

Інженерно-технологічний факультет
Кафедра агроінженерії

Допущено до захисту
 “ ____ ” _____ 20 __ р.
 Зав. кафедри _____ д.т.н., професор _____
 (науковий ступінь, вчене звання)
 _____ Володимир ДІДУР _____
 (підпис) (ініціали, прізвище)

магістр

(освітній рівень)

тема роботи **«ОБГРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМУ
ТРАНСПОРТНОГО РУХУ БЛОКОВО-МОДУЛЬНОГО МАШИНО-
ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ»**

Виконав: студент 2 курсу, групи 22м-ім
освітньої програми магістр
спеціальності Н7
«Агроінженерія»
Степанко Ю.А.
(прізвище та ініціали)

Керівник к.е.н., доцент, Кутковецька Т.О.
(науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали)

м. Умань – 2025 рік

РЕФЕРАТ

Степанко Ю.А. Обґрунтування параметрів та режиму транспортного руху блоково-модульного машино-тракторного агрегату (Дипломна робота, Уманський національний університет, 2025: пояснювальна записка на 42 сторінках, у т.ч. 5 розділів, 24 рисунки, 2 таблиці, 18 джерел літератури).

Дипломна робота присвячена питанням покращення показників транспортного руху блочно-модульного агрегату на основі машино-тракторного агрегату змінного класу тяги 1,4-3, а саме стійкості та керованості. Модульний енергетичний засіб складається з енергетичного та технологічного модулів, шарнірно поєднаних між собою у горизонтальній площині.

Впровадження орного блочно-модульного агрегату, який налаштовано відповідно розробленим прикладним рекомендаціям, може збільшити продуктивність роботи машино-тракторного агрегату за зміну та значно знизити витрати праці на 8,4 %.

Об'єкт дослідження – транспортний рух блоково-модульного машино-тракторного агрегату.

Предмет дослідження – закономірність впливу технічних рішень та параметрів блоково-модульного машино-тракторного агрегату на показники керованості та стійкості його руху у горизонтальній площині.

Метою роботи є покращення експлуатаційних показників блоково-модульного машинно-тракторного агрегату шляхом обґрунтування схеми та параметрів з'єднання з енергетичним засобом у горизонтальній площині.

Ключові слова: МОДУЛЬНИЙ ЕНЕРГЕТИЧНИЙ ЗАСІБ, ЕНЕРГЕТИЧНИЙ МОДУЛЬ, ТЕХНОЛОГІЧНИЙ МОДУЛЬ, ТРАНСПОРТНИЙ РУХ, МАШИНО-ТРАКТОРНИЙ АГРЕГАТ.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	4
РОЗДІЛ 1. СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	5
1.1. Аналіз ефективності використання машино-тракторних агрегатів на основі блоково-модульних енергетичних засобів.....	5
1.2. Напрямки досліджень стійкості та керованості руху блоково-модульних агрегатів.....	7
1.3. Мета і завдання дослідження.....	9
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	11
2.1. Математична модель горизонтального руху технічного рішення.....	11
2.2. Вплив параметрів з'єднання модулів модульного енергетичного засобу на стійкість транспортного переміщення блоково-модульного МТА.....	14
РОЗДІЛ 3. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	19
3.1. Програма та методика експериментальних досліджень.....	19
3.2. Результати перевірки математичної моделі технічного рішення на адекватність.....	20
3.3. Експериментальна оцінка стійкості транспортного руху блоково-модульного агрегату.....	23
3.4. Вплив коефіцієнта гідравлічного опору на керованість руху блоково-модульного МТА.....	28
РОЗДІЛ 4. ОХОРОНА ПРАЦІ.....	31
4.1. Організація охорони праці в сільськогосподарському господарстві.....	31
4.2. Моделювання виникнення травматизму при роботі з машино-тракторним агрегатом.....	32
РОЗДІЛ 5. ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ПРОПОНОВАНОГО ТЕХНІЧНОГО РІШЕННЯ.....	34
ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ.....	39
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	41

ВСТУП

На сьогодні, прагнення підвищити універсальність тракторів для роботи з різними агрегатами пов'язано з гострою необхідністю покращенні тягово-зчіпних показників роботи машино-тракторних агрегатів. Розширення тягового діапазону енергозасобів дозволяє виконувати практично весь комплекс технологічних операцій у АПК, що позитивно позначається на собівартості кінцевої продукції.

Тягові можливості машино-тракторних агрегатів визначаються їх зчіпною вагою та рівнем взаємодії рушія з несучою поверхнею, у зв'язку з цим залишається актуальною проблема перекладання енергетичного потенціалу двигуна в тяговий потенціал трактора при виконанні більшості видів робіт у сільськогосподарському виробництві. Тому, підвищення тягово-зчіпних показників, стійкості та керованості енергонасичених колісних тракторів за своєю економічною доцільністю має велике народногосподарське значення.

Таким чином, постає питання пошуку технічних рішень, які б дозволили усунути недоліки системи з'єднання енергетичного й технологічного модулів, і в горизонтальній площині не знизило стійкість та керованість руху МТА на основі модульного енергетичного засобу. Найбільше це відноситься до начіпних машинно-тракторних агрегатів, швидкість руху яких наближається до транспортного засобу.

РОЗДІЛ 1

СУЧАСНИЙ СТАН ПРОБЛЕМИ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1. Аналіз ефективності використання машино-тракторних агрегатів на основі блоково-модульних енергетичних засобів.

Причиною збільшення зчіпних показників трактора та покращення зчеплення рушіїв з ґрунтом стало створення модульного енергетичного засобу (МЕЗ). Блочно-модульний енергетичний засіб – це комплекс, що складається з трактора тягово-енергетичної концепції – енергетичного модуля (транспортно-тягова машина, потужність двигуна якої значно перевищує потужність, потрібну для реалізації через тягове зусилля при роботі на номінальному режимі з транспортно-технологічним модулем (ТТМ) (рис. 1.1). В якості ТТМ може виступати сільськогосподарська машина з активними робочими органами, що приводяться в дію від валу відбору потужності (ВВП), або транспортно-технологічний візок з активним приводом провідних коліс від ВВП енергетичного модуля – технологічний модуль (ТМ). Технологічний модуль дозволяє ефективно використовувати у технологічному процесі потужність двигуна трактора тягово-енергетичної концепції.

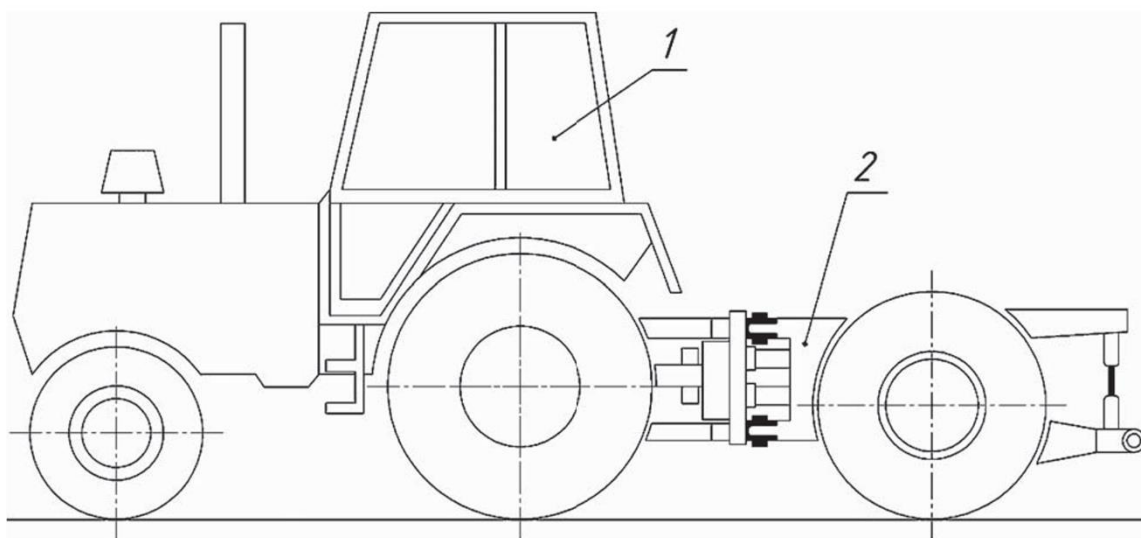


Рисунок 1.1 – Модульний енерготехнологічний засіб:

1 – енергетичний модуль (ЕМ); 2 – транспортно-технологічний модуль (ТТМ)

Застосування тягово-технологічного модуля дозволяє здійснювати балансування адекватно опору агрегатованої з ЕМ сільськогосподарської машини. Таким чином, по зусиллях на гаку МЕЗ може бути віднесено до суміжних тягових класів залежно від виду технологічної операції. При цьому підвищується універсальність МЕЗ, оскільки один трактор може замінити трактори суміжних тягових класів, і таким чином, скорочується номенклатура потрібних для господарства тракторів та питомі вартісні показники економічної діяльності в цілому.

До переваг МЕЗ можна віднести також наявність двох гідравлічних навісних систем: на ЕМ меншої вантажопідйомності, на ТТМ більшої вантажопідйомності [1]. Це пояснюється тим, що при використанні тільки ЕМ на технологічних операціях з агрегатом відповідного тягового класу використовується гідравлічна навісна система трактора. При роботі МЕЗ використовується навісна система транспортно-технологічного модуля, яка у відомих комбінаціях блочно-модульної системи агрегування призначена для машин суміжного, більшого в порівнянні з ЕМ тягового класу. Крім того, при використанні МЕЗ з'являється ряд переваг: підвищується продуктивність МТА за рахунок підвищення тягового зусилля, знижується буксування; підвищується курсова стійкість МТА через наявність додаткового моста; з'являється можливість використання в якості балансування ємностей із технологічним матеріалом; збільшення кількості осей дозволяє застосовувати більш вузькі шини, що дуже важливо для роботи тракторів у міжряддях просапних культур; рух трьох осей слід у слід знижує силу опору коченню [2].

МЕЗ має більш високе пристосування до реалізації прогресивних технологій та агрегування комбінованих агрегатів. Водночас мають місце певні недоліки: практично виключається можливість використання на операціях обробки просапних культур, задовільна керованість та стійкість руху агрегату на основі МЕЗ [3], підвищення ущільнення агрофону при послідовному проході коліс по колії через наявність додаткового провідного моста.

