МОДУЛЬНИЙ МТА, АЧХ, ФЧХ, ЖНИВАРКА, ЛУЦЕННЯ, ВАЛОК, ВОЛОГІСТЬ,

## ЗМІСТ

ВСТУП. ....	5
1 ПРОГРАМА ДОСЛІДЖЕНЬ. ....	6
2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ. ....	6
3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ. ....	18
3.1. Вплив луцення міжвалкового простору та режиму руху збирального агрегату на динаміку зміни вологості ґрунту. ....	18
3.2. Вплив схеми і режиму руху жниварно – луцильного агрегату на якісні показники його роботи. ....	19
3.3. Експлуатаційно – технологічна оцінка роботи жниварно – луцильного агрегату. ....	25
3.4. Вплив параметрів з'єднання модулів МЕЗ на стійкість транспортного переміщення блоково-модульного МТА. ....	26
3.5. Оцінка керованості блоково-модульного агрегату в режимі транспортного руху. ....	30
ВИСНОВКИ. ....	33
ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ. ....	35
ДОДАТКИ. ....	36

## ВСТУП

Як показує узагальнення практичного досвіду, в природно - кліматичних умовах нашої країни чільне місце в найближчому майбутньому займатиме роздільний спосіб збирання зернових колосових культур, здійснюваний за допомогою валкових жниварок.

З метою суттєвого зменшення втрат вологи агротехнічним фоном, одночасно зі скошуванням рослин у валки слід здійснювати принаймні мілке розпушення ґрунту у міжвалковому просторі. Основним технічним засобом, призначеним для практичної реалізації таких технологічних операцій, слід розглядати комбінований агрегат у складі трактора, навісної валкової жниварки і навісного ґрунтообробного знаряддя. Енергетичний засіб при цьому повинен мати високі технологічні властивості, що обумовлюється наявністю у нього переднього і заднього навісних механізмів, переднього і заднього валів відбору потужності, а також реверсивного посту керування та/або реверсивної трансмісії. Повністю таким вимогам відповідають орно-просапні трактори серії ХТЗ-121/160. Використання їх технологічних властивостей для розв'язання задачі скошування зернових у валки з одночасним лушенням міжвалкового простору і є **провідною ідеєю** даної роботи.

Перспективи підвищення продуктивності праці, зменшення питомих витрат палива тощо машинно-тракторними агрегатами на основі тракторів тягової концепції практично вичерпані. Розв'язати цю проблему можна лише шляхом реалізації тягово-енергетичної концепції розвитку енергетичних засобів на основі блоково - модульної їх побудови. Теоретичні та практичні аспекти використання МЕЗ в технологічних варіантах розроблені. За результатами досліджень обґрунтовано конструктивно-технологічні схеми блоково-модульних МТА. Встановлено, що для забезпечення задовільної керованості і стійкості руху, а також повороткості блоково-модульних машинно-тракторних агрегатів у горизонтальній площині технологічний модуль МЕЗ на гоні повинен бути нерухомим, а поворотній смузі - рухомим відносно енергетичного. Відносна нерухомість ЕМ і ТМ на робочому гоні забезпечується автоматичним блокуванням вертикального шарніру останнього. Проте, таке конструктивне рішення з одного боку - забезпечує стійкість і керованість руху блоково-модульних МТА, а з другого – породжує низку недоліків.

Наявність нерозв'язаних питань створює передумови для проведення досліджень, метою яких є розробка рекомендацій з підвищення стійкості та керованості транспортного руху блоково-модульного МТА шляхом обґрунтування схеми і параметрів з'єднання технологічного модуля МЕЗ з енергетичним у горизонтальній площині.

В основу досягнення поставленої мети покладено перевірку сформульованої нами **робочої гіпотези**, суть якої полягає в наступному: правильний вибір ступеню демпфірування системи з'єднання технологічного модуля МЕЗ з енергетичним у горизонтальній площині дозволить забезпечити задовільну стійкість і керованість руху блоково - модульного МТА.

## 1 ПРОГРАМА ДОСЛІДЖЕНЬ

- 1.1. Дослідження впливу схеми та режимів роботи жниварно – луцильного агрегату на експлуатаційно – технологічні і якісні показники його роботи.
- 1.2. Теоретичний аналіз стійкості та керованості транспортного руху навісного МТА на основі модульного енергетичного засобу

## 2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

**2.1.** Програма експериментальних досліджень жниварно - луцильного МТА включала лабораторно – польові та експлуатаційні його випробування.

Під час проведення експериментів передбачалось:

- дослідження впливу подрібнення стерні с.-г. культури та швидкості руху жниварно - луцильного МТА на динаміку зміни вологості ґрунту;
- визначення впливу конструктивної схеми та режиму роботи жниварно – луцильного агрегату на керованість його руху та якісні показники роботи;
- проведення експлуатаційно–технологічної оцінки роботи агрегату.

Дослідження впливу подрібнення стерні сільськогосподарської культури у міжвалковому просторі та швидкості руху жниварно - луцильного агрегату на динаміку зміни вологості ґрунту здійснювали шляхом вимірювання цього показника в шарі 0...15 см кожного третього дня. Спостереження вели на двох ділянках: злуценій і не злуценій з чотирикратною повторністю.

На тій ділянці, де здійснювалося подрібнення (луцення) стерні с.-г. культури, дослідний агрегат рухався на двох передачах, одна із яких дозволяла реалізувати максимально можливий швидкісний режим. Саме варіацією швидкості руху передбачалося змінювати глибину обробки ґрунту дисковою бороною аби в подальшому визначити вплив цього параметру на динаміку вологості ґрунтового середовища. На порівняльній ділянці подрібнення ґрунту у між валковому просторі не здійснювалося.

Для визначення впливу конструктивної схеми та режиму роботи жниварно – луцильного агрегату на керованість його руху та якісні показники роботи поле розбивали на дослідні ділянки, довжиною не менше 250 м кожна. МТА здійснював робочий хід (туди й назад) з максимально-можливою швидкістю. Ґрунтообробне знаряддя приєднувалося до трактора при цьому за схемами, описаними на початку даного параграфу.

Експлуатаційно – технологічні випробування жниварно - луцильного агрегату здійснювали у відповідності з методикою ГОСТ 24055 – 88. За агрегатом впродовж трьох контрольних змін вели хронометражні спостереження. МТА рухався на одній і тій же передачі.

Під час проведення лабораторно – польових досліджень жниварно - луцильного агрегату на аналогово-цифровий перетворювач (АЦП) синхронно реєструвались:

- кут повороту керованих коліс трактора ( $\alpha$ );
- курсовий кут трактора ( $\varphi$ );
- оберти колеса переднього мосту ( $n_k$ ).

Крім того, без запису на аналогово-цифровий перетворювач визначали:

- вологість ґрунту в шарі 0...15 см;
- щільність ґрунту в шарі 0...15 см;
- час проходження агрегатом залікової ділянки;
- погодинні витрати палива;
- робочу ширину захвату жнивварно – лушчильного агрегату;
- ширину валка;
- прямолінійність валка;
- висоту стерні;
- глибину обробітку ґрунту у міжвалковому просторі;
- ширину задискованої смуги ґрунту у міжвалковому просторі;
- ширину не задискованої смуги, на якій розташований валок;
- засміченість бункерного зернового вороху часточками ґрунту;

При проведенні експлуатаційно – технологічної оцінки жнивварко – лушчильного агрегату реєстрували наступні показники:

- вологість і щільність ґрунту;
- характеристику агрофону (урожайність збираємої с.-г. культури, природні втрати зерном, забур'яненість посівів тощо);
- поелементні витрати часу агрегатом під час його роботи;
- розмір обробленої площі;
- кількість витраченого палива;
- робочу ширину захвату збирального МТА;
- швидкість робочого руху агрегату.

Реєстрацію кута повороту керованих коліс трактора ХТЗ-121 [1] здійснювали з допомогою одного змінного опору типу СП-3А, який має номінал 470 Ом і характеризується лінійною характеристикою. Резистор встановлювали на шворні лівого переднього колеса вказаного енергетичного засобу (рис.2.1).



Рис. 2.1 – Установка датчика СП-3А

Тарировку змінного опору СП-3А здійснювали за допомогою спеціально розробленої кутової шкали – показчика (рис.2.2), ціна кожної поділки якої становила  $1,7 \cdot 10^{-2}$  рад. ( $1^\circ$ ). Діапазон зміни кута  $\alpha$  становив  $0 \pm 0,1$  рад. ( $6^\circ$ ).

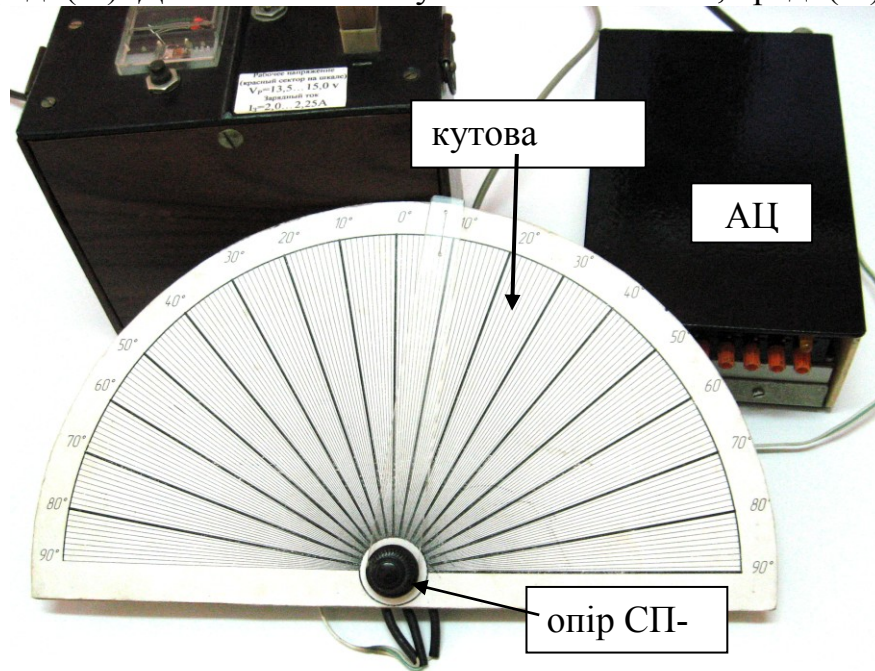


Рис. 2.2 – Тарировка змінного опору СП-3А

Для реєстрації курсового кута жниварно – луцильного агрегату застосовували гіроскопічний півкомпас ГПК-52, який розташовували в зоні поздовжньої координати центру мас трактора ХТЗ-121 (рис.2.3).

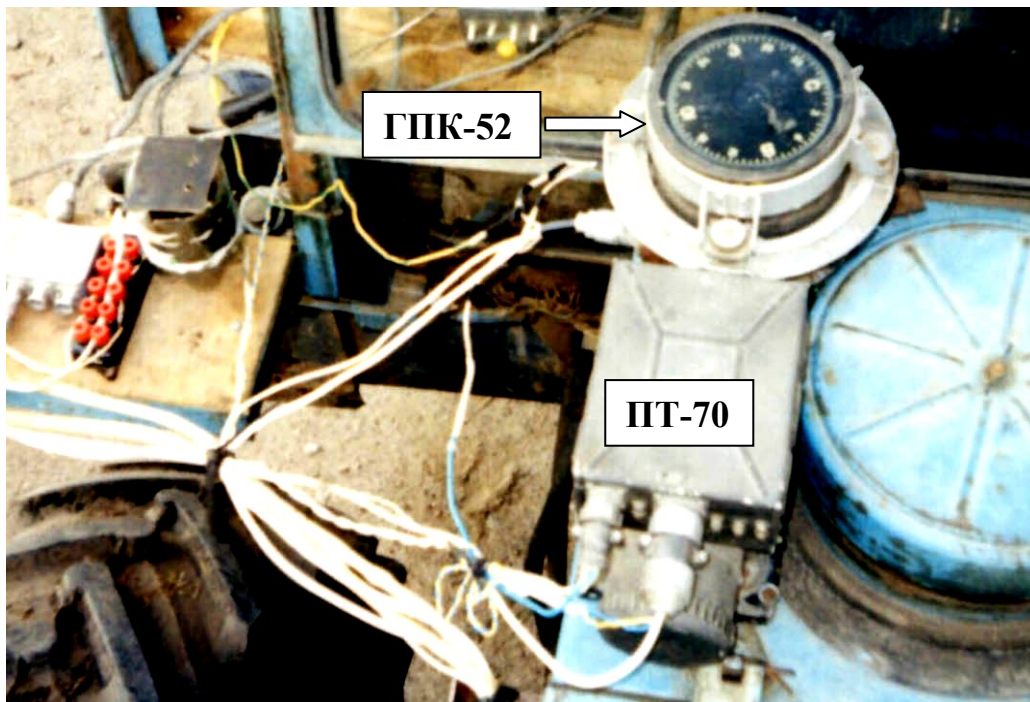


Рис.2.3 – Установка гіропівкомпасу ГПК-52 на тракторі ХТЗ-121

Змінний струм напругою 36В і частотою 400 Гц, необхідний для роботи ГПК-52, вироблявся спеціальним перетворювачем ПТ-70 (рис.2.4).



