

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО

Кваліфікаційна наукова праця
на правах рукопису

ПЕТРОВ ГЕННАДІЙ АНАТОЛІЙОВИЧ

УДК 631.312.024

ДИСЕРТАЦІЯ

ОБҐРУНТУВАННЯ СХЕМИ ТА КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ
ОРНОГО АГРЕГАТУ ІЗ ФРОНТАЛЬНИМ ПЛУГОМ
БЕЗ ОПОРНОГО КОЛЕСА

133 Галузеве машинобудування

13 Механічна інженерія

Подається на здобуття наукового ступеню доктора філософії

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей,
результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

 Г.А. Петров

Науковий керівник:

Надикто Володимир Трохимович,
доктор технічних наук, професор,
член-кореспондент НААН України

Запоріжжя – 2025

АНОТАЦІЯ

Петров Г.А. Обґрунтування схеми і конструктивних параметрів орного агрегату із фронтальним плугом без опорного колеса. – Кваліфікаційна наукова праця на правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеню доктора філософії за спеціальністю 133 Галузеве машинобудування (галузь знань 13 Механічна інженерія). Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, Запоріжжя, 2025.

Дисертаційне дослідження присвячене обґрунтуванню схеми і конструктивних параметрів орного машинно-тракторного агрегату у складі трактора серії ХТЗ-160 (ХТЗ-16131), задньонавісного серійного чотирикорпусного плуга ПЛН-4-35 і нового фронтального двокорпусного орного знаряддя під маркою ПЛН-2-35. Особливістю фронтального плуга є те, що він, на відміну від аналогічних знарядь, використовується без опорного колеса. Аналіз шляхів і тенденцій використання таких орних знарядь вказує на наступні їх переваги. По-перше, вертикальна складова тягового опору передньонавісного орного знаряддя формує додаткове навантаження, яке припадає на передній міст трактора. По-друге, додаткова вертикальна сила з одного боку сприяє росту тягового зусилля тим мостом, до якого вона прикладена, а з другого боку – забезпечує зменшення буксування коліс цього мосту трактора. По-третє, високі зчіпні властивості коліс трактора забезпечують йому менше буксування і навпаки: мале буксування притаманне високим тягово-зчіпним властивостям коліс. По-четверте, зменшення буксування рушіїв трактора забезпечує йому відповідне зменшення витрат пального у агрегаті із тим чи іншим знаряддям/машиною. По-п'яте, зростання тягового зусилля трактора створює прямі передумови для збільшення робочої ширини захвату використовуваного плуга. А це, як відомо, безпосередньо приводить до зростання продуктивності роботи орного агрегату у цілому. У напрямку розв'язання сформульованих задач досліджень у теоретичному розділі дисертації першою чергою розроблено рівняння рівноваги фронтального

плуга у поздовжньо-вертикальній площині проекцій. Результати їх аналізу показують, що сумарне довантаження N_s переднього мосту трактора залежить лише від чотирьох параметрів: 1) ширини захвату орного знаряддя – B , м; 2) сили ваги плуга – G , кН; 3) глибини оранки – h , м; 4) коефіцієнта питомого опору орного знаряддя – k_{π} , $\text{кН}\cdot\text{м}^{-2}$. Установлено, що за збільшення параметра B утричі (з 0,75 до 1,05 м) вертикальне навантаження на передньому мосту трактора зростає у 1,6 разів (з 3,46 до 5,39 кН). Реальне значення параметра B прийнято рівним 0,70 м. Таке конструктивне рішення за умови кута нахилу центральної тяги переднього навісного механізму (ПНМ) трактора $\alpha = 15^\circ$, кута нахилу нижніх тяг ПНМ $\beta = 0^\circ$, глибини оранки $h = 0,25$ м і значення коефіцієнта $k_{\pi} = 55 \text{ кН}\cdot\text{м}^{-2}$ забезпечує вертикальне довантаження передніх рушіїв енергетичного засобу на рівні 6,43 кН. Вплив глибини оранки (h) на сумарне вертикальне довантаження переднього мосту трактора (N_s) не такий вагомий, як зміна параметрів B і G . Так, при збільшенні параметра h у 1,5 рази (з 0,20 до 0,30 м) показник N_s зростає лише на 13%. Практично аналогічний результат отримуємо за зміни коефіцієнта питомого опору плуга: за збільшення значення цього параметра на 18% (з 55 до 65 $\text{кН}/\text{м}^2$) показник N_s відповідно збільшується лише на 6%. Завдяки теоретичним дослідженням установлено, що зі збільшенням кута нахилу центральної тяги ПНМ трактора (α) та за незмінної значини кута нахилу нижніх (β) зусилля в обмежувальному ланцюгу (сила P_d). Динаміка цього процесу така: за збільшення кута α у 6 разів (з 5 до 30°) сила P_d збільшується удвічі (із 10 до 20 кН). При цьому, кут нахилу центральної тяги переднього навісного механізму трактора (α) здійснює більший вплив на динаміку зміни сил P_v , P_n і P_d , ніж кут нахилу нижніх тяг (β). Збільшення кута α , своєю чергою, в основному впливає на зміну сил, які діють у центральній (P_v) та нижніх (P_n) тягах ПНМ енергетичного засобу. Зростання сили, яка діє у обмежувальному ланцюгу (P_d), – менш інтенсивне. Теоретично установлено, що у тягах переднього навісного механізму трактора діють значно більші сили, ніж у обмежувальному ланцюгу фронтального плуга. Для їх зменшення із забезпеченням конструкційної надійності елементів ПНМ трактора, кут нахилу його центральної тяги (α) має бути якомога більшим. Рациональним обмеженням цього збільшення є такий конструктивний параметр, як висота

стояка переднього навісного механізму трактора. Чим ця висота більша, тим більш габаритним є фронтальний плуг, що небажано. Цілком прийнятною є умова, за якою кут нахилу центральної тяги переднього навісного механізму трактора (α) буде в межах $25-30^\circ$. У цьому випадку зусилля у центральній та нижніх тягах ПНМ енергетичного засобу будуть близькими до найменших (на рівні 40 кН). При цьому, сила P_d , яка діє у обмежувальному ланцюгу фронтального плуга, буде знаходитися на прийнятному рівні, що не перевищує 20 кН. Із інших конструктивних параметрів, які входять до системи рівнянь рівноваги плуга, на увагу заслуговують наступні три: 1) висота розташування рами фронтального орного знаряддя h_c ; 2) поздовжня координата центру мас фронтального плуга C_2 ; 3) поздовжня координата центру опору фронтального плуга C_3 . Найменша значина параметра h_c обумовлена висотою корпусу фронтального плуга. Змінювати цю значину у бік збільшення немає потреби із-за небажаного зростання габаритів, а отже і металоємкості, передньонавісного орного знаряддя. Значина параметра C_3 (як і параметра C_2) має визначатися, виходячи із міркувань конструктивного оформлення фронтального плуга. А це означає, що задля зменшення його довжини поздовжня координата центру опору даного орного знаряддя (тобто параметр C_2) має бути якомога меншим.

Для вивчення динаміки вертикальних коливань переднього мосту трактора з фронтальним плугом без опорного колеса складена математична модель функціонування даної динамічної системи у поздовжньо-вертикальній площині під впливом двох зовнішніх збурень: 1) коливання вертикальної сили довантаження переднього мосту трактора (N_s); 2) вертикальні коливання нерівностей поздовжнього профілю опорної поверхні (поля). На основі розробленої математичної моделі були складені відповідні передаточні функції і амплітудні (АЧХ) та фазові (ФЧХ) частотні характеристики. Аналіз розрахованих АЧХ засвідчує, що за збільшення частоти коливань сумарної сили N_s коефіцієнт їх підсилення динамічною системою прогресивно зменшується. Інтенсивність цього процесу практично однакова для значин зчіпної маси переднього моста трактора (параметр M) як на рівні 5700 кг, та і на рівні 6300 кг. Математичним моделюванням встановлено, що збільшення частоти впливу збурювального впливу ω до 20 с^{-1} приводить до бажаного зменшення АЧХ

для усіх прийнятих значин коефіцієнта жорсткості шин передніх коліс трактора $C_{ш}$. Особливо це проявляється на частотах коливань збурювального впливу (тобто сили N_s), близьких до нульової позначки. Так, коли $\omega = 2 \text{ с}^{-1}$, то значина АЧХ з позначки $19 \cdot 10^{-7} \text{ м/кН}$ зменшується до позначки $12 \cdot 10^{-7} \text{ м/кН}$. Тобто, бажане зменшення підсилення динамічною системою вхідного збурення становить 36,8%. На відміну від коефіцієнта жорсткості шини $C_{ш}$ зміна коефіцієнту опору її деформування $K_{ш}$ з 1 до 3 кН·с/м відчутного впливу на АЧХ відпрацювання динамічною системою збурювального впливу практично не здійснює. У якісному і, саме головне, у кількісному плані перебіг цих оцінюваних частотних характеристик в усьому частотному діапазоні коливань сили N_s від $\omega = 0$ до $\omega = 20 \text{ с}^{-1}$ один і той же. Аналіз показує, що зі збільшенням частоти коливань сумарної сили N_s приблизно до $\omega = 4 \text{ с}^{-1}$ оцінювані ФЧХ за обох значин параметра системи M (5700 і 6300 кг) суттєвої різниці не мають. Фазовий зсув динамічної системи за відпрацювання нею збурювального впливу при цьому сягає позначки $1,2^\circ$ або $0,02 \text{ рад}$. У часовому вимірі за $\omega = 4 \text{ с}^{-1}$ це становить лише $0,02/4 = 0,005 \text{ с}$. На практиці таке означає, що в діапазоні частот коливань збурювальної сили N_s від 0 до 4 с^{-1} динамічна система реагує на її (сили) зміни майже миттєво. У цілому зменшення значини коефіцієнта $C_{ш}$ із 400 до 250 кН/м приводить до бажаного збільшення фазового зсуву при відпрацюванні динамічною системою збурювального впливу. Адже чим менша жорсткість шини (тобто менша значина коефіцієнта $C_{ш}$), тим менша її жорсткість. Своєю чергою, чим менша жорсткість шин, тим пізніше, за рахунок її більшої деформаційної здатності, вона реагує на збурення. Установлено, що для системи зі значиною коефіцієнту $K_{ш} = 3 \text{ кН·с/м}$ ФЧХ сягає позначки $-0,9^\circ$ або $0,016 \text{ рад}$. Для цієї ж системи, але за умови $K_{ш} = 1 \text{ кН·с/м}$, фазовий зсув (тобто ФЧХ) збільшується (у абсолютному вимірі) до $-2,6^\circ$ або до $0,046 \text{ рад}$. Таким чином, різниця між порівнюваними ФЧХ за частоти $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$ становить приблизно $1,7^\circ$ або $0,03 \text{ рад}$. Цьому фазовому зсуву відповідає різниця між запізненнями реакцій динамічної системи на збурення величиною у $3,0 \cdot 10^{-3} \text{ с}$. Математичним моделюванням з'ясовано, що розглядувана динамічна система при відпрацюванні нею вертикальних коливань поздовжнього профілю поля практично індиферентна по відношенню до збільшення параметра M з 5700 до 6300

кг. Аналіз отриманих результатів досліджень з довірчою імовірністю 95% засвідчує, що нуль-гіпотеза про рівність середніх значень глибини оранки у порівнюваних агрегатів не відхиляється. Доказом цього є HP_{05} даного статистичного показника, яка дорівнює 0,81 см. А це більше за дійсну різницю між порівнюваними значеннями глибини оранки, яка становить 0,50 см. Із цього випливає, що видалення опорного колеса у фронтального плуга не приводить до значущої зміни ним середнього значення глибини оранки. Водночас, нуль-гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій коливань глибини оранки орними агрегатами обох варіантів відхиляється. Принаймні на статистичному рівні значущості 0,05. Згідно з отриманими даними дійсна значина F-критерію Фішера на рівні 1,69 ($6,76/4,00$) є більшою за табличну, яка в даному випадку становить 1,39. З огляду на це можна стверджувати, що використання фронтального плуга (варіант 2) обумовлює зменшення дисперсії коливань оранки у порівнянні з орним агрегатом, обладнаним фронтальним плугом з опорним колесом (варіант 1). Ширина захвату обома МТА була практично однаковою. Отримана при цьому арифметична різниця між середніми значеннями цього показника, яка дорівнює 0,8 см, є меншою за $HP_{05} = 1,2$ см. Такий результат вказує на те, що застосування фронтального плуга без опорного колеса не призводить до зменшення його (плуга) робочої ширини захвату. У процесі визначення цього параметра було встановлено, що буксування рушіїв трактора у складі МТА з фронтальним плугом з опорним колесом (варіант 1) становило 13,8%. У агрегаті з фронтальним знаряддям без опорного колеса (варіант 2) воно було на 13% меншим і дорівнювало 12,0%. Унаслідок цього швидкість робочого руху орного агрегату за варіантом 1 становила $2,20 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ або $7,92 \text{ км} \cdot \text{год}^{-1}$. У МТА за варіантом 1 швидкість робочого руху дорівнювала $2,36 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ або $8,50 \text{ км} \cdot \text{год}^{-1}$, що на 7,3% більше. Зменшення буксування рушіїв трактора у складі орного МТА за варіантом 2 обумовило відповідне зменшення питомих витрат пального. Наразі вони становили $13,8 \text{ л} \cdot \text{га}^{-1}$. Це практично на 15% менше, ніж у орного машинного тракторного агрегату за схемою 1, для якого значення цього показника дорівнювало $16,3 \text{ л} \cdot \text{га}^{-1}$. Налаштування орного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса дозволяє підвищити

керованість руху усього МТА із одночасним зменшенням його запізнення на керувальний вплив у вигляді кута повороту керованих коліс трактора. У практичному сенсі підвищення керованості руху орного агрегату відобразилось на коливаннях траєкторії борозни після його проходження. Як показав аналіз експериментальних даних, спектр коливань цього параметра у агрегаті з фронтальним плугом без опорного колеса вузьчий, ніж у агрегаті з передньонавісним орним знаряддям, обладнаним опорним колесом. Як засвідчують результати експлуатаційно-технологічних досліджень, швидкість руху орного агрегату за варіантом 2 була більшою на 7,4% (8,7 км·год⁻¹ проти 8,1 км·год⁻¹ у МТА за варіантом 1). За рахунок більшої швидкості робочого руху коефіцієнт робочих ходів у орного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса виявився більшим (0,89 проти 0,86 у агрегаті за варіантом 1). Із-за більшого значення цього коефіцієнта вищим є і значення коефіцієнта використання часу зміни у агрегаті за варіантом 2 (0,87 проти 0,85). За даними хронометражних спостережень зроблено висновок, що за рахунок приблизно однакової ширини захвату і більшої швидкості руху основна (чиста) продуктивність роботи орного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса більша на 7%. Продуктивність роботи цього МТА за 1 год змінного часу вища на 10%. За рахунок більшої продуктивності роботи питомі витрати пального орним агрегатом з фронтальним плугом без опорного колеса виявилися меншими на 17,7%. У підсумку застосування технічного рішення у вигляді видалення опорного колеса із складу фронтального плуга дало можливість новому орному машинно-тракторному агрегату зменшити: витрати праці – на 14,8%; прямі витрати – на 17,2%; питомі інвестиційні витрати – на 24,7%; сукупні витрати – на 17,2%. Техніко-економічний ефект від застосування такого орного МТА становить не менше 211,5 грн на кожному га обробленої площі.

Ключові слова: орний агрегат, фронтальний плуг, опорне колесо, передній міст трактора, математична модель, амплітудна частотна характеристика, фазова частотна характеристика, експлуатаційно-технологічна оцінка.

**Статті у наукових виданнях, включених до міжнародних
наукометричних баз даних Scopus та/або Web of Science Core Collection**

1. Bulgakov Volodymyr, Ivanovs Semjons, Nadykto Volodymyr, **Petrov Gennadii**. Investigation of front plough functioning stability conditions without support wheel. *Engineering for Rural Development*. Jelgava, 24.-26.05.2023. P. 562-570. DOI: <https://doi.org/10.22616/ERDev.2023.22.TF116> (Дисертантом виведено аналітичні залежності і проведено аналіз результатів їх розрахунку).

2. Nadykto Volodymyr, Golub Gennadii, Kyurchev Volodymyr, Tsyvenkova Nataliya, **Petrov Gennadii**, Yarosh Yaroslav. Determining Vertical Oscillations of Front-Plow Tractor Without Support Wheel. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2024. Volume 1. Issue 7. P. 37-47. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.296842> (Дисертантом отримано експериментальні дані та проведений аналіз результатів математичного моделювання).

Статті у наукових фахових виданнях України

3. **Petrov G.**, Nadykto V. Ploughing depth stability with front plough without support wheel. *Technical service of agriculture, forestry and transport*, 2024. №25. С. 110-118. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.15427388> (Дисертанту належить аналіз результатів експериментальних досліджень).

Тези наукових доповідей

4. **Петров Г.А.** Дослідження умов стабільності функціонування фронтального плуга без опорного колеса. *Збірник тез доповідей X Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання»*. 23-24 лютого 2023 р. К.: Видавничий центр НУБіП України, 2023. С. 238-239.

5. **Петров Г.А.**, Надикто В.Т. Динаміка вертикальних коливань трактора з фронтальним плугом без опорного колеса. *Збірник тез доповідей XI Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання»*. 22-23 лютого 2024 р. К.: Видавничий центр НУБіП України, 2024. С. 162-163. (Дисертанту належить виведення моделі вертикальних коливань трактора з фронтальним плугом без опорного колеса з подальшим аналізом результатів моделювання).

ANNOTATION

Petrov G.A. Substantiation of a ploughing unit's scheme and design parameters with a front plough without a support wheel. – Qualification of Scientific Work in the Form of a Manuscript.

Dissertation for the Doctor of Philosophy degree in the speciality 133 – Industrial Engineering (Field of Knowledge 13 – Mechanical Engineering). Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University, Zaporizhzhia, 2025.

The dissertation research is devoted to the substantiation of the scheme and design parameters of a ploughing machine-tractor unit consisting of a tractor of the KhTZ-160 series (KhTZ-16131), a rear-mounted serial four-hull plough PLN-4-35 and a new front two-hull ploughing tool under the brand PLN-2-35. A feature of the front plough is that, unlike similar implements, it is used without a support wheel. Analysis of the ways and trends in using such ploughing implements indicates the following advantages. First, the vertical component of the traction resistance of the front-mounted ploughing implement forms an additional load that falls on the front axle of the tractor. Secondly, the additional vertical force, on the one hand, contributes to the increase in the tractive effort of the axle to which it is applied, and on the other hand, it reduces the slippage of the wheels of this tractor axle. Thirdly, the high traction properties of the tractor wheels provide less slippage, and vice versa, low slippage is inherent in the high traction and traction properties of the wheels. Fourthly, reducing the slippage of the tractor engines reduces fuel consumption in the unit with a particular tool/machine. Fifthly, the increase in the tractive effort of the tractor creates direct prerequisites for increasing the working width of the plough used. This, as is known, directly leads to an increase in the productivity of the ploughing unit as a whole. In the direction of solving the formulated research problems in the theoretical section of the dissertation, the first step is to develop the equilibrium equation of the front plough in the longitudinal-vertical plane of projections. The results of their analysis show that the total additional load N_s of the front axle of the tractor depends only on four parameters: 1) the width of the ploughing implement – B , m; 2) the weight of the plough – G , kN; 3) the depth of ploughing – h , m; 4) the coefficient of specific resistance of the ploughing implement – k_n , $\text{kN}\cdot\text{m}^{-2}$. It was established that with

an increase in parameter B three times (from 0.75 to 1.05 m), the vertical load on the front axle of the tractor increases by 1.6 times (from 3.46 to 5.39 kN). The real value of the parameter B is equal to 0.70 m. Such a design solution provided that the angle of inclination of the central link of the front linkage (FL) of the tractor is $\alpha = 15^\circ$, the angle of inclination of the lower links of the FL is $\beta = 0^\circ$, the ploughing depth is $h = 0.25$ m and the value of the coefficient $k_{\pi} = 55 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$, provides a vertical additional load of the front drives of the power tool at the level of 6.43 kN. The influence of the ploughing depth (h) on the total vertical additional loading of the front axle of the tractor (N_s) is not as significant as the change in the parameters B and G. Thus when the parameter h is increased by 1.5 times (from 0.20 to 0.30 m), the N_s indicator increases by only 13%. We obtain a practically similar result when changing the coefficient of the specific resistance of the plough: when the value of this parameter is increased by 18% (from 55 to 65 $\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}$), the N_s indicator increases by only 6%. Thanks to theoretical studies, it has been established that with an increase in the angle of inclination of the central thrust of the FL tractor (α) and with an unchanged value of the angle of inclination of the lower (β) forces in the limiting chain (force P_d). The dynamics of this process are as follows: when the angle α is increased by 6 times (from 5 to 30°), the force P_d increases by half (from 10 to 20 kN). At the same time, the angle of inclination of the central link of the front linkage of the tractor (α) has a greater influence on the dynamics of changes in the forces P_v , P_n and P_d than the angle of inclination of the lower links (β). An increase in the angle α , in turn, mainly affects the change in the forces acting in the central (P_v) and lower (P_n) links of the FL of the energy device. The increase in the force acting in the limiting chain (P_d) is less intense. It has been theoretically established that significantly greater forces act in the links of the tractor's front linkage than in the front plough's limiting chain. To reduce them while ensuring the structural reliability of the elements of the FL of the tractor, the angle of inclination of its central link (α) should be as large as possible. A rational limitation of this increase is such a design parameter as the height of the riser of the tractor's front linkage. The higher this height, the larger the front plough is, which is undesirable. The condition under which the angle of inclination of the central link of the front linkage of the tractor (α) is within $25\text{-}30^\circ$ is quite acceptable. In this case, the forces in the central

and lower links of the FL of the power tool will be close to the smallest (at the level of 40 kN). At the same time, the force P_d , which acts in the limiting chain of the front plough, will be at an acceptable level, not exceeding 20 kN. Of the other design parameters included in the system of equations of the plough equilibrium, the following three deserve attention: 1) the height of the frame of the front plough h_c ; 2) the longitudinal coordinate of the centre of mass of the front plough C_2 ; 3) the longitudinal coordinate of the centre of resistance of the front plough C_3 . The smallest value of the parameter h_c is due to the height of the front plough body. There is no need to change this value in the direction of the increase due to the undesirable increase in dimensions, and therefore metal consumption, of the front-mounted plough. The value of the parameter C_3 (as well as the parameter C_2) should be determined based on considerations of the design of the front plough. This means that to reduce its length, the longitudinal coordinate of the centre of resistance of this plough (i.e., the parameter C_2) should be as small as possible. To study the dynamics of vertical oscillations of the front axle of a tractor with a front plough without a support wheel, a mathematical model of the functioning of this dynamic system in the longitudinal-vertical plane under the influence of two external disturbances was developed: 1) oscillations of the vertical force of the tractor's front axle (N_s); 2) vertical oscillations of the irregularities of the longitudinal profile of the support surface (field). Based on the developed mathematical model, the corresponding transfer functions and amplitude (frequency response) and phase (frequency response) frequency characteristics were developed. Analysis of the calculated frequency response shows that with an increase in the frequency of oscillations of the total force N_s , the coefficient of their amplification by the dynamic system progressively decreases. The intensity of this process is practically the same for values of the tractor's front axle coupling mass (parameter M) both at the level of 5700 kg and at the level of 6300 kg. Mathematical modelling has established that increasing the frequency of the disturbing influence ω to 20 s^{-1} leads to the desired decrease in the frequency response for all accepted values of the stiffness coefficient of the tyres of the front wheels of the tractor C_{m} . This is especially evident at the frequencies of oscillations of the disturbing influence (i.e., the force N_s) close to the zero mark. Thus, when $\omega = 2 \text{ s}^{-1}$, the significant frequency response from the mark $19 \cdot 10^{-7} \text{ m/kN}$ decreases to the

mark $12 \cdot 10^{-7}$ m/kN. That is, the desired reduction in the amplification by the dynamic system of the input disturbance is 36.8%. In contrast to the stiffness coefficient of the tyre C_{m} , changing the coefficient of resistance to its deformation K_{m} from 1 to 3 kN·s/m practically does not have a noticeable effect on the frequency response of the dynamic system of the disturbing influence. In qualitative and, most importantly, quantitative terms, the course of these estimated frequency characteristics in the entire frequency range of oscillations of the force N_s from $\omega = 0$ to $\omega = 20 \text{ s}^{-1}$ is the same. The analysis shows that with an increase in the oscillation frequency of the total force N_s to approximately $\omega = 4 \text{ s}^{-1}$, the estimated FPC for both values of the system parameter M (5700 and 6300 kg) do not have a significant difference. The phase shift of the dynamic system when it experiences a disturbing influence reaches 1.2° or 0.02 rad. In time, for $\omega = 4 \text{ s}^{-1}$, this is only $0.02/4 = 0.005 \text{ s}$. In practice, this means that in the range of oscillation frequencies of the disturbing force N_s from 0 to 4 s^{-1} , the dynamic system reacts to its (force) changes almost instantly. In general, the decrease in the coefficient C_{m} from 400 to 250 kN/m leads to the desired increase in the phase shift when the dynamic system experiences a disturbance effect. After all, the lower the tyre's stiffness (i.e., the lower the value of the coefficient C_{m}), the lower its stiffness. In turn, the lower the stiffness of the tyres, the later, due to its greater deformation capacity, it reacts to disturbances. It has been established that for a system with a value of the coefficient $K_{\text{m}} = 3 \text{ kN} \cdot \text{s}/\text{m}$, the phase shift reaches 0.9° or 0.016 rad. For the same system, but with $K_{\text{m}} = 1 \text{ kN} \cdot \text{s}/\text{m}$, the phase shift (i.e., the phase shift) increases (in absolute terms) to 2.6° or 0.046 rad. Thus, the difference between the compared PFCs at a frequency of $\omega = 10 \text{ s}^{-1}$ is approximately 1.7° or 0.03 rad. This phase shift corresponds to the difference between the delays of the dynamic system's reactions to disturbances of $3.0 \cdot 10^{-3} \text{ s}$. Mathematical modelling has shown that the dynamic system under consideration when working out vertical oscillations of the longitudinal field profile is practically indifferent to the increase in the parameter M from 5700 to 6300 kg. Analysis of the obtained research results with a confidence probability of 95% shows that the null hypothesis about the equality of the average values of the ploughing depth of the compared units is not rejected. The proof of this is the LSD_{05} of this statistical indicator, which is equal to 0.81 cm. This is more than the difference between the compared values

of the ploughing depth, which is 0.50 cm. It follows that the removal of the support wheel from the front plough does not lead to a significant change in its average value of the ploughing depth. At the same time, the null hypothesis about the equality of the compared dispersions of the ploughing depth fluctuations by the ploughing units of both variants is rejected. At least at the statistical significance level of 0.05. According to the obtained data, the actual value of Fisher's F-criterion at the level of 1.69 (6.76/4.00) is greater than the tabular value, which in this case is 1.39. Given this, it can be stated that using a front plow (option 2) causes a decrease in the dispersion of ploughing vibrations compared to a ploughing unit equipped with a front plough with a support wheel (option 1). The width of the coverage of both MTUs was practically the same. The arithmetic difference between the average values of this indicator obtained, which is 0.8 cm, is less than the $LSD_{05} = 1.2$ cm. This result indicates that using a front plough without a support wheel does not decrease its (the plough's) working width of engagement. In the process of determining this parameter, it was found that the slippage of the tractor engines in the composition of the MTU with a front plough with a support wheel (option 1) was 13.8%. The unit with a front tool without a support wheel (option 2) was 13% less, equalling 12.0%. As a result, the speed of the working movement of the ploughed unit in option 1 was $2.20 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ or $7.92 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$. In the MTU in option 1, the speed of the working movement was $2.36 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ or $8.50 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$, which is 7.3% more. The reduction in the slippage of the tractor engines in the composition of the ploughing MTU in option 2 caused a corresponding decrease in specific fuel consumption. Currently, they amounted to $13.8 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. This is almost 15% less than that of the ploughing machine-tractor unit according to scheme 1, for which the value of this indicator was $16.3 \text{ l}\cdot\text{ha}^{-1}$. Setting up the ploughing unit with a front plough without a support wheel allows you to increase the controllability of the entire MTU movement while simultaneously reducing its delay in the control effect by the rotation angle of the tractor's steered wheels. In a practical sense, the increase in the controllability of the ploughing unit movement was reflected in the fluctuations of the furrow trajectory after its passage. As shown by the analysis of experimental data, the spectrum of fluctuations of this parameter in the unit with a front plough without a support wheel is narrower than in the unit with a front-mounted ploughing tool equipped with a support wheel. As

evidenced by the results of operational and technological studies, the speed of the ploughing unit movement in option 2 was 7.4% higher ($8.7 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ versus $8.1 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ in the MTU in option 1). Due to the higher speed of the working movement, the coefficient of working strokes in the ploughing unit with a front plough without a support wheel turned out to be higher (0.89 versus 0.86 in the unit in option 1). Due to the higher value of this coefficient, the coefficient of use of the change time in the unit according to option 2 is also higher (0.87 versus 0.85). According to the data of timing observations, it was concluded that due to approximately the same width of the grip and higher speed of movement, the ploughing unit's main (net) productivity with a front plough without a support wheel is higher by 7%. The productivity of this MTU for 1 hour of change time is higher by 10%. Due to the higher productivity of work, the specific fuel consumption of the ploughing unit with a front plough without a support wheel was lower by 17.7%. As a result, the application of a technical solution in the form of removing the support wheel from the front plough made it possible for the new ploughing machine-tractor unit to reduce: labour costs – by 14.8%; direct costs – by 17.2%; specific investment costs – by 24.7%; total costs – by 17.2%. The technical and economic effect of using such arable MTU is at least 211.5 UAH per hectare of cultivated area.

Key words: ploughing unit, front plough, support wheel, front axle of the tractor, mathematical model, amplitude frequency response, phase frequency response, operational and technological assessment.

**Articles in scientific journals indexed in international scientometric databases
Scopus and/or Web of Science Core Collection**

1. Bulgakov Volodymyr, Ivanovs Semjons, Nadykto Volodymyr, **Petrov Gennadii**. Investigation of front plough functioning stability conditions without support wheel. *Engineering for Rural Development*. Jelgava, 24.-26.05.2023. P. 562-570. DOI: <https://doi.org/10.22616/ERDev.2023.22.TF116> (*The Doctor of Philosophy candidate derived analytical relationships and analyzed the calculation results*).

2. Nadykto Volodymyr, Golub Gennadii, Kyurchev Volodymyr, Tsyvenkova Nataliya, **Petrov Gennadii**, Yarosh Yaroslav. Determining Vertical Oscillations of Front-Plow Tractor Without Support Wheel. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2024. Volume 1. Issue 7. P. 37-47. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2024.296842>. (*The Doctor of Philosophy candidate obtained experimental data and performed an analysis of the results of mathematical modeling*).

Articles in scientific professional publications of Ukraine

3. **Petrov G.**, Nadykto V. Ploughing depth stability with front plough without support wheel. *Technical service of agriculture, forestry and transport*, 2024. №25. C. 110-118. DOI: <https://doi.org/10.5281/zenodo.15427388> (*The Doctor of Philosophy candidate candidate performed the analysis of the experimental research results*).

Abstracts of scientific reports

4. **Petrov G.A.** Study of the stability conditions of a front-mounted plough without a support wheel. *Proceedings of the 10th International Scientific and Technical Conference "Kramarov Readings"*, February 23–24, 2023. Kyiv: Publishing Center of NULES of Ukraine, 2023. Pp. 238–239.

6. **Petrov G.A.**, Nadykto V.T. Dynamics of vertical oscillations of a tractor with a front-mounted plough without a support wheel. *Proceedings of the 11th International Scientific and Technical Conference "Kramarov Readings"*, February 22–23, 2024. Kyiv: Publishing Center of NULES of Ukraine, 2024. Pp. 162–163. (*The PhD candidate is responsible for deriving the model of the tractor's vertical oscillations with a front-mounted plough without a support wheel and for analyzing the modeling results*.)

ЗМІСТ

ВСТУП.....	18
РОЗДІЛ 1. СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ .	23
1.1 Технологічний процес оранки та машинно-тракторні агрегати для його реалізації.....	23
1.2 Основні напрямки розвитку конструкцій фронтальних плугів.....	29
1.3 Аналіз досліджень орних агрегатів за схемою «push-pull».....	35
1.4 Висновки по розділу та постановка задач дослідження.....	47
РОЗДІЛ 2. ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ВИБОРУ І ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ОРНОГО АГРЕГАТУ	49
2.1 Умови стабільності функціонування фронтального плуга	49
2.1.1 Рівняння рівноваги фронтального плуга у поздовжньо-вертикальній площині проєкцій	49
2.1.2 Методика оцінювання впливу конструктивних параметрів плуга на умови його функціонування.....	52
2.2 Аналіз стабільності функціонування фронтального плуга	54
2.3. Динаміка вертикальних коливань переднього моста трактора під впливом дії фронтального плуга.....	63
2.3.1 Основні положення і припущення, прийняті при складанні диференціальних рівнянь вертикальних коливань переднього мосту енергетичного засобу	63
2.3.2 Диференціальне рівняння вертикальних коливань переднього мосту трактора	65
2.3.3 Методика математичного моделювання	71
2.4 Динаміка вертикальних коливань переднього мосту трактора	73
2.4.1 Реакція динамічної системи на коливання сумарної сили N_s	73
2.4.2 Реакція динамічної системи на вертикальні коливання профілю поля....	80
2.5 Висновки по розділу.....	86

РОЗДІЛ 3. МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	90
3.1 Об'єкт та програма експериментальних досліджень.....	90
3.2 Методика досліджень, вимірювані параметри, використовувані прилади та обладнання.....	92
3.3 Методика оброблення експериментальних даних	102
3.4 Методика перевірки математичної моделі орного МТА на адекватність ..	103
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ Орного МТА	106
4.1 Перевірка математичної моделі орного МТА на адекватність.....	106
4.2 Статистичні характеристики поздовжнього профілю дослідного поля	107
4.3 Оцінка впливу фронтального плуга на стабільність глибини оранки ...	109
4.4 Вплив налаштування фронтального плуга на буксування рушіїв трактора.....	112
4.5 Оцінка керованості руху порівнюваних орних агрегатів.....	114
4.6 Експлуатаційно-технологічна оцінка орних агрегатів	119
4.6.1 Працездатність агрегування фронтального плуга з трактором	119
4.6.2 Організація роботи орного МТА на полі	121
4.6.3 Результати експлуатаційно-технологічного оцінювання орних МТА	129
4.7 Висновки по розділу	132
РОЗДІЛ 5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ Орного АГРЕГАТУ	136
5.1 Підготовка вихідних даних для проведення порівняльного техніко-економічного оцінювання орних агрегатів.....	136
5.2 Розрахунок річного економічного ефекту від впровадження нового орного агрегату	142
5.3 Висновки по розділу	144
ВИСНОВКИ.....	145
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	148
ДОДАТКИ.....	158

ВСТУП

Актуальність теми. Оранка, як важливий технологічний процес, був і в оглядовому майбутньому ще довго залишатиметься одним із основних прийомів основного традиційного обробітку ґрунту. На практиці він здійснюється плугами, серед яких популярними нині є фронтальні орні знаряддя. Вертикальна складова їх тягового опору формує додаткове вертикальне навантаження, яке припадає на передній міст трактора. Наявність додаткової вертикальної сили з одного боку сприяє росту тягового зусилля тим мостом, до якого вона прикладена, а з другого боку – забезпечує зменшення буксування рушіїв (коліс) цього мосту трактора і відповідне зменшення витрат пального орним агрегатом. Зростання тягового зусилля трактора створює прямі передумови для збільшення робочої ширини захвату використовуваного плуга. А це, як відомо, безпосередньо приводить до зростання продуктивності роботи орного агрегату у цілому.

Підвищення ефективності практичного прояву перерахованих вище переваг використання фронтального плуга можна досягти шляхом видалення із його конструкції опорного колеса. Водночас, практичне упровадження такого конструктивного рішення вимагає проведення низки спеціальних теоретичних і експериментальних робіт, що і обумовлює їх **актуальність**.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Дослідження, що склали основу даної дисертаційної роботи, виконувались у Таврійському державному агротехнологічному університеті імені Дмитра Моторного у рамках державної програми «Розроблення технологічного регламенту вирощування сільськогосподарських культур з використанням елементів колійної системи землеробства» (2021-2025 рр., № державної реєстрації 0121U109978).

Мета і завдання дослідження. Метою даних дисертаційних досліджень є підвищення техніко-експлуатаційних показників роботи орного агрегату із фронтальним плугом без опорного колеса шляхом обґрунтованого вибору його схеми та конструктивних параметрів.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні задачі:

- дослідити вплив конструктивних параметрів фронтального плуга і переднього навісного механізму трактора на характер вертикального довантаження коліс його переднього мосту;
- на основі розробленої математичної моделі дослідити вплив схеми і параметрів орного МТА на динаміку вертикальних коливань переднього мосту трактора з фронтальним плугом без опорного колеса;
- оцінити вплив схеми і параметрів орного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса на його тягово-експлуатаційні показники;
- провести порівняльну експлуатаційно-технологічну оцінку орного агрегату із фронтальним плугом без опорного колеса;
- розробити науково-обґрунтовані рекомендації з вибору схеми та конструктивних параметрів орного машинно-тракторного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса.

Об'єкт дослідження – процес функціонування динамічної системи у складі переднього мосту трактора з фронтальним плугом без опорного колеса під впливом зовнішніх збурень у поздовжньо-вертикальній площині.

Предмет дослідження – закономірності впливу схеми та конструктивних параметрів фронтального плуга без опорного колеса на характер відпрацювання переднім мостом трактора зовнішніх збурень у поздовжньо-вертикальній площині.

Методи дослідження. Вивчення впливу схеми і конструктивних параметрів орного МТА з фронтальним плугом без опорного колеса на характер перетворення переднім мостом трактора із вказаним передньонавісним орним знаряддям зовнішніх збурень здійснювали з допомогою спеціально розробленої математичної моделі. Процес аналізу отриманих даних базувався на використанні положень вищої математики, теорії трактора, теоретичної механіки, статистичної динаміки функціонування слідкуючих динамічних систем із застосуванням основ їх автоматичного регулювання.

Експериментальні дослідження реалізовували із застосуванням розробленої методики використання вимірювального комплексу на базі Arduino Uno. Оброблення експериментальних даних здійснювали у програмних середовищах Microsoft

Excel і Mathcad 15 із застосуванням основ математичної статистики і положень кореляційно-спектрального аналізу.

Достовірність результатів проведеного дослідження, висновків та рекомендацій, що викладені в дисертації, підтверджується:

- використанням розроблених робочої гіпотези і методів проведення теоретичних та експериментальних досліджень, які забезпечують відтворюваність їх результатів;
- застосуванням статистичних методів оброблення даних, що дозволяють оцінити значимість отриманих результатів, унеможливити систематичні випадкові відхилення і розрахувати рівень довіри до висновків роботи;
- апробацією результатів досліджень на публічних обговореннях та публікацією у рецензованих виданнях із високим імпакт-фактором.

Наукова новизна одержаних результатів. Наукову новизну отриманих результатів досліджень становлять:

- закономірності впливу конструктивних параметрів фронтального плуга без опорного колеса на величину сили вертикального довантаження переднього мосту агрегатованого трактора;
- залежності впливу конструктивних параметрів трактора і фронтального орного знаряддя на динаміку коливань вертикального довантаження керованих рушіїв енергетичного засобу під впливом зовнішніх збурень у вигляді вертикальних коливань поздовжнього профілю поля;
- закономірності впливу фронтального плуга без опорного колеса на тягово-енергетичні показники і керованість руху орного агрегату.

Практичне значення одержаних результатів полягає у підтвердженні робочої гіпотези щодо підвищення ефективності застосування фронтального плуга без опорного плуга. На підставі аналізу отриманих даних теоретичних та експериментальних досліджень розроблено практичні рекомендації щодо налаштування орного машинно-тракторного агрегату із фронтальним плугом із видаленим опорним колесом, які упроваджено у Приватному орендному сільськогосподарському підприємстві агрофірмі (ПОСП А/Ф) «Сагайдацька» (Кіровоградська область), а

також використовуються у навчальному процесі Таврійським державним агротехнологічним університетом імені Дмитра Моторного.

Особистий внесок здобувача у розв'язанні конкретного наукового завдання полягає у:

- здійсненні аналізу статичного впливу фронтального плуга без опорного колеса на величину вертикального довантаження коліс переднього мосту трактора;
- розробленні і аналізі математичної моделі вертикальних коливань переднього мосту трактора з фронтальним плугом без опорного колеса;
- розробленні методики теоретичних та експериментальних досліджень орного агрегату і методики математично-статистичного оброблення отриманих даних;
- організації проведення лабораторно-польових досліджень орного машинно-тракторного агрегату з фронтальними плугами;
- формулюванні висновків дисертаційної роботи і розробленні практичних рекомендацій з вибору оптимальних параметрів орного МТА з фронтальним плугом без опорного колеса.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційного дослідження здобувачем викладено у доповідях на науково-технічних конференціях науково-педагогічних працівників та аспірантів Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного (м. Мелітополь, м. Запоріжжя, 2022-2024 рр.), Всеукраїнській науково-практичній конференції «Актуальні проблеми землеробської галузі та шляхи їх вирішення» (Миколаївський НАУ, 7-9 грудня, 2023 р.), Міжнародній науково практичній конференції «Молодь і технічний прогрес в АПВ» (м. Харків, Державний біотехнологічний університет, 26-27 лютого 2024 р.), X Міжнародній науково-технічній конференції «Крамаровські читання» (м. Київ, НУБіП України, 23-24 лютого 2023 р.), XI Міжнародній науково-технічній конференції «Крамаровські читання» (м. Київ, НУБіП України, 22-23 лютого 2024 р.).

Публікації. За результатами досліджень опубліковано 5 наукових праць, із яких 2 – у виданнях, які реферуються наукометричною базою даних Scopus, 1 друкована праця – у періодичному науковому фаховому виданні України, взято участь у 2 міжнародних наукових конференціях з публікаціями тез доповідей.

Структура та обсяг роботи. Дисертаційна робота складається із вступу, 5 розділів, списку літератури із 111 найменувань та трьох додатків. Основна частина викладена на 157 аркушах формату А4 і містить 61 рисунок та 10 таблиць. Загальний обсяг роботи становить 164 сторінки.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕННЯ

1.1 Технологічний процес оранки та машинно-тракторні агрегати для його реалізації

Оранка як важливий технологічний процес був і в оглядовому майбутньому ще довго залишатиметься одним із основних прийомів основного традиційного обробітку ґрунту.

Водночас, не дивлячись на багату історію практичного застосування цього процесу, нині не існує єдиної точки зору щодо його природи. Першою чергою навіть на понятійному рівні. Так, за ДСТУ 4691:2006 «Землеробство. Терміни та визначення понять», оранка – це полицевий *спосіб* обробітку ґрунту. Разом із тим, боронування, фрезерування, культивація тощо класифікуються цим стандартом як *прийоми* обробітку ґрунтового середовища. У підсумку виникає питання: на підставі чого **оранка** визначена даним стандартом не як *прийом*, а як *спосіб* обробітку ґрунтового середовища?

Існує і істотна розбіжність поглядів щодо необхідності застосування цього технологічного процесу. Досить відомий широкому колу аграрної спільноти землероб-практик Овсінський І. Є. вважав оранку не тільки небажаним, а і навіть шкідливим впливом на ґрунтове середовище Згідно із його точкою зору «...глубокая вспашка – это порча почвы или непроизводительная трата удобрений; только в исключительных случаях она может быть произведена один раз в качестве мелиоративного (улучшающего) средства . Это имеет место тогда, когда верхний слой почвы отличается дурными качествами, и можно его поправить землею, извлеченной из подпочвы» [1].

Практично аналогічну точку зору щодо призначення оранки займав і один із фундаторів системи органічного землеробства, всесвітньо відомий американський фермер Е. Фолкнер [2].

Серед вітчизняних практиків і навіть низки науковців теж культивується думка, що застосування оранки (полицевого обробітку) у підсумку спричинює зменшення *родючості* ґрунту [3-9].

Для подальшого аналізу слід з'ясувати суть цього дуже важливого терміну. Серед низки його визначень найбільш вдале сформував, на нашу думку, відомий ґрунтознавець Вільямс В.Р. Згідно з наданим ним формулюванням родючість ґрунту – це його здатність забезпечити життєву потребу рослин в одночасній і спільній наявності двох основних чинників їх (рослин) існування – вологи та поживних речовин [10].

Указану здатність ґрунту покликана формувати його структура. Головним чинником її утворення є гумус. Це особлива органічна речовина, яка з'єднує ґрунтові частинки у агрономічно цінні агрегати діаметром від 0,25 до 10,00 мм [11].

Через певний час експлуатації ґрунтового середовища під впливом опадів та атмосферного повітря верхній його шар (приблизно 8...10 см) має тенденцію до поступового переходу у роздільно-частинний стан [10]. Причина цього явища полягає у тому, що гумус, як продукт синтезу анаеробних бактерій, поступово розпадається в аеробних умовах. Унаслідок цього між частинками ґрунту втрачається фізико-хімічний взаємозв'язок. Найбільше цьому сприяє заміщення у гумусі ґрунтового комплексу катіону сальцю (Ca^{++}) катіоном амонію (NH_4^+), який у достатній кількості знаходиться у повітряному середовищі. Певною мірою такому результату сприяє проведення механічного обробітку ґрунту, коли разом з відновленням його грудкуватої структури відбувається часткове розпушення і розпорошення грудочок до роздільно-частинного складу [10].

У підсумку втрата гумусом катіону Ca^{++} призводить до того, що верхній шар ґрунту поступово втрачає свої культурні властивості, тобто родючість. Для її відновлення слід указаний шар ґрунтового середовища розмістити на місці нижнього і навпаки: нижній (повністю структурований) шар ґрунту розташувати у верхньому горизонті.

Слід підкреслити, що із таким завданням може справлятися лише один відомий нині робочий орган – плужний корпус. Але при цьому він має бути обов'язково

обладнаний передплужником. Роль останнього полягає у наступному. Під час руху плуга передплужник відриває (а не зрізує!, як вважають багато науковців і практиків) деструктурований верхній шар ґрунту і переміщує його на дно борозни, сформованої попереднім проходом указанного ґрунтообробного знаряддя. Водночас, основний корпус плуга зрізує нижній (структурний) шар ґрунту і переміщує його на місце верхнього.

У подальшому нижній шар ґрунту має пройти стадію гуміфікації, тобто відновлення родючості. Але за один рік такий процес завершити практично неможливо. Він має тривати декілька років поспіль. А це означає, що у цей період оранку проводити не можна, оскільки нижній (ще неоструктурений) шар може опинитися назовні. Якщо ж орний шар ґрунту при цьому вимагає розуцільнення, то здійснювати його слід не плугом, а тим чи іншим безполицевим знаряддям.

З викладеного вище випливає висновок, що для відновлення родючості ґрунту слід обов'язково проводити оранку. Але здійснювати її потрібно не щорічно, а тільки тоді, коли верхній шар ґрунту втратить свою структуру. Оцінювальною ознакою цього стану може бути значина коефіцієнту структурності ґрунту K_s [12]:

$$K_s = \frac{\sum M_a}{\sum M_o},$$

де $\sum M_a$ – сумарна маса ґрунтових агрегатів, діаметр яких знаходиться у діапазоні 0,25...10,00 мм;

$\sum M_o$ – сумарна маса ґрунтових агрегатів, діаметр яких менший за 0,25 та більший за 10,00 мм.

Згідно із визначенням [11], структура ґрунту є задовільною, якщо значина цього коефіцієнту є не меншою за позначку 0,67. У цьому випадку немає потреби проводити оранку.