Для теоретичного обґрунтування доцільне приєднання ТММ з активним

приводом від ВВП трактора, також необхідно знати резерв потужності двигуна ЕМ, який визначається виходячи з використання як ЕМ трактора МТЗ-1221, двигун якого розвиває номінальну потужність при силі тяги на гаку 18-26 кН, що відповідає тяговому діапазону трактора та теоретичної швидкості руху 1,94 м/с (7 км/год). При цьому буксування рушіїв не повинно перевищувати 16% на стерні зернових культур.

1.2. Напрямки досліджень стійкості та керованості руху блоково-модульних агрегатів.

Рівняння енергетичного балансу відображає розподіл ефективної потужності двигуна N_e на виконання основного технологічного процесу (тягова потужність на причіпному пристрої трактора $N_{кр}$, потужність на валу відбору потужності $N_{ВВП}$), здійснення роботи в різних механізмах трактора (втрати потужності на тертя в трансмісії $N_{тр}$) та взаємодія з дорогою (потужності, що характеризують витрату енергії на буксування рушіїв та подолання опору коченню N_δ , N_f):

$$N_e = N_{кр} + N_{тр} + N_{ВВП} + N_\delta + N_f, \quad (1.1)$$

Тягова потужність визначається рівнянням зусилля на гаку $P_{кр}$ (кН) на дійсну швидкість руху трактора $V_{тр}$ (м/с):

$$N_{кр} = P_{кр} \cdot V_{тр}, \quad (1.2)$$

Так, як буксування рушіїв величиною 16% обмежує тягове зусилля трактора, необхідно визначити граничне по буксуванню значення навантаження на гаку. При цьому допустимо використовувати емпіричну рівність, зв'язуюче буксування з коефіцієнтом використання ваги $\phi_{кр}$, що визначається відношенням тягового зусилля $P_{кр}$ до загальної ваги G , тобто:

$$\phi_{кр} = \frac{P_{кр}}{G}, \quad (1.3)$$

$$\delta = \frac{0,246\phi_{кр}}{1 - 3,06\phi_{кр}^3}. \quad (1.4)$$

Втрати потужності у трансмісії залежать від загального коефіцієнта корисної дії $\eta_{тр}$ і визначаються виразом:

$$N_{mp} = N_e (1 - \eta_{mp}). \quad (1.5)$$

Для машин із двома ведучими мостами загальний ККД трансмісії можна розрахувати за формулою:

$$\eta_{mp} = (1 - \xi_{mp}) (\eta_u^{n_{u1}} \cdot \eta_q^{n_{q1}} K_{N_1} + \eta_u^{n_{u2}} \cdot \eta_q^{n_{q2}} (1 - K_{N_1})) \quad (1.6)$$

Потужність N_f визначається виразом сили опору коченню P_f (кН) на дійсну швидкість руху трактора:

$$N_f = P_f \cdot V_{mp}. \quad (1.7)$$

У свою чергу, сила P_f залежить від ваги трактора ($g \cdot m_e$) та коефіцієнта опору коченню f :

$$P_f = f g m_e. \quad (1.8)$$

Складова потужності балансу N_δ визначається:

$$N_\delta = (N_e \eta_{mp} - N_f) \cdot \delta. \quad (1.9)$$

Потужний баланс для ТТМ при рівномірному русі в горизонтальній площі має такий вигляд:

$$N'_{B\Pi} = N_{кр}^{TTM} + N_{mp}^{TTM} + N_f^{TTM} + N_\delta^{TTM} + N_{BOM}^{TTM}. \quad (1.10)$$

Трактор МТЗ-1221 при допустимому буксуванні 16% і зчіпній вазі 5300 кг може розвивати тягове зусилля 23,8 кН, проте щоб віднести МЕЗ до тягового класу 3, діапазон сили на гаку має бути в межах 27-36 кН, відповідно, необхідно мати силу тяги на гаку ТТМ в інтервалі від 32 до 122 кН.

Для забезпечення можливостей створюваних технологічним модулем тягового зусилля 12,2 кН при буксуванні 16% його зчіпна вага повинна становити 2700 кг.

Відсоток завантаження двигуна за потужністю при допустимому буксуванні визначається відношенням наведеним нижче:

$$\lambda = \frac{N_e}{N_e^{ном}} \cdot 100\%. \quad (1.11)$$

За наведеним вище теоретичним обґрунтуванням доцільності впровадження блоково-модульної системи агрегування на базі МТЗ-1221 показав, що за швидкості руху 1,63 м/с та тяговому зусиллі МЕЗ 36 кН потужності двигуна ЕМ недостатньо, тому що має бути забезпечений запас потужності двигуна не менше 10% подолання тимчасових опорів. У зв'язку з цим викликає практичний інтерес можливість визначення експлуатаційних діапазонів агрегування МЕЗ за критерієм завантаження двигуна.

Блоково-модульна побудова енергетичних засобів за типом МЕЗ істотно розширює їх функціональні та технологічні властивості в порівнянні з тракторами тягової концепції. Створення МЕЗ вирішує проблему використання підвищеної одиничної потужності колісного трактора при зниженні шкідливого впливу на ґрунт та підвищення стійкості та керованості, що створює передумови для реалізації на основі МЕЗ нових інтенсивних та ґрунтозахисних технологій. Використання технологічних модулів різного призначення підвищує універсальність енергетичного засобу та забезпечує однаково ефективне його використання користування як на просапних, транспортно-технологічних та збиральних операціях, так і на операціях загального призначення.

1.3. Мета і завдання дослідження.

Таким чином, нами здійснений аналіз, щодо ефективності роботи блоково-модульного машино-тракторного агрегату та напрямки підвищення стійкості та керованості модульного енергетичного засобу в горизонтальній площині.

Для забезпечення задовільної керованості та стійкості руху, а також поворотності блоково-модульних машинно-тракторних агрегатів у горизонтальній площині технологічний модуль на гоні повинен бути нерухомим, а на поворотній смузі – рухомим відносно енергетичного.

Виникнення проблемних питань дає передумови для здійснення наукових досліджень. Тому, метою роботи є покращення експлуатаційних показників блоково-модульного машинно-тракторного агрегату шляхом обґрунтування схеми та параметрів з'єднання з енергетичним засобом у горизонтальній площині.

Згідно визначеної мети необхідно здійснити вирішення таких завдань:

- провести аналіз ефективності використання блоково-модульного машино-тракторного агрегату при виконанні технологічних операцій з обробітку ґрунту та визначення напрямків підвищення стійкості та керованості його у горизонтальній площині;
- здійснити теоретичні дослідження відносно транспортного руху модульного енергетичного засобу у горизонтальній площині;
- виконати експериментальні дослідження щодо параметрів, що забезпечують прийнятну керованість та стійкість транспортного руху блоково-модульного МТА.
- провести техніко-економічну оцінку ефективності пропонованої розробки.

Для забезпечення переміщення блоково-модульного агрегату у транспортному режимі достатньо тягового зусилля, яке розвиває лише задній міст енергетичного модуля [10]. Передній його міст, а також міст технологічного модуля знаходяться при цьому у веденому режимі.

Під час руху на МТА, що розглядається діють: P_{fa} – сила опору коченню передніх коліс енергетичного модуля; $P_{ба}$ – бокова сила, яка викликає кут «уводу» δ_a шин передніх коліс енергетичного модуля; F_b – рушійна сила задніх коліс енергетичного модуля; $P_{бв}$ – бокова сила, яка викликає кут «уводу» δ_b шин задніх коліс енергетичного модуля; P_{fc} – сила опору коченню коліс технологічного модуля; $P_{бс}$ – бокова сила, яка викликає кут «уводу» δ_c шин коліс технологічного модуля; $R_{мв}$, $R_{мг}$ – поздовжня та поперечна складові головного вектора сил R_m , який діє на технологічний модуль збоку технологічної частина МТА і прикладений у точці С (рис. 2.1); M_m – головний момент зовнішніх сил.

Під впливом зовнішніх сил і моментів блоково-модульний агрегат відносний руху площині ХОУ. Мірою цього руху є:

- поперечне зміщення «приведеного» центру мас модульного енергетичного засобу (т.п) на величину X_T ;
- курсовий кут енергетичного модуля – φ ;
- кут повороту технологічного модуля у площині $X_1O_1Y_1$ – β .

Керуючим впливом при цьому є кут повороту керованих коліс енергетичного модуля модульного енергетичного засобу – α .

Як бачимо, динамічна система у вигляді розглядуваного блоково-модульного МТА має три ступеня вільності, яким відповідають три незалежні узагальнені координати, а саме: абсциса X_T і кути φ та β .

Диференційні рівняння коливань блоково-модульного агрегату було складено у формі Лагранжа другого роду [16]:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T_m}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T_m}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi_m}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (2.1)$$

де T_m – кінетична енергія МТА; Φ_m – дисипативна функція розсіювання динамічної

системи; q_i , Q_i – узагальнені відповідні координати та сили; $i = \overline{1,3}$.

Кінетична енергія агрегату може бути знайдена із виразу:

$$T_M = (M_M \cdot V_T^2 + J_T \cdot \omega_T^2 + J_M \cdot \omega_M^2)/2, \quad (2.2)$$

де M_M – маса модульного енергетичного засобу; V_T – лінійна швидкість центру мас модульного енергетичного засобу в площині XOY ; J_T , J_M – моменти інерції енергетичного і технологічного модулів відносно вертикальної осі, яка проходить через точку π ; ω_T , ω_M – кутова швидкість повороту енергетичного і технологічного модулів.

Згідно із загальновідомою гіпотезою «бокового уводу» [6], бокові сили можна знайти наступним чином:

$$\left. \begin{aligned} P_{\delta a} &= k_a \cdot \delta_a; \\ P_{\delta b} &= k_b \cdot \delta_b; \\ P_{\delta c} &= k_c \cdot \delta_c, \end{aligned} \right\} \quad (2.3)$$

де k_a , k_b , k_c – коефіцієнти опору уводу шин коліс модулів модульного енергетичного засобу.

Кут уводу передніх керованих коліс енергетичного модуля може бути знайдений із виразу:

$$\operatorname{tg} \delta_a \approx \delta_a = \bar{V}_{AX} / \bar{V}_{AY}, \quad (2.4)$$

де $\bar{V}_{AX}$, $\bar{V}_{AY}$ – проекції вектора абсолютної швидкості.

