

**МАГІСТЕРЬСКА КВАЛІФІКАЦІЙНА
РОБОТА**

01.08 – МКР. 1993 «С» 2022.12.30.059 ПЗ

Ахмедов Руслан Фахраддінович

2023

**МАГІСТЕРЬСКА КВАЛІФІКАЦІЙНА
РОБОТА**

01.08 – МКР. 1993 «С» 2022.12.30.059 ПЗ

Ахмедов Руслан Фахраддінович

2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко – технологічний факультет

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри
Тракторів, автомобілів
та біоенергоресурсів
(назва кафедри)

Калінін Є.І.

(підпис)

(ПІБ)

«___» _____ 2023 р.

МАГІСТЕРЬСКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему «Збільшення ефективності МТА на базі тракторів МТ шляхом
поліпшення паливно-енергетичних показників під час виконання польових
робіт»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

Гарант освітньої програми

К.Т.Н., доцент

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Сівак І.М.

(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Д.Т.Н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Калінін Є.І.

(ПІБ)

Виконав

(підпис)

Ахмедов Руслан Фахрaddinovich

(ПІБ)

КИЇВ – 2023

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
тракторів, автомобілів та
біоенергоресурсів

д.т.н., проф. Калінін Є.І.
(наук. ступ., вч. звання) (підпис) (ІПБ)
« » 2023 р.

ЗАВДАННЯ

на виконання магістерської кваліфікаційної роботи Студенту

Ахмедову Руслану Фахрадіновичу

(прізвище, ім'я, по-батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код назви)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Збільшення ефективності МТА на базі тракторів
МТ шляхом поліпшення паливно-енергетичних показників під час виконання польових робіт»
затверджена наказом ректора НУБіП України від «30» грудня 2022р. №1993 «С»

Термін подання завершеної роботи (проєкту) на кафедру: 25.10.2023

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: Трактор, що входить до складу
машинно-тракторного агрегату (МТА).

Перелік питань які потрібно розробити

Вступ

1 Системний аналіз наукових досліджень за оцінкою впливу імовірнісних зовнішніх дій на енергетичні показники МТА

2 Методи оптимізації параметрів і режимів роботи МТА

3 Моделі оцінки енергетичних і техніко-економічних показників МТА

4 Оцінка впливу оптимальних параметрів і режимів роботи МТА на рівень енерговитрат технологічного процесу

Висновки

Перелік графічного матеріалу: Схеми розподілу режимів роботи двигуна; Графічні моделі
МТА на макро і мікро рівні; Блок-схема функціонування математичної моделі 6; Результати
теоретичних досліджень; Експериментальні дослідження; Висновки.

Дата видачі завдання «15» січня 2023 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____
(підпис)

Калінін Є.І.
(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

Ахмедов Р.Ф.
(прізвище та ініціали)

РЕФЕРАТ

Основна частина магістерської кваліфікаційної роботи викладена на 85 сторінках пояснювальної записки і 5 таблицями, ілюстрована 16 рисунками.

Пояснювальна записка складається із вступу, 4 розділів, висновків, списку використаної літератури.

Тема магістерської кваліфікаційної роботи: «Збільшення ефективності МТА на базі тракторів МТ шляхом поліпшення паливно-енергетичних показників під час виконання польових робіт».

Об'єктом дослідження є оптимальні параметри двигуна і трактора, що входить до складу мобільного машинно-тракторного агрегату.

Метою роботи є рішення завдання оптимізації з декількома критеріями і цільовими функціями і встановлення впливу отриманого результату на основні енерговитрати використання мобільних сільськогосподарських агрегатів.

У магістерській кваліфікаційної роботи використано методику багатокритеріальної оптимізації енергоматеріальних витрат на режимі робочого ходу МТА з використанням генетичних алгоритмів. Енерговитрати під час роботи агрегатів на режимі робочого ходу в процесі виконання різних технологічних операцій у складі машинних комплексів з обробітку сільськогосподарських культур визначаються двома основними складовими.

основні прями паливно-енергетичні витрати енерговитрати, зумовлені недотриманням оптимальних параметрів і режимів роботи агрегатів.

Ключові слова: МТА, динаміка, оптимізація параметрів і режимів роботи, енергоматеріальні витрати, стабілізація.

Вступ.....	3
1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМОЮ РОБОТИ ТА ВИБІР НАПРЯМІВ ДОСЛІДЖЕННЯ.....	5
2. ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МТА	18
2.1. Імовірнісна-статистична оцінка енергетичних і техніко-економічних показників МТА при змінному характері зовнішніх впливів.....	20
2.2. Визначення математичних очікувань енергетичних і техніко-економічних показників МТА залежно від коливань крутного моменту на валу двигуна.....	25
2.3. Розрахунок математичного очікування частоти обертання колінчастого вала.....	28
2.4. Розрахунок математичного очікування ефективної потужності двигуна.....	30
2.5. Визначення математичних очікувань енергетичних та техніко-економічних показників МТА залежно від коливань сили тяги на гаку.....	30
2.6. Розрахунок математичного очікування годинної витрати палива.....	31
2.7. Розрахунок математичного очікування годинної продуктивності МТА.....	33
2.8. Визначення математичних очікувань енергетичних та техніко-економічних показників МТА залежно від коливань сили тяги на гаку.....	34
2.9. Розрахунок математичного очікування робочої швидкості руху агрегату на даній передачі.....	37
2.10. Розрахунок математичного очікування годинної витрати палива на даній передачі.....	39
2.11. Розрахунок математичного очікування продуктивності	

агрегату.....	39
2.12. Розрахунок математичних очікувань енергетичних показників МТА з класичною тяговою характеристикою трактора.....	41
2.13. Оцінка впливу змінних зовнішніх факторів на енергетичні витрати роботи МТА.....	42
2.14. Методика розрахунку енергетичної ефективності використання мобільних машинно-тракторних агрегатів.....	49
3. Використання еволюційних алгоритмів або адаптивних пошукових методів під час розв'язання складних задач оптимізації.....	58
3.1 Генетичний алгоритм розв'язання багатокритеріальної задачі оптимізації енерговитрат під час використання мобільних сільськогосподарських агрегатів.....	61
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МАШИНО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ.....	73
4.1. Аналіз результатів експериментальних досліджень.....	75
Висновки.....	80
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	84

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Україна володіє близько 30 % світових запасів чорнозему, з яких по окремих регіонах обробляється до 70% і більше. Однак, ефективність

сільськогосподарського виробництва в Україні значною мірою поступається

державам ЄС та визначається факторами технологічних, природно-

кліматичних та технічних груп впливу. Основну роль мають технічні фактори,

до яких відносяться конструктивні параметри трактора, енергозберігаючих

технологій виробництва, котрі визначають його призначення – виконувати

технологічні процеси в сільськогосподарському виробництві.

В умовах експлуатації трактор, що входить до складу машинно-тракторного агрегату (МТА), зазнає зовнішніх впливів, що безперервно змінюються. У

результаті значно погіршуються експлуатаційні показники агрегату. Тому

проблема підвищення ефективності використання агрегатів під час виконання

технологічних операцій шляхом оптимізації параметрів і режимів роботи МТА

має велике теоретичне і народногосподарське значення.

Успішне розв'язання оптимізаційної задачі передбачає наявність

найефективнішого критерію (критеріїв) оптимізації, який дає змогу оцінювати

результати комплексно або системно, тобто з урахуванням усіх особливостей

цільових функцій задачі, що встановлюють взаємозв'язок між вхідними і

вихідними параметрами системи.

Існують експериментальні та теоретичні методи оцінки ефективності

функціонування агрегатів. Експериментальні методи оцінки дуже трудомісткі,

вимагають значних матеріальних витрат і збільшення термінів розроблення нової

сучасної техніки. Кращими є теоретичні методи оцінки, що дають змогу широко

використовувати комп'ютерних програм на стадії проектування тракторів.

Дуже важливим є вибір методики оптимізації параметрів і характеристик.

Метою даної роботи є підвищення ефективності використання МТА за рахунок оптимізації параметрів і характеристик машинно-тракторних агрегатів з урахуванням рівня енерговитрат технологічного процесу.

Під час формулювання теми роботи та оформлення пояснювальної записки, використовувались джерела [17,21,23].

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

1. ОГЛЯД ЛІТЕРАТУРИ ЗА ТЕМОЮ РОБОТИ ТА ВИБІР НАПРЯМІВ ДОСЛІДЖЕННЯ.

Багато робіт з вивчення проблеми впливу несталого характеру зовнішнього навантаження на двигун трактора належать академіку В.М. Болтінському [42-43]. У його дослідженнях, на підставі теорії наближених обчислень, запропоновано рівняння кривої моменту опору, що являє собою періодичну функцію типу синусоїди з певними значеннями періоду та амплітуди. У його дослідженнях на підставі теорії наближених обчислень, запропоновано рівняння кривої моменту опору, що являє собою періодичну функцію типу синусоїди з певними значеннями періоду та амплітуди:

$$M_{\delta}(t) = M_c + A_m \sin mt = M \left(1 + \frac{\delta_m}{2} \sin mt \right) \quad \mathbf{1.1.}$$

$A_m = 0,5(M_{\max} - M_{\min}) = 0,5\delta_m M_c$ - амплітудні коливання моменту опору на валу двигуна;

$M_c = 0,5(M_{\max} + M_{\min})$ - середнє значення моменту опору на валу двигуна;

$m = 2\pi/T$ - частота коливань;

T - період коливань на валу двигуна;

$\delta_m = 2A_m / M_c$ - ступінь нерівномірності M_c

$M_{\max}; M_{\min}$ - максимальне і мінімальне значення моменту опору на валу двигуна;

У результаті досліджень було встановлено значні зміни показників роботи двигуна під час впливу на нього коливань зовнішнього моменту опору.

Так, під час роботи на регуляторі зі ступенем нерівномірності зовнішнього моменту опору $\delta_m = 0,3$ ефективна потужність знижується на 23%, а витрата палива збільшується на 25%.

Крім того, В.Н. Болтінським було встановлено, що на показники роботи двигуна впливають:

- низькочастотні коливання навантаження з періодом $T > 1-2$ с;

високочастотні коливання зовнішнього навантаження з періодом $T \leq 1-2$ с які практично не впливають на енергетику МТА, оскільки долаються інерцією мас агрегату.

У роботі [43] В.М. Болтінський зазначає, що причиною погіршення показників роботи двигуна є порушення робочого процесу двигуна внаслідок впливу на нього ймовірного навантаження. Знижуються коефіцієнт наповнення, коефіцієнт надлишку повітря, а також індикаторний і механічний ККД. Коливання кутової швидкості колінчастого вала спричиняють серйозні порушення в роботі системи регулювання, які полягають у фазових зсувах між вхідними і вихідними координатами системи (момент опору, кутова швидкість колінчастого вала, положення рейки насоса, крутний момент двигуна).

У дослідженнях [38] встановлено що, робота двигуна при переході робочої точки з колекторної ділянки характеристики на регуляторну і назад супроводжується значним погіршенням показників роботи двигуна. Це пояснюється нелінійністю регуляторної характеристики двигуна.

Л.Є. Агєєв у своїх роботах [1-10] показує, що основні енергетичні показники роботи двигуна (частота обертання вала двигуна n_d , ефективна потужність N_e , годинна витрата палива G_T , питома витрата палива g_e), а також показники роботи трактора (V_p робоча швидкість руху МТА, км/год; $N_{кр}$ тягова потужність, кВт; G_T - годинна витрата палива, кг/год; g_p - питома тягова витрата палива, г/(кВт-год)) під впливом змінного навантаження (коливання крутного моменту M_k на валу двигуна або коливання сили тяги на гаку трактора $P_{кр}$) відхиляються від своїх значень, отриманих за статичного характеру навантаження. Це відхилення залежить від величини навантаження λ_M і коефіцієнта варіації V_M . Чим більше V_M тим більше відхилення фактичного значення того чи іншого параметра МТА від вихідного. Найбільше відхилення математичних очікувань показників роботи дизеля від значень за типовими стендовими характеристиками спостерігається в області номінального навантажувального режиму.

Також метод функцій випадкових аргументів було розширено у дослідженнях Л.І. Мінделя, А.Б. Різоева, Н.І. Джабборова, С.В. Глотова. А.К.

Бурма, В.А. Евїєва та інших авторів [16,21,25,26,40,28]. У цих роботах представлені математичні моделі для визначення ймовірнісно-статична оцінка агрегатів, до складу яких входять трактори з газотурбінними двигунами,

двигунами постійної потужності, трактори з гідромеханічною трансмісією.

В працях згідно ГОСТ 7057-2001 [19] рекомендується оцінювати потужності і тягово-зчіпні якості трактора по максимальній тяговій потужності $N_{тп}$, покладеної за ГОСТ 18509-88 [20] в основу оцінки максимальної потужності двигуна $N_{еп}$ тягового ККД трактора. У роботі [62] запропоновано оцінювати тяговий ККД трактора по залежності

$$\eta_y = N_{ТМ} / N_{еп}$$

а в роботі [19,20]

$$\eta_T = N_T / N_e$$

де N_T , N_e - тягова потужність трактора і відповідна потужність двигуна при різному зусиллі на гаку. На нееквівалентність η_y і η_T звернута увага в роботі [21], в якій зазначено, що їх ототожнення в деяких випадках, наприклад, при роботі колісних тракторів на низьких передачах, неприпустимо. У даних випадках є невідповідність між $N_{тм}$ і $N_{еп}$ [13]. В основі даних розбіжностей лежить недостатня вивченість потенційних характеристик трактора, яка встановлювалась [19], як сукупність експериментальних кривих: тягових потужностей, швидкостей і витрати палива. У даній роботі потенційна тягова характеристика проходить через крапки тягових характеристик по передачах, відповідних до номінальних оборотів двигуна. При цьому не враховується коефіцієнт навантаження двигуна, який у роботах [13,22] визначається як відношення поточного осередненого моменту двигуна $M_{гср}$ до номінального $M_{гн}$, тобто $\chi = M_{гср} / M_{гн}$. Граничне значення χ , при яким не порушується стійка робота тракторного агрегату, оцінюється за коефіцієнтом експлуатаційного навантаження λ_e тракторного двигуна [22], обумовленому відношенням коефіцієнта пристосовності χ_n двигуна до коефіцієнта можливого перевантаження Δlim тобто $\lambda_e = \chi_n / \Delta lim$. Звичайно χ_n , обумовленому по регуляторній характеристиці двигуна, перебуває в межах від 1,27 до 1,90; а Δlim варіюється в межах від 1,27 до 1,90. У цьому випадку $\lambda_e = 0,6 \div 0,9$. При перевищенні λ_e приведених меж можлива робота двигуна на підвищених оборотах, що приводить до підвищеної витрати палива.

У технічних характеристиках та технічних умовах на тракторні двигуни [20] паливна економічність останніх визначається двома величинами: питомою витратою палива при максимальній потужності й питомою оцінною витратою палива. Економічність і надійність роботи двигуна багато в чому визначається режимами двигуна і показниками робочого циклу.