На практиці даний технологічний процес здійснюється плугами, які за способом агрегування поділяються на [13]:

- причіпні;
- навісні;
- напівнавісні.

Причіпні плуги характеризуються тим, що під час транспортного руху їх сила ваги повністю припадає на опорні колеса власної ходової системи (рис. 1.1).



Рис.1.1. Причіпний плуг

Така конструкція орних знарядь практично не створює вертикальне навантаження на задні колеса трактора під час транспортного руху або руху на поворотній смузі, але має відносно складну конструкцію і значний поздовжній габарит. Останній є тим більший, чим більша конструктивна ширина захвату причіпного орного знаряддя.

Більше того, причіпна конструкція плуга створює певні проблеми під час маневрування орного агрегату заднім ходом. За такого руху причіпний плуг, як фізичний маятник, досить довільно (тобто стохастично) проявляє свій єдиний ступінь вільності у вигляді кута повороту відносно точки його причепу до заднього навісного механізму трактора. Це, своєю чергою, формує вимоги до вправності та майстерності механізатора: за їх недостатнього рівня можливі підвищені витрати часу на здійснення маневру орного агрегату холостим ходом. З огляду на це такі орні знаряддя останнім часом знаходять обмежене практичне застосування.

Найбільш прогресивними у цьому плані є навісні плуги, серед яких значне місце посідають оборотні (рис. 1.2).



Рис. 1.2. Навісний оборотний плуг

У транспортному (тобто піднятому) положенні сила ваги даних плугів повністю сприймається рушіями заднього мосту трактора. За такого стану речей отримуємо два моменти:

- а) можливо негативний;
- б) потенційно позитивний.

Можливий негатив першого моменту обумовлений тим, що збільшення експлуатаційного навантаження задніх рушіїв трактора може досягти такої значини N_{ek} , яка призведе до протиріччя із відомою умовою екофільності шини енергетичного засобу [14]:

$$\frac{N_{ek} < P_w}{F_s} < [Q_r].$$

У даному виразі прийнято наступні позначення:

N_{ek} – вертикальне експлуатаційне навантаження на шину трактора, кН;

P_w – допустима (максимальна) згідно з ГОСТ 7463-2003
вантажопідйомність шини, кН;

F_s – площа опорної поверхні шини, м²;

$[Q_r]$ – регламентований ДСТУ 4521:2006 допустимий тиск рушія енергетичного засобу чи машини/знаряддя на ґрунт, кПа.

Позитивний момент полягає у тому, що радіус повороту навісного машинно-тракторного агрегату практично не залежить від ширини захвату орного знаряддя. Він (радіус) повністю визначається власною повороткістю колісного енергетичного засобу.

Проміжне положення серед розглядуваних орних знарядь займають напівнавісні плуги (рис. 1.3).



Рис.1.3. Напівнавісний плуг

Згідно із їх конструкцією одна частина сили ваги такого знаряддя у транспортному положенні припадає на опорні колеса його власної ходової системи, а друга – на задні рушії енергетичного засобу. Такий спосіб агрегування плуга зменшує вертикальне навантаження на шини задніх коліс трактора – з одного боку [15-19, 81], але залишає за собою вищезгадані недоліки, пов’язані із маневруванням орного агрегату на поворотній смузі заднім ходом, – з іншого.

Незалежно від схеми агрегування плуга (навісна, причіпна чи напівнавісна) сила тягового опору останнього під час здійснення робочого руху орним машинно-тракторним агрегатом впливає на енергетичний засіб під кутом до горизонту. Як засвідчує наукова практика, середня значина цього кута знаходиться на рівні 6° [13]. Із-за наявності цього кута крім поздовжньої має місце ще й вертикальна складова тягового опору плуга [20].

Якщо перша із цих складових формує тягове зусилля використовуваного енергетичного засобу, то друга, своєю чергою, виконує дві функції. Згідно з першою на задніх рушіїх трактора виникає додаткове вертикальне навантаження. Завдяки цьому зчіпна сила ваги трактора зростає, що, своєю чергою, сприяє зменшенню буксування тягових коліс енергетичного засобу з усіма впливаючими звідси позитивними наслідками [21].

Згідно з другою функцією вертикальна складова тягового опору формує момент відносно поздовжньої координати центру мас трактора, який обумовлює небажане розвантаження його передніх рушіїв [22]. Якщо останні функціонують не у тяговому режимі, але є керованими, то результатом такого впливу вертикальної складової тягового опору плуга є погіршення керованості руху орного машинно-тракторного агрегату [23]. У випадку тягових передніх коліс трактора це іще призводить і до зменшення створюваної ними тягової сили.

У підсумку, будь-яка із розглянутих схема агрегатування плуга хоча і збільшує зчіпну силу ваги трактора, але водночас і обумовлює небажаний її перерозподіл по мостах. Певна річ, що характер цього перерозподілу можна коригувати шляхом зміни кута нахилу центральної тяги заднього навісного механізму трактора [24-25]. Але повністю позбавитися цього явища таким шляхом практично неможливо. Розв'язок цієї проблеми забезпечує конструювання орного МТА за схемою «push-pull», яка передбачає використання фронтальних плугів.

1.2 Основні напрямки розвитку конструкції фронтальних плугів

Першою чергою слід визначитися що слід розуміти під визначенням «*фронтальний плуг*». Нині є чинними два поняття цього терміну. Перше із них обумовлене особливістю виконання такого технологічного процесу, як оранка. Друге ж визначається схемою агрегатування орного знаряддя.

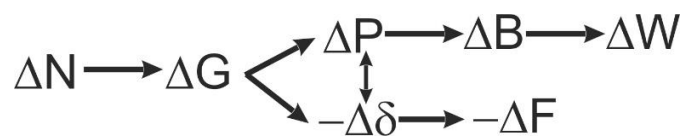
Під перше поняття «фронтальний плуг» підпадає розроблене науковцями орне знаряддя для здійснення гладкої оранки [26-28]. За конструктивним виконанням такий плуг є модульним. Кожен модуль складається із двох орних корпусів із

гвинтовими полицями. Одна із них забезпечує лівосторонній, а друга – правосторонній поворот ґрунтової скиби на 180° відносно поздовжньої осі. Для додаткового розпушення оброблюваного ґрунту кожен корпус модуля такого фронтального плуга обладнаний шнековим пристроєм. Вказані модулі можуть приєднуватися один до одного у шеренгу (у фронт). Кількість з'єднаних між собою модулів визначається тяговим зусиллям використовуваного трактора.

Слід підкреслити, що попри свою назву даний фронтальний плуг за агрегуванням таким не є, оскільки до трактора він приєднується через його задній навісний механізм. У складі орного агрегату таке знаряддя функціонує у режимі «pull», тобто «тягни».

Друге поняття «фронтальний плуг» визначає знаряддя, яке є фронтальним за агрегуванням. Воно приєднується до переднього навісного механізму трактора і у складі орного машинно-тракторного агрегату і функціонує у режимі «push», тобто «штовхай». Разом із задньонавісним плугом на загал отримуємо МТА за конструктивною схемою «push-pull».

Згідно із запропонованим у роботі [29] алгоритмом природа фронтального агрегування плуга є такою:



Тяговий опір фронтального плуга, як і задньонавісного, теж складається із двох складових: горизонтальної і вертикальної [30, 31]. Цілкові ймовірно, що друга складова (ΔN) формує додаткове навантаження, яке припадає на передній міст трактора (ΔG). Додаткова вертикальна сила ΔG , з одного боку, сприяє росту тягового зусилля (ΔP) тим мостом, до якого вона прикладена [32-34].

З другого боку, збільшення вертикального довантаження переднього моста трактора на величину ΔG забезпечує зменшення буксування ($-\Delta\delta$) його коліс [35, 36]. Зв'язок тягового зусилля трактора з буксуванням коліс взагалі взаємообумовлений [37, 38]. Тобто, високі зчіпні властивості коліс трактора забезпечують йому менше буксування і навпаки: мале буксування притаманне високим тягово-зчіпним

властивостям коліс. У підсумку зменшення буксування трактора забезпечує йому відповідне зменшення ($-\Delta F$) витрат пального [39-42].

Зростання тягового зусилля трактора (ΔP) створює прямі передумови для збільшення робочої ширини захвату використовуваного плуга (ΔB). А це, як відомо, безпосередньо приводить до зростання продуктивності роботи (ΔW) орного агрегату [43-45]. Аналітично це виглядає так [29]:

$$\Delta W = \frac{0.1 \cdot V \cdot (\varphi - f) \cdot (N_{\text{ЗН}}^{\text{п}} + N_{\text{ЗН}}^{\text{н}} - N_{\text{ЗН}}^{\text{з}} - G_{\text{по}} \cdot g)}{k},$$

де V – швидкість робочого руху орного агрегату;

φ, f – коефіцієнт використання зчіпної маси та коефіцієнт опору коченню коліс трактора відповідно;

$N_{\text{ЗН}}^{\text{з}}, N_{\text{ЗН}}^{\text{п}}$ – дійсні значини вертикального навантаження на задньому і передньому мостах трактора при агрегуванні орних знарядь за схемою «push-pull»;

$N_{\text{ЗН}}^{\text{з}}$ – дійсна значина вертикального навантаження на задньому мосту трактора за його традиційного агрегування з плугом;

$G_{\text{по}}$ – експлуатаційна маса трактора, що припадає на його передній міст;

g – прискорення вільного падіння;

k – питомий тяговий опір орного знаряддя.

Аналіз даного виразу однозначно вказує на те, що приріст продуктивності орного машинно-тракторного агрегату (ΔW) тим більший, чим більшим є вертикальне навантаження на передньому мосту трактора $N_{\text{ЗН}}^{\text{п}}$ як прямий результат дії фронтального орного знаряддя.

Досить широко розповсюджена за кордоном, на ланах нашої країни схема агрегування плугів «push-pull» будь-якого застосування поки що не знайшла. Проблема полягає саме у використанні фронтального орного знаряддя. Як виявилось, за неправильного його приєднання до переднього навісного механізму трактора можна отримати не довантаження, а навпаки – відповідне розвантаження його перед-

ніх рушійв. А оскільки останні є, як правило, керованими, то у підсумку це призводить до втрати керованості і стійкості руху орного МТА з усіма впливаючими звідси негативними наслідками.

З огляду на це низка дослідників дійшли висновку, що застосування агрегатів із фронтально приєднаними знаряддями за схемою «push-pull» може запроваджуватися виключно на малоенергоємних технологічних операціях [46-48]. У крайньому випадку таку схему агрегатування сільськогосподарських машин і знарядь можна реалізовувати на базі тракторів, у яких передній міст є більш навантаженим, ніж задній [49-52]. До таких енергетичних засобів, як відомо, відносяться трактори інтегральної компоновки з колісною формулою 4К46.

Серед розповсюджених фронтальних плугів типовою є конструкція, яку репрезентує винахід Франції (№ 2481871). Рама цього орного знаряддя (рис. 1.4) складається із поздовжньої 1 і поперечної 6 частин.

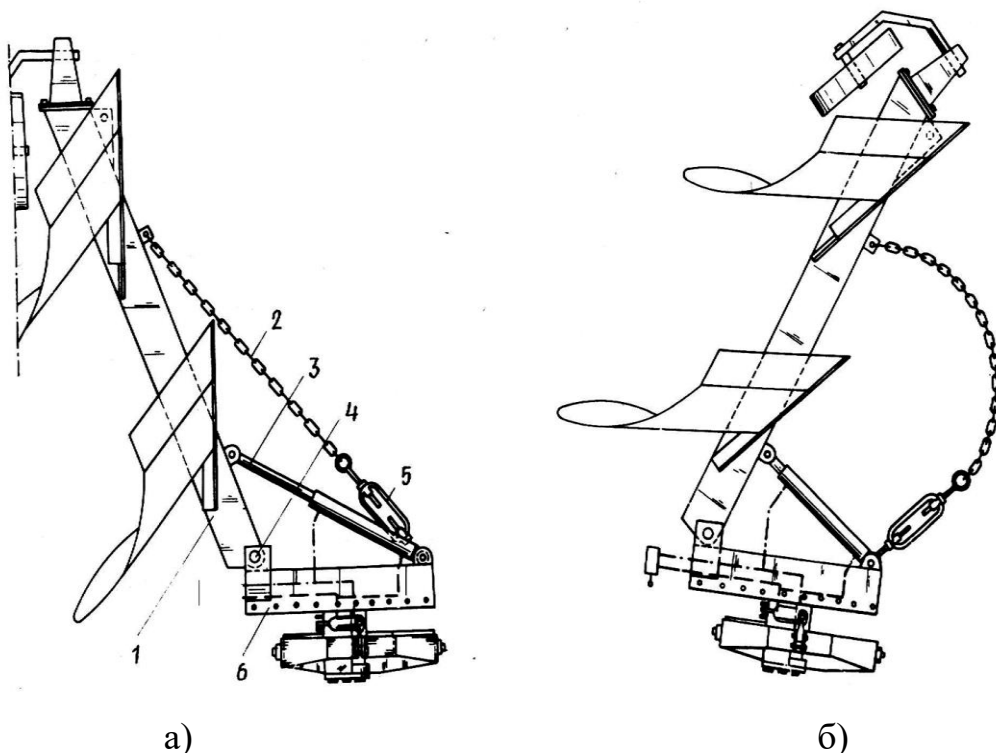


Рис. 1.4. Фронтальний плуг у робочому (а) та транспортному (б) положеннях:
1 – поздовжня рама; 2 – обмежувальний ланцюг; 3 – гідроциліндр;
4 – вертикальний шарнір; 5 – регулювальна гайка; 6 – поперечна рама

У горизонтальній площині ці частини з'єднані гідроциліндром 3 і вертикальним шарніром 4. Обмеження повороту частини 1 рами фронтального плуга

відносно частини рами 6 на заданий кут забезпечується ланцюгом 2, довжина якого регулюється гайкою 5. Переведення даного фронтального плуга із робочого положення у транспортне і навпаки здійснюється з допомогою гідравлічного циліндра 3.

Фронтальний оборотний плуг (рис. 1.5) має аналогічну будову. Різниця полягає у тому, що таке орне знаряддя обладнане другим комплектом робочих органів і додатковим гідроциліндром 1. Задача останнього полягає у повороті рами плуга на поворотній смузі на 180° . Завдяки цьому маневру, як відомо, відбувається заміна правообертальних корпусів оборотного плуга на лівообертальні і навпаки.

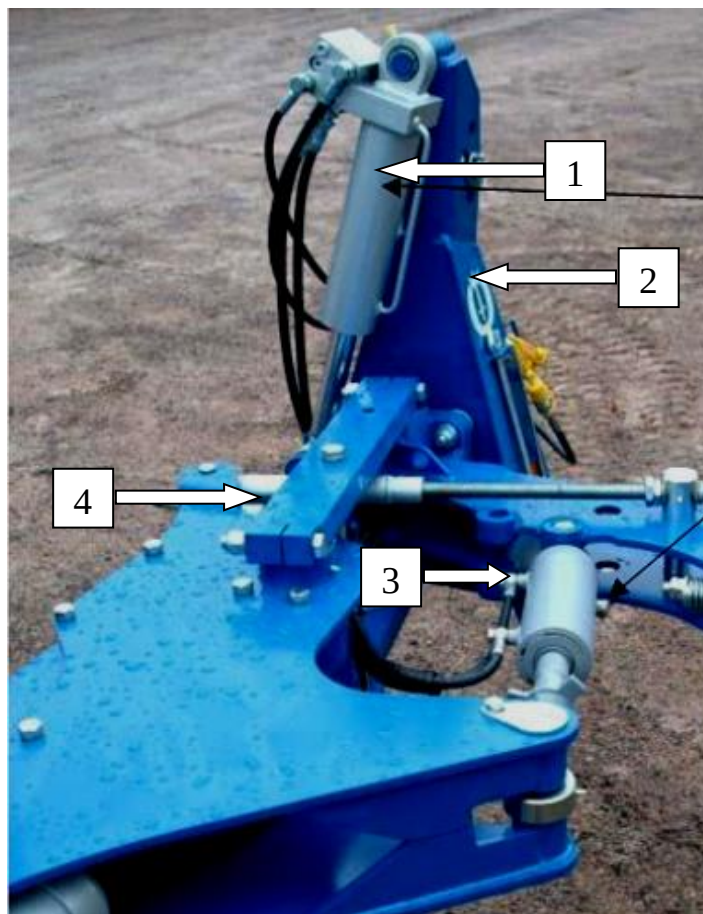


Рис. 1.5. Зчіпний механізм фронтального плуга [80]:
1, 3 – гідроциліндри; 2 – стояк; 4 – вертикальний шарнір

Наявність вільного (незаблокованого) вертикального шарніру рами фронтального плуга (4, рис. 1.4 і рис. 1.5) унеможливорює жорстке його приєднання до трактора. Це означає, що під час руху орного машинно-тракторного агрегату перший

здійснює власні, причому незалежні, коливання у горизонтальній площині відносно другого.

Водночас, ці коливання не можна повністю назвати випадковими. На практиці їх характер обумовлений кривизною траєкторії борозни попереднього проходу орного агрегату. У процесі виконання ним технологічного процесу відслідковування цієї траєкторії здійснюється опорним колесом фронтального плуга. Останнє, за шарнірного приєднання до рами орного знаряддя, розміщується у борозні попереднього проходу орного МТА (рис. 1.6).



Рис. 1.6. Приклади розміщення опорного колеса фронтального плуга у борозні [80]

Крім відслідковування кривизни траєкторії борозни опорне колесо фронтального плуга здійснює і другу свою технологічну функцію, яка полягає в установленні глибини оранки.

Водночас, у ґрунтових умовах півдня України під час оранки далеко не завжди випадає отримати чисте дно борозни. На ньому після проходу орного агрегату залишаються глиби ґрунту діаметром до 10...15 см, які опорне колесо фронтального знаряддя не в змозі зруйнувати. За його наїзду на глибу відбувається підймання рами плуга у вертикальному напрямку. Такий рух рами знаряддя обумовлює вигублення його робочих органів, що у підсумку призводить до погіршення якості оранки у вигляді нерівномірності глибини обробітку ґрунту.

Виходом із такого стану речей є запропоноване науковцями [53-55] розташування опорного колеса фронтального плуга поза борозною, тобто на поверхні оброблюваного поля. Оскільки при цьому воно уже не виконує функції відслідковування траєкторії борозни попереднього проходу агрегату, то його приєднання до рами плуга може бути (і є) жорстким [56, 57].

Останній (тобто плуг), своєю чергою, жорстко агрегується із трактором у горизонтальній площині. Таке конструктивне рішення здійснюється шляхом блокування повороту у плані нижніх тяг переднього навісного механізму енергетичного засобу [58, 59]. Динаміка керованості та стійкості руху такого орного машинно-тракторного агрегату за схемою «push-pull» у горизонтальній площині досить предметно розглянуто у роботах [60].

1.3 Аналіз досліджень орних агрегатів за схемою «push-pull»

При формуванні орного агрегату за схемою «push-pull» важливу роль відіграє співвідношення кількості корпусів фронтального плуга до кількості корпусів задньонавісного орного знаряддя. Стосовно цієї проблеми практично усі дослідників сходяться на тому, що передня і задня секції орного машинно-тракторного агрегату за схемою «push-pull» не можуть бути однаковими, тобто рівними за кількістю корпусів, а значить і шириною захвату.

Дослідженнями доведено [61], що кількість корпусів фронтального плуга має бути меншою, ніж задньонавісного. Найбільш розповсюдженими схемами є «2+3» (тобто 2 корпуси спереду і 3 – іззаду), «2+4», «3+4», «3+5» [49]. При цьому, як підкреслюється у роботі [61], продуктивність орного машинно-тракторного агрегату за схемою «2+3» за певних експлуатаційних умов може бути продуктивнішою за схему «2+4».

Поряд із цим, за певних умов стійкість орного МТА за схемою «2+4» у горизонтальній площині може бути вищою за агрегат схеми «2+3» [62]. На наш погляд це пояснюється тим, що тяговий опір задньої секції агрегату за схемою «2+4» більший за аналогічний показник для МТА за схемою «2+3». Із теорії ж сільськогоспо-

дарських машин відомо [63-65], що тяговий опір будь-якого знаряддя, функціонуючого у режимі «pull» (тобто «тягни»), характеризується стабілізуючим впливом на стійкість його плоско-паралельного горизонтального переміщення.

Найбільш ретельний аналіз впливу співвідношення кількості корпусів фронтальної і задньонавісної секцій орного МТА на динаміку руху і особливо експлуатаційно-технологічні показники його функціонування здійснено під керівництвом д.т.н. Надикти В.Т. [66-69]. Причому, одна серія досліджень проведена із агрегатом на базі орно-просапного трактора ХТЗ-120 [70-71], а друга – на базі аналогічного енергетичного засобу серії ХТЗ-160 [72-76].

У першій серії лабораторно-польових досліджень установлено, що упродовження орного агрегату за схемою «2+4» у порівнянні з МТА за схемою «0+5» (тільки задньонавісний 5-и корпусний плуг) дозволяє збільшити продуктивність роботи щонайменше на 20% і знизити питомі витрати пального на кожному га оброблюваної площі щонайменше на 16% [56].

У порівнянні з агрегатом за схемою «0+4» переваги орного МТА за схемою «2+4» ще вагоміші: продуктивність роботи зростає щонайменше на 33%, а питомі витрати пального зменшується на 12% [13, 29].

Одним із найважливіших показників якості оранки є стабільність її глибини. Агротехнічними вимогами вона оцінюється відхиленням ± 2 см [77-78]. За цим показником порівнювалися орні МТА трьох схем:

- 1) «0+4» (задньонавісний 4-и корпусний плуг ПЛН-4-35);
- 2) «0+5» (задньонавісний 5-и корпусний плуг ПЛН-5-35);
- 3) «2+4».

Дослідженнями установлено [56, 57], що відхилення глибини оранки від установленної першим агрегатом становило $\pm 1,74$ см, другим – $\pm 1,52$ см і третім – $\pm 1,88$ см. Порівняння цих даних за F-критерієм Фішера показало, що навіть на статистичному рівні значущості 0,01 різниця між ними є статистично випадковою. Тобто, з довірчою імовірністю 99% можна стверджувати, що нуль-гіпотеза про рівність порівнюваних показників не відхиляється. Практичні усі три вибірки глибини оранки репрезентують одну і ту ж генеральну сукупність.

Експериментально доведено [56], що буксування рушіїв трактора у складі орного агрегату за схемою «2+4» (ширина захвату – 1,75 м, глибина оранки – 25...27 см) знаходилося на рівні 18...20%. Коливання тягового опору усього МТА при цьому мало середній рівень варіабельності [79], оскільки коефіцієнт варіації цього показника не перевищував 13%.

Експлуатаційно-технологічні випробування орного агрегату за схемою «2+4» на базі трактора серії ХТЗ-160 (рис. 1.7) засвідчили, що у порівнянні з машинно-тракторним агрегатом на базі цього ж трактора за схемою «0+5» ширина захвату збільшена на 20,8% [59].



Рис. 1.7. Трактор серії ХТЗ-160 із двокорпусним фронтальним плугом

Швидкість робочого руху агрегату за схемою «2+4» зменшилась. І це цілком зрозуміло, оскільки тяговий опір шестикорпусного («2+4») орного агрегату більший, ніж п'ятикорпусного («0+5»).

Водночас, зменшення швидкості МТА за схемою «2+4», як стверджують автори роботи [29], відбулося лише на 4%. У підсумку основна (тобто чиста) продуктивність роботи у нового орного агрегату у порівнянні із порівнюваним («0+5») зросла на 16,5%, а питомі витрати ним пального зменшились на 12,2%.

Є усі підстави вважати, що ця економія досягнута саме за рахунок підвищення тягових властивостей переднього мосту трактора ХТЗ-160 із-за відповідного впливу на нього фронтального двокорпусного плуга.

Як і у варіанті із трактором ХТЗ-120, одним із оцінюваних показників роботи порівнюваних орних агрегатів було відхилення глибини оранки від заданої величини. Експериментально встановлено [29], що у базового агрегату за схемою «0+5» цей показник становив $\pm 1,98$ см. У МТА за схемою «2+4» він дорівнював $\pm 1,52$ см. При цьому виявилось, що згідно з F-критерієм Фішера на статистичному рівні значущості 0,05 різниця між значинами даного оцінюваного параметру є статистично закономірною. На підставі цього з довірчою імовірністю 95% можна стверджувати, що нуль-гіпотеза про рівність порівнюваних показників відхиляється. А це означає, що глибина оранки при застосуванні агрегату за схемою «2+4» є більш стабільною, ніж за використання базового МТА конструктивної схеми «0+5».

На наш погляд природа такої закономірності полягає у наступному. За відсутності фронтального плуга (схема «0+5») передній міст трактора не має додаткового вертикального навантаження.

Навпаки, під дією вертикальної складової тягового опору задньонавісного знаряддя має місце перерозподіл маси трактора по мостах за такою схемою: задній міст довантажується (до 10% [29]), а передній розвантажується (до 36% [29]). При наїзді на нерівності профілю поля розвантажений передній міст енергетичного засобу, здійснюючи підвищені власні коливання, одночасно з цим генерує підвищені вертикальні коливання заднього мосту трактора. Останній через зчіпний механізм передає ці вертикальні переміщення на задньонавісний плуг. У підсумку стабільність його ходу по глибині погіршується.

З іншого боку, за наявності фронтального плуга вертикальна складова його тягового опору не тільки довантажує передні рушії трактора, а й відповідним чином стабілізує динаміку руху переднього мосту у поздовжньо-вертикальній площині. Завдяки цьому певною мірою менш варіабельними є вертикальні коливання усього трактора, а разом із ним – і фронтального та задньонавісного плугів, що позитивно відбивається на стабільності їх руху по глибині.

Викладені вище результати теоретичних і експериментальних досліджень засвідчують, що найкращий склад орного агрегату на базі сучасного орно-просапного трактора серії ХТЗ-160 репрезентує схема у вигляді двокорпусного фронтального і чотирьокорпусного задньонавісного плугів (тобто «2+4»). За динамікою плоскопаралельного переміщення, представленого стійкістю і керованістю робочого руху, а також експлуатаційно-технологічними і агротехнічними показниками роботи він у цілому переважає орні машино тракторні орні агрегати конструктивних схем «2+3» і «0+5», сформовані на основі цього ж енергетичного засобу.

Далі проаналізуємо результати досліджень, які репрезентують стійкість і керованість орного МТА за умови шарнірного та жорсткого приєднання фронтального плуга до трактора у горизонтальній площині. Перше із цих приєднань було реалізовано у двох формах (рис. 1.8):

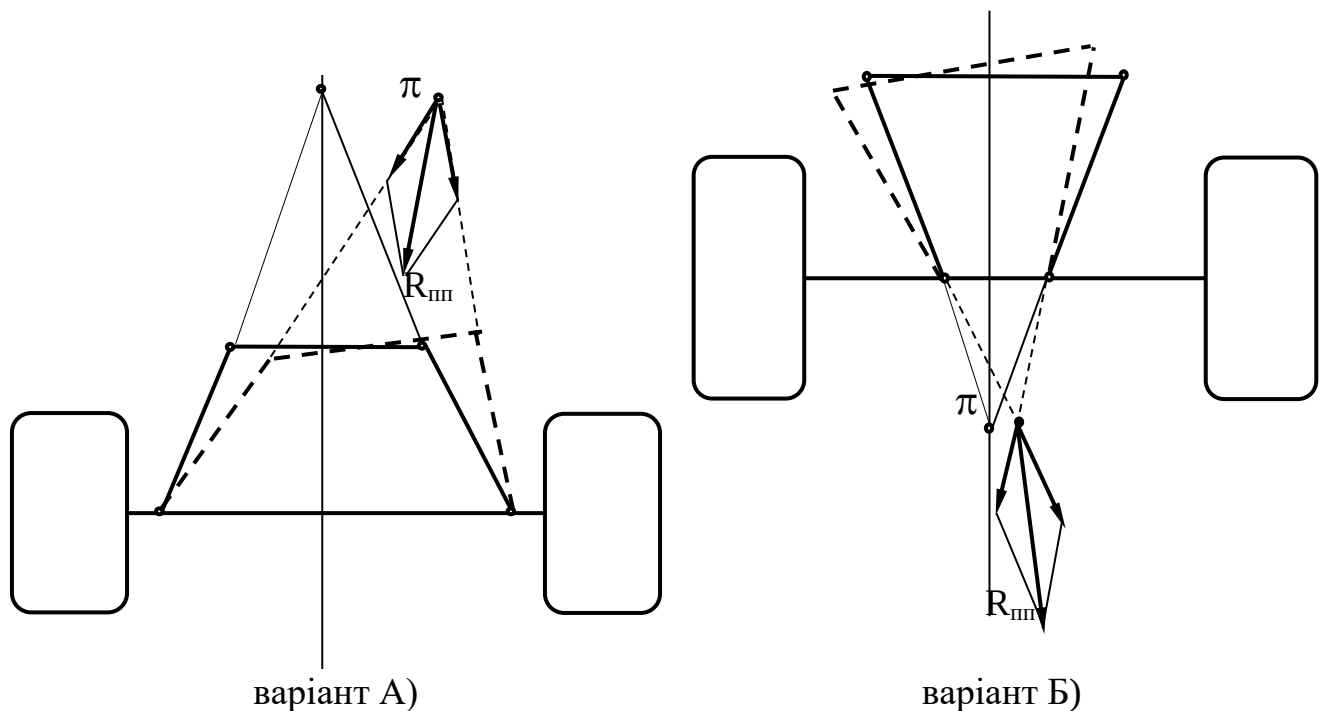


Рис. 1.8. Схеми шарнірного приєднання фронтального плуга до трактора [80]

Згідно з першою фронтальний плуг приєднаний до трактора так, що напрямки нижніх тяг його переднього навісного механізму сходяться у т. π , яка розташована спереду енергетичного засобу (варіант А, рис. 1.8). Ця точка є центром миттєвого повороту переднього навісного механізму енергетичного засобу і саме у ній зосереджений головний вектор ($R_{пп}$) тягового опору фронтального плуга.

Згідно з другою формою шарнірного приєднання передньонавісного орного знаряддя до енергетичного засобу ХТЗ-160 точка сходження напрямків нижніх тяг його ПНМ (π) розташована у зоні бази даного трактора (варіант Б, рис. 1.8). У загальному випадку вона може бути розташована і позаду осі задніх рушіїв енергетичного засобу.

Дослідженнями авторів встановлено [80], що зі збільшенням швидкості руху і кількості корпусів фронтального плуга від 1 до 3 амплітудно-частотні характеристики (АЧХ) відпрацювання орним агрегатом за варіантом А збурення у вигляді кута повороту передньонавісного орного знаряддя у горизонтальній площині погіршуються (рис. 1.9).

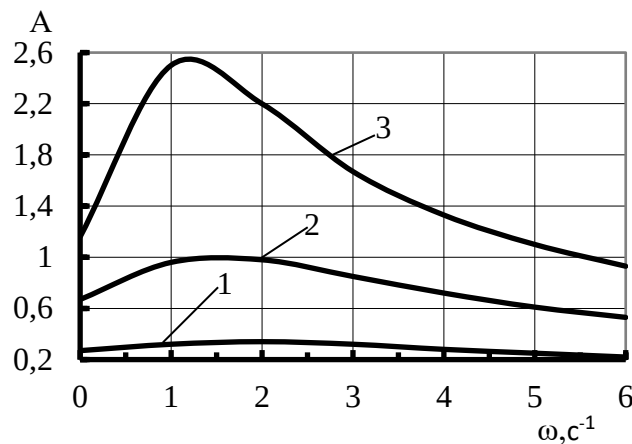


Рис. 1.9. Амплітудні (A) частотні характеристики відпрацювання динамічною системою кута повороту фронтального плуга за різної кількості корпусів фронтального плуга:
1– 1+5; 2 – 2+4; 3 – 3+3 [80]

Проявляється таке у зростанні коефіцієнта підсилення динамічною системою вхідного збурення. Найбільш яскраво це виражено у агрегаті з трьома корпусами фронтального плуга (крива 3, рис. 1.9).

У підсумку, за умови форсування швидкісного режиму функціонування такого МТА стійкість його руху стає нижчою.

Натомість, вона значно стає кращою за збільшення тиску повітря у рушіях як переднього, так і заднього мостів трактора ХТЗ-160. При цьому дослідниками підкреслюється [80], що у агрегаті варіанту А за схемою «2+4» коефіцієнт підсилення

збурювального впливу практично в усьому діапазоні його прояву не перевищує одиниці. А таке є цілком прийнятним результатом.

Виключно теоретичними дослідженнями [80] вдалося визначити поздовжню координату «центру опору» фронтального плуга (Y_{Π}) для орного агрегату за варіантом Б (див. рис. 1.8). А саме:

$$Y_{\Pi} = L - a_T,$$

де L – база трактора, м;

a_T – поздовжня координата центру мас енергетичного засобу, м.

Знання дійсної величини Y_{Π} дозволяє на практиці здійснити правильний вибір кута сходження нижніх тяг переднього навісного механізму трактора, тобто центру його миттєвого повороту. У даному випадку це визначено для орно-просапного трактора серії ХТЗ-160.

Варіант налагодження переднього навісного механізму трактора за варіантом Б у цілому виявився більш ефективним. За його використання амплітуда коливань курсового кута трактора на зовнішній збурювальний вплив бажано зменшується [80]. Орний МТА за такою схемою приєднання фронтального плуга (двокорпусного) є майже інваріантним по відношенню до зміни тиску повітря в шинах як передніх, так і задніх коліс трактора.

Насамкінець що стосується жорсткого приєднання фронтального плуга до трактора. Як показав аналіз теоретичних і експериментальних досліджень [29, 80], такий варіант налагодження орного агрегату на базі трактора ХТЗ-160 виявився найефективнішим. Дослідженнями встановлено, що при застосуванні двокорпусного фронтального і чотирикорпусного задньонавісного плугів із трактором ХТЗ-160 за умови тиску повітря в його задніх шинах 125 кПа, а передніх – 170 кПа та швидкості робочого руху до 2,5 м/с коефіцієнт підсилення такою динамічною системою збурювального впливу знаходиться на рівні 0,001. А це, як підкреслюють науковці [80], значно менше, ніж при застосуванні будь-якої із двох (А і Б) розглянутих вище схем шарнірного агрегування фронтального плуга.

Слід підкреслити, що дуже важливим аспектом агрегування фронтального плуга є правильний вибір кутів нахилу центральної (α) і нижніх (β) тяг переднього

навісного механізму трактора у поздовжньо-вертикальній площині. Згідно з отриманими даними досліджень [54, 80] ці кути мають знаходитися у другому квадранті і відповідати умові: $\alpha < \beta$ (рис. 1.10).

Для кращого піднімання фронтального плуга у транспортне положення кут α має бути більшим за кут β . За такого налаштування тяг переднього навісного механізму трактора точка π переміститься у четвертий квадрант. Проте, заглиблення фронтального плуга, як показали результати досліджень [54, 80], при цьому буде гіршим.

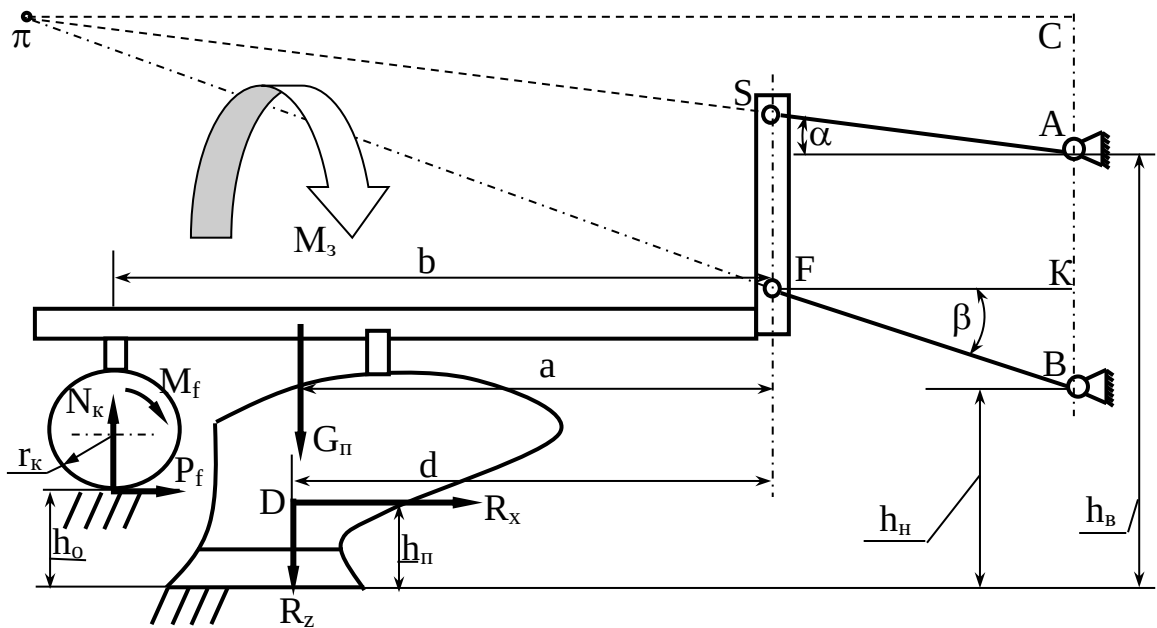


Рис. 1.10. Схема сил, які діють на фронтальний плуг за умови $\alpha < \beta$ [80]

Налагодження тяг переднього навісного механізму трактора з дотриманням умови $\alpha < \beta$ обумовлює задовільне заглиблення фронтального плуга як у початковий момент, так і у процесі робочого руху орного машинно-тракторного агрегату.

Цікаво, що найбільше довантаження передніх коліс трактора має місце за умови, коли кут β знаходиться у другому квадранті, а кут α – у третьому. Водночас, як наголошується у роботі [54, 80], у цьому випадку має місце незадовільна кінематика підймання фронтального орного знаряддя у транспортне положення. Проявляється вона у тому, що при повертанні тяг ПНМ трактора за ходом годинникової стрілки передньонавісний плуг здійснює поворот у протилежному напрямку. Із-за

цього неможливо підняти передню частину фронтального плуга, а отже задовільно здійснити процес його переведення із робочого положення у транспортне і навпаки.

У роботі [58] уточнюється виконання умови $\alpha < \beta$. Мова йде про те, що значина кута нахилу нижніх тяг ПНМ трактора (β) має бути більшою за нуль, але не повинна перевищувати 8° . У цьому випадку, як стверджують автори, матиме місце мінімальне довантаження опорного колеса фронтального плуга. Як указується у роботі [58], винесення цього колеса далі від передніх коліс трактора зменшує їх вертикальне довантаження, хоча і не значно.

Суттєвий вплив на вертикальне довантаження опорного колеса плуга (N_k) здійснюють такі параметри, як висота установки нижніх (h_n) і центральної (h_b) тяг переднього навісного механізму трактора. Проте, природа впливу цих висот на значину N_k і у якісному, і у кількісному вираженні різна. А саме: зі збільшенням h_n сила N_k зменшується практично у стільки ж разів [54, 80].

Зі збільшенням параметра h_b маємо протилежний результат: величина сили N_k збільшується (рис. 1.11). Проте інтенсивність цього процесу, як показує аналіз правої частини цього рисунку, значно нижча.

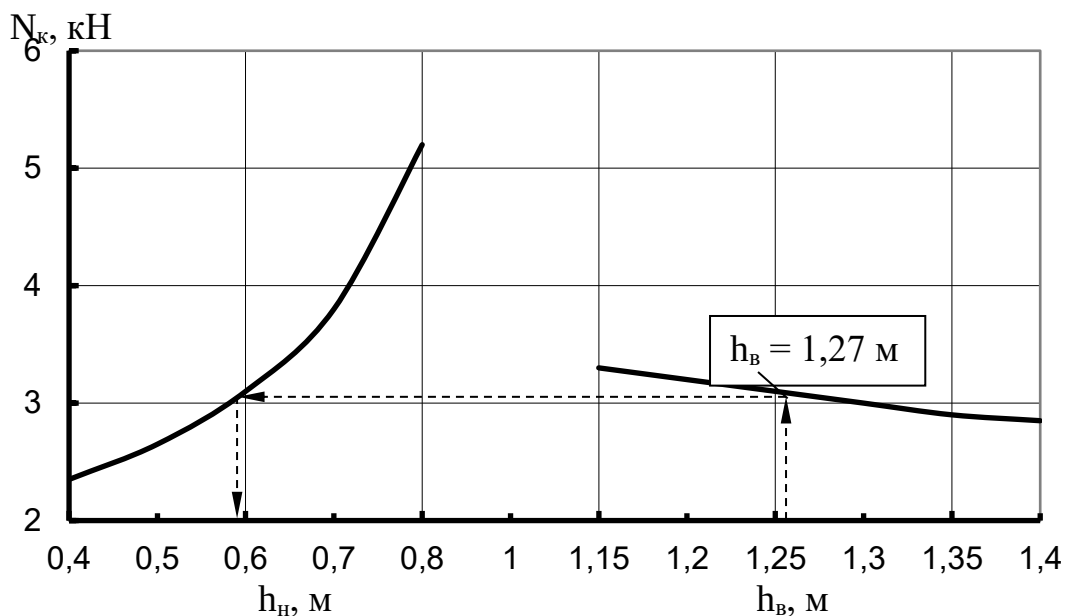


Рис. 1.11. Залежність вертикальної реакції на опорному колесі плуга від висоти кріплення до трактора нижніх (h_n) та центральної (h_b) тяг фронтального навісного механізму [80]

У тому випадку, коли кут нахилу центральної тяги переднього навісного механізму трактора (α) є більшим за кут нахилу нижніх (β), а вказані кути знаходяться при цьому у другому квадранті, вертикальне навантаження на опорне колесо фронтального плуга теж збільшується [54, 80].

Як бачимо, питання правильного вибору місця установлення опорного колеса фронтального плуга є досить проблемним. Більше того, алгоритм його розв'язання слід доповнити ще одним фактором. Суть його полягає у тому, що при виборі координати установки опорного колеса на рамі фронтального плуга слід ураховувати і такий параметр, як габаритний розмір (наразі це довжина) орного знаряддя. Враховуючи цей фактор, а також приймаючи до уваги витрату матеріалів на виготовлення опорного колеса разом із механізмом регулювання висоти його розміщення на рамі, виникає питання: чи не можна взагалі відмовитися від використання цього пристрою (тобто опорного колеса)?

Попри певну фізичну наявність таких конструктивних рішень у Європі та світі, наукових досліджень щодо цього питання практично немає. Реально відсутні науково-обґрунтовані рішення щодо правильного вибору параметрів фронтального плуга без опорного колеса.

У одній із закордонних робіт румунськими науковцями аналізується динаміка руху орного агрегату за схемою «push-pull» [30]. Водночас, фронтальний плуг цього МТА замість одного, обладнаний двома опорними колесами. Стільки ж опорних коліс має і задньонавісне орне знаряддя.

Основними результатами досліджень такого орного машинно-тракторного агрегату є [30]:

- динамічне навантаження на передню вісь трактора збільшується приблизно на 16...18%;
- застосування фронтального плуга обумовлює підвищення вкладу переднього мосту трактора у його загальне тягове зусилля;
- час, витрачаємий на оранку одного гектару, скоротився на 34%, а питомі витрати пального зменшились на 26,5%.

При цьому слід підкреслити, що не дивлячись на різницю у кількісних показниках (і це цілком зрозуміло), у якісному плані ці результати, у порівнянні з результатами вітчизняних дослідників [13, 29], у принципі не мають ніякої наукової новизни. Більше того, автори даного дослідження не вказують параметри налаштування центральної та бокових тяг переднього навісного механізму трактора. А без цього досить проблематично судити про достовірність задекларованих у науковій статті результатів досліджень.

Натомість, у роботах [82, 83] науковцями розглянуто фронтальне орне знаряддя без опорного колеса (рис. 1.12). Метою проведеного ними дослідження є розроблення комп'ютерної програми для розрахунку зусиль, які діють у центральній та нижніх тягах переднього навісного механізму трактора. Отримані при цьому дані використовуються для проектування параметрів (конструктивних розмірів) центральної та нижніх тяг вказаного ПНМ.

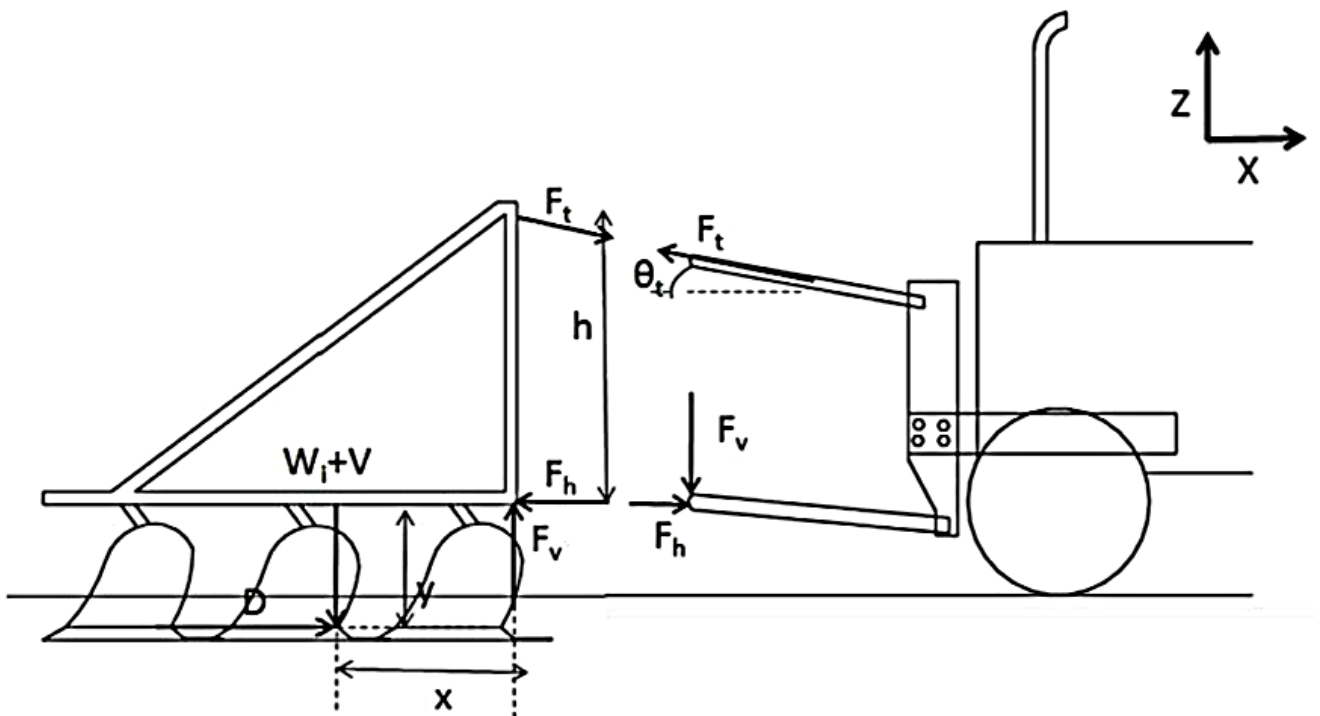


Рис. 1.12. Схема сил, які діють на фронтальний плуг без опорного колеса [82]

Звернемо увагу, що на даній конструкції не позначений механізм, який обмежує заглиблення фронтального плуга за відсутності опорного колеса. Відтак у схемі сил, які діють на передньонавісне орне знаряддя, відсутня принаймні одна

складова, яка репрезентує вплив останнього на передній міст трактора. І якщо для розв'язання поставленої у даній роботі задачі це, у принципі, не так і важливо, то для аналізу динаміки впливу фронтального плуга на використовуваний енергетичний засіб таке грубе спрощення схеми активних сил узагалі неприйнятне і непридатне для подальшого аналізу.