Знаючи кути уводу можемо написати вирази для знаходження відповідних бокових сил:

$$\left. \begin{aligned} P_{\delta a} &= k_a \cdot \{ - [\dot{X}_T + (L + a_M) \cdot \dot{\varphi}] / V_o + \varphi + \alpha \}; \\ P_{\delta b} &= k_b \cdot \{ - [\dot{X}_T + a_M \cdot \dot{\varphi}] / V_o + \varphi \}; \\ P_{\delta c} &= k_c \cdot \{ - [\dot{X}_T + b_M \cdot \dot{\beta}] / V_o + \beta \}. \end{aligned} \right\} \quad (2.5)$$

В розглянутому нами випадку математична модель блоково-модульного агрегату в операторній формі запису матиме такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} K_{11} \cdot X_T(p) + K_{12} \cdot \varphi(p) + K_{13} \cdot \beta(p) &= F_{11} \cdot \alpha(p) + F_{12} \cdot R_{MT}(p); \\ K_{21} \cdot X_T(p) + K_{22} \cdot \varphi(p) + K_{23} \cdot \beta(p) &= F_{21} \cdot \alpha(p); \\ K_{31} \cdot X_T(p) + K_{32} \cdot \varphi(p) + K_{33} \cdot \beta(p) &= F_{31} \cdot \alpha(p) + F_{32} \cdot M_o(p), \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

Вхідними змінними в системі рівнянь (2.6) є:

1) керуючий вплив – кут повороту передніх керованих коліс енергетичного модуля модульного енергетичного засобу (α);

2) збурювальний вплив у вигляді:

- поперечної складової $R_{\text{мг}}$ головного вектора сил $R_{\text{м}}$ (рис. 2.1);

- сумарного розворотного моменту $M_0 = R_{\text{мг}} \cdot b_{\text{м}} - M_{\text{м}}$.

Вихідними параметрами функціонування динамічної системи, що розглядається є поперечне зміщення «приведеного» центру мас модульного енергетичного засобу – $X_{\text{т}}$, курсовий кут енергетичного модуля – φ і кут повороту технологічного модуля відносно площини XOY – β .

2.2. Вплив параметрів з'єднання модулів модульного енергетичного засобу на стійкість транспортного переміщення блоково-модульного МТА.

Розглядати цей процес необхідно з аналізу амплітудних і фазових частотних характеристик відпрацювання динамічною системою збурення у вигляді розворотного моменту M_0 . Отримаємо шукані АЧХ і ФЧХ із передаточної функції $W_3(p)$.

Ми підкреслювали, що при відпрацюванні збурення бажані АЧХ системи мають дорівнювати нулю. Якщо цього досягти не можна, то вони повинні бути якомога меншими.

Із теорії автоматичного регулювання відомо [16], що для цього слід або зменшити показник ступеню чисельника, або збільшити показник ступеня знаменника многочлена використовуваної передаточної функції. Можливі і обидва варіанти одночасно.

У нашому дослідженні обмежимося спробою зменшити показник ступеня чисельника многочлена. Для цього повинна виконуватися хоча б одна із двох наступних умов:

$$1) b_4 = A_{11} \cdot A_{21} = M_{\text{м}} \cdot J_{\text{т}} = 0;$$

$$2) b_1 = A_{12} \cdot A_{24} - A_{22} \cdot A_{14} = 0.$$

Аналіз показує, що обидві вимоги виконати неможливо. Отже наближати

дійсні АЧХ (і ФЧХ) до бажаних в даному випадку можна лише зміною тих конструктивних та кінематичних параметрів, які ми описували вище.

В першу чергу це стосується коефіцієнта опору гідравлічного дроселя K_M . Як виявилось, при зміні його значення 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. 2.2).

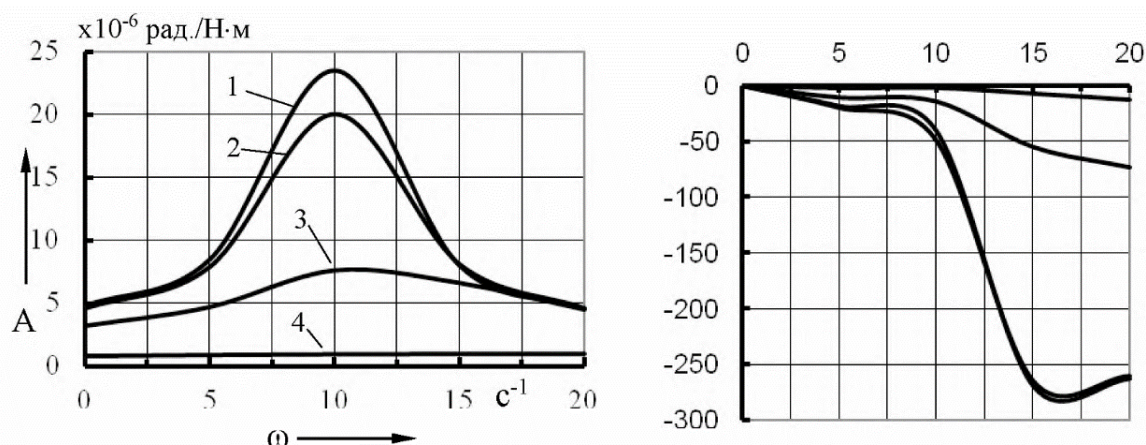


Рисунок 2.2 – Амплітудні (А) та фазові (Ф) частотні характеристики кута повороту технологічного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різних значення коефіцієнта демпфірування K_M (Н·м·с/рад.): 1 – $K_M = 0$; 2 – $K_M = 10^4$; 3 – $K_M = 10^5$; 4 – $K_M = 10^6$.

За розрахунками максимальне значення розворотного моменту, створюваного силою інерції технологічного модуля з навішеним на нього плутом ПЛН-5-35, становить приблизно 22000 Н·м. За ступеня демпфірування гідроциліндрів на рівні 10^6 Н·м·с/рад. даний момент здатний повернути технологічний модуль лише на 0,022 рад. або $1,25^\circ$.

При збільшенні швидкості руху блоково-модульного агрегату від 2 до 5 м/с амплітудні частотні характеристики відпрацювання ним збурювального впливу мають резонансний пік, який припадає на частоту 10с^{-1} (рис. 2.3).

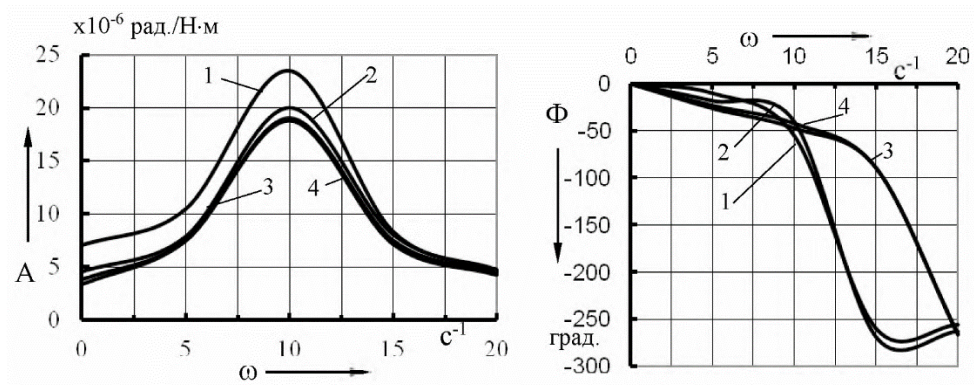


Рисунок 2.3 – Амплітудні (A) та фазові (Φ) частотні характеристики кута повороту технологічного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різній швидкості руху МТА (V_0):
1 – 2 м/с; 2 – 3 м/с; 3 – 4 м/с; 4 – 5 м/с.

Самі АЧХ динамічної системи змінюються при цьому мало. Особливо при $V_0=3$ 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.

Швидкість руху блоково-модульного агрегату практично дуже мало впливає на коливання кута повороту технологічного модуля модульного енергетичного засобу з навішеним знаряддям під час дії збурення у вигляді розворотного моменту.

Це ж саме можна сказати і стосовно коефіцієнтів опору уводу шин передніх та задніх коліс енергетичного модуля. Інша справа з коефіцієнтом опору уводу шин коліс технологічного модуля. При його збільшенні від 160 до 210 кН/рад. максимальне значення АЧХ динамічної системи зростає (крива 2, рис. 2.4).

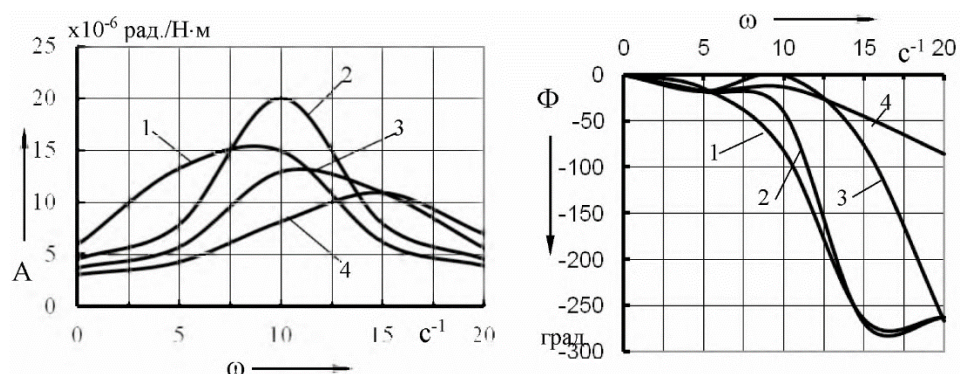


Рисунок 2.3 – Амплітудні (A) та фазові (Φ) частотні характеристики кута повороту технологічного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різних значеннях коефіцієнта опору уводу шин його коліс (k_c): 1 – 160 кН/рад.; 2 – 210 кН/рад.; 3 – 260 кН/рад.; 4 – 310 кН/рад;

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 с^{-1} , проте ця різниця є незначною.