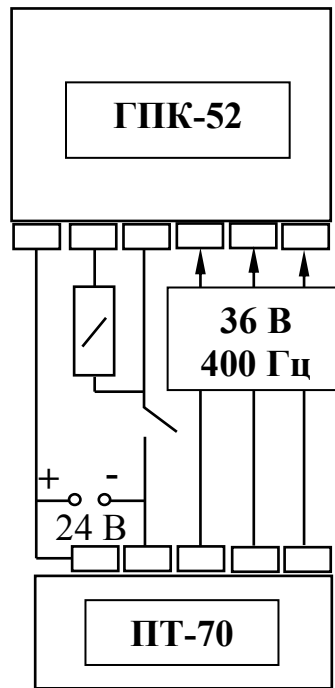


Рис.2.4 – Схема з'єднання гіропівкомпасу ГПК-52 з перетворювачем ПТ-70

Гіропівкомпас ГПК-52 має власний пульт розвороту шкали. Тому, орієнтуючи рухому його частину у заданому кутовому напрямку, здійснювали тарировку всього навігаційного обладнання. Діапазон тарировки:  $0 \pm 0,1$  рад. ( $0-6^{\circ}$ ).

Процеси тарировки кутів  $\alpha$  і  $\varphi$  реалізовували наступним чином. За допомогою спеціально розробленої програми через АЦП на комп'ютері фіксували дві точки. Перша – це максимально позитивна значина ( $\pm 6^{\circ}$ ), а друга – максимально відємна ( $-6^{\circ}$ ) (рис.2.5).

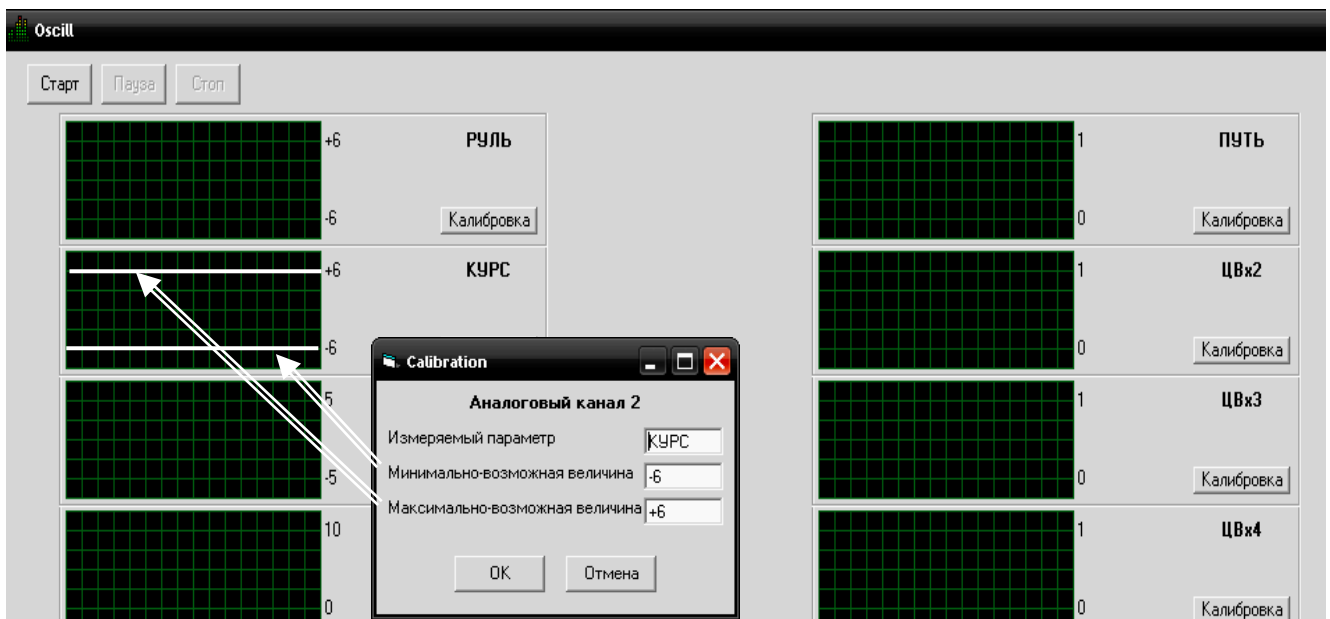


Рис.2.5 – Вигляд екрану комп'ютера під час проведення тарировки гіропівкомпасу ГПК-52 (курсний кут  $\varphi$ )

Під час проведення експериментальних досліджень ці вимірювані кутові величини ( $\alpha$  і  $\varphi$ ) відображались на екрані і одночасно оцифровувались та фіксувались в пам'яті ЕОМ в межах прийнятого діапазону, тобто  $\pm 6^\circ$ .

Оберти колеса переданого мосту трактора ХТЗ-121 реєстрували з допомогою кінцевого ртутного амальгамованого струмознімача ТРАК-4 з вмонтованим в ньому індукційним датчиком обертів.

Електричний сигнал від ТРАК-4 поступав на імпульсний канал аналогово-цифрового перетворювача. Програмою фіксувався час між кожними двома суміжними імпульсами ( $t_{ic}$ , с). При цьому вважали, що кожним 3 суміжним імпульсам відповідає один оберт ведучого колеса трактора ХТЗ-121.

Для реєстрації кута повороту керованих коліс трактора ( $\alpha$ ), його курсового кута ( $\varphi$ ) і числа обертів ведучих коліс ( $n_k$ ) на ЕОМ використовували вимірювально-реєстраційний комплекс, основу якого складав АЦП (рис.2.6).

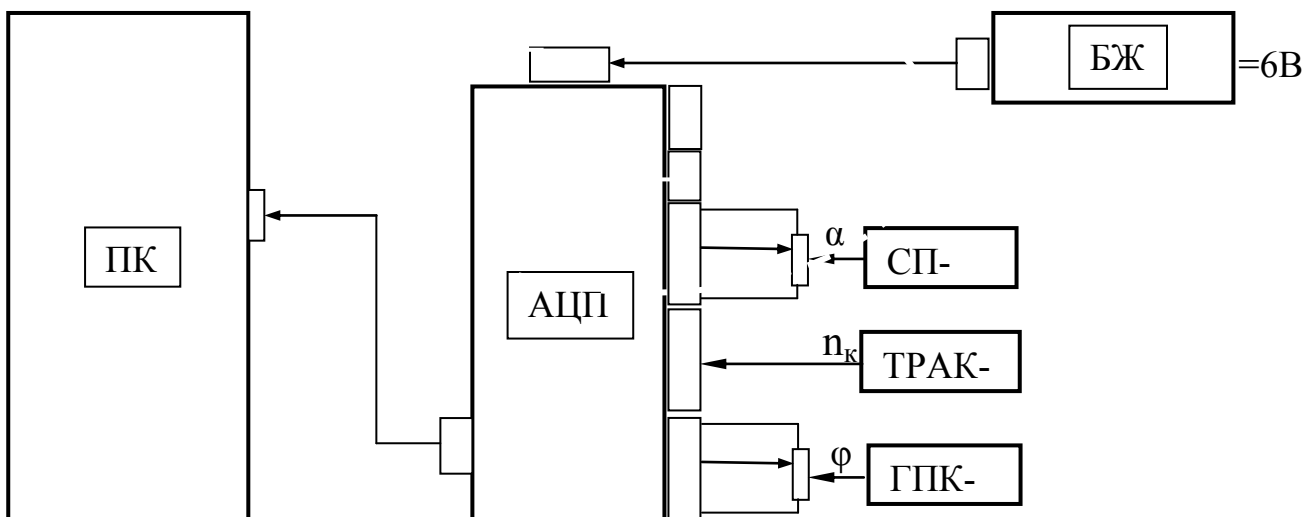


Рис.2.6 – Блок - схема вимірювально – реєстраційного комплексу:

ПК – комп'ютер; АЦП- аналогово - цифровий перетворювач; БЖ- блок живлення; СП-3А – змінний опір 470 Ом; ГПК -52 – гіропівкомпас ГПК; ТРАК-4 – ртутно-амальгамований струмознімач;  $\alpha$  – кут повороту керованих коліс трактора;  $\varphi$  – курсовий кут трактора;  $n_k$  – оберти ведучого колеса енергетичного засобу.

Через нього усі три вимірюваних параметри з допомогою спеціально розробленого програмного середовища одночасно реєструвались на ЕОМ у вигляді цифрового масиву.

Вологість ґрунту визначали методом гарячого висушування згідно з методикою, викладеною у ГОСТ 28268-89.

Для вимірювання щільності ґрунту використовували прилад, який побудований на основі принципу «різального циліндру».

Глибину обробітку ґрунту у між валковому просторі реєстрували спеціально виготовленим глибиноміром.

Погодинні витрати палива вимірювали з допомогою двох витратомірів ИП-151 (рис.2.7). Один із них фіксував подачу палива до паливного насосу, а другий – кількість повернутого палива у паливний бак.

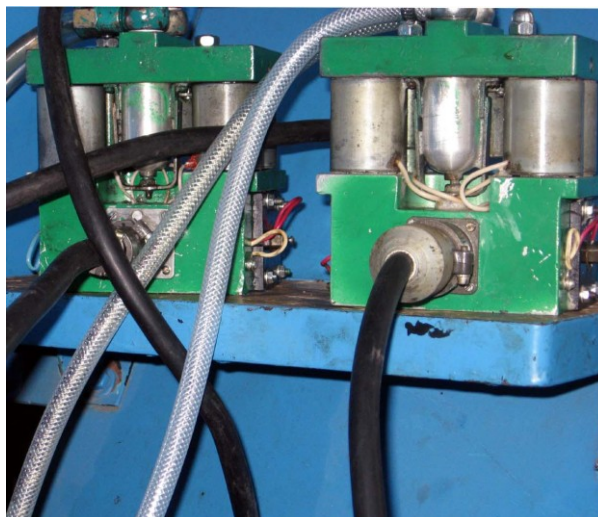


Рис.2.7 – Установка витратомірів палива на тракторі ХТЗ-121

Кожен із приладів ИП-151 був підключений до власного лічильника марки СБ-100М (рис.2.8). Під час робочого руху оператор, одночасно з подачею на них живлення (постійний струм напругою 12 В), вмикав секундомір, яким фіксував тривалість кожного досліду.



Рис.2.8 – Лічильники імпульсів СБ-100 М

Висоту стерні вимірювали лінійкою. Кількість вимірювань – 100, крок замірів – 0,2 м. Такої ж методики притримувались і при визначенні ширини задискованої та незадискованої смуг ґрунту у міжвалковому просторі, а також ширини валка. Для вимірювання цих параметрів використовували рулетку 5m-ЗФТ.

Для визначення робочої ширини захвату жниварно – луцильного МТА перед його проходом від стінки стеблестою на певній заданій відстані Н (в процесі

лабораторно – польових досліджень  $H$  дорівнювало 1 м) з кроком 1 м встановлювали 30 кілочків. Після походу агрегату рулеткою вимірювали відстань ( $C_i$ ) від кожного кілочка до нової стінки стеблестою (рис.2.9).

Робочу ширину захвату жниварно - луцильного МТА ( $V_p$ ) розраховували за формулою:

$$V_p = C_i - H$$

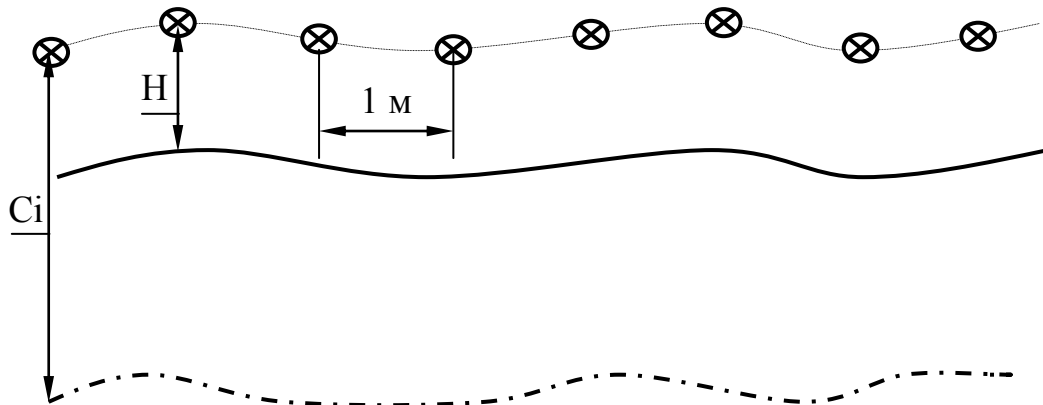


Рис.2.9 – Схема визначення робочої ширини захвату валкового МТА:

- - стінка стеблестою після попереднього проходу агрегату;
- · - · - · - стінка стеблестою після останнього проходу агрегату;
- ⊗ - кілочки.

Реєстрацію параметрів, необхідних для визначення експлуатаційно – технологічних і агротехнічних показників збиральних агрегатів здійснювали з використанням обладнання, рекомендованого ГОСТ 24055 – 88.

Отримані в процесі лабораторно – польових досліджень реалізації кутів  $\alpha$  і  $\varphi$  у вигляді оцифрованих даних переносили в програмне середовище Microsoft Excel. Потім для кожного із масивів з урахуванням заданого рівня довірчої ймовірності розраховували наступні статистичні характеристики:

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

За окремою програмою розраховували нормовану взаємну кореляційну функцію між курсовим кутом МТА та кутом повороту керованих коліс трактора, із аналізу якої встановлювали рівень кореляційної зв'язку та фазового зсуву між параметрами  $\alpha$  і  $\varphi$ .