На користь останнього свідчить і те, що представлена на рис. 1.11 схема сил не розглядає кут нахилу нижніх тяг переднього навісного механізму трактора. А його вклад у розподіл активних сил і реакцій, як установлено дослідженнями вітчизняних науковців [13, 29], досить суттєвий.

До недоліків цієї роботи слід віднести ще один момент. На схемі сил (рис. 1.12) вертикальна складова тягового опору плуга (W_i) і його сила ваги (V) прикладені у одній точці. У дійсності це може бути не так. З огляду на це автори мали б відобразити такий факт у припущеннях, чого немає у даній роботі.

У принципі слід підкреслити, що за кордоном як і для задніх [84], методика вибору конструктивних параметрів передніх навісних механізмів трактора стандартизована [85]. Однак, вона ні на статичному, ні, тим більше, на динамічному рівнях не враховує силової взаємодії між трактором і фронтальним орним знаряддям. Тим більше, коли останнє не обладнане опорним колесом.

1.4 Висновки по розділу та постановка задач дослідження

Теоретико-експериментальний аналіз шляхів і тенденцій використання фронтальних плугів засвідчує **актуальність** даного напрямку розвитку їх конструкцій і вказує на наступні переваги таких орних знарядь:

- 1) вертикальна складова тягового опору передньонавісного орного знаряддя формує додаткове вертикальне навантаження, яке припадає на передній міст трактора;
- 2) додаткова вертикальна сила з одного боку сприяє росту тягового зусилля тим мостом, до якого вона прикладена, а з другого боку – забезпечує зменшення буксування рушіїв (коліс) цього мосту трактора;
- 3) високі зчіпні властивості коліс трактора забезпечують йому менше буксування і навпаки: мале буксування притаманне високим тягово-зчіпним властивостям коліс;
- 4) зменшення буксування рушіїв енергетичного засобу забезпечує йому відповідне зменшення витрат пального у агрегаті із тим чи іншим знаряддям/машиною;
- 5) зростання тягового зусилля трактора створює прямі передумови для збільшення робочої ширини захвату використовуваного плуга. А це, як відомо, безпосередньо приводить до зростання продуктивності роботи орного агрегату у цілому.

Згідно із розробленою **робочою гіпотезою** підвищення ефективності практичного прояву перерахованих вище переваг використання фронтального плуга можна досягти шляхом видалення із його конструкції опорного колеса. Водночас, практичне упровадження такого конструктивного рішення вимагає проведення низки спеціальних теоретичних і експериментальних робіт.

З огляду на вищезначене **метою** даного дисертаційного дослідження є підвищення техніко-експлуатаційних показників роботи орного агрегату із фронтальним плугом без опорного колеса шляхом обґрунтованого вибору його схеми та конструктивних параметрів.

Для досягнення поставленої мети необхідно розв'язати наступні **задачі**:

- дослідити вплив конструктивних параметрів фронтального плуга і переднього навісного механізму трактора на характер вертикального довантаження коліс його переднього мосту;
- на основі розробленої математичної моделі дослідити вплив схеми і параметрів орного МТА на динаміку вертикальних коливань переднього мосту трактора з фронтальним плугом без опорного колеса;
- оцінити вплив схеми і параметрів орного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса на його тягово-експлуатаційні показники;
- провести порівняльну експлуатаційно-технологічну оцінку орного агрегату із фронтальним плугом без опорного колеса;
- розробити науково-обґрунтовані рекомендації з вибору схеми та конструктивних параметрів орного машинно-тракторного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ВИБОРУ І ОБҐРУНТУВАННЯ
ПАРАМЕТРІВ ОРНОГО АГРЕГАТУ

2.1 Умови стабільності функціонування фронтального плуга

2.1.1 Рівняння рівноваги фронтального плуга у поздовжньо-вертикальній площині проєкцій

На досліджуваній фронтальний плуг у поздовжньо-вертикальній площині збоку трактора і ґрунтового середовища діють наступні сили (рис. 2.1):

- сила ваги фронтального орного знаряддя (G , кН);
- вертикальна (R_v , кН) і горизонтальна (R_h , кН) складові тягового опору плуга, зосереджені у точці D ;
- сила дії трактора на плуг через центральну тягу ПНМ (P_v , кН);
- сумарна сила дії трактора на плуг через нижні тяги ПНМ (P_n , кН);
- сила реакції, яка діє у обмежувальному ланцюгу плуга KF (P_d , кН).

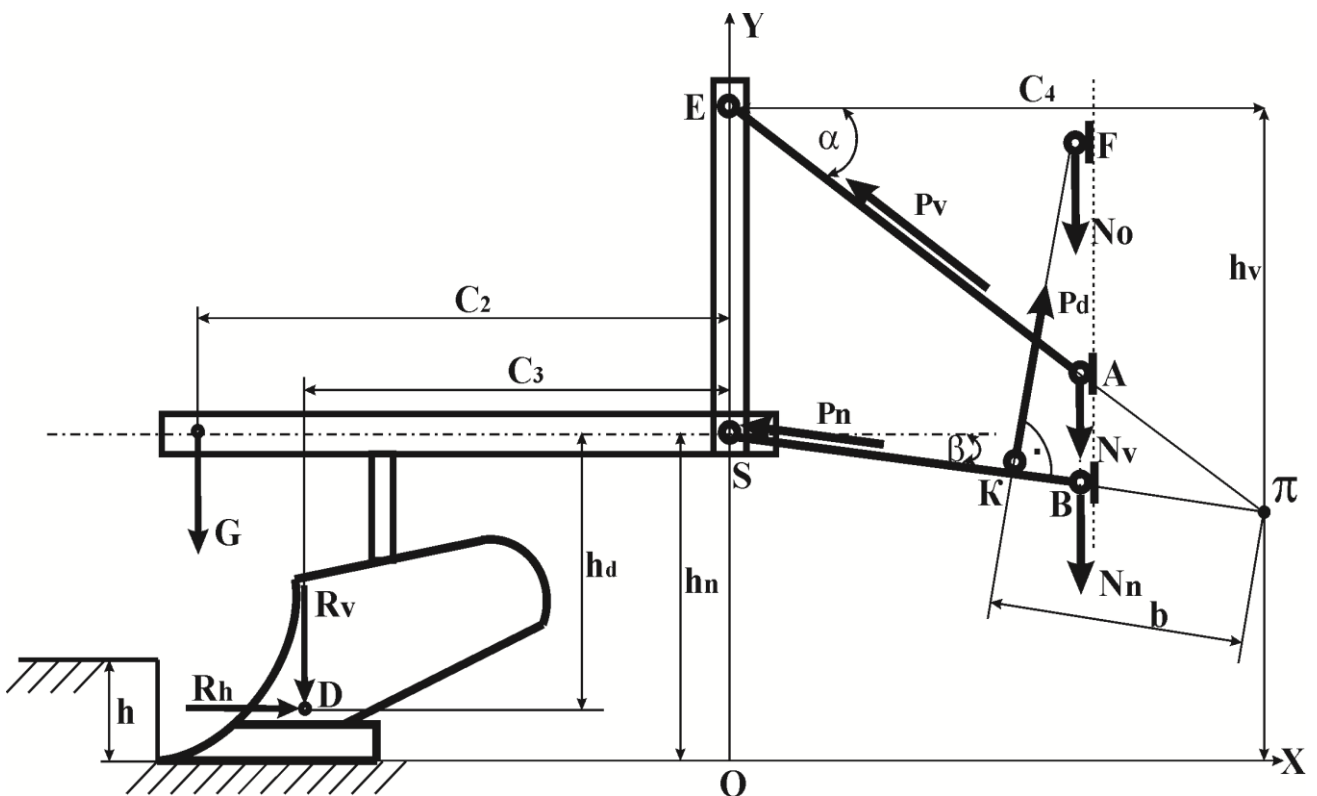


Рис. 2.1. Схема сил, які діють на фронтальний плуг у поздовжньо-вертикальній площині проєкцій

Із цих перерахованих шести сил невідомими є три: P_v , P_n і P_d . Процедура подальшого їх визначення передбачає прийняття наступних припущень:

- 1) фронтальний плуг доцільно представити у вигляді одного «еквівалентного» корпусу;
- 2) фронтальна (R_v) і горизонтальна (R_h) складові тягового опору плуга зосереджені у одній точці;
- 3) вектор сили реакції P_d , яка діє у обмежувальному ланцюгу плуга КФ, з проекцією нижньої тяги ПНМ трактора СВ утворює прямий кут.

Правомірність першого і другого припущень обумовлена практично однако-вими умовами функціонування усіх корпусів плуга. Такий схематичний прийом є досить розповсюдженим і застосовуваним у широкій науково-дослідницькій практиці [86-90].

На практиці у переважній більшості глибина оранки відбувається в межах від 22 до 30 см. За такого варіювання цього параметра попередньо установлений прямим кут між вектором вищевказаної сили P_d і проекцією нижньої тяги ПНМ трактора СВ буде змінюватиметься на таку величину, якою з достатньою для практики точністю можна знехтувати. Саме ця обставина дозволяє третє припущення вважати правомірним.

Для визначення невідомих сил P_v , P_n і P_d складемо систему трьох рівнянь у вигляді суми проекцій сил на осі ОХ і ОУ та суми моментів відносно т. п. Остання, як відомо, репрезентує миттєвий центр повороту переднього навісного механізму трактора. У підсумку маємо:

$$\left. \begin{aligned} R_h - P_n \cdot \cos\beta - P_v \cdot \cos\alpha + P_d \cdot \sin\beta &= 0; \\ -G - R_v + P_n \cdot \sin\beta + P_v \cdot \sin\alpha + P_d \cdot \cos\beta &= 0; \\ G \cdot (C_2 + C_4) + R_v(C_3 + C_4) + R_h(h_d - C_4 \cdot \operatorname{tg}\beta) + P_d \cdot b &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

де α, β – кути нахилу центральної і нижніх тяг переднього навісного механізму трактора до горизонту (град.);

C_2, C_3, C_4 ,

h_d і b , м – параметри, природа яких зрозуміла із рис. 2.1.

Конструктивний параметр C_4 знайдемо із наступних міркувань. По суті справи він репрезентує абсцису точки π . Остання є точкою перетину продовжень прямих EA і SB (див. рис. 2.1).

Координати цієї точки (x і y) можна знайти із відомого у математиці виразу [91]:

$$\frac{y - y_1}{y_2 - y_1} = \frac{x - x_1}{x_2 - x_1}. \quad (2.2)$$

Для прямої EA маємо (див. рис. 2.1):

$$\begin{aligned} y_1 &= h_v; \\ y_2 &= h_v - r_v \cdot \sin\alpha; \\ x_1 &= 0; \\ x_2 &= r_v \cdot \cos\alpha, \end{aligned}$$

де r_v – довжина центральної тяги ПНМ трактора, м;

h_v – конструктивний параметр (м), природа якого зрозуміла із рис. 2.1.

Підставивши вирази для вище отриманих координат у рівняння (2.1), після перетворень отримаємо:

$$y = h_v - x \cdot \operatorname{tg}\alpha. \quad (2.3)$$

Для прямої SB аналогічно маємо:

$$\begin{aligned} y_1 &= h_n; \\ y_2 &= h_n - r_n \cdot \sin\beta; \\ x_1 &= 0; \\ x_2 &= r_n \cdot \cos\beta, \end{aligned}$$

де r_n – довжина нижньої тяги ПНМ трактора, м;

h_n – конструктивний параметр (м), природа якого зрозуміла із рис. 2.1.

Після підставляння цих координат у рівняння (2.2) і відповідних перетворень маємо:

$$y = h_n - x \cdot \operatorname{tg}\beta. \quad (2.4)$$

Насамкінець, прирівнявши праві частини рівнянь (2.3) і (2.4), остаточно отримуємо:

$$x = C_4 = \frac{h_v - h_n}{\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\beta}. \quad (2.5)$$

Горизонтальну складову R_h тягового опору плуга можна знайти із наступного виразу:

$$R_h = k_{\pi} \cdot B \cdot h, \quad (2.6)$$

де k_{π} – питомий опір тягового плуга, кН/м^2 ;
 B – робоча ширина захвату орного знаряддя, м;
 h – глибина оранки, м.

Із практики відомо, що вертикальна R_v складова тягового опору плуга становить приблизно 20% від його горизонтальної складової R_h . Тобто:

$$R_v = 0.2 \cdot R_h.$$

З урахуванням (2.5) остаточно маємо:

$$R_v = 0.2 \cdot k_{\pi} \cdot B \cdot h. \quad (2.7)$$

Після підстановки виразів (2.5), (2.6) і (2.7) у (2.1) та проведення відповідних перетворень отримуємо кінцеву систему рівнянь:

$$\begin{cases} k_{\pi} \cdot B \cdot h - P_n \cdot \cos\beta - P_v \cdot \cos\alpha + P_d \cdot \sin\beta = 0; \\ P_n \cdot \sin\beta + P_v \cdot \sin\alpha + P_d \cdot \cos\beta - G - 0.2 \cdot k_{\pi} \cdot B \cdot h = 0; \\ G \cdot \left(C_2 + \frac{h_v - h_n}{\text{tg}\alpha - \text{tg}\beta} \right) + k_{\pi} \cdot B \cdot h \cdot \left[0.2 \left(C_3 + \frac{h_v - h_n}{\text{tg}\alpha - \text{tg}\beta} \right) + h_d - \frac{h_v - h_n}{\text{tg}\alpha - \text{tg}\beta} \cdot \text{tg}\beta \right] + P_d \cdot b = 0. \end{cases} \quad (2.8)$$

У підсумку система трьох рівнянь (2.8) повністю репрезентує умови рівноваги фронтального плуга у поздовжньо-вертикальній площині проєкцій.

2.1.2 Методика оцінювання впливу конструктивних параметрів плуга на умови його функціонування

В реальних умовах налаштування орного агрегату цілком можлива така ситуація, за якої обмежувальний ланцюг KF (рис. 2.1) буде знаходитися під кутом $\gamma < 90^\circ$ по відношенню до нижньої тяги SB переднього навісного механізму трактора (рис. 2. 2). У цьому випадку система рівнянь (2.8) трансформується до наступного вигляду:

$$k_n \cdot B \cdot h - P_n \cdot \cos\beta - P_v \cdot \cos\alpha + P_d \cdot \cos(\gamma - \beta) = 0;$$

$$P_n \cdot \sin\beta + P_v \cdot \sin\alpha + P_d \cdot \sin(\gamma - \beta) - G - 0.2 \cdot k_n \cdot B \cdot h = 0; \quad (2.9)$$

$$G \left(C_2 + \frac{h_v - h_n}{\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\beta} \right) + k_n B \cdot h \left[0.2 \left(C_3 + \frac{h_v - h_n}{\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\beta} \right) + h_d - \frac{h_v - h_n}{\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\beta} \operatorname{tg}\beta \right] + P_d \sin\gamma \cdot b = 0.$$

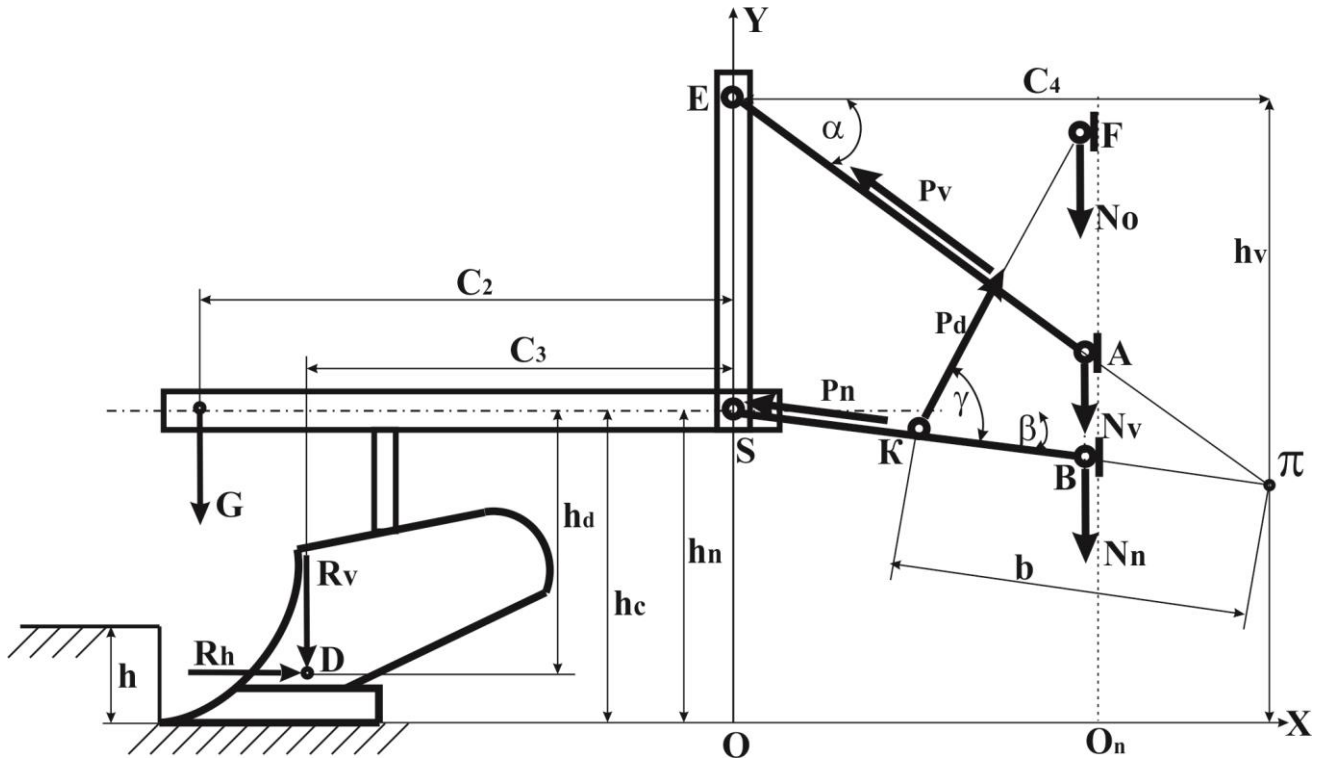


Рис. 2.2. Схема сил, які діють на фронтальний плуг за умови $\gamma < 90^\circ$

Як бачимо, у підсумку система рівнянь (2.8) по суті справи є окремим варіантом системи рівнянь (2.9). Для її подальшого розв'язку визначимо значини усіх потрібних для цього параметрів.

Як показує багаторічна практика, у ґрунтових умовах півдня України питоми тяговий опір плугів змінюється у межах $k_n = 50 \dots 60 \text{ кН/м}^2$. За більших значин цього параметра якості оранки є неприйнятною.

У даному дисертаційному дослідженні розглядається двокорпусний фронтальний плуг типу ПЛН-2-35, ширина захвату корпусу якого становить 0,35 м. З огляду на це конструктивні параметри цього орного знаряддя і ПНМ трактора серії ХТЗ-160 прийнято такими (рис. 2.2): $B = 0,70 \text{ м}$; $G = 4,5 \text{ кН}$; $C_3 = 0,5 \dots 1,5 \text{ м}$; $C_2 = 1,3 \text{ м}$; $h_c = 0,72 \text{ м}$; $BO_n = 0,66 \text{ м}$; $AB = 0,65 \text{ м}$; $r_n = 0,82 \text{ м}$; $SK = 0,32 \text{ м}$; $FB = 0,70 \text{ м}$; $KB = 0,50 \text{ м}$.

Інші конструктивні параметри, що входять до системи рівнянь (2.9), є функціями кутів α і β :

$$h_n = BO_n + r_n \cdot \sin\beta; \quad (2.10)$$

$$h_v = BO_n + AB + r_n \cdot \cos\beta \cdot \operatorname{tg}\alpha; \quad (2.11)$$

$$h_d = h_c - 0,3 \cdot h; \quad (2.12)$$

$$b = \frac{h_v - h_n}{\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\beta} - SK; \quad (2.13)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{FB - KB \cdot \sin\beta}{KB \cdot \cos\beta} + \beta. \quad (2.14)$$

У кінцевому рахунку система рівнянь (2.9) разом із залежностями (2.10)-(2.14) репрезентують математичну модель статичної рівноваги фронтального плуга без опорного колеса у поздовжньо-вертикальній площині.

У процесі функціонування орного машинно-тракторного агрегату вплив трактора на фронтальний плуг репрезентують сили P_v , P_n і P_d (див. рис. 2.2). Зворотну реакцію плуга на енергетичний засіб відтворюють сили, які рівні за модулем вказаним, але протилежні їм за напрямком. Вертикальні складові цих реакцій складають сили N_v , N_n і P_d (рис. 2.2). Сумарний їх дія репрезентує бажане довантаження N_s переднього мосту трактора, вектор зміни якого є таким:

$$N_s = N_v + N_n + N_o \rightarrow \max$$

або

$$N_s = P_v \cdot \sin\alpha + P_n \cdot \sin\beta + P_d \cdot \sin(\gamma - \beta) \rightarrow \max. \quad (2.15)$$

Із викладеного вище випливає, що вибір конструктивних параметрів фронтального плуга, які входять до рівнянь (2.9)-(2.14), має здійснюватися у напрямку виконання вимоги (2.15).

2.2 Аналіз стабільності функціонування фронтального плуга

Результати теоретичних розрахунків за залежностями (2.9)-(2.14) показують, що сумарне довантаження N_s переднього мосту трактора залежить лише від чотирьох параметрів:

- 1) ширини захвату орного знаряддя – B , м;

- 2) сили ваги плуга – G , кН;
- 3) глибини оранки – h , м;
- 4) коефіцієнта питомого опору орного знаряддя – $k_{\text{п}}$, кН·м².

По відношенню до зміни решти параметрів, що входять до системи рівнянь (2.9)-(2.14), показник N_s є інваріантним.

Якби функціональна залежність $N_s = f(B)$ була інваріантною по відношенню до зміни параметра G , то її графічна інтерпретація мала б вигляд прямої 1 (рис. 2.3). Її перебіг показує, що за збільшення параметра B утричі (з 0,75 до 1,05 м) вертикальне навантаження на передньому мосту трактора зростає у 1,6 разів (з 3,46 до 5,39 кН).

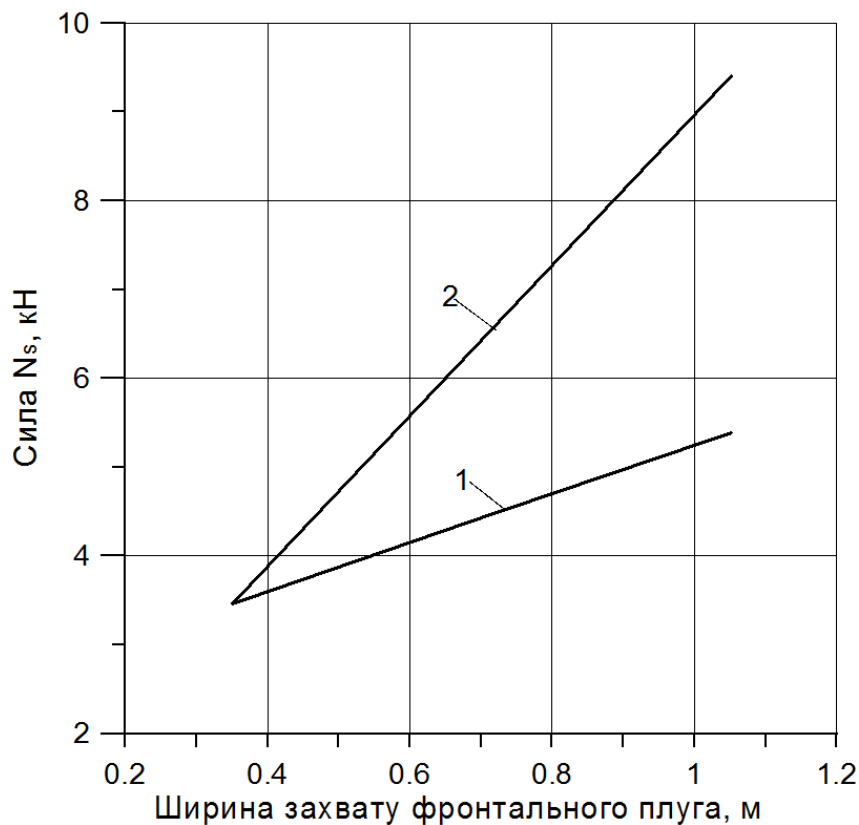


Рис. 2.3. Характер впливу параметра B на показник N_s без зміни (1) і зі зміною (2) параметра G ($\alpha = 15^\circ$; $\beta = 0^\circ$; $h = 0,25$ м; $k_{\text{п}} = 55$ кН/м²)

В дійсності ж слід враховувати, що зміна ширини захвату фронтального плуга обумовлює відповідну зміну сили його ваги. У цьому випадку функціональна залежність $N_s = f(B)$ є комбінованою і репрезентується прямою 2 (див. рис. 2.3),

яка характеризується значно більшою крутизною, ніж пряма 1. Із аналізу цієї прямої бачимо, що те ж саме збільшення ширини захвату фронтального плуга утричі приводить до збільшення вертикального навантаження переднього мосту трактора у 2,7 рази (з 3,46 до 9,39 кН).

У даному дисертаційному дослідженні ширина захвату передньонавісного орного знаряддя є фіксованою, як уже підкреслювалося вище, на рівні 0,70 м. Таке конструктивне рішення за умови $\alpha = 15^\circ$, $\beta = 0^\circ$, $h = 0,25$ м, $k_n = 55$ кН·м⁻² забезпечить вертикальне довантаження передніх рушіїв енергетичного засобу на рівні 6,43 кН (лінія 2, рис. 2.3).

Вплив глибини оранки (h) на сумарне вертикальне довантаження переднього мосту трактора (N_s) не такий вагомий, як зміна параметрів B і G . Так, при збільшенні параметра h у 1,5 рази (з 0,20 до 0,30 м) показник N_s зростає лише на 13% (рис. 2.4).

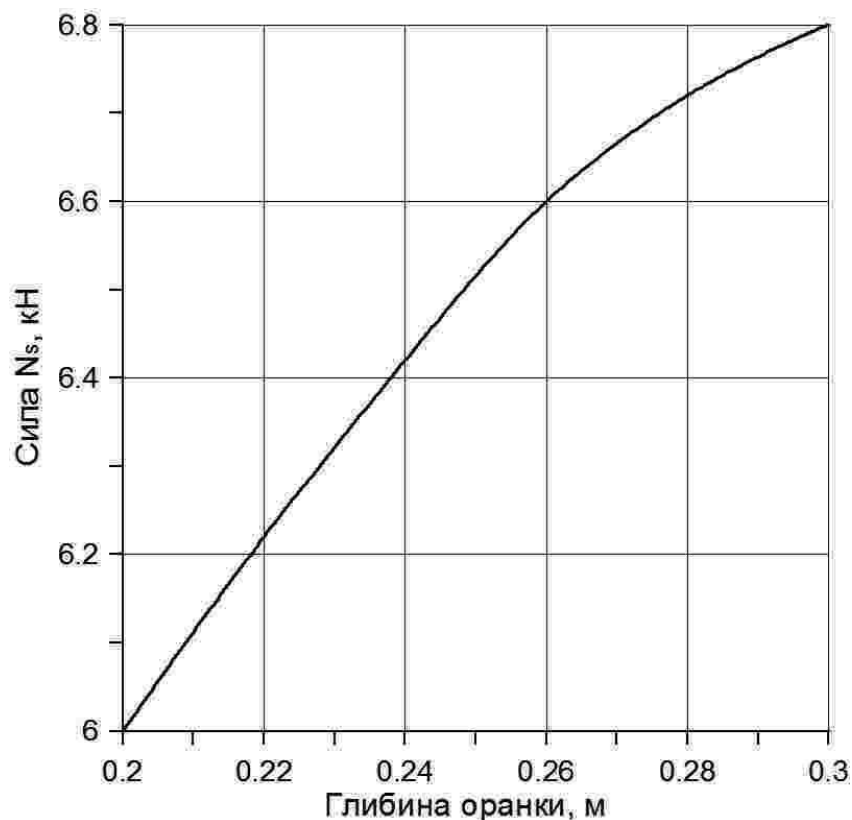


Рис. 2.4. Залежність сумарної сили N_s від глибини оранки

Практично аналогічний результат отримуємо за зміни коефіцієнта питомого опору плуга (рис. 2.5). За збільшення цього параметра на 18% (з 55 до 65 кН/м²)

показник N_s відповідно збільшується лише на 6%. Причина такого результату полягає, на нашу думку, у наступному. Вплив сили ваги фронтального плуга на показник N_s більш вагомий тому, що вона (сила G) діє на передній міст трактора безпосередньо. Натомість, зміна параметрів B , h і h_{π} впливає на цей міст опосередковано. А саме – через вертикальну складову тягового опору плуга. Природа взаємозв'язку останнього з цими трьома параметрами є відомою і цілком зрозумілою.

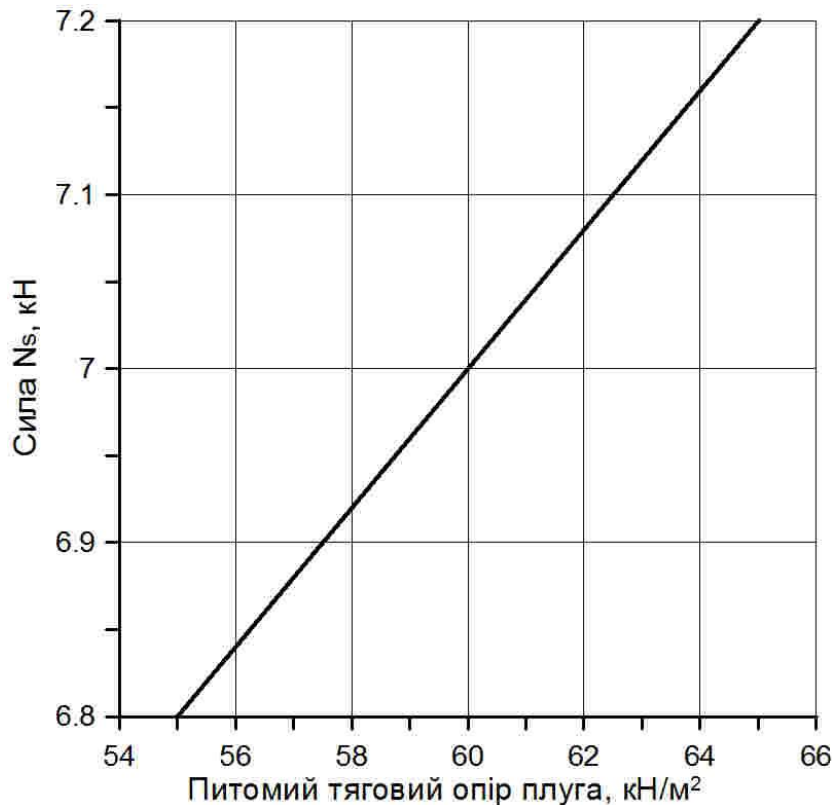


Рис. 2.5. Залежність сумарної сили N_s від коефіцієнта питомого тягового опору плуга

Як уже підкреслювалось вище, зміна параметрів, які входять до рівнянь (2.9)-(2.14), крім розглянутих B , G , h і k_{π} впливу на значину вертикального довантаження переднього мосту (N_s) не здійснюють. Водночас, сили P_v , P_n і P_d , які відповідним чином формують показник N_s , при цьому змінюються зі збереженням такої умови:

$$N_s = P_v \cdot \sin \alpha + P_n \cdot \sin \beta + P_d \cdot \sin(\gamma - \beta) = \text{const.} \quad (2.16)$$

Виходячи із цього, доречно знати динаміку зміни кожної із цих сил. Наявність такої інформації дасть можливість підібрати параметри переднього навісного механізму трактора так, щоб запобігти силовому перевантаженню як його центральній і нижніх тяг, так і інших елементів.

Завдяки теоретичним дослідженням встановлено, що зі збільшенням кута нахилу центральної тяги ПНМ трактора (α) та за незмінної значини кута нахилу нижніх (β) зусилля в обмежувальному ланцюгу (сила P_d , рис. 2.2) зростає (лінія 3, рис. 2.6). Динаміка цього процесу така: за збільшення кута α у 6 разів (з 5 до 30°) сила P_d зросла удвічі (із 10 до 20 кН).

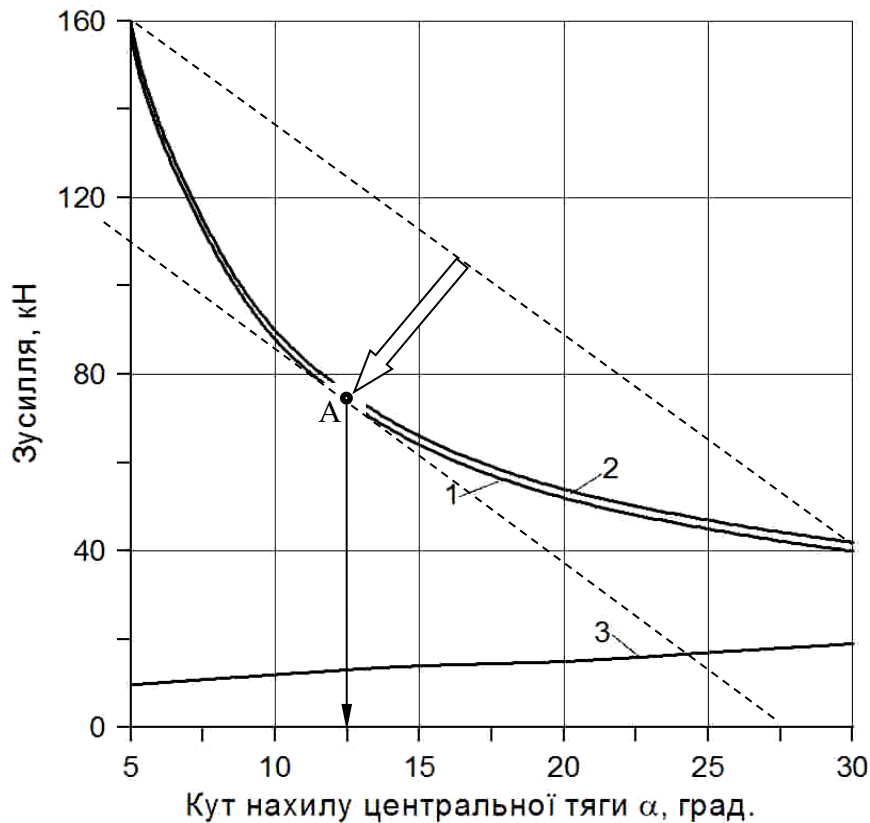


Рис. 2.6. Залежність зусиль $P_n(1)$, $P_v(2)$ і $P_d(3)$ від кута нахилу центральної тяги ПНМ трактора α за кута нахилу нижніх тяг $\beta = 0^\circ$ і глибини оранки $0,20$ м

За цих же умов, динаміка зміни сил, які діють у центральній (P_v) і нижніх (P_n) тягах переднього навісного механізму трактора, якісно і кількісно інша. На загал процес $P_v, P_n = f(\alpha)$ характерний двома зонами. У першій із них збільшення аргументу (параметр α) обумовлює різке спадання функції, тобто зусиль P_v і P_n (криві 1 і 2, рис. 2.6). У другій зоні спадання розглядуваної функції є менш інтенсивним. Розмежування цих зон здійснюється у т. А.

Дослідженнями встановлено, що визначення координат останньої можна здійснити як аналітичним, так і графічним способом. Обидва досить предметно описані у [92, 93].

Графічний спосіб визначення координат т. А є таким. Кінцеві точки графічно відображеного процесу з'єднуються прямою (верхня пунктирна лінія на рис. 2.6). Потім цю лінію переміщують паралельно самій собі до тих пір, поки вона не стане дотичною до кривої процесу. Точка дотику прямої до графічної інтерпретації вивчаємого процесу і є тією, яка розділяє цей процес на дві вищезначені зони.

Для представленого на рис. 2.6 стану речей маємо, що за збільшення кут α від 5 до 12,5° (тобто на 7,5°) має місце зменшення сил, які діють у центральній (P_v) і нижніх (P_n) тягах ПНМ трактора, трохи більше, ніж у два рази.

За подальшого збільшення кута нахилу центральної тяги ПНМ енергетичного засобу до 30° розглядувані сили P_v та P_n зменшуються теж майже у два рази. Але, якщо у першій зоні це зменшення відбувається у інтервалі кута α від 5 до 12,5°, то у другій – у значно ширшому інтервалі: від 12,5 до 30°. Саме тому перша зона досліджуваного двозонного процесу і є більш інтенсивною стосовно характеру зміни функції від аргументу.

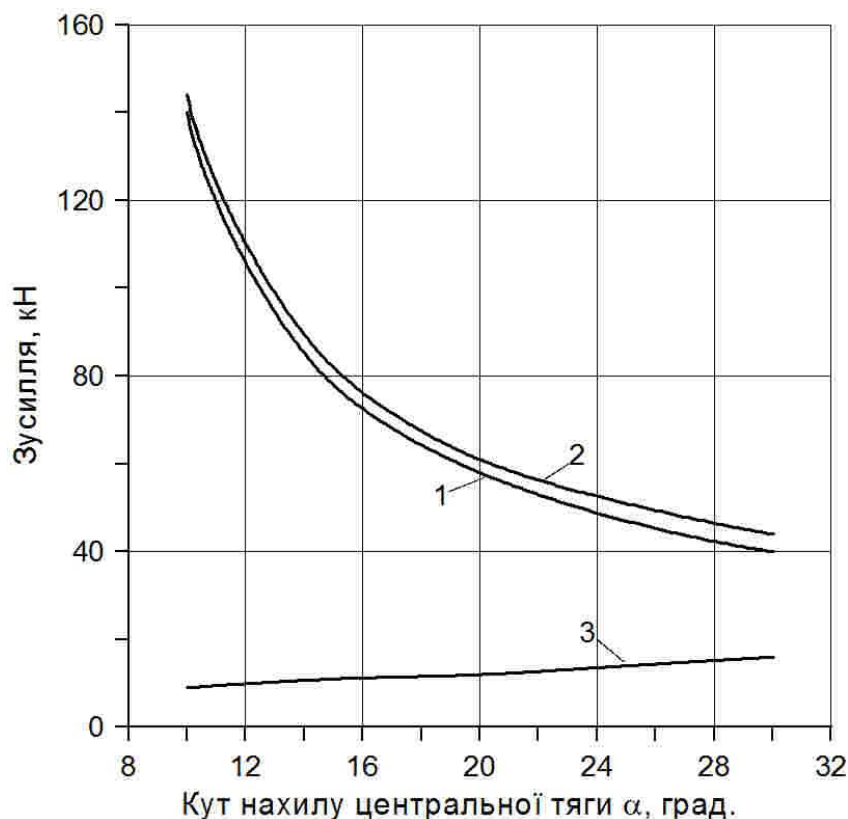


Рис. 2.7. Залежність зусиль P_n (1), P_v (2) і P_d (3) від кута нахилу центральної тяги ПНМ трактора α за кута нахилу нижніх тяг $\beta = 5^\circ$ і глибини оранки 0,20 м

Тепер проаналізуємо ситуацію, коли нижні тяги переднього навісного механізму енергетичного засобу будуть розташовані під кутом $\beta = 5^\circ$. У цьому випадку збільшення кута нахилу центральної тяги ПНМ трактора до 30° обумовлює якісно і практично кількісно аналогічний характер зміни значин сил P_v , P_n і P_d (рис. 2.7) по відношенню до варіанту, коли $\beta = 0^\circ$ (див. рис. 2.6). За глибини оранки 0,30 м (рис. 2.8) маємо практично такий же результат, як і у двох попередніх варіантах (див. рис. 2.6 і 2.7).

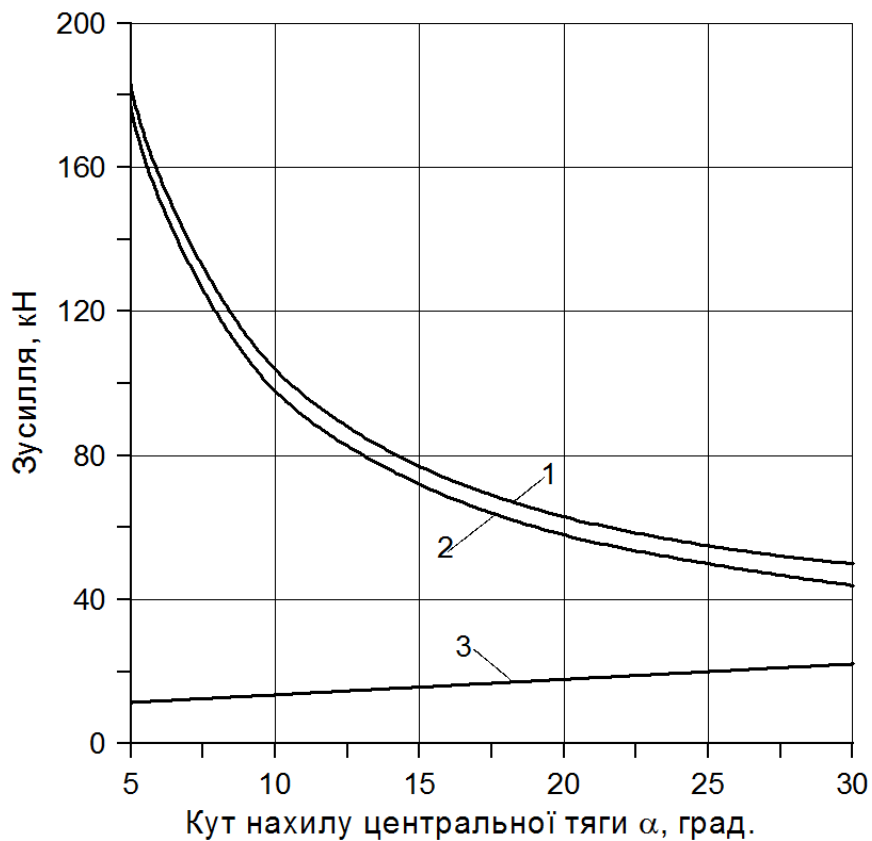


Рис. 2.8. Залежність зусиль $P_n(1)$, $P_v(2)$ і $P_d(3)$ від кута нахилу центральної тяги ПНМ трактора α при куті нахилу нижніх тяг $\beta = 0^\circ$ і глибині оранки 0,30 м

У підсумку вимальовується наступний стан речей. Кут нахилу центральної тяги переднього навісного механізму трактора (α) здійснює більший вплив на динаміку зміни сил P_v , P_n і P_d , ніж кут нахилу нижніх тяг (β). Збільшення кута α , своєю чергою, в основному впливає на зміну сил, які діють у центральній (P_v) та нижніх (P_n) тягах ПНМ енергетичного засобу. Зростання сили, яка діє у обмежувальному

ланцюгу (P_d), – менш інтенсивне. Причому, загальна (сумарна) зміна значин цих сил така, за забезпечує виконання умови (2.16).

Із аналізу рис. (2.6)-(2.8) бачимо, що у тягах переднього навісного механізму трактора діють значно більші сили, ніж у обмежувальному ланцюгу фронтального плуга. Для їх зменшення зі збереженням умови (2.16) і забезпеченням конструкційної надійності елементів ПНМ трактора, кут нахилу його центральної тяги (α) має бути якомога більшим.

Раціональним обмеженням цього збільшення є такий конструктивний параметр, як висота стояка SE переднього навісного механізму трактора (рис. 2.2). Чим ця висота більша, тим більш габаритним є фронтальний плуг, що небажано.

Цілком прийнятною, на наш погляд є умова, за якою кут нахилу центральної тяги переднього навісного механізму трактора (α) буде в межах 25-30°. У цьому випадку зусилля у центральній та нижніх тягах ПНМ енергетичного засобу будуть близькими до найменших (на рівні 40 кН). При цьому, сила P_d , яка діє у обмежувальному ланцюгу фронтального плуга, буде знаходитися на рівні, що не перевищує 20 кН. А це також цілком прийнятний результат.

З виключно конструктивних міркувань кут нахилу нижніх тяг переднього навісного механізму трактора можна змінювати в межах 0...5°. Недоліки установлення цього параметру меншим за 0° (тобто від'ємним і таким, який знаходиться у третьому квадранті) виявлені попередниками [19]. Збільшення значини кута β за межі вказаного діапазону (тобто більше 5°) суттєвого впливу, як показано вище, на динаміку зміни сил P_v , P_n і P_d не здійснює. Натомість, габаритні розміри фронтального плуга при цьому збільшуються, що є небажаним.

Із інших конструктивних параметрів, які входять до системи рівнянь (2.9)-(2.14) і є відносно незалежними, на увагу заслуговують лише три (рис. 2.2):

- 1) висота розташування рами фронтального орного знаряддя h_c ;
- 2) поздовжня координата центру мас фронтального плуга C_2 ;
- 3) поздовжня координат центру опору фронтального плуга C_3 ;

Слід підкреслити, що найменша значина параметра h_c обумовлена висотою корпусу фронтального плуга. Змінювати цю значину у бік збільшення немає потреби із-за небажаного зростання габаритів, а отже і металоємкості, передньонавісного орного знаряддя.

Не дивлячись на відносну автономність, конструктивний параметр C_2 у дійсності своїй тісно пов'язаний зі зміною конструктивного параметра C_3 і навпаки. З огляду на це розглянемо вплив останнього (тобто параметра C_3) на динаміку зміни сил, які діють у центральній і нижніх тягах, а також у обмежувальному ланцюгу переднього навісного механізму трактора (рис. 2.9).

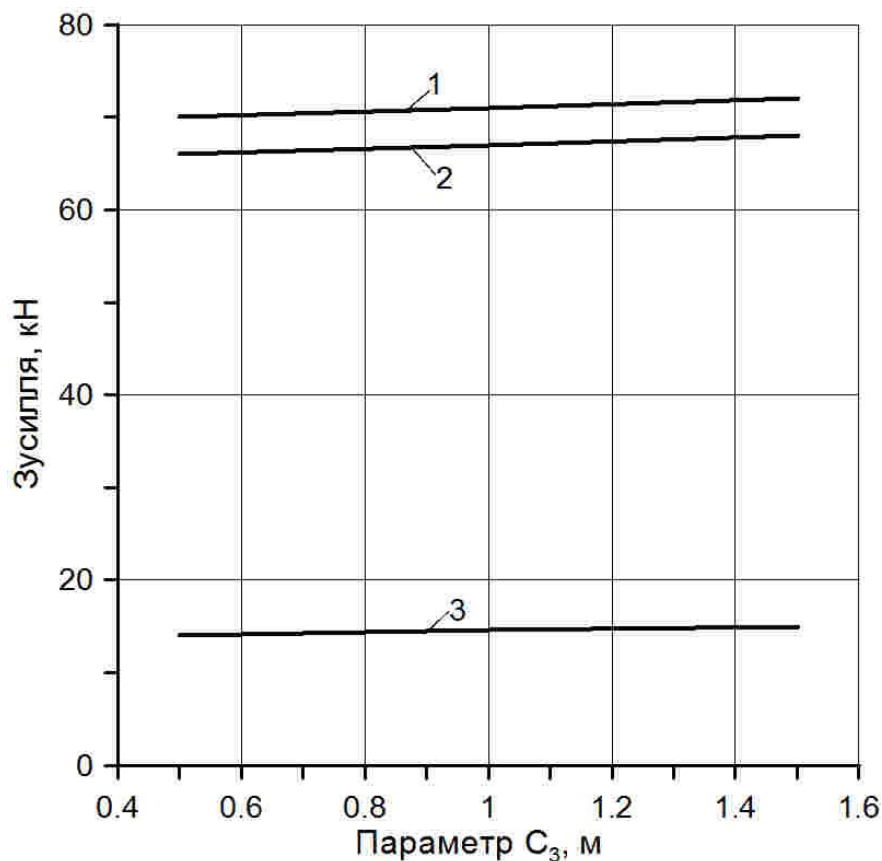


Рис. 2.9. Залежність зусиль $P_n(1)$, $P_v(2)$ і $P_d(3)$ від параметра C_3

Відповідні розрахунки проведено за наступних умов: коефіцієнт питомого опору фронтального плуга $k = 55$ кН/м², глибина оранки $h = 0,25$ м, кут $\beta = 0^\circ$ і кут $\alpha = 25^\circ$. Отримані результати свідчать, що збільшення параметра C_3 з 0,4 до 1,6 м

(тобто у чотири рази) більш-менш відчутного впливу на значини сил P_v , P_n і P_d не здійснює. Проте за кількісними показниками значини вказаних сил суттєво відрізняються. Найбільшими є зусилля у центральній (P_v) і нижніх (P_n) тягах ПНМ трактора (лінії 1 і 2, рис. 2.9). У обмежувальному ланцюгу плуга сила P_d (лінія 3, рис. 2.9) у 4.6 разів менша за силу P_n і у 4,4 рази менша за силу P_v .