У кінцевому рахунку можна сказати, установка шин мосту технологічного модуля із загальним коефіцієнтом опору уводу на рівні 260 кН/рад. і більше сприяє зменшенню амплітуди його коливань у горизонтальній площині. Краще себе він поводитиме в діапазонах частот зміни збурювального впливу $0...5$ та $10...20 \text{ с}^{-1}$ (рис. 2.3). Так, при значенні розворотного моменту, що розглядається на рівні $22000 \text{ Н}\cdot\text{м}$ і $k_c=310 \text{ кН/рад.}$ кут повороту технологічного модуля модульного енергетичного засобу не буде перевищувати 4° .

В цілому, можна стверджувати, що установка шин мосту технологічного модуля із загальним коефіцієнтом опору уводу на рівні 260 кН/рад. і більше сприяє зменшенню амплітуди коливань енергетичного модуля у горизонтальній площині. Найбільш відчутно це при частоті збурення більше за 12 с^{-1} .

Збільшення коефіцієнта демпфірування K_m приводить до бажаного зменшення АЧХ (рис. 2.4).

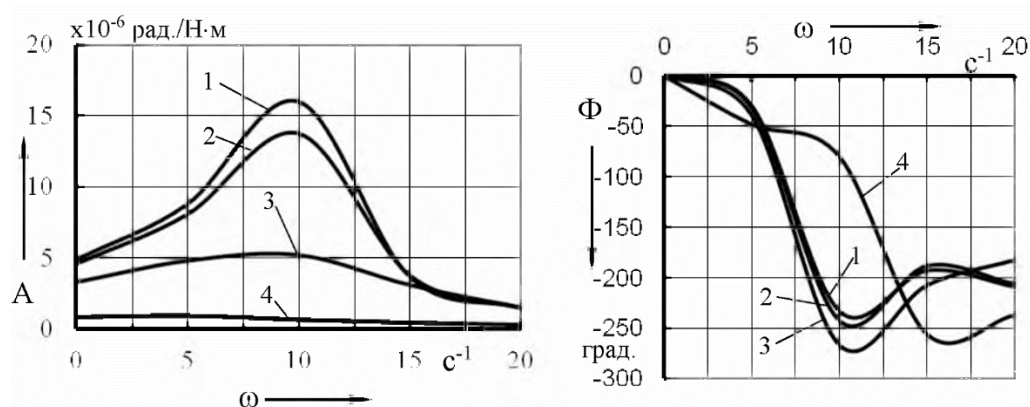


Рисунок 2.4 – Амплітудні (A) та фазові (Φ) частотні характеристики кута повороту енергетичного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різних значеннях коефіцієнта демпфірування K_m ($\text{Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад.}$): 1 – $K_m=0$; 2 – $K_m=10^4$; 3 – $K_m=10^5$; 4 – $K_m=10^6$.

Так, коли K_m дорівнює $10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад.}$, максимальне значення коефіцієнта підсилення збурення такою динамічною системою, якою є машинно-тракторний

агрегат, що розглядається зменшується в 17 разів, а АЧХ не має резонансних піків.

Фазові частотні характеристики МТА при збільшенні значення K_m погіршуються. Але, лише в діапазоні частот коливань збурювального впливу $\omega=6\ldots 13 \text{ c}^{-1}$ і на величину, яка менша, ніж при відпрацюванні розворотного моменту технологічним модулем (рис. 2.3). Там, ми бачимо, 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 вже підкреслювалося, лише в діапазоні частот коливань розворотного моменту $6\ldots 13 \text{ c}^{-1}$ (рис. 2.4).

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

Таким чином, для забезпечення кращої керованості транспортного руху блоково-модульного агрегату інтенсивність впливу на органи керування модульного енергетичного засобу має бути якомога більшою, а коефіцієнт опору уводу шин передніх коліс його енергетичного модуля – максимально можливим.

РОЗДІЛ 3

ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

3.1. Програма та методика експериментальних досліджень.

За фізичний об'єкт досліджень був прийнятий орний агрегат на основі модульного енергетичного засобу перемінного тягового класу 1,4-3 під умовною маркою МЕЗ-80 (рис. 3.1).



Рисунок 3.1 – Орний агрегат на основі МЕЗ-80

Під час руху гідроциліндр технологічного модуля (рис. 3.2) був обладнаний демпфером (гідравлічним дроселем) у вигляді шайби з різним діаметром отвору.

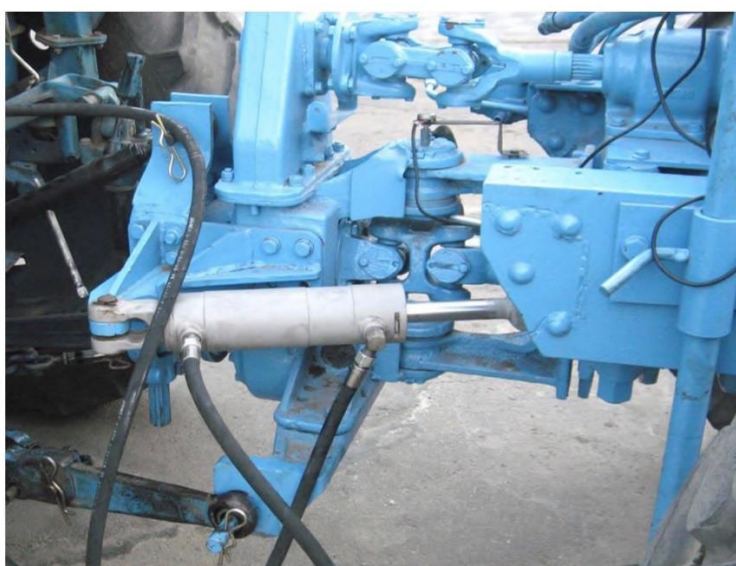


Рисунок 3.2 – Розміщення гідроциліндра на рамі технологічного модуля
модульного енергетичного засобу

Вказаний гідравлічний дросель з'єднував між собою надпоршньову і підпоршньову порожними гідравлічного циліндра. Послідовно із вказаними порожнинами і гідравлічним дроселем був з'єднаний гідравлічний акумулятор із підпружиненим поршнем. Такни компенсаційний пристрій був необхідний для забезпечення перетікання практично однакової кількості оливи із однієї порожнини гідроциліндра до другої.

Програма досліджень передбачала визначення залежності коефіцієнта гідравлічного опору шайби від її діаметра.

Методика досліджень полягала в наступному. Шток гідроциліндра з допомогою гідророзподільника фіксували у верхньому положенні. До балки приєднували вантаж, а потім важіль гідророзподільника установлювали у положенні «плаваюче». У двократній повторності фіксували час опускання штока гідроциліндра із верхнього положення у нижнє на кут, який становив 70° (тобто 1,2 рад.). Такі вимірювання здійснювали для кожної із значень діаметра отвору демпферної шайби ($D_{ш}$), яку вмонтовували у гідроциліндр.

Обробка даних експериментальних досліджень проводилася за методикою багатофакторного аналізу та прикладних програм ЕОМ.

Поставлену задачу вирішували шляхом порівняння теоретичної та експериментальної амплітудних частотних характеристик транспортного руху блоково-модульного агрегату.

3.2. Результати перевірки математичної моделі технічного рішення на адекватність.

Блоково-модульний агрегат у складі трактора МТЗ-80, технологічного модуля та навісного плуга ПЛН-5-35 (рис. 3.1) досліджували під час здійснення ним переїзду з одного поля на друге. Транспортний рух здійснювався при цьому по стерні озимої пшениці (табл. 3.1) поперек напрямку посіву.

Таблиця 3.1 – Основні характеристики агротехнічного фону

Показник	Значення
Вологість ґрунту (%) в шарі: 0...15 см	10,4
Щільність ґрунту в шарі 0...15 см, г/см ³	1,24
Висота стерні, см	15,6
Густота стерні, шт./м ²	498
Стандарт коливань нерівностей агрофону, ± см	2,1

Як показав аналіз отриманих експериментальних даних, середнє квадратичне відхилення коливань курсового кута енергетичного модуля МЕЗ (σ_ϕ) становило $\pm 0,7$ град.

Основана частка дисперсії цього параметра, як впливає із характеру нормованої спектральної щільності S_ϕ (рис. 3.3, б), зосереджена в діапазоні частот 0...3 с⁻¹. А такий діапазон коливань досліджуваного процесу прийнято вважати низькочастотним [9].

Стандарт коливань кута повороту керованих коліс енергетичного модуля (тобто трактора МТЗ-80) МЕЗ (σ_α) був дещо більшим і дорівнював $\pm 1,0$ град. Що стосується спектру дисперсії коливань величини α (S_α), то він, як і для курсового кута ϕ , зосереджений в тому ж діапазоні частот – 0...3 с⁻¹ (рис. 3.3, а).

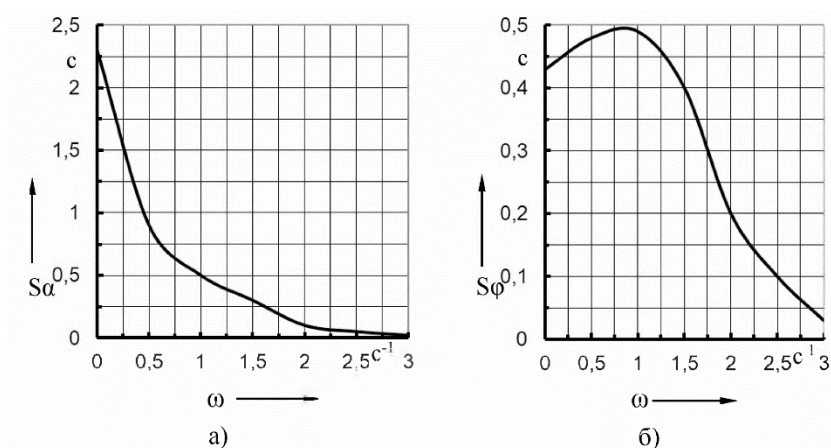


Рисунок 3.3 – Нормовані спектральні щільності коливань кута повороту керованих коліс (а) та курсового кута (б) енергетичного модуля блоково-модульного агрегату

Обидва процеси, як бачимо, є низькочастотними. До того ж вони і

аперіодичні, оскільки внутрішні структури коливань курсового кута і кута повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ, як свідчать нормовані кореляційні функції (на рисунках не показані), не містять будь-яких періодичних складових.

Далі із отриманих експериментальних даних розраховували експериментальну амплітудну частотну характеристику блоково-модульного агрегату при відпрацюванні ним керуючого впливу під час виконання транспортного переміщення по полю. Отриману експериментальну АЧХ порівнювали із теоретичною (рис. 3.4).