Паливно-економічні показники МТА залежать від типів палива і якості розпилювання палива, рівномірності впорскування палива на різних етапах руху поршня, надлишку повітря, стиснення, режиму роботи двигуна, при початку впорскування випередження кута запалювання, перемішування газів і тиску повітря на впусканні [20]. З цього зробили висновок, що для поліпшення паливно-економічних та екологічних показників дизелів МТА необхідно: збільшити коефіцієнт надлишку повітря до 1,65, та частоту обертання колінчастого вала – до 2300 хв^{-1} , обмежити ступінь стиснення в межах 15, випередження початку уприскування палива – оптимальний кут $6-100$ пкв.

Рівень використання потужності двигуна при виконанні МТА окремих робіт на протязі року різна і залежить від специфіки виконуваних робіт. У зв'язку із цим витрата палива двигуном не показує паливну економічність трактора. Прийняте допущення про прямо-пропорційність зниження витрати палива МТА від зниження питомої витрати палива двигуном на номінальному режимі неправомірно [17].

У якості показника, що наближає спосіб оцінки економічності двигуна до реальних умов експлуатації встановлена оцінна питома витрата палива, яка «... підраховується як середнє арифметичне значення з десяти значень питомої витрати палива по регуляторним діапазонам характеристики двигуна, певних через рівні інтервали потужності в діапазоні від режиму максимальної потужності до режиму 50 % номінальної потужності» (ГОСТ 18509-88 [20;17]).

Даний показник більш правомірний, ніж питома витрата палива на МТА при номінальному режимі для оцінки паливної економічності. Однак, вирахована по даному показникові оцінна витрата палива МТА прийнята при рівномірному розподілі тракторних робіт зі споживаної потужності в інтервалі 50...100 %.

У сільськогосподарських тракторів 30-60 % часу роботи приходиться на режими, при яких експлуатаційне навантаження дизелю не перевищує 60-70 % повного при номінальній частоті обертання [20]. Окрім того, значну частину часу (50%) двигун робить при положенні органів керування регулятора частоти обертання, що відповідають частковій подачі палива, та на холостому ході. В роботі [17]

Відзначено, що ступінь використання потужності двигуна при виконанні трактором окремих операцій з їх річного набору різні і залежить від специфіки виконуваних робіт. Середня завантаженість двигуна Д-240, встановлюваних на тракторах серії МТЗ-80 та ЮМЗ-8040/8240, при номінальній потужності в 59 кВт при вивченні всього комплексу використаних машин (151 найменувань) складе 61 %. Лише 13 % сільськогосподарських машин завантажують двигун приблизно на 95 % [13].

При виконанні сільськогосподарських робіт необхідно прагнути максимально використовувати енергоозброєність машин. Однак із-за обмеження можливості оптимального агрегування, швидкості руху МТА при виконанні різних технологічних операцій, використання тракторів на допоміжних операціях, врожайність культур менша в порівнянні з розрахунковою та в експлуатації не забезпечується. Досягнута висока енергонасиченість тракторів все більше потребує при оцінці технічного рівня їх двигунів враховувати показники паливної економічності на часткових швидкісних режимах роботи. В загальному випадку паливна економічність двигуна трактора з врахуванням річної циклічності і номенклатури сільськогосподарських робіт оцінюється середньою річною питомою експлуатаційною витратою палива, що визначається за формулою [24]:

$$g_{ee} = \frac{\sum_{i=1}^n G_{Ti} T_i}{\sum_{i=1}^n N_{ei} T_i} \quad 1.2$$

де G_{Ti} і N_{ei} – часова витрата палива і експлуатаційна потужність двигуна на i -й операції; T_i – тривалість i -й операцій на протязі року; n – кількість операцій, що виконуються трактором; $\sum_{i=1}^n T_i$ – річна експлуатація двигуна.

Найбільш повну інформацію про режими роботи двигуна надають багато параметрів і характеристики суміщення щільності розподілення ймовірностей τ крутного моменту M_k і частоти обертів валу двигуна n [30]. Вихідним матеріалом для їх побудови є швидкісні характеристики двигуна,

встановлені при різних фіксованих значеннях положення рейки (регулятора) паливного насоса високого тиску (ПНВТ) з шагом $\Delta n_p = 1$ мм і $\Delta n_p = 200$ хв⁻¹. Швидкісна характеристика і є основою (сіткою) для побудови тривимірної картинки розподілення режимів.

Висота стовбців є вірогідність t появи режимів $M_i - M_{i+1}$ та $n_i - n_{i+2}$ (рис. 1.2).

Аналіз випробувань показує, що для двигуна Д-240 трактора МТЗ-80 при проведенні орних робіт найбільш імовірні режими роботи з $M_k = (0,23...0,9) M_{N_{НОМ}}$ за умови $n = (0,9...0,95) n_{НОМ}$ (32% часу роботи) та $M_k = (0,12...0,7) M_{N_{НОМ}}$ за умови $n = (0,46...0,6) n_{НОМ}$, тобто дві ярко виражені зони, перша з яких відповідає основній технологічній операції, друга – різним допоміжним. На транспортних операціях двигун робить в широкому діапазоні швидкісних – від $n = (0,5...1) n_{НОМ}$ та навантажувальних режимів – від 0,17 до 0,28 $M_{N_{НОМ}}$. При цьому керування двигуном відбувається змінюванням положення важеля паливподачі. Ступінь використання потужності двигуна на транспортних роботах 25 – 30%.

Аналіз експлуатаційних випробувань показує, що дизелі колісних тракторів працюють за регуляторною кривою лише 35 – 55 % всього експлуатаційного часу (Додаток А). Крім того, від однієї третини часу експлуатаційне навантаження дизеля не перевищує 50% від повного завантаження при номінальній частоті обертання колінчастого валу [7]. При цьому дизелі значну частину часу працюють на часткових регуляторних характеристиках. Відповідно, і оцінка питомої витрати палива не може повністю охарактеризувати паливну економічність дизеля в експлуатації. В зв'язку з цим критика існуючих методів оцінки паливної економічності дизелів сільськогосподарських машин цілком виправдана [13,17,14].

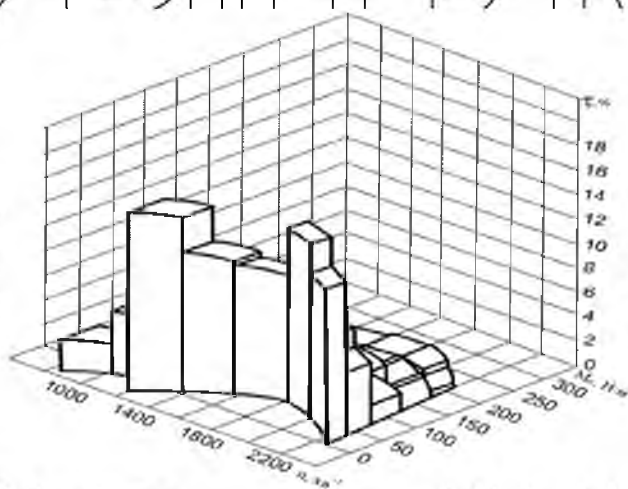


Рис. 1.2. Розподілення режимів роботи двигуна Д-240 трактора МТЗ-80 на транспортних операціях.

Оптимальне використання машинно-тракторного агрегату починається з вибору його складу і режиму роботи, що проводиться на основі тягової характеристики трактора і в залежності від опору сільськогосподарських машин і від робочої швидкості [6,7,9]. Оптимальна ув'язка енергетичних параметрів при агрегуванні трактора з серійними машинами по критерію змінної продуктивності відбувається за рахунок маневрування передачами, при цьому не враховують можливості використання різних швидкісних режимів роботи двигуна. Економічність роботи машинно-тракторного агрегату при рівних умовах, що визначають тяговий КПД трактора і питомий опір сільськогосподарської машини, залежить від середнього ефективного тиску P_e , що розвиває двигун. Двигун Д – 240 забезпечує найбільш економічні режими роботи в діапазоні значень тиску $P_e = 0,5 - 0,6$ МПа. Середній тиск обчислюють за формулою [10]:

$$P_e = \frac{V_p (P_{kp} + f G_{tr})}{0,3 \pi n \cdot V_{дл}} \cdot \eta_i \quad (1.3)$$

де V_p - робоча швидкість, м/с; P_{kp} - тягове зусилля, Н; G_{tr} - експлуатаційна маса трактора, кг; n - частота обертів двигуна, хв.⁻¹; γ - ступінь зниження частоти обертів валу двигуна в порівнянні з номінальним швидкісним режимом, %; $V_{дл}$ - літраж двигуна, л; η_i - механічний ККД трансмісії.

Ступінь зниження частоти обертів валу двигуна обчислюється за формулою [10]:

$$\gamma = \frac{V_p (P_{kp} + f G_{tr})}{0,3 P_{ен} n \cdot V_{дл}} \quad (1.4)$$

В залежності від умов роботи агрегату робочої швидкості і тягового опору можна теоретично розрахувати вигідне значення ступіні зниження частоти обертання колінчастого валу при мінімальній питомій витраті палива в випадку недовантаження двигуна трактора. При зниженні частоти обертання валу Д – 240 до 1600 хв.⁻¹ є можливість знизити питому витрату палива до 20 % в залежності від навантаження.

В роботі [14] визначено, що визначити витрату палива по всьому полю тягової характеристики, та між передачами неможливо. В той час при технічному нормуванні механізованих робіт необхідно знати витрату палива в будь-якій точці тягової характеристики. Зараз це робиться методом екстраполяції, що є важким та пов'язане з великими помилками. Значно простіше і точніше визначити витрату палива в кожній точці тягової характеристики побудувавши багатопараметрову тягову характеристику, що розрахована по експериментальним даним для кожної з передач годинної витрати палива,

тягове зусилля і дійсної швидкості руху. Для двигуна, що працює на дизельному паливі, вже накопичено багато досвіду по цьому питанню і досягнуте суттєве зниження витрати палива двигуном за рахунок зниження частоти обертання колінчатого валу двигуна (часткові швидкісні режими) та маневрування передачами трансмісії трактора [18]. В той же час в роботі [15] запропонований досить «новий» метод регулювання робочого процесу дизеля зміною фізико-хімічного складу палива. Він полягає в тому, що під час роботи до основного дизельного палива додають різні як горючі, так і не горючі речовини. Визначено, що задача цього способу це регулювання дизеля, а не економія нафтового палива за рахунок заміщення його добавками. Регулювання зміною складу палива раціонально проводити на режимах підвищених навантажень, поблизу зовнішньої швидкісної характеристики роботи двигуна.

Різні методики [36,56] визначення енергетичних витрат технологічного процесу зазвичай не враховують такі закономірності роботи МТА, як імовірнісний характер зовнішніх впливів, зміна навантаження, особливості динаміки руху агрегату під час виконання технологічних операцій (таких як рух по похилій поверхні). У результаті деяких досліджень [7, 8, 10, 26, 60] встановлено, що в реальних умовах фактичні енерговитрати значно перевищують розрахункові, при цьому різниця тим більша, чим більший розмах коливань вхідних впливів на МТА. Тому енергетичну ефективність використання оптимальних параметрів і режимів роботи мобільних сільськогосподарських агрегатів пропонується визначати шляхом зіставлення енергетичних витрат на виробництво продукції за базового та рекомендованого навантажувального режимів [7, 29]:

$$\Delta E = E_{TP\delta} - E_{TP}^* \cdot T_T \cdot w_{Ч}^* \quad 1.5$$

Де ΔE – річний енергетичний ефект від використання існуючого при роботі на оптимальних режимах, МДж/га;

$E_{TP\delta}; E_{TP}^*$ – базове та оптимальне значення енергетичних витрат технологічного процесу, МДж/га;

T_T – нормативне річне завантаження агрегату;

$w_{Ч}^*$ – оптимальне значення продуктивності МТА, га/год.

У наукових роботах [44,45] розглянута сутність проблеми підвищення ефективності колісних тракторів на ґрунтообробних сільськогосподарських операціях. Розглянут підхід до вибору шин та їх експлуатаційних режимів

функціонування, що повинно забезпечити збільшення площі плями контакту з ґрунтом. Збільшення плями контакту позитивно впливає на збільшення ефективності рушія трактора, яке можливе внаслідок збільшення розмірів шини, здвоєння або зтроєння та зниження внутрішнього тиску в шині. Як наслідок, виникає необхідність корегування навантаги на шину до оптимальних значень та обов'язкове регулювання тиску в шинах при експлуатації на дорозі та в полі. [49]

Аналіз фізико-механічних властивостей ґрунту та проблеми його переущільнення показав, що процеси механізованого обробітку мають найменшу енергоємність при стані ґрунту, близькому до фізичної стиглості. Оскільки саме при такій вологості трактор взаємодіє з ґрунтовим середовищем, при вирішенні задач підвищення ефективності та екологічності рухів необхідне поєднання компонент тягового опору та допустимого тиску на ґрунт залежно від його стану, і в першу чергу – вологості.

Виходячи з вимог національного стандарту України, що до норм впливу ходових систем сільськогосподарської техніки на ґрунтах, граничне значення радіального навантаження на шину повинно задовольняти умові:

$$G_k \leq q_n \cdot k_\Sigma \cdot k_D \cdot F_k 1,5 \quad 1.6$$

Де $[q_n]$, нормативна величина допустимого тиску; k_Σ коефіцієнт, що враховує умови роботи рушія; k_D коефіцієнт, що враховує зовнішній діаметр шини; F_k контурна пляма контакту з жорсткою опорною поверхнею. З урахуванням 1.4, максимально можлива за зчіпними властивостями колеса дотична сила тяги:

$$F_{k\phi} = (C_c + q_n \cdot k_\Sigma \cdot k_D \cdot t_{g\phi} 1,5) \cdot F_k \quad 1.7$$

Перший множник (1.5) включає в себе величини C_c , $[q_n]$, ϕ_c , які залежать виключно від типу і стану ґрунту, k_Σ – характеризує умови експлуатації, k_D , F_k – характеризують виключно тракторну шину. Таким чином дотична сила тяги, і, як наслідок, тяговий клас, повинні залежати від ґрунто-кліматичних умов місцевості, де функціонуватиме трактор. [46,47]

Згідно ДСТУ 4521:2006 «Техніка сільськогосподарська мобільна. Норми дії ходових систем на ґрунт», нормативна величина допустимого тиску га ґрунт вмісту вологи під час проведення сільськогосподарських операцій у весняний та літньо-осінній періоди. Найвний розподіл вмісту вологи у вказані періоди польових робіт на території України відомий, визначена оцінка його математичного очікування в долях фізичної стиглості (ФС), яка становить

$M[\Phi C]_B = 0,927 * \Phi C$ – для весняних робіт і $M[\Phi C]_O = 0,878 * \Phi C$ – для літньо-осінніх робіт. З огляду на те, що стан фізичної стиглості ґрунту настає при його вологості в середньому на рівні 70% від найменшої вологості (НВ), а в стандарті нормативна величина допустимого тиску га ґрунт $[q_n]$ обмежується вологістю в долях НВ, отримані оцінки математичного очікування $[q_n]$ для весняних робіт: $M[q_n]_B=80$ кПа та для літньої-осінніх робіт: $M[q_n]_O=133$ кПа. При порушенні умови (1.4) ефективним буде, наприклад, здвоєння шин і тільки при правильному регулюванні внутрішнього тиску в шинах.