Дійсну швидкість руху жниварно - луцильного агрегату ( $V_p$ ) знаходили із виразу:

$$V_p = \omega_k \cdot R_k,$$

де  $\omega_k$ ,  $R_k$  – кутова швидкість обертання ( $c^{-1}$ ) та радіус кочення (м) ведучого колеса трактора відповідно;

Радіус кочення ведучого колеса трактора визначали так. На шину наносили кольорову позначку, яка залишала слід на поверхні шляху. Після проходу енергетичного засобу рулеткою заміряли відстань ( $S_k$ ) між першим та  $N$ -м слідами позначки. Шуканий параметр розраховували за формулою:

$$R_k = \frac{S_k}{2 \cdot \pi \cdot (N - 1)}$$

Кутову швидкість обертання ведучого колеса знаходили із відомого виразу:

$$\omega_k = \pi \cdot n_k / 30$$

В свою чергу, параметр  $n_k$  визначали так:

$$n_k = \frac{N_{ic} - 1}{2 \cdot t_{ic}},$$

де  $N_{ic}$  – загальне прийняте до аналізу число імпульсів, отриманих від датчика обертів ведучого колеса трактора.

З урахуванням цього остаточно отримували вираз, який використовували для розрахунку дійсної (робочої) швидкості руху жниварно – луцильного МТА:

$$V_p = \frac{S_k \cdot N_{ic} - 1}{120 \cdot t_{ic} \cdot (N - 1)} \quad (2.1)$$

Дійсну швидкість робочого ходу жниварно – луцильного агрегату ( $V_{рд}$ ), розраховану за формулою  $V_{рд} = 100/t$ , порівнювали з тією значиною цього параметра, яку встановлювали із залежності (2.1), і на основі цього оцінювали похибку при визначенні величини  $V_p$ .

Під час проведення лабораторно - польових досліджень за аналогічною методикою визначали швидкість руху ( $V_x$ ) та оберти ведучого колеса ( $n_x$ ) трактора при здійсненні агрегатом холостого проходу на тій же передачі, що й при виконанні ним технологічного процесу. Отримані дані використовували для розрахунку буксування рушіїв трактора під час його роботи у складі жниварно - луцильного агрегату:

$$\delta = 1 - \frac{n_x}{n_k} \cdot \frac{V_p}{V_x}$$

Погодинні витрати палива жниварно – луцильним агрегатом ( $G_p$ , кг/год.) розраховували, використовуючи наступний вираз:

$$G_p = 3,6 \cdot \frac{(n_{вх} - n_{вих}) \cdot g_o \cdot \rho_p}{t},$$

де  $n_{вх}$  - кількість імпульсів лічильника СБ-100М, який фіксував подачу палива до паливного насосу;  
 $n_{вих}$  - кількість імпульсів лічильника СБ-100М, який фіксував подачу палива до паливного бака;

$g_0$  – об'єм одного імпульсу витратоміра палива ИП-151,  $\text{см}^3$ ;  
 $\rho_n$  – щільність палива,  $\text{г}/\text{см}^3$ ;  
 $t$  - тривалість дослідження, с.

Для реалізацій таких параметрів, як ширина валка, висота стерні, глибина обробітку ґрунту у міжвалковому просторі, ширина задискованої смуги ґрунту у міжвалковому просторі, ширина не задискованої смуги, на якій розташований валок розраховували наступні статистичні характеристики:

- середню значину;
- середнє квадратичне відхилення (стандарт);
- дисперсію;
- коефіцієнт варіації;
- похибку вибіркової середньої;
- довірчий інтервал.

Для визначення прямолінійності валка паралельно його поздовжньої осі на заданій відстані від неї (2 м) відкладали пряму лінію, довжиною 100 м. Через кожен метр лінійкою заміряли відстань від прямої лінії до середини валка (рис.2.10).

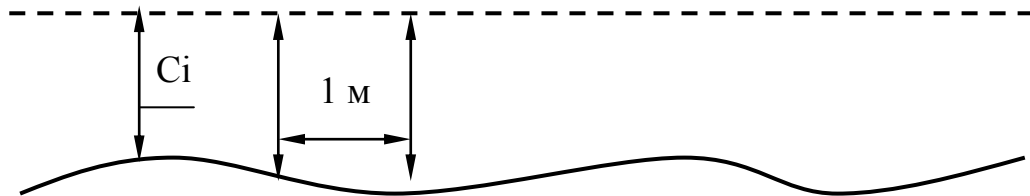


Рис.2.10 – Схема оцінювання прямолінійності валка:  
 - - - - - базова пряма лінія; ——— - середина валка.

Отриманий масив даних обробляли на ЕОМ і розраховували перераховані вище статистичні характеристики, а також нормовані кореляційну функцію та спектральну щільність. З допомогою першої оцінювали довжину кореляційного шляху, а з допомогою другої - розподіл дисперсії (енергії) коливань траєкторії валка по частотах.

Засміченість зерна в бункері частинками ґрунту визначали згідно з методикою, викладеною у ГОСТ 28419-97 «Зерно. Метод определения сорной и зерновой примесей».

Для визначення поелементних витрат часу зміни роботи жниварно – луцільного агрегату використовували формули, викладені в ГОСТ 24055 – 88.

**2.2.** Теоретичні дослідження функціонування такої динамічної системи, як блоково-модульний агрегат, здійснюватимемо з допомогою амплітудних (АЧХ) і фазових (ФЧХ) частотних характеристик. Для їх розрахунку необхідно мати відповідні передаточні функції.

Під час оцінювання керованості руху блоково-модульного МТА розглядатимемо передаточну функцію  $[W_1(p)]$  по керуючому впливу відносно курсового кута енергетичного модуля МЕЗ:

$$W_1(p) = D_1/D_0$$

Стійкість руху досліджуваного агрегату будемо оцінювати з допомогою передаточних функцій по збурювальному впливу відносно як курсового кута ЕМ  $[W_2(p)]$ , так і відносно кута повороту ТМ  $[W_3(p)]$ :

$$W_2(p) = D_2/D_0; \quad W_3(p) = D_3/D_0$$

У вказаних передаточних функціях  $D_0 \dots D_3$  – визначники системи диференціальних рівнянь математичної моделі МТА:

$$D_0 = \begin{vmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & 0 \\ K_{31} & 0 & K_{33} \end{vmatrix};$$

$$D_1 = \begin{vmatrix} K_{11} & F_{11} & K_{13} \\ K_{21} & F_{21} & K_{23} \\ K_{31} & F_{31} & K_{33} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} K_{11} & F_{11} & K_{13} \\ K_{21} & F_{21} & 0 \\ K_{31} & 0 & K_{33} \end{vmatrix};$$

$$D_2 = \begin{vmatrix} K_{11} & 0 & K_{13} \\ K_{21} & 0 & 0 \\ K_{31} & 1 & K_{33} \end{vmatrix};$$

$$D_3 = \begin{vmatrix} K_{11} & K_{12} & 0 \\ K_{21} & K_{22} & 0 \\ K_{31} & 0 & 1 \end{vmatrix}$$

В загальному вигляді передаточна функція представляє собою многочлен наступного виду:

$$W(p) = \frac{b_m \cdot p^m + b_{m-1} \cdot p^{m-1} + \dots + b_1 \cdot p + b_0}{a_n \cdot p^n + a_{n-1} \cdot p^{n-1} + \dots + a_1 \cdot p + a_0}, \quad (2.2)$$

де  $b_m, a_n$  - коефіцієнти чисельника і знаменника передаточної функції, які визначаються конструктивними та кінематичними параметрами динамічної системи;

$m, n$  - показники ступенів рівнянь чисельника і знаменника відповідно.

Підставивши в (2.2) замість оператора  $p$  величину  $i \cdot \omega$  (де  $i = \sqrt{-1}$ , а  $\omega$  - частота вхідного впливу), після перетворень отримуємо:

$$W(i\omega) = \frac{M + i \cdot N}{M_1 + i \cdot N_1},$$

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

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

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

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

В такому представленні передаточна функція представляє собою суму дійсної  $[U(\omega)]$  і уявної  $[V(\omega)]$  частотних характеристик динамічної системи. А саме:

$$W(i\omega) = U(\omega) + i \cdot V(\omega)$$

Вказані дійсна та уявна частини з урахуванням (2.14) є такими:

$$U(\omega) = M \cdot M_1 + N \cdot N_1 / (M_1^2 + N_1^2) = \text{Re};$$

$$V(\omega) = M_1 \cdot N - M \cdot N_1 / (M_1^2 + N_1^2) = \text{Im}.$$

Визначивши  $\text{Re}$  і  $\text{Im}$ , можна розрахувати АЧХ із наступного виразу:

$$A(\omega) = [U(\omega)^2 + V(\omega)^2]^{1/2}$$

Розрахунок фазових частотних характеристик  $\Phi(\omega)$  здійснювали за алгоритмом, який враховував значини  $\text{Re}$  та  $\text{Im}$  (рис.2.11).

В нашому випадку коефіцієнти чисельника ( $b_m$ ) виразу (2.2) знаходяться із визначників  $D_1, D_2$  і  $D_3$ . Натомість, коефіцієнти знаменника ( $a_n$ ) – із головного визначника системи -  $D_0$ .

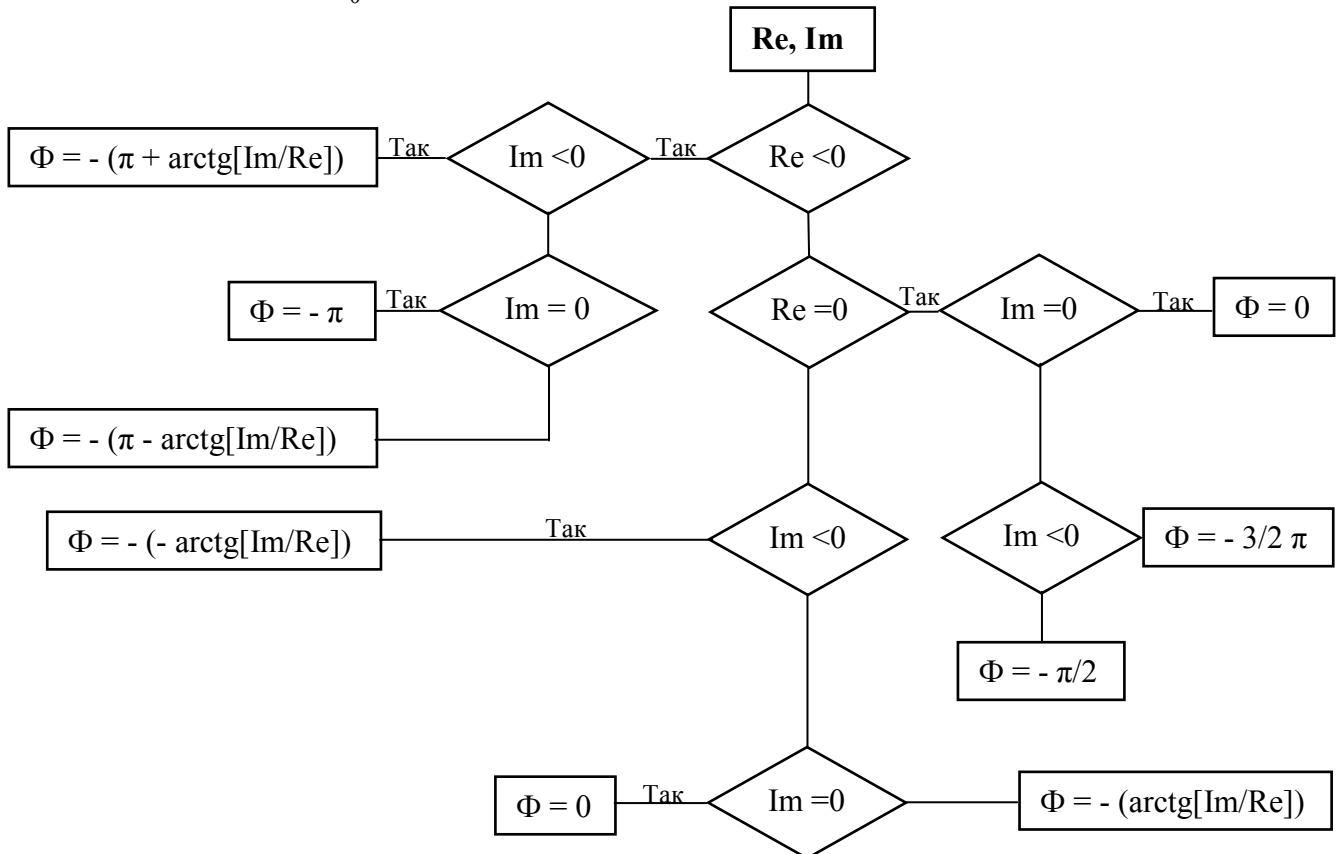


Рис.2.11 – Блок-схема розрахунку ФЧХ

Головний визначник системи  $D_0$  має такий вид:

$$D_0 = p \cdot (a_6 \cdot p^5 + a_5 \cdot p^4 + a_4 \cdot p^3 + a_3 \cdot p^2 + a_2 \cdot p + a_1),$$

де  $a_6 = A_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{31}$ ;

$$a_5 = A_{12} \cdot A_{21} \cdot A_{31} + A_{11} \cdot A_{31} \cdot A_{23} + A_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{35};$$

$$a_4 = A_{11} \cdot A_{31} \cdot A_{24} + A_{12} \cdot A_{23} \cdot A_{31} - A_{13} \cdot A_{22} \cdot A_{31} + A_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{36} + A_{12} \cdot A_{21} \cdot A_{35} - A_{21} \cdot A_{32} \cdot A_{15} + A_{11} \cdot A_{23} \cdot A_{35};$$

$$a_3 = A_{12} \cdot A_{31} \cdot A_{24} - A_{22} \cdot A_{31} \cdot A_{14} + A_{12} \cdot A_{21} \cdot A_{36} + A_{11} \cdot A_{23} \cdot A_{36} - A_{21} \cdot A_{32} \cdot A_{16} + A_{11} \cdot A_{24} \cdot A_{35} + A_{12} \cdot A_{23} \cdot A_{35} - A_{13} \cdot A_{22} \cdot A_{35} - A_{23} \cdot A_{32} \cdot A_{15};$$

$$a_2 = A_{11} \cdot A_{24} \cdot A_{36} + A_{12} \cdot A_{23} \cdot A_{36} + A_{12} \cdot A_{24} \cdot A_{35} - A_{13} \cdot A_{22} \cdot A_{36} - A_{22} \cdot A_{14} \cdot A_{35} - A_{23} \cdot A_{32} \cdot A_{16} - A_{32} \cdot A_{15} \cdot A_{24};$$

$$a_1 = A_{12} \cdot A_{24} \cdot A_{36} - A_{22} \cdot A_{14} \cdot A_{36} - A_{32} \cdot A_{24} \cdot A_{16}.$$