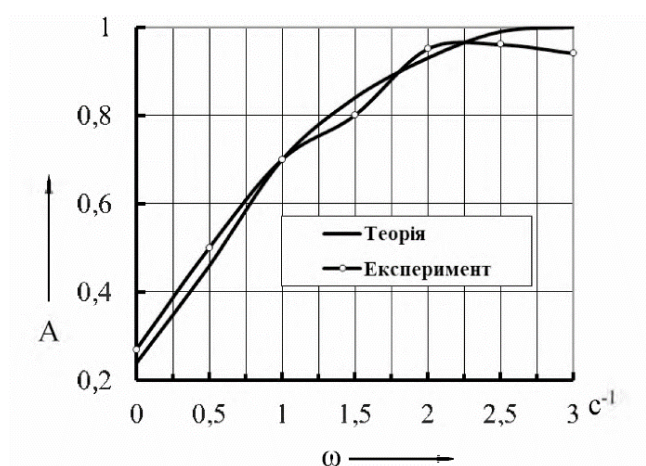


Рисунок 3.4 – Теоретична та експериментальна АЧХ транспортного руху блоково-модульного агрегату

При розрахунках теоретичної амплітудно-частотної характеристики транспортного руху блоково-модульного агрегату використовували передаточну функцію $W_1(p)$. Значення усіх величин, які входять до вказаної передаточної функції, були наступними:

$$V_o = 2,85 \text{ м/с};$$

$$k_a = 30 \text{ кН/рад.}; \quad k_b = 160 \text{ кН/рад.}; \quad k_c = 210 \text{ кН/рад.};$$

$$P_{fa} = 1,27 \text{ кН}; \quad F_b = 7,1 \text{ кН}; \quad P_{fc} = 3,27 \text{ кН};$$

$$M_M = 7120 \text{ кг}; \quad J_T = 15,7 \text{ кН} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2; \quad J_M = 15,9 \text{ кН} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2;$$

$$L = 2,37 \text{ м}; \quad a_M = b_M = 1,22 \text{ м}; \quad K_M = 0.$$

Ці параметри були визначені для розглянутого нами конкретного дослідного блоково-модульного машинно-тракторного агрегату.

Причому, одну частину із них знаходили шляхом здійснення відповідних розрахунків, решту – безпосереднім вимірюванням за методикою, викладеною у попередньому розділі роботи.

Аналіз рис. 3.4 показує, що візуально найбільша розбіжність експериментальних і теоретичних даних має місце на частотах коливань керуючого впливу (кута повороту керованих коліс енергетичного модуля модульного енергетичного засобу) $1,5$ і $3,0$ с^{-1} . Проте, у відносному співвідношенні експериментальні значення амплітудно-частотної характеристики найбільше відрізняються від теоретичних на частотах, менших за 1 с^{-1} . Найбільша різниця має місце при нульовій частоті керуючого впливу і становить $12,5\%$.

Такий збіг натурних та розрахункових даних вказує на адекватність розробленої математичної моделі. А це, своєю чергою, дає право використовувати її для достовірного обґрунтування схеми, режимів роботи і конструктивних параметрів досліджуваного нами блоково-модульного агрегату під час виконання ним транспортного руху.

3.3. Експериментальна оцінка стійкості транспортного руху блоково-модульного агрегату.

Як уже підкреслювалося вище, блоково-модульний агрегат рухався по двох фонах: необробленому та злущеному полі. На кожному із них він мав два швидкісних режими: $1,7$ та $3,1$ м/с .

Аналіз отриманих даних показав наступне. Дисперсія кутових коливань технологічного модуля МЕЗ із навішеним на нього плугом при рухові агрегату по злущеному полю зосереджена у відносно вузькому діапазоні частот $0,25 \dots 1,50$ с^{-1} (рис. 3.5).

Натомість, під час переміщення блоково-модульного МТА по необробленому фонові цей діапазон був вдвічі ширшим: $0,253 \dots 3,00$ с^{-1} . Це практично однозначно вказує на те, що коливання технологічного модуля МЕЗ з плугом на злущеному полі носять більш низькочастотний характер, ніж на необробленому.

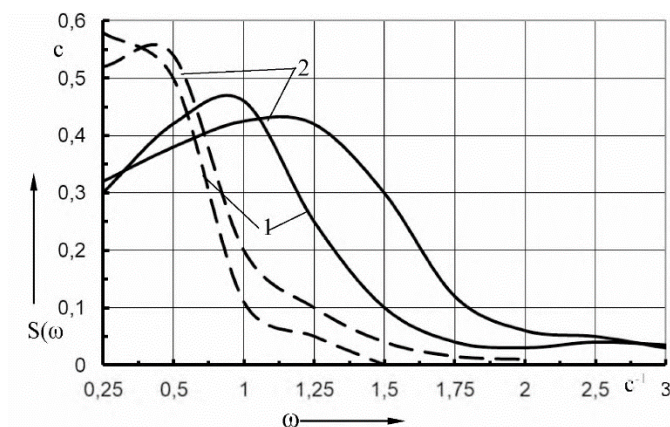


Рисунок 3.5 – Нормовані спектральні щільності коливань кута повороту (β) технологічного модуля МЕЗ при різних швидкостях руху МТА на злущеному (—) та необробленому (-----) фонах: 1 – 1,7 м/с; 2 – 3,1 м/с

Такий результат досягнуто за рахунок більшої рівнинності мікрорельєфу злущеного поля. Навіть за швидкості блоково-модульного агрегату 3,1 м/с частота зрізу коливань профілю такого агротехнічного фону не перевищує 6 c^{-1} або 0,95 Гц. При $V_0=1,7 \text{ м/с}$ вона взагалі менша за $3,14 \text{ c}^{-1}$ тобто 0,5 Гц (рис. 3.6, а).

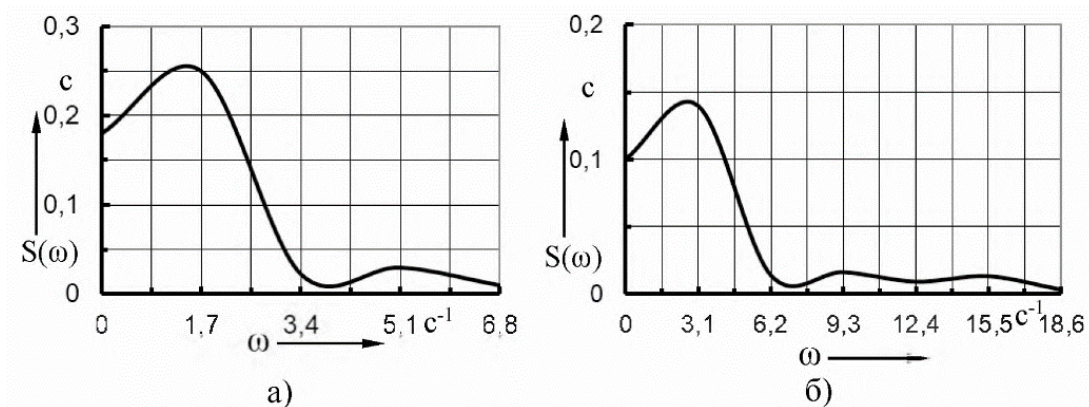


Рисунок 3.6 – Нормовані спектральні щільності коливань профілю обробленого (злущеного) поля за швидкості руху МТА 1,7 м/с (а) та 3,1 м/с (б)

В той же час, частота зрізу коливань профілю необробленого поля за швидкості руху досліджуваного блоково-модульного агрегату 1,7 м/с становить приблизно $10,0 \text{ c}^{-1}$, а при $V_0=3,1 \text{ м/с}$ вона зростає до $18,6 \text{ c}^{-1}$ або майже до 3 Гц (рис. 3.7).

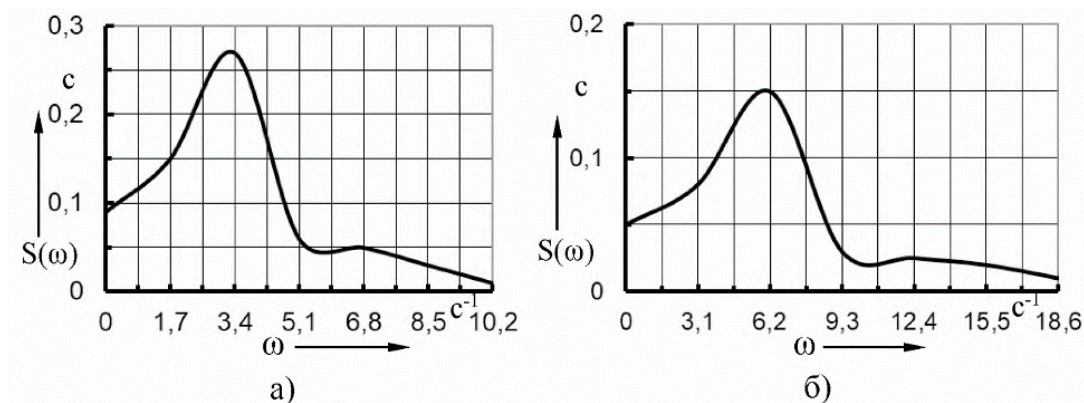


Рисунок 3.7 – Нормовані спектральні щільності коливань профілю необробленого поля за швидкості руху МТА 1,7 м/с (а) та 3,1 м/с (б)

Не дивлячись на те, що коливання нерівностей профілю необробленого поля мають більш розтягнутий спектр, їх дисперсія більша. Так, за швидкості руху машинно-тракторного агрегату 3,1 м/с значення цього показника дорівнює 2,25 град.^2 . При переміщенні агрегату з цією ж швидкістю на злущеному полі дисперсія кутових коливань технологічного модуля становила 0,98 град.^2 . Дійсне значення загальновідомого F-критерію Фішера дорівнювала при цьому $F_d = 2,25 / 0,98 = 2,30$, а таблична (на статистичному рівні значущості 0,01) – 1,39 [13].

Слід підкреслити, що максимальні значення дисперсій коливань нерівностей профілів обробленого (злущеного) і необробленого агротехнічних фонів припадають на різні частоти. На злущеному полі вони становлять 1,5 м/с ($V_0 = 1,7$ м/с) і 2,8 с^{-1} ($V_0 = 3,1$ м/с). На необробленому полі – 3,3 і 6,1 с^{-1} відповідно.