Для аналізу застосування типорозмірів [48,49] шин з існуючого набору

були визначені критерії вантажо підйомності відносно величини максимальної навантаги на одинарну шину Q_{min} при мінімально допустимому внутрішньому тиску p_{min} на весняних та літньої-осінніх роботах (рис. 2). Дані показують, що при виконанні весняно-польових робіт різновид існуючих тракторних сільськогосподарських шин в основному не дозволяє мати запас

вантажопідйомності шин взагалі, за винятком окремих випадків. На літньо-осінніх роботах понад 169 (53%) шин з 321 мають запас вантажопідйомності, що може сягати 10-15 кН (900-1400 кг), а середнє значення становить 4,2 кН (~430 кг). Однак, на весняно-польових роботах максимальна навантага на шину Q_{min}

при мінімально допустимому внутрішньому тиску p_{min} перевищує суттєво допустиму в середньому на 8,2 кН (840 кг). На рис. 2 перевищення дозволеної допустимої навантаги відповідає негативному запасу вантажопідйомності

Така загрозна ситуація на весняно-польових роботах в експлуатації небажана.

При виконанні весняно-польових робіт із наявних тракторних сільськогосподарських шин 70% при здвоєнні дозволяють мати запас вантажопідйомності, що може сягати 10-15 кН (900-1400 кг), а середнє значення становить 4,7 кН (490 кг).

Решта – 30% шин, навіть при використанні двох, і мінімально допустимому внутрішньому тиску p_{min} , не виконують вимоги щодо норм дії ходових систем на ґрунт. Щодо робіт в літньо-осінній період, то застосування здвоєння дає змогу

Всім наявним шинам виконувати вимоги стандарту та мати запас вантажопідйомності, що в середньому за вибіркою шин сягає 19 кН (≈ 1940 кг).

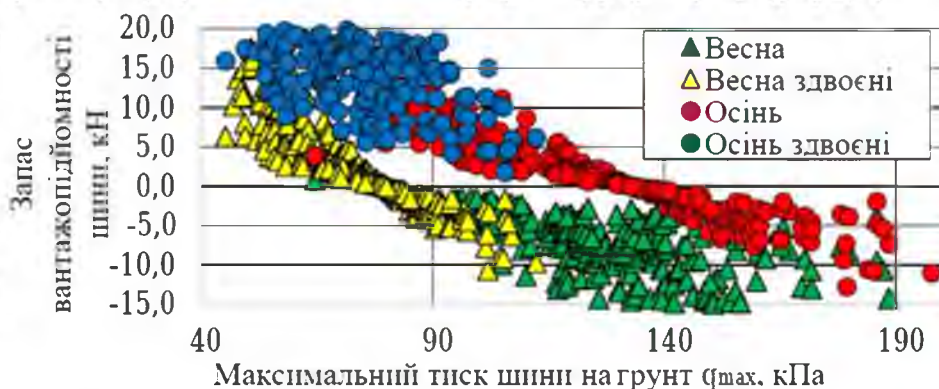


Рисунок 2 – Запас вантажопідйомності одинарних та подвійних шин для весняних робіт за умови $M[q_r]_в = 80$ кПа і літньо-осінніх робіт за умови $M[q_r]_о = 133$ кПа.

Такий запас вантажопідйомності дає змогу здійснювати баластування трактора литими чавуновими вагами і баластною рідиною наповненню шин, яка полягає в тому, що чавунові ваги додають радіальну навантагу на шину баластування шин рідиною при вичерпаному запасі вантажопідйомності для ґрунтів, що мають допустимий максимальний тиск ближче до верхньої межі – 210 кПа. Підвищення ефективності та екологічності рушіїв трактора у загальному випадку є протилежно спрямованими, але збільшення площі плями контакту шин позитивно впливає на обидва фактори. Вирішуючі задачі

Перший – впровадження систем регулювання тиску в шинах (системи Mitas AirCell, CTIS, VIP, VarioGrip), систем розподілу зчепної ваги трактора (EasyMass, EZ Ballast, VarioPull) та застосування систем здвоєння шин різних конструкцій. Другий шлях – розробка і впровадження інноваційних конструкцій рушіїв таких, як шини високої еластичності категорій IF та VF, технології типу Michelin Evobib 2 зі суттєво змінною площею контакту, шин PneuTrac з Ω -образним поперечним перетином. І, нарешті, застосування високоефективних змінних гусеничних рушіїв, що одночасно вирішують задачу екологічності за рахунок в рази збільшеної площі контакту та тягової ефективності внаслідок високої власної ваги у порівнянні з колісним рушієм.

Наразі широкого застосування набули інноваційні шини категорій IF та VF, якими штатно комплектуються деякі трактори провідних світових виробників. Тому було досліджено співвідношення контурної площі контакту F_k

до добутку зовнішніх розмірів шини D та b , яке в середньому становить 0,24 для радіальних шин R 0,27 – для шин категорії IF та 0,30 – для шин VF . Також необхідно зазначити, що шини IF при тих же розмірах в середньому мають на 12,5% більшу контурну площу контакту, а шини VF – на 25%, що є суттєвою перевагою, яку доцільно використовувати для підвищення ефективності та екологічності колісних рушіїв сільськогосподарських тракторів.

Також у роботах [1;12;14] приведено аналіз коефіцієнтів буксування [48] ведучих мостів з урахуванням розподілу зчепної ваги трактора, типу міжосьового приводу та наявності кінематичної невідповідності окружних швидкостей шин в плямі контакту. У повнопривідних колісних сільськогосподарських тракторів, що виконані за класичною компоновкою, світові виробники забезпечують енергонасиченість «11,6-14,0 кВт/т», а для тракторів з ведучими колесами однакового розміру – «13,4-19,7 кВт/кН». Така енергонасиченість може досягатися при відповідному баластуванні трактора, а граничне її значення, при якому вся потужність двигуна може бути реалізована в тяговому технологічному режимі при допустимому буксуванні складає 20,0 кВт/т.

Згідно європейського досвіду ринку тракторів, за даними німецького синхронізованих трансмісій, складає 60% для «Power Shift» – 30%, для безступінчастих трансмісій – 40%. Така енергонасиченість тракторів пояснюється зростанням тягово-приводних сільськогосподарських операцій, що вимагають збільшення потужності для її реалізації через вал відбору потужності (ВВП) або двигунів з декількома рівнями потужності.

З огляду на проведенні експерименти сформулювали тези:

Гранична (з обмеження за буксуванням – 15%) сила тяги, в точці дотику на землі, залежить від радіальної навантаги на колесо. Підвищити дотичну силу тяги при тому ж рівні буксування можна, збільшивши радіальну навантагу на колесо і скорегувавши внутрішній тиск в шині. В ідеальному варіанті шина завжди повинна бути навантажена на 100% за вантажопідйомністю. У цьому випадку, контурна площа плями контакту буде найбільшою, а час використання шини відповідатиме нормативному. [50]

Маса трактора спільно з обраними варіантами шин переднього та заднього мостів визначають номінальну силу тяги на гаку. Номінальна сила тяги на гаку визначається за існуючими сумарними, по всім ведучим колесам, інтервалами граничної дотичної сили тяги і опором коченню, які згідно до обраної маси трактора приймають визначені значення. Така номінальна сила

тяги на гаку дає буксування в межах 15% і мінімальний шкідливий вплив на ґрунт.

Потужність, що підводиться до ведучого тракторного колеса, обмежується допустимим або оптимальним швидкісним режимом технологічної операції механічного обробітку ґрунту. Положення 1 визначає інтервал граничної дотичної сили тяги, що показує силову складову потужності, яка підводиться до колеса. А кінематична частка визначається необхідною швидкістю руху трактора, яка обмежена вимогами щодо швидкісного режиму технологічного процесу. Тому максимальна потужність на колесі обмежується швидкістю виконання трактором відповідного технологічного процесу.

Номинальна сила тяги на гаку та розподіл маси трактора по ведучим мостам, при реалізації сили, дають умови визначити конструктивне положення центра ваги трактора в статичному положенні. Рівень прикладання сили тяги на гаку і її величина визначають момент, що розподіляє рівні навантаження по ведучим мостам при виконанні трактором тягового технологічного процесу.

Величина цього моменту і подовжена база трактора є вихідними для визначення конструктивного положення центру мас трактора в статичному положенні. Обробка вибірки об'ємам даних тракторів показала, що для тракторів стандартної компоновки, які виконані за схемою «4К4а», на передній міст в статичному стані приходиться від 33% до 48% ваги, а для тракторів «4К4б» – від 55% до 63%. У цьому випадку величина подовженої бази збільшується з ростом потужності тракторного двигуна. [49]

Згідно з матеріалів, представлених у першому розділі, можна стверджувати, що основним напрямом поліпшення паливно-енергетичних показників під час використання МТА є вдосконалення системи оптимізації експлуатаційних параметрів і режимів роботи сільськогосподарських агрегатів з урахуванням різноманітного зовнішнього навантаження та його негативного впливу на енергетичні та техніко-економічні показники роботи МТА.

Усе обґрунтування, котрі були приведені раніше, визначають важливість проблеми поліпшення паливно-енергетичних показників під час роботи МТА та зниження енерговитрат у різних технологічних операціях при вирощуванні продукції рослинництва.

ТЕОРЕТИЧНИЙ АНАЛІЗ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ МТА.

Теоретичні розробки підвищують ефективність і надійність наукових досліджень і дають змогу розв'язувати задачі з найменшими витратами праці та коштів. У зв'язку з поставленою метою даної роботи, виникає необхідність системного підходу до вирішення проблеми впливу оптимальних параметрів і режимів роботи агрегатів на кінцевий результат технологічного процесу.

Основною метою дослідження є розв'язання задачі оптимізації з кількома критеріями та цільовими функціями і встановлення впливу отриманого результату на основні енерговитрати використання мобільних сільськогосподарських агрегатів. У процесі розв'язання цієї задачі планується використання механізму еволюційних методів оптимізації, які на основі генетичного алгоритму ефективно встановлюють необхідний оптимальний варіант.

Формування моделі складної системи має дві стадії: макропроекування і мікро проектування [35]

На макрорівні МТА (досліджуючи взаємозв'язок вхідних змінних, що мають випадковий характер поведінки, з вихідними параметрами) можна уявити у вигляді чорної скриньки (рисунок 2.1)

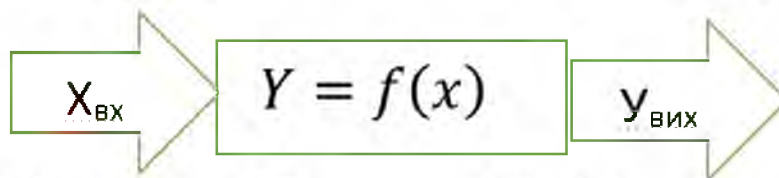


Рисунок 2.1- Модель МТА на макрорівні

Цільові функції $Y = f(x)$, що зв'язують $X_{вх}$ і $Y_{вих}$, встановлюються під час проксимації регуляторних характеристик двигуна і тягової характеристики трактора.

Під час знаходження оптимальних параметрів і режимів роботи МТА з урахуванням впливу зовнішніх факторів, а також для оцінки впливу показників оптимізації на енерговитрати технологічного процесу доцільно застосовувати ту саму методикку - макроскопічне моделювання. [7, 24,32, 37, 57, 50, 27]

У даної роботи буде використане метод еволюційних алгоритмів оптимізації складних систем які дають змогу з високою ефективністю розв'язувати оптимізаційні задачі. На сьогоднішній день сьогодні дедалі більшого поширення набувають генетичні алгоритми, що входять до сімейства еволюційних алгоритмів. Генетичні алгоритми довели свою

конкурентоспроможність під час розв'язання багатьох практичних задач, де математичні моделі мають складну структуру і застосування класичних методів малоефективне або неможливе.

Основними перевагами генетичних алгоритмів є такі:

ідсутність жорстких вимог, що накладаються на характер і властивості цільових функцій (лінійність, опуклість тощо), потрібна тільки можливість обчислення значення цільової функції в будь-якій точці пошукового простору;

раше, ніж інші методи, працює з полі-модальними функціями і незв'язними пошуковими областями;

ніверсальність: можна застосовувати алгоритм для розв'язання

рівноманітних завдань, не змінюючи його структури;

гнучкість: для розв'язання нового завдання потрібно лише переписати функцію придатності;

енетичні алгоритми також дуже ефективні у випадках, коли: невідомий спосіб знаходження точного рішення задачі; спосіб знаходження точного рішення відомий, але дуже складний у реалізації та потребує великих витрат ресурсів.

Розв'язання проблеми оптимізації параметрів і режимів роботи МТА за допомогою генетичних алгоритмів має два основні варіанти: однокритеріальна оптимізація і багатокритеріальна оптимізація. [34]

Генетичні алгоритми є найбільш використовуваними з класу ЕА, що мають досить велике поширення в усьому світі [20].

Основні принципи ГА були сформульовані Голландом [24] у 1975 році та добре описані в низці наукових праць на цю тему [37, 52, 53-56, 27].

Для побудови еволюційного алгоритму необхідно виконати такі кроки: вибрати подання рішень у вигляді хромосом або генотипів (як правило,

брати спосіб ініціалізації популяції, що складається з n -ї кількості індивідів;

ибрати основний або основні оператори ГА (мутація, схрещування, селекція);

брати спосіб оцінювання придатності розв'язання задачі (індивіда) або спосіб оцінювання якості рішення відповідно до необхідного значенням критерію оптимальності;

ибрати спосіб управління популяцією, тобто спосіб вибору рішень

задачі відповідно до їхньої придатності для подальшого процесу отримання нащадків (знову ініціалізованої популяції);
 обрати спосіб зупинки алгоритму за умови найкращої придатності отриманих рішень.

Зазвичай використовують таке подання рішень у ГА. Рішення в ГА подаються у вигляді "хромосом" або у вигляді бінарного рядка, тобто векторах-стовпцях

1. Імовірісно-статистична оцінка енергетичних і техніко-економічних показників МТА при змінному характері зовнішніх впливів.

Під впливом випадкових зовнішніх факторів енергетичні і техніко-економічні показники МТА також є випадковими величинами і визначаються своїми імовірісно-статистичними оцінками: законами розподілу, математичними сподіваннями, дисперсією, середньоквадратичними відхиленнями тощо.

Під час визначення ефективності функціонування агрегату в умовах змінних зовнішніх впливів використовується математична модель типу "вхід-вихід"

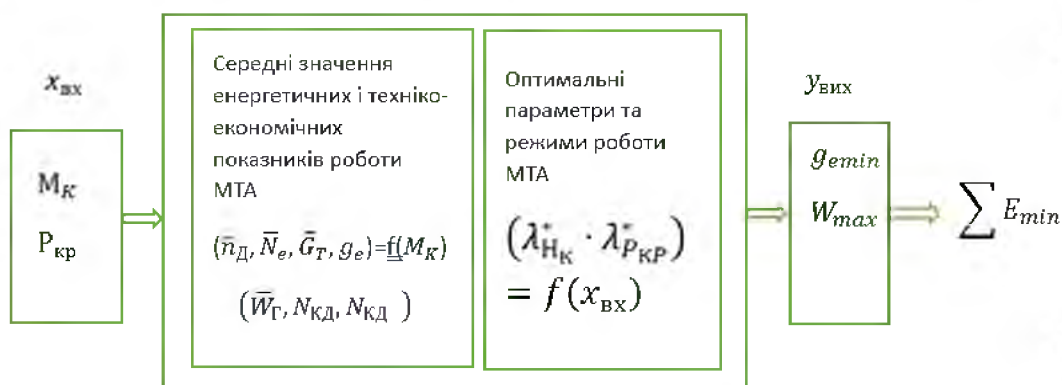


Рисунок 2.2 - Модель оцінки ефективності функціонування МТА:

$x_{вх}$ - вхідні (випадкові) впливи на МТА (M_K - змінний крутний момент на валу

годинної витрати палива, питомої витрати палива, годинної продуктивності,

$N_{кр}$ - змінна сила тяги на гаку); $n_D, N_e, G_T, g_e, N_{кД}, g_e$ - відповідно середні значення частоти обертання вала двигуна, ефективної потужності,

ґрунтується, як зазначалося раніше, на методі функцій випадкових аргументів

НУБІП УКРАЇНИ

Відомості залежностями $y_i = f(x_i)$

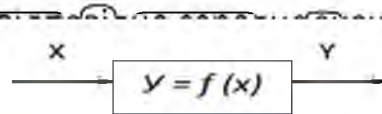
Під y_i маються на увазі потужність дизеля, витрата палива тощо, а під x_i - змінні (зовнішні чинники). Ці залежності встановлюються під час апроксимації стендових характеристик двигуна і трактора (малюнки 2.3, 2.4).