Із приведено вище аналізу можна зробити попередній висновок про те, що значина параметра C_3 (як і параметра C_2) має визначатися, виходячи із міркувань конструктивного оформлення фронтального плуга. А це означає, що задля зменшення його довжини поздовжня координата центру опору даного орного знаряддя (тобто параметр C_2) має бути якомога меншою.

2.3 Динаміка вертикальних коливань переднього моста трактора під впливом дії фронтального плуга

2.3.1 Основні положення і припущення, прийняті при складанні диференціальних рівнянь вертикальних коливань переднього мосту енергетичного засобу

У процесі виконання оранки передній міст трактора як динамічна система реагує на збурювальний вплив у вигляді коливань його (мосту) вертикального навантаження силою N_s , поздовжньо-вертикальних нерівностей профілю оброблюваного поля (h), нерівномірністю тягового опору фронтального плуга тощо. Результатом цієї реакції є відповідні вертикальні коливання вказаного моста (z).

У загальному випадку зв'язок між вхідними і вихідною координатами даної динамічної системи є нелінійним із-за чого і остання є нестационарною. Водночас, на даному рівні дослідження доцільно скористатися її стаціонарним лінійним варіантом. Як наголошується у роботі [94], «...такая идеализация системы во многих случаях весьма эффективна для сложных сельскохозяйственных агрегатов и их системы управления, динамика которых изучена еще недостаточно. Линеаризация динамической системы дает возможность физически осмыслить полученный результат и накопить опыт проектирования».

Колісний трактор у агрегаті із фронтальним плугом переміщується колесами правого борту у борозні. На загал із-за цього має місце певний перерозподіл експлуатаційної ваги енергетичного засобу по бортах: на правому (при погляді іззаду) вона дещо більша. Для нівелювання цього фактору дослідники досить часто застосовують наступний прийом. Приймається, що колеса правого борту трактора рухаються на глибині, яка дорівнює половині глибини оранки [95, 96]. У даному випадку такий методичний підхід дозволяє з достатньою для практики точністю знехтувати перерозподілом експлуатаційної ваги енергетичного засобу між лівим і правим колесом його переднього мосту.

Приймаємо, що у процесі свого руху у складі орного агрегату із фронтальним плугом передні колеса трактора здійснюють постійний точковий контакт із поздовжнім профілем оброблюваного поля. Тобто, вертикальні коливання переднього мосту енергетичного засобу, за яких відбувається відрив рушіїв від опорної поверхні, – відсутні. Як показує багаторічна практика застосування орних машинно-тракторних агрегатів, за нормального стану поверхні поля такий характер його робочого руху є переважним.

Передні колеса трактора серії ХТЗ-160 жорстко кріпляться до балки мосту. Єдиним пружним елементом останнього є шини рушіїв. Кожна із них характеризується пружними і дисипативними властивостями.

Пружність шини відображає залежність між вертикальним переміщенням осі колеса (z) і діючою на нього вертикальною силою. З достатньою для практики точністю переважна більшість науковців і дослідників приймають, що ця залежність змінюється у рамках лінійного закону [97, 98]. За такого стану речей пружність шини репрезентується постійним значенням коефіцієнту жорсткості ($C_{\text{ш}}$), який має розмірність Н/м.

Дисипативні властивості шини репрезентуються коефіцієнтом опору деформації ($K_{\text{ш}}$), який прийнято вважати пропорційним швидкості вертикального переміщення осі колеса ($\dot{z}$) і має розмірність Н·с/м.

Насамкінець зазначимо, що передній міст трактора будемо розглядати у вигляді динамічної системи, коефіцієнт жорсткості якої дорівнює подвоєному коефіцієнту $C_{\text{ш}}$ ($2C_{\text{ш}}$), а коефіцієнту опору – подвоєному коефіцієнту $K_{\text{ш}}$ ($2K_{\text{ш}}$).

2.3.2 Диференціальне рівняння вертикальних коливань переднього мосту трактора

У попередньому параграфі ми вже наголошували, що розглядувана нами динамічна система у вигляді переднього мосту трактора з приєднаним до нього навісним фронтальним плугом має лише одну ступінь вільності: координату вертикальних переміщень z (рис. 2. 10).

Маса переднього мосту трактора (параметр **M**), сформована з урахуванням додаткової дії зовнішніх сил N_o , N_v і N_n у вигляді суми $(N_o + N_v + N_n)/g$, зосереджена на осі передніх рушіїв енергетичного засобу.

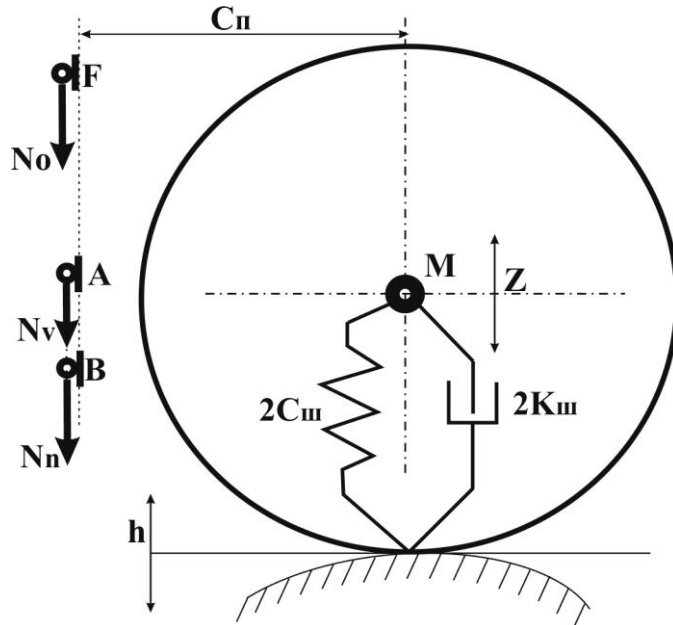


Рис. 2.10. Схема сил, які діють на передній міст трактора

Пружні властивості даної динамічної системи представлені сумарним коефіцієнтом жорсткості шин переднього мосту трактора $2C_{ш}$, а дисипативні – сумарним коефіцієнтом опору $2K_{ш}$ (див. рис. 2.10).

Вхідним збурювальним фактором, який обумовлює вертикальні переміщення z динамічної системи, є вертикальні коливання поздовжнього профілю поля h .

За наявності одного ступню вільності (або узагальненої координати) переднього мосту трактора достатньо мати лише одне відповідне диференціальне рівняння. У даному випадку напишемо його у загальновідомій формі Лагранжа другого роду [99]:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial E_k}{\partial q_i} + \frac{\partial E_p}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (2.17)$$

де q_i, Q_i – узагальнені відповідні координати динамічної системи та узагальнена сила;

E_k, E_p – кінетична та потенційна енергії динамічної системи;

Φ – дисипативна функція розсіювання енергії динамічною системою.

Як уже указувалося вище, за умови однієї узагальненої координати z вираз (2.17) буде таким:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}} - \frac{\partial E_k}{\partial z} + \frac{\partial E_p}{\partial z} + \frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}} = Q, \quad (2.18)$$

Кінетична енергія системи описується наступним виразом:

$$E_k = \frac{M \cdot \dot{z}^2}{2}. \quad (2.19)$$

Із виразу (2.19) знаходимо першу і другу похідні за часом:

$$\begin{aligned} \frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}} &= M \cdot \dot{z}; \\ \frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial E_k}{\partial \dot{z}} &= M \cdot \ddot{z}. \end{aligned} \quad (2.20)$$

Оскільки кінетична енергія розглядуваної динамічної системи залежить лише від швидкості $\dot{z}$ і не залежить від узагальненої координати z , то:

$$\frac{\partial E_k}{\partial z} = 0. \quad (2.21)$$

Потенційна енергія даної динамічної системи формується роботою пружних переднього мосту трактора. Така робота, своєю чергою, є функцією прогинів шин передніх рушіїв енергетичного засобу. У аналітичному плані вказані прогини можна представити різницею між амплітудами вертикальних коливань переднього мосту трактора (z) і поздовжнього профілю поля (h): $z - h$. Параметр h , по суті

справи, є відповідним вхідним збурювальним впливом розглядуваної динамічної системи, у той час як параметр z – це її вихідний показник.

З урахуванням вищевикладеного вираз для розрахунку потенційної енергії коливань переднього мосту трактора разом із фронтальним плугом буде таким:

$$E_{\pi} = \frac{2 \cdot C_{\text{ш}} \cdot (z - h)^2}{2} = C_{\text{ш}} \cdot (z - h)^2.$$

Дисипативна функція розглядуваної динамічної системи визначається аналогічним чином:

$$\Phi = \frac{2 \cdot K_{\text{ш}} \cdot (\dot{z} - \dot{h})^2}{2} = K_{\text{ш}} \cdot (\dot{z} - \dot{h})^2.$$

Частинні похідні виразів для визначення обох видів енергії (потенційної і дисипативної) є наступними:

$$\frac{\partial E_{\pi}}{\partial z} = 2 \cdot C_{\text{ш}} \cdot z - 2 \cdot C_{\text{ш}} \cdot h. \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial \Phi}{\partial \dot{z}} = 2 \cdot K_{\text{ш}} \cdot \dot{z} - 2 \cdot K_{\text{ш}} \cdot \dot{h}. \quad (2.23)$$

Що стосується узагальненої сили Q , то вона виражається сумою трьох наступних сил:

$$Q = N_s = N_v + N_n + N_o. \quad (2.24)$$

Підставивши вирази (2.20), (2.21), (2.22) і (2.23) у (2.18), після відповідних перетворень отримаємо диференціальне рівняння, яке репрезентує математичну модель вертикальних коливань переднього мосту трактора разом із приєднаним до нього фронтальним плугом без опорного колеса:

$$M \cdot \ddot{z} + 2K_{\text{ш}} \cdot \dot{z} + 2C_{\text{ш}} \cdot z - 2K_{\text{ш}} \cdot \dot{h} - 2C_{\text{ш}} \cdot h = N_s$$

або

$$M \cdot \ddot{z} + 2K_{\text{ш}} \cdot \dot{z} + 2C_{\text{ш}} \cdot z = 2K_{\text{ш}} \cdot \dot{h} - 2C_{\text{ш}} \cdot h + N_s. \quad (2.25)$$

Ще раз підкреслимо, що у отриманій математичній моделі (2.25) як динамічній моделі вхідними параметрами у вигляді збурювальних впливів виступають (див. рис. 2.10):

- ордината вертикальних коливань поздовжнього профілю шляху h ;
- сумарна сила вертикального впливу N_s [див. вираз (2.24)].

Вихідним параметром даної динамічної системи є амплітуда вертикальних коливань переднього мосту трактора z .

Слід підкреслити, що розв'язок диференціального рівняння (2.25) не є тривіальним. Головна складність цього процесу обумовлена стохастичним характером перебігу зовнішніх збурень у вигляді коливань параметрів h і N_s . Яким чином виразити їх у аналітичному представленні – практично невідомо. А якщо і відомо, то розв'язок рівняння (2.25) при цьому не спростився, а лише б ускладнився.

Досить ефективним шляхом розв'язання цієї проблеми є перехід від диференціальної форми запису рівняння (2.25) до простої алгебраїчної. Здійснюється таке, як відомо, із використанням механізму перетворень Лапласа [94]. Для цього застосовують відповідний оператор p у вигляді:

$$p = \frac{d}{dt}.$$

Звідси цілком зрозуміло, що

$$p^2 = \frac{d^2}{dt^2}.$$

Застосувавши такі перетворення до рівняння (2.25), у підсумку отримуємо:

$$\begin{aligned} z(p)(M \cdot p^2 + 2K_{ш} \cdot p + 2C_{ш}) &= h(p)(2K_{ш} \cdot p + 2C_{ш}) + 1 \cdot N_s(p) \\ \text{або} & \\ K_1 \cdot z(p) &= K_2 \cdot h(p) + 1 \cdot N_s(p), \end{aligned} \tag{2.26}$$

де $K_1 = M \cdot p^2 + 2K_{ш} \cdot p + 2C_{ш}$;

$K_2 = 2(K_{ш} \cdot p + C_{ш})$.

По суті свій вираз (2.26) репрезентує аналітичний механізм перетворення розглядуваною динамічною системою вхідних збурювальних впливів $h(p)$ і $N_s(p)$ у вихідну $z(p)$. Із теорії автоматичного регулювання таких систем відомо [100], що її перетворювальні властивості можуть бути виражені певним оператором. Основними операторами для багатьох динамічних систем є передаточні функції і сформовані на їх основі амплітудні (АЧХ) та фазові (ФЧХ) характеристики [100].

У даному випадку розглянемо передаточну функцію $[W_z(p)]$ по збурювальному впливу $N_s(p)$ відносно коливань переднього мосту трактора $z(p)$. Вираз для її розрахунку є таким:

$$W_z(p) = \frac{1}{M \cdot p^2 + 2K_{ш} \cdot p + 2C_{ш}}. \quad (2.27)$$

Маючи на увазі, що $p = i \cdot \omega$ (де $i = \sqrt{-1}$, а ω – частота коливань вхідного збурювального впливу), вираз (2.27) у загальному вигляді можна подати так:

$$W_z(i\omega) = \frac{M_o + iN_o}{M_1 + iN_1}, \quad (2.28)$$

де $M_o = b_o - b_2 \cdot \omega^2 + \dots$;

$N_o = b_1 \cdot \omega - b_3 \cdot \omega^3 + \dots$;

$M_1 = a_o - a_2 \cdot \omega^2 + \dots$;

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

b_o, b_1, b_2, b_3 – відповідні коефіцієнти чисельника виразу (2.27);

a_o, a_1, a_2, a_3 – відповідні коефіцієнти знаменника виразу (2.27).

Стосовно виразу (2.27) маємо:

$b_o = 1$;

$b_1 = b_2 = b_3 = 0$;

$a_o = 2C_{ш}$;

$a_1 = 2K_{ш}$;

$a_2 = -M$;

$a_3 = 0$.

На підставі цього стосовно (2.28) визначаємо, що

$M_o = 1$;

$N_o = 0$;

$M_1 = M \cdot \omega^2 + 2C_{ш}$;

$N_1 = 2K_{ш} \cdot \omega$.

За представлення передаточної функції у вигляді (2.28) вона є сумою дійсної $[U(\omega)]$ і уявної $[V(\omega)]$ частотних характеристик динамічної системи [100]. А саме:

$$W_z(i\omega) = U(\omega) + i \cdot V(\omega). \quad (2.29)$$

Дійсну частотну характеристику $U(\omega)$ системи можна визначити із такого виразу [100]:

$$U(\omega) = \frac{M_o \cdot M_1 + N_o \cdot N_1}{M_1^2 + N_1^2} = \text{Re}.$$

Стосовно розглядуваної нами конкретної динамічної системи маємо таке:

$$U(\omega) = \frac{M \cdot \omega^2 + 2C_{\text{ш}}}{(M \cdot \omega^2 + 2C_{\text{ш}})^2 + (2K_{\text{ш}} \cdot \omega)^2}. \quad (2.30)$$

Натомість, уявна частотна характеристика $V(\omega)$ динамічної системи у загальному вигляді є такою:

$$V(\omega) = \frac{M_1 \cdot N_o - M_o \cdot N_1}{M_1^2 + N_1^2} = \text{Im}.$$

У реальному представленні ця характеристика має наступний вид:

$$V(\omega) = -\frac{2K_{\text{ш}} \cdot \omega}{(M \cdot \omega^2 + 2C_{\text{ш}})^2 + (2K_{\text{ш}} \cdot \omega)^2}. \quad (2.31)$$

З урахуванням виразів (2.30) і (2.31) залежність (2.29) трансформується наступним чином:

$$U(\omega) = \frac{M \cdot \omega^2 + 2C_{\text{ш}} - 2K_{\text{ш}} \cdot \omega}{(M \cdot \omega^2 + 2C_{\text{ш}})^2 + (2K_{\text{ш}} \cdot \omega)^2}. \quad (2.32)$$

Насамкінець, знаючи дійсну $[\text{Re} = U(\omega)]$ і уявну $[\text{Im} = V(\omega)]$ частотні характеристики, досить легко розрахувати амплітудну $[A(\omega)]$ і фазову $[\Phi(\omega)]$ частотні характеристики розглядуваної нами динамічної системи.

Розрахунок АЧХ здійснюється із використанням такої аналітичної залежності [100]:

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

Приймаючи до уваги вирази (2.30) і (2.31), остаточно маємо:

$$A(\omega) = \frac{1}{\sqrt{(M \cdot \omega^2 + 2C_{\text{ш}})^2 + 4K_{\text{ш}}^2 \cdot \omega^2}} \quad (2.33)$$

Що стосується ФЧХ динамічної системи, то для її розрахунку чинним є такий вираз [100]:

$$\Phi(\omega) = \arctg \left[\frac{V(\omega)}{U(\omega)} \right].$$

З урахуванням виразів (2.30) і (2.31) він трансформується до наступного кінцевого виду:

$$\Phi(\omega) = -\arctg\left(\frac{2K_{\text{ш}} \cdot \omega}{M \cdot \omega^2 + 2C_{\text{ш}}}\right). \quad (2.34)$$

2.3.3 Методика математичного моделювання

Під час робочого руху досліджуваного нами орного машинно-тракторного агрегату механізатор відслідковує траєкторію борозни попереднього проходу і формує керуючий вплив у вигляді відповідного повороту керма трактора. Не дивлячись на те, що у даному дослідженні керуючий вплив не розглядається, розглядувана нами динамічна система у складі трактора з фронтальним і задньонавісним плугами є слідкуючою. Для таких систем теорією автоматичного регулювання сформовані вимоги до ідеальних АЧХ і ФЧХ. За умови відпрацювання слідкуючою системою вхідного збурювального впливу у всьому частотному діапазоні його прояву ідеальні (або бажані) АЧХ мають дорівнювати нулю [100]. Тобто, збурення, як некорисний сигнал, динамічна система не повинна підсилювати взагалі.

Що стосується ідеальних ФЧХ, то вони, як фазове запізнення реакції динамічної системи на зовнішній збурювальний вплив, мають прямувати до нескінченності [100]. Іншими словами, чим пізніше динамічна система зреагує на зовнішній збурювальний вплив, — тим краще.

Узагальнюючи, можна сказати, що для розглядуваної нами динамічної системи ідеальні АЧХ і ФЧХ мають відповідати таким умовам:

$$\begin{aligned} \text{АЧХ} &\rightarrow 0; \\ \text{ФЧХ} &\rightarrow \infty. \end{aligned} \quad (2.35)$$

З огляду на умови (2.35) алгоритм математичного модулювання характеру функціонування орного агрегату за схемою «push-pull» є наступним: ті параметри фронтального плуга і усього орного агрегату є більш прийнятними (або бажаними), за яких реальні амплітудно-фазові частотні характеристики якомога ближчі до нуля, а реакція МТА на збурення (тобто ФЧХ) — якомога пізніша.

Методика розрахунку ФЧХ в середовищі MathCad досліджуваної динамічної системи відображена на рис. 2.11.

Виходячи із формули Хедекеля [101], коефіцієнт жорсткості шини трактора можна знайти із виразу:

$$C_{ш} = 2\pi\rho_{ш} \cdot \sqrt{r_c \cdot r_o}, \quad (2.36)$$

де $\rho_{ш}$ – тиск повітря у шині, Па;

r_o – вільний радіус ненавантаженої шини, м;

r_c – радіус шини у поперечному її перерізі, м.

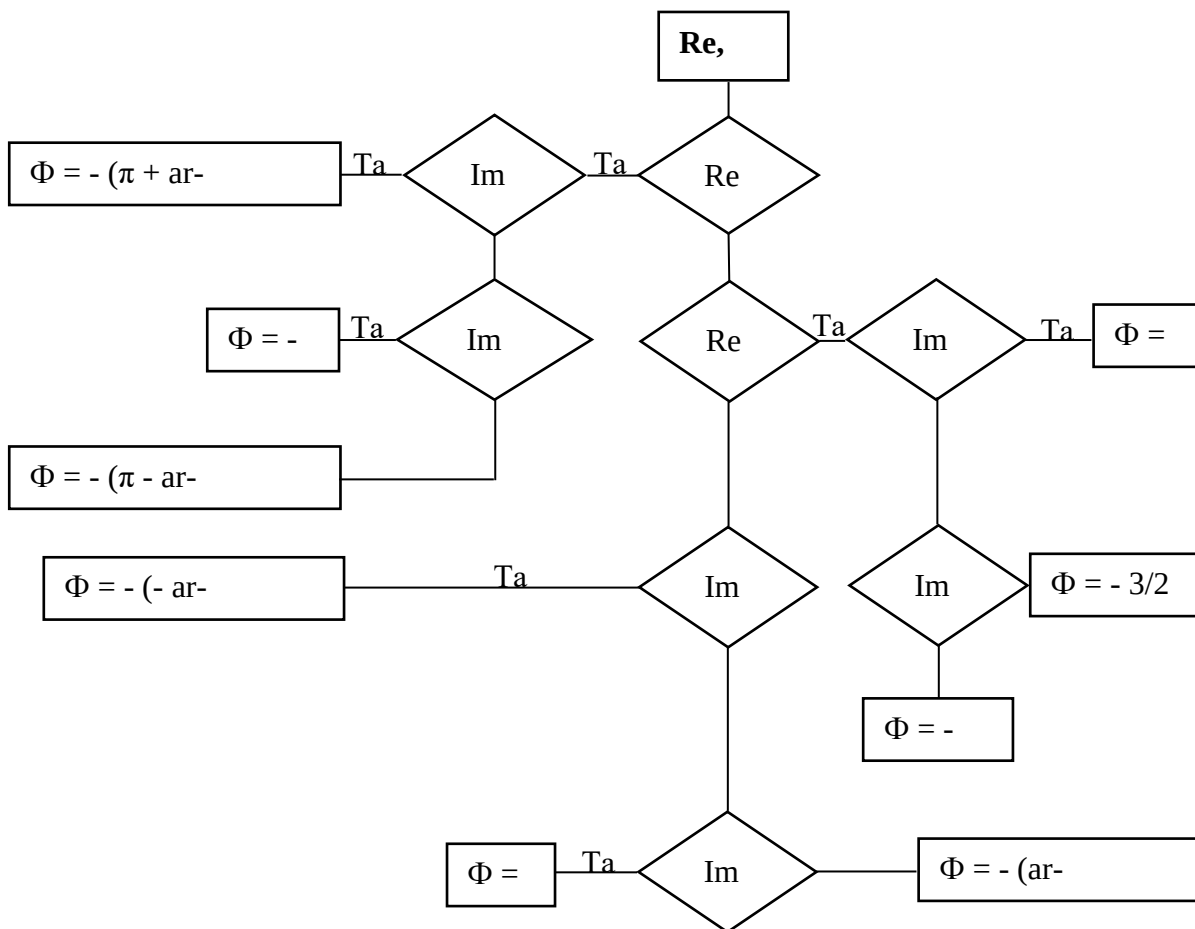


Рис. 2.11. Блок-схема розрахунку ФЧХ [19]

Трактор серії ХТЗ-160 обладнаний шинами 16,9R38. Згідно з ГОСТ 7463-2003 маємо: $r_o = 0,77$ м; $r_c = 0,21$ м. Тиск повітря в шинах трактора будемо змінювати в межах 0,10...0,16 мПа. У цьому випадку коефіцієнт $C_{ш}$ змінюється в межах 250...400 кН/м відповідно. Згідно з рекомендаціями [19] коефіцієнт опору деформації шини змінюватимемо в діапазоні 1...3 кН·с/м.

За експлуатаційної маси трактора ХТЗ-160 8150 кг на його передній міст припадає 5400 кг. Згідно з приведеними вище розрахунками (див. рис. 2.3) сумарна сила N_s змінюється в межах 3000...9000 Н, що відповідає масі 305...917 кг. З огляду на це параметр M у математичні моделі будемо змінювати в межах 5700...6300 кг.

2.4 Динаміка вертикальних коливань переднього мосту трактора

2.4.1 Реакція динамічної системи на коливання сумарної сили N_s

Аналіз розрахованих АЧХ засвідчує, що за збільшення частоти коливань сумарної сили N_s коефіцієнт їх підсилення динамічною системою прогресивно зменшується (рис. 2.12). Інтенсивність цього процесу практично однакова для значин параметра M як на рівні 5700 кг, та і на рівні 6300 кг. Причина падіння розглядуваних АЧХ полягає у інерційних властивостях динамічної системи, якою є передній міст трактора серії ХТЗ-160 разом із приєднаним до нього фронтальним плугом. Ймовіріше за все зі збільшенням частота коливань вхідного збурення (сили N_s) все більше відрізняється від частоти власних коливань системи.

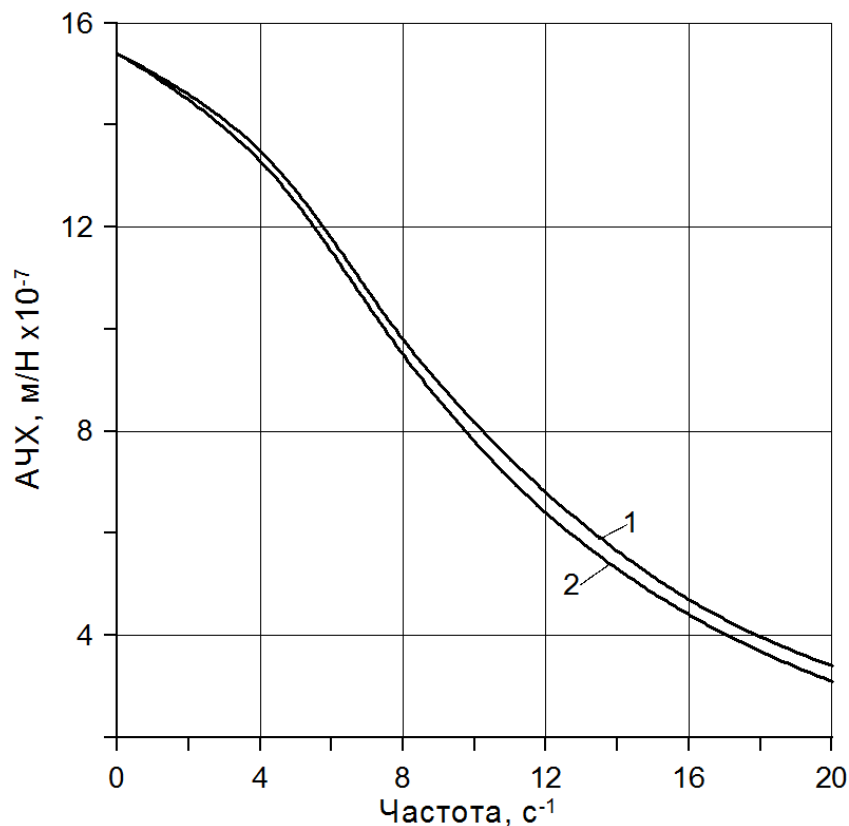


Рис. 2.12. АЧХ відпрацювання динамічною системою збурення за величини параметра M на рівні 5700 кг (1) і 6300 кг (2) ($C_{ш} = 325$ кН/м; $K_{ш} = 2$ кН·с/м)

Чим більша значина параметра M , тим більш низькою є ця частота. З огляду на це цілком зрозуміло чому зростання величини маси M з 5700 до 6300 кг приводить хоча і до незначного (максимум 8,8%), але зменшення значини АЧХ (крива 2, рис. 2.12).

Взагалі слід підкреслити, що зображені на рис. 2.12 амплітудно-частотні характеристики розглядуваної динамічної системи досить близькі до бажаних. Адже навіть максимальна їх значина ($15,4 \cdot 10^{-7}$ м/Н) вказує на те, що за стаціонарної дії (оскільки $\omega = 0$ с⁻¹) сили N_s на рівні 1 кН амплітуда відхилення осі переднього мосту трактора разом із фронтальним плугом по вертикалі (z) становить лише 1,54 мм. За максимальної значини вказаної сили на рівні 9 кН це відхилення не перевищуватиме 14 мм.

За найбільш імовірної частоти коливань сили N_s на рівні $\omega = 1$ Гц (тобто 6,28 с⁻¹) і максимальній її значині 9 кН відхилення z для обох значин параметра M , як випливає із аналізу рис. 2.12, знаходитиметься у діапазоні 9...10 мм.

Тепер проаналізуємо вплив коефіцієнту жорсткості шин ($C_{ш}$) рушіїв переднього мосту трактора ХТЗ-160 на характер перебігу отриманих амплітудно-частотних характеристик. Із нього (характеру) видно, що збільшення частоти впливу збурювального впливу ω до 20 с⁻¹ приводить до бажаного зменшення АЧХ для усіх прийнятих значин коефіцієнта $C_{ш}$ (криві 1 і 2, рис. 2.13).

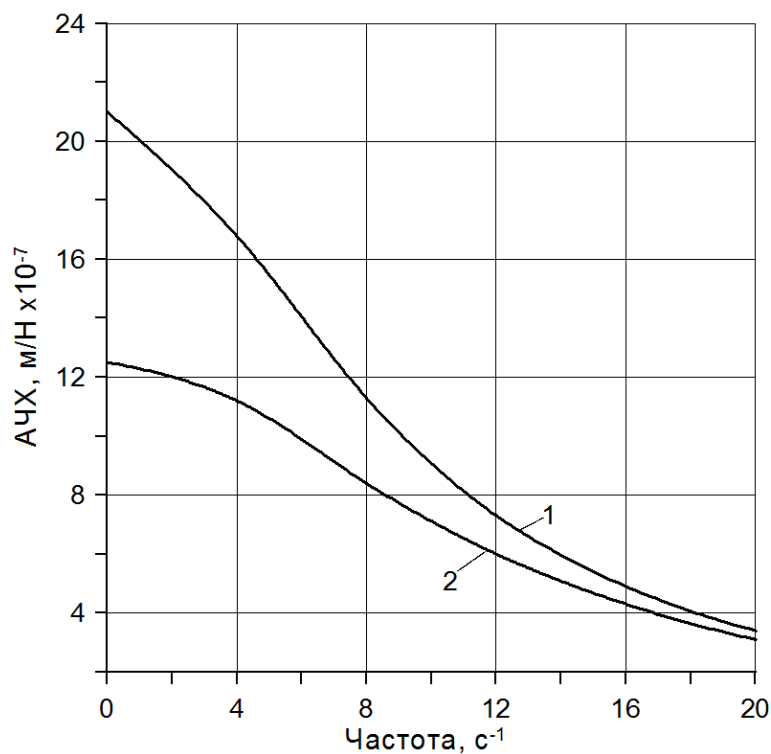


Рис. 2.13. АЧХ відпрацювання динамічною системою збурення за величини параметра $C_{ш}$ на рівні 250 кН/м кг (1) і 400 кН/м (2) ($M = 6000$ кг; $K_{ш} = 2$ кН·с/м)

Причина такого результату викладена нами вище. При цьому бачимо, що зростання коефіцієнта жорсткості шин з 250 до 400 кН/м є досить ефективним, а значить і більш прийнятним варіантом. Особливо це проявляється на частотах коливань збурювального впливу (тобто сили N_s), близьких до нульової позначки. Так, наприклад, коли $\omega = 2 \text{ с}^{-1}$, то значина АЧХ з позначки $19 \cdot 10^{-7} \text{ м/кН}$ (крива 1, рис. 2.13) зменшується до позначки $12 \cdot 10^{-7} \text{ м/кН}$ (крива 2). Тобто, бажане зменшення підсилення динамічною системою вхідного збурення становить 36,8%.

Спробуємо пояснити отриманий результат. Як впливає із виразу (2.36), значина коефіцієнта $C_{ш}$ найбільше залежить від тиску повітря в шинах коліс ($\rho_{ш}$). Чим менша значина цього параметра, тим менша значина $C_{ш}$. Поряд з цим, чим менша значина $\rho_{ш}$, тим більші пружні властивості шини, а отже і більша коливальна здатність колеса у вертикальній площині. За однієї і тієї ж частоти і амплітуди збурення той рушій матиме більші коливання, у якого значина $\rho_{ш}$, а разом із ним і значина коефіцієнта $C_{ш}$ нижчі.

На частотах коливань вхідного сигналу близько 20 с^{-1} розглядувана динамічна система із-за своїх інерційних властивостей стає практично інваріантною по відношенню до коефіцієнта жорсткості шин рушіїв переднього мосту трактора.

На відміну від коефіцієнта жорсткості шини $C_{ш}$ зміна коефіцієнту опору її деформування $K_{ш}$ з 1 до 3 кН·с/м відчутного впливу на АЧХ відпрацювання динамічною системою збурювального впливу практично не здійснює (рис. 2.14).

У якісному і, саме головне, у кількісному плані перебіг цих оцінюваних частотних характеристик в усьому частотному діапазоні коливань сили N_s від $\omega = 0$ до $\omega = 20 \text{ с}^{-1}$ один і той же. Графічно це проявляється у співпадінні кривих 1 і 2.

Далі здійснимо аналіз відповідних фазових частотних характеристик. Вони репрезентують запізнення по фазі (у градусах) реакції розглядуваної динамічної системи (тобто переднього мосту трактора ХТЗ-160 разом із навішеним на нього фронтальним плугом) на зовнішнє збурення у вигляді коливань все тієї ж сумарної сили N_s . Цей аналіз показує, що зі збільшенням частоти коливань вказаної сили приблизно до $\omega = 4 \text{ с}^{-1}$ оцінювані ФЧХ за обох значин параметра системи M (5700 і 6300 кг) суттєвої різниці не мають (криві 1 і 2, рис. 2.15).

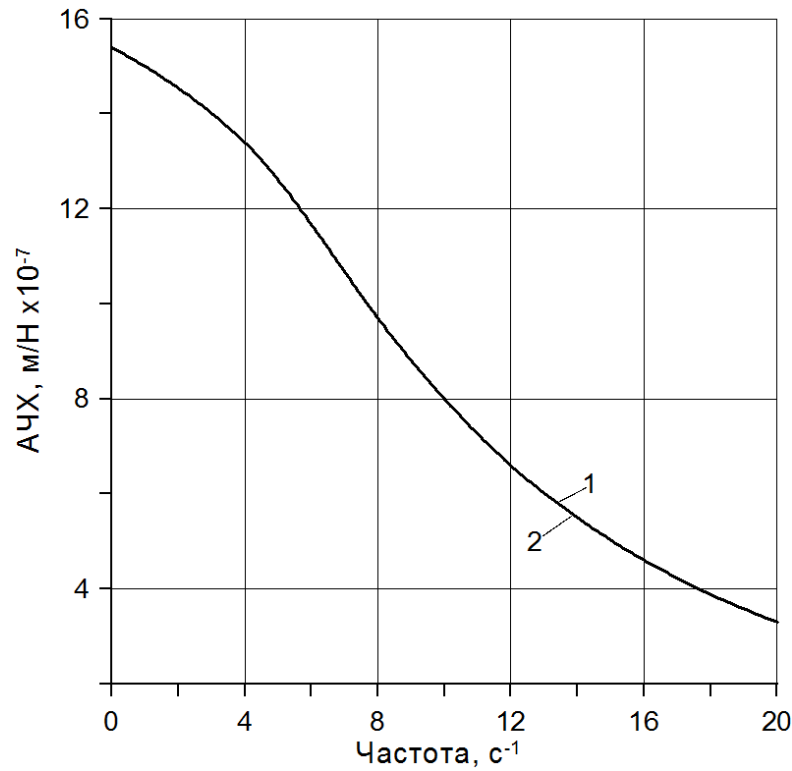


Рис. 2.14. АЧХ відпрацювання динамічною системою збурення за величини параметра $K_{\text{ш}}$ на рівні 1 $\text{кН} \cdot \text{с/м}$ (1) і 3 $\text{кН} \cdot \text{с/м}$ (2) ($M = 6000 \text{ кг}$; $C_{\text{ш}} = 325 \text{ кН/м}$)

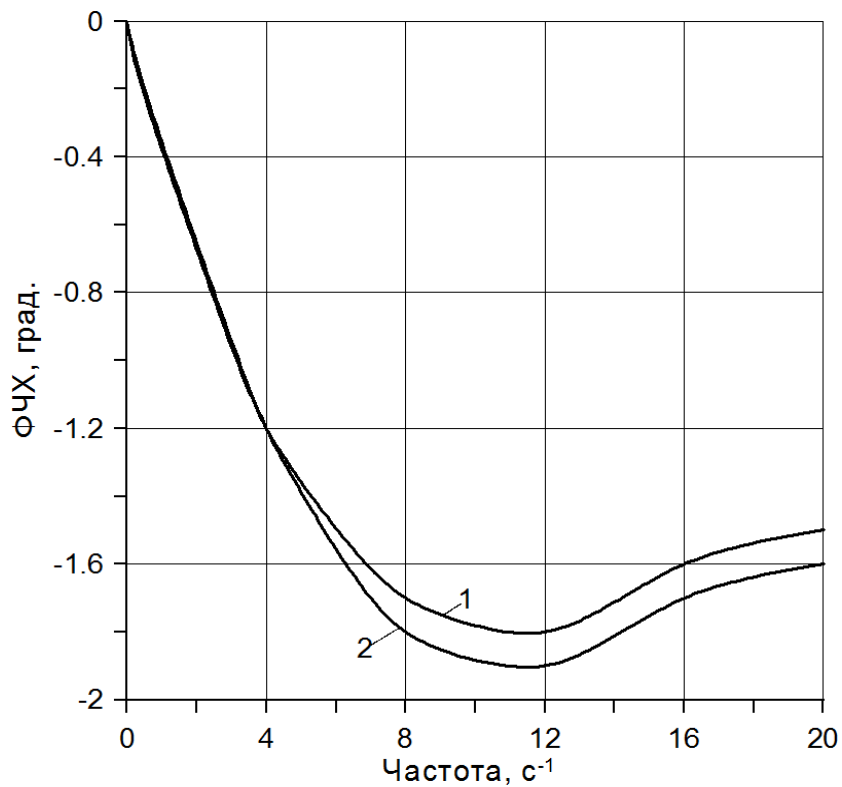


Рис. 2.15. ФЧХ відпрацювання динамічною системою збурення за величини параметра M на рівні 5700 кг (1) і 6300 кг (2) ($C_{\text{ш}} = 325 \text{ кН/м}$; $K_{\text{ш}} = 2 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$)

Фазовий зсув динамічної системи за відпрацювання нею збурювального впливу при цьому сягає позначки $1,2^\circ$ або $0,02$ рад. У часовому вимірі за $\omega = 4 \text{ с}^{-1}$ це становить лише $0,02/4 = 0,005 \text{ с}$. На практиці таке означає, що в діапазоні частот коливань збурювальної сили N_s від 0 до 4 с^{-1} динамічна система реагує на її (сили) зміни майже миттєво. У принципі це факт небажаний.

Після такої своєрідної точки біфуркації характер перебігу оцінюваних ФЧХ хоча і незначно, але змінюється (див. рис. 2.15). А саме: збільшення значини параметра системи M з 5700 до 6300 кг обумовлює бажане зростання запізнення реакції динамічної системи на дію збурювального впливу. У принципі такий результат є цілком логічним, оскільки більш масивна (на 600 кг) динамічна система у силу прояву своїх інерційних властивостей більш пізніше реагує на збурення.

Починаючи з частоти $\omega \geq 8 \text{ с}^{-1}$ різниця між отриманими ФЧХ стає постійною і рівною приблизно $0,1^\circ$ або $2 \cdot 10^{-3}$ рад. Проте, ця різниця за різних значин ω репрезентує різну різницю у запізненні розглядуваної динамічної системи на збурення. Наприклад, за $\omega = 12 \text{ с}^{-1}$ величина різниці запізнення становить $1,7 \cdot 10^{-3} \text{ с}$, а за частоти $\omega = 20 \text{ с}^{-1}$ вона (різниця) дорівнює $1 \cdot 10^{-4} \text{ с}$. Це на 41% менше, що є небажаним.

У практичному ж сенсі можна констатувати, що збільшення параметри динамічної системи M з 5700 до 6300 кг майже не впливає на величину запізнення її реагування на дію збурювального впливу у вигляді коливань сили N_s .

Кількісно інша картина має місце за зміни коефіцієнта жорсткості $C_{ш}$ шин коліс переднього мосту трактора (рис. 2.16).

У цілому зменшення значини цього коефіцієнта із 400 до 250 кН/м приводить до бажаного збільшення фазового зсуву при відпрацюванні динамічною системою збурювального впливу. Логічність цього результату впливає із наступного. Чим менша жорсткість шини (тобто менша значина коефіцієнта $C_{ш}$), тим менша її жорсткість. Своєю чергою, чим менша жорсткість шин, тим пізніше, за рахунок її більшої деформаційної здатності, вона реагує на збурення.

Найбільша різниця (див. криві 1 і 2, рис. 2.16) між отриманими ФЧХ має місце за частоти ω , яка приблизно дорівнює 9 с^{-1} .

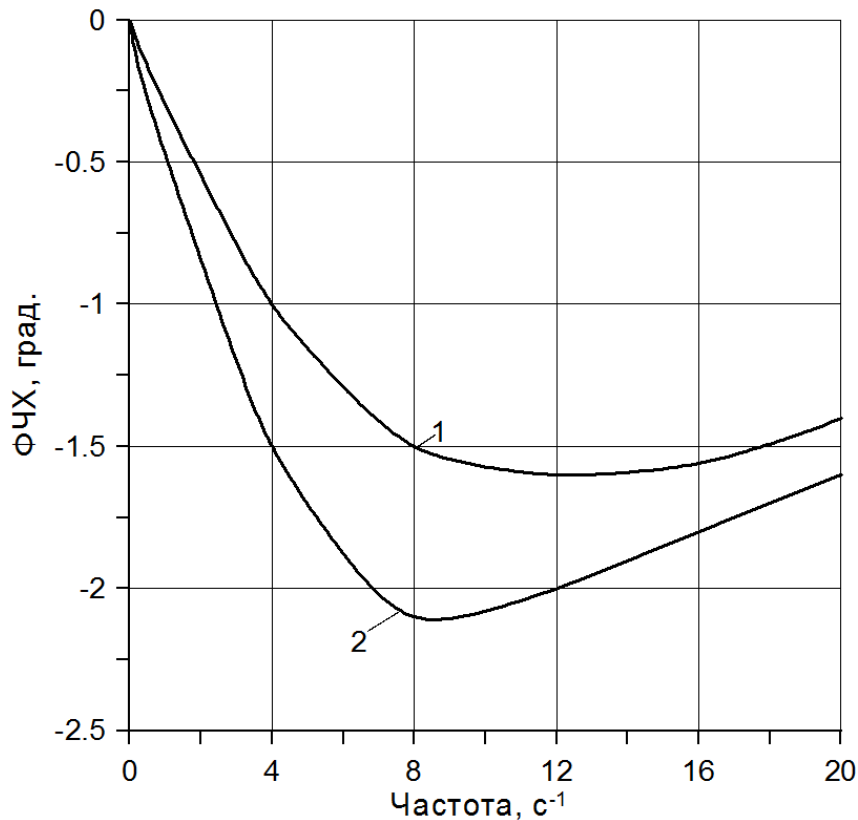


Рис. 2.16. ФЧХ відпрацювання динамічною системою збурення за величини параметра $C_{ш}$ на рівні 400 кН/м (1) і 250 кН/м (2) ($M = 6000$ кг; $K_{ш} = 2$ кН·с/м)

На цій частоті фазовий зсув (за абсолютною значиною) для ФЧХ системи з коефіцієнтом $C_{ш} = 400$ кН/м становить $1,55^\circ$ або $0,027$ рад.

Затримка реакції динамічної системи на збурення у цьому випадку дорівнює $3,0 \cdot 10^{-3}$ с. Натомість, для ФЧХ системи з $C_{ш} = 250$ кН/м фазовий зсув є більшим і рівним $2,10^\circ$ або $0,037$ рад. У часовому вираженні – це $4,1 \cdot 10^{-3}$ с. У підсумку за частоти $\omega = 9$ с⁻¹ різниця між порівнюваними ФЧХ (рис. 2.16) становить $0,55^\circ$ або $0,01$ рад. Практично це відповідає різниці між запізненнями реагування динамічної системи на збурювальний вплив на рівні $1,1 \cdot 10^{-3}$ с.

Водночас, за частоти $\omega = 20$ с⁻¹ різниця між порівнюваними ФЧХ становить лише $0,2^\circ$ ($0,003$ рад.), а різниця фазових зсувів – $0,15 \cdot 10^{-3}$ с. У порівнянні з попереднім варіантом це на 86% менше, що є тенденцією небажаною. Тобто, за підвищення частоти збурювального впливу після 9 с⁻¹ ефективність зменшення коефіцієнту жорсткості шин передніх коліс трактора ХТЗ-160 з 400 до 250 кН/м поступово

спадає. Іншими словами, зменшення значини коефіцієнту жорсткості $C_{ш}$ залишається ефективним за коливань збурювального впливу (сили N_s) в діапазоні частот $\omega = 0 \dots 9 \text{ с}^{-1}$.

Насамкінець розглянемо динаміку зміни фазово-частотних характеристик відпрацювання динамічною системою збурювального впливу за різних значин коефіцієнта опору деформації $K_{ш}$ шин коліс переднього мосту трактора ХТЗ-160. Як показує аналіз отриманих ФЧХ (рис. 2.17), характер їх перебігу у якісному плані практично повністю аналогічний розглянутим вище (див. рис. 2.15 і рис. 2.16). Натомість, він (характер перебігу цих характеристик) суттєво відрізняється у кількісному вираженні (рис. 2.17).