Визначник  $D_1$  знаходиться із наступного виразу:

$$D_1 = p \cdot (b_4 \cdot p^3 + b_3 \cdot p^2 + b_2 \cdot p + b_1),$$

де  $b_4 = A_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{31};$

$$b_3 = A_{12} \cdot A_{31} \cdot B_{21} - A_{22} \cdot A_{31} \cdot B_{11} + A_{11} \cdot A_{35} \cdot B_{21};$$

$$b_2 = A_{11} \cdot A_{36} \cdot B_{21} + A_{12} \cdot A_{35} \cdot B_{21} - A_{22} \cdot A_{35} \cdot B_{11} - A_{22} \cdot A_{15} \cdot B_{21};$$

$$b_1 = A_{12} \cdot A_{36} \cdot B_{21} - A_{22} \cdot A_{36} \cdot B_{11} - A_{32} \cdot A_{16} \cdot B_{21}.$$

З урахуванням вищевикладеного, передаточна функція по керуючому впливу відносно курсового кута енергетичного модуля МЕЗ має такий вид:

$$W_1(p) = \frac{D_1}{D_0} = \frac{b_4 \cdot p^3 + b_3 \cdot p^2 + b_2 \cdot p + b_1}{a_6 \cdot p^4 + a_5 \cdot p^3 + a_4 \cdot p^2 + a_3 \cdot p + a_2}$$

Визначник  $D_2$ , який відображає вплив збурення у вигляді розворотного моменту  $M_0$  на курсовий кут енергетичного модуля МЕЗ, є значно простішим:

$$D_2 = p \cdot (b_2 \cdot p + b_1)$$

де  $b_2 = A_{15} \cdot A_{22};$

$$b_1 = A_{16} \cdot A_{22}.$$

Простішою при цьому є і відповідна передаточна функція:

$$W_2(p) = \frac{D_2}{D_0} = \frac{b_2 \cdot p + b_1}{a_6 \cdot p^4 + a_5 \cdot p^3 + a_4 \cdot p^2 + a_3 \cdot p + a_2}$$

І, нарешті, визначник  $D_3$ , який відтворює вплив моменту  $M_0$  на кут повороту технологічного модуля МЕЗ:

$$D_3 = p \cdot (b_4 \cdot p^3 + b_3 \cdot p^2 + b_2 \cdot p + b_1)$$

де  $b_4 = A_{11} \cdot A_{21};$

$$b_3 = A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{23};$$

$$b_2 = A_{11} \cdot A_{24} + A_{12} \cdot A_{23} - A_{13} \cdot A_{22};$$

$$b_1 = A_{12} \cdot A_{24} - A_{22} \cdot A_{14}.$$

Передаточна функція при цьому є такою:

$$W_3(p) = \frac{D_3}{D_0} = \frac{b_4 \cdot p^3 + b_3 \cdot p^2 + b_2 \cdot p + b_1}{a_6 \cdot p^4 + a_5 \cdot p^3 + a_4 \cdot p^2 + a_3 \cdot p + a_2} \quad (2.19)$$

АЧХ і ФЧХ, отримані з передаточної функції  $W_1(p)$ , характеризують керуваність руху блоково-модульного МТА. В робочому діапазоні частот коливань вхідного впливу бажані амплітудно-частотні характеристики повинні дорівнювати  $\mathbf{1}$ , а фазово-частотні –  $\mathbf{0}$ .

При відпрацюванні динамічною системою збурення бажані АЧХ мають дорівнювати  $\mathbf{0}$ , ФЧХ – прямувати до  $\infty$ .

Ті параметри та режими роботи дослідного МТА, які в робочому діапазоні частот коливань керуючого та збурювального вхідних впливів максимально наближають дійсні АЧХ і ФЧХ до бажаних, - є **оптимальними**.

### 3 РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 3.1. Вплив луцення міжвалкового простору та режиму руху збирального агрегату на динаміку зміни вологості ґрунту

Під час виконання технологічного процесу на контрольній ділянці дослідний агрегат рухався на двох швидкостях: 1,80 і 2,45 м/с. Більш швидкісний режим переміщення жниварно – луцильного МТА характеризується більш ретельнішим подрібнення стерні, що відповідним чином відбилось на динаміці зміни вологи в ґрунті (рис.3.1).



Рис. 3.1 – Фон міжвалкового простору після проходу жниварно - луцильного агрегату зі швидкістю 1,80 м/с (а) і 2,45 м/с (б)

Характеристика агрофону представлена в табл. 3.1.

Таблиця 3.1

Характеристика агротехнічного фону

Показник	Значина
Вологість ґрунту (%) в шарі: 0...5 см	14,2
5...10 см	22,4
10...15 см	26,6
Щільність ґрунту в шарі 0...15 см, г/см <sup>3</sup>	1,26
Урожайність пшениці, ц/га	30,8
Густота рослин, шт/м <sup>2</sup>	382
Середня значина висоти рослин, м	0,68
Вага 1000 шт. насінин, г	44
Відношення ваги зерна до ваги соломи	1:1,4
Втрати зерна від самоосипання, %	0,1
Забур'яненість посівів, г/м <sup>2</sup>	16,8

В результаті було виявлено, що з плином часу на усіх трьох дослідних ділянках вологість ґрунту поступово зменшується. Водночас, динаміка цих процесів різна. Найбільш інтенсивно волога зменшується на необробленому (незлуценому) фоні (рис.3.2, крива 3).

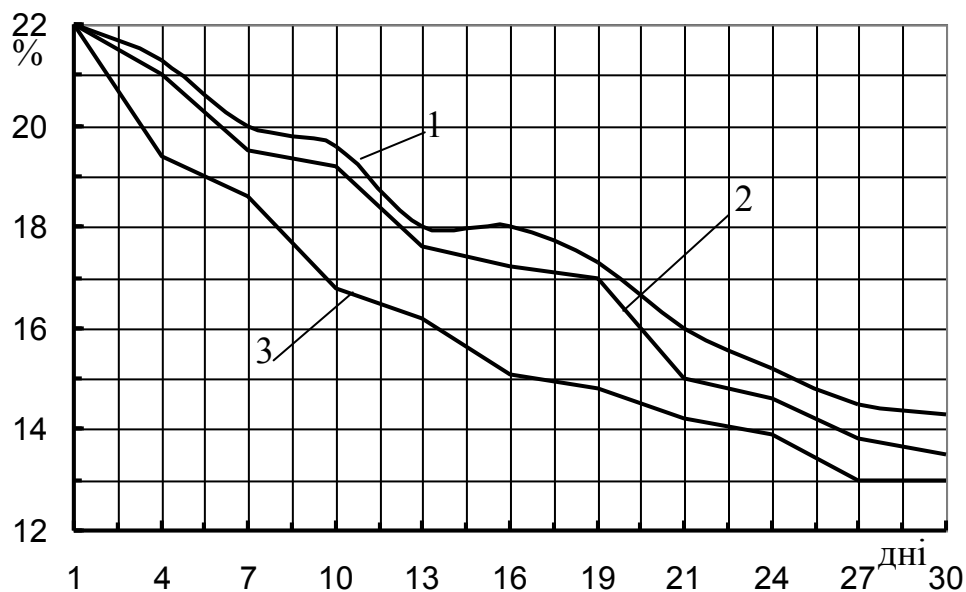


Рис. 3.2 – Динаміки зміни вологості ґрунту на злущеній (1,2) і необробленій ділянках (3):  
1 – 2,4 м/с; 2 – 1,8 м/с

На подрібнених фонах вологість ґрунту падає менш інтенсивно, що однозначно вказує на користь лущення між валкового простору одночасно зі косінням зернових колосових культур у валки.

Як уже підкреслювалося, при більшій швидкості руху жниварно - лущильного агрегату стерня збираємої культури разом із ґрунтом подрібнюється більш інтенсивно (див. рис.3.1). За рахунок цього вологість агрофону на тій ділянці, де збиральний агрегат рухався швидше, залишається постійно вищою, ніж там, де МТА переміщався повільніше. Різниця значин цього показника в абсолютному вимірюванні сягає 1% (див. рис.3.2, криві 1 і 2).

Крім цього виявлено ще одну цікаву обставину. Різниця між вологістю ґрунту в оброблених і необробленій смугах в умовах дослідів була відчутною (до 3% у абсолютних значинах) на протязі приблизно трьох тижнів. У більш пізні строки вона залишалась практично постійною.

Практично це означає, що здійснення основної обробітки ґрунту не пізніше певного строку після збирання сільськогосподарських культур з лущенням між валкового простору ( в даному випадку – це 21 день), характеризуватиметься меншими витратами енергії [1].

### 3.2. Вплив схеми і режиму руху жниварно – лущильного агрегату на якісні показники його роботи

В схемному плані жниварно - лущильний агрегат виглядав наступним чином. Згідно з результатами теоретичних досліджень трактор був налаштований на прямий хід. На передній його навісний механізм навішували валкову жниварку, а на задній - дискову борону. Останню приєднували за двома варіантами. Перший

передбачав її шарнірне, а другий – нерухоме положення в горизонтальній площині відносно поздовжньої осі трактора.

Під час проведення лабораторно – польових досліджень МТА рухався на двох передачах, які забезпечували йому швидкість переміщення 1,8 і 2,4 м/с.

Як показав аналіз експериментальних даних, зі збільшенням швидкості руху жниварно – луцильного агрегату дисперсія коливань кута повороту керованих коліс трактора збільшувалась на 8...10% (рис.3.3).

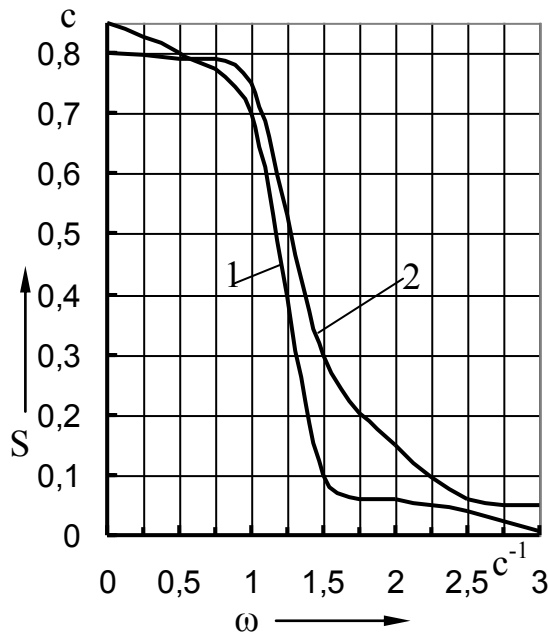


Рис. 3.3 – Нормовані спектральні щільності кута повороту керованих коліс трактора при різних швидкостях руху жниварно – луцильного агрегату:  
1- 1,8 м/с; 2 – 2,4 м/с

Причому незалежно від способу (схеми) агрегування задньонавісної дискової борони: шарнірне чи жорстке приєднання в горизонтальній площині.

Спектр коливань вхідного сигналу був при цьому також ширшим. Якщо за швидкості руху 1,8 м/с частота зрізу нормованої спектральної щільності коливань кута  $\alpha$  була  $1,5 \text{ с}^{-1}$ , то при  $V_0 = 2,4 \text{ м/с}$  вона становила  $2,5 \text{ с}^{-1}$ , тобто зростала майже в 1,7 рази (див. рис.3.3).

Такий результат можна пояснити тим, що при більшій швидкості переміщення жниварно - луцильного МТА механізатор змушений з більшою частотою впливати на кермо трактора. Інакше агрегат гірше відслідковуватиме траєкторію його попереднього проходу.

Із-за досить високих інерційних властивостей жниварно - луцильного агрегату зміна швидкості його робочого руху значно менше впливала на дисперсію і спектр коливань курсового кута трактора. Особливо при жорсткому приєднанні ґрунтообробного знаряддя у горизонтальній площині.

Такий варіант агрегування дискової борони забезпечує більш тісний кореляційний зв'язок між кутом повороту керованих коліс трактора (керуючий вплив) і його курсовим кутом. Позитивна максимальна значина нормованої кореляційної

функції взаємозв'язку цих параметрів становить 0,82. Водночас, при шарнірному приєднанні ґрунтообробного знаряддя ця оцінка сягає лише позначки 0,6, тобто на 25% менше (рис.3.4).