Вхідні змінні x_i пов'язані детермінованими. Вхідні змінні x_i являють собою випадкові величини, що змінюються за нормальним законом розподілу.

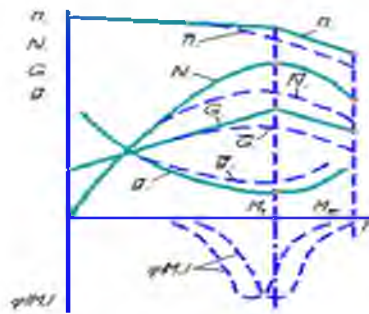
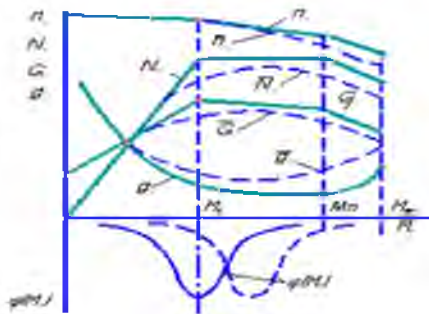
Нормальний закон розподілу вхідної змінної x_i визначається за формулою (2.1) [1, 47, 62], він відповідає умовам експлуатації агрегатів у реальних умовах:

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (2.1)$$

Де μ - середнє значення, σ - стандартне відхилення.



перша випадкової змінної



а

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

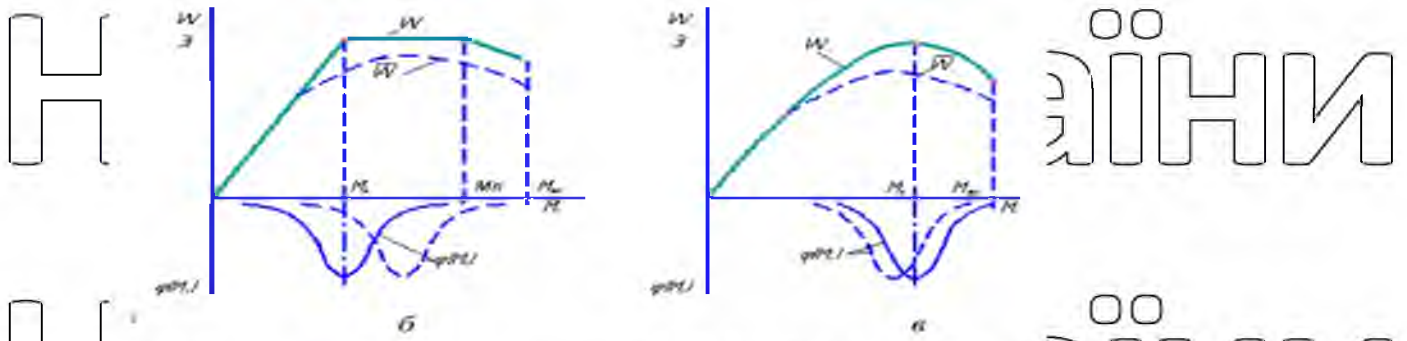


Рисунок 2.3 - Схеми для визначення ймовірнісно-статистичних оцінок енергетичних і техніко-економічних показників МТА:

а - одновимірна модель функціонування МТА;

б - показники МТА за випадкового характеру коливань крутного моменту на валу двигуна з позицією постійної потужності;

в - показники МТА за випадкового характеру коливань крутного моменту на валу двигуна з класичною регуляторною характеристикою;

M_n - крутний момент на валу двигуна, Н·м;

n_d - частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹;

N_e - ефективна потужність, кВт;

G_T - годинна витрата палива, кг/год;

g_d - питома витрата палива, г/кВт·год;

M_{max} - максимальний крутний момент, Н·м;

M_N - номінальний крутний момент, Н·м;

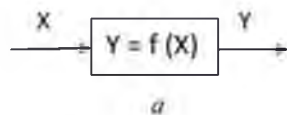
M_{gr} - граничний крутний момент, Н·м;

W_p - годинна продуктивність, га/год;

$\varphi(M_{kv})$ - щільність розподілу крутного моменту на валу дизеля.

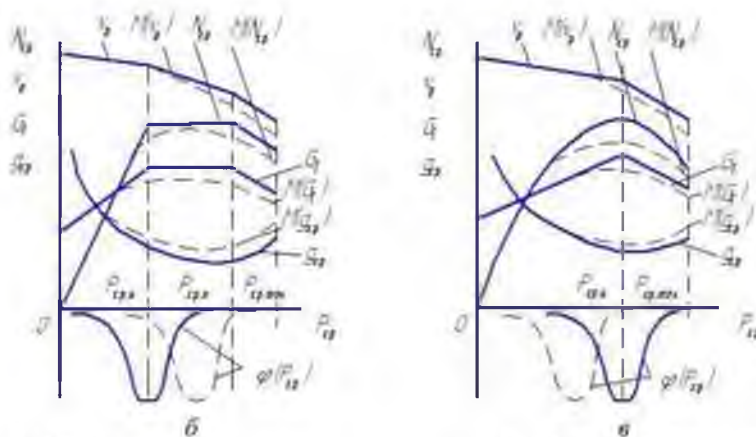
Рисунок 2.4. Схеми для визначення ймовірнісно-статистичних оцінок енергетичних і техніко-економічних показників МТА за ймовірнісного характеру тягового навантаження. а - одновимірна модель функціонування МТА; б - показники МТА за випадкового характеру коливань сили тяги на гаку трактора з двигуном постійної потужності; в - показники МТА за випадкового характеру коливань сили тяги на гаку для типової тягової характеристики.

Н



аїни

Н



аїни

НУБІП У КРАЇНИ

На рисунку 2.4: V_p - робоча швидкість руху МТД, км/год;

$N_{кр}$ - тягова потужність, кВт; G_T - годинна витрата палива, кг/год;

$g_{кр}$ - питома тягова витрата палива, г/(кВт-год);

НУБІП У КРАЇНИ

$P_{кр}$ - сила тяги на гаку трактора, кН;

$P_{крmax}$ - максимальна сила тяги на гаку, що відповідає максимальному крутному моменту на валу двигуна, кН;

$P_{крн}$ - номінальна сила тяги на гаку, кН;

НУБІП У КРАЇНИ

$P_{крп}$ - гранична сила тяги на гаку, що відповідає граничному крутному моменту на валу двигуна, кН;)

$M(V_p)$ - математичне очікування робочої швидкості руху МТД, км/год;)

$M(N_{кр})$ - математичне очікування тягової потужності, кВт;

НУБІП У КРАЇНИ

$M(G_T)$ - математичне очікування годинної витрати палива, кг/год;)

$g_{кр}$ - математичне очікування питомої тягової витрати палива, г/кВт-год;

$\varphi(P_{кр})$ - щільність розподілу сили тяги на гаку.

НУБІП У КРАЇНИ

Під час моделювання гармонійних коливань вхідної величини x_i у стендових умовах, а також під час математичного моделювання для визначення густини розподілу ймовірностей випадкової величини X використовується закон а рксинуса, який прийнятний при гармонійному навантаженні [5] з постійними

а
м
п
л

НУБІП України

Щільність розподілу ймовірностей величини x при законі арксинуса визначається за формулою:

$$f(x) = \frac{1}{\pi A \sqrt{1 - \frac{x^2}{A^2}}} \text{ за умови } |x| \leq A \text{ 2.3.}$$

за умови $|x| \leq A$

НУБІП України

$$x = \bar{x} + A_x \sin(2\pi f_0 t + Q_k)$$

f_0 - Частота коливань величини x ;

A_x - амплітуда коливань аргументу x ;

Q_k - початкова фаза гармонійних коливань навантаження, рівномірно

НУБІП України

Математичні очікування вихідних показників тягового МТА визначаються за допомогою виразу [1]:

$$\mu_{yi} = -\infty \int_{-\infty}^{\infty} y_i \cdot \varphi(y_i) dy_i = -\infty \int_{-\infty}^{\infty} f(x_i) \varphi(x_i) dx_i \quad 2.4.$$

$\varphi(y_i) = \varphi(x) |dx/dy|$ щільність розподілу ймовірностей вихідної випадкової величини;

$f(x)$ - функція зв'язку.

НУБІП України

Дисперсії визначаються за формулою [1].

$$\sigma_{yi}^2 = -\infty \int_{-\infty}^{\infty} (y_i - \mu_{yi})^2 \cdot \varphi(y_i) dy_i = -\infty \int_{-\infty}^{\infty} [f(x_i) - \mu_{yi}]^2 \cdot \varphi(x_i) \cdot dx_i \quad 2.5.$$

НУБІП України

Стандарти та коефіцієнти варіації визначаються за формулами [3]

$$\sigma_{yi} = \Delta y_i / 2, \quad \gamma_{yi} = \sigma_{yi} / \mu_{yi} \quad 2.6$$

Рівень використання вихідних показників агрегату на різних режимах роботи оцінюється ймовірнісним коефіцієнтом [1]:

НУБІП України

$$\lambda_{yi} = \mu_{yi} / H \quad 2.7$$

H - номінальне значення показника y_i ;
 μ_{yi} - математичне очікування показника y_i ;

НУБІП України

2.2. Визначення математичних очікувань енергетичних і техніко-економічних показників МТА залежно від коливань крутного моменту на валу двигуна.

Як основні енергетичні показники розглядаємо частоту обертання колінчастого вала n , годинну витрату палива G_T , ефективну потужність N_e , питому витрату палива q_e а як вхідна величина - крутний момент на валу двигуна (рисунок 2.3, в). Під час визначення математичних очікувань енергетичних показників двигуна з класичною стеновою характеристикою використовуємо вирази (2.10), (2.3), (2.4), а також функції зв'язку

$y = f(M_K)$, які визначаються під час апроксимації стенових характеристик [1, 2.9]

$$n_D = f(M_K) = A_2 * + B_1 * M_K \text{ за умови } M_K \leq M_H A_2 * + B_1 * M_K \text{ за умови } M_K \geq M_H$$

$G_T = f(M_K) = A_1 + B_1 M_K$ за умови $M_K \leq M_H$ $A_2 + B_2 M_K$ за умови $M_K \geq M_H$ 2.9

$N_e = f(M_K) = A_1 * + B_1 M_K$ за умови $M_K \leq M_H$ $A_2 + B_2 M_K$ за умови $M_K \geq M_H$ 2.10

$K \geq M_H$ 2.9
де $A_1^* = n_x$; $A_2^* = n_H + \left[\frac{(n_H - n_{min})}{(K-1)} \right]$; $B_1^* = -(n_x - n_H) / M_H$;

$B_2 = M_H (n_H - n_x) / (M_H (K-1))$;

$A_1 = G_{TH}$; $A_2 = G_{TH} + G_{TX} - G_{TO} K - 1$;

$B_1 = G_{TX} - G_{TO} / M_H$; $B_2 = -(G_{TX} - G_{TO}) / (M_H (K-1))$;
2.9-2.10

$K \geq M_{max} / M_H$ - коефіцієнт пристосованості;

M_{max} , M_H - максимальний і номінальний крутний момент на валу двигуна, кВт;
2.10

G_{TH} ; G_{TX} ; G_{TO} - годинна витрата палива на номінальному режимі,

холостому ходу, при максимальному значенні крутного моменту, кг/год;

M_K - поточне значення крутного моменту, кВт;

n_x ; n_H ; n_{max} - частота обертання вала двигуна відповідно:

x

2.1 Математичне очікування частоти обертання вала двигуна.

$$E n_D = \int_{-\infty}^{\infty} f(M_K) \varphi(M_K) dM_K = \int_{-\infty}^{\infty} M_H f_1(M_K) \varphi(M_K) dM_K + \int_{M_H}^{\infty} M_H f_2(M_K) \varphi(M_K) dM_K$$

т

о

г

о

$$a^* + b^* M_K) - (a1^{**} + b1^* M_K) \cdot \Phi(tH) + b1^* \varphi(tH) \cdot \sigma_M \quad 2.11$$

де $tH \in (2\pi) - 1/2 \exp - 0.5 tH^2$ - щільність розподілу ймовірностей аргументу tH ,
 $tH = (2\pi) - 1/20 tH e^{-t^2/2} \cdot dt$ - функція Лапласа [11]
 $tH = MH - MK / \sigma_M$;

M_K ; σ_M - середнє значення та стандарт крутного моменту;

$a^* = A1^* + A2^*$; $a1^{**} = A2^* - A1^*$; $b^* = B1^* + B2^*$; $b1^* = B2^* - B1^*$ - коефіцієнти,

2.2.2. Математичне очікування годинної витрати пального

Математичне очікування годинної витрати палива знаходимо

за формулою [1, 5]

$$G_T = (\sigma_M \sqrt{2\pi})^{-1} \left\{ \int_{-\infty}^H (A_1 + B_1 M_K) \exp \left[\frac{(M_K - \bar{M}_K)^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dM_K + \int_{M_H}^{\infty} (A_2 + B_2 M_K) \exp \left[\frac{-(M_K - \bar{M}_K)^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dM_K \right\} =$$

$$a^* + b^* M_K - a1^{**} + b1^* M_K \Phi(tH) + b1^* \varphi(tH) \sigma_M \quad 2.12$$

2.2.3 Математичне очікування ефективної потужності

Математичне очікування ефективної потужності визначаємо

за формулою [1, 31]

$$\bar{N}_e = \frac{C}{\sigma_M \sqrt{2\pi}} \left\{ \int_{-\infty}^{M_H} (A_1^* M_K + B_1^* M_K^2) \exp \left[\frac{(M_K - \bar{M}_K)^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dM_K + \int_{M_H}^{\infty} (A_2^* M_K + B_1^* M_K^2) \exp \left[\frac{-(M_K - \bar{M}_K)^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dM_K \right\} =$$

$$10.5 a^* M_K + b^* M_K^2 + b^* \sigma_M^2 - a1^{**} M_K + b1^* M_K^2 + b1^* \sigma_M^2 \Phi(tH) + b1^* \varphi(tH) M_K$$

2.2.4 Математичне очікування питомої витрати палива.