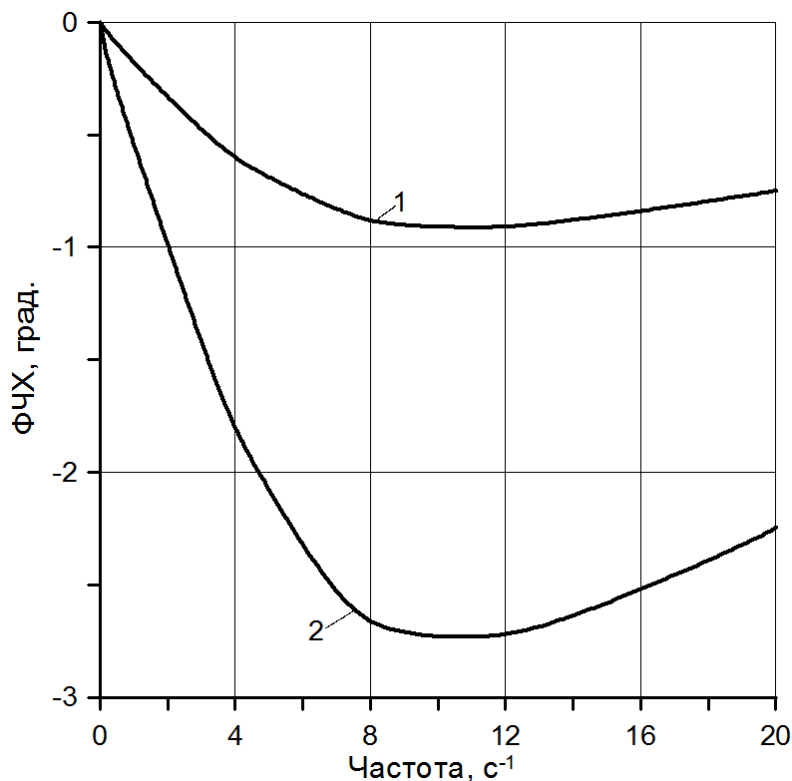


Рис. 2.17. ФЧХ відпрацювання динамічною системою збурення за величини параметра $K_{ш}$ на рівні $3 \text{ кН} \cdot \text{с}/\text{м}$ (1) і $1 \text{ кН} \cdot \text{с}/\text{м}$ (2) ($M = 6000 \text{ кг}$; $C_{ш} = 325 \text{ кН}/\text{м}$)

Максимальна різниця між порівнюваними частотними характеристиками має місце за частоти коливань збурювального впливу на рівні $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$. Для системи зі значиною коефіцієнту $K_{ш} = 3 \text{ кН} \cdot \text{с}/\text{м}$ ФЧХ сягає позначки $-0,9^\circ$ або $0,016 \text{ рад}$. Для цієї ж системи, але за умови $K_{ш} = 1 \text{ кН} \cdot \text{с}/\text{м}$, фазовий зсув (тобто ФЧХ) збільшується

(у абсолютному вимірі) до $-2,6^\circ$ або до $0,046$ рад. Таким чином, різниця між порівнюваними ФЧХ за частоти $\omega = 10 \text{ с}^{-1}$ становить приблизно $1,7^\circ$ або $0,03$ рад. Цьому фазовому зсуву відповідає різниця між запізненнями реакцій динамічної системи на збурення величиною у $3,0 \cdot 10^{-3} \text{ с}$.

Як і для попередніх результатів моделювання (див. рис. 2. 15 і рис. 2.16) , зростання частоти коливань збурювального впливу більше 10 с^{-1} має аналогічну тенденцію. А саме: ефективність зменшення значини коефіцієнту опору деформації шин передніх коліс трактора поступово спадає. По суті справи значину $K_{ш}$ доцільно зменшувати у тому випадку, коли частота коливань зовнішнього збурення (сили N_s) не перевищує 10 с^{-1} . Звідси випливає, що наявність інформації щодо частотного спектру коливань вказаної сили є визначальним фактором.

2.4.2 Реакція динамічної системи на вертикальні коливання профілю поля

Так як розглядувана нами математична модель вертикальних коливань переднього мосту трактора разом з фронтальним плугом є лінійною, то стосовно неї діє принцип суперпозиції. Згідно із ним вплив кожного із вхідних параметрів на характер функціонування динамічної системи можна розглядати окремо.

У попередньому параграфі ми проаналізували вплив на динамічну систему вхідного збурення у вигляді коливань сумарної сили $N_s(p)$. Водночас, як випливає із виразу (2.26), другим входом цієї системи є вертикальні коливання профілю поля $h(p)$. Передаточна функція розглядуваної нами динамічної системи при цьому є такою:

$$W_h(\omega) = \frac{2K_{ш} \cdot p + 2C_{ш}}{M \cdot p^2 + 2K_{ш} \cdot p + 2C_{ш}}. \quad (2.37)$$

По аналогії з (2.28) для функції (2.37) маємо:

$$M_0 = 2C_{ш};$$

$$N_0 = 2K_{ш} \cdot \omega;$$

$$M_1 = M \cdot \omega^2 + 2C_{ш};$$

$$N_1 = 2K_{ш} \cdot \omega.$$

Подальший алгоритм розрахунку відповідних АЧХ і ФЧХ такий же, як і той, що описаний у попередньому параграфі.

Перед отриманням частотних характеристик системи доцільно розглянути можливість пониження ступенів чисельника і знаменника передаточної функції. Якби значина коефіцієнту $C_{ш}$ могла дорівнювати нулю, то тоді залежність (2.37) була б спрощена до вигляду:

$$W_h(\omega) = \frac{2K_{ш}}{M \cdot p + 2K_{ш}}.$$

Практично ж цього досягти неможливо, оскільки умова $C_{ш} = 0$ для пневматичної шини є нереальною.

За умови $\omega = 0$ маємо $p = 0$. У цьому випадку, як показує аналіз функції (2.37), АЧХ дорівнює 1. З огляду на це прийнятною (бажаною) АЧХ буде та, яка не тільки не тільки прямує до нуля, але і не перевищує 1.

На практиці це означає, що амплітуда вертикальних коливань переднього мосту трактора разом із фронтально навішеним плугом не повинна перевищувати амплітуду вертикальних коливань поздовжнього профілю оброблюваного поля.

Що отримано у реальності. Виявилось, що за зміни параметра динамічної системи M від 5700 до 6300 кг АЧХ бажано зменшується а ФЧХ – збільшується (табл. 2.1).

Таблиця 2.1. Амплітудні (АЧХ) і фазові (ФЧХ) частоті характеристики динамічної системи за різних значин параметра M

Частота, c^{-1}	АЧХ		ФЧХ, град.	
	$M = 5700$ кг	$M = 6300$ кг	$M = 5700$ кг	$M = 6300$ кг
0	1,00	1,00	0	0
4	0,88	0,86	-0,2	0,2
8	0,64	0,62	-1,0	-1,0
12	0,44	0,42	-2,4	-2,5
16	0,31	0,29	-3,9	-4,0
20	0,22	0,20	-5,5	-5,6

Водночас, різниця між цими характеристиками вказує на достатню адекватність наступного висновку: розглядувана динамічна система при відпрацюванні

нею вертикальних коливань поздовжнього профілю поля практично індиферентна по відношенню до збільшення параметра M з 5700 до 6300 кг.

Збільшення значини коефіцієнта жорсткості шин передніх коліс трактора з 250 до 400 кН/м приводить до бажаного зменшення відповідної АЧХ (рис. 2.18). На частотах $\omega = 8 \dots 20 \text{ с}^{-1}$ цей результат (тобто зменшення) приблизно постійний і коливається в межах 27...28%. І це цілком логічно, адже за меншої значини $C_{\text{ш}}$ деформаційна здатність шини вища. Із-за цього підвищується її чутливість до такого збурення, яким є вертикальні коливання нерівностей профілю оброблюваного поля. У підсумку це приводить до більш амплітудних коливань вихідного параметра динамічної системи z (див. рис. 2.10).

Навпаки, за більшої жорсткості шини і більшої значини коефіцієнта $C_{\text{ш}}$ її пружні властивості зменшуються. Деформаційна здатність такого рушія менша, а тому він з меншою амплітудою реагує на коливання вхідного збурення h .

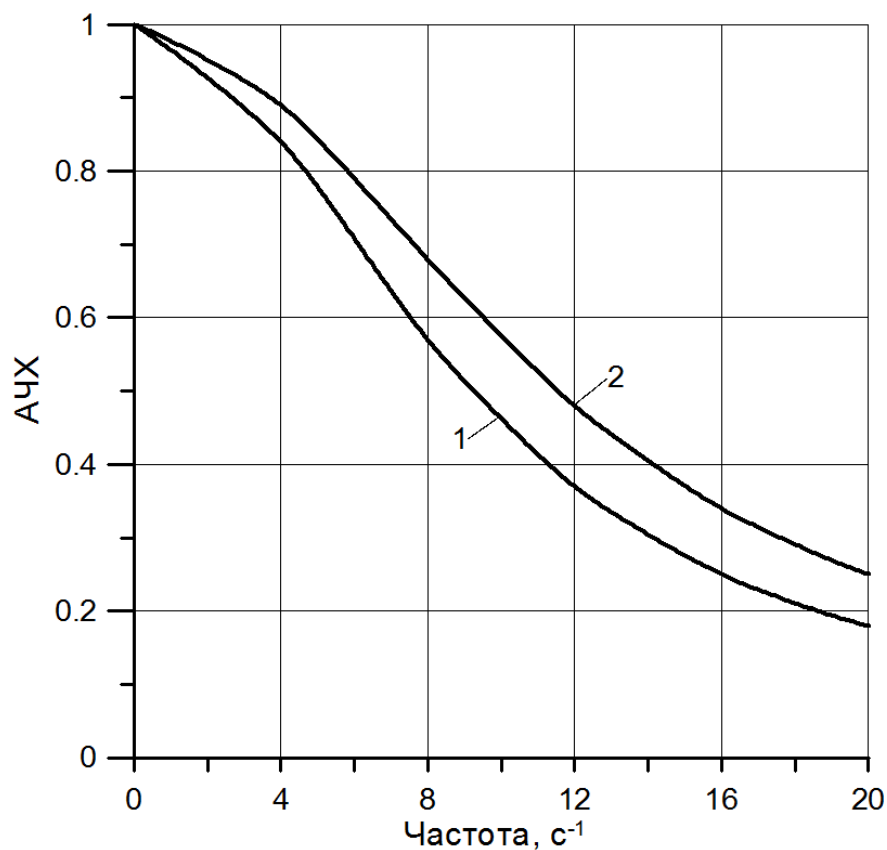


Рис. 2.18. АЧХ відпрацювання динамічною системою коливань профілю поля за величини параметра $C_{\text{ш}}$ на рівні 400 кН/м кг (1) і 250 кН/м (2) ($M = 6000$ кг; $K_{\text{ш}} = 2$ кН·с/м)

Так як пружні властивості динамічної системи за коефіцієнта жорсткості $C_{ш} = 400$ кН/м менші, ніж за $C_{ш} = 250$ кН/м, то вона стає більш чутливою до дії збурювального впливу. У даному випадку вона швидше реагує на зміну коливань амплітуди поздовжнього профілю шляху.

Доказом цього є характер перебігу отриманих ФЧХ (рис. 2.19). Для варіанту $C_{ш} = 250$ кН/м (крива 2) зростання фазового зсуву динамічної системи при відпрацюванні нею збурення є більшим за амплітудою і вищим за інтенсивністю. Максимальна різниця між порівнюваними ФЧХ має місце на частоті $\omega = 20$ с⁻¹. У даному випадку фазовий зсув для системи за умови $C_{ш} = 400$ кН/м становить $-4,3^\circ$ або $0,075$ рад. (крива 1), а за умови $C_{ш} = 250$ кН/м – $-7,5^\circ$ ($0,130$ рад.), що у 1,74 рази більше. Якщо у першому випадку запізнення реакції динамічної системи на збурення дорівнює $3,7 \cdot 10^{-3}$ с, то у другому воно бажано збільшується до $6,5 \cdot 10^{-3}$ с. У підсумку усе це вказує на ефективність зменшення коефіцієнту жорсткості шини коліс переднього мосту трактора.

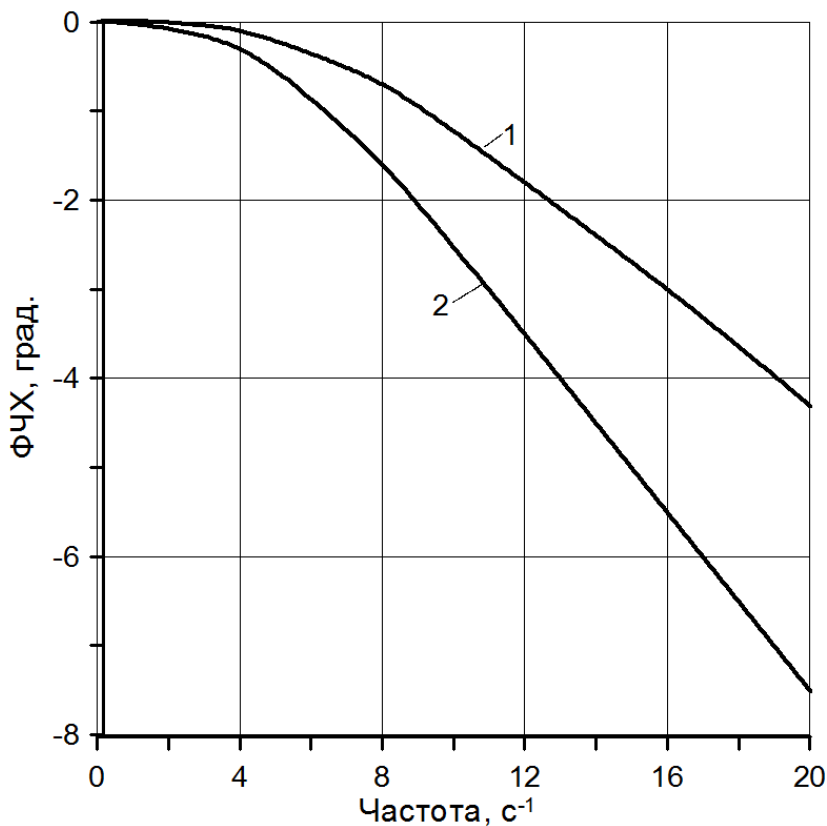


Рис. 2.19. ФЧХ відпрацювання динамічною системою коливань профілю поля за величини параметра $C_{ш}$ на рівні 400 кН/м (1) і 250 кН/м (2) ($M = 6000$ кг; $K_{ш} = 2$ кН·с/м)

Насамкінець розглянемо вплив коефіцієнта опору деформації шини $K_{ш}$ на фазово-частотні характеристики динамічної системи за відпрацювання нею зовнішнього збурення у вигляді вертикальних коливань поздовжнього профілю поля. За результатами математичного моделювання встановлено, що АЧХ розглядуваної динамічної системи практично інваріантні відносно зміни параметра $K_{ш}$ з 1 до 3 кН·с/м. Наявна різниця між цими характеристиками незначна (табл. 2.2).

Таблиця 2.2. Амплітудні частотні характеристики динамічної системи за різних значин параметра $K_{ш}$

Частота, с^{-1}	$K_{ш} = 1 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$	$K_{ш} = 3 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$
0	1,00	1,00
4	0,87	0,86
8	0,63	0,62
12	0,43	0,42
16	0,30	0,29
20	0,20	0,19

Що стосується фазових частотних характеристик, то кращими вони, з точки зору бажаності, є за більшої значини коефіцієнта опору деформації $K_{ш}$. За умови, коли значина цього параметра дорівнює 1 кН·с/м, а частота коливань вхідного збурення максимальна ($\omega = 20 \text{ с}^{-1}$), фазовий зсув для розглядуваної системи становить $-2,8^\circ$ або $0,05 \text{ рад}$. У часовому вимірі це репрезентує запізнення реакції системи на збурення на рівні $2,5 \cdot 10^{-3} \text{ с}$. Водночас, на цій же частоті, але за умови, коли $K_{ш} = 3 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$, фазовий зсув для динамічної системи зростає до $-8,2^\circ$ або $0,14 \text{ рад}$. Запізнення її реакції на коливання нерівностей поздовжнього профілю поля становить при цьому $7,0 \cdot 10^{-3} \text{ с}$, що у 2,8 рази більше, ніж за умови $K_{ш} = 1 \text{ кН} \cdot \text{с/м}$.

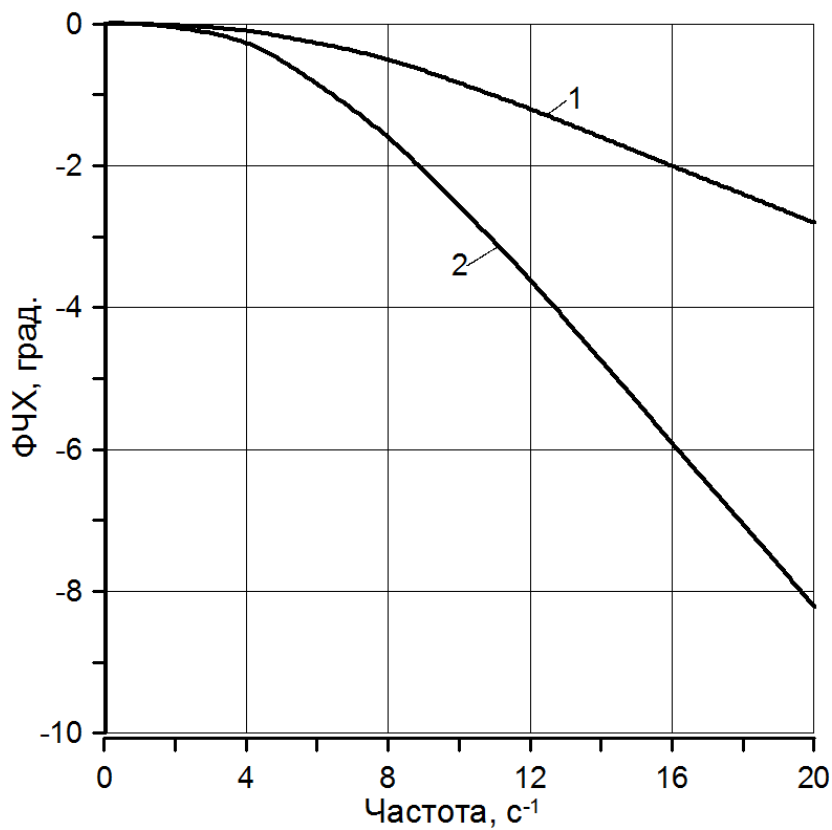


Рис. 2.20. ФЧХ відпрацювання динамічною системою коливань профілю поля за величини параметра $K_{ш}$ на рівні 1 кН·с/м (1) і 3 кН·с/м (2) ($M = 6000$ кг; $C_{ш} = 325$ кН/м)

Причина такого результату досить тривіальна. Адже за меншого опору деформуванню шини у останньої є ширша можливість прояву своїх власних коливань під дією такого зовнішнього збурення, яким є коливання нерівностей поздовжнього профілю поля.

2.5 Висновки по розділу

1. За умови кута нахилу центральної тяги переднього навісного механізму (ПНМ) трактора 15° , нижніх тяг 0° , глибини оранки 25 см і коефіцієнті тягового опору плуга $55 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-2}$ вертикальне довантаження передніх рушіїв енергетичного засобу дією фронтального орного знаряддя без опорного колеса буде на рівні 6,43 кН.
2. Теоретичними дослідженнями встановлено, що зі збільшенням кута нахилу центральної тяги ПНМ трактора (α) з 5 до 30° та за незмінної значини кута нахилу нижніх (β) зусилля в обмежувальному ланцюгу (сила P_d) зростає удвічі (із 10 до 20 кН).
3. За збільшення кут α від 5 до $12,5^\circ$ (тобто на $7,5^\circ$) має місце зменшення сил, які діють у центральній (P_v) і нижніх (P_n) тягах переднього навісного механізму трактора, трохи більше, ніж у два рази. За подальшого збільшення кута нахилу центральної тяги ПНМ енергетичного засобу до 30° розглядувані сили P_v та P_n зменшуються теж майже у два рази. Але, якщо у першій зоні це зменшення відбувається у інтервалі кута α від 5 до $12,5^\circ$, то у другій – у значно ширшому інтервалі: від $12,5$ до 30° . Саме тому перша зона досліджуваного двозонного процесу і є більш інтенсивною стосовно характеру зміни функції від аргументу.
4. Кут нахилу центральної тяги переднього навісного механізму трактора (α) здійснює більший вплив на динаміку зміни сил P_v , P_n і P_d , ніж кут нахилу нижніх тяг (β). Збільшення кута α , своєю чергою, в основному впливає на зміну сил, які діють у центральній (P_v) та нижніх (P_n) тягах ПНМ енергетичного засобу. Зростання сили, яка діє у обмежувальному ланцюгу (P_d), – менш інтенсивне.
5. Найбільш прийнятною є умова, за якою кут нахилу центральної тяги переднього навісного механізму трактора (α) буде в межах 25 - 30° . У цьому випадку зусилля у центральній та нижніх тягах ПНМ енергетичного засобу будуть

близькими до найменших (на рівні 40 кН). При цьому, сила P_d , яка діє у обмежувальному ланцюгу фронтального плуга, буде знаходитися на рівні, що не перевищує 20 кН. А це також цілком прийнятний результат.

6. З виключно конструктивних міркувань кут нахилу нижніх тяг переднього навісного механізму трактора можна змінювати в межах $0 \dots 5^\circ$. Збільшення значини кута β за межі вказаного діапазону (тобто більше 5°) суттєвого впливу, як показує аналіз, на динаміку зміни сил P_v , P_n і P_d не здійснює. Натомість, габаритні розміри фронтального плуга при цьому збільшуються, що є небажаним.
7. Збільшення значення поздовжньої координати центру опору плуга (параметр C_3) з 0,4 до 1,6 м (тобто у чотири рази) більш-менш відчутного впливу на значини сил P_v , P_n і P_d не здійснює. Проте за кількісними показниками значини вказаних сил суттєво відрізняються. Найбільшими є зусилля у центральній (P_v) і нижніх (P_n) тягах ПНМ трактора. У обмежувальному ланцюгу плуга сила P_d у 4,6 разів менша за силу P_n і у 4,4 рази менша за силу P_v . З огляду на це значина параметра C_3 (як і параметра C_2 – поздовжньої координати центру мас фронтального плуга) має визначатися, виходячи із міркувань конструктивного оформлення орного знаряддя. А це означає, що задля зменшення його довжини поздовжня координата центру опору даного орного знаряддя (тобто параметр C_2) має бути якомога меншим.
8. Аналіз розрахованих АЧХ засвідчує, що за збільшення частоти коливань сумарної сили N_s коефіцієнт їх підсилення динамічною системою прогресивно зменшується. Інтенсивність цього процесу практично однакова для значин параметра M як на рівні 5700 кг, та і на рівні 6300 кг. Причина падіння розглядуваних АЧХ полягає у інерційних властивостях динамічної системи, якою є передній міст трактора серії ХТЗ-160 разом із приєднаним до нього фронтальним плугом. Ймовірніше за все зі збільшенням частота коливань вхідного збурення (сили N_s) все більше відрізняється від частоти власних коливань системи.

9. Збільшення значини параметра системи M з 5700 до 6300 кг обумовлює бажане зростання запізнення реакції динамічної системи на дію збурювального впливу. У принципі такий результат є цілком логічним, оскільки більш масивна (на 600 кг) динамічна система у силу прояву своїх інерційних властивостей більш пізніше реагує на збурення. У практичному ж сенсі можна констатувати, що збільшення параметри динамічної системи M з 5700 до 6300 кг майже не впливає на величину запізнення її реагування на дію збурювального впливу у вигляді коливань сили N_s .
10. Зростання коефіцієнта жорсткості шин передніх коліс трактора з 250 до 400 $\text{кН} \cdot \text{м}^{-1}$ є досить ефективним, а значить і більш прийнятним варіантом. Особливо це проявляється на частотах коливань збурювального впливу (тобто сили N_s), близьких до нульової позначки. У цілому зменшення значини цього коефіцієнта із 400 до 250 кН/м приводить до бажаного збільшення фазового зсуву при відпрацюванні динамічною системою збурювального впливу. Логічність цього результату у тому, що чим менша жорсткість шини (тобто менша значина коефіцієнта $C_{\text{ш}}$), тим менша її жорсткість. Своєю чергою, чим менша жорсткість шин, тим пізніше, за рахунок її більшої деформаційної здатності, вона реагує на збурення.
11. Збільшення значини коефіцієнта жорсткості шин передніх коліс трактора з 250 до 400 $\text{кН} \cdot \text{м}^{-1}$ приводить до бажаного зменшення відповідної АЧХ. На частотах $\omega = 8 \dots 20 \text{ с}^{-1}$ цей результат (тобто зменшення) приблизно постійний і коливається в межах 27...28%. І це цілком логічно, адже за меншої значини $C_{\text{ш}}$ деформаційна здатність шини вища. Із-за цього підвищується її чутливість до такого збурення, яким є вертикальні коливання нерівностей профілю оброблюваного поля. У підсумку це приводить до більш амплітудних коливань вихідного параметра динамічної системи z .
12. Фазові частотні характеристики кращі за більшої значини коефіцієнта опору деформації шин передніх коліс трактора $K_{\text{ш}}$. За умови, коли значина цього

параметра дорівнює $1 \text{ кН} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$, а частота коливань вхідного збурення максимальна ($\omega = 20 \text{ с}^{-1}$), фазовий зсув для розглядуваної системи становить $-2,8^\circ$ або $0,05 \text{ рад}$. У часовому вимірі це репрезентує запізнення реакції системи на збурення на рівні $2,5 \cdot 10^{-3} \text{ с}$. Водночас, на цій же частоті, але за умови, коли $K_{\text{ш}} = 3 \text{ кН} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$, фазовий зсув для динамічної системи зростає до $-8,2^\circ$ або $0,14 \text{ рад}$. Запізнення її реакції на коливання нерівностей поздовжнього профілю поля становить при цьому $7,0 \cdot 10^{-3} \text{ с}$, що у 2,8 рази більше, ніж за умови $K_{\text{ш}} = 1 \text{ кН} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$.

РОЗДІЛ 3

МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1 Об'єкт та програма експериментальних досліджень

Об'єктом експериментальних досліджень був орний машинно-тракторний агрегат у складі енергетичного засобу ХТЗ-16131 (далі – трактор серії ХТЗ-160), який агрегатували із задньонавісним чотирикорпусним плугом ПЛН-4-35 та фронтальним навісним плугом під умовною маркою ПЛН-2-35 (рис. 3.1).



1. Рис. 3.1. Дослідний орний машинно-тракторний агрегат

Основні геометричні ті інші конструктивні параметри трактора серії ХТЗ-160 приведені на рис. 3.2 та вказані у його короткій технічній характеристиці.

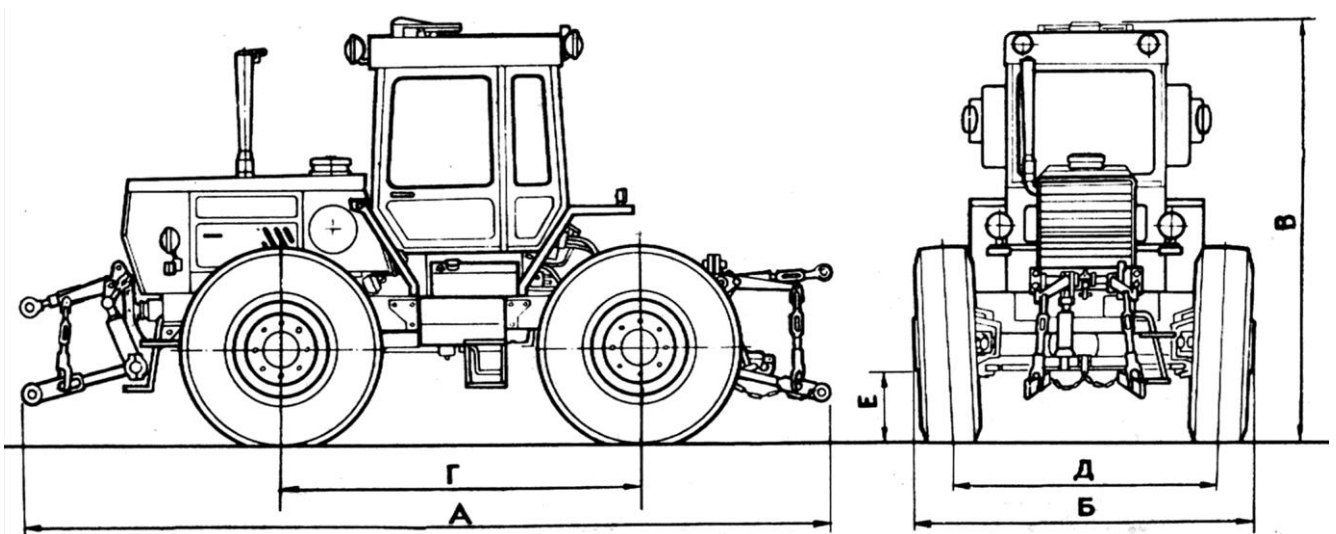


Рис. 3.2. Розмірні характеристики трактора ХТЗ-16131

Технічна характеристика трактора ХТЗ-16131

Потужність двигуна (ЯМЗ-236М2), кВт.....	132
Номінальне тягове зусилля, кН.....	30
Маса експлуатаційна, кг.....	8150
Діапазон швидкостей, км/год	
переднього ходу.....	1,44 – 30,09
заднього ходу.....	2,21 – 9,10
Вали відбору потужності.....	незалежні
задній.....	n = 540/1000 об/хв
передній.....	n = 1000 об/хв
Вантажопідйомність навісних механізмів, кг	
передній.....	2000
задній.....	4000
Мінімальний радіус повороту, м.....	6,6
Габаритні розміри (рис. 3.2), мм:	
(А) Довжина.....	6440
(Б) Ширина (при колії 2100 мм).....	2530
(В) Висота.....	3375
(Г) База.....	2860
(Д) Колія на шинах 16,9R38.....	2100
(Е) Дорожній просвіт.....	530

Програма експериментальних досліджень передбачала проведення лабораторно-польових та експлуатаційно-технологічних досліджень.

Під час проведення лабораторно-польових досліджень передбачалось:

- визначення масово-геометричних та інших параметрів складових орного МТА з фронтальним плугом без опорного колеса, необхідних для проведення статичного і динамічного математичного моделювання технологічного функціонування такої динамічної системи;
- з'ясування впливу фронтального плуга без опорного колеса на працездатність його агрегування з трактором серії ХТЗ-160;
- отримання експериментальних даних, потрібних для здійснення перевірки розробленої математичної моделі орного МТА на адекватність;
- визначення ступеню впливу конструктивної схеми і режиму роботи орного агрегату на показники його функціонування у поздовжньо-вертикальній площині проекцій;

- проведення порівняльної оцінки експлуатаційно-технологічних показників орних машинно-тракторних агрегатів на базі трактора серії ХТЗ-160.

3.2. Методика досліджень, вимірювані параметри, використовувані прилади і обладнання

Масові та геометричні конструктивні параметри досліджуваного орного МТА установлювали згідно з методикою та вимогами, викладеними у ДСТУ ГОСТ 7057-2003 Трактори сільськогосподарські. Методи випробування.

Виняток становило визначення мінімального радіусу повороту трактора. Вказаний ДСТУ під цим параметром розглядає радіус, який описує крайнє кероване (поворотне) колесо енергетичного засобу. В теорії експлуатації с.-г. техніки таким радіусом для трактора класичної компоновки є відстань від центру повороту енергетичного засобу до його кінематичного центру (КЦ) [102]. КЦ трактора приймається середина його заднього мосту.

Працездатність (P_a , люд.-год) агрегування фронтального плуга без опорного колеса ПЛН-2-35 з трактором серії ХТЗ-160 (рис. 3. 3) визначали у відповідності з методикою ДСТУ ГОСТ 7057-2003.



Рис. 3.3. Трактор ХТЗ-16131 з фронтальним плугом ПЛН-2-35 без опорного колеса

Оцінювальний показник Π_a знаходили із виразу:

$$\Pi_a = \sum_{i=1}^n N_i \cdot t_i,$$

де i – кількість операцій процесу агрегування фронтального плуга з трактором;

N_i – кількість обслуговуючого персоналу, задіяного у процесі агрегування фронтального орного знаряддя, чел.;

t_i – тривалість виконання i -тої операції, год.

У нашому дослідженні процес агрегування фронтального плуга з трактором серії ХТЗ-160 здійснював один механізатор. Так як при цьому $N_i = 1$, то остаточно отримуємо наступне:

$$\Pi_a = \sum_{i=1}^n 1 \cdot t_i.$$

Тривалість кожної операції агрегування фронтального плуга у трикратній повторності з точністю до 1 с фіксували електронним секундоміром Flott FS-860 (Китай).

Перед проведенням лабораторно-польових досліджень орного машинно-тракторного агрегату визначали наступні характеристики агротехнічного фону (поля):

- вологість ґрунту в шарі 0...30 см;
- щільність ґрунту в шарі 0...30 см;
- поздовжній профіль поля;
- наявність бур'янів і залишків стерні, г/м².

Для вимірювання першого із перерахованих параметрів використовували розроблений у Таврійському ДАТУ електронно-механічний прилад (рис. 3.4). В його основу покладено здатність ґрунтового середовища змінювати свою діелектричну проникність в залежності від наявності вологи. У процесі вимірювань певну масу ґрунту поміщали у вимірювальний стакан приладу і ущільнювали її до установленого рівня. Це необхідно для певного нівелювання залежності вологості від значення щільності ґрунтового масиву.

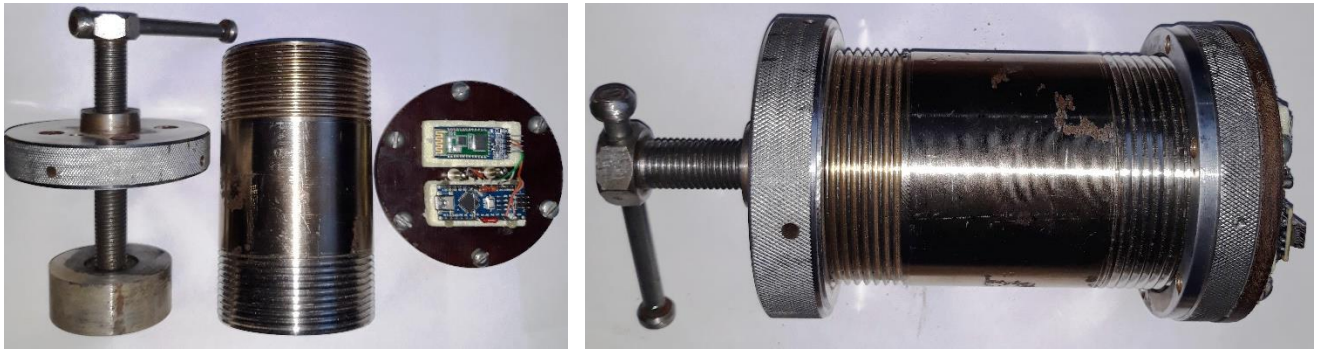


Рис. 3.4. Прилад для вимірювання вологості ґрунту

Для вимірювання щільності ґрунту використовували прилад, представлений на рис. 3.5 [103]. Основою цього приладу є забірний стакан, об'ємом $28,35 \text{ см}^3$. Після заповнення стакану ґрунтом останній зважують на електронних вагах, налаштованих на вимірювання ваги у унціях. Оскільки одна унція дорівнює приблизно $28,35 \text{ г}$, то на табло електронних ваг відображається щільність ґрунту у г/см^3 .



Рис. 3.5. Прилад для вимірювання щільності ґрунту

В експериментальних дослідженнях використовували електронні портативні ваги МН-100 (Китай) з точністю вимірювання $0,01 \text{ г}$.

Реєстрування вертикальних коливань поздовжнього профілю шляху здійснювали з допомогою розробленого у Таврійському ДАТУ профілографа (рис. 3.6). Корпус цього приладу установлений на дерев'яному бруску довжиною 4 м і розташований на опорах паралельно поверхні поля. До корпусу шарнірно приєднано поворотний підпружинений важіль. Одним кінцем він через колесо радіусом 5 см контактує з профілем агротехнічного фону. На осі шарніра підпружиненого важеля закріплено перемінний опір СП-3А номіналом 470 Ом .

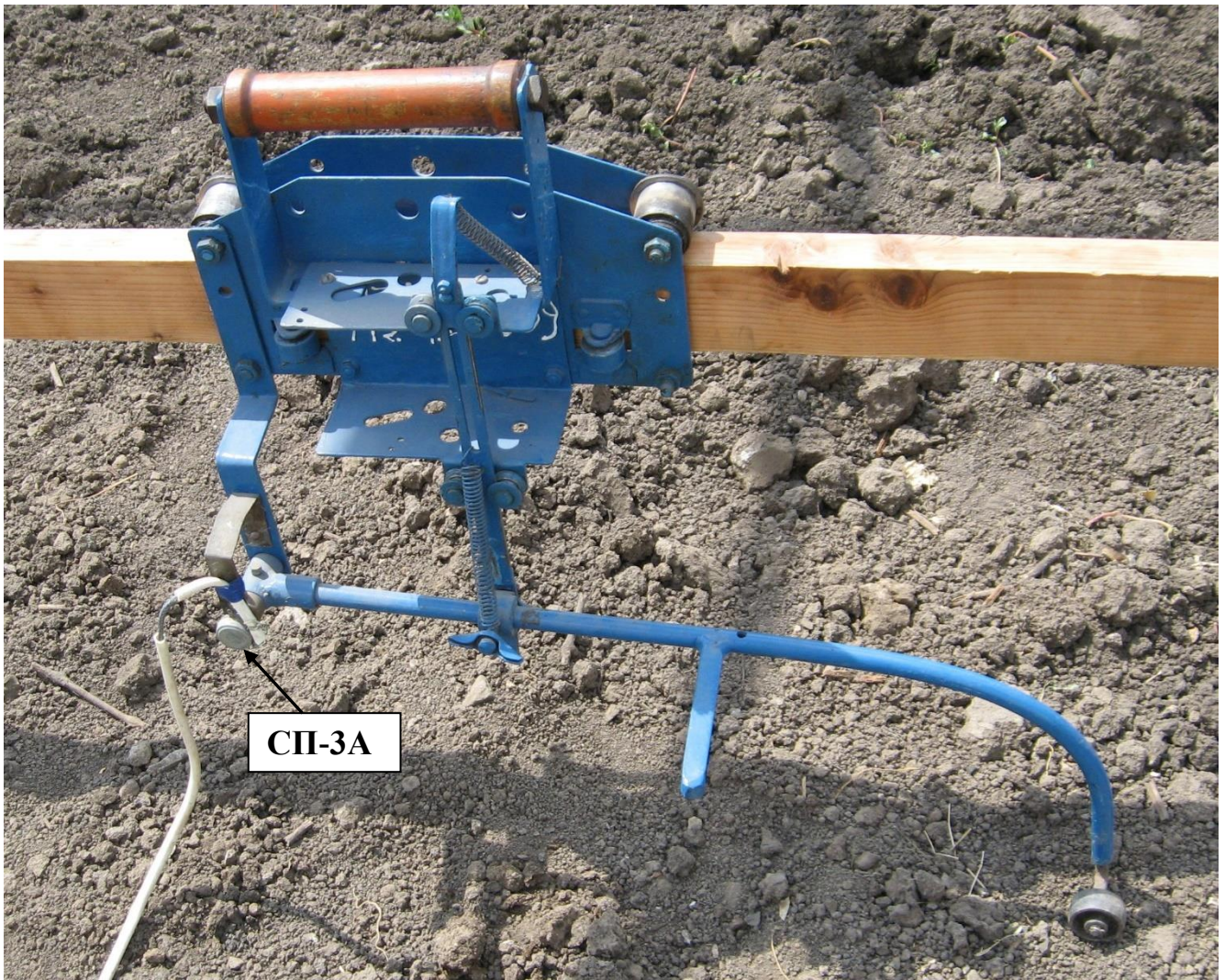


Рис. 3.6. Прилад для реєстрування коливань профілю поверхні поля

Під час переміщення корпусу приладу уздовж бруска колесо важеля, копіюючи нерівності профілю поля, змушує важіль здійснювати кутові коливання (повороти) відносно осі його підвісу. При повороті важіль повертає ротор опору СП-3А, змінюючи тим самим його електричний опір. Електричний сигнал від СП-3А через мікро контролер Arduino Uno (Італія) потрапляє до портативного комп'ютера, де з допомогою спеціально розробленої програми оцифровується у вигляді ординат профілю поля.

Для вимірювання кількості бур'янів і рослинних решток на досліджуваному агротехнічному фоні використовували квадратну дерев'яну рамку площею 1 м² (рис. 3.7). Для зважування зібраного у межах цієї рамки матеріалу використовували електронні ваги МН-100.



Рис. 3.7. Рамка площею 1 м² для збирання рослинних решток

У процесі проведення лабораторно-польових досліджень орного МТА реєстрували наступні параметри:

- глибину оранки;
- ширину захвату орного МТА;
- час проходження орним агрегатом залікової ділянки;
- оберти передніх коліс трактора ХТЗ-16131;
- кут повороту передніх керованих коліс трактора;
- курсовий кут енергетичного засобу;
- прискорення вертикальних коливань переднього мосту трактора;
- витрати пального трактором під час роботи орного машинно-тракторного агрегату.

Коливання глибини оранки реєстрували розробленим у Таврійському ДАТУ приладом на основі мікро контролера Arduino Uno (рис. 3.8). Вимірювальним елементом приладу є ультразвуковий датчик HC-SR04 (Китай), установлений у реєстраційно-вимірювальному блоці 1 разом із Arduino і електронно-цифровим табло. Блок 1 з'єднаний із рухомим стрижнем 3.

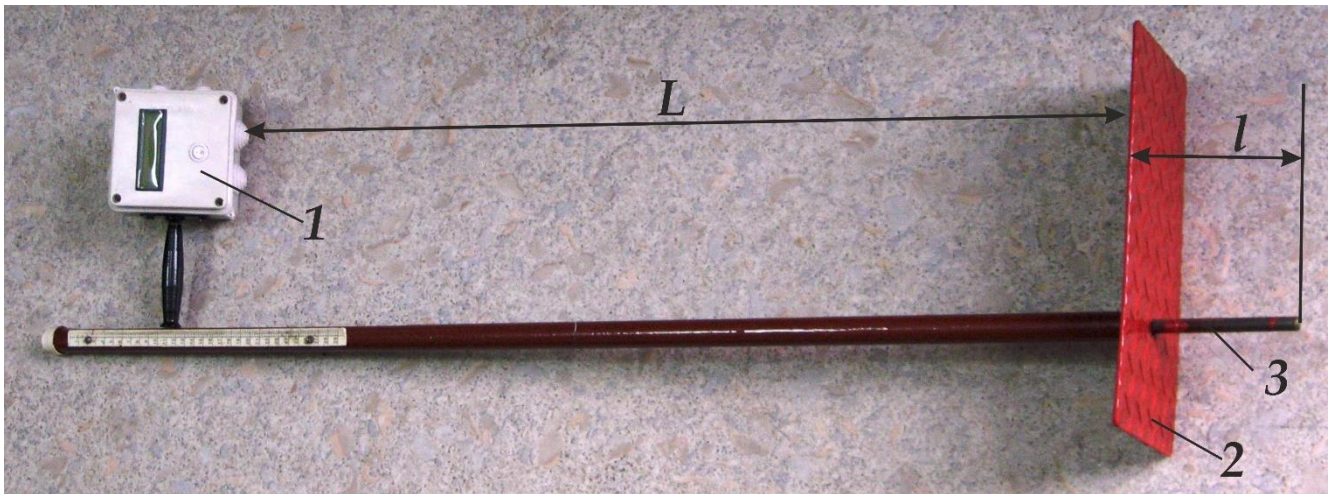


Рис. 3.8. Глибиномір:

1 – реєстраційно-інформаційний блок; 2 – опора; 3 – рухомий стрижень

У процесі вимірювань прилад установлювали опорою 2 на ґрунт, а потім занурювали стрижень 3 у борозну на глибину оранки l . Блок 1 з допомогою ультразвукового датчика фіксує відстань L (див. рис. 3.8). Так як $L = f(l)$, то на табло блоку 1 відображається глибина обробітку (оранки) ґрунту у сантиметрах.

Методика вимірювання ширини захвату плуга була наступною. На відстані L від стінки борозни попереднього проходу орного МТА установлювали 30 кілочків з кроком 1 м (рис. 3.9).

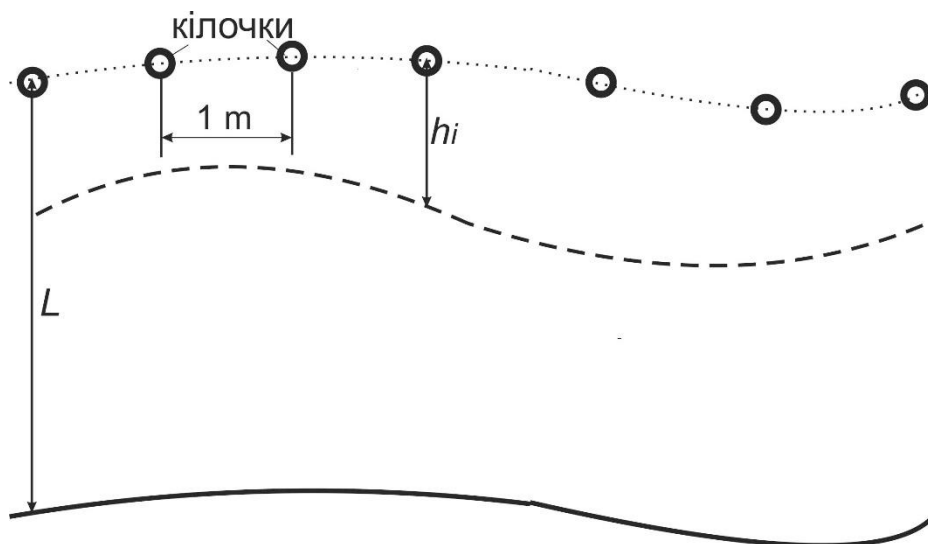


Рис. 3.9. Схема вимірювання ширини захвату орного МТА:

- (—) – траєкторія борозни попереднього проходу орного МТА;
- (- - -) – траєкторія борозни контрольного проходу орного МТА;
- (.....) – лінія установлених кілочків.

Після контрольного проходу досліджуваного ґрунтообробного МТА вимірювали відстань (h_i) від кожного кілочка до щойно сформованої стінки борозни. Ширину захвату орного агрегату (B_p) розраховували за формулою:

$$B_p = \frac{\sum_{i=1}^{30} (L - h_i)}{30}.$$

Кожен прохід орний МТА здійснював на ділянці довжиною 150 м. На перших 30 м здійснювали розгін ґрунтообробного агрегату до режиму усталеного руху. На наступних 100 м ділянки, означених вішками, проводили контрольні заміри. Для фіксації часу (t) проходження орним агрегатом залікової ділянки поля використовували електронний секундомір Flott FS-860. Вимірювання даного параметра здійснювали з точністю до 0,1 с.

Реєстрацію числа обертів передніх коліс трактора серії ХТЗ-160 здійснювали з допомогою пристрою, основу якого становили два нормально розімкнутих герметичних контакти (геркони) МКА50202 з плоскими магнітами (рис. 3.10).



Рис. 3.10. Переднє колесо трактора ХТЗ-160 з установленими герконами

Електричні імпульси з цих датчиків через Arduino Uno поступали на комп'ютер для подальшого їх оцифрування і використання для розрахунку буксування рушіїв трактора.

Для реєстрації кута повороту керованих коліс трактора серії ХТЗ-160 використовували перемінний опір СП-3А номіналом 470 Ом. Літера А у назві цього потенціометра вказує на лінійний характер зв'язку між його опором і поданою на нього напругою. Резистор СП-3А установлювали на осі поворотної цапфи переднього лівого колеса трактора (рис. 3.11).



Рис. 3.11. Установка резистора СП-3А на передньому колесі трактора ХТЗ-160

Електричний сигнал від резистора через Arduino Uno для подальшого оброблення поступав на портативний комп'ютер.

Прискорення вертикальних коливань переднього мосту трактора ХТЗ-16131, а також його курсовий кут у процесі роботи у складі орного машинно-тракторного агрегату реєстрували з допомогою 3-х осьового акселерометра-гіроскопа MPU-6050 GY-521 (рис. 3.12).