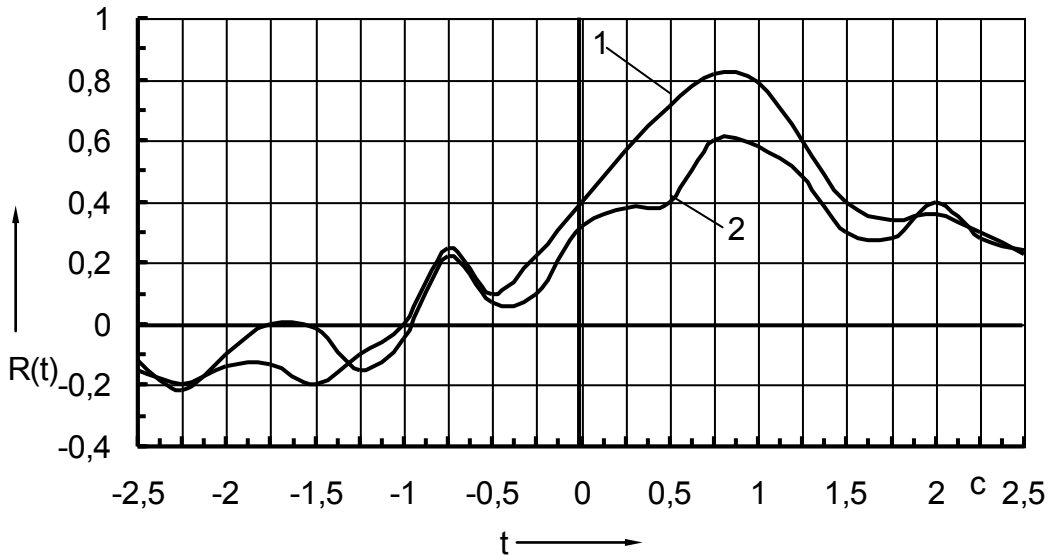


Рис. 3.4 – Взаємні кореляційні функції коливань курсового кута та кута повороту керованих коліс трактора при жорсткій (1) і шарнірній (2) схемах приєднання дискової борони

Розглянемо ще один цікавий факт. Максимуми нормованих взаємних кореляційних функцій знаходяться у першому квадранті. А це означає, що дійсним вхідним впливом розглядуваної динамічної системи є кут керованих коліс трактора ( $\alpha$ ), а вихідною величиною – його курсовий кут ( $\varphi$ ).

Натомість, якби максимальні значини функції  $R(t)$  були розташовані в другому квадранті, то тоді слід вхідним впливом приймати кут  $\varphi$ , а вихідним параметром – реакцію динамічної системи у вигляді повороту керованих коліс трактора на відповідний кут  $\alpha$  [2].

Відстань по горизонталі від максимальної значини нормованої кореляційної функції до вертикальної осі, яка проходить через точку  $R(t)=0$ , характеризує фазовий зсув, тобто значину запізнення вихідної величини на зміну вхідного параметру. В розглядуваному нами прикладі запізнення жнивально – луцильного агрегату на керуючий вплив становить приблизно 0,75...0,80 с (див. рис.3.4). При нульовому фазовому зсуві (коли  $t=0$ ) значини обох нормованих взаємних кореляційних функцій відрізняються мало.

Під час виконання технологічного процесу робоча ширина захвату жнивально – луцильного агрегату була такою, довірчий інтервал якої для статистичного рівня значущості 0,05 становив 5,76...5,85 м. Рівень варіабельності цього параметру був низьким, на що вказує відповідний коефіцієнт варіації, значина якого не перевищувала 9%.

Збиральний агрегат формував валки шириною  $1,35 \pm 0,15$  м. Коливання їх непрямолінійності мали низькочастотний (що бажано!) характер. Так, частота зрізу нормованої спектральної щільності цього процесу не перевищувала  $0,5 \text{ м}^{-1}$

(рис.3.5). При копіюванні траєкторії такого валка зі швидкістю руху жниварно – лушцильного агрегату 2,4 м/с це становить  $1,2 \text{ с}^{-1}$  (0,19 Гц). При відтворенні кривизни валка у більш повільному режимі (1,8 м/с) значина частоти зрізу ще менша. А саме:  $0,5 \cdot 1,8 = 0,9 \text{ с}^{-1}$  або 0,14 Гц.

Валки укладалися на стерню, висота якої становила  $14,8 \pm 2,3$  см. Максимум нормованої спектральної щільності коливань цього процесу зміщений в бік більш високих частот (див. рис.3.5).

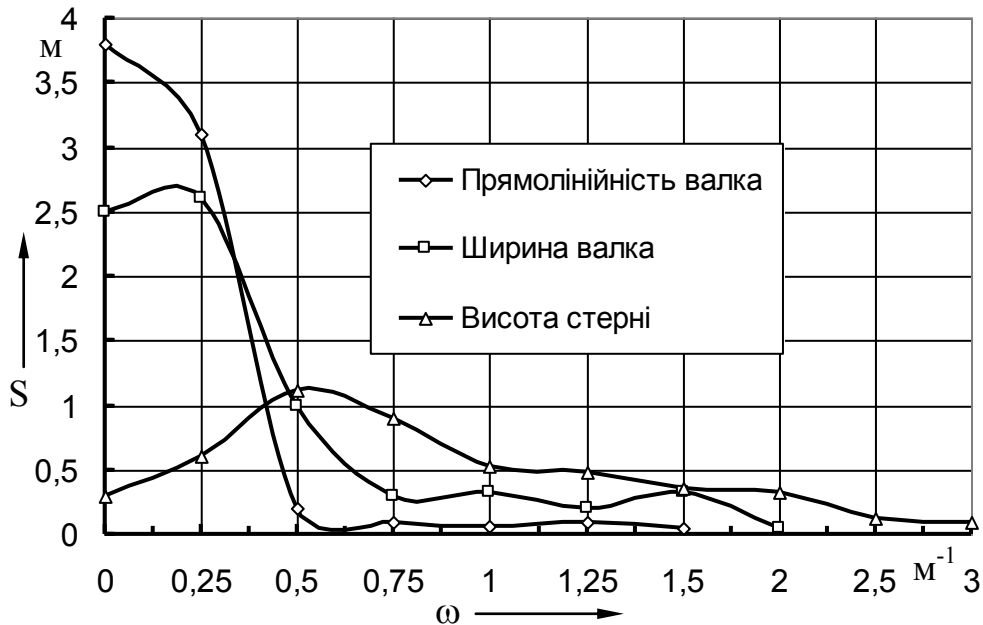


Рис. 3.5 – Нормовані спектральні щільності коливань прямолінійності і ширини валка та висоти стерні пшениці

Частота зрізу при цьому у 5 разів ( $2,5 \text{ м}^{-1}$  проти  $0,5 \text{ м}^{-1}$ ) вища, ніж у спектральної щільності коливань траєкторії валка. З урахуванням швидкості відтворення висоти стерні (1,8-2,4 м/с) це становить  $4,5\text{-}6 \text{ с}^{-1}$  або 0,71-0,96 Гц.

Отриманий результат є цілком логічним, оскільки маса (а значить і інерційні властивості) навісної жнивarki ЖВН-6Б (яка, власне, і формує фон стерні) набагато менша за масу (ті ж самі інерційні властивості) усього жниварно - лушцильного агрегату.

Внутрішня структура коливань ширини валка займає проміжне місце між проаналізованими вище двома процесами (див. рис.3.5). Так, частота зрізу для цього параметра становить  $1,25 \text{ м}^{-1}$ , а максимум нормованої спектральної щільності припадає на частоту  $\omega = 0,2 \text{ м}^{-1}$ .

Приведені на рис.3.5 частотні характеристики трьох проаналізованих процесів характеризують жниварно – лушцильний агрегат, який рухався зі швидкістю 1,8 м/с, а навісна дискова борона була жорстко приєднана до трактора у горизонтальній площині. Як показав аналіз експериментальних даних, при переміщенні агрегату зі швидкістю 2,4 м/с і шарнірному приєднанні ґрунтообробного знаряддя частотний діапазон коливань ширини і траєкторії валка та висоти стерні залишався практично тим же.

Що стосується енергії, тобто дисперсії кожного із процесів, то вони були різними. З довірчою ймовірністю 95% можна стверджувати, що нуль-гіпотеза про рівність дисперсій коливань ширини валка не відхиляється. Іншими словами, процеси коливань цього параметра для обох варіантів режиму руху жниварно – луцильного агрегату представляють одну і ту ж генеральну сукупність. Це пояснюється тим, що дійсна значина F-критерію Фішера ( $F_d = 1,12$ , табл. 3.2) менша за табличну, яка для статистичного рівня значущості 0,05 та кількості вимірювань параметра  $N=100$ , становить 1,35 [3].

Таблиця 4.2

Дисперсії коливань ширини ( $B_B$ ) і траєкторії ( $Pr_B$ ) валка та висоти стерні ( $H_{ст}$ ) при різних режимах руху жниварно – луцильного МТА

Режим роботи МТА	Дисперсія коливань, $см^2$		
	$B_B$	$H_{ст}$	$Pr_B$
$V_0 = 1,8$ м/с; жорстке приєднання борони	28,09	2,56	53,29
$V_0 = 2,4$ м/с; вільне приєднання борони	31,36	4,00	37,21
F-критерій Фішера ( $F_d$ )	1,12	1,57	1,42

З практичної точки зору такий результат вказує на індиферентність статистичних характеристик ширини валка від зміни швидкості руху агрегату (у вказаних межах) та способу приєднання в горизонтальній площині ґрунтообробного знаряддя до енергетичного засобу.

Натомість, цього не можна стверджувати стосовно статистичних характеристик двох інших параметрів: коливань траєкторії (непрямої лінійності) валка та висоти стерні. В обох випадках різниця між порівнюваними дисперсіями (див. табл. 3.2) є суттєвою. Тобто, нуль-гіпотеза про рівність цих статистичних оцінок принаймні на рівні значущості 0,05 відхиляється, оскільки дійсні значини F-критеріїв Фішера (1,57 і 1,42) більші за табличну (1,35). Звідси випливає такий висновок: шарнірне приєднання задньонавісної дискової борони і збільшення швидкості руху жниварно – луцильного агрегату призводять до погіршення якісних показників його роботи. На практиці це проявляється у вигляді збільшення дисперсії коливань висоти стерні та відхилень траєкторії валка від прямої лінії.

Глибина обробки ґрунту у міжвалковому просторі залежить лише від швидкості руху. І то лише в енергетичному (дисперсійному), а не в частотному плані. Якщо при швидкості руху жниварно – луцильного агрегату 1,8 м/с середня значина глибини розпушення агротехнічного фону (стерні) становила 7 см, то при 2,4 м/с – лише 4 см. Інша справа, що подрібнення ґрунту, як це уже підкреслювалося вище, було кращим у другому варіанті. Що стосується дисперсії коливань розглядуваного показника, то згідно F-критерію Фішера нуль-гіпотеза про їх рівність не відхиляється як на статистичному рівні значущості 0,05, так і на рівні значущості 0,01.

Конструктивна ширина використовуваного дискового знаряддя становила 3,0 м. При жорсткому його приєднанні до трактора (перший варіант) коливання в горизонтальній площині здійснює весь жниварно – луцильний агрегат. При шар-

нірному агрегуванні (другий варіант) борона взагалі має власну незалежну ступінь вільності, яка проявляється в її поворотності відносно трактора.

І в тому, і в другому варіантах дійсна робоча ширина захвату ґрунтообробного знаряддя була практично не більша за конструктивну. Проте, внутрішня структура коливань цього параметру різна (рис.3.6).

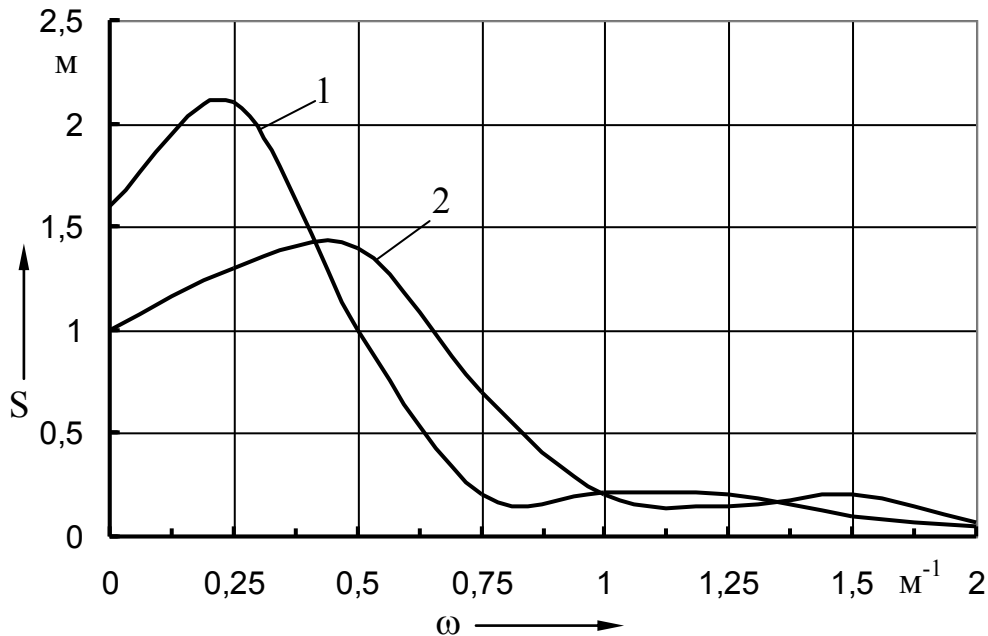


Рис. 3.6 – Нормовані спектральні щільності коливань ширини злушеної смуги стерні при жорсткому (1) та шарнірному (2) агрегуванні задньонавісної дискової борони

За практично однакової дисперсії спектр частот коливань ширини злушеної смуги стерні при шарнірному приєднанні борони ширший. У порівнянні з жорстким агрегуванням вказаного ґрунтообробного знаряддя частота зрізу нормованої спектральної щільності майже в 1,5 рази більша (1,12 м<sup>-1</sup> проти 0,75 м<sup>-1</sup>). І якщо в першому варіанті максимум оцінюваної статистичної характеристики припадає на частоту 0,2 м<sup>-1</sup>, то в другому він, зменшуючись в числовому вираженні в 1,5 рази, зміщується у бік більш високої частоти, а саме 0,4 м<sup>-1</sup>.