Для знаходження математичного очікування питомої витрати палива використовуємо співвідношення:

$$q = G_T N_e \cdot 10^3 \quad 2.14$$

Розрахунок продуктивності МТА
 Математичне очікування годинної продуктивності агрегату (рисунок 2.3, в)
 розраховується з використанням виразу [5]:

$$W_{\Gamma} = C W 9550 - 1 M K n d + K M n \quad 2.15$$

Де $C W = 0,35 \eta_{\Gamma} t K_a^{-1}$

η_{Γ} - тяговий ККД трактора;

K_a - питомий опір агрегату;

t - ступінь використання часу роботи агрегату;

\bar{M}_K - середнє значення крутного моменту, Н-м;

$n d = 0,5 a^* + b^* M K - a_1^* + b_1^* M K \Phi(t_H) + b_1^* \rho(t_H) \sigma_M$; - математичне очікування частоти обертання вала двигуна, $x B^{-1}$;

$K_{Mk} = [0,5 b^* - b_1^* \Phi(t_H)] \sigma_M^2$ - кореляційний момент;

$\Phi(t_H)$; $\rho(t_H)$ - функції аргументу; $t_H = (M_H - \bar{M}_K)$

2.3. Розрахунок математичного очікування частоти обертання колінчастого вала.

Під час визначення математичних очікувань енергетичних показників двигуна постійної потужності (ДПМ) також використовуємо

функції зв'язку $y = f(M_K)$, які визначаються під час апроксимації стенових характеристик (рисунок 2.3, б) [31]:

$$n_d = f M K = f_1 M K = A_1^* + B_1^* M K \text{ за умови } 0 \leq M K \leq M_H \quad f_2 M K = A_2^* + B_2^* M K \text{ за умови } M_H \leq M K \leq M_n \quad f_3 M K = A_3^* + B_3^* M K \text{ за умови } M_n \leq M K \leq M_{max} \quad 2.16$$

де n_d - частота обертання колінчастого вала, ;

M_K - крутний момент на валу двигуна;

$f_1 M K$; $f_2 M K$; $f_3 M K$ - функції зв'язку, що характеризують роботу двигуна на різних гілках стенової характеристики;

A_1^*, B_1^* ; A_2^*, B_2^* ; A_3^*, B_3^* ; - розрахункові коефіцієнти, що визначаються

під час апроксимації характеристики двигуна на малюнку 2.3, б (таблиця 2.1);

M_{max} - максимальний крутний момент, Н·м;

M_n - граничний крутний момент, Н·м;

M_H - номінальний крутний момент, Н·м

Математичні очікування частоти обертання колінчастого вала

з урахуванням виразів (2.1), (2.3), (2.4) і (2.16) розраховуються за формулою [77]:

$$n_D = f(M_K) = (\sigma_M \sqrt{2\pi})^{-1} \left\{ \int_{-M}^{M_{\Pi}} (A_1^* + B_1^* M_K) \exp \left[-\frac{(M_K - \bar{M}_K)^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dM_K + \right.$$

$$\left. + \int_{M_H}^{M_{\Pi}} (A_2^* + B_2^* M_K) \exp \left[-\frac{(M_K - \bar{M}_K)^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dM_K \right\} + \int_{M_H}^{M_{\Pi}} (A_3^* + B_3^* M_K) \exp \left[-\frac{(M_K - \bar{M}_K)^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dM_K =$$

$$= n_D = f(M_K) = 0,5(a^* + b^* \bar{M}_K) - (a_1^* + b_1^* \bar{M}_K) \Phi(a_H) +$$

$$a_2^* + b_2^* \bar{M}_K \Phi(a_{\Pi}) - \sigma_M \{ b_1^* \varphi(a_H) + b_2^* \varphi(a_{\Pi}) \} \quad 2.17$$

$\Phi(a_H) = (2\pi)^{-1/2} \int_0^a e^{-t^2/2} dt$ - функція Лапласа;

n_D - математичне очікування частоти обертання колінчастого вала, $x_B = 1$;

$\varphi(a_H) = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5a_H^2)$ - щільність розподілу ймовірностей аргументу a_H

$\Phi(a_{\Pi}) = (2\pi)^{-1/2} \int_0^a e^{-t^2/2} dt$ - функція Лапласа;

$\varphi(a_{\Pi}) = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5a_{\Pi}^2)$ - щільність розподілу ймовірностей аргументу a_{Π} ;

$M_K = M_{\Pi} - M_K \sigma_M$, $a_H = M_H - M_K \sigma_M$

$a_1^*, b_1^*, a_2^*, b_2^*$ - розрахункові коефіцієнти, що визначаються під час апроксимації характеристики двигуна залежно від частоти обертання колінчастого вала (таблиця 2.1) [31].

M_K - середнє значення крутного моменту на валу двигуна, Н·м;

σ_M - стандарт крутного моменту, Н·м

Таблиця 2.1 - Коефіцієнти для розрахунку математичних очікувань частоти обертання та ефективної потужності двигуна

постійної потужності.

Коефіцієнт	Расчетная формула
A_1^*	n_x
A_2^*	$n_H + \{(n_H - n_{II}) / (\kappa_2 - 1)\}$
A_3^*	$n_{II} + \{(n_{II} - n_{min}) / (\kappa_1 - 1)\}$
B_1^*	$-(n_x - n_H) / M_H$
B_2^*	$-(n_{II} - n_{II}) / (M_{II} - M_H)$
B_3^*	$-(n_{II} - n_{min}) / (M_{max} - M_{II})$
a^*	$A_1^* + A_3^*$
a_1^*	$A_1^* - A_2^*$
a_2^*	$A_2^* - A_3^*$
b^*	$B_1^* + B_3^*$
b_1^*	$B_1^* - B_2^*$
b_2^*	$B_2^* - B_3^*$

$n_x, n_H, n_{II}, n_{min}$ – частота вращения вала двигателя соответственно: холостого хода, при номинальном моменте, при предельном моменте и при максимальном моменте, $мин^{-1}$; $\kappa_1 = M_{max} / M_{II}$; $\kappa_2 = M_{II} / M_H$.

2.4. Розрахунок математичного очікування ефективної потужності двигуна

Апроксимація стенової характеристики двигуна за потужністю на рисунку 2.3,6 має такий вигляд [31]:

$$N_e = f(M_K) = f_1(M_K) = A_1^* + B_1^* \cdot M_K^2 \text{ за умови } 0 \leq M_K \leq M_H; f_2(M_K) = A_2^* + B_2^* \cdot M_K^2 \text{ за умови } M_H \leq M_K \leq M_{II}; f_3(M_K) = A_3^* + B_3^* \cdot M_K^2 \text{ за умови } M_{II} \leq M_K \leq M_{max}$$

де - N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;

M_K - крутний момент на валу двигуна;

$f_1(M_K); f_2(M_K); f_3(M_K)$ - функції зв'язку, що характеризують роботу двигуна на різних плечах регуляторної характеристики;

M_{max} - максимальний крутний момент, Н-м;

M_{II} - граничний крутний момент, Н-м;

M_H - номінальний крутний момент, Н-м.

$A_1^*, B_1^*; A_2^*, B_2^*; A_3^*, B_3^*$ - постійні величини і кутові коефіцієнти, що визначаються за стеновою характеристикою двигуна

(див. таблицю 2.1)

Математичне очікування ефективної потужності ДПМ знаходимо за допомогою формули [33]:

$$\bar{M}_e = f(M_K) = C / (\sigma_M \sqrt{2\pi}) \left\{ \int_{-\infty}^H (A_1^* + B_1^* M_K) \exp \left[\frac{-(M_K - \bar{M}_K)^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dM_K + \int_{-\infty}^{M_{\Pi}} (A_2^* + B_2^* M_K) \exp \left[\frac{-(M_K - \bar{M}_K)^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dM_K + \int_{M_{\Pi}}^{\infty} (A_3^* + B_3^* M_K) \exp \left[\frac{-(M_K - \bar{M}_K)^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dM_K \right\} =$$

$$= c^{-1} \{ 0,5a * MK + b * MK^2 + b * \sigma M^2 - a_1 * MK + b_1 * MK^2 + b_1 * \sigma M^2 \Phi(t_H) + a_2 * MK + b_2 * MK^2 + b_2 * \sigma M^2 \Phi(t_H) - \sigma M \{ b_1 * \varphi(t_H) + b_2 * \varphi(t_{\Pi}) \} \} \quad 2.19$$

де c^{-1} - коефіцієнт $c^{-1} = 1/9550$

M_K - поточне середнє значення крутного моменту, Н*м;
 $t_H = (2\pi) - 1/20 t_H e^{-t^2/2} dt$ - функція Лапласа $Y=f(M_K)$;
 $t_H = (2\pi) - 1/2 \exp(-0,5 t_H^2)$ - густина розподілу аргументу t_H ;

$t_{\Pi} = (2\pi) - 1/20 t_{\Pi} e^{-t^2/2} dt$ - функція Лапласа для $Y=f(M_K)$;

$t_{\Pi} = (2\pi) - 1/2 \exp(-0,5 t_{\Pi}^2)$ - щільність розподілу аргументу t_{Π} ;

$$t_H = \frac{M_H - \bar{M}_K}{\sigma_M}; \quad t_{\Pi} = \frac{M_{\Pi} - \bar{M}_K}{\sigma_M}$$

σ_M - стандарт крутного моменту, Н-м;

M_H - номінальне значення крутного моменту, Н-м;

M_{Π} - граничне значення крутного моменту, Н-м;

a_1, b_1, a, b, a_2, b_2 - розрахункові коефіцієнти, що визначаються під час апроксимації характеристики двигуна залежно від крутного моменту на колінчастому валу (див. таблицю 2.1) [31].

2.6. Розрахунок математичного очікування годинної витрати палива.

Для розрахунку математичних очікувань годинної витрати палива його характеристика на рисунку 2.3,б апроксимується за допомогою такого виразу [33]:

$$GT = f(M_K) = f_1(M_K) = A_1 + B_1 M_K \text{ за умови } 0 \leq M_K \leq M_H / f_2(M_K) = A_2 + B_2 M_K \text{ за умови } M_{\Pi} \leq M_K \leq M_H / f_3(M_K) = A_3 + B_3 M_K \text{ за умови } M_H \leq M_K \leq M_{\max} \quad 2.20$$

де
 e
 GT - годинна витрата палива;

$A_1, B_1, A_2, B_2, A_3, B_3$ - постійні величини і кутові коефіцієнти, які визначаються за стендовою характеристикою двигуна (таблиця 2.2)

Таблиця 2.2 - Коефіцієнти для розрахунку математичних очікувань годинної витрати палива трактора з двигуном постійної пружності:

Коефіцієнт	Расчетная формула
A_1	$G_{ТХ}$
A_2	$G_{ТН} + \{(G_{ТН} - G_{ТП}) / (\kappa_2 - 1)\}$
A_3	$G_{ТП} + \{(G_{ТП} - G_{ТО}) / (\kappa_1 - 1)\}$
B_1	$-(G_{ТХ} - G_{ТН}) / M_n$
B_2	$-(G_{ТН} - G_{ТП}) / (M_n - M_n)$
B_3	$-(G_{ТП} - G_{ТО}) / (M_{max} - M_n)$
a	$A_1^* + A_3^*$
a_1	$A_1^* - A_2^*$
a_2	$A_2^* - A_3^*$
b	$B_1^* + B_3^*$
b_1	$B_1^* - B_2^*$
b_2	$B_2^* - B_3^*$

$G_{ТХ}, G_{ТН}, G_{ТП}, G_{ТО}$ - часовой расход топлива соответственно: холодного хода, номинальный, для предельного крутящего момента, при максимальном крутящем моменте, кг/ч; $\kappa_1 = M_{max} / M_n$; $\kappa_2 = M_n / M_n$.

Використовуючи вирази (2.1), (2.3), (2.4), (2.20), отримаємо залежність для розрахунку математичних очікувань годинної витрати палива:

$$G_T = f(M_K) = (\sigma_M \sqrt{2\pi})^{-1} \left\{ \int_{-\infty}^{M_n} (A_1 + B_1 M_K) \exp \left[\frac{-(M_K - \bar{M}_K)^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dM_K + \int_{M_n}^{M_{\Pi}} (A_2 + B_2 M_K) \exp \left[\frac{-(M_K - \bar{M}_K)^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dM_K + \int_{M_n}^{M_{\Pi}} (A_3 + B_3 M_K) \exp \left[\frac{-(M_K - \bar{M}_K)^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dM_K \right\} = 0,5(a^* + b^* \bar{M}_K) - (a_1^* + b_1^* \bar{M}_K) \Phi(a_n) +$$

де G_T - математичне очікування годинної витрати палива, кг/год;

a_1, b_1, a_2, b_2 - розрахункові коефіцієнти, що визначаються під час

апроксимації регуляторної характеристики дизеля за витратою палива (див. таблицю 2.2);

$a_n = (2\pi)^{-1} \int_0^{2\pi} \exp(-t^2/2) dt$ - функція Лапласа;

$a_n = (2\pi)^{-1} \int_0^{2\pi} \exp(-0,5t^2) dt$ - густина розподілу аргументу a_n для $y = f(M_K)$;

$a_n = (2\pi)^{-1} \int_0^{2\pi} \exp(-t^2/2) dt$ - функція Лапласа для;

$a_{II} = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5t\Pi^2)$ - щільність розподілу аргументу $t\Pi$;

$$a_H = \frac{M_H - \bar{M}_K}{\sigma_M}; \quad a_{II} = \frac{M_{II} - \bar{M}_K}{\sigma_M}$$

M_K - середнє значення крутного моменту на валу двигуна, Н-м;

σ_M - стандарт крутного моменту, Н-м.

Д
л
я

де η_e (0,25-0,4) - ефективний ККД двигуна (ця змінна вводиться послідовно в заданих межах);

$$Q_H = 42500 \text{ кДж/кг}$$

$N_{e \max} = 9550 - 1 M_{\max} n d \cdot \min$ ця змінна змінється в межах

$$M_{\max} = M_H \cdot (1,35 - 1,6)$$

$N_{e.P}$ - гранична потужність двигуна, кВт;

$$N_{e.P} = 9550 - 1 M_{\max} n d \cdot \min; \quad M_{II} = M_H \cdot (1,35 - 1,6)$$

2.4.4 Розрахунок математичного очікування питомої витрати палива.

Математичне очікування питомої витрати палива знаходимо за формулою:

$$q_e = 10 - 3GT\eta_e \quad 2.23$$

о
е
ф
е

2.7. Розрахунок математичного очікування годинної продуктивності МТА.

q_e - математичне очікування питомої витрати палива, г/кВт-год.

Математичне очікування годинної продуктивності МТА, представленої на рисунку 2.3, б, визначаємо таким чином [5]:

$$M_{II} = C_{W1} N_{e.P} \quad 2.24$$

$M_{II} = 3,6 \cdot N_{e \max} 103 Q_H \eta_e$ 2.22
 M_{II} - математичне очікування продуктивності агрегату, га/год;

$$C_{W1} = 0,36 \eta_T \tau K_a^{-1} \quad 2.22$$

a_1, b_1, a_2, b_2 значення GTO та GTP - знаходимо за формулами [53]

$$K_a = \text{ступінь використання агрегату, м/м}; \quad 2.22$$

τ - ступінь використання часу роботи агрегату, кН/м;

N_e - математичне очікування ефективної потужності двигуна, кВт.

$$GTP = 3,6 \cdot N_{e \max} 103 Q_H \eta_e$$

2.22

де в виразі (2.24) знаходимо за допомогою формули (2.19).