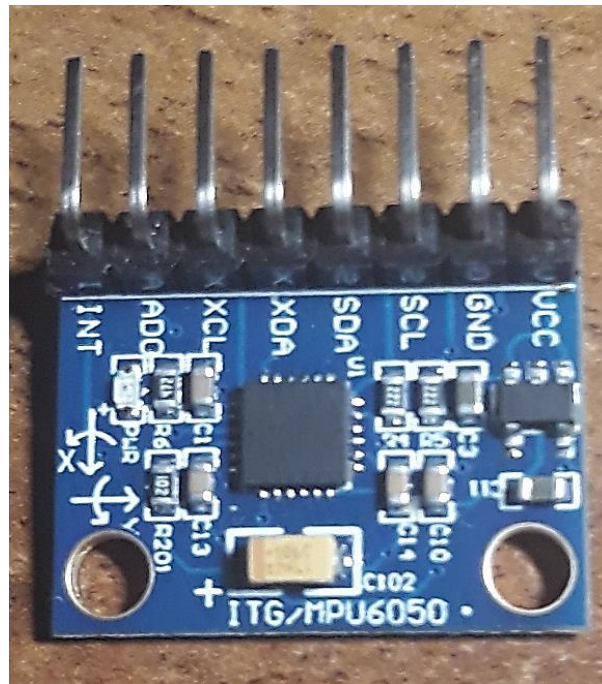


Рис. 3.12. Акселерометр-гіроскоп MPU-6050 GY-521

Характеристики цього модуля наступні:

- діапазон гіроскопу ± 250 - 2000 $^{\circ}/\text{с}$;
- діапазон акселерометра ± 2 - 16 g.
- протокол керування I2C/TWI.

Витрати пального трактором у складі орного МТА фіксували з допомогою двох датчиків-витратомірів PIUSI K24 PULSER (Італія). Один із них був умонтований у нагнітальну лінію пального, а другий – у зворотну. Похибка вимірювання витрат пального вказаними датчиками не перевищує 1%.

Лабораторно-польові дослідження проводили двома орними машинно-тракторними агрегатами. В першому із них фронтальний плуг був налаштований із опорним колесом (варіант 1), а у другому – без нього (варіант 2). Для запису курсового кута, кута повороту передніх керованих коліс і вертикальних коливань переднього мосту трактор ХТЗ-16131 був обладнаний вимірювально-реєстраційним комплексом на основі Arduino Uno (рис. 3.13). Крім власне мікроконтролера, цей комплекс включав необхідні датчики, автономне джерело живлення і пристрій запису оцифрованих сигналів на microCD (карту пам'яті). Отримані таким чином дані використовували для розрахунку наступних статистичних характеристик:

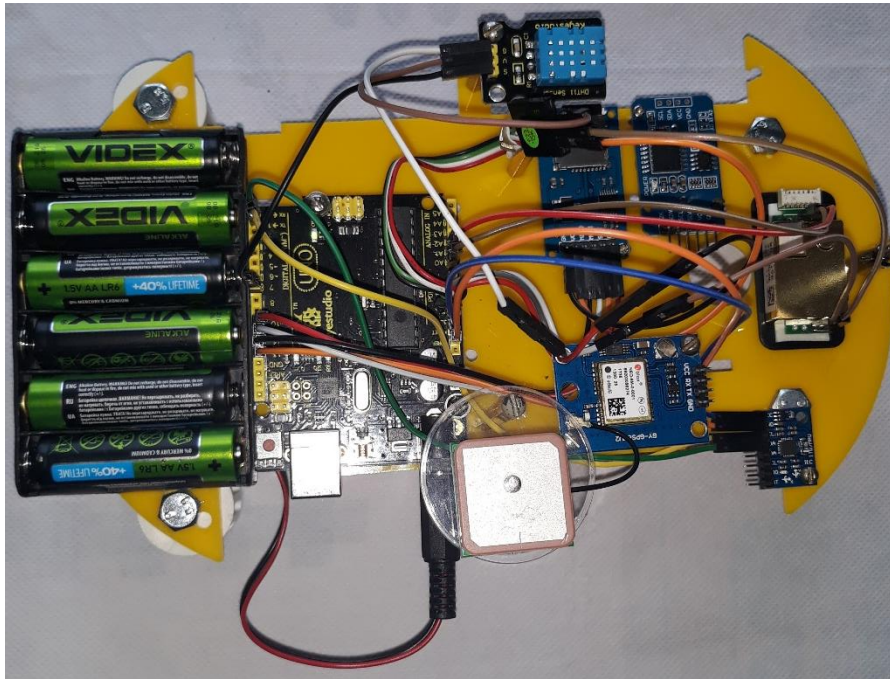


Рис. 3.13. Вимірювально-реєстраційний комплекс

- середнього значення;
- похибки середнього значення;
- середнього квадратичного відхилення;
- коефіцієнту варіації;
- дисперсії;
- нормованої кореляційної функції;
- нормованої спектральної щільності;
- взаємної кореляційної функції.

Перед проведенням основних досліджень здійснювали попередні. Отримані при цьому значення коефіцієнтів варіації досліджуваних параметрів використовували для розрахунку необхідної кількості повторень (N_n) кожного досліду [104]:

$$N_n = \sqrt{\frac{t \cdot V}{\varepsilon}},$$

де t – нормована значина t-критерію Стюдента. На статистичному рівні значущості 0,05 (тобто за довірчої імовірності 95%) $t = 1,96$ [79];

V – коефіцієнт варіації вимірюваного параметру;

ε – показник точності вимірюваного параметру.

Практикою встановлено [104], що у більшості задач технічного рівня немає потреби визначати похибку вимірювань з точністю, більшій за 10%. З огляду на це нами було прийнято $\varepsilon = 0,1$.

3.3. Методика оброблення експериментальних даних

У процесі проведення попередніх лабораторно-польових експериментів здійснювали аналіз отриманих даних на предмет *стаціонарності* досліджуваних випадкових процесів. У переважній (95%) своїй кількості вони виявилися:

- стаціонарними як за середнім значенням, так і за дисперсією;
- ергодичними;
- достатніми для отримання представницьких і достовірних нормованих автокореляційних та взаємнокореляційних функцій, а також спектральних щільностей.

Для тих реалізацій, які виявилися нестаціонарними за математичним очікуванням, застосовували методику їх штучного остаціонарення, викладену у наукових працях [105, 106].

Швидкість робочого руху орних МТА (V_p , м/с) розраховували за формулою:

$$V_p = \frac{100}{t},$$

де t – час проходження орним машинно-тракторним агрегатом залікової ділянки довжиною 100 м, с.

Для розрахунку буксування (δ) рушіїв трактора серії ХТЗ-160 при його функціонуванні у складі орного агрегату використовували наступну залежність [107]:

$$\delta = 1 - \frac{n_{xx}}{n_{px}} \cdot \frac{V_p}{V_{xx}},$$

n_{xx} – частота обертання коліс трактора за руху орного агрегату на заданій передачі без тягового навантаження, с^{-1} ;

n_{px} – частота обертання коліс трактора за руху орного агрегату на заданій передачі під тяговим навантаженням, с^{-1} ;

V_p – швидкість руху орного МТА на заданій передачі під тяговим навантаженням, м/с;

V_{xx} – швидкість руху орного МТА на заданій передачі без тягового навантаження, м/с.

У процесі лабораторно-польових досліджень орних МТА реєстрували погодинні витрати пального (G_r) трактором у літрах (тобто л/га). Для розрахунку питомих витрат пального (G_n) на 1 га обробленої площі (тобто л/га) застосовували наступний аналітичний вираз:

$$G_n = 10 \frac{G_r}{B_p \cdot V_p},$$

Де B_p – ширина захвату орного МТА, м;

V_p – швидкість руху орного агрегату у км/год.

У процесі проведення експлуатаційно-технологічної оцінки двох порівнюваних орних агрегатів за ними протягом 3 контрольних змін вели хронометражні спостереження. Методика проведення цієї оцінки з репрезентацією алгоритму оброблення отриманих експериментальних даних і їх відповідного представлення приведена у додатку А.

3.4. Методика перевірки математичної моделі орного МТА на адекватність

Суть даної методики полягає у порівнянні теоретичної $[A_r(\omega)]$ і експериментальної $[A_e(\omega)]$ амплітудних частотних характеристик відпрацювання переднім мостом трактора амплітуди і частоти коливань поздовжнього профілю шляху (поля). Теоретичну АЧХ математичної моделі (2.26) розраховували на основі використання передаточної функції (2.37) і аналітичних залежностей (2.28)-(2.34):

$$W_h(\omega) = \frac{2K_{ш} \cdot p + 2C_{ш}}{M \cdot p^2 + 2K_{ш} \cdot p + 2C_{ш}}.$$

Значення коефіцієнта опору шини 16,9R38 деформуванню ($K_{ш}$) приймали рівним $2,0 \text{ кН} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-1}$ [19]. Що стосується значення коефіцієнту пружності даної шини ($C_{ш}$), то його значення розраховували із виразу (2.36):

$$C_{\text{ш}} = 2\pi\rho_{\text{ш}} \cdot \sqrt{r_{\text{с}} \cdot r_{\text{о}}},$$

де $\rho_{\text{ш}}$ – тиск повітря у шині, Па;

$r_{\text{о}}$ – вільний радіус ненавантаженої шини, м;

$r_{\text{с}}$ – радіус шини у поперечному її перерізі, м.

Вище уже зазначалося, що трактор серії ХТЗ-160 обладнаний шинами 16,9R38. А для них згідно з ГОСТ 7463-2003 маємо:

- $r_{\text{о}} = 0,77$ м;

- $r_{\text{с}} = 0,21$ м.

Реальне значення тиску повітря в передніх шинах трактора ($\rho_{\text{ш}}$) вимірювали цифровим манометром Stanley (Китай) з LED-дисплеєм (STHT80874-0).

Експериментальну $[A_e(\omega)]$ АЧХ відпрацювання переднім мостом трактора ХТЗ-160 вертикальних коливань поздовжнього профілю шляху знаходили із наступного виразу [107]:

$$A_e(\omega) = \frac{\sigma_{\text{пм}}}{\sigma_{\text{пр}}} \cdot \sqrt{\frac{S_{\text{пм}}}{S_{\text{пр}}}},$$

де $\sigma_{\text{пм}}$ – середнє квадратичне відхилення амплітуди вертикальних коливань переднього мосту трактора;

$S_{\text{пм}}$ – нормована спектральна щільність вертикальних коливань переднього мосту енергетичного засобу;

$\sigma_{\text{пр}}$ – середнє квадратичне відхилення амплітуди коливань ординат поздовжнього профілю поля;

$S_{\text{пм}}$ – нормована спектральна щільність коливань ординат профілю поверхні поля.

Розрахунок амплітудних і фазових частотних характеристик орного агрегату здійснювали з допомогою спеціально розроблених у Таврійському ДАТУ програм у програмному середовищі Mathcad 15,0.

Оброблення даних щодо коливань ординат профілю поля і вертикальних коливань переднього мосту трактора здійснювали у програмному середовищі Arduino IDE 2.3.3 (рис. 3.14).

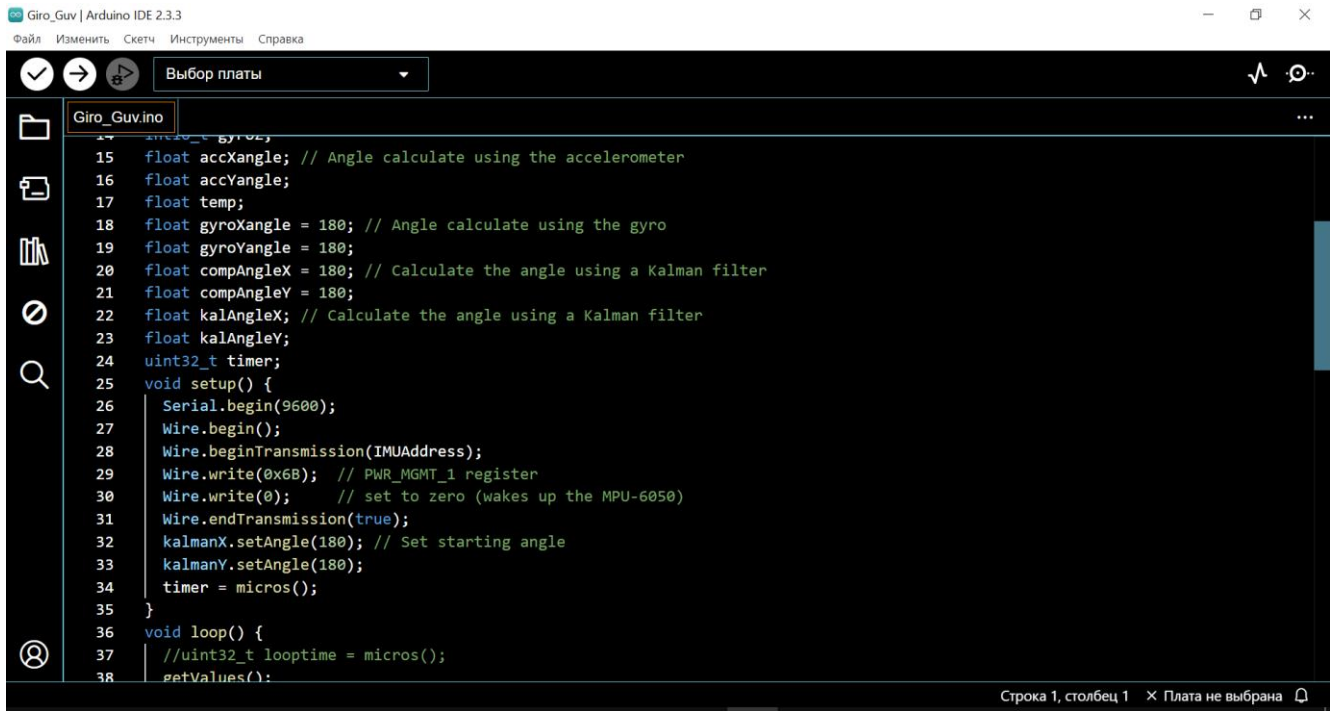


Рис. 3.14. Фрагмент екрану програмного середовища Arduino IDE 2.3.3

Методика порівняння теоретичної та експериментальної АЧХ розглядуваної динамічної системи порівнювали за наступним алгоритмом. Для кожного значення частоти вхідного впливу – коливань ординат профілю поля ω – визначали різницю між $A_T(\omega)$ і $A_e(\omega)$, позначивши її як Δy . Для отриманого таким чином масиву даних Δy розраховували середнє квадратичне відхилення σ . Далі кожне значення різниці Δy ділили на значення стандарту σ , отримуючи при цьому масив безрозмірних коефіцієнтів $k = \Delta y / \sigma$.

На заключному етапі отримані значення коефіцієнтів k порівнюються зі значенням ± 2 . Математична модель визнається адекватною, якщо виконується наступна умова [108, 109]:

$$-2 < k < 2.$$

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ОРНОГО МТА

4.1 Перевірка математичної моделі орного МТА на адекватність

Методика проведення перевірки математичної моделі орного МТА на адекватність викладена у методичному розділі даної дисертаційної роботи. Суть цього процесу полягає у порівнянні теоретичної і експериментальної амплітудних частотних характеристик коливань переднього моста трактора з фронтальним плугом без опорного колеса (рис. 4.1).

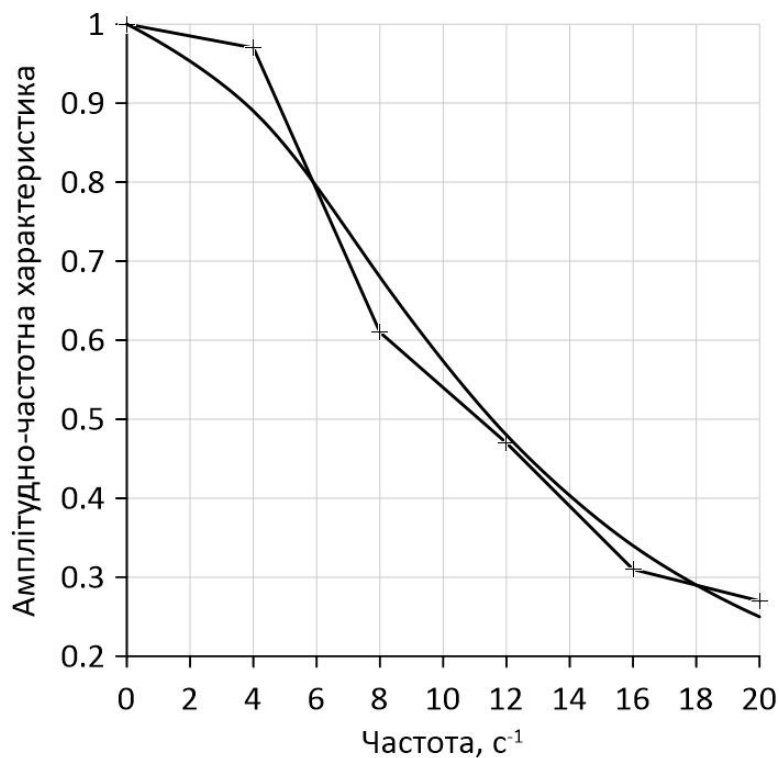


Рис. 4.1. Теоретична (—) і експериментальна (—+—) АЧХ орного МТА при відпрацюванні переднього мосту трактора вертикальних коливань поздовжнього профілю поля

Як уже підкреслювалось у методичному розділі, оцінювальним показником адекватності моделі є коефіцієнт (k) у вигляді відношення різниці ординат (Δy) розглядуваних теоретичної та експериментальної амплітудно-частотних характеристик орного машинно-тракторного агрегату до стандарту ($\pm\sigma$) коливань масиву Δy .

Вихідні дані до розрахунку даного оцінювального показника представлені у таблиці 4.1.

Таблиця 4.1. Вихідні дані для оцінювання адекватності моделі

Номер точки	Різниця ординат (Δy)	Стандарт ($\pm\sigma$)	Оцінювальний коефіцієнт ($k = \Delta y/\sigma$)
1	0	0,04	0
2	0,03		0,75
3	0,08		2,00
4	0		0
5	-0,07		-0,75
6	-0,02		-0,50
7	-0,01		-0,25
8	0,01		0,25
9	-0,03		-0,75
10	0		0
11	0,02		0,50

Згідно даних [108, 109], оцінювана математична модель є адекватною, якщо значина коефіцієнта k відповідає наступній умові:

$$-2 < k < 2. \quad (4.1)$$

Як впливає із аналізу таблиці 4.1, умова (4.1) виконується для усіх оцінюваних точок порівнюваних АЧХ. Практично це означає, що розроблена математична модель орного МТА з фронтальним плугом без опорного колеса є адекватною. В даному дослідженні вона може бути використана для отримання адекватних теоретичних результатів, придатних для обґрунтування схеми та конструктивних параметрів досліджуваного орного машинно-тракторного агрегату.

4.2. Статистичні характеристики поздовжнього профілю дослідного поля

Вимірювання вертикальних коливань нерівностей поздовжнього профілю поля проводили на стерні озимої пшениці в умовах півдня України (Запорізька обл., Мелітопольський р-н, с. Лазурне). Отримані при цьому дані дозволили побудувати нормовані спектральні щільності вказаних коливань (рис. 4.2).

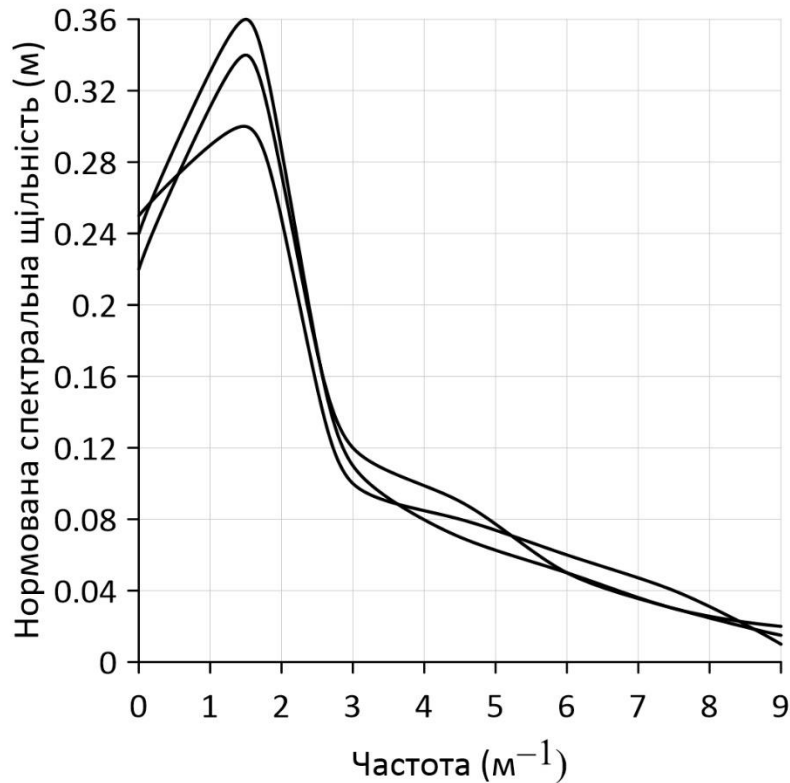


Рис. 4.2. Нормовані спектральні щільності коливань
поздовжнього профілю дослідного поля

Аналіз цих статистичних характеристик показує, що в усіх у них частота зрізу (ω_c) дорівнює 9 м^{-1} . Нагадаємо, що частотою зрізу називають таку, в діапазоні зміни якої зосереджено не менше 95% дисперсії або нормованої спектральної щільності коливань досліджуваного процесу. Для переведення значини цього параметру у часовий вимір (с^{-1}) її (спектральну щільність) слід помножити на швидкість зміни процесу коливань нерівностей профілю поля. На практиці ця швидкість буде залежати від швидкості руху орного агрегату (V_a).

Багаторічна практика випробувань таких МТА в ґрунтових умовах півдня України засвідчує, що значина параметра V_a варіює у межах $7 \dots 9 \text{ км} \cdot \text{год}^{-1}$ або $1,94 \dots 2,50 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$. У такому випадку за середньої значини параметра $V_a = 2,22 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ частота зрізу нормованих спектральних щільностей становитиме $\omega_c = 2,22 \cdot 9 = 19,98 \text{ с}^{-1}$. У підсумку для здійснення теоретичних та аналізу експериментальних даних приймаємо, що частота збурювального впливу у вигляді вертикальних коливань нерівностей поздовжнього профілю оброблюваного поля змінюється у діапазоні $0 \dots 9 \text{ м}^{-1}$ у просторовому, або $0 \dots 20 \text{ с}^{-1}$ – у часовому вимірах.

4.3. Оцінка впливу фронтального плуга на стабільність глибини оранки

Як викладено у методичному розділі роботи, дослідження проводили з двома варіантами орних машинно-тракторних агрегатів. Варіант 1 – це МТА, у якого фронтальний плуг обладнаний опорним колесом. Натомість, варіант 2 – це орний агрегат з фронтальним плугом без опорного колеса.

Аналіз отриманих результатів досліджень з довірчою імовірністю 95% засвідчує, що нуль-гіпотеза про рівність середніх значень глибини оранки у порівнюваних агрегатах не відхиляється. Доказом цього є HP_{05} даного статистичного показника, яка дорівнює 0,81 см (табл. 4.2). А це більше за дійсну різницю між порівнюваними значеннями глибини оранки, яка становить 0,50 см. Із цього випливає, що видалення опорного колеса у фронтального плуга не приводить до значущої зміни ним середнього значення глибини оранки.

Таблиця 4.2. Статистичні показники глибини оранки порівнюваними орними машинно-тракторними агрегатами

Показник	Варіант орного МТА	
	з опорним колесом (варіант 1)	без опорного колеса (варіант 2)
Середнє значення глибини оранки, см	25,4	25,9
Похибка середнього значення, см	0,28	0,30
Середнє квадратичне відхилення, $\pm$ см	2,6	2,0
Дисперсія, см^2	6,76	4,00
Коефіцієнт варіації, %	10,2	7,7
Найменша істотна різниця (HP_{05}), см	0,81	

Водночас, нуль-гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій коливань глибини оранки орними агрегатами обох варіантів (табл. 4.2) відхиляється. Принаймні на статистичному рівні значущості 0,05. Згідно з отриманими даними дійсна значина F-критерію Фішера на рівні 1,69 ($6,76/4,00$) є більшою за табличну, яка в даному випадку становить 1,39. З огляду на це можна стверджувати, що використання фронтального плуга (варіант 2) обумовлює зменшення дисперсії коливань оранки у порівнянні з орним агрегатом, обладнаним фронтальним плугом з опорним колесом (варіант 1).

Пояснити такий результат можна наступним чином. За умови обладнання фронтального плуга опорним колесом орне знаряддя безпосередньо реагує на коливання нерівностей поздовжнього профілю оброблюваного поля. Натомість, за відсутності цього колеса коливання профілю поля впливають на передньонавісне орне знаряддя не безпосередньо, а через передній міст трактора. У підсумку створюється відповідна динамічна ланка запізнювання, із-за прояву якої збурювальний вплив збоку коливань вертикальних нерівностей профілю шляху (поля) на фронтальний плуг без опорного колеса здійснюється із відповідним запізненням у часі і певним зменшенням у амплітуді.

Слід підкреслити, що дисперсія характеризується як своєю енергією, так і частотою розподілу. Установлено, що внутрішній спектр дисперсій коливань глибини оранки для порівнюваних варіантів орного МТА є різним. У агрегаті з фронтальним плугом довжина кореляційного зв'язку¹ нормованої кореляційної функції даного процесу становить майже 0,4 м (варіант 1, рис. 4.3).

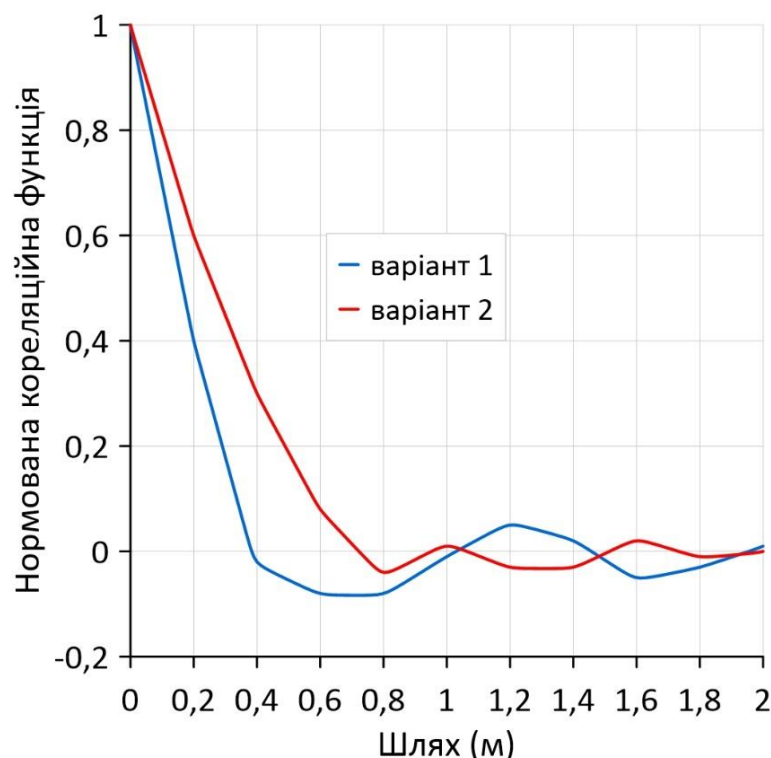


Рис. 4.3. Нормовані кореляційні функції коливань глибини оранки порівнюваними МТА

¹ довжина кореляційного зв'язку – це абсциса першого перетину нормованою кореляційною функцією нульової ординати.

У агрегаті варіанту 2 цей показник сягає позначки 0,72 м, тобто у 1,8 рази більший (варіант 2, рис. 4.3). Практично це означає, що процес коливання глибини оранки у МТА з фронтальним плугом без опорного колеса є більш низькочастотним, ніж аналогічний процес у орного агрегату з фронтальним орним знаряддям, обладнаним опорним колесом.

Додатковим доказом цього є перебіг нормованих спектральних щільностей коливань порівнюваних дисперсій (рис. 4.4).

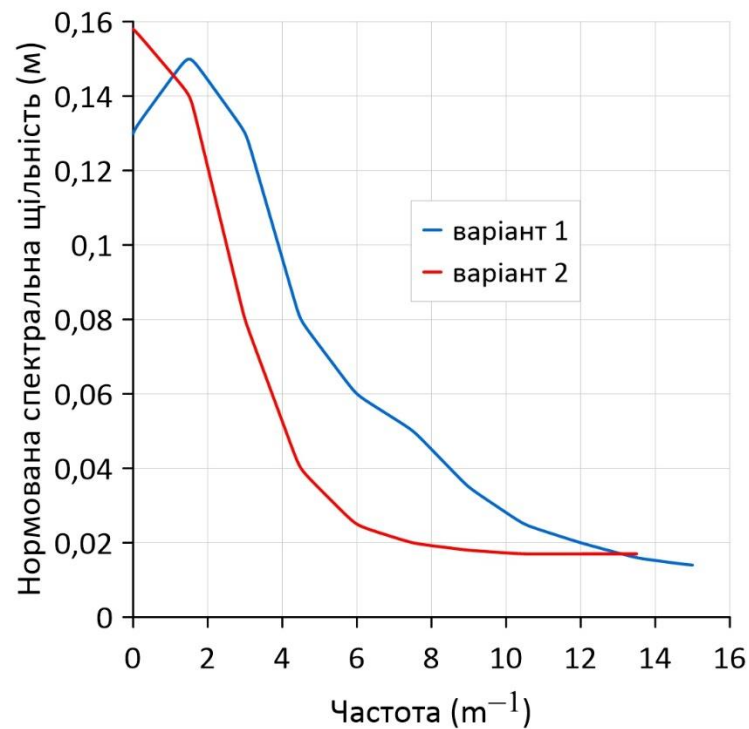


Рис. 4.4. Нормовані спектральні щільності коливань глибини оранки порівнюваними МТА

Як засвідчує аналіз цих статистичних характеристик, не менше 95% дисперсії коливань глибини оранки агрегатом за варіантом 1 зосереджено у діапазоні частот 0...15 м⁻¹. За швидкості руху цього МТА на рівні 2,20 м·с⁻¹ це становить 0...33 с⁻¹ або 0...5,3 Гц.

У орного машинно-тракторного агрегату за варіантом 2 основний спектр дисперсій коливань глибини оранки зосереджений у діапазоні 0...8 м⁻¹ (червона крива, рис. 4.4). Швидкість робочого руху цього МТА знаходилась на рівні позначки 2,36 м·с⁻¹. Звідси випливає, що діапазон зосередження щонайменше 95% дисперсії коливань глибини оранки таким агрегатом дорівнює 0...18,9 с⁻¹ або 0...3,0

Гц. У порівнянні з варіантом 1 це на 43% менше. Іншими словами, застосування орного агрегату із фронтальним плугом без опорного колеса формує більш вузький (на 43%) діапазон коливань глибини оранки.

Насамкінець слід зазначити наступне: коефіцієнт варіації коливань глибини оранки агрегатом за варіантом 2 становить 7,7%, що менше за 10%. За даними [79] таке значення даної статистичної характеристики репрезентує низько варіабельний процес. Натомість, значення коефіцієнта варіації на рівні 10,2% характеризує процес коливань глибини оранки як середньо варіабельний, що у якісному плані корелює з наведеним вище кореляційно-спектральним аналізом.

4.4. Вплив налаштування фронтального плуга на буксування рушіїв трактора

Оскільки буксування трактора, як відомо, це втрата ним швидкості за рахунок ковзання рушіїв по ґрунту, то спеціальним етапом експериментальних досліджень було визначення швидкості руху порівнюваних орних агрегатів. Аналіз отриманих даних показав, що ширина захвату обома МТА була практично однаковою. Отримана при цьому арифметична різниця між середніми значеннями цього показника, яка дорівнює 0,8 см, є меншою за $НІР_{05} = 1,2$ см (таблиця 4.3).

Таблиця 4.3. Статистичні показники ширини захвату порівнюваних орних машинно-тракторних агрегатів

Показник	Варіант орного МТА	
	з опорним колесом (варіант 1)	без опорного колеса (варіант 2)
Середнє значення ширини захвату, см	175,2	176,0
Похибка середнього значення, см	0,44	0,45
Середнє квадратичне відхилення, $\pm$ см	5,0	4,8
Дисперсія, см^2	25,00	23,04
Коефіцієнт варіації, %	2,8	2,7
Найменша істотна різниця ($НІР_{05}$), см	1,2	

Такий результат вказує на те, що нуль-гіпотеза про рівність середніх значень оранки порівнюваними МТА на статистичному рівні 0,05 не відхиляється. Іншими

словами, застосування фронтального плуга без опорного колеса не призводить до зменшення його (плуга) робочої ширини захвату.

У процесі визначення цього (як і попереднього, викладеного у параграфі 4.3) параметра було встановлено, що буксування рушіїв трактора у складі МТА з фронтальним плугом з опорним колесом (варіант 1) становило 13,8%. У агрегаті з фронтальним знаряддям без опорного колеса (варіант 2) воно було на 13% меншим і дорівнювало 12,0%.

Унаслідок цього швидкість робочого руху орного агрегату за варіантом 1 становила $2,20 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ або $7,92 \text{ км} \cdot \text{год}^{-1}$. У МТА за варіантом 1 швидкість робочого руху дорівнювала $2,36 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ або $8,50 \text{ км} \cdot \text{год}^{-1}$. Це на 7,3% більше.

Пояснення такого результату може полягати у наступному. Як засвідчують результати експериментальних досліджень (табл. 4.2, 4.3), глибина оранки (h) і ширина захвату (B_p) орних МТА за варіантами 1 і 2 практично однакові. Далі розглянемо загальновідому раціональну формулу В.П. Горячкіна для розрахунку тягового опору (R_x) плуга [63]:

$$R_x = f_t \cdot G_{\text{п}} + k_o \cdot B_p \cdot h + \varepsilon \cdot B_p \cdot h \cdot V_p^2, \quad (4.1)$$

де f_t – коефіцієнт тертя сталі по ґрунту;

$G_{\text{п}}$ – сила ваги плуга, Н;

k_o – коефіцієнт тягового опору плуга, $\text{Н} \cdot \text{м}^{-2}$;

B_p – ширина захвату плуга, м;

h – глибина оранки, м;

ε – коефіцієнт швидкісного опору плуга, $\text{Н} \cdot \text{с} \cdot \text{м}^{-4}$;

V_p – швидкість робочого руху, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$.

Перша складова виразу (4.1) практично однакова для обох орних МТА. З урахуванням майже однакових, як підкреслено вище, значин параметрів h і B_p , практично рівними є і другі складові виразу (4.1).

Водночас, як вказано у другому розділі (параграфі 2.2) даного дисертаційного дослідження, застосування фронтального плуга без опорного колеса обумовлює до-

даткове навантаження на передній міст трактора. У підсумку зчіпна вага останнього у порівнянні із варіантом використання фронтального орного знаряддя з опорним колесом зростає. Збільшення зчіпної ваги енергетичного засобу, як відомо із теорії трактора [110], підвищує його тягово-зчіпні властивості. У подальшому це, своєю чергою, приводить до зменшення буксування рушіїв трактора, що і продемонстровано нами вище. Менше ковзання рушіїв трактора обумовлює отримане нами хай і не досить значне, але підвищення швидкості робочого руху орного (у даному випадку) агрегату.

Зменшення буксування рушіїв трактора у складі орного МТА за варіантом 2 обумовило відповідне зменшення питомих витрат пального. Наразі вони становили $13,8 \text{ л}\cdot\text{га}^{-1}$. Це практично на 15% менше, ніж у орного машинного тракторного агрегату за схемою 1, для якого значення цього показника дорівнювало $16,3 \text{ л}\cdot\text{га}^{-1}$.

4.5. Оцінка керованості руху порівнюваних орних агрегатів

Під керованістю прийнято розглядати реакцію машинно-тракторного агрегату на керувальний вплив. У нашому випадком таким є кут повороту керованих коліс трактора. Відзивом (або реакцією) на цей вплив розглядатимемо курсовий кут трактора, а у підсумку – коливання траєкторії борозни, яка певним чином характеризує коливання ширини захвату орного МТА.

Аналіз отриманих експериментальних даних засвідчує, що при застосуванні фронтального плуга без опорного колеса спектр коливань кута повороту керованих коліс трактора є вузьким за спектр коливань цього ж параметра для агрегату з фронтальним плугом, обладнаним опорним колесом (рис. 4.5). Так, при налагодженні орного МТА за варіантом 1 частота зрізу нормованої спектральної щільності коливань кута повороту трактора дорівнює $0,7 \text{ с}^{-1}$. Це означає, що найменше 95% дисперсії коливань цього параметра зосереджена в діапазоні $0 \dots 0,7 \text{ с}^{-1}$ або $0 \dots 0,11 \text{ Гц}$.

Натомість, при налаштуванні орного агрегату за варіантом 1 ця частота є на 28,6% меншою і становить $0,5 \text{ с}^{-1}$. Відповідним чином є вузьким і діапазон, в якому

зосереджена основна доля дисперсії коливань кута повороту керованих коліс трактора з фронтальним плугом без опорного колеса. Наразі вона становить $0 \dots 0,5 \text{ с}^{-1}$ або $0 \dots 0,08 \text{ Гц}$.

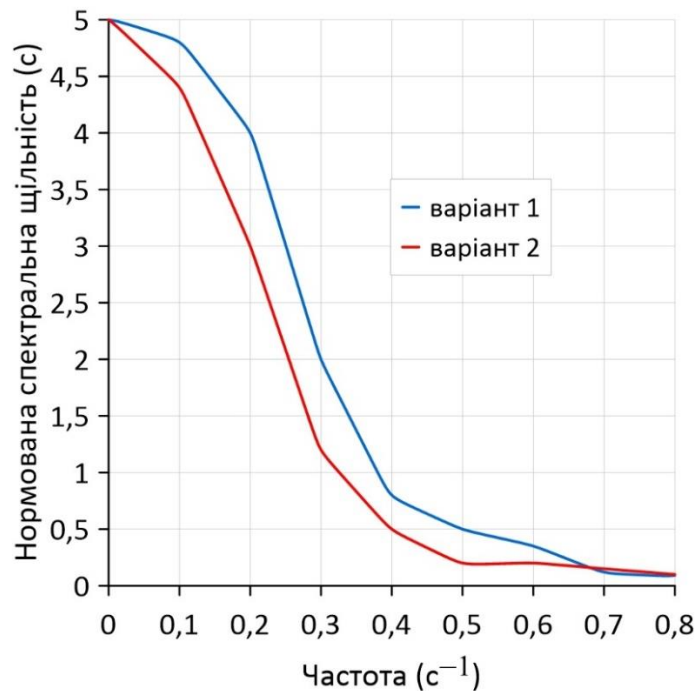


Рис. 4.5. Нормовані спектральні щільності коливань курсового кута трактора орних МТА

У якісному плані характер коливань курсового кута трактора при його функціонуванні у складі обох орних МТА приблизно такий же, як і у процесу коливань кута повороту керованих коліс енергетичного засобу. У кількісному вираженні ці процеси дещо різні. А саме, при роботі трактора з фронтальним плугом без опорного колеса (варіант 1) спектр дисперсій коливань курсового кута трактора зосереджена в діапазоні частот $0 \dots 0,5 \text{ с}^{-1}$ або $0,08 \text{ Гц}$ (рис. 4.6). У порівнянні з орним агрегатом за варіантом 2 частота зрізу відповідної нормованої спектральної щільності не перевищує позначки $0,3 \text{ с}^{-1}$. Це на 40% менше.

Більше того, максимум дисперсії коливань курсового кута трактора при його функціонуванні з фронтальним плугом без опорного колеса (варіант 1, рис. 4.6) припадає на частоту $0,1 \text{ с}^{-1}$. У орного агрегату за варіантом 2 таке має місце за частоти, яка практично наближена до нуля.

У цілому аналіз рисунків 4.5 і 4.6 показує, що спектр коливань курсового кута трактора вузький, ніж спектр коливань кута повороту його керованих коліс. І такий

результат, притаманний обоим варіантам орного машинно- тракторного агрегату, є цілком логічним в силу більшої інерційності корпусу енергетичного засобу у порівнянні з інертністю його керованих коліс.

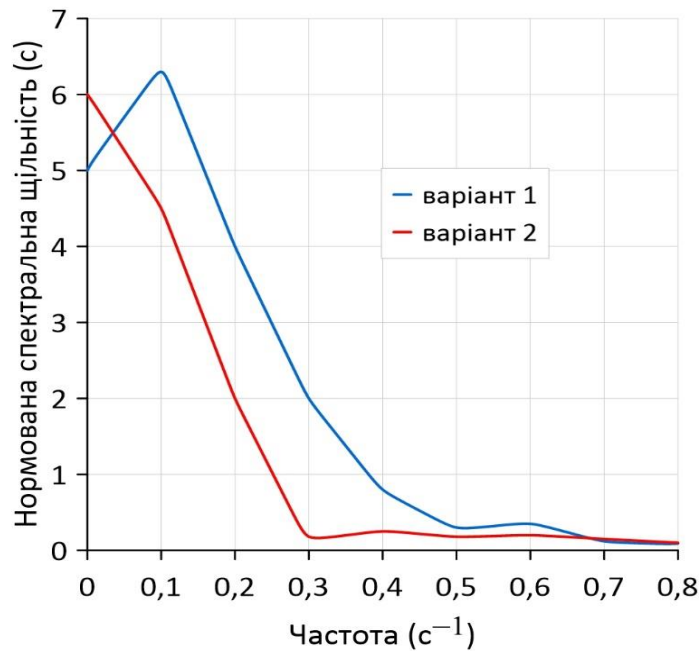


Рис. 4.6. Нормовані спектральні щільності коливань кута повороту керованих коліс трактора орних МТА

Так як кут повороту керованих коліс трактора є входом, а курсовий кут енергетичного засобу – виходом такої динамічної системи, як орний агрегат, то цікаво знати ступінь кореляції між цими входною і вихідною величинами. Найінформативнішою статистичною характеристикою такого зв'язку є нормована взаємна кореляційна функція (рис. 4.7).

Її предметний аналіз засвідчує наступне. У орного машинно-тракторного агрегату за варіантом 1 максимальне значення нормованої взаємної кореляційної функції становить 0,5 (точка В, крива 1, рис. 4.7). У зоні максимуму цієї функції має місце позитивний кореляційний зв'язок між кутом повороту керованих коліс трактора і його курсовим кутом. Точка В зміщена вправо від нульової осі (ординати) на 1,2 с. Це вказує на те, що саме на такий час запізнюється реакція трактора (зміна його курсового кута) на керувальний вплив (кут повороту керованих коліс енергетичного засобу). Крім того, зміщення часу запізнення даної динамічної системи вправо від нульової осі вказує на те, що її входом є кут поворот керованих коліс, а виходом – курсовий кут трактора. Якби таке часове запізнення було зміщене вліво

від нульової осі, то мав б місце інший протилежний стан динамічної системи. А саме, у такому випадку її входом був би курсовий кут енергетичного засобу, а виходом – кут повороту його керованих коліс.

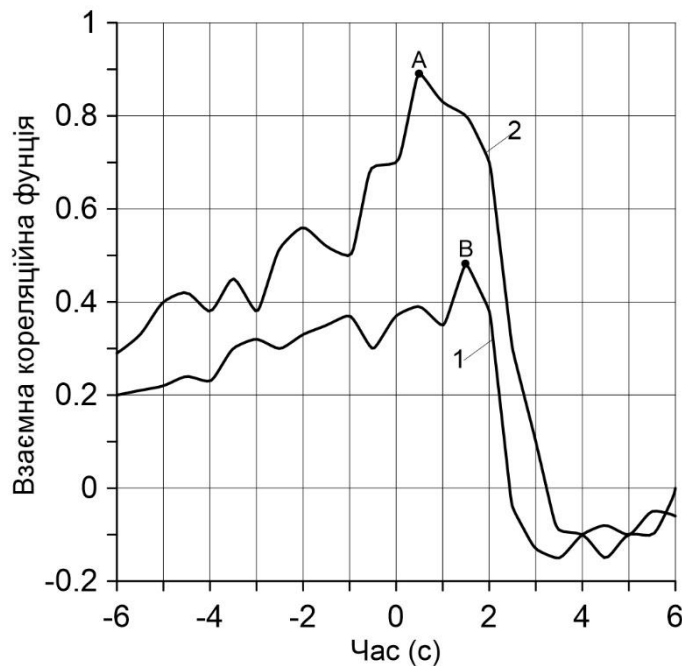


Рис. 4.7. Нормовані взаємні кореляційні функції коливань курсового кута трактора під впливом коливань кута повороту його керованих коліс для орних агрегатів з фронтальним плугом із опорним колесом (1) і без нього (2)

Водночас, у орного агрегату за варіантом 2, як у динамічної системи, має місце теж позитивний кореляційний зв'язок між входом (керувальним впливом) і виходом. Проте, максимальне значення цього зв'язку сягає позначки 0,9 (точка А, крива 2, рис. 4.7). А це у 1,8 рази більше у порівнянні з орним агрегатом за варіантом 1. Практично таке означає, що застосування фронтального плуга без опорного колеса забезпечує більш тісний кореляційний зв'язок між кутом повороту керованих коліс трактора і його курсовим кутом. Більше того, налаштування орного МТА за варіантом 2 (тобто без опорного колеса) дозволяє зменшити запізнення реакції трактора на зміну керувального впливу до 0,5 с. Це у 3 рази менше, ніж у орного агрегату з фронтальним плугом, обладнаним таким колесом (див. рис. 4.7).

У підсумку можна зазначити, що налаштування орного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса дозволяє підвищити керованість руху усього МТА

із одночасним зменшенням його запізнення на керувальний вплив у вигляді кута повороту керованих коліс трактора.

У практичному сенсі підвищення керованості руху орного агрегату відобразилось на коливаннях траєкторії борозни після його проходу. Як показав аналіз експериментальних даних, спектр коливань цього параметра у агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса вулчий, ніж у агрегату з передньонавісним орним знаряддям, обладнаним опорним колесом (рис. 4.8).

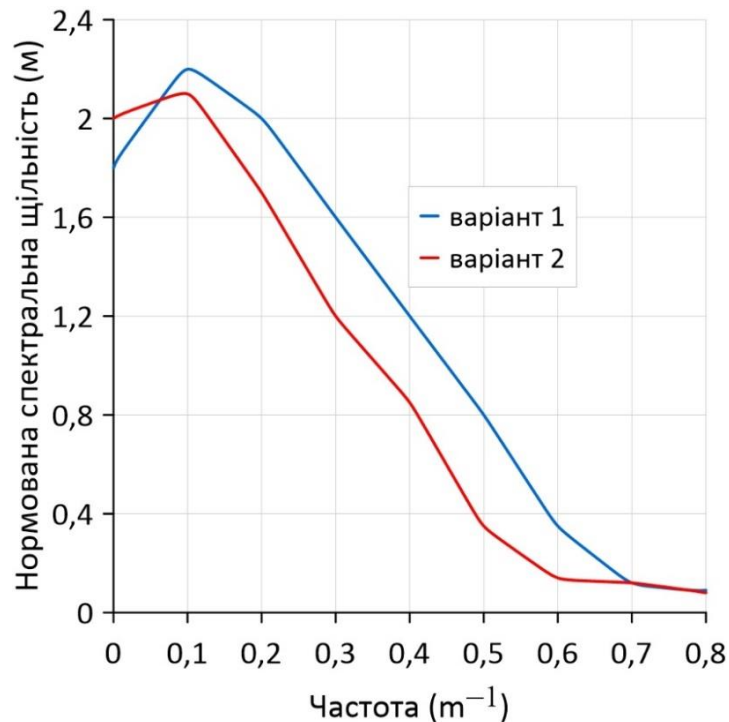


Рис. 4.8. Нормовані спектральні щільності коливань траєкторії борозни після проходу орних МТА

Так, у агрегату за варіантом 1 спектр дисперсій коливань траєкторії борозни зосереджений у діапазоні частот $0 \dots 0,7 \text{ м}^{-1}$. За швидкості руху такого машинно-тракторного агрегату $2,2 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ це $0 \dots 1,54 \text{ с}^{-1}$ або $0 \dots 0,25 \text{ Гц}$.