Нічого алогічного у отриманому результаті немає, оскільки більша частота діапазону коливань шарнірно приєданого знаряддя є природним результатом практичної реалізації ним власного (уже згадуваного вище) незалежного ступеню вільності у вигляді кута повороту у горизонтальній площині.

Оскільки ширина захвату дискового ґрунтообробного знаряддя менша за ширину міжвалкового простору, то валок укладається на незлущеній смугі так, що по обидві сторони від нього залишаються вільні простори. Ці своєрідні «захисні зони» потрібні для того, аби звести до мінімуму забруднення валка ґрунтовими грудочками, які в процесі роботи жниварно - луцильного агрегату відлітають від крайніх дисків задньонавісної борони.

В реальних умовах функціонування жниварно – луцильного агрегату ширина односторонньої не злущеної («захисної») смуги валка змінювалась в діапа-



зоні від 0,63 до 0,82 м. Як була встановлено експериментально, цього виявилось досить для того, аби унеможливити попадання ґрунтових грудочок у валок. Причому, навіть за швидкості робочого руху агрегату 2,4 м/с (тобто 8,64 км/год.).

Певна річ, в зоні незлущеної смуги (приблизно 8...10 см), яка межує зі злущеним фоном, трапляються грудочки ґрунту. Проте, під час підбирання валків вони не захоплюються пружинними пальцями підбирача. Справа в тому, що відстань між сподом валка, який знаходиться на стерні, і поверхнею поля як правило більша за діаметр грудочок ґрунту, розташованих на незлущеній смузі. Висота ж установки підбирача валків приймалася такою, щоб його пальці не зачіпали поверхні поля, а лише підіймали чистий валок.

Підтвердженням цьому була відсутність часточок ґрунту в зерні бункера комбайну під час підбирання ним валків, сформованих дослідним жниварно – лушцильним агрегатом.

### 3.3. Експлуатаційно – технологічна оцінка роботи жниварно – лушцильного агрегату

Для проведення експлуатаційно – технологічних випробувань жниварно – лушцильний агрегат був налаштований у відповідності до розроблених рекомендацій. МТА працював на скошуванні озимої пшениці у валки в Науково-дослідному центрі ТДАТУ (Запорізька обл., Мелітопольський р-н, с. Лазурне). Характеристики агрофону представлено у табл.3.1.

Одночасно з дослідним працювали два базових агрегати. Перший із них включав комбайн СК-«Нива» з навісною жниваркою ЖВН-6.

Другий МТА здійснював лущення стерні. До його складу входив колісний трактор Т-150К та дискова борона БДТ-7.

Як показали результати досліджень, змінна продуктивність жниварно - лушцильного та базового валкового агрегатів виявилася однаковою (табл.3.3).

Натомість, питомі витрати палива у дослідного агрегату були на 10,4% меншими. Можливо із-за більш повного завантаження двигуна трактора ХТЗ-121, який, крім валкової жниварки, агрегувався ще й ґрунтообробним знаряддям - дисковою бороною. Дійсний стан цього питання був таким. Під час виконання технологічного процесу по годинні витрати палива вказаним енергетичним засобом становили 21,1 кг/год. При максимальній значині цього параметра на рівні 25 кг/год. це відповідало завантаженню двигуна трактора ХТЗ-121 на рівні 84%. Буксування його рушіїв не перевищувало 7% [2].

Експлуатаційно – технологічні і якісні показники роботи жниварно – лушцильного та базового валкового агрегатів те ж приблизно однакові (див. табл.3.3).

Водночас, якщо технологічні операції скошування пшениці у валки і лушення її стерні в новому варіанті виконувались одночасно одним агрегатом, то у базовому – двома.

## Експлуатаційно-технологічні показники роботи порівнюваних агрегатів

№ п/п	Показник	Значина для МТА		
		нового	базового	
			жниввар- ного	дискуваль- ного
1.	Умови та режим роботи:			
	- довжина гону, м	1470		
	- швидкість руху, км/год.	8,3	8,4	8,0
	- робоча ширина захвату, м	5,9	5,9	6,8
	- висота стерні, см	15	14	-
2.	Продуктивність праці 1 за годину:			
	- основного часу, га	4,9	5,0	5,4
	- змінного часу, га	3,9	3,9	4,6
	- експлуатаційного часу, га	3,8	3,75	4,4
3.	Питомі витрати палива, кг/га	4,3	4,8	4,9
4.	Експлуатаційно-технологічні показники:			
	- коефіцієнт використанні часу зміни	0,80	0,78	0,86
	- коефіцієнт використання експлуатаційного часу	0,79	0,75	0,82
	- коефіцієнт надійності технологічного процесу	0,98	0,98	0,97
	- коефіцієнт робочих ходів	0,84	0,83	0,90
5.	Агротехнічні показники: втрати зерном за жнивваркою (вільним зерном та зерном у колосі), %	0,32	0,35	-

## 3.4. Вплив параметрів з'єднання модулів МЕЗ на стійкість транспортного переміщення блоково-модульного МТА

Наближати дійсні АЧХ (і ФЧХ) до бажаних в даному випадку можна зміною коефіцієнта опору гідравлічного дроселя  $K_m$ . Як виявилось, при зміні його значини від 0 до  $10^4$  Н·м·с/рад., амплітудні і фазові частотні характеристики динамічної системи при відпрацюванні нею збурювального впливу у вигляді розворотного моменту  $M_0$  практично не змінюються. І лише при подальшому збільшенні  $K_m$  відбувається бажане зменшення АЧХ (рис.3.7). Причому, на частоті  $\omega = 10$  с<sup>-1</sup> ці характеристики мають резонансний пік, який повністю зникає при  $K_m = 10^6$  Н·м·с/рад. В усьому діапазоні частот АЧХ динамічної системи дорівнює при цьому  $1 \times 10^{-6}$  рад./Н·м. Згідно з розрахунками максимальна значина розворотного моменту, створюваного силою інерції ТМ з навішеним на нього плугом ПЛН-5-

35, становить приблизно 22000 Н·м. При ступеню демпфірування гідроциліндрів на рівні  $10^6$  Н·м·с/рад. даний момент здатний повернути технологічний модуль лише на  $0,022$  рад. або  $1,25^\circ$ .

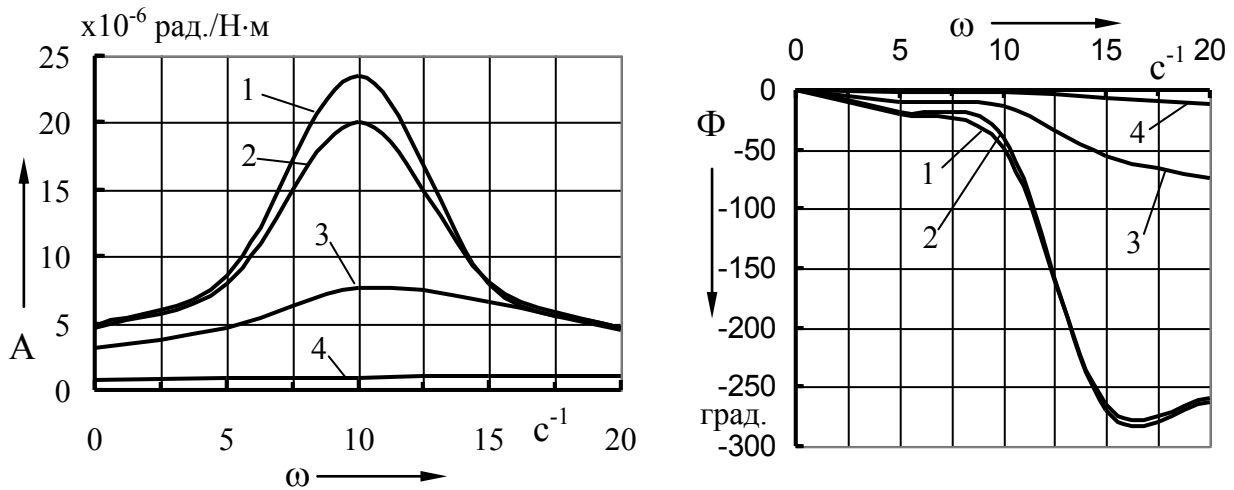


Рис.3.7 – Амплітудні ( $A$ ) та фазові ( $\Phi$ ) частотні характеристики кута повороту технологічного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різних значинах коефіцієнта демпфірування  $K_M$  (Н·м·с/рад.):  
1 –  $K_M = 0$ ; 2 –  $K_M = 10^4$ ; 3 –  $K_M = 10^5$ ; 4 –  $K_M = 10^6$ .

Що стосується фазових частотних характеристик, то вони суттєво відрізняються, коли частота коливань розглядуваного збурювального впливу (тобто моменту  $M_0$ ) більша за  $7,5 \dots 8,0 \text{ c}^{-1}$  (див. рис.3.7). За подальшого зростання величини  $\omega$  ФЧХ зменшуються, що взагалі є явищем небажаним при відпрацюванні будь-якою динамічною системою того чи іншого збурення.

Проте слід мати на увазі, що з точки зору оцінки стійкості руху машинно-тракторного агрегату відтворення ним, як динамічною системою, амплітуди збурення є більш важливим, ніж відтворення фази. Остання, як відомо, є мірою запізнення МТА на збурювальний вплив. З урахуванням цього дані рис.3.7 слід сприймати як рекомендацію щодо **збільшення** коефіцієнту опору дроселя/ дроселів обмежувальних гідроциліндрів технологічного модуля МЕЗ.

При збільшенні швидкості руху блоково-модульного агрегату від 2 до 5 м/с амплітудні частотні характеристики відпрацювання ним збурювального впливу мають резонансний пік [3], який припадає на частоту  $10 \text{ c}^{-1}$  (рис.3.8).

АЧХ динамічної системи змінюються при цьому мало. Особливо при  $V_0 = 3 \text{ м/с}$  і більше. Пояснити цей факт можна інертністю технологічного модуля і навішеного на нього знаряддя (плуга), яка при підвищенні швидкості руху машинно-тракторного агрегату проявляється більш ефективно.

В діапазоні частот  $0 \dots 10 \text{ c}^{-1}$  фазові частотні характеристики динамічної системи при відпрацюванні нею збурення практично не залежать від швидкісного режиму МТА. Різниця у запізненні його реакції на вхідний вплив з'являється на частотах  $10 \dots 20 \text{ c}^{-1}$ , а потім знову зникає. З урахуванням бажаного виду ФЧХ при відпрацюванні динамічною системою збурювального впливу при частоті його коливань  $10 \dots 20 \text{ c}^{-1}$  переважним є рух блоково-модульного МТА зі швидкістю не більше 3 м/с (див. рис. 3.8).

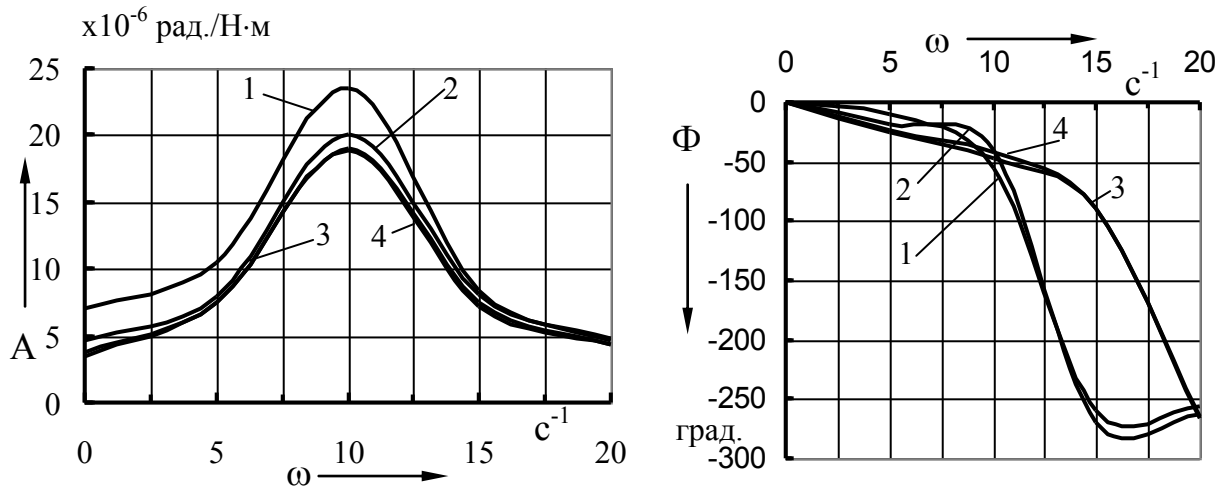


Рис.3.8 – Амплітудні (A) та фазові ( $\Phi$ ) частотні характеристики кута повороту технологічного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різній швидкості руху МТА ( $V_0$ ):  
1 – 2 м/с; 2 – 3 м/с; 3 – 4 м/с; 4 – 5 м/с.

Правда більш теоретично, ніж практично. І ось чому. При  $\omega = 15 \text{ с}^{-1}$  маємо найбільший фазовий зсув між двома режимами руху агрегату: 3 і 4 м/с (на рис.3.8 це криві 2 і 3). Конкретно він становить приблизно  $200^\circ$  або 3,5 рад. Звідси випливає, що при збільшенні  $V_0$  з 3 до 4 м/с запізнення МТА на збурювальний вплив зменшується всього на  $3,5/15 = 0,23 \text{ с}$ . На інших частотах діапазону  $10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$  ця різниця ще менша.