Технологічний модуль МЕЗ обладнаний шинами 16,9R38. Для них, за даними [1], $C_{\text{шм}} = 432 \text{ кН} \cdot \text{м/рад}$. Момент інерції технологічного модуля, як у же вказувалось вище, $J_M = 15,9 \text{ кН} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$.

Звідси отримуємо, що частота власних горизонтальних кутових коливань технологічного модуля з навішеним на нього плугом становить $\omega_{\text{TM}} = 5,2 \text{ с}^{-1}$. Із розглянутих вище частот, на які припадає максимум дисперсій коливань нерівностей профілю поля, до значення ω_{TM} найближчою є частота коливань нерівностей профілю необробленого поля за швидкості руху блоково-модульного МТА 3,1 м/с – 6,1 с^{-1} . Саме із-за цього на вказаному режимові руху агрегату кутові коливання технологічного модуля з плугом мають найбільшу дисперсію.

Частоти максимальних значень дисперсій вертикальних коливань нерівностей профілю злушеного поля значно менші за ω_{TM} , що і обумовлює зниження амплітуди кутових коливань технологічного модуля із навішеним на нього знаряддям.

Динаміка коливального руху технологічного модуля з навішеним на нього знаряддям певним чином впливає на курсову стійкість енергетичного модуля (тобто трактора). Як виявилось (рис. 3.8), у якісному плані характер нормованих спектральних щільностей зміни кута φ такий же, як і кута кутових коливань β .

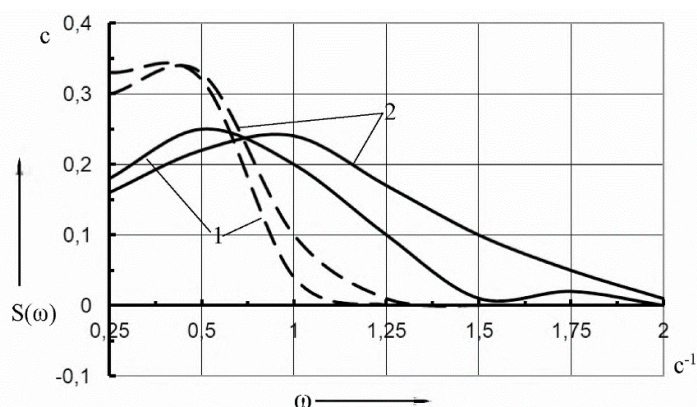


Рисунок 3.8 – Нормовані спектральні щільності коливань курсового кута (φ) енергетичного модуля МЕЗ при різних швидкостях руху МТА на злущеному (—) та необробленому (-----) фонах: 1 – 1,7 м/с; 2 – 3,1 м/с

Різниця полягає в наступному. По-перше, частотний діапазон коливань курсового кута вузький. Так, на злущеному агротехнічному фоні часто та зрізу коливань кута φ навіть за швидкості МТА 3,1 м/с не перевищує $1,2 \text{ с}^{-1}$. На необробленому полі цей показник менший за $2,0 \text{ с}^{-1}$.

По-друге, максимумами оцінюваних нормованих спектральних щільностей (рис. 3.8) мають менше значення і зміщені в бік більш низьких частот. При чому, це явище більш відчутне при більшій швидкості транспортного руху блоково-модульного машинно-тракторного агрегату і особливо на необробленому агротехнічному фоні.

По-третє, дисперсія кутових коливань енергетичного модуля МЕЗ менша, ніж значення аналогічної статистичної оцінки для технологічного модуля з навішеним знаряддям. В принципі такий результат цілком логічний, оскільки

експлуатаційна маса трактора більша за сумарну масу технологічного модуля і агрегатованого плуга.

Подальші дослідження проводили з метою визначення впливу дроселювання гідроциліндру технологічного модуля на динаміку його коливань у горизонтальній площині, а також коливань енергетичного модуля. Для цього обрали більш впливовий фон – необроблене поле. На ньому блоково-модульний агрегат рухався лише з однією швидкістю – $3,1 \text{ м/с}^4$. Гідроциліндр технологічного модуля був задросельований при цьому шайбою з отвором діаметром 2 мм.

Аналіз експериментальних даних показав, що застосування демпфера з гідравлічним опором $1,03 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад.}$ приводить до наступних наслідків. Спектр кутових коливань технологічного модуля МЕЗ разом з навішеним на нього ґрунтообробним знаряддям суттєво звужується, тобто стає більш низькочастотним (рис. 3.9).

Так, якщо за відсутності демпфера частота зрізу коливань кута β становила 3 с^{-1} , то при його застосуванні вона зменшилась до $1,2 \text{ с}^{-1}$ або в 2,5 рази.

Максимум нормованої спектральної щільності з частоти $1,12 \text{ с}^{-1}$ змістився на майже вдвічі меншу частоту $\omega = 0,5 \text{ с}^{-1}$ (рис. 3.9).

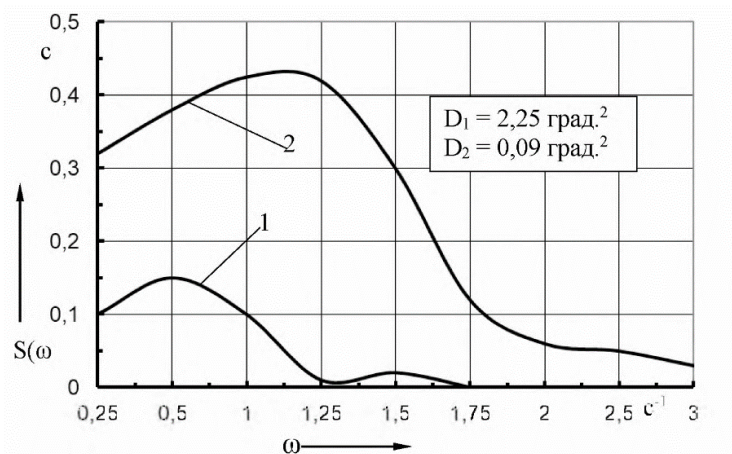


Рисунок 3.9 – Нормовані спектральні щільності коливань кута повороту (β) технологічного модуля МЕЗ за різних рівнів дроселювання його гідроциліндру:
1 – $1,03 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад.}$; 2 – 0.

Якісні зміни динаміки кутових коливань енергетичного модуля МЕЗ після введення дроселювання практично такі ж, як і у технологічного модуля. Інша

справа, що зменшення дисперсії коливань кута φ відбулося при цьому не в 25 разів, як у кута β , а лише у 8 (рис. 3.10).

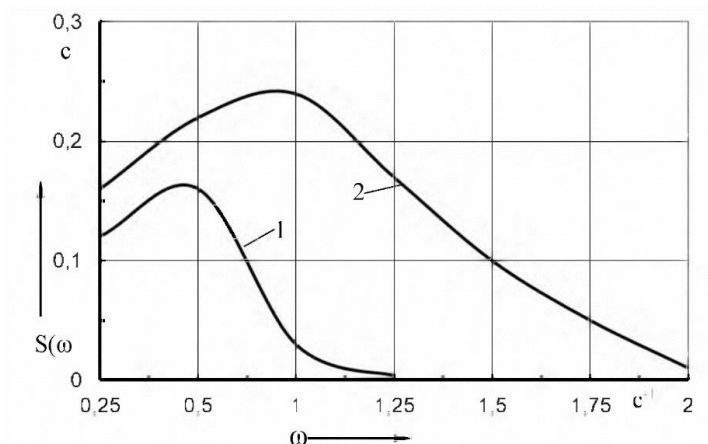


Рисунок 3.10 – Нормовані спектральні щільності коливань курсового кута (φ) енергетичного модуля МЕЗ за різних рівнів дроселювання гідроциліндру технологічного модуля: 1 – $1,03 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{рад}.$; 2 – 0.

Можна зробити висновок, що динамічні процеси кутових переміщень енергетичного й технологічного модулів МЕЗ після введення гідравлічного демпфера стали практично ідентичними.

3.4. Вплив коефіцієнта гідравлічного опору на керованість руху блоково-модульного МТА.

Під час проведення експериментальних досліджень керуючий вплив, тобто кут повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ, змінювався у вузькому діапазоні. Основна доля дисперсії коливань цього параметра зосереджена в діапазоні частот $0 \dots 2,0 \text{ c}^{-1}$ або $0 \dots 0,32 \text{ Гц}$ (рис. 3.11).

Максимальна значення нормованої спектральної щільності коливань кута α припадає на досить низькі частоти $0,30 \dots 0,35 \text{ c}^{-1}$.

Дію керуючого впливу блоково-модульний агрегат відпрацьовував по різному в залежності від ступеню дроселювання гідроциліндру технологічного модуля. За його відсутності між кутом α і курсовим кутом φ має місце позитивний кореляційний зв'язок. Проте, максимальне його значення не перевищує 0,35 і

зміщена вліво від нульової ординати (рис. 3.12).

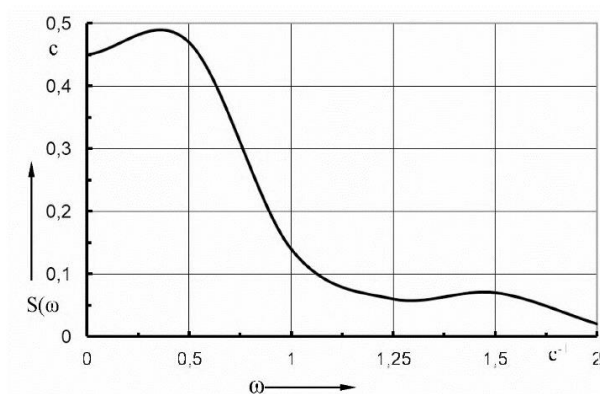


Рисунок 3.11 – Нормовані спектральні щільності коливань керуючого впливу – кута повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ

При введенні гідравлічного демпфера в гідроциліндр технологічного модуля з коефіцієнтом жорсткості $1,03 \times 10^6$ Н·м·с/рад. Характер поведінки взаємної кореляційної функції α - φ принципово (якісно і кількісно) змінюється (крива 1, рис. 3.12).

По-перше, максимум взаємного кореляційного зв'язку між керуючим впливом і курсовим кутом енергетичного модуля досягає позначки 0,89. Це в 2,6 рази більше, ніж в попередньому варіанті налагодження технологічного модуля.