2.8. Визначення математичних очікувань енергетичних та техніко-економічних показників МТА залежно від коливань сили тяги на гаку.

Для оцінки енергетичних і техніко-економічних показників трактора (швидкість руху, тягова потужність на даній передачі N_{KP} , годинна витрата палива G_T , питома тягова витрата палива на даній передачі g_{KP}), що перебувають під впливом змінної сили тяги на гаку, використовується тягова характеристика трактора (рисунок 2.4). Під час її апроксимації встановлюються залежності [5]:

$$VP, N_{KP}, G_T, g_{KP} = f(P_{KP}) \quad 2.25$$

Залежності (2.25) можуть бути отримані, виходячи з такої апроксимації тягової характеристики трактора з двигуном постійної потужності та з двигуном, що має класичну стендову характеристику, представлену на рисунку 2.4, б та в. для двигуна з класичною стендовою характеристикою [31]:

$$VP = f_{1P_{KP}} = A1 * P_{KP} + B1 * MK \text{ за умови } P_{KP} \leq P_{KP.H} \quad f_{2P_{KP}} = A2 * P_{KP} + B2 * MK \text{ за умови } P_{KP} \geq P_{KP.H} \quad 2.26$$

$$G_T = f_{1P_{KP}} = A1' * P_{KP} + B1' * MK \text{ за умови } P_{KP} \leq P_{KP.H} \quad f_{2P_{KP}} = A2' * P_{KP} + B2' * MK \text{ за умови } P_{KP} \geq P_{KP.H} \quad 2.27$$

$$Ne = f_{1P_{KP}} = CA1 * P_{KP} + B1 * P_{KP}^2 \text{ за умови } P_{KP} \leq P_{KP.H} \quad f_{2P_{KP}} = CA2 * P_{KP} + B2 * P_{KP}^2 \text{ за умови } P_{KP} \geq P_{KP.H} \quad 2.28$$

де $f_1(P_{KP})$ - функція зв'язку, що відповідає роботі двигуна на регуляторі;

$f_2(P_{KP})$ - функція зв'язку, що характеризує роботу двигуна в режимі перевантаження;

$f(P_{KP})$ - функція зв'язку, встановлена під час апроксимації характеристики трактора на даній передачі;

$$A1 * = VX; A2 * = VPH + VX - VP.HK1 - 1$$

$$B1 * = -VP.H - VminPKP.H; B2 * = -VP.H - VminPKP.H / K1 - 1; \text{ - коефіцієнти, що визначаються за типовою характеристикою трактора;}$$

$$A1' = GTX; A2' = GTH + GTH - GTO K1 - 1;$$

$$B1' = GTH - GTX PKP.H; B2' = -GTH - GTO PKP.H K1 - 1;$$

$$K1 = PmaxPKP.H;$$

$GTX; GTO$; - дані тягової характеристики трактора.

$P_{кр.н}$ - номінальна сила тяги, кН для двигуна постійної потужності [33];

$$V_p = f_1 P_{кр} = A_1 + B_1 P_{кр} \text{ за умови } 0 \leq P_{кр} \leq P_{кр.н} \text{ і } f_2 P_{кр} = A_2 + B_2 P_{кр} \text{ за умови } P_{кр.н} \leq P_{кр} \leq P_{кр.п} \text{ і } f_3 P_{кр} = A_3 + B_3 P_{кр} \text{ за умови } P_{кр.п} \leq P_{кр} \leq P_{кр.мах} \quad 2.29$$

де \bar{V}_p - середнє значення робочої швидкості трактора, км/год;

$f_1 P_{кр}, f_2 P_{кр}, f_3 P_{кр}$ - функції зв'язку, що характеризують роботу двигуна на різних гілках тягової характеристики;

$P_{кр}$ - сила тяги на галу, кН;

$P_{кр.п}$ - гранична сила тяги, що відповідає максимальній тяговій потужності, кН;

$P_{кр.н}$ - номінальна сила тяги, кН;

$P_{кр.мах}$ - максимальна сила тяги, кН;

$A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, B_3$ - постійні величини та кутові коефіцієнти, які визначаються за тяговою характеристикою трактора (таблиця 2.3).

Таблиця 2.3 - Коефіцієнти для розрахунку математичних очікувань тягової потужності трактора з двигуном постійної потужності.

Коефіцієнт	Расчетная формула
A_1	$V_{р.х}$
A_2	$V_{р.н} + \{(V_{р.н} - V_{р.п}) / (\kappa_2 - 1)\}$
A_3	$V_{р.п} + \{(V_{р.п} - V_{р.мін}) / (\kappa_1 - 1)\}$
B_1	$-(V_{р.х} - V_{р.н}) / P_{кр.н}$
B_2	$-(V_{р.н} - V_{р.п}) / (P_{кр.п} - P_{кр.н})$
B_3	$-(V_{р.п} - V_{р.мін}) / (P_{кр.мах} - P_{кр.п})$
a	$A_1 + A_3$
a_1	$A_1 - A_2$
a_2	$A_2 - A_3$
b	$B_1 + B_3$
b_1	$B_1 - B_2$
b_2	$B_2 - B_3$

$V_{р.х}, V_{р.н}, V_{р.п}, V_{р.мін}$ - швидкість руху трактора відповідно: холостого ходу, номінальна, при $P_{кр.п}$ і при $P_{кр.мах}$, км/ч; $\kappa_1 = P_{кр.мах} / P_{кр.п}$;

$$\kappa_2 = P_{кр.п} / P_{кр.н}$$

Характеристика тягової потужності трактора (рисунк 2.4,б) апроксимується за допомогою такого виразу [32]:

$$N_{кр} = f_1 P_{кр} = A_1 P_{кр} + B_1 P_{кр}^2 \text{ за умови } 0 \leq P_{кр} \leq P_{кр.н} \text{ і } f_2 P_{кр} = A_2 P_{кр} + B_2 P_{кр}^2 \text{ за умови } P_{кр.н} \leq P_{кр} \leq P_{кр.п}$$

к

р

.

н

с

$A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, B_3$ – постійні величини та кутові коефіцієнти, що визначаються за тяговою характеристикою трактора (таблиця 2.4)

Апроксимація характеристики годинної витрати палива (рисунк 2.4,б) проводиться за допомогою виразу [33].

$$N_{кр} = f_1 P_{кр} = A_1 * + B_1 * P_{кр} \text{ за умови } 0 \leq P_{кр} \leq P_{кр.н} \quad f_2 P_{кр} = A_3 * + B_2 * P_{кр} \text{ за умови } P_{кр.н} \leq P_{кр} \leq P_{кр.п} \quad f_3 P_{кр} = A_3 * + B_3 * P_{кр} \text{ за умови } P_{кр.п} \leq P_{кр} \leq P_{кр.мах} \quad 2.31$$

де

$A_1, A_2, A_3, B_1, B_2, B_3$ розрахункові коефіцієнти, що визначаються за тяговою характеристикою трактора (див. таблицю 2.4).

Таблиця 2.4 – Коефіцієнти для розрахунку математичних очікувань годинної витрати палива трактора з двигуном постійної потужності

Коефіцієнт	Расчетная формула
A_1^*	$G_{ТХ}$
A_2^*	$G_{ТН} + \{(G_{ТН} - G_{ТП}) / (\kappa_2 - 1)\}$
A_3^*	$G_{ТП} + \{(G_{ТП} - G_{ТО}) / (\kappa_1 - 1)\}$
B_1^*	$-(G_{ТХ} - G_{ТН}) / P_{кр.н}$
B_2^*	$-(G_{ТН} - G_{ТП}) / (P_{кр.п} - P_{кр.н})$
B_3^*	$-(G_{ТП} - G_{ТО}) / (P_{кр.мах} - P_{кр.п})$
a^*	$A_1^* + A_3^*$
a_1^*	$A_1^* - A_2^*$
a_2^*	$A_2^* - A_3^*$
b^*	$B_1^* + B_3^*$
b_1^*	$B_1^* - B_2^*$
b_2^*	$B_2^* - B_3^*$

$G_{ТХ}, G_{ТН}, G_{ТП}, G_{ТО}$ – часовий расход топлива соответственно: холодного хода, номинальный, для предельного крутящего момента, при максимальном крутящем моменте, $\kappa_2/4$; $\kappa_1 = P_{кр.мах} / P_{кр.п}$; $\kappa_2 = P_{кр.п} / P_{кр.н}$.

2.9. Розрахунок математичного очікування робочої швидкості руху агрегату на даній передачі.

Швидкість руху на даній передачі з використанням виразів (2.1), (2.3), (2.4), (2.29) знаходимо за формулою [33].

$$V_p = f(P_{кр}) = (\sigma_M \sqrt{2\pi})^{-1} \int_{-\infty}^{P_{кр}} (A_1^* + B_1^* P_{кр}) \exp \left[-\frac{(P_{кр} - \bar{P}_{кр})^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dP_{кр} +$$

$$+ \int_{P_{кр.н}}^{P_{кр.п}} (A_2^* + B_2^* P_{кр}) \exp \left[-\frac{(P_{кр} - \bar{P}_{кр})^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dP_{кр} + \int_{P_{кр.п}}^{\infty} (A_3^* + B_3^* P_{кр}) \exp \left[-\frac{(P_{кр} - \bar{P}_{кр})^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dP_{кр} =$$

$$= 0,5(a^* + b^* \bar{P}_{кр}) - (a_1^* + b_1^* \bar{P}_{кр}) \Phi(a_H) + a_2^* + b_2^* P_{кр} \Phi(a_{п}) - \sigma_P \{b_1^* \phi(a_H) + b_2^* \phi(a_{п})\} \quad 2.32$$

є апроксимації регуляторної характеристики дизеля за витратою палива (див. таблицю 2.3);
 a_1, b_1, a, b, a_2, b_2 - розрахункові коефіцієнти, що визначаються під час

$a_H = (2\pi)^{-1/2} \exp(-t^2/2 \cdot da)$ - функція Лапласа;
 $a_H = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5a_H^2)$ - густина розподілу аргументу a_H для $y = f(P_{кр})$;
 $a_{п} = (2\pi)^{-1/2} \exp(-t^2/2 \cdot da)$ - функція Лапласа для;

$a_{п} = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5a_{п}^2)$ - щільність розподілу аргументу $a_{п}$;
 $a_H = \frac{P_{кр.п} - \bar{P}_{кр}}{\sigma_P}$; $a_{п} = \frac{P_{кр.н} - \bar{P}_{кр}}{\sigma_P}$

$P_{кр}$ - середнє значення крутного моменту на валу двигуна, Н-м;

σ_M - стандарт крутного моменту, Н-м.

2.5.2 Розрахунок математичного очікування потужності на гаку.

Для трактора з двигуном постійної потужності значення тягової потужності, виходячи із залежностей (2.1), (2.3), (2.4) і (2.30), знаходимо за таким виразом

$$\bar{N}_{кр} = f(P_{кр}) = C / (\sigma_M \sqrt{2\pi}) \left\{ \int_{-\infty}^{P_{кр}} (A_1^* + B_1^* P_{кр}) \exp \left[-\frac{(P_{кр} - \bar{P}_{кр})^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dP_{кр} + \int_{P_{кр.н}}^{P_{кр.п}} (A_2^* + B_2^* P_{кр}) \exp \left[-\frac{(P_{кр} - \bar{P}_{кр})^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dP_{кр} + \int_{P_{кр.п}}^{\infty} (A_3^* + B_3^* P_{кр}) \exp \left[-\frac{(P_{кр} - \bar{P}_{кр})^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dP_{кр} \right\}$$

$$a \cdot P_{кр} + b \cdot P_{кр}^2 + b \cdot \sigma_P^2 - a_1 \cdot P_{кр} + b_1 \cdot P_{кр}^2 + b_1 \cdot \sigma_M^2 \Phi t_H + a_2 \cdot P_{кр} + b_2 \cdot P_{кр}^2$$

де

$M_{кр}$ - математичне очікування тягової потужності, кВт;
 апроксимації тягової характеристики трактора (див. таблицю 2.3);
 a_1, b_1, a, b, a_2, b_2 - розрахункові коефіцієнти, що визначаються під час

$t_n = (2\pi)^{-1/2} \exp(-t^2/2 \cdot dt)$ - функція Лапласа для аргумента t_n ;

$t_n = (2\pi)^{-1/2} \exp(-t^2/2 \cdot dt)$ - функція Лапласа для аргумента t_n ;

$t_n = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5 t_n^2)$ - густина розподілу аргументу t_n ;

$t_n = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5 t_n^2)$ - густина розподілу аргументу t_n ;

$P_{кр}$ - середнє значення крутного моменту на валу двигуна, Н·м;

$$t_n = \frac{P_{кр.п} - \bar{P}_{кр}}{\sigma_P}; \quad t_n = \frac{P_{кр.н} - \bar{P}_{кр}}{\sigma_P}$$

σ_P - стандарт крутного моменту, Н·м.

2.10. Розрахунок математичного очікування годинної витрати палива на даній передачі.

Математичні очікування годинної витрати палива G_T визначаються за допомогою виразів (2.1), (2.3), (2.4), (2.31) [33]:

$$\bar{G}_T = f(P_{кр}) = (\sigma_M \sqrt{2\pi})^{-1} \left\{ \int_{-\infty}^{P_{кр.н}} (A_1 + B_1 P_{кр}) \exp \left[\frac{-(P_{кр} - \bar{P}_{кр})^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dP_{кр} + \right.$$

$$\left. + \int_{P_{кр.п}}^{P_{кр.н}} (A_2 + B_2 P_{кр}) \exp \left[\frac{-(P_{кр} - \bar{P}_{кр})^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dP_{кр} \right\}$$

$$+ \int_{P_{кр.п}}^{\infty} (A_3 + B_3 P_{кр}) \exp \left[\frac{-(P_{кр} - \bar{P}_{кр})^2}{(2\sigma_M^2)} \right] dP_{кр} \right\}$$

=

де G_T - математичне очікування годинної витрати палива, кг/год;

a_1, b_1, a, b, a_2, b_2 - розрахункові коефіцієнти, що визначаються під час апроксимації тягової характеристики трактора (див. рисунок 2.4,б)

*

за витратою палива (див. таблицю 2.4)

2.5.4 Розрахунок математичного очікування питомої тягової витрати палива

Математичне очікування питомої тягової витрати палива \bar{q}_e знаходимо за формулою:

$$q_e = 103 G_T / N_{кр} \quad 2.35$$

де \bar{G}_T - математичне очікування годинної витрати палива, кг/год;

$N_{кр}$ - математичне очікування тягової потужності, кВт;

2.11. Розрахунок математичного очікування продуктивності агрегату.