Це ж саме можна сказати і стосовно коефіцієнтів опору уводу шин передніх та задніх коліс енергетичного модуля МЕЗ. Інша справа з коефіцієнтом опору уводу шин коліс ТМ. При його збільшенні від 160 до 210 кН/рад. максимальна значина АЧХ динамічної системи зростає (крива 2, рис.3.9).

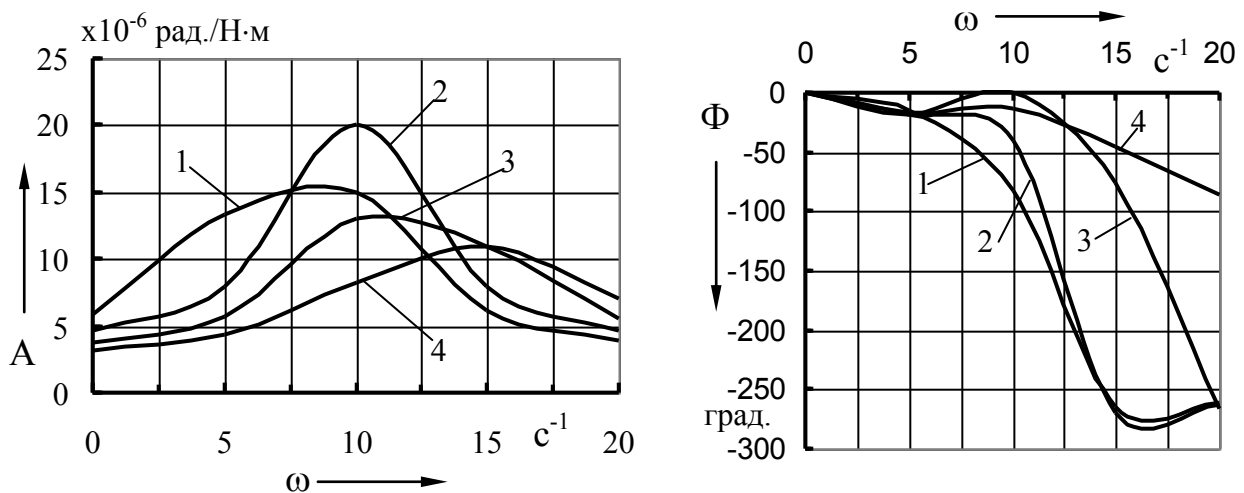


Рис.3.9 – Амплітудні (A) та фазові ( $\Phi$ ) частотні характеристики кута повороту технологічного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різних зачинах коефіцієнта опору уводу шин коліс ТМ ( $K_c$ ):  
1 – 160 кН/рад.; 2 – 210 кН/рад.; 3 – 260 кН/рад.; 4 – 310 кН/рад.

При подальшому збільшенні  $k_c$  вказані характеристики зменшуються. Резонансний пік АЧХ при цьому зміщується в бік більших частот.

Фазові частотні характеристики хоча і відрізняються між собою на частотах, більших за  $6 \text{ c}^{-1}$ , проте ця різниця є незначною.

В кінцевому рахунку можна сказати, установка шин мосту ТМ із загальним коефіцієнтом опору уводу на рівні  $260 \text{ кН/рад.}$  і більше сприяє зменшенню амплітуди його коливань у горизонтальній площині. Краще себе він поводитиме в діапазонах частот зміни збурювального впливу  $0 \dots 5$  та  $10 \dots 20 \text{ c}^{-1}$  (див.рис.3.9). Так, при значині розглядуваного розворотного моменту на рівні  $22000 \text{ Н}\cdot\text{м}$  і  $k_c=310 \text{ кН/рад.}$  кут повороту технологічного модуля МЕЗ не буде перевищувати  $4^\circ$ .

Тепер відносно коефіцієнта демпфірування  $K_M$ . Збільшення його значини приводить до бажаного зменшення АЧХ (рис.3.10).

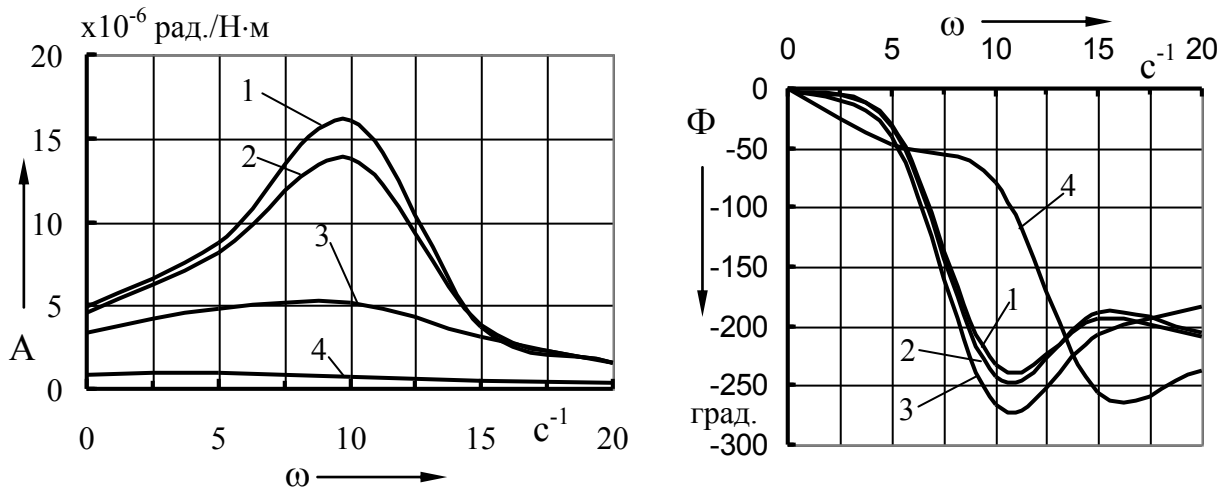


Рис.3.10 – Амплітудні (А) та фазові ( $\Phi$ ) частотні характеристики кута повороту енергетичного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різних значинах коефіцієнта демпфірування  $K_M$  ( $\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад.}$ ):  
 1 –  $K_M=0$ ; 2 –  $K_M=10^4$ ; 3 –  $K_M=10^5$ ; 4 –  $K_M=10^6$ .

Так, коли  $K_M$  дорівнює  $10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад.}$ , максимальна значина коефіцієнта підсилення збурення такою динамічною системою, якою є розглядуваний машинно-тракторний агрегат, зменшується в 17 разів, а АЧХ не має резонансних піків.

Фазові частотні характеристики МТА при збільшенні значини  $K_M$  погіршуються. Але, лише в діапазоні частот коливань збурювального впливу  $\omega = 6 \dots 13 \text{ c}^{-1}$  і на величину, яка менша, ніж при відпрацюванні розворотного моменту технологічним модулем. Там навіть при  $K_M = 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад.}$  ФЧХ уже небажано різко зменшуються.

В даному ж випадку зміна в реакції блоково-модульного агрегату на вхідний вплив відрізняється лише тоді, коли коефіцієнт демпфірування обмежувальних гідравлічних циліндрів технологічного модуля становить не менше  $10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад.}$ . Причому, як уже підкреслювалося, лише в діапазоні частот коливань розворотного моменту  $6 \dots 13 \text{ c}^{-1}$  (див. рис.3.10).

На частоті  $\omega > 13 \text{ c}^{-1}$  ФЧХ динамічної системи взагалі зменшується, що є бажаним з точки зору збереження чи підвищення її стійкості руху у горизонтальній площині проєкцій.

### 3.5. Оцінка керованості блоково-модульного агрегату в режимі транспортного руху

Перш, ніж проводити аналіз, нагадаємо, що при відпрацюванні динамічною системою керуючого впливу визначальним є фазовий зсув, тобто характер ФЧХ.

Стосовно розглядуваного нами блоково-модульного агрегату збільшення швидкості його транспортного переміщення від 2 до 5 м/с призводить до погіршення як фазових, так і амплітудних частотних характеристик (рис.3.11).

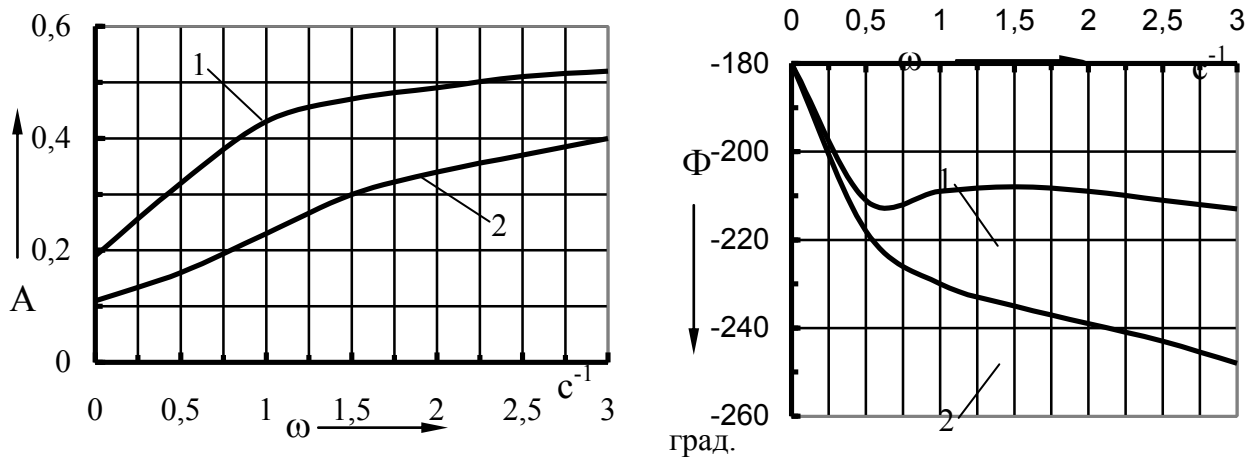


Рис.3.11 – Амплітудні (А) та фазові ( $\Phi$ ) частотні характеристики курсового кута енергетичного модуля при відпрацюванні керуючого впливу з різною швидкістю руху МТА ( $V_0$ ):  
1 – 2 м/с; 2 - 5 м/с.

Проаналізуємо ці процеси більш детально. АЧХ системи в усьому швидкісному діапазоні її руху менші за бажану, яка в робочому діапазоні частот зміни керуючого впливу повинна, як відомо, дорівнювати одиниці. Проте, між собою ці характеристики відрізняються мало. До того ж, усі вони мають тенденцію до покращення при збільшенні  $\omega$ , тобто частоти коливань керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ.

Фазові частотні характеристики починають відрізнятися на частотах коливань кута повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ більших за  $0,5 \text{ c}^{-1}$  [4] (див. рис.3.11). При  $\omega = 0,75 \text{ c}^{-1}$  різниця у фазових зсувах складає  $20^\circ$  або  $0,35$  рад. Практично це означає, що запізнення реакції МТА на керуючий вплив становить  $0,35/0,75 = 0,47$  с. При  $\omega = 3 \text{ c}^{-1}$  вказане запізнення дорівнює  $0,23$  с.

Із приведено вище аналізу отримуємо два альтернативних висновки. Перший полягає в тому, що задля покращення керованості блоково-модульного агрегату збільшення швидкості його транспортного руху має супроводжуватися збільшенням інтенсивності впливу на керовані колеса (через рульове колесо).

Суть другого висновку полягає в протилежному: при збільшенні  $V_0$  інтенсивність впливу на керовані колеса МЕЗ повинна бути якомога меншою. Враховуючи постулат, викладений на початку даного параграфу, визначальним приймаємо саме цей результат.

Із коефіцієнтів опору уводу лише  $k_a$  здійснює більш-менш відчутний вплив на керованість руху блоково-модульного агрегату. І то лише стосовно АЧХ. В результаті математичного моделювання встановлено, що зі збільшенням  $k_a$  від 10 до 50 кН/рад. ці характеристики покращуються (рис.3.12).

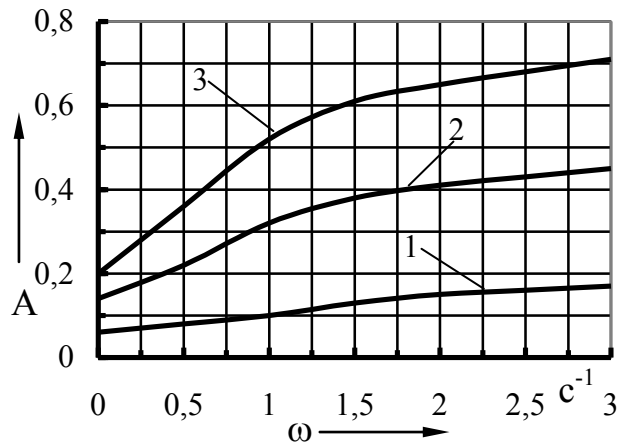


Рис.3.12 – Амплітудні частотні характеристики курсового кута енергетичного модуля при відпрацюванні керуючого впливу при різних них зачинах коефіцієнта опору уводу шин передніх коліс EM ( $K_a$ ):  
1 – 10 кН/рад.; 2 – 30 кН/рад.; 3 – 50 кН/рад

На практиці збільшити коефіцієнт уводу шин коліс можна шляхом підвищення тиску повітря в них. Саме це стосовно передніх рушіїв енергетичного модуля МЕЗ і слід робити. Встановлення такого тиску в їх шинах, яке забезпечить коефіцієнт опору уводу не менше 50 кН/рад., сприятиме підвищенню керованості руху досліджуваного блоково-модульного агрегату. І ця керованість тим вища, чим більшою буде інтенсивність впливу на процес повороту керованих коліс.