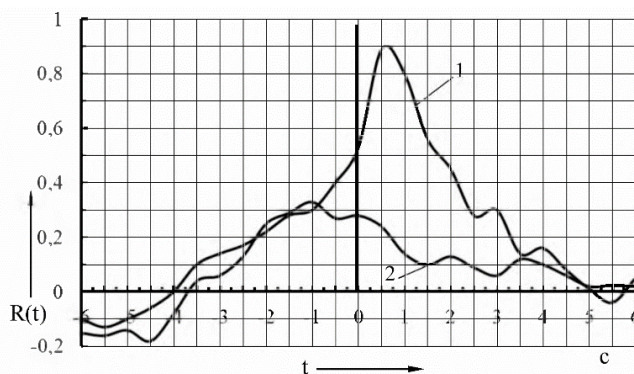


Рисунок 3.12 – Нормовані взаємні кореляційні функції коливань курсового кута φ від керуючого впливу α за різних рівнів дроселювання гідроциліндру технологічного модуля: 1 – $1,03 \times 10^6$ Н·м·с/рад.; 2 – 0.

По-друге, максимум взаємної кореляційної функції зміщений вправо від нульової ординати. А це вказує на те, що керуючий вплив є входом, а курсовий кут – виходом динамічної системи, що розглядається.

По-третє, запізнення реакції курсового кута на зміну кута повороту керуючих

коліс енергетичного модуля зменшується майже вдвічі. Наразі воно становить 0,51 с. Такий результат є бажаним, оскільки відпрацювання розглянутого нами слідкуючою системою керуючого впливу в ідеалі має бути миттєвим, тобто здійснюватися з нульовим запізненням. Оскільки на практиці цього досягти практично неможливо, всяке конструктивно-технологічне рішення, направлене на зменшення реакції системи на вхідний корисний сигнал, є бажаним.

Отже, найбільша різниця між експериментальними даними та результатами математичного моделювання на рівні 12,5% говорить про адекватність розробленої математичної моделі, що дає право використовувати її для достовірного обґрунтування схеми, режимів роботи і конструктивних параметрів досліджуваного нами блоково-модульного агрегату під час виконання ним транспортного руху.

РОЗДІЛ 4

ОХОРОНА ПРАЦІ

4.1. Організація охорони праці в сільськогосподарському господарстві.

У кожному суб'єкті господарювання, що здійснює сільськогосподарські роботи, роботодавцем має бути забезпечено наявність експлуатаційної документації на технологічне обладнання, що використовується у виробничих процесах, у тому числі виготовлене безпосередньо в суб'єкт господарювання, відповідно до його призначення, особливості конструкції, умови експлуатації та Правила, що передбачає виключення виникнення небезпечних ситуацій при експлуатації та забезпечення безпеки:

1) правила монтажу (демонтажу), введення в експлуатацію та експлуатації технологічного обладнання та способи запобігання можливим помилкам, що призводять до створення небезпечних ситуацій;

2) вимоги до розміщення у виробничих приміщеннях (на виробничих майданчиках) стаціонарного технологічного обладнання, що забезпечують зручність та безпеку при його експлуатації, технічному обслуговуванні та ремонті, а також вимоги щодо оснащення приміщень та майданчиків засобами захисту, що не входять до конструкції обладнання;

3) відомості про допустимі рівні шуму, вібрації, випромінювань, шкідливих речовин, шкідливих мікроорганізмів та інших шкідливих та (або) небезпечних виробничих факторів, що генеруються технологічним обладнанням;

4) прикордонні умови зовнішніх впливів (температури, атмосферного тиску, вологості, сонячної радіації, вітру, зледеніння, вібрації, ударів, землетрусів, агресивних газів, електромагнітних полів, шкідливих випромінювань, мікроорганізмів) та впливів виробничого середовища, за яких зберігається безпека виробничого обладнання;

5) правила управління технологічним обладнанням на всіх передбачених режимах його роботи та дії працівників у випадках виникнення небезпечних ситуацій (включаючи пожежонебезпечні та вибухонебезпечні);

- 6) вимоги до використання працівниками засобів індивідуального та колективного захисту;
- 7) способи своєчасного виявлення несправностей вбудованих засобів захисту та дії працівника у цих випадках;
- 8) регламент безпечного технічного обслуговування обладнання;
- 9) правила забезпечення пожежної безпеки, вибухобезпеки та електробезпеки [3].

4.2. Моделювання виникнення травматизму при роботі з машино-тракторним агрегатом.

Моделювання виникнення травматизму – це процес аналізу та відтворення обставин, що призвели до нещасного випадку, з метою виявлення причин та розробки заходів для його попередження в майбутньому. Це ефективний засіб профілактики, який дозволяє фахівцям детально дослідити ризики на робочому місці, пропрацювати процедури безпеки, а також нагадати про важливість дотримання правил та надання першої допомоги.

Метод логічного моделювання дає можливість уникнути травматизму при виконанні сільськогосподарських робіт, а саме [14]:

- попередження нещасних випадків, зменшення кількості травм та загибелі на виробництві;
- підвищення рівня безпеки, забезпечення дотримання вимог нормативно-правових актів з промислової безпеки та охорони праці;
- покращення реагування, підготовка працівників до швидкого та ефективного надання першої допомоги та сповіщення відповідних служб;
- створення безпечного робочого середовища, впровадження психосоціальної підтримки та формування культури безпеки у господарстві.

Моделювання виникнення травматизму при роботі з машино-тракторним агрегатом наведена на Рис. 4.1.

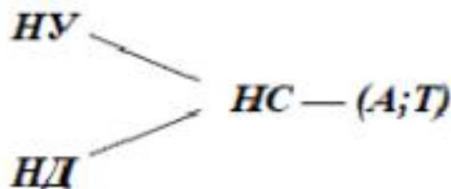


Рисунок 4.1 – Модель виникнення травм при роботі з МТА

На транспортних роботах небезпечною умовою є вузька колія (**НУ**). При різкому повороті (**НУ**) транспортний засіб може перекинутись (**НС**) з наслідками (**А;Т**).

Таким чином, нами наведено модель виникнення травматизму при роботі з машино-тракторним агрегатом. Використання на практиці моделювання аварій і травм при виконанні сільськогосподарських робіт дає можливість уникнути або попередити про небезпечні ситуації.

РОЗДІЛ 5

ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ВИКОРИСТАННЯ ПРОПОНОВАНОГО ТЕХНІЧНОГО РІШЕННЯ

Нами було запропоновано технічне рішення, з наступними показниками його роботи, що слугували для розрахунків економічної ефективності його роботи:

- робоча ширина захвату, $B_p = 1,77$ м;
- середня глибина оранки, $h = 25$ см;
- середня швидкість робочого руху, $V_p = 2,4$ м/с (8,64 км/год);
- основна (чиста) продуктивність, $W_0 = 1,53$ га/год.

В принципі за однакової основної (чистої) продуктивності впровадження нової розробки потенційно впливає на змінну продуктивність. Його вплив можна виразити через коефіцієнт використання змінного часу $\tau_{зм}$. Розглянемо цей постулат більш детально.

Згідно з ГОСТ 24055 – 88 коефіцієнт використання часу зміни при роботі того чи іншого агрегату знаходять із виразу:

$$\tau_{зм} = 1/(1 + \tau_2 + \tau_{311} + \tau_{32} + \tau_{33} + \tau_{41} + \tau_5 + \tau_6 + \tau_{71}), \quad (5.1)$$

де τ_2 – питомі витрати допоміжного часу; τ_{311} – коефіцієнт використання часу на щозмінне технічне обслуговування машини/знаряддя; τ_{32} – коефіцієнт використання часу на підготовку та завершення роботи; τ_{32} – питомі витрати часу на налагодження та регулювання МТА; τ_{41} – питомі витрати часу на усунення технологічних відмов; τ_5 – коефіцієнт використання часу на відпочинок; τ_6 – коефіцієнт використання часу на холості переїзди; τ_7 – коефіцієнт використання часу на щозмінне технічне обслуговування машини, агрегатованої з випробовуваною.

Як показали результати спостережень за роботою орного машинно-тракторного агрегату, витрат часу на усунення технологічних відмов, відпочинок механізатора та на технічне обслуговування плуга не було.

Налагодження та регулювання орного агрегату здійснили один раз перед проведенням досліджень. У процесі їх проведення додаткових регулювань або

наладок теж не здійснювали.

В результаті вище викладеного маємо:

$$\tau_{33} = \tau_{41} = \tau_5 = \tau_{71} = 0.$$

З урахуванням цього вираз (5.1) приймає наступний вигляд:

$$\tau_{3M} = 1/(1 + \tau_2 + \tau_{311} + \tau_{32} + \tau_6), \quad (5.2)$$

В свою чергу маємо:

$$\tau_2 = 10 \cdot \frac{T_2 \cdot W_0}{L_r \cdot B_p}, \quad (5.3)$$

де T_2 – час, витрачений агрегатом на повороти, год.; L_r – середня довжина гону поля, м.

Що стосується трьох інших коефіцієнтів виразу (5.2), то формули для їх розрахунку є такими:

$$\begin{aligned} \tau_{311} &= T_{311}/T_1; \\ \tau_{32} &= T_{32}/T_1; \\ \tau_6 &= T_6/T_1, \end{aligned} \quad (5.4)$$

де T_{311} , T_{32} , T_6 – відповідно час на щоденне ТО трактора, підготовку і закінчення роботи, переїзди МТА з місця стоянки на місце роботи і навпаки; T_1 – час основної роботи блоково-модульного орного агрегату, год.