Натомість, у агрегату за варіантом 2 спектр дисперсій коливань траєкторії сформованої борозни є вулчим і дорівнює $0 \dots 0,6 \text{ м}^{-1}$. За швидкості руху цього агрегату на рівні $2,36 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ цей діапазон становить $0 \dots 1,42 \text{ с}^{-1}$ або $0,22 \text{ Гц}$.

Як бачимо, використання фронтального плуга без опорного колеса не призводить до збільшення середнього значення і дисперсії коливань ширини захвату орного машинно-тракторного агрегату (див. табл. 4.3). Нуль-гіпотеза про рівність

цих статистичних показників, як було показано вище, на статистичному рівні значущості 0,05 підтвердилась. Водночас, частота коливань ширини захвату такого МТА, як впливає із аналізу рис. 4.8, є дещо меншою у порівнянні з агрегатом, обладнаним фронтальним плугом з опорним колесом.

4.6. Експлуатаційно-технологічна оцінка орних агрегатів

4.6.1 Працеемкість агрегування фронтального плуга з трактором

Як показує практика, одним із важливих показників того чи іншого машинно-тракторного агрегату є працеемкість його агрегування. Суть її пояснюється величиною витрат ручної (живої) праці в людино-годинах (люд.-год) на:

- приєднання фронтального і задньонавісного плугів;
- переведення плугів у транспортне положення (рис. 4.9);
- переведення плугів із транспортного положення в робоче.



Рис. 4.9. Орний агрегат у транспортному положенні

Результати ґрунтовних досліджень у напрямку розв'язання такої задачі для орного МТА за схемою «push-pull» на базі трактора серії ХТЗ-160 викладені у роботі [29]. З огляду на це у нашому дослідженні викладені результати визначення

працеемкості агрегування лише фронтального плуга, що обумовлено його конструктивною особливістю. Суть останньої полягає у заміні опорного колеса плуга гнучкою обмежувально-регулювальною ланкою (рис. 4.10). Більш конкретно таке конструктивне рішення розглядається у методичному розділі даного дисертаційного дослідження.

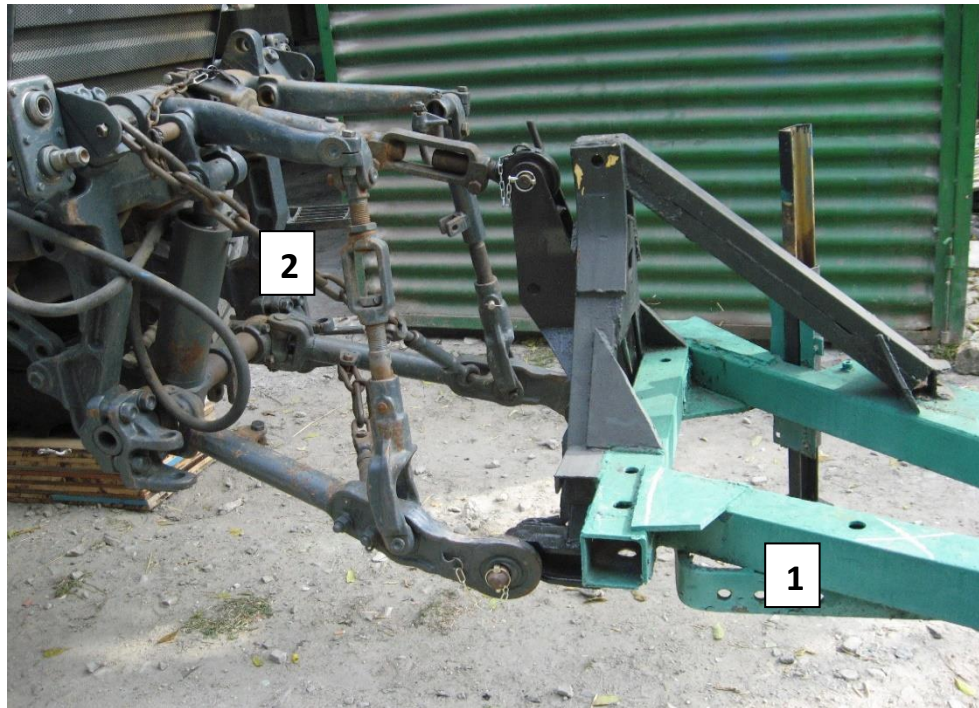


Рис. 4.10. Приєднання фронтального плуга 1 із застосуванням гнучкої обмежувально-регулювальної ланки 2

Як впливає із аналізу експериментальних даних, агрегування фронтального плуга з трактором, передній навісний механізм якого обладнаний автоматичним зчепом типу СА-2, не обумовлює будь-яких проблем. Працеемкість здійснення операцій переведення даного орного знаряддя із транспортного положення у робоче і навпаки не перевищує 0,034 люд.-год (таблиця 4.2).

Таблиця 4.4

Працеемкість агрегування фронтального плуга

Технологічна операція	Працеемкість, люд.-год
<i>Приєднання плуга</i>	
1. Під'їзд трактора до фронтального плуга (відстань 5 м)	0,005
2. Навішування плуга на зчпний пристрій трактора СА-2	0,006

3. Установка опори плуга в транспортне положення	0,010
РАЗОМ:	0,021
<i>Переведення плуга із транспортного положення в робоче</i>	
1. Установка плуга в робоче положення	0,003
2. Установка обмежувальної ланки фронтального плуга	0,010
РАЗОМ:	0,013
ВСЬОГО:	0,034

Як виявилось, для здійснення таких технологічних маніпуляцій одному механізаторові вистачає лише 2 хвилин часу.

4.6.2 Організація роботи орного МТА на полі

Теоретично порядок роботи даного орного агрегату на полі є наступним. При завершенні робочого ходу край польової дошки другого корпусу двокорпусного фронтального плуга за умовною маркою ПЛН-2-35 виводиться механізатором на прокладену заздалегідь на полі контрольну лінію. Після цього фронтальний плуг переводиться у транспортне положення, а прямолінійний рух машинно-тракторного агрегату із функціонуючим задньонавісним плугом продовжується на поворотній смузі до тих пір, поки на контрольну лінію не вийде край польової дошки його останнього корпусу (рис. 4.11).

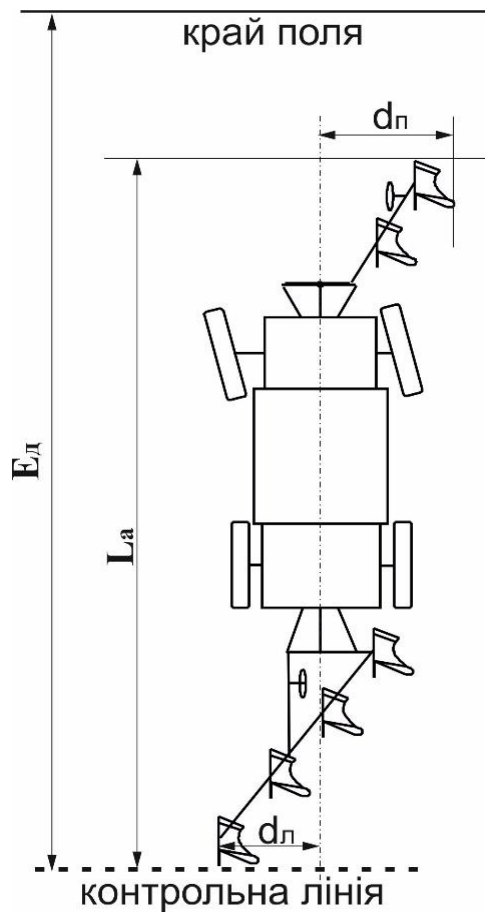


Рис. 4.11. Схема для визначення параметрів повороту МТА

Пройдений орним агрегатом шлях L_a репрезентує його довжину виїзду. Після цього у транспортне положення переводиться і задньонавісний плуг, а орний МТА, який повністю знаходиться на поворотній смузі, розпочинає здійснювати поворот.

На практиці досить проблематично витримати строге виведення польових дошок корпусів фронтального і задньонавісного плугів на контрольну лінію. Проте, як показують дослідження, отримувана при цьому «технологічна» неточність є настільки незначною, що у розрахунках параметрів повороту орного МТА нею можна знехтувати.

У реальних умовах виробництва аграрії найчастіше використовують загінний спосіб руху орного агрегату на полі. При цьому, кілька перших поворотів, здійснюваних у згін або у розгін, реалізують петльовим («грушоподібним») способом. Для правильного їх виконання спочатку розраховували мінімально необхідну ширину поворотної смуги (E_{min}) [102]:

$$E_{min} = 2,8 \cdot R_{min} + L_a + d_k, \quad (4.2)$$

де $R_{\min}$ – мінімальний радіус поворот трактора, м;
 L_a – довжина виїзду МТА на поворотній смузі, м;
 d_k – кінематична ширина орного МТА, м.

Параметр $R_{\min}$ визначали наступним чином. На заздалегідь підготовленому майданчику трактор серії ХТЗ-160 здійснював поворот при максимальному повороті його передніх керованих коліс (рис. 4.12). За такого маневру на 360° його рушії залишали на поверхні поля сліди у вигляді концентричних кіл. До подальших розрахунків приймали до уваги кола діаметром D_1 і D_2 , сформовані задніми колесами трактора ХТЗ-160 (рис. 4.12).

Після вимірювання значень цих діаметрів розраховували мінімальне значення радіусу повороту трактора із виразу:

$$R_{\min} = \frac{D_1 + D_2}{4}.$$

Вимірюваннями було встановлено, що:

- $D_1 = 12,18$ м;
- $D_2 = 14,30$ м.

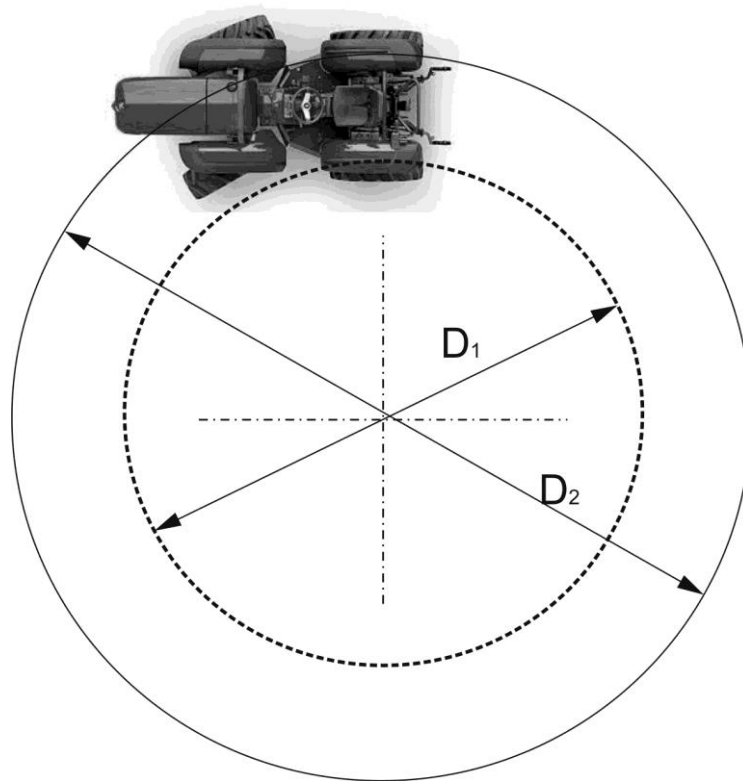


Рис. 4.12. Схема визначення мінімального радіусу повороту трактора ХТЗ-160

У підсумку отримали, що мінімальний радіус повороту трактора ХТЗ-160 дорівнював 6,62 м.

Довжина виїзду (L_a) дослідного орного агрегату становила 11 м. Що стосується кінематичної ширини агрегату, то у даному випадку вона існує (при погляді іззаду) у двох вимірах (див. рис. 4.11):

- 1) кінематична ширина МТА вліво (d_l);
- 2) кінематична ширина МТА вправо (d_p).

Для наших орних агрегатів значення цих параметрів були наступними:

- $d_l = 1,30$ м;
- $d_p = 1,63$ м.

Так як для подальших розрахунків за формулою (4.2) потрібне більше значення, то приймаємо, що

$$d_k = d_p = 1,63 \text{ м.}$$

У підсумку отримуємо:

$$E_{\min} = 2,8 \cdot 6,62 + 11 + 1,63 = 31,17 \text{ м.}$$

Для практичного застосування використовують не розрахункову мінімальну ($E_{\min}$), а реально потрібну значину (E_d) ширини поворотної смуги. Величина останньої має бути кратною конструктивній ширині захвату орного МТА (B_p). Аналітично це виглядає наступним чином:

$$E_d = \text{Integer} \left(\frac{E_{\min}}{B_p} \right) \cdot B_p. \quad (4.3)$$

Для досліджуваних нами двох орних машинно-тракторних агрегатів конструктивна ширина захвату $B_p = 6 \cdot 0,35 = 2,1$ м. Підставивши значення $E_{\min}$ і B_p у формулу (4.3), отримуємо дійсне значення ширини поворотної смуги, необхідної для роботи порівнюваних орних МТА:

$$E_d = \text{Integer} \left(\frac{31,17}{2,1} \right) \cdot 2,1 = 31,5 \text{ м.}$$

Отримане за розрахунком значення дійсної ширини захвату МТА у нашому випадку відповідає 15 його проходкам, необхідним для оброблення (оранки) поворотної смуги.

Однією із важливих характеристик орного агрегату є час здійснення ним одного повороту (t_{π}). Це значення можна знайти наступним чином [102]:

$$t_{\pi} = \frac{L_x}{V_{\pi}}, \quad (4.4)$$

де L_x – довжина повороту орного МТА, м;

V_{π} – швидкість руху орного агрегату на поворотній смузі, $\text{м} \cdot \text{с}^{-1}$.

Величину L_x розраховуємо із виразу [102]:

$$L_x = 8 \cdot R_{\min} + 2L_a.$$

З огляду на це вираз (4.4) стає таким:

$$t_{\pi} = \frac{8 \cdot R_{\min} + 2L_a}{V_{\pi}} \quad (4.5)$$

Результати досліджень орних МТА за схемою «push-pull» показують, що середня швидкість їх руху на поворотній смузі не перевищує позначки $1,5 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ [29]. І це цілком логічно для агрегатів з відносно великим значенням кінематичної довжини. З урахуванням цього отримуємо:

$$t_{\pi} = \frac{8 \cdot 6,62 + 2 \cdot 11}{1,5} = 50 \text{ с.} \quad (4.6)$$

Отримане із виразу (4.6) значення часу здійснення досліджуванним орним МТА (як за варіантом 1, так і варіантом 2) петльового «грушоподібного» повороту є тим орієнтиром, який відслідковували у процесі проведення експлуатаційно-технологічної оцінки порівнюваних агрегатів.

Для правильної реалізації такого оцінювання дослідне поле розбивали на загінки відповідної ширини ($C_{\text{опт}}$). Оптимальне значення останньої розраховували з використанням наступної формули [102]:

$$C_{\text{опт}} = \sqrt{16 \cdot R_{\min}^2 + 2 \cdot B_p \cdot L_{\Gamma}}, \quad (4.7)$$

де L_{Γ} – довжина гону загінки, м.

На практиці розрахункове значення оптимальної ширини загінки корегують до дійсного (C_d) з урахуванням конструктивної ширини захвату орного машинно-тракторного агрегату. У роботі [102] для цього пропонується наступна аналітична залежність:

$$C_{\text{опт}} \leq C_d = 2 \cdot K \cdot B_p, \quad (4.8)$$

де K – коефіцієнт кратності.

В дійсності цілком логічною є закономірність, згідно з якою:

$$C_{\text{опт}} \leq C_d = K \cdot B_p, \quad (4.9)$$

Прирівнявши праві частини виразів (4.7) та (4.9), після відповідних перетворень отримаємо:

$$K = \text{Integer} \frac{\sqrt{16 \cdot R_{\min}^2 + 2 \cdot B_p \cdot L_r}}{B_p}. \quad (4.10)$$

З урахуванням цього із (4.9) остаточно маємо:

$$C_d = \text{Integer} \frac{\sqrt{16 \cdot R_{\min}^2 + 2 \cdot B_p \cdot L_r}}{B_p} \cdot B_p. \quad (4.11)$$

Аналіз виразу (4.11) показує, що значення параметра C_d залежить від довжини гону поля. Характер цього впливу зображений на рис. 4.13.

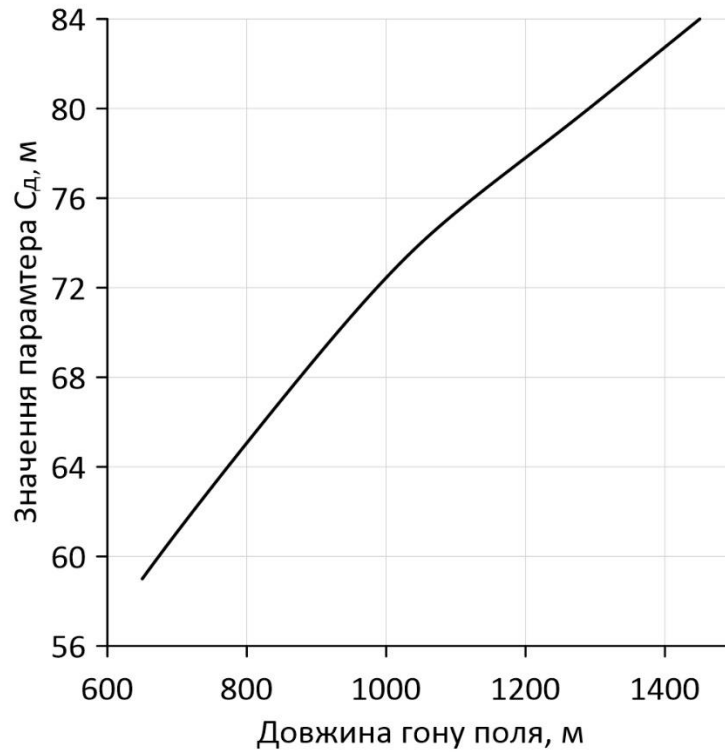


Рис. 4.13. Залежність дійсного значення ширини заїнки від довжини гону поля

Як бачимо, збільшення довжини гону заїнки потребує відповідного збільшення її дійсної ширини. При цьому, в реальних умовах експлуатації орного агрегату за час роботи на полі він, за правило, обробляє не одну, а кілька (n) заїнок. Їх сумарна площа (S_n) становить:

$$S_n = n \cdot C_d \cdot (L_r + 2 \cdot E_d). \quad (4.12)$$

З огляду на це роботу орного машинно-тракторного агрегату плануємо таким чином, щоб у підсумку за час технологічного функціонування (T_p) оброблена (зорана) площа S_n була не меншою за змінну продуктивність його роботи ($W_{зм}$, m^2) на експериментальному полі:

$$W_{зм} = 10^3 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau \cdot T_p, \quad (4.13)$$

де τ – коефіцієнт ефективності використання агрегатом змінного часу його роботи.

Прирівнявши праві частин рівнянь (4.12) і (4.13) отримаємо наступну залежність:

$$n \cdot C_d \cdot (L_r + 2 \cdot E_d) = 10^3 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau \cdot T_p. \quad (4.14)$$

Визначившись із значеннями параметрів виразу (4.14), можна встановити кількість заїнок на полі для роботи орного агрегату:

$$n = 10^3 \cdot \frac{B_p \cdot V_p \cdot \tau \cdot T_p}{C_d \cdot (L_r + 2 \cdot E_d)}. \quad (4.15)$$

В умовах проведення експериментальних досліджень довжина робочого ходу поля становила 850 м. Із залежності (4.11) визначаємо, що:

$$C_d = \text{Integer} \frac{\sqrt{16 \cdot 6,62^2 + 2 \cdot 2,1 \cdot 850}}{2,1} \cdot 2,1 = 67,2 \text{ м.}$$

Для визначення потрібної кількості заїнок для кожного орного МТА попередньо приймали, що він має функціонувати щонайменше 8 годин (T_p). Коефіцієнт використання робочого часу має бути не меншим за 0,85 (τ). Як показує дослід використання орних агрегатів в умовах півдня України, саме таке значення даного параметра притаманне для більшості із них.

З урахуванням вищевикладеного із виразу (4.15) визначаємо, що для кожного із орних МТА слід сформувати наступну кількість робочих заїнок:

$$n = 10^3 \cdot \frac{2,1 \cdot 8,5 \cdot 0,85 \cdot 8}{67,2 \cdot (850 + 2 \cdot 31,5)} = 1,98.$$

Для практичного застосунку приймаємо $n = 2$. Загальна площа цих заїнок становить:

$$S_n = 2 \cdot 67,2 \cdot (850 + 2 \cdot 31,5) / 10000 = 12,27 \text{ га.}$$

Звідси впливає, що площа однієї заїнки становить $12,27/2 = 6,13$ га.

Як уже підкреслювалося раніше, перші проходи орний МТА має здійснювати «у згін» або «розгін». Методика проведення таких проходів із унеможливленням згінних і розгінних борозен представлена на рис. 4.14 і рис. 4.15 [111]. Слід підкреслити, що практична реалізація схеми «у згін» передбачає здійснення за 3 робочих ходи машинно-тракторного агрегату (рис. 4.14). Натомість, схема «у розгін» (рис. 4.15) передбачає 4 робочих ходи орного агрегату.

Незалежно від прийнятого способу («у згін» або «розгін») перші проходи МТА здійснюються не на повну глибину оранки. Більше того, не однаковою є і глибина оранки корпусами плуга: у першого із них вона є меншою.

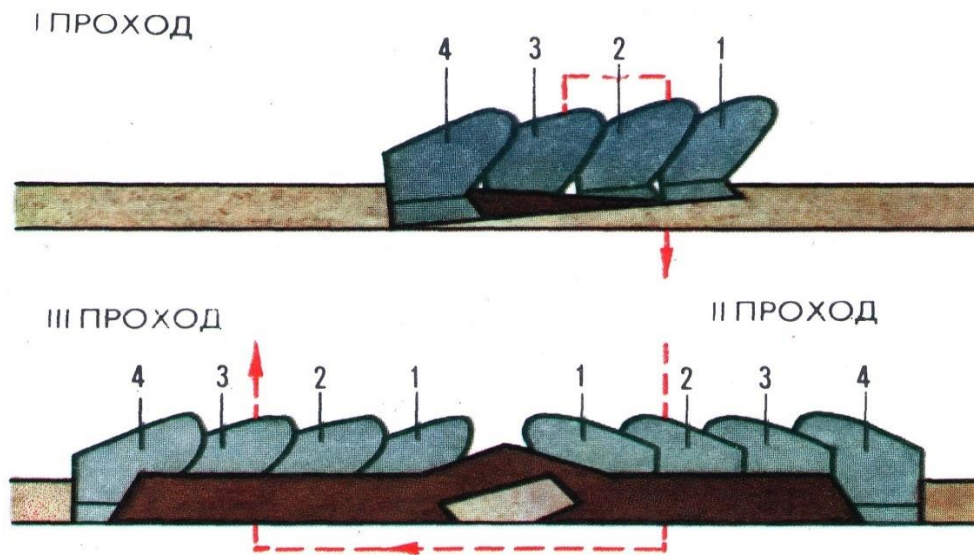


Рис. 4.14. Схема руху орного МТА «у згін»

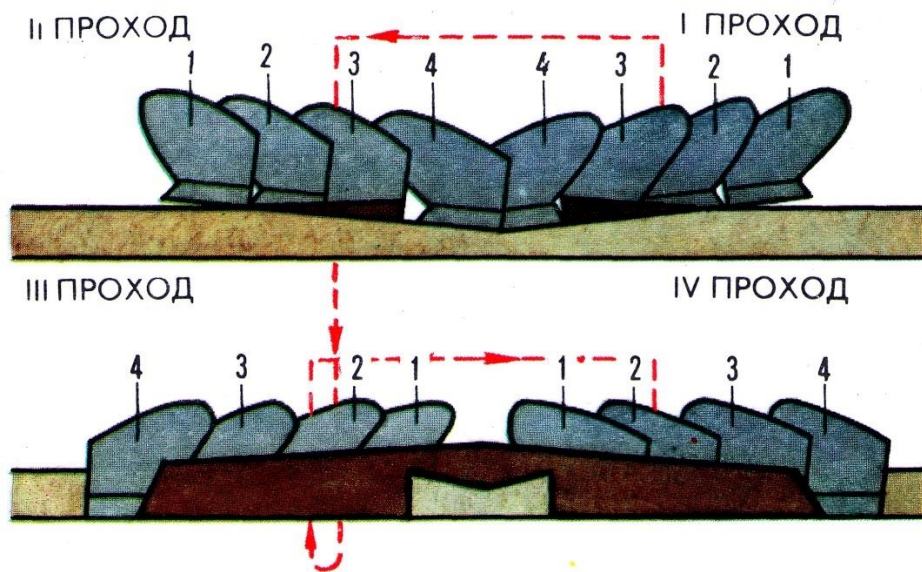


Рис. 4.15. Схема руху орного МТА «у розгін»

Подальші експериментальні дослідження проводили шляхом хронометражу роботи обох орних агрегатів протягом трьох контрольних змін. Повна і детальна методика цієї процедури викладена у методичному розділі дисертаційної роботи.

Задля нівелювання впливу суб'єктивного фактору на обох порівнюваних МТА по чергово (через одну зміну) працював один і той же механізатор. Швидкісний режим руху агрегату залежав від тягового навантаження трактора плугами.

4.6.3 Результати експлуатаційно-технологічного оцінювання орних МТА

Загальна характеристика поля, на якій проводили експлуатаційно-технологічну оцінку орних машинно-тракторних агрегатів за варіантами 1 і 2, надана у таблиці 4.5.

Таблиця 4.5

Умови проведення експлуатаційно-технологічної оцінки орних МТА

Показник	Значина
Тип ґрунту	Темно-каштановий
Рельєф	Рівний
Мікрорельєф	Вирівняний
Агротехнічний фон	Задискована стерня озимої пшениці
Вологість ґрунту в шарі 0...30 см, %	16...18
Щільність ґрунту в шарі 0...30 см, г·см ⁻³	1,27
Кількість бур'янів, г·м ⁻²	45

Перед проведенням хронометражних спостережень за роботою орних агрегатів вони були налаштовані на глибину основного обробітку ґрунту 25 см. Результати замірів цього параметра показали, що середні його значення приблизно однакові для орних МТА за варіантом 1 і 2 (табл. 4.6). Робоча ширина захвату порівнюваних агрегатів теж була практично однаковою. Отримані при цьому практичні результати повністю узгоджуються із викладеними вище.

Натомість, як засвідчують результати експлуатаційно-технологічних досліджень, швидкість руху орного агрегату за варіантом 2 була більшою на 7,4% (8,7 км·год⁻¹ проти 8,1 км·год⁻¹ у МТА за варіантом 1). Як виявилось, за швидкості руху орного агрегату більшій за 2,2 м·с⁻¹ (7,92 км·год⁻¹), фронтальний плуг з опорним колесом проявляв себе як обмежувальна ланка. Отриманий результат обумовлений необхідністю копіювання вертикальних нерівностей поздовжнього профілю поля таким орним знаряддям. На підвищеній швидкості руху орного машинно-тракторного агрегату цей процес ускладнюється. У орного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса такої потреби, як бачимо, немає. З огляду на це швидкість робочого руху МТА з таким орним знаряддям виявилася більшою.

Експлуатаційно-технологічні показники роботи орних агрегатів

Показник	орний МТА	
	варіант 1	варіант 2
Склад МТА: трактор	ХТЗ-160	
плуг	ПЛН-2-35+ПЛН-4-35	
Режим роботи :		
- ширина захвату, м	1,77	1,76
- швидкість робочого руху, км·год ⁻¹	8,1	8,7
- встановлена глибина оранки, см	25	
- довжина гону, м	850	
Об'єм виконаної роботи, га	19,0	
Продуктивність роботи, га·год ⁻¹ :		
- основного часу	1,43	1,53
- змінного часу	1,21	1,33
- експлуатаційного часу	1,21	1,33
Питомі витрати пального, л·га ⁻¹	15,8	13,0
Експлуатаційно-технологічні коефіцієнти :		
- використання змінного часу	0,85	0,87
- використання експлуатаційного часу	0,85	0,87
- надійності технологічного процесу	0,98	0,99
- використання робочих ходів	0,86	0,89
Середня значина тривалості одного «грушоподібного» повороту, с	53	52
Ширина поворотної смуги, м	31,5	
Агротехнічні показники:		
- середня значина глибини оранки, см	25,3	25,2
- рівномірність глибини оранки, ±см	2,8	2,1
- рівномірність ширини захвату, ± см	5,2	4,9
- наявність огріхів	ввідсутня	

Повороткість порівнюваних агрегатів виявилася практично однаковою. Це підтверджується приблизно однаковим середнім часом, витраченим кожним МТА на здійснення такого складного маневру, яким є петльовий «грушоподібний» поворот (див. табл. 4.6). Водночас, за рахунок більшої швидкості робочого руху коефіцієнт робочих ходів у орного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса виявився більшим (0,89 проти 0,86 у агрегату за варіантом 1). Із-за більшого значення цього коефіцієнта вищим є і значення коефіцієнта використання часу зміни у агрегату за варіантом 2 (0,87 проти 0,85).

За даними хронометражних спостережень робимо висновок, що за рахунок приблизно однакової ширини захвату і більшої швидкості руху основна (чиста) продуктивність роботи орного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса більша на 7%. Продуктивність роботи цього МТА за 1 год змінного часу вища на 10%. Підкреслимо, що відповідний вклад у зростання цього показника здійснено більшим значенням коефіцієнта використання часу роботи.

Продуктивність роботи порівнюваних орних агрегатів за 1 год експлуатаційного часу не відрізнялась від змінної продуктивності. Такий результат обумовлений відсутністю їх технічних відмов під час проведення трьох контрольних змін експлуатаційно-технологічного оцінювання.

За рахунок більшої продуктивності роботи питомі витрати пального орним агрегатом з фронтальним плугом без опорного колеса виявилися меншими на 17,7%. Ймовірно певну роль при цьому відіграло і менше буксування рушіїв трактора за рахунок довантажувального ефекту на трактор збоку передньонавісного орного знаряддя.

Надійність виконання технологічного процесу обома орними агрегатами висока. Це засвідчує відповідний показник, значення якого сягає позначки 0,98 у агрегату за варіантом 1 і позначки 0,99 у МТА за варіантом 2.

Що стосується якісних показників роботи, то вони повністю підтвердили логіку і справедливість викладених вище результатів експериментальних досліджень порівнюваних орних МТА. Експлуатаційно-технологічною оцінкою встановлено, що налаштування фронтального плуга без опорного колеса практично не впливає на середні значення глибини оранки і ширини захвату ґрунтообробного знаряддя.

Водночас, дисперсія коливань дисперсії глибини оранки у агрегату за варіантом 2 суттєво і закономірно менша. Такий результат підтверджується F-критерієм Фішера, дійсна значина якого $2,8^2/2,1^2 = 1,78$ на статистичному рівні значущості 0,05 є більшою за табличну, рівну 1,39.

Функціонування порівнюваних орних машинно-тракторних агрегатів протягом трьох контрольних змін супроводжувалось повною відсутністю будь-яких огріхів у їх роботі.

4. 7 Висновки по розділу

1. Оцінюванням коефіцієнта (k) у вигляді відношення різниці ординат (Δy) розглядуваних теоретичної та експериментальної амплітудно-частотних характеристик орного машинно-тракторного агрегату до стандарту коливань масиву Δy встановлено, що значення k не виходять за межі діапазону $-2 \dots +2$. Такий результат вказує на адекватність розробленої математичної моделі і її подальшу придатність для обґрунтування схеми та конструктивних параметрів досліджуваного ґрунтообробного МТА.
2. Для здійснення теоретичних та аналізу експериментальних даних прийнято, що частота збурювального впливу у вигляді вертикальних коливань нерівностей поздовжнього профілю оброблюваного поля змінюється у діапазоні $0 \dots 9 \text{ м}^{-1}$ у просторовому, або $0 \dots 20 \text{ с}^{-1}$ – у часовому вимірах.
3. Аналіз отриманих результатів досліджень з довірчою імовірністю 95% засвідчує, що нуль-гіпотеза про рівність середніх значень глибини оранки у порівнюваних агрегатах не відхиляється. Доказом цього є $HP_{0.05}$ даного статистичного показника, яка дорівнює 0,81 см, що більше за дійсну різницю між порівнюваними значеннями глибини оранки, яка становить 0,50 см. Із цього випливає, що видалення опорного колеса у фронтального плуга не приводить до значущої зміни ним середнього значення глибини оранки.
4. Нуль-гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій коливань глибини оранки орними агрегатами обох варіантів на статистичному рівні значущості 0,05 відхиляється. Згідно з отриманими даними, дійсна значина F-критерію Фішера на рівні 1,69 є більшою за табличну, яка становить 1,39. З огляду на це можна стверджувати, що використання фронтального плуга (варіант 2) обумовлює зменшення дисперсії коливань оранки у порівнянні з орним агрегатом, обладнаним фронтальним плугом з опорним колесом (варіант 1).
5. Процес коливання глибини оранки у МТА з фронтальним плугом без опорного колеса є більш низькочастотним, ніж аналогічний процес у орного агрегату.

гату з фронтальним орним знаряддям, обладнаним опорним колесом. Доказом цього є як перебіг нормованих спектральних щільностей коливань порівнюваних дисперсій, так і коефіцієнтів варіації коливань глибини обробітку ґрунту.

6. Буксування рушіїв трактора у складі МТА з фронтальним плугом з опорним колесом (варіант 1) становить 13,8%. У агрегату з фронтальним знаряддям без опорного колеса (варіант 2) воно на 13% менше і дорівнює 12,0%. Унаслідок цього швидкість робочого руху орного агрегату за варіантом 1 становить $2,20 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ або $7,92 \text{ км} \cdot \text{год}^{-1}$. У МТА за варіантом 1 швидкість робочого руху дорівнює $2,36 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ або $8,50 \text{ км} \cdot \text{год}^{-1}$, що на 7,3% більше.
7. Зменшення буксування рушіїв трактора у складі орного МТА за варіантом 2 обумовило відповідне зменшення питомих витрат пального до позначки $13,8 \text{ л} \cdot \text{га}^{-1}$. Це практично на 15% менше, ніж у орного машинного тракторного агрегату за схемою 1, для якого значення цього показника дорівнює $16,3 \text{ л} \cdot \text{га}^{-1}$.
8. При застосуванні фронтального плуга без опорного колеса спектр коливань кута повороту керованих коліс трактора є вужчим за спектр коливань цього ж параметра для агрегату з фронтальним плугом, обладнаним опорним колесом. Так при налагодженні орного МТА за варіантом 1 частота зрізу нормованої спектральної щільності коливань кута повороту трактора знаходиться у діапазоні частот $0 \dots 0,7 \text{ с}^{-1}$ або $0 \dots 0,11 \text{ Гц}$. Натомість, при налаштуванні орного МТА за варіантом 2 ця частота є на 28,6% меншою і становить $0,5 \text{ с}^{-1}$. Відповідним чином є вужчим і діапазон, в якому зосереджена основна доля дисперсії коливань кута повороту керованих коліс трактора з фронтальним плугом без опорного колеса, яка становить $0 \dots 0,5 \text{ с}^{-1}$ або $0 \dots 0,08 \text{ Гц}$.
9. Аналіз експериментальних даних показує, що спектр коливань курсового кута трактора вужчий, ніж спектр коливань кута повороту його керованих коліс. Такий результат, притаманний обом варіантам орного машинно-тракторного агрегату, є цілком логічним в силу більшої інерційності корпусу енергетичного засобу у порівнянні з інертністю його керованих коліс.

10. У орного машинно-тракторного агрегату за варіантом 1 максимальне значення нормованої взаємної кореляційної функції становить 0,5. У зоні максимуму цієї функції має місце позитивний кореляційний зв'язок між кутом повороту керованих коліс трактора і його курсовим кутом. Максимум кореляційної функції зміщений вправо від нульової осі (ординати) на 1,2 с. Це вказує на те, що саме на такий час запізнюється реакція трактора (зміна його курсового кута) на керувальний вплив (кут повороту керованих коліс енергетичного засобу).
11. У орного агрегату за варіантом 2, як у динамічної системи, має місце позитивний кореляційний зв'язок між входом (керувальним впливом) і виходом. Максимальне значення цього зв'язку сягає позначки 0,9. А це у 1,8 рази більше у порівнянні з орним агрегатом за варіантом 1. Практично таке означає, що застосування фронтального плуга без опорного колеса забезпечує більш тісний кореляційний зв'язок між кутом повороту керованих коліс трактора і його курсовим кутом. Більше того, налаштування орного МТА за варіантом 2 (тобто без опорного колеса) дозволяє зменшити запізнення реакції трактора на зміну керувального впливу до 0,5 с. Це у 3 рази менше, ніж у орного агрегату з фронтальним плугом, обладнаним таким колесом.
12. Використання фронтального плуга без опорного колеса не призводить до збільшення середнього значення і дисперсії коливань ширини захвату орного машинно-тракторного агрегату. Нуль-гіпотеза про рівність цих статистичних показників на статистичному рівні значущості 0,05 підтвердилась. Водночас, частота коливань ширини захвату такого МТА, як впливає із аналізу експериментальних даних, є дещо меншою у порівнянні з агрегатом, обладнаним фронтальним плугом з опорним колесом.
13. Агрегатування фронтального плуга з трактором, передній навісний механізм якого обладнаний автоматичним зчепом типу СА-2, не обумовлює будь-яких проблем. Працездатність здійснення операцій переведення даного орного знаряддя із транспортного положення у робоче і навпаки одним механізатором не перевищує 0,034 люд.-год і займає не більше 2 хвилин часу.

14. Поворотність порівнюваних агрегатів виявилася практично однаковою. Це підтверджується приблизно однаковим середнім часом, витраченим кожним МТА на здійснення такого складного маневру, яким є петльовий «грушоподібний» поворот. Водночас, за рахунок більшої швидкості робочого руху коефіцієнт робочих ходів у орного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса виявився більшим (0,89 проти 0,86 у агрегату за варіантом 1). Із-за більшого значення цього коефіцієнта вищим є і значення коефіцієнта використання часу зміни у агрегату за варіантом 2 (0,87 проти 0,85).
15. Як засвідчують результати експлуатаційно-технологічних досліджень, швидкість руху орного МТА за варіантом 2 була більшою на 7,4% ($8,7 \text{ км} \cdot \text{год}^{-1}$ проти $8,1 \text{ км} \cdot \text{год}^{-1}$ у МТА за варіантом 1). За рахунок приблизно однакової ширини захвату і більшої швидкості руху основна (чиста) продуктивність роботи орного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса більша на 7%. Продуктивність роботи цього МТА за 1 год змінного часу вища на 10%.
16. За рахунок більшої змінної продуктивності роботи питомі витрати пального орним агрегатом з фронтальним плугом без опорного колеса виявилися меншими на 17,7%. Ймовірно певну роль при цьому відіграло і менше буксування рушіїв трактора за рахунок довантажувального ефекту на трактор збоку передньонавісного орного знаряддя.

РОЗДІЛ 5

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ОРНОГО АГРЕГАТУ

5.1 Підготовка вихідних даних для проведення порівняльного
техніко-економічного оцінювання орних агрегатів

Найбільш інформативним і у цілому ефективним показником техніко-економічної ефективності використання того чи іншого машинно-тракторного агрегату є його сукупні витрати (C_B). За правило вони розраховуються не в абсолютному, а у відносному вимірюванні на одиницю виконаної МТА роботи (у даному випадку – грн/га).

Згідно з ДСТУ 4397:2005 «Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробувань» вказані витрати визначали із наступної залежності:

$$C_B = E_B + \frac{C_K \cdot I_B}{100}, \quad (5.1)$$

де E_B, I_B – експлуатаційні та інноваційні витрати відповідно, грн/га;

C_K – ставка пільгового кредиту НБУ. За рішенням Правління НБУ у 2024 році $C_K = 13\%$.

Експлуатаційні витрати репрезентують суму наступних витрат:

$$E_B = Z_{\Pi} + A + P + \Pi + D + M,$$

де Z_{Π} – заробітна платня обслуговуючого МТА персоналу, грн/га;

A – витрату на реновацію агрегату, грн/га;

P – витрати на ремонт і технічне обслуговування МТА, грн/га;

Π – витрати на паливно-мастильні матеріали, грн/га;

D – витрати на допоміжні матеріали, грн/га;

M – кошти, витрачені на монтування, зберігання та страхування складових МТА, грн/га.

Згідно із ДСТУ 4397:2005 заробітну платню персоналу, який обслуговує машинно-тракторний агрегат, розраховували за наступною формулою:

$$З_{\Pi} = \frac{\sum_{i=1}^n L_i \cdot S_i \cdot K_d \cdot K_i}{W_{3M}}, \quad (5.2)$$

Де L_i – кількість персоналу i -ої категорії, зайнятих у виконанні технологічного процесу, ремонту та технічного обслуговування МТА, люд.;

S_i – погодинна тарифна ставка оплати праці обслуговуючого персоналу на i -му виді робіт, грн/люд.-год;

K_d – коефіцієнт доплат до годинної ставки за продукцію, класність та стаж роботи обслуговуючого персоналу

K_i – коефіцієнт нарахувань на заробітну плату з боку пенсійного фонду, соціального страхування, фонду сприйняття зайнятості;

W_{3M} – продуктивність роботи МТА за 1 год змінного часу, га/год.

Оскільки у нашому випадку у якості обслуговуючого персоналу розглядається один лише механізатор (тобто $L_i = 1$), то вираз (5.2) трансформується до наступного виду:

$$З_{\Pi} = \frac{S_1 \cdot K_d \cdot K_1}{W_{3M}}. \quad (5.3)$$

Витрати на реновацію агрегату визначали із формули:

$$A = \frac{B \cdot k_a}{W_{3M} \cdot T_{30H}}, \quad (5.4)$$

де B – балансова вартість складової агрегату, грн;

k_a – коефіцієнт відрахувань на реновацію (амортизацію) складової агрегату;

T_{30H} – зональне річне завантаження складової МТА, год.

Балансову вартість трактора, машини/знаряддя можна розрахувати наступним чином:

$$B = Ц_{\Pi} \cdot k_6. \quad (5.5)$$

У формулі (5.5) прийняті наступні позначення:

$Ц_{\Pi}$ – ринкова ціна складової машинно-тракторного агрегату (трактора,

машини/знаряддя), грн;

k_6 – коефіцієнт перерахунку ціни складової МТА у балансову вартість. При цьому мається на увазі, що $k_6 = 1,1$ – для машин та устаткування, що не потребують монтажних робіт чи додаткового збирання/складання безпосередньо на місці їх експлуатації; $k_6 = 1,2$ – якщо перелічені вище роботи потрібні.

Що стосується коефіцієнта k_a , то за правило (тобто найчастіше) його значення розраховують з урахуванням прямолінійного методу нарахування амортизації. Тобто

$$k_a = \frac{1}{N}, \quad (5.6)$$

де N – термін служби трактора, машини/знаряддя, роки.

У підсумку з урахуванням (5.5) і (5.6) вираз (5.4) має вид:

$$A = \frac{C_m \cdot k_6}{N \cdot W_{зм} \cdot T_{зон}}. \quad (5.7)$$

Для розрахунку витрат на ремонти і технічне обслуговування складових МТА використовували наступний вираз:

$$P = \frac{C_m \cdot k_6 \cdot k_{рто}}{W_{ек} \cdot T_{норм}}, \quad (5.8)$$

де $k_{рто}$ – сумарний коефіцієнт відрахувань на капітальний і поточний ремонт, а також технічне обслуговування складових МТА;

$W_{ек}$ – продуктивність роботи МТА за 1 год експлуатаційного часу, год;

$T_{норм}$ – нормативне річне завантаження складової МТА, год.

Визначення витрат на паливно-мастильні матеріали здійснювали наступним чином:

$$П = G_{п} \cdot k_{п} \cdot C_{п}, \quad (5.9)$$

де $G_{п}$ – питомі (погектарні) витрати пального, л/га;

$k_{п}$ – коефіцієнт, який враховує вартість мастильних матеріалів;

$C_{п}$ – ціна одного літра дизельного пального, грн/л.

Так як ніякі допоміжні матеріали досліджуваним орним МТА на використуються, то у наших дослідженнях приймаємо, що

$$D = 0. \quad (5.10)$$

На загал витрати на зберігання, страхування та монтування машин (М) у гривнях на одиницю наробітку визначають за формулою:

$$M = \frac{\sum_{i=1}^n Z_{pi} \cdot S_i \cdot K_i + C_d + S_{зсм}}{W_{ек} \cdot T_{зон}}, \quad (5.11)$$

де Z_{pi} – затрати праці і-ої категорії працівників на доскладання та монтування складових агрегату, люд-год;

C_d – вартість тих матеріалів, які використані при доскладанні та монтуванні складових досліджуваного агрегату, грн;

$S_{зсм}$ – річні витрати коштів на зберігання та страхування складових агрегату, грн.

Так як нашому випадку

$$Z_{pi} = C_d = 0,$$

то вираз (5.11) трансформується до виду:

$$M = \frac{S_{зсм}}{W_{ек} \cdot T_{зон}}. \quad (5.12)$$

Насамкінець, питомі інвестиційні вкладення (витрати) визначали із наступної залежності:

$$I_v = \frac{C_m \cdot k_b + K_{буд}}{W_{ек} \cdot T_{зон}}, \quad (5.13)$$

де $K_{буд}$ – балансова вартість будівельної частини, необхідної для експлуатації машини. Уводиться в формулу за наявності різниці в обсягах будівельної частини нової та базової машини, грн.

Так як у нашому дослідженні

$$K_{буд} = 0,$$

то вираз (5.14) трансформується до виду:

$$I_v = \frac{C_m \cdot k_b}{W_{ек} \cdot T_{зон}}. \quad (5.14)$$

Після підстановки виразів (5.3), (5.7), (5.8), (5.9), (5.12) і (5.14) у (5.1) та проведення відповідних перетворень отримаємо остаточний вираз:

$$C_B = \frac{S_1 \cdot K_d \cdot K_1}{W_{3M}} + C_M \cdot k_6 \left(\frac{1}{N \cdot W_{3M} \cdot T_{3OH}} + \frac{k_{пто}}{W_{ек} \cdot T_{норм}} \right) + G_{п} \cdot k_{п} \cdot C_{п} + \frac{1}{W_{ек} \cdot T_{3OH}} \left(S_{3см} + \frac{C_M \cdot k_6 \cdot C_K}{100} \right). \quad (5.15)$$

Другим значущим показником ефективності функціонування того чи іншого машинно-тракторного агрегату є питома витрати праці ($B_{пр}$) при його використанні. Для розрахунку цього показника згідно з ДСТУ 4397:2005 використовували наступну аналітичну залежність:

$$B_{пр} = \frac{\sum_{i=1}^n L_i}{W_{ек}}.$$

Як уже зазначалося вище, досліджуваний нами орний агрегат обслуговує один механізатор. Оскільки при цьому $L_i = 1$, то остаточно маємо:

$$B_{пр} = \frac{1}{W_{ек}}. \quad (5.16)$$

Для визначення річного економічного ефекту (E_p) від застосування нового МТА вказаний вище ДСТУ 4397:2005 рекомендує користуватися наступною формулою:

$$E_p = (C_B - C_{вб}) + E_{як}.$$

У цьому виразі прийняті наступні позначення:

$C_{вб}$ – сукупні витрати від використання базового (порівнюваного) орного агрегату, грн/га;

$E_{як}$ – річний економічний ефект, одержаний за рахунок зміни кількості та якості продукції в результаті експлуатації нового (у даному випадку – орного) МТА, грн/га.