Насамкінець, відмітимо, що найбільш відчутний вплив на керованість транспортно руху блоково-модульного МТА здійснює коефіцієнт демпфірування  $K_m$ . Проте, лише при його значині, більшій за  $10^5$  Н·м·с/рад. (рис.3.13).

За відсутності демпфірування АЧХ відпрацювання динамічною системою найкраща. На частотах коливань керуючого впливу  $2,5 \dots 3,0$  с<sup>-1</sup> вона взагалі відповідає бажаній. Проте, на практиці поворот керованих коліс з такою інтенсивністю застосовується вкрай рідко і обмежено у часі (під час виконання агрегатом повороту, наприклад). Згідно з даними В.Т.Надикто, в процесі керування машинно-тракторними агрегатами при здійсненні ними прямолінійного переміщення найбільш застосовуваним є діапазон частот до  $0,5$  с<sup>-1</sup>. В розглядуваному нами випадку, коли  $\omega = 0 \dots 0,5$  с<sup>-1</sup>, різниця між АЧХ за різних значин коефіцієнта демпфірування  $K_m$  мала (див. рис. 3.13).

Зовсім інша справа щодо швидкості відпрацювання розглядуваною динамічною системою керуючого впливу. Зміна  $K_m$  в межах  $0 \dots 10^5$  Н·м·с/рад. практично не впливає на характер керованості руху блоково-модульного МТА. Фазовий зсув становить при цьому  $180^\circ$  і більше (див. рис. 3.13). На частотах коливання кута повороту керованих коліс МЕЗ  $0,5 \dots 3,0$  с<sup>-1</sup> в середньому він становить  $220^\circ$  або  $3,8$  рад.

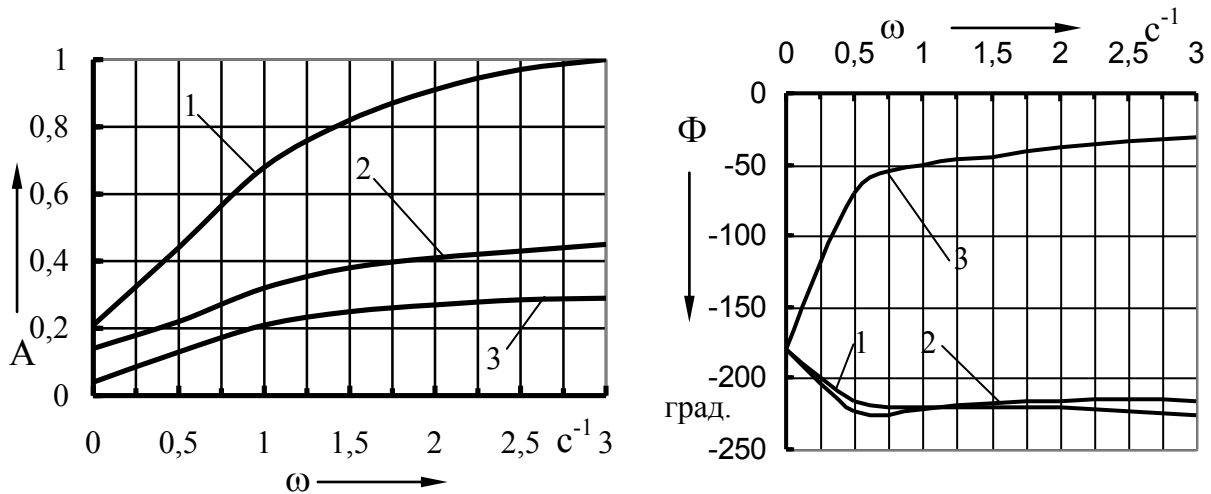


Рис.3.13 – Амплітудні (А) та фазові (Φ) частотні характеристики курсового кута енергетичного модуля при відпрацюванні керуючого впливу при різних значах коефіцієнта демпфірування  $K_M$  (Н·м·с/рад.):  
 1 –  $K_M = 0$ ; 2 –  $K_M = 10^5$ ; 3 –  $K_M = 10^6$ .

Запізнення реакції енергетичного модуля на керуючий вплив змінюється при цьому від 7,6 с (коли  $\omega = 0,5 \text{ c}^{-1}$ ) до 1,3 с (при  $\omega = 3,0 \text{ c}^{-1}$ ).

Якісно і кількісно змінюється стан речей при збільшенні коефіцієнта демпфірування  $K_M$  до величини  $10^6 \text{ Н·м·с/рад}$ . В цьому варіанті в частотному діапазоні  $0 \dots 0,5 \text{ c}^{-1}$  фазовий зсув зменшується з  $180^\circ$  до  $70^\circ$  ( $1,2 \text{ рад}$ ).

При  $\omega = 0,5 \text{ c}^{-1}$  збільшення значини коефіцієнта  $K_M$  з  $10^5 \text{ Н·м·с/рад}$  на порядок обумовлює зменшення ФЧХ на  $150^\circ$ . На практиці це приводить до зменшення запізнення реакції енергетичного модуля МЕЗ з 7,6 до 2,4 с, тобто більше, ніж втричі. На частоті  $\omega = 1 \text{ c}^{-1}$  вказане запізнення реакції ЕМ становить 0,8 с, що в 4,75 рази менше, ніж при  $K_M = 10^5 \text{ Н·м·с/рад}$ .

Ще меншим є запізнення реагування енергетичного модуля на керуючий вплив тоді, коли інтенсивність повороту керованих коліс становить  $3 \text{ c}^{-1}$ . В цьому випадку (при  $K_M = 10^6 \text{ Н·м·с/рад}$ ) воно дорівнює лише 0,18 с. А це в 7,2 рази менше за той варіант, коли коефіцієнт демпфірування гідроциліндрів ТМ становить  $10^5 \text{ Н·м·с/рад}$ .

З аналізу характеру зміни ФЧХ (рис.3.13) випливає, що для покращення керованості транспортного руху блоково-модульного МТА значина коефіцієнта  $K_M$  повинна бути не меншою за  $10^6 \text{ Н·м·с/рад}$ , а інтенсивність впливу на керовані колеса – якомога вищою.

Слід підкреслити, що найкращим варіантом керованості руху будь-якого МТА є відповідність бажаним не тільки фазових, а й амплітудних частотних характеристик. У нашому випадку АЧХ в значно меншій мірі відповідають цій вимозі, ФЧХ. Наразі маємо постійне недорегулювання того чи іншого процесу. Тобто практично в усіх варіантах варіювання конструктивними та кінематичними параметрами агрегату дійсні АЧХ менші за бажані.



## ВИСНОВКИ

1. На подрібненому фоні у перші 3 тижні вологість ґрунту падає менш інтенсивно, що однозначно вказує на користь луцення між валкового простору одночасно зі косінням зернових колосових культур у валки.
2. При більшій швидкості руху жниварно - луцильного агрегату стерня збираємої культури разом із ґрунтом подрібнюється більш інтенсивно. За рахунок цього вологість агрофону на тій ділянці, де збиральний агрегат рухався швидше, залишається постійно вищою, ніж там, де МТА переміщався повільніше. Різниця значин цього показника в абсолютному вимірюванні сягає 1%.
3. Зі збільшенням швидкості руху жниварно – луцильного агрегату дисперсія коливань кута повороту керованих коліс трактора незалежно від способу приєднання задньонавісного ґрунтообробного знаряддя (жорстке чи шарнірне) збільшується на 8...10%.
4. Позитивна максимальна значина нормованої кореляційної функції взаємозв'язку коливань курсового кута трактора і кута повороту його керованих коліс при жорсткому агрегуванні дискової борони становить 0,82. Водночас, при шарнірному приєднанні ґрунтообробного знаряддя ця оцінка сягає лише позначки 0,6, тобто на 25% менше.
5. З ймовірністю 95% можна стверджувати, що робоча ширина захвату жниварно – луцильного агрегату змінюється в межах 5,76...5,85 м. Рівень варіабельності цього параметру є низьким, на що вказує відповідний коефіцієнт варіації, значина якого не перевищує 9%. Причому, статистичні характеристики ширини валка індіферентні відносно зміни швидкості руху агрегату та способу приєднання в горизонтальній площині ґрунтообробного знаряддя до енергетичного засобу.
6. Частота зрізу нормованої спектральної щільності коливань непрямолінійності валків не перевищує  $0,5 \text{ м}^{-1}$ . При копіюванні траєкторії такого валка зі швидкістю руху жниварно – луцильного агрегату 2,4 м/с це становить  $1,2 \text{ с}^{-1}$  (0,19 Гц). При відтворенні кривизни валка у більш повільному режимі (1,8 м/с) значина частоти зрізу ще менша -  $0,9 \text{ с}^{-1}$  (0,14 Гц).
7. Шарнірне приєднання задньонавісної дискової борони і збільшення швидкості руху жниварно – луцильного агрегату призводять до погіршення якісних показників його роботи. На практиці це проявляється у вигляді збільшення дисперсії коливань висоти стерні та відхилень траєкторії валка від прямої лінії.
8. За практично однакової дисперсії спектр частот коливань ширини злученої смуги стерні при шарнірному приєднанні борони ширший. У порівнянні з жорстким агрегуванням вказаного ґрунтообробного знаряддя частота зрізу нормованої спектральної щільності майже в 1,5 рази більша ( $1,12 \text{ м}^{-1}$  проти  $0,75 \text{ м}^{-1}$ ). І якщо в першому варіанті максимум оцінюваної статистичної характеристики припадає на частоту  $0,2 \text{ м}^{-1}$ , то в другому він, зменшуючись в числовому вираженні в 1,5 рази, зміщується у бік більш високої частоти, а саме  $0,4 \text{ м}^{-1}$ .

9. В реальних умовах функціонування жнивально – луцильного агрегату ширина односторонньої не злученої («захисної») смуги валка змінювалась в діапазоні від 0,63 до 0,82 м. Цього виявилось досить для того, аби унеможливити попадання ґрунтових грудочок у валок. Причому, навіть за швидкості робочого руху агрегату 2,4 м/с (тобто 8,64 км/год.).
10. Якщо змінна продуктивність жнивально - луцильного та базового валкового агрегатів є практично однаковою, то питомі витрати палива - ні. У дослідного МТА вони на 10,4% менші, що пояснюється досить високим (85%) рівнем використання потужності двигуна його трактора.
11. Коефіцієнт гідравлічного опору здійснює відчутний вплив на характер відтворення блоково - модульним агрегатом керуючого впливу та збурення лише при значині, більшій за  $10^4$  Н·м·с/рад. В цьому випадку АЧХ динамічної системи суттєво зменшуються, а їх протікання відбувається без резонансних піків.
12. При значині коефіцієнта демпфірування  $K_m = 10^6$  Н·м·с/рад. розворотний момент, який діє на технологічний модуль МЕЗ в горизонтальній площині, здатний повернути його лише на  $1,25^\circ$ . Максимальна амплітуда коливань курсового кута ЕМ зменшується при цьому в 17 разів.
13. При частоті коливань керуючого впливу  $0,5 \text{ с}^{-1}$  збільшення значини коефіцієнта гідравлічного опору з  $10^5$  Н·м·с/рад. на порядок обумовлює зменшення ФЧХ на  $150^\circ$ . На практиці це приводить до зменшення запізнення реакції енергетичного модуля МЕЗ з 7,6 до 2,4 с, тобто більше, ніж втричі. На частоті  $\omega = 3 \text{ с}^{-1}$  вказане запізнення реакції ЕМ становить лише 0,18 с, що в 7,2 рази менше, ніж при  $K_m = 10^5$  Н·м·с/рад.
14. При збільшенні швидкості руху блоково-модульного агрегату від 2 до 5 м/с амплітудні частотні характеристики відпрацювання збурення технологічним модулем разом з навішеним на нього знаряддям, а також енергетичним модулем МЕЗ змінюються мало і мають резонансний пік, який припадає на частоту  $10 \text{ с}^{-1}$ . По відношенню до технологічного, АЧХ відтворення енергетичним модулем збурення у вигляді розворотного моменту - менші.
15. Характер стійкості руху блоково-модульного агрегату є практично інваріантним по відношенню до коефіцієнтів опору уводу шин переднього та заднього мостів енергетичного модуля МЕЗ.
16. Установка шин мосту ТМ із загальним коефіцієнтом опору уводу на рівні 260 кН/рад. і більше сприяє зменшенню амплітуди як його коливань, так і коливань енергетичного модуля. В діапазонах частот зміни збурювального впливу  $0 \dots 5$  та  $10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$  кут повороту ТМ взагалі не буде перевищувати  $4^\circ$ .
17. Для забезпечення кращої керованості транспортного руху блоково - модульного агрегату інтенсивність впливу на органи керування МЕЗ має бути якомога більшою, а коефіцієнт опору уводу шин передніх коліс його енергетичного модуля – максимально можливим.

## ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Безуглий М.Д. et al. Чи потрібен Україні типаж тракторів // Вісник аграрної науки. 2009. № 7. Р. 55–59.
2. Надикто В. Визначення максимального буксування колісних рушіїв з урахуванням обмеження їх тиску на ґрунт // Техніка і технології АПК. 2014. № 7. Р. 34–38.
3. Bulgakov V. et al. Structure Development and Results of Testing a Novel Modular Power Unit // Agriculture and Agricultural Science Procedia. Elsevier Srl, 2015. Vol. 7, № 2000. Р. 40–44.
4. Надикто В., Величко О. Означення точки оптимуму кривої та спосіб її визначення // Техніка і технології АПК. 2014. № 2. Р. 16–18.