З урахуванням (5.3) і (5.4) вираз (5.2) прийме такий вигляд:

$$\tau_{3M} = \frac{1}{\left[1 + 10 \cdot \frac{T_2 \cdot W_0}{L_r \cdot B_p}\right] + \frac{T_{311} + T_{32} + T_6}{T_1}}. \quad (5.5)$$

Виходячи із ГОСТ 24055 – 88, основний час роботи МТА можна знайти із виразу:

$$T_1 = \frac{T_n - T_{311} - T_{322} - T_6}{1 + \tau_2}, \quad (5.6)$$

де T_n – нормативна тривалість зміни (7 год.); T_{322} – час агрегування плуга з МЕЗ, год.;

Якщо вираз (5.6) підставити у (5.5), то після перетворень отримаємо:

$$\tau_{зм} = \frac{1}{1 + \frac{1}{L_T \cdot B_p} \left\{ 10 \cdot T_2 \cdot W_o + \frac{(T_{311} + T_{32} + T_6) \cdot (L_T \cdot B_p + 10 \cdot T_2 \cdot W_o)}{T_H - T_{311} - T_{322} - T_6} \right\}} \quad (5.7)$$

Блоково-модульні агрегати на основі МЕЗ двох варіантів працювали на одному і тому ж полі. Довжина його гону L_T становила 815 м. Крім цього, однаковими величинами, які входять до виразу (5.7), є:

- 1) робоча ширина захвату МТА B_p , м;
- 2) продуктивність МТА за одну годину основного часу, тобто чиста продуктивність W_o , га/год.;
- 3) нормативний час зміни T_H , год.;
- 4) час на щоденне технічне обслуговування трактора T_{311} , год.;
- 5) час на підготовку і закінчення роботи T_{32} , год.;
- 6) час на агрегування плуга з МЕЗ T_{322} , год.

Різними, за даними хронометражу, виявилися лише час на повороти орного МТА (T_2) та час переїзду агрегату з місця стояки до поля і навпаки (T_6). Тобто ті величини, на які установка шайби-демпферу в гідравлічний циліндр технологічного модуля МЕЗ впливає відповідним чином. У даному випадку це, як показали дані хронометражу (табл. 5.1), привело до їх суттєвого зменшення.

За результатами хронометражних спостережень за роботою порівнюваних блоково-модульних агрегатів отримано дані, необхідні для розрахунку коефіцієнта використання часу зміни $\tau_{зм}$ за формулою (5.7).

Аналіз даних таблиці 5.1 показує, що впровадження наукової розробки у вигляді гідравлічного демпферу циліндра технологічного модуля модульного енергетичного засобу (тобто шайби з отвором діаметром 2 мм дозволило зменшити у процесі виконання оранки:

- час на повороти МТА – на 30%;
- час переїзду блоково-модульного агрегату з місця стоянки до місця роботи та навпаки – в 3 рази.

Таблиця 5.1 – Значення величин для розрахунку коефіцієнта $\tau_{зм}$

Параметр, показник	Роз- мірність	Позна- чення	Значення	
			Н	Б
Довжина гону поля	м	L_{Γ}	815	
Робоча ширина захвату МТА	м	B_p	1,73	
Швидкість робочого руху	км/год.	V_p	8,64	
Основна продуктивність праці	га/год.	W_o	1,53	
Нормативний час зміни	год.	T_n	7	
Час на щоденне ТО трактора	год.	T_{311}	0,30	
Час на підготовку і закінчення роботи МТА	год.	T_{32}	0,20	
Час на агрегування плуга	год.	T_{322}	0,05	
Час на повороти МТА	год.	T_2	0,80	1,15
Час на переїзди МТА з місця стоянки				
на поле і навпаки	год.	T_6	0,20	0,60
Коефіцієнт використання часу зміни	-	$\tau_{зм}$	0,90	0,83
Збільшення коефіцієнту використан- ня часу зміни	%		8,4	

В кінцевому рахунку це приводить до збільшення коефіцієнта використання часу зміни на 8,4 %.

Змінна продуктивність ($W_{зм}$) та витрати праці ($З_{т}$) того чи іншого машинно-тракторного агрегату визначається із відомих виразів [4]:

$$\left. \begin{aligned} W_{зм} &= 0,1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau_{зм} = W_o \cdot \tau_{зм}; \\ З_{т} &= L / W_{зм}, \end{aligned} \right\} \quad (5.8)$$

де L – кількість персоналу, які обслуговують даний МТА. У даному випадку $L=1$. А це означає, що

$$З_{т} = \frac{1}{W_{зм}}. \quad (5.9)$$

Як впливає із аналізу залежностей системи (5.8), впровадження наукової розробки дозволяє збільшити змінну продуктивність праці блоково-модульного агрегату і зменшити при цьому витрати праці на ті ж 8,4%. Так, якщо у варіанті без гідравлічного дроселя змінна продуктивність орного МТА становила: $0,1 \cdot 1,53 \cdot 8,64 \cdot 0,83 = 1,09$ га, то у варіанті з дроселем вона дорівнювала 1,182 га. Тобто була більшою на вказані 8,4%.

Як впливає із формули (5.9), питомі витрати праці за умови використання нового орного машинно-тракторного агрегату зменшаться на ту ж величину, на яку зростає його продуктивність роботи. У даному випадку – це ті ж 8,4%.

Отже, впровадження наукової розробки дозволяє збільшити змінну продуктивність праці блоково-модульного агрегату і зменшити при цьому витрати праці на 8,4%.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

За результатами проведених досліджень нами зроблені наступні загальні висновки:

1. За проведеними дослідженнями в першому розділі встановлено, що для підвищення керованості та стійкості транспортного руху блоково-модульного машино-тракторного агрегату у горизонтальній площині доцільне застосування дроселювання гідроциліндру, який з'єднує енергетичний та технологічний модулі модульного енергетичного засобу.

2. В результаті теоретичних досліджень визначено, що для забезпечення кращої керованості транспортного руху блоково-модульного агрегату інтенсивність впливу на органи керування модульного енергетичного засобу має бути якомога більшою, а коефіцієнт опору відведення шин передніх коліс його енергетичного модуля – максимально можливим.

3. За експериментальними дослідженнями встановлені параметри транспортного руху блоково-модульного машино-тракторного агрегату, а саме:

- характер стійкості руху блоково-модульного агрегату є практично інваріантним по відношенню до коефіцієнтів опору уводу шин переднього та заднього мостів енергетичного модуля МЕЗ. Установка шин мосту технологічного модуля 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 $0...5$ та $10...20$ с⁻¹ кут повороту технологічного модуля взагалі не буде перевищувати 4°;

- дисперсія кутових коливань технологічного модуля МЕЗ із навішеним на нього плугом при рухові агрегату по злущеному полю зосереджена у відносно вузькому діапазоні частот $0,25...1,50$ с⁻¹. Під час переміщення блоково-модульного МТА по необробленому ґрунті цей діапазон вдвічі ширший: $0,25...3,00$ с⁻¹. Це вказує на те, що коливання технологічного модуля з плугом на злущеному полі носять більш низькочастотний характер, ніж на необробленому;

- при введенні гідравлічного демпфера з коефіцієнтом опору не меншим за

10^6 Н·м·с/рад. максимальне значення позитивного кореляційного зв'язку між кутовими коливаннями технологічного і енергетичного модулів МЕЗ зростає до 0,87, тобто збільшується у 2,7 рази. У цьому випадку енергетичний модуль і технологічний модуль практично разом протидіють збурювальному впливу у вигляді розворотного моменту, що позитивно відбивається на стійкості руху усього блоково-модульного МТА.

4. Результати економічної оцінки показали, що впровадження у виробництво пропонованого технічного рішення дає можливість до збільшення продуктивності роботи модульного енергетичного засобу та зменшення питомих витрат праці на 8,4%.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Бойков В.П., Белковський В.М. Шини для тракторів та сільськогосподарських машин. Київ : Колос, 1988. 240 с.
2. ГОСТ 23728 - 88. Техніка сільськогосподарська. Основні положення та показники економічної оцінки.
3. Закон України «Про охорону праці». URL: <https://zakon.rada.gov.ua/laws/show/2694-12#Text>. (Дата звернення: 25.09.2025).
4. Ільченко В.Ю. та ін. Машиновикористання в землеробстві. Київ : Урожай, 1996. 384 с.
5. Ксеневич І.П., Кутьков Г.М. Технологічні основи та технічна концепція трактора другого покоління. *Трактори та сільськогосподарські машини*. 1992. №2. С. 7-9.
6. Кувачов В.П. Підвищення плавності руху машинно-тракторних агрегатів на базі модульних енергетичних засобів перемінного тягового класу 1,4-3. *Праці ТДАТА*. 2006. Вип. 35. С.79-84.
7. Кутьков Є.М. та ін. Якість відстеження постійної технологічної колії при культивації зябу. *Трактори та сільськогосподарські машини*. 1992. №2. С. 6.
8. Кюрчев В.М., Кувачов В.П. Теоретичне моделювання руху модульних енергетичних засобів класу 1,4-3 у поздовжньо-вертикальній площині. *Праці ТДАТУ*. 2008. Вип. 8, том 2. С. 14-26.
9. Лур'є А.Б. Статистична динаміка сільськогосподарських агрегатів. Київ: Колос, 1990. 376 с.
10. Надикто В.Т., Кислицін С.В. Обґрунтування деяких конструктивних параметрів транспортного МТА на основі модульного енергетичного засобу (МЕЗ). *Праці ТДАТУ*. 1991. С. 13-15.
11. Надикто В.Т., Крижачківський М.Л., Кюрчев В.М., Абдула С.Л. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві. Мелітополь : ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2005. 337 с.
12. Панов І.М. Сучасний стан та шляхи розвитку техніки для нових

технологій обробітку сільськогосподарських культур. *Підсумки науки і техніки ВІНІТІ; Серія «Трактори та с.-г. машини»*. 1990. №5. С. 10-12.

13. Погорілий Л.В. Інженерні методи випробувань сільськогосподарських машин. Київ : Техніка, 1991. 157 с.

14. Прокопенко Е.В., Лісовий І.О., Лісова Т.С. Моделювання виробничих небезпек та зменшення їх шкідливого впливу під час проведення механізованих робіт. Зб. наук. праць УНУС. Умань, 2015. С. 79-86.

15. Рославцев А.В. Колісні трактори кл. 3: розширення сфери застосування та особливості аналітичного уявлення руху МЕЗ на їх основі. *Трактори та сільськогосподарські машини*. 1992. №1. С. 12.

16. Турбін Б.І. Теоретична механіка. Київ : Держ. Видавництво, 1989. 376 с.

17. Черепухін В.Д., Надикто В.Т. Перспективи та проблеми використання постійної технологічної колії у сільськогосподарському виробництві. Механізація та електрифікація сільського господарства. Київ. 1994. № 79. С. 20-24.

18. Jim Taylor. Compaction Studies in the USA. *The new concept of soil compaction management. Soil and Water*. Vol. 14. No. 3. 1996.