Як впливає із аналізу отриманих нами даних (див. розділ 4), застосування фронтального плуга без опорного колеса обумовлює більш стабільну (а значить і більш якісну) глибину оранки агрегатом. У цілому це обумовлює потенційні перспективи отримання більш високого врожаю на полі, обробленому новим орним

МТА. Водночас, для кількісного оцінювання переваг підготовки ґрунту агрегатом з фронтальним плугом без опорного колеса слід проводити спеціальні додаткові дослідження. За їх об'єктивної відсутності у даному дисертаційному дослідженні приймаємо, що

$$E_{як} = 0.$$

Знаючи питомі витрати праці новим ($B_{пр}$) та базовим ($B_{прб}$) машинно-тракторними орними агрегатами, можна визначити їх річну економію ($E_{еп}$). Для цього вивказаним ДСТУ рекомендовано використовувати наступний вираз:

$$E_{еп} = B_{прб} - B_{пр}. \quad (5.17)$$

Залежність (5.17) логічно передбачає, що питомі втрати праці новим машинно-тракторним агрегатом (у нашому випадку – орним) є меншими за аналогічні витрати агрегатом базовим. З урахуванням виразу (5.16) залежність (5.17) можна виразити так:

$$E_{еп} = \frac{1}{W_{ек}} - \frac{1}{W_{екб}},$$

де $W_{екб}$ – продуктивність роботи базового орного МТА за 1 год експлуатаційного часу, га/год.

Як уже підкреслювалося вище, порівняльному аналізу підлягають два варіанти орних машинно-тракторних агрегатів:

- **базовий МТА (варіант 1):** трактор ХТЗ-160 із фронтальним плугом під умовною маркою ПЛН-2-35 та задньонавісним чотирикорпусним плугом ПЛН-4-35. Фронтальний плуг при цьому обладнаний опорним колесом;
- **новий МТА (варіант 2):** трактор ХТЗ-160 з фронтальним двокорпусним плугом за умовною маркою ПЛН-2-35, та задньонавісним чотирикорпусним плугом ПЛН-4-35. Фронтальний плуг при цьому використовується без опорного колеса.

Марка фронтального плуга вказується умовною із тієї причини, що серійне виробництво такого орного знаряддя ще не налагоджене.

Порівнювані орні машинно-тракторні агрегати протягом трьох контрольних змін пройшли експлуатаційно-технологічні випробування, методика виконання

яких, а також отримані при цьому показники їх роботи викладені у розділі 4 даного дисертаційного дослідження.

Представлені там результати експлуатаційно-технологічних випробувань прийняті в якості вихідних даних для розрахунків техніко-економічних показників порівнюваних орних МТА (табл. 5.1).

Таблиця 5.1

Вихідні дані для техніко-економічного аналізу дисертаційної розробки
(нового орного машинно-тракторного агрегату)

Назва показника	МТА	
	варіант 1	варіант 2
Комплексна ціна 1 л пального, грн	53	
Витрати пального агрегатом, л/га	15,8	13,0
Змінна продуктивність МТА, га/год	1,13	1,33
Експлуатаційна продуктивність МТА, га/год	1,13	1,33
Годинна оплата праці, грн/год	42,80	
Балансова ціна трактора ХТЗ-16131, грн.	810000	
Строк служби трактора, років	15	
Балансова ціна плугів, грн.	95000	91000
Строк служби плугів, років	10	
Норма відрахувань (%) на амортизацію: трактора плугів	6,7	
	10,0	
Норми відрахувань (%) на ремонти і технічні обслуговування: трактора плугів	28,0	
	27,0	
Нормативне річне завантаження (год): трактора плугів	1300	
	480	
Зональне річне завантаження (год.): трактора плугів	1750	
	450	
Кількість обслуговуючого персоналу, чоловік	1	

5.2 Розрахунок річного економічного ефекту від впровадження нового орного агрегату

Розрахунок техніко-економічних показників порівнюваних орних машинно-тракторних агрегатів проводили на комп'ютері із використанням програми, написаної в середовищі Microsoft Excel.

Аналіз отриманих розрахункових даних показав (табл. 5.2), що впровадження нового орного агрегату дозволяє у порівнянні з аналогічним МТА у складі трактора ХТЗ-16131, задньонавісного плуга ПЛН-4-35 та фронтального плуга без опорного колеса зменшити:

- витрати праці – на 14,8%;
- прямі витрати – на 17,2%;
- питомі інвестиційні витрати – на 24,7%;
- сукупні витрати – на 17,2%.

Таблиця 5.2

Порівняльні показники техніко-економічної ефективності орних агрегатів

Назва показника	Значина показника		Ступінь зменшення, %
	базовий МТА (варіант 1)	новий МТА (варіант 2)	
Витрати праці, люд.·год/га	0,88	0,75	14,8
Прямі витрати, грн/га	1197,6	991,5	17,2
Інвестиційні витрати, грн/га	224,2	182,4	24,7
Сукупні витрати, грн/га	1226,7	1015,2	17,2
Економічний ефект, грн/га	-	211,5	

Упровадження орного машинно-тракторного агрегату у складі трактора ХТЗ-16131, задньонавісного плуга ПЛН-4-35 та фронтального орного знаряддя під умовною маркою ПЛН-2-35 без опорного колеса дозволить на кожному гектарі оброблюваної площі заощадити не менше 211,5 грн.

5.3 Висновки по розділу

Як засвідчують результати проведених теоретичних і експериментальних досліджень, застосування двокорпусного фронтального плуга без опорного колеса з трактором серії ХТЗ-160 та серійним задньонавісним плугом ПЛН-4-35 дозволяє:

- зменшити вартість фронтального орного знаряддя щонайменше на 4%;
- підвищити змінну продуктивність роботи нового орного МТА за рахунок зростання швидкості його робочого руху;
- зменшити питомі витрати пального новим агрегатом за рахунок зменшення буксування рушіїв трактора серії ХТЗ-160 із-за вертикального довантаження його переднього мосту дією фронтального плуга без опорного колеса.

У підсумку застосування технічного рішення у вигляді видалення опорного колеса із складу фронтального плуга дало можливість новому орному машинно-тракторному агрегату зменшити:

- витрати праці – на 14,8%;
- прямі витрати – на 17,2%;
- питомі інвестиційні витрати – на 24,7%;
- сукупні витрати – на 17,2%.

Техніко-економічний ефект від застосування такого орного МТА становить не менше 211,5 грн на кожному га обробленої площі.

ВИСНОВКИ

1. Аналіз вітчизняної і світової практик, а також результатів виконаних власних наукових досліджень засвідчує, що використання фронтального плуга без опорного колеса є перспективним напрямком підвищення продуктивності роботи і зменшення питомих витрат пального орним машинно-тракторним агрегатом із ґрунтообробним знаряддям такої конструкції.

2. Збільшення кута нахилу центральної тяги переднього навісного механізму (ПНМ) трактора (α) у поздовжньо-вертикальній площині сприяє вертикальному довантаженню коліс його переднього мосту. За умови $\alpha = 25-30^\circ$ зусилля у центральній (P_v) та нижніх (P_n) тягах ПНМ енергетичного засобу будуть близькими до найменших (на рівні 40 кН). При цьому, сила P_d , яка діє у обмежувальному ланцюгу фронтального плуга, буде знаходитися на рівні, який не перевищує 20 кН і є цілком прийнятним результатом.

3. Кут нахилу нижніх тяг переднього навісного механізму трактора (β) здійснює менший вплив на динаміку зміни сил P_v , P_n і P_d , ніж кут нахилу центральної тяги (α). З огляду на це значення параметра β доцільно змінювати в межах $0-5^\circ$. Збільшення значень кута нахилу нижніх тяг ПНМ трактора за межі вказаного діапазону обумовлює небажане зростання габаритних розмірів фронтального плуга.

4. Збільшення значення поздовжньої координати центру опору фронтального плуга (параметр C_3) з 0,4 до 1,6 м (тобто у чотири рази) більш-менш відчутного впливу на значини сил P_v , P_n і P_d не здійснює. Проте, за кількісними показниками значини вказаних сил суттєво відрізняються. Найбільшими є зусилля у центральній (P_v) і нижніх (P_n) тягах ПНМ трактора. У обмежувальному ланцюгу плуга сила P_d у 4,6 разів менша за силу P_n і у 4,4 рази менша за силу P_v . З огляду на це значина параметра C_3 (як і параметра C_2 – поздовжньої координати центру мас фронтального плуга) має визначатися, виходячи із міркувань конструктивного оформлення орного знаряддя. Для зменшення його довжини значення параметрів C_2 і C_3 мають бути якомога меншими.

5. У теоретичному аспекті вертикальне довантаження переднього мосту трактора (параметр M) бажано зменшує амплітудно-частотні (АЧХ) і збільшує фазово-частотні (ФЧХ) характеристики динамічної системи при відпрацюванні нею зовнішнього збурення у вигляді вертикальних коливань поздовжнього профілю поля. У кількісному вимірі розглядувана динамічна система при відпрацюванні нею вказаного збурення практично індиферентна по відношенню до збільшення параметра M з 5700 до 6300 кг.

6. Збільшення значення коефіцієнта жорсткості шин передніх коліс трактора (параметр $C_{\text{ш}}$) з 250 до 400 $\text{кН}\cdot\text{м}^{-1}$ покращує АЧХ і погіршує ФЧХ динамічної системи при відпрацюванні нею зовнішніх збурень. Але оскільки за наявності останніх більш важливими є АЧХ, то у реальних умовах експлуатації орного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса значення коефіцієнту жорсткості шин керованих коліс енергетичного засобу має бути якомога більшим.

7. ФЧХ орного агрегату кращі за більшої значини коефіцієнта опору деформації шин передніх коліс трактора $K_{\text{ш}}$. За умови, коли значення цього параметра дорівнює 1 $\text{кН}\cdot\text{с}\cdot\text{м}^{-1}$, а частота коливань вхідного збурення максимальна ($\omega = 20 \text{ с}^{-1}$), фазовий зсув для розглядуваної динамічної системи становить $-2,8^\circ$. У часовому вимірі це репрезентує запізнення реакції системи на збурення на рівні $2,5\cdot 10^{-3} \text{ с}$. Водночас, на цій же частоті за умови, коли $K_{\text{ш}} = 3 \text{ кН}\cdot\text{с}\cdot\text{м}^{-1}$, фазовий зсув для динамічної системи зростає до $-8,2^\circ$. Запізнення її реакції на коливання нерівностей поздовжнього профілю поля становить при цьому $7,0\cdot 10^{-3} \text{ с}$, що у 2,8 рази більше, ніж за умови $K_{\text{ш}} = 1 \text{ кН}\cdot\text{с}\cdot\text{м}^{-1}$.

8. За результатами експлуатаційно-технологічних досліджень швидкість руху орного МТА з фронтальним плугом без опорного колеса більша на 7,4% ($8,7 \text{ км}\cdot\text{год}^{-1}$ проти $8,1 \text{ км}\cdot\text{год}^{-1}$ у МТА з фронтальним плугом з опорним колесом). За рахунок приблизно однакової ширини захвату і більшої швидкості руху основна (чиста) продуктивність роботи орного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса більша на 7%. Продуктивність роботи цього МТА за 1 год змінного часу вища на 10%.

9. За рахунок більшої змінної продуктивності роботи питомі витрати пального орним агрегатом з фронтальним плугом без опорного колеса виявилися меншими на 17,7%. Відповідну роль при цьому відіграло і менше буксування рушіїв трактора за рахунок довантажувального ефекту на трактор збоку передньонавісного орного знаряддя.

10. Застосування технічного рішення у вигляді видалення опорного колеса із складу фронтального плуга дало можливість новому орному машинно-тракторному агрегату зменшити:

- витрати праці – на 14,8%;
- прямі витрати – на 17,2%;
- питомі інвестиційні витрати – на 24,7%;
- сукупні витрати – на 17,2%.

Техніко-економічний ефект від застосування такого орного МТА становить не менше 211,5 грн на кожному га обробленої площі.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Овсінський І.Є. Нова система землеробства. Львів: ЛА «Піраміда», 2007. 108 с.
2. Фолкнер Э. Безумие пахаря. М.: Сельхозгиз, 1959. 302 с.
3. Моргун Ф.Т. Селянин – Світова душа. Полтава: Полтавський літератор, 2001. 312 с.
4. Шикула М.К. Ґрунтозахисна система землеробства. Харків: Прапор, 1987. 200 с.
5. Стрельчук О.Я., Арсенюк О.В. Мінімалізація обробітку ґрунту – шлях до економії енергозатрат та збереження родючості ґрунтів. Науковий вісник НУБіПУ. К., 2010. Вип. 144, ч.2. С.271-279.
6. Цилюрик О., Судак В. Ефективність безполицевого обробітку ґрунту під соняшник у Північному Степу України. Вісник Львівського національного аграрного університету. Агрономія, 2014. №. 18. С. 160-166.
7. Павліченко А. А., Вахній С. П. Вплив систем обробітку та рівнів удобрення на біологічну активність ґрунту під ячменем. Агробіологія, 2013. №. 11. С. 136-138.
8. Шикула М.К., Назаренко Г.В. Минимальная обработка черноземов и воспроизводство их плодородия. М.: ВО “Агропромиздат”, 1990. 320с.
9. Пабат І.А., Шевченко М.С., Горбатенко А.І., Горобець А.Г. Мінімалізація обробітку ґрунту при вирощуванні сільськогосподарських культур. Вісник аграрної науки, 2004. №1. С. 11-15.
10. Вильямс В.Р. Почвоведение. Земледелие с основами почвоведения. М.: Гос. издательство сельскохозяйственной литературы, 1951. 576 с.
11. Шеин Е.В., Гончаров В.М. Агрофизика. Ростов на Дону: Феникс, 2006. 400 с.
12. Надикто В.Т. Оранка як особлива операція відновлення структури ґрунту. Агробізнес сьогодні, 2024. №19-20. С. 68-71.

13. Кравчук В.І., Булгаков В.М., Надикто В.Т. Агрегатування плугів. К.: Аграрна наука, 2008. 152 с.
14. Bulgakov V. et al. Theoretical research and development of indicator of permissible soil compaction by running systems of machine-tractor aggregates. *Engineering Rural Development*, 2022. Vol. 21. P. 905–910.
15. Askari M. et al. A novel three-point hitch dynamometer to measure the draft requirement of mounted implements. *Res. Agric. Eng.* 2011. Vol. 57, № 4. P. 128–136.
16. Jagan T., Ponpaul R.S. Utilization of Tractor Power using Front Three Point Linkage. *J. Phys. Conf. Ser.* 2022. Vol. 2272, № 1. P. 012004.
17. Macmillan R.H. *The Mechanics of Tractor-Implement Performance: Theory and Worked Examples*. University of Melbourne, 2002. 166 p.
18. Portes P., Bauer F., Cupra J. Laboratory-experimental verification of calculation of force effects in tractor's three-point hitch acting on driving wheels. *Soil and Tillage Research*, 2013. Vol. 128. P. 81–90.
19. Kumar G.V.P. Geometric performance parameters of three-point hitch linkage system of a 2WD Indian tractor. *Res. Agric. Eng. Research in Agricultural Engineering*, 2015. Vol. 61, № 1. P. 47–53.
20. Sun X. et al. Design and Test of a Tractor Electro-Hydraulic-Suspension Tillage-Depth and Loading-Control System Test Bench. *Agriculture*, 2023. Vol. 13. P. 1884.
21. Bobrovnik A.I., Shmatko S.B., Makarenko R.J. Redistribution of Loads in Dynamics Between the Axles of Wheeled Vehicles. *Bull. Belarusian State Agric. Acad.* 2016. Vol. 2. P. 99-103 (in Russian).
22. Надикто В.Т., Кочев В.И. Рациональное агрегатирование плугов с колесными энергетическими средствами. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*. К.: УНИИМЭСХ, 1988. Вып. 68. С. 16-22.
23. Кутьков Г.М., Габай Е.В., Кандрусев И.И. и др. Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом. *Тракторы и сельхозмашины*, 1990. №3. С. 20-22.

24. Надикто В.Т. Агрегатирование МЭС с передненавесным плугом. Тракторы и сельхозмашины, 1994. №7. С. 21-23.
25. Надикто В.Т., Генев О.І., Аюбов А.М. Аналіз рівноваги заднього та фронтального плугів у поздовжньо-вертикальній площині. Вісник ХДТУСГ, 2003. Випуск 21. С. 105-112.
26. Сакун В.А., Лобачевский Я.П., Сизов О.А. Современный этап и пути дальнейшего развития пахотных агрегатов. Техника в сельском хозяйстве, 1991, №3.
27. Лобачевский Я.П., Панов А.И., Панов И.М. Перспективные направления совершенствования лемешно-отвальных плугов. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2000, №5.
28. Думай Л.Б., Захаров И.К., Кирюхин В.Г. Машины и орудия для основной обработки почвы. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1991, №4.
29. Надикто В.Т., Крижачківський М.Л., Кюрчев В.М., Абдула С.Л. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві. Навчальний посібник. ТОВ «Видавничий будинок «ММД». Мелітополь, 2005. 337 с.
30. Csatos C. The Frontal and Rear Ploughs Effects on 4WD Tractors. The 3rd International Conference on "Computational Mechanics and Virtual Engineering", 2009. № 29-30 October, Brasov, Romania. P. 194–199.
31. Mansurov M.T. To the Calculation of the Parameters of the Attachments of the Front and Rear Parts of the Plow According to the " Push-Pull " System. International Congress on Multidisciplinary Studies in Education and Applied Sciences. 2022. P. 8–13.
32. Md-tahir H. et al. Engineering Design, Kinematic and Dynamic Analysis of High Lugs Rigid Driving Wheel, a Traction Device for Conventional Agricultural Wheeled Tractors. Agriculture, 2023. Vol. 13. P. 493.
33. Sidorov M. V. et al. Investigation of the damping properties of the process module for a tractor of traction class 1.4. IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci. 2021. Vol. 839, № 5. P. 1–6.

34. Yang M. et al. Extrapolation of Tractor Traction Resistance Load Spectrum and Compilation of Loading Spectrum Based on Optimal Threshold Selection Using a Genetic Algorithm. *Agriculture*, 2023. Vol. 13. P. 1133.
35. Damanauskas V., Janulevicius A., Pupinis G. Influence of Extra Weight and Tire Pressure on Fuel Consumption at Normal Tractor Slippage. *J. Agric. Sci.* 2015. Vol. 7, № 2. P. 55–67.
36. Sidorov V.N. et al. Modular-Technological Scheme for Tractors of Traction Classes 1.4. *IOP Conf. Ser. Earth Environ. Sci.* 2021. Vol. 666, № 4. P. 042048.
37. Abrahám R. et al. Increase in tractor drawbar pull using special wheels. *Agronomy Research*, 2014. Vol. 12, № 1. P. 7–16.
38. Ahokas J., Jokiniemi T. Light tractor simulator. *Agronomy Research*, 2014. Vol. 12, № 1. P. 17–24.
39. Damanauskas V., Janulevicius A., Pupinis G. Influence of Extra Weight and Tire Pressure on Fuel Consumption at Normal Tractor Slippage. *J. Agric. Sci.* 2015. Vol. 7, № 2. P. 55–67.
40. Mamkagh A.M. Effect of Tillage Speed, Depth, Ballast Weight and Tire Inflation Pressure on the Fuel Consumption of the Agricultural Tractor: A Review. *J. Eng. Res. Reports*. 2018. Vol. 3, № 2. P. 1–7.
41. Nadykto V. et al. Influence of the Plough with Tekrone Mouldboards and Landsides on Ploughing Parameters. *Acta Technologia Agriculturae*, 2020. Vol. 23, № 1. P. 40–45.
42. Sheng-li Z. et al. A joint control method considering travel speed and slip for reducing energy consumption of rear wheel independent drive electric tractor in ploughing. *Energy*. 2023. Vol. 263. P. 126008.
43. Heiß A., Paraforos D.S., Griepentrog H.W. Determination of Cultivated Area, Field Boundary and Overlapping for A Plowing Operation Using ISO 11783 Communication and D-GNSS Position Data. *Agriculture*, 2019. Vol. 9. P. 38.
44. Janulevicius A., Damanauskas V. Validation of relationships between tractor performance indicators, engine control unit data and field dimensions during tillage. *Mech. Syst. Signal Process*, 2023. Vol. 191. P. 110201.

45. Varani M. et al. Mechanical devices for mass distribution adjustment: are they really convenient? *Agronomy*, 2020. Vol. 10, № 11. P. 1820.
46. Волков Б.Г. Особенности реакций на колеса трактора с передней навесной системой. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*, 1982. №8.
47. Кабаков Н.С., Турушев М.Я. Устойчивость комбинированного агрегата с передней и задней навесными системами. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*, 1981. №7
48. Войников А.В., Бойков В.П., Юсик А.Ю. и др. Сравнительные исследования эксплуатационных качеств колесных тракторов класса 2 и МТА на их базе. *Тракторы и сельскохозяйственные машины*, 1984. №10.
49. Касымов А.Ш., Кирюхин В.Г. Плуг передней и задней навески. *Механизация и электрификация сельского хозяйства*, 1990. №4.
50. Касымов А.Ш., Чирков Г.Н., Токарева А.Д. Пути повышения эффективности использования энергонасыщенных колесных тракторов на основной обработке почвы: Обзорная информация. М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1985. Вып.5. 22 с.
51. Кутьков Г.М., Свирчкович В.Э. Эксплуатационно–технологические показатели пахотных МТА с передней и задней навеской плугов// *Тракторы и сельскохозяйственные машины*, 1993. №12. С.15-17.
52. Кутьков Г.М., Надикто В.Т. К вопросу об агрегатировании плугов. *Збірник наукових праць ТДАТА*, 2006. Вип. 40.
53. Генев О.І., Надикто В.Т., Аюбов А.М. До обґрунтування ефективності орних агрегатів за схемою «push-pull». *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. Мелітополь, 2003. Вип.12. С.12-15.
54. Генев О.І., Надикто В.Т., Аюбов А.М. Умови заглиблення фронтального плуга. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. Мелітополь, 2003. Вип.12. С.16-24.
55. Генев О.І. До питання налагодження орного МТА. *Праці Таврійської державної агротехнічної академії*. Мелітополь, 2004. Вип.23. С.48-52.

56. Генів О.І., Надикто В.Т., Санін Г.А. Тягово-енергетичні та траєкторні показники орного МТА на базі трактора ХТЗ-120. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь, 2005. Вип.27. С.70-80.
57. Генів О.І. Експлуатаційно-технологічна оцінка орного агрегату за схемою "push-pull" на базі трактора ХТЗ-120. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь, 2005. Вип.30. С.91-96.
58. Надикто В.Т., Кістечок О.Д. Умови стабільності руху заглибленого фронтального плуга. Науковий вісник ТДАТУ, 2013. Вип.3., т.1.
59. Надикто В.Т., Кістечок О.Д. Дослідження стійкості руху орного МТА за схемою «push-pull». Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. №2 (101). Глеваха, 2015. С. 273-281.
60. Надикто В.Т., Кістечок О.Д. Дослідження стійкості руху орного агрегату у горизонтальній площині. Науковий вісник НУБіП України, 2016. Вип. 254. С. 271-278.
61. Rousselet M. Charrues avant: lessai est concienant. – Tracteurs et Mashines Agricoles, 1982, №793. Р.3-9.
62. Касымов А.Ш., Золотарев В.В. Установившееся прямолинейное движение пахотного агрегата с задней и передней навеской. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1988, №1. С.34-37.
63. Кленин Н.И., Сакун В.А. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины. М.: Колос, 1994. 751 с.
64. Войтюк Д.Г., Дубровін В.О., Іщенко Т.Д. та ін. Сільськогосподарські та меліоративні машини. К.: Вища освіта, 2004. 544 с.
65. Войтюк Д.Г., Аніскевич Л.В., Іщенко В.В. та ін. Сільськогосподарські машини: підручник. К.: Агроосвіта, 2015. 678 с.
66. Надикто В.Т. Выбор схемы наладки навесного устройства МЭС в агрегате с плугом. Техника в сельском хозяйстве, 1996. №2. С.8-9.
67. Надикто В.Т. Снижение энергозатрат пахотными МТА на основе МЭС. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1996. №10. С.8-11.
68. Кутков Г.М., Гадай Е.В., Калиновский В.И., Кандрусев И.И., Череппу-

- хин В.Д., Надикто В.Т. Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990. №3. С.21-23.
69. Надикто В.Т. Обоснование схемы и параметров пахотного агрегата на основе трактора тягово–энергетической концепции: Автореф. дис. . . канд. техн. наук. Москва, 1989. 20 с.
70. Надикто В.Т. и др. Перспективы использования трактора ХТЗ-120. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1995. №10.
71. Надикто В.Т., Шаповалов Ю.К., Амелин Н.Г. Агрегаты на основе трактора ХТЗ-120. Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2000. №8.
72. Надикто В.Т. Основи агрегатування модульних енергетичних засобів: Дис. . . докт. техн. наук. Глеваха, 2001. 352 с.
73. Надикто В.Т. Обґрунтування параметрів переднього начіпного механізму енергетичного засобу при фронтальному розміщенні сільськогосподарської машини. Механізація і електрифікація сільського господарства. К., 1994. Вип.79. С.49-56.
74. Кюрчев В., Надикто В. Ґрунтообробні агрегати на основі тракторів ХТЗ. Пропозиція, 2007. № 10. С. 84-95.
75. Самородов В., Надикто В. Перспективний напрямок створення комбінованих та широкозахватних МТА. Техніка АПК, 2006. №4.
76. Надикто В.Т., Кюрчев В.М. Орний агрегат на основі трактора серії ХТЗ-160. Техніка і технології АПК, 2010. №4.
77. Орманджи К.С., Барабаш Г.И. Правила производства механизированных работ в полеводстве. М.: Россельхозиздат, 1983. 157 с.
78. Есепчук Н.И., Гриднев Е.К., Рябота А.Н. и др. Интенсивная технология производства подсолнечника. М.: Росагропромиздат, 1992. 222 с.
79. Доспехов Б.А. Методика полевого опыта (с основами статистической обработки результатов исследования). М.: Колос, 1973. 351 с.
80. Кістечок О.Д. Обґрунтування схеми та параметрів орного агрегату з переднім і заднім навісними плугами. Дис. . . канд. техн. наук, 2017. Мелітополь. 137 с.

81. Bauer F. et al. Differences in the wheel loads and contact pressure of the in-furrow and on-land rear tractor tyres with mounted and semi-mounted ploughs. *Soil and Tillage Research*, 2022. Vol. 215. P. 105190.
82. Singh N., Pandey K.P. Design, Development and Laboratory Testing of a Front Mounted Three Point Linkages for Higher Power Tractors. *Int. J. Sci. Environ. Technol.* 2017. Vol. 6, № 3. P. 2087–2099.
83. Singh N., Pandey K. Development of Visual Basic Program to Design Front Mounted Three-Point Linkage for Higher Power Tractors. *Advances in Research*, 2017. Vol. 11. № 2. P. 1–10.
84. ASAE Standards AD730: 2012, 2012. Agricultural wheeled tractors - Rear-mounted three-point linkage - Categories 1N, 1, 2N, 2, 3N, 3, 4N AND 4. St. Joseph, Michigan: ASAE.
85. ASAE Standards S513, 2003. Agricultural wheeled tractors - Front-mounted three-point linkage. St. Joseph, Michigan: ASAE.
86. Божко И. В., Пархоменко Г. Г., Камбулов С. И. Условия равновесия сельскохозяйственных машин для основной обработки почвы. *Инженерные технологии и системы*, 2019. Т. 29. № 4. С. 578–593.
87. Paraschiv G., Maican E., Paraschiv I., Bucur D. Study on Stability at Work for Tillage Aggregates. *Cercetări Agronomice în Moldova*, 2007. Issue 2. Pp. 5–13.
88. Godwin R. J. A Review of the Effect of Implement Geometry on Soil Failure and Implement Forces. *Soil and Tillage Research*. 2007. Vol. 97, Issue 2. Pp. 331–340.
89. Askari M., Khalife E. Draft Force Inputs for Primary and Secondary Tillage Implements in a Clay Loam Soil. *World Applied Sciences Journal*. 2013. Vol. 21, Issue 12. Pp. 1789–1794.
90. Петров Л.М. Розробка мобільного енергетичного засобу з колісною формулою 6х6. *Праці Одеського політехнічного університету*, 2012. Вип. 1(38). С. 92-98. Легеза В.П., Мартиненко М.А., Іванова Ю.І.
91. Легеза В.П., Мартиненко М.А., Іванова Ю.І. *Вища математика : підручник для студ. вищих навч. закладів*. К.: Четверта хвиля, 2012. 368 с.

92. Надикто В.Т., Величко О.В. Означення точки оптимуму кривої та спосіб її визначення. Техніка і технології АПК, 2014, №2. С. 16-18.
93. Надикто В.Т., Величко Е.В. Определение точек оптимума двух классов двузонных функций. Инженерный журнал: наука и инновации, 2014. Вып. 5. С. 13-16.
94. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. М.: Колос, 1981. 382 с.
95. Мітков В. Б. Обґрунтування ширини захвату та швидкості руху подрібнювально-орного агрегату. Вісник аграрної науки Причорномор'я. Миколаїв, 2003. Вип. 3(23). С. 309-313.
96. Мітков В. Б. Результати лабораторно-польових випробувань подрібнювально-орного МТА на базі трактора ХТЗ-120. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь, 2005. Вип. 25. С. 151-156.
97. Мітков В. Б., Надикто В. Т. Аналіз динаміки вертикальних коливань орно-подрібнювального МТА. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь, 2005. Вип. 29. С. 14-19.
98. Надикто В.Т., Кюрчев В.М., Аюбов А.М., Генев О.І., Мітков В.Б. Аналіз плавності руху комбінованого МТА на базі трактора ХТЗ-120. Праці Таврійської державної агротехнічної академії. Мелітополь, 2006.
99. Булгаков В.М. та ін. Теоретична механіка. К.: Цент учбової літератури, 2017. 640 с.
100. Попович М.Г., Ковальчук О.В. Теорія автоматичного керування. К.: Либідь, 2007. 656 с.
101. Гуськов В.В., Велев Н.Н., Атаманов Ю.Е. Тракторы: Теория. М.: Машиностроение, 1988. 376 с.
102. Фортуна В.И., Миронюк С.К. Технология механизированных сельскохозяйственных работ. М.: Агропромиздат, 1986. 304 с.
103. Надикто В.Т., Котов О.Г. Спосіб визначення щільності ґрунту. Патент України на корисну модель №97828 МПК (2015.01): G01N 1/00, G01N 1/34 (2006.01). Опубл. 10.04.2015, бюл. № 7/2015.

104. Веников В.А. Теория подобия и моделирования. М.: Высшая школа, 1976. 479 с.
105. Надикто В.Т., Назарова О.П. До питання обробки експериментальних даних. Збірник наукових праць ТДАТУ, 2009. Вип.9. Т.3. С. 35-40.
106. Надикто В.Т. Основи наукових досліджень. Херсон: ОЛДІ-ПЛЮС, 2017. 268 с.
107. Надикто В.Т., Мітін В.М. До питання визначення коефіцієнта буксування рушіїв трактора. Збірник наукових праць ТДАТА. Вип. 11. Мелітополь, 2003. С.23-26.
108. Harrel F.E. Regression Modeling Strategies: With Applications to Linear Models, Logistic and Ordinal Regression, and Survival Analysis. New York: Springer, 2001. Vol. 608. 571 p.
109. Green W.H. The Econometric Approach to Efficiency Analysis. The Measurement of Productive Efficiency and Productivity Growth. 2008. Vol. 1, № 1. P. 92–251.
110. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Технологические свойства. М.: КолоС, 2004. 504 с.
111. Адамчук В.В., Булгаков В.В., Надикто В.Т., Кюрчев В.М. Агрегативання плугів. Аграрний тиждень, 2014. №15. С. 42-44.

**Практичні рекомендації
з вибору схеми і параметрів орного агрегату
із фронтальним плугом без опорного колеса**

Характер технологічного функціонування фронтального плуга без опорного колеса доцільно розглядати на підставі аналітичного аналізу відповідної схеми сил (рис. А1), які діють на орне знаряддя у поздовжньо-вертикальній площині проєкції.

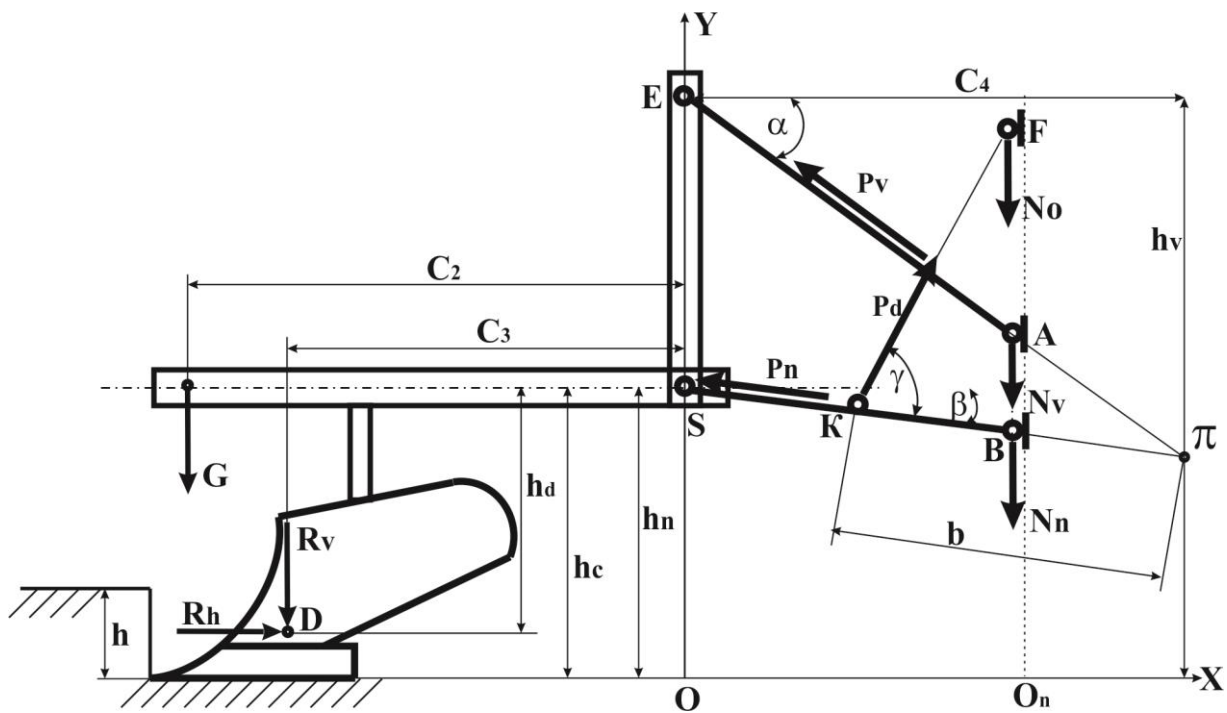


Рис. А1. Схема сил, які діють на фронтальний плуг без опорного колеса

Функцію відсутнього опорного колеса у даній конструкції орного знаряддя виконує гнучка регулювально-обмежувальна ланка KF. Її довжина підбирається такою, яка забезпечує оранку фронтальним плугом на задану глибину обробітку ґрунту h .

Умовами рівноваги сил, які діють на фронтальний плуг, є:

$$k_n \cdot B \cdot h - P_n \cdot \cos\beta - P_v \cdot \cos\alpha + P_d \cdot \cos(\gamma - \beta) = 0;$$

$$P_n \cdot \sin\beta + P_v \cdot \sin\alpha + P_d \cdot \sin(\gamma - \beta) - G - 0.2 \cdot k_n \cdot B \cdot h = 0;$$

$$\left(C_2 + \frac{h_v - h_n}{\tan\alpha - \tan\beta}\right) + k_n B \cdot h \left[0.2 \left(C_3 + \frac{h_v - h_n}{\tan\alpha - \tan\beta}\right) + h_d - \frac{h_v - h_n}{\tan\alpha - \tan\beta} \tan\beta\right] + P_d \sin\gamma \cdot b = 0.$$

$$h_n = BO_n + r_n \cdot \sin\beta;$$

$$h_v = BO_n + AB + r_n \cdot \cos\beta \cdot \operatorname{tg}\alpha;$$

$$h_d = h_c - 0,3 \cdot h;$$

$$b = \frac{h_v - h_n}{\operatorname{tg}\alpha - \operatorname{tg}\beta} - SK;$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{FB - KB \cdot \sin\beta}{KB \cdot \cos\beta} + \beta.$$

В даних рівняннях прийняті наступні позначення: k_n – коефіцієнт опору плуга, кН/м^2 ; B – ширина захвату плуга, м; h – задане значення глибини оранки, м; P_n, P_v, P_d – сили, які діють у нижніх, верхній і обмежувальній тягах переднього навісного механізму (ПНМ) трактора, Н; β, α, γ – кути нахилу нижніх, центральної та обмежувальної тяг ПНМ трактора відповідно, град.; G – сила ваги фронтального плуга, Н. Природа решти конструктивних параметрів, які входять до наведеної системи рівнянь, зрозуміла із рис. А1.

Для забезпечення задовільного функціонування фронтального плуга без опорного колеса слід дотримуватись наступних рекомендацій:

- кут нахилу центральної тяги ПНМ трактора (α) має бути в межах 25-30°;
- кут нахилу нижніх тяг ПНМ трактора (β) доцільно витримувати в діапазоні 0-5°;
- найменша значина параметра h_c обумовлена висотою корпусу фронтального плуга. Змінювати цю значину у бік збільшення немає потреби із-за небажаного зростання габаритів, а отже і металоємкості, передньонавісного орного знаряддя;
- значина параметрів C_3 і C_2 має визначатися, виходячи із міркувань конструктивного оформлення фронтального плуга. Це означає, що задля зменшення його довжини значення поздовжньої координати центру опору даного орного знаряддя (тобто параметр C_2) має бути якомога меншим.

Динаміку вертикальних коливань переднього мосту трактора з фронтальним плугом зручно аналізувати з використанням схеми, репрезентованої рис. 2А.

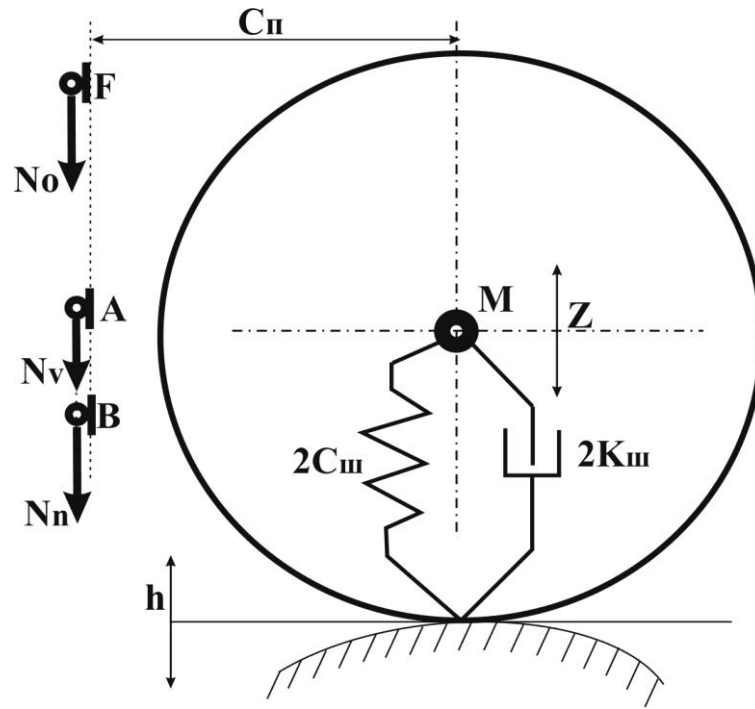


Рис. 2А. Схема вертикальних коливань переднього мосту трактора

Математична модель цих коливань є наступною:

$$K_1 \cdot z(p) = K_2 \cdot h(p) + 1 \cdot N_s(p),$$

де $K_1 = M \cdot p^2 + 2K_{ш} \cdot p + 2C_{ш}$;

$$K_2 = 2(K_{ш} \cdot p + C_{ш});$$

z – ордината вертикальних коливань мосту трактора, м;

h – ордината вертикальних коливань профілю поля, м;

p – оператор диференціювання ($p = d/dt$);

N_s – сила вертикального довантаження переднього мосту трактора, Н.

$N_s = N_o + N_n + N_v$, де N_o, N_n, N_v – реакції, які діють у обмежувальній, нижніх і верхній тягах ПНМ трактора, Н;

M – маса переднього мосту трактора з фронтальним плугом, кг;

$K_{ш}$ – коефіцієнт опору деформації шини, Н·с/м;

$C_{ш}$ – коефіцієнт жорсткості шини, Н/м.

Збільшення значини параметра системи M обумовлює бажане зростання запізнення реакції динамічної системи на дію збурювального впливу, оскільки більш масивна динамічна система у силу прояву своїх інерційних властивостей більш пізніше реагує на збурення.

Збільшення значини коефіцієнта жорсткості шин передніх коліс трактора ($C_{\text{ш}}$) з 250 до 400 $\text{кН}\cdot\text{м}^{-1}$ приводить до бажаного зменшення відповідної амплітудно-частотної характеристики. Приймавши значення указанного коефіцієнта, визначають потрібну значину тиску повітря в шинах передніх коліс трактора ($p_{\text{ш}}$). Кореляційний зв'язок між цими двома параметрами відображає наступна аналітична залежність:

$$C_{\text{ш}} = 2\pi p_{\text{ш}} \cdot \sqrt{r_{\text{с}} \cdot r_{\text{о}}},$$

де $r_{\text{о}}$ – вільний радіус ненавантаженої шини, м;

$r_{\text{с}}$ – радіус шини у поперечному її перерізі, м.

Порядок роботи даного орного агрегату на полі є наступним. При завершенні робочого ходу край польової дошки другого корпусу двокорпусного фронтального плуга виводиться механізатором на прокладену заздалегідь на полі контрольну лінію. Після цього фронтальний плуг переводиться у транспортне положення, а прямолінійний рух машинно-тракторного агрегату із функціонуючим задньонавісним плугом продовжується на поворотній смузі до тих пір, поки на контрольну лінію не вийде край польової дошки його останнього корпусу.

Для правильного здійснення повороту МТА у складі трактора серії ХТЗ-160, фронтального плуга типу ПЛН-2-35 і задньонавісного плуга ПЛН-4-35 на полі відкладають поворотну смугу шириною 31,5 м.

Ширину загінки для роботи такого орного МТА розраховують із застосуванням наступної залежності:

$$C_{\text{д}} = \text{Integer} \frac{\sqrt{16 \cdot R_{\text{min}}^2 + 2 \cdot B_{\text{р}} \cdot L_{\text{г}}}}{B_{\text{р}}} \cdot B_{\text{р}}.$$

Тут R_{min} – мінімальна значина радіусу повороту орного МТА, м;

$B_{\text{р}}$ – ширина захвату орного агрегату, м;

$L_{\text{г}}$ – довжина гону поля.

Розробник практичних рекомендацій:

аспірант ТДАТУ



Геннадій ПЕТРОВ



Додаток Б

ЗАТВЕРДЖУЮ
Директор ПОСП А/Ф «Сагайдацька»

Агаян Т.А.

«2» грудня 2024 р.**АКТ****виробничої оцінки орного машинно-тракторного агрегату
з фронтальним плугом без опорного колеса****1. Найменування НДР, представленої для перевірки:**

«Експериментально-виробнича оцінка орного машинно-тракторного агрегату». Склад агрегату: трактор ХТЗ-16131, задньонавісний чотирикорпусний плуг ПЛН-4-35, фронтальний плуг ПЛН2-35 без опорного колеса.

2. Місце проведення перевірки: Кіровоградська обл., Кропивницький р-н, с. Докучаєве, Приватне орендне сільськогосподарське підприємство агрофірма (ПОСП А/Ф) «Сагайдацька».**3. Відповідальні за проведення експериментально-виробничої оцінки орного МТА:**

- декан механіко-технологічного факультету ТДАТУ імені Дмитра Моторного професор Кувачов В.П.;
- аспірант кафедри технічного сервісу і експлуатації машин Таврійського ДАТУ ім. Дмитра Моторного Петров Г.А.;
- інженер ПОСП А/Ф «Сагайдацька» Ільницький М.В.;
- агроном ПОСП А/Ф «Сагайдацька» Бушуев В.Ф.

4. Умови проведення оцінки:

- вид здійснюваної роботи – оранка;
- агротехнічний фон – злущена стерня озимої пшениці;
- наявність бур'янів – 47 г/м²;
- наявність залишків стерні озимої пшениці – 27 г/м².

5. Об'єм експериментально-виробничої оцінки – 68 га.**6. Строки проведення оцінки – четверта декада жовтня 2024 р.**

7. Методика експериментально-виробничої оцінки роботи нового орного агрегату: визначення експлуатаційно-технологічних показників роботи оцінюваного машинно-тракторного орного агрегату на основі аналізу даних хронометражних спостережень за його роботою. Отримані при цьому експлуатаційно-технологічні показники функціонування нового орного машинно-тракторного агрегату порівнювали з показниками роботи аналогічного агрегату з фронтальним плугом ПЛН-2-35, обладнаного опорним колесом.

8. Результати експлуатаційно-виробничої оцінки порівнюваних орних машинно-тракторних агрегатів.

Аналіз отриманих даних засвідчив, що агрегування фронтального плуга без опорного колеса з трактором ХТЗ-16131, передній навісний механізм якого обладнаний автоматичним зчепом типу СА-2, не обумовлювало будь-яких проблем. Працеемкість здійснення операцій переведення даного орного знаряддя із транспортного положення у робоче і навпаки одним механізатором не перевищувало 0,038 люд.-год і займало не більше 3 хвилин часу.

Повороткість порівнюваних агрегатів виявилася практично однаковою. Це підтверджується приблизно однаковим середнім часом, потраченим кожним МТА на здійснення такого досить складного маневру, яким є петльовий «грушо-подібний» поворот.

За даними порівняльних випробувань швидкість руху орного МТА з фронтальним плугом без опорного колеса була більшою на 8,4%. За рахунок приблизно однакової ширини захвату і більшої швидкості руху основна (чиста) продуктивність роботи орного агрегату з фронтальним плугом без опорного колеса більша на 8%. Продуктивність роботи цього машинно-тракторного агрегату за 1 год змінного часу була вищою на 12%.

За рахунок більшої змінної продуктивності роботи питомі витрати пального орним агрегатом з фронтальним плугом без опорного колеса виявилися меншими на 16,5%.



Ільницький М.В.

Бушуєв В.Ф.

Кувачов В.П.

Петров Г.А.

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Ректор ТДАТУ,

доктор технічних наук, професор

КЮРЧЕВ С.В.

«*з'явля*» 2024 р.**АКТ****про використання результатів дисертаційного дослідження Петрова Г.А.
на тему «Обґрунтування схеми та конструктивних параметрів
орного агрегату із фронтальним плугом без опорного колеса»**

Ми, представники Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного у особі декана механіко-технологічного факультету професора Кувачова В.П. та завідувача кафедри експлуатації та технічного сервісу машин професора Скляра О.Г. уклали даний акт про використання результатів дисертаційної роботи Петрова Г.А. із розроблення нового орного машинно-тракторного агрегату у складі орно-просапного трактора серії ХТЗ-160, задньонавісного чотирикорпусного плуга ПЛН-4-35 та двокорпусного фронтального плуга ПЛН-2-35 без опорного колеса.

Комісія у складі вказаних вище представників засвідчує, що результати теоретичних і експериментальних досліджень, а також розроблені Петровим Г.А. практичні рекомендації щодо вибору схеми та параметрів нового орного агрегату із фронтальним плугом без опорного колеса використовуються кафедрою експлуатації та технічного сервісу машин при викладанні таких дисциплін, як «Експлуатація машин і обладнання», «Машиновикористання в землеробстві», «Машиновикористання в рослинництві», «Аграрна інженерія».

Декан механіко-технологічного факультету,
професор

Володимир КУВАЧОВ

Завідувач кафедри експлуатації та технічного
сервісу машин, професор

Олександр СКЛЯР