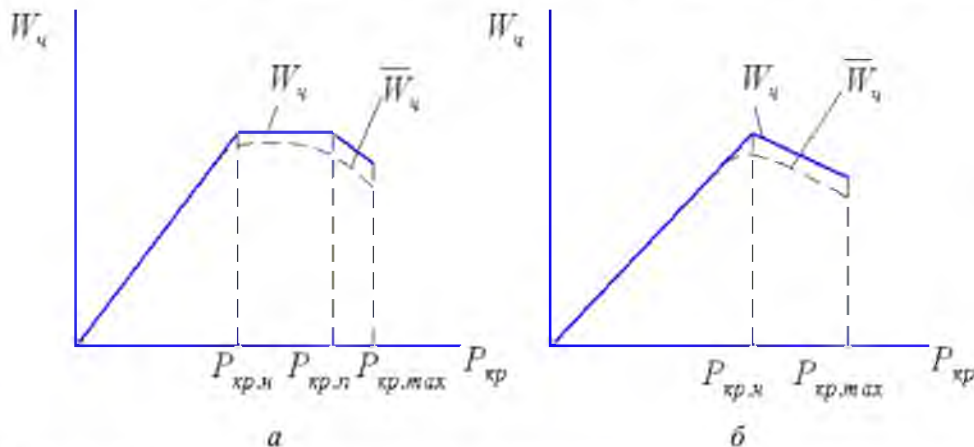


Рисунок 2.5 – К расчету часовой производительности МТА с использованием тяговой характеристики трактора: а) – производительность МТА при случайном характере колебаний силы тяги на крюке трактора с двигателем постоянной мощности; б – производительность МТА при случайном характере колебаний силы тяги на крюке для типовой тяговой характеристики

На рисунку 2.5:

W_q - годинна продуктивність, га/год;

\bar{W}_q - математичне очікування годинної продуктивності, га/год;

$P_{кр}$ - сила тяги на гаку трактора, кН;

$P_{кр.мах}$ - максимальна сила тяги на гаку, що відповідає максимальному крутному моменту на валу двигуна, кН;

$P_{кр.н}$ - номінальна сила тяги на гаку, кН;

$P_{кр.л}$ - гранична сила тяги на гаку, що відповідає граничному крутному моменту на валу двигуна, кН;

Для розрахунку математичних очікувань годинної продуктивності МТА залежно від змінної сили тяги трактора (рисунок 2.5, а, б) використовується такий вираз [5]:

$$W_q = C W 2 N_{кр} \quad 2.36$$

де W_q - математичне очікування продуктивності агрегату, га/год;

$$C_{W2} = 0,36 \tau K_a^{-1}$$

K_a - питомий опір агрегату, кН/м;

τ - ступінь використання часу роботи агрегату;

$N_{кр}$ - математичне очікування тягової потужності, кВт.

Математичне очікування тягової потужності у формулі (2.36) знаходимо за допомогою виразу (2.33) або виразу (2.37).

2.12. Розрахунок математичних очікувань енергетичних показників МТА з класичною тяговою характеристикою трактора.

Вплив коливань сили тяги на тягову потужність трактора з характеристикою, представленою на рисунку 2.4, в, оцінюється за допомогою формули [5].

$$N_{кр} = P_{кр} V_p + K_{pv} \quad 2.37$$

де $N_{кр}$ - математичне очікування тягової потужності;

$\bar{V}_p = 0,5(a^* + b_1^* \bar{P}_{кр}) - (a_1^* + b_1^* \bar{P}_{кр}) \phi(t_n) + b_1^* \phi(t_n) \sigma_p$ - математичне очікування робочої швидкості руху трактора на даній передачі (рисунок 2.4, в), м/с;

$K_{pv} = [0,5b^* - b_1^* \phi(t_n) \sigma_p^2]$ - кореляційний момент;

$$A1^* = V_X; A2^* = V_P.H + V_p.H - V_{min} K1 - 1$$

$$B1^* = -V_P.H - V_{min} P_{кр}.H;$$

$B2^* = \frac{-(V_p.H - V_{min})}{P_{кр}.H (K1 - 1)}$ - коефіцієнти, що визначаються за типовою характеристикою трактора;

$K_1 = \frac{P_{max}}{P_{кр.н}}$ - коефіцієнт максимального навантаження трактора на даній передачі;

$$a^* = A1^* + A2^*; a1^* = A2^* - A1^*; b^* = B1^* + B2^*; b1^* = B2^* - B1^*;$$

tn ; $\varphi(tn)$ - функції аргументу $tn = (P_{кр} - P_k) \sigma P$

P_k ; σP - середнє значення та середньоквадратичне відхилення тягової сили трактора на даній передачі, кН;

$P_{кр}$ - номінальне значення сили тяги, P_{max} - максимальне значення сили тяги, кН.

Для розрахунку математичного очікування питомої тягової витрати палива \bar{g}_e використовується співвідношення [5]:

$$g_e = 103GTNk_p \quad 2.38$$

де $\bar{G}_T = 0,5(a' + b_1' P_{кр}) - (a_1' + b_1' P_{кр}) \varphi(t_n) + b_1' \varphi(t_n) \sigma P$ - математичне очікування секундної витрати палива на даній передачі, кг/год.

$N_{кр}$ - математичне очікування тягової потужності трактора на даній передачі, кВт;

$a' = A1' + A2'$; $a_1' = A2' - A1'$; $b' = B1' + B2'$; $b_1' = B2' - B1'$; - коефіцієнти, що визначаються за типовою тяговою характеристикою;

$$A1' = GTX; A2' = GTH + GTH - GTO K_1 - 1$$

$$B1' = GTH - GTX PKP.H;$$

$B2' = -GTH - GTO PKP.H K_1 - 1$; $K_1 = \frac{P_{max}}{P_{кр.н}}$; GTX ; GTO ; GTH ; P_{max} ; $P_{кр.н}$ - дані тягової характеристики трактора

2.13. Оцінка впливу змінних зовнішніх факторів на енергетичні витрати роботи МТА.

Величина сумарних енергетичних витрат залежить від багатьох факторів.

Значною мірою на енерговитрати впливає продуктивність агрегату, яка залежить від різних показників:

- коефіцієнт використання часу зміни;
- отужність двигуна трактора;

ягова характеристика трактора;
видкість виконання технологічних операцій тощо.

До числа факторів, що впливають на енерговитрати роботи агрегату, входять енергетичні чинники:

отужність двигуна і ступінь її використання;

опустиме навантаження двигуна;

витрата палива;

ягова потужність трактора та ін.

Різні методи визначення енергетичних витрат не враховують, як правило, такі закономірності роботи МТА, як імовірнісний характер зовнішніх впливів, коливання навантаження, особливості виконання технологічних операцій.

Наприклад, у роботі [39] енергетичні витрати технологічного процесу визначаються за таким виразом:

$$E_{TP} = E_{II} + E_0 + (E_{ж} + E_T + E_C + E_M) \cdot W_T - 1 \quad 2.39$$

де E_{II} - прямі паливно-енергетичні витрати, кДж/га;

E_0 - витрати енергії на виробництво добрив, отрутохімікатів, насіння, МДж/га;

$E_{ж}$ - енерговитрати живої праці, МДж;

E_T, E_C та E_M - енергоємність трактора, зчіпки та робочої машини, МДж/год;

W_T - годинна продуктивність МТА, га/год.

У цьому виразі з проблемою ефективності використання МТА пов'язані прямі паливно-енергетичні витрати E_{II} та продуктивність W_T . Однак вплив змінних факторів, що впливають на агрегат-перемінних чинників, що впливають на агрегат, ця методика не враховує. Інший автор [59] пропонує визначати сумарні енерговитрати за допомогою такої узагальненої формули:

$$E_{в.тр} + E_{в.схм} + E_{р.то} + E_{с.р.} + E_{упр} + E_{пмм} + E_{втр} \rightarrow m_{п} \quad 2.40$$

де E - питомі сумарні енергетичні витрати, МДж/га;

$E_{в}$ - енергія, витрачена на виготовлення трактора, знаряддя, причепа, МДж/га;

$E_{р.то}$ - енергія, витрачена на технічне обслуговування, поточний і капітальний ремонт машин, що входять до складу МТА, МДж/га;

$E_{с.р.}$ - енергія, витрачена на комплектування МТА, МДж/га;

$E_{упр}$ - енергія, витрачена оператором на управління агрегатом, МДж/га;
 $E_{пмм}$ - енергія паливно-мастильних матеріалів, МДж/га;
 $E_{втр}$ - втрати енергії, зумовлені недотриманням оптимальних параметрів і режимів роботи агрегату, МДж/га.

Вираз (2.40) має дві складові ($E_{пмм}$ та $E_{втр}$), які визначаються автором з урахуванням оптимальних показників використання МТА, встановлених у роботах [1-10]. Проте, ця методика може бути вдосконалена шляхом застосування більш ефективних методів оптимізації параметрів і режимів роботи агрегатів. У низці досліджень [10, 25-28] встановлено, що в реальних умовах фактичні енерговитрати технологічного процесу значно перевищують розрахункові, при цьому різниця тим більша, чим більший розмах коливань вхідних впливів на МТА.

Для оцінки впливу змінних зовнішніх факторів роботи агрегату на прямі паливно-енергетичні витрати в роботі [10] використовується такий вираз:

$$E_{п} = (G_{т} \cdot t_{р} \cdot a_{т}) / W_{г} + G_{тх} \cdot t_{х} + G_{то} \cdot t_{о} \cdot a_{дп} / W_{г} \quad 2.41$$

де $\bar{E}_{п}$ - математичне очікування прямих паливно-енергетичних витрат, Дж/га;
 $G_{т} = f(\bar{M}_{с})$ - математичне очікування годинної витрати палива, кг/год;

$a_{дп}$ - енергетичний еквівалент дизельного палива, МДж/кг;

$\bar{W}_{г} = f(\bar{M}_{с})$ - математичне очікування годинної продуктивності МТА, га/год;

$G_{тх}$; $G_{то}$ - витрата палива відповідно на холостий хід МТА і під час його зупинок, кг/год;

$$t_{р} = 1; \quad t_{х} = T_{х} T_{р}; \quad t_{з} = T_{з} T_{р};$$

$T_{р}$, $T_{х}$, $T_{з}$ - відповідно час чистої роботи МТА, час, витрачений на холості ходи та зупинки, год;

$M_{с}$ - момент опору на коліннастому валу двигуна трактора, Н·м.

Відомо, що залежно від виду технологічних операцій величина паливно-енергетичних витрат на холості ходи і зупинки

величина паливно-енергетичних витрат на холості ходи та зупинки перебуває в межах 10-15% [10, 25-28].

Після низки перетворень вираз (2.41) для розрахунку основних прямих паливно-енергетичних витрат набуває такого вигляду вигляд [14]:

$$E_{\text{опр}} = \frac{C_E \cdot \bar{G}_T}{\bar{N}_e}$$

де $E_{\text{опр}}$ - математичне очікування прямих паливно-енергетичних витрат, кДж/га;

$C_E = (aT \cdot K_a) / (0,36\eta T \cdot \tau)$ - коефіцієнт;

K_a - питомий тяговий опір робочих машин, кН/м;

η_T - тяговий ККД трактора на робочому режимі;

τ - коефіцієнт використання часу зміни;

$\bar{N}_e = f(\bar{M}_c)$ - математичне очікування ефективної потужності дизеля, кВт;

$\bar{N}_{кр} = f(\bar{M}_c)$ - математичне очікування тягової потужності трактора, кВт.

\bar{M}_c - середнє значення моменту опору на колінчастому валу двигуна трактора,

$\bar{P}_{кр}$ - середнє значення сили тяги на гаку, кН.

Аналіз структури енерговитрат на виробництво продукції рослинництва показує, що вона має три основні складові [60]:

Ефективне використання системи машин під час виконання технологічних

Енерговитрати під час використання МТА для виконання різних технологічних операцій у складі машинних комплексів з обробітку сільськогосподарських ацій належить до другої складової енерговитрат на виробництво продукції культур визначаються двома основними складовими:

о основні прями паливно-енергетичні витрати;

с енерговитрати, зумовлені недотриманням оптимальних параметрів і режимів роботи агрегатів.

Робота МТА з відхиленням від оптимуму завантаження двигуна, трактора, встановленого з урахуванням впливу випадкових зовнішніх чинників,

н в
и р
ц E_e ;

призводить до зниження продуктивності, подовження часу виконання операцій технологічного процесу, а отже, до порушення агротерміну обробітку сільськогосподарських культур. Порушення агротермінів негативно впливає на врожайність, тобто збільшуються втрати енергії врожаю та загальна кількість енерговитрат процесу виробництва сільськогосподарської продукції. Тому під час підвищення ефективності використання МТА з урахуванням енерговитрат технологічного процесу необхідно враховувати спектр чинників, що впливають на обидві складові процесу та розробити узагальнюючий критерій, який

Енергія, втрачена через урожай, може бути визначена таким чином [61]:

$$\epsilon \quad E_{\text{втр}} = E_A + E_U \quad 2.43$$

де E_A - енергія, втрачена при порушенні агротермінів виконання операцій, МДж/га;
 E_U - енергія, втрачена у зв'язку з ущільненням ґрунту, МДж/га.

Сумарні енерговитрати під час використання МТА можна визначити за формулою:

$$E_{\text{мта}} = E_{\text{опр}} + E_A \quad 2.44$$

де $E_{\text{мта}}$ - енерговитрати при використанні МТА, МДж/га;

$E_{\text{опр}}$ - основні прямі паливно-енергетичні витрати, МДж/га;

E_A - енерговитрати, зумовлені недотриманням оптимальних параметрів і режимів роботи агрегатів.

Основні прямі енерговитрати $E_{\text{опр}}$ визначаються за співвідношенням (2.42). У цьому виразі потужність \bar{N}_e розраховується за формулами (2.13), (2.19). Середня годинна витрата палива \bar{G}_T розраховується за формулами (2.12), (2.21), (2.34). Тягова потужність трактора $\bar{N}_{\text{кр}}$ розраховується за виразами (2.33), (2.37).

Порушення агротермінів виконання операцій із вирощування культур відбувається, як зазначалося раніше, за недотримання оптимальних параметрів і режимів роботи МТА і є предметом більш детального вивчення.

Для визначення E_A в роботах [59] пропонується використовувати вираз

$$E_A = \sum_{i=1}^n N_i - 1 C_{\text{Пі}} \cdot W_{\text{г}} \cdot T_{\text{см}} \cdot n_{\text{см}} S_0 \quad 2.45$$

де $C_{\text{Пі}}$ - коефіцієнт втрат урожаю, МДж/га·день;

$$СП = Y \cdot \Delta y \cdot Q / 100$$

2.46

де Y - планована врожайність, кг/га;

Δy - втрати врожаю на 1 день збільшення агротермінів виконання операцій, %;

N - кількість цілих днів у $N1$;

S_0 - обсяг роботи на даній операції, га

W_r - середнє значення продуктивності агрегату, га/ч;

- енергоємність одного кілограма продукту, МДж/кг.

$$N1 = S_0 / W_r \cdot T_{см} \cdot n_{см}$$

2.47

д

$n_{см}$ - число змін в одному робочому дні;

$N1$ - число днів, необхідних для виконання обсягу S_0 ;

$T_{см}$ - тривалість зміни, год.

Значення Δy встановлюються з урахуванням умов природно-кліматичних зон, або можуть бути прийняті за такою таблицею [59].

Таблиця 2.5 - Зменшення втрат урожаю Δy на 1 день скорочення періоду польових робіт, %

Вид роботи	Δy	Культура	Δy	
			посев	уборка
Лущение стерни	0,80	Колосовые	0,9	3,00
Безотвальная обработка	0,50	Кукуруза на силос	0,6	0,80
Культивация	0,30	Подсолнечник	0,8	3,60
Дискование	0,05	Горох	1,5	0,60
Боронование	1,20	Свекла	1,6	0,02
Вспашка зяби	0,50	Картофель	1,8	1,50

Визначення величини втрат енергії E_d з використанням виразу (2.45) необхідно здійснювати шляхом порівняння базового значення продуктивності W_6 , яке відповідає номінальному режиму роботи МТА, та оптимального значення $W_{опт}$, яке відповідає оптимальному режиму роботи агрегату з урахуванням негативного впливу коливань зовнішнього навантаження.

Б
а
з
о
в

НУБІП України

$$W_T = C_W \cdot N_e$$

2.48

$$\text{де } C_W = 0,36 \eta_T K_a^{-1}$$

N_e - середнє значення потужності дизеля, кВт.

НУБІП України

\bar{W}_T - математичне очікування продуктивності агрегату, га/год;

$$C_{W2} = 0,36 \cdot \tau \cdot K_a^{-1}$$

K_a - питомий опір агрегату, кН/м;

τ - ступінь використання часу роботи агрегату;

$\bar{M}_{кр}$ - математичне очікування тягової потужності, кВт.

Коефіцієнт, що враховує ступінь впливу змінного крутного моменту на продуктивність МТА, визначається за формулою:

ρ

НУБІП України

\bar{W}_T^* - середнє значення годинної продуктивності, що відповідає оптимальному навантажувальному режиму двигуна, га/год;

$\bar{W}_{ТН}$ - середнє значення годинної продуктивності агрегату в області номінального режиму.

=

НУБІП України

Оптимальне та базове значення паливно-енергетичних витрат $g_{едпт}$ та $g_{еб}$ з урахуванням змінних зовнішніх впливів на агрегат визначаються за виразом

*

$$g_e = G_T N_e$$

2.51

де \bar{g}_e - середнє значення питомої витрати палива, г/кВт-год;

\bar{G}_T - середня годинна витрата палива, кг/год;

\bar{N}_e - середнє значення потужності дизеля, кВт.

Коефіцієнт, що враховує ступінь впливу змінного крутного моменту на питому витрату палива g_e , визначається за формулою:

$$\lambda^* g_e = g_e^* / g_{едп}$$

2.52

де \bar{g}_e^* - середнє значення питомої витрати палива, що відповідає оптимальному навантажувальному режиму двигуна, г/кВт-год

$\bar{g}_{\text{дн}}$ - середнє значення питомої витрати палива в області номінального режиму, г/кВт-год.

2.14. Методика розрахунку енергетичної ефективності використання мобільних машинно-тракторних агрегатів

Проблемна ситуація, зумовлена суперечністю між необхідністю підвищення врожайності сільськогосподарських культур і необхідністю зниження енергоматеріальних витрат на їх виробництво, призводить до постановки вельми актуальної проблеми: інтенсифікації процесів рослинництва за зниження витрат енергоматеріальних ресурсів [60]. Методика зниження енерговитрат при використанні машинно-тракторних агрегатів (МТА) за рахунок оптимізації параметрів і режимів їхньої роботи ґрунтується на методі оцінки впливу змінних зовнішніх впливів на продуктивність і витрату палива під час роботи МТА на режимі робочого ходу.

Математичне очікування годинної продуктивності МТА визначаємо таким чином [1]:

$$M(W_{\text{ч}}) = 0,36 \eta T t K \alpha - 1$$

ηT - тяговий ККД трактора;

$K \alpha$ - питомий опір агрегату, кН/м;

t - ступінь використання часу роботи агрегату, кН/м;

$M(N_e)$ - математичне очікування ефективної потужності двигуна, кВт.

Математичне очікування ефективної потужності двигуна у виразі (2.53)

знаходимо за допомогою формули [31]:

$$M(N_e) = f(Mk) = 9550 - 1 \cdot \frac{aMk + bMk^2 + b\sigma M^2 - a_1Mk + b_1Mk^2 + b_1\sigma M^2 \Phi tH + a_2Mk + b_2Mk^2 + b_2\sigma M^2 \Phi tH}{-\sigma M \{ b_1 \varphi(tH) Mk + b_1 \varphi(tH) Mk \}} \quad 2.54$$

d - функція Лапласа $Y = f(Mk)$;
 $e^{tH} = (2\pi)^{-1/2} \exp(-t^2/2 \cdot dt)$ - функція Лапласа $Y = f(Mk)$;
 Mk - поточне середнє значення крутного моменту, Н-м;

$tH = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5tH^2)$ - густина розподілу аргументу tH ;

$t_{II} = (2\pi)^{-1/2} \int_0^t M_K e^{-t^2/2} dt$ - функція Лапласа для $Y=f(MK)$;

$t_{II} = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5t_{II}^2)$ - щільність розподілу аргументу t_{II} ;

$$t_H = \frac{M_H - \bar{M}_K}{\sigma_M}; \quad t_{II} = \frac{M_{II} - \bar{M}_K}{\sigma_M}$$

σ_M - стандарт крутного моменту, Н-м;

M_H - номінальне значення крутного моменту, Н-м;

M_{II} - граничне значення крутного моменту, Н-м;

a_1, b_1, a, b, a_2, b_2 - розрахункові коефіцієнти, що визначаються під час апроксимації характеристики двигуна залежно від крутного моменту на колінчастому валу (див. таблицю 2.1).

Для розрахунку математичних очікувань годинної витрати палива двигуна постійної потужності використовуємо такий вираз

$$\bar{G}_T = 0,5(a^* + b^* \bar{M}_K) + (a_1^* + b_1^* \bar{M}_K) \Phi(t_H) + a_2^* + b_2^* M_K \Phi(t_{II}) - \sigma_P \{b_1^* \varphi(t_H) + b_2^* \varphi(t_{II})\} \quad 2.55$$

де \bar{G}_T - математичне очікування годинної витрати палива, кг/год;

$a_1^*, b_1^*; a^*, b^*; a_2^*, b_2^*$ - розрахункові коефіцієнти, що визначаються при апроксимації тягової характеристики трактора за витратою палива (див. таблицю 2.2)

Для розрахунку математичних очікувань годинної продуктивності МТА залежно від змінної сили тяги трактора використовується такий вираз [5; 10]:

$$M(W_{\text{ч}}) = CW^2 M(N_{KP}) \quad 2.56$$

де $M(W_{\text{ч}})$ - математичне очікування продуктивності агрегату, га/год;

$$CW^2 = 0,36 \tau K a - 1$$

η_T - тяговий ККД трактора;

Ka - питомий опір агрегату, кН/м;

τ - ступінь використання часу роботи агрегату, кН/м;

$M(N_{KP})$ - математичне очікування тягової потужності, кВт.

Математичне очікування тягової потужності у виразі знаходимо таким чином

$$M(N_e) = f(M_k) = a^{\circ} P_{kp} + b^{\circ} P_{kp}^2 + b^{\circ} \sigma M^2 - a1^{\circ} P_{kp} + b1^{\circ} P_{kp}^2 + b1^{\circ} \sigma M^2 \Phi \beta_H + a2^{\circ} P_{kp} + b2^{\circ} P_{kp}^2 + b2^{\circ} \sigma M^2 \Phi \beta_{II} - \sigma M \{ b1^{\circ} \varphi(\beta_H) P_{kp} + b2^{\circ} \varphi(\beta_{II}) P_{kp} \} \quad 2.57$$

$\beta_H = (2\pi)^{-1/2} \exp(-\beta^2/2) \cdot d\beta$ - функція Лапласа для аргумента β_H ;

$\beta_H = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5\beta_H^2)$ - густина розподілу аргументу β_H для $V = f(P_{kp})$;

$\beta_{II} = (2\pi)^{-1/2} \exp(-\beta^2/2) \cdot d\beta$ - функція Лапласа для аргумента β_{II} ;

$\beta_{II} = (2\pi)^{-1/2} \exp(-0,5\beta_{II}^2)$ - щільність розподілу аргументу β_{II} ;

$$\beta_{II} = \frac{P_{кр.п} - \bar{P}_{кр}}{\sigma_p}; \quad \beta_H = \frac{P_{кр.н} - \bar{P}_{кр}}{\sigma_p}$$

$a^{\circ}, b^{\circ}, a1^{\circ}, b1^{\circ}, a2^{\circ}, b2^{\circ}$ - розрахункові коефіцієнти, що визначаються під час апроксимації тягової характеристики трактора (таблиця 2.6);

P_{kp} - середнє значення крутного моменту на валу двигуна, Н-м;

σM - стандарт крутного моменту, Н-м;

$P_{кр.п}$ - значення сили тяги трактора на даній передачі, що відповідає граничному крутному моменту, кН;

$P_{кр.н}$ - номінальне значення сили тяги трактора на даній передачі, кН.

Таблиця 2.6 - Коефіцієнти для розрахунку математичних очікувань тягової потужності трактора з двигуном постійної потужності

Коефіцієнт	Расчетная формула
A_1°	$V_{p,x}$
A_2°	$V_{p,n} + \{ [V_{p,n} - V_{p,п}] / (k_2 - 1) \}$
A_3°	$V_{p,п} + \{ (V_{p,п} - V_{p,min}) / (k_1 - 1) \}$
B_1°	$-(V_{p,x} - V_{p,n}) / P_{кр,п}$
B_2°	$-(V_{p,п} - V_{p,n}) / (P_{кр,п} - P_{кр,н})$
B_3°	$-(V_{p,п} - V_{p,min}) / (P_{кр,max} - P_{кр,п})$
a°	$A_1^{\circ} + A_3^{\circ}$
a_1°	$A_1^{\circ} - A_2^{\circ}$
a_2°	$A_2^{\circ} - A_3^{\circ}$
b°	$B_1^{\circ} + B_3^{\circ}$
b_1°	$B_1^{\circ} - B_2^{\circ}$
b_2°	$B_2^{\circ} - B_3^{\circ}$

$V_{p,x}, V_{p,n}, V_{p,п}, V_{p,min}$ - швидкість руху трактора відповідно:

холостого ходу, номінальна, при $P_{кр.п}$ та при $P_{кр.мах}$, км/год;

$k_1 = P_{кр.мах} / P_{кр.п}$, $k_2 = P_{кр.п} / P_{кр.н}$, $P_{кр.мах}$ - сила тяги трактора, що відповідає максимальному крутному моменту, кН.

В
е

де $i_{кр.мах}$ - передавальне число трансмісії;

$$i_{кр.мах} = \frac{M_{мах}}{P_{кр.мах}} \cdot \eta_{тп} \cdot 10^{-3} \cdot r_k - (m \cdot g \cdot f) \quad 2.58$$

$\eta_{тп}$ - механічний ККД трансмісії;

r_k - розрахунковий діаметр ведучого колеса або кінематичний радіус ведучої

зірочки, м; $P_{кр.н}$, $P_{кр.п}$ знаходимо за допомогою такого виразу за відомих $M_{мах}$ та $M_{н}$ [58];
 m_3 - експлуатаційна маса трактора, кг

f - коефіцієнт опору коченню;

g - прискорення сили тяжіння.

Д
а
л
і

$$M_{мах} \cdot v_{кр.п} \cdot \eta_{тп} \cdot 10^{-3} - P_{кр.п} \cdot (m \cdot g \cdot f) \quad 2.59 \quad 2.58$$

В
д
е

$$max \cdot i_{кр.п} \cdot \eta_{тп} \cdot 10^{-3} \cdot r_k - (m \cdot g \cdot f) \quad 2.58$$

δ - буксування трактора, допустиме буксування трактора в розрахунках

n_0 - частота обертання колінчастого вала на цій передачі, $\chi_B = \delta$;
 Приймають: колісних із формулою $\chi_{K2} = 16\%$ або 0,16, із формулою $\chi_{K4} = 14\%$, або 0,14, гусеничних - 5%.

ч
а

Аналогічно розраховуються математичні очікування годинної витрати палива

ЄХ [33],

$$G_T = 0,5(a^* + b^* \cdot P_{кр.п}) \cdot \eta_{тп} \cdot 10^{-3} \cdot r_k - 3b^* \cdot P_{кр.п} \cdot (m \cdot g \cdot f) + \quad 2.58$$

$$0,2 \cdot P_{кр.п} \cdot b^* \cdot \eta_{тп} \cdot \Phi_{тп} - \sigma \cdot P \{b_1^* \cdot \varphi(tH) + b_2^* \cdot \varphi(tП)\} \quad 2.60$$

де \bar{G}_T - математичне очікування годинної витрати палива, кг/год; 2.58

a_1^* , b_1^* ; a^* , b^* ; a_2^* , b_2^* - розрахункові коефіцієнти, що визначаються при апроксимації тягової характеристики трактора за витратою палива (див. таблицю 2.2)

Сумарні енерговитрати під час використання МТА можна визначити за формулою [60].

$$E_{\text{мта}} = E_{\text{опр}} + E_A \quad 2.61$$

де $E_{\text{мта}}$ - енерговитрати при використанні МТА, МДж/га;

$E_{\text{опр}}$ - основні прямі паливно-енергетичні витрати, МДж/га;

E_A - енерговитрати, зумовлені недотриманням оптимальних параметрів і режимів роботи агрегатів.

Основні прямі енерговитрати визначаються за такими співвідношеннями

$$E_{\text{опр}} = CE \cdot GT \cdot N_{\text{кр}} \quad 2.62$$

де $E_{\text{опр}}$ - математичне очікування прямих паливно-енергетичних витрат, кДж/га;

$CE = (aT \cdot K_a) / (0,36\eta T \cdot \tau)$ - коефіцієнт;

K_a - питомий тяговий опір робочих машин, кН/м;

η - тяговий ККД трактора на робочому режимі;

τ - коефіцієнт використання часу зміни;

$N_{\text{кр}} = f(M_c)$ - математичне очікування тягової потужності трактора, кВт.

M_c - середнє значення моменту опору на колінчастому валу двигуна трактора,

$P_{\text{кр}}$ - середнє значення сили тяги на гаку, кН.

$GT = f(M_c)$; $GT = f(P_{\text{кр}})$; - математичне очікування щоденної витрати палива, кг/год;

Порушення агротермінів виконання операцій з обробітку культур відбувається, як зазначалося раніше, при недотриманні оптимальних параметрів і режимів роботи МТА і є предметом більш детального вивчення.

Для визначення E_A в роботі [59] пропонується використовувати

вираз

де $C_{\text{п}}$ - коефіцієнт втрат урожаю, мДж/га-день;

$$C_{\text{п}} = U \cdot \Delta y \cdot Q_{100} \quad 2.64$$

де Y - планована врожайність, кг/га;

Δ_y - втрати врожаю на 1 день збільшення агротермінів виконання операцій, %;

M - кількість цілих днів у M ;

S_o - обсяг роботи на даній операції, га,

W - продуктивності агрегату, га/г;

- енергоємність одного кілограма продукту, МДж/кг (таблиця 2.7) [60].
Таблиця 2.7 - Енергоємність 1 кг продукту

Культура	Энергосодержание, МДж/кг
Пшеница	12,8
Овес	11,0
Ячмень	10,8
Картофель	2,4
Кукуруза на силос	2,0
Капуста	1,09

$$N1 = S_o W \cdot T_{cm} / \pi \pi m \quad 2.65$$

Д

n - число змін в одному робочому дні;

M - число днів, необхідних для виконання обсягу S_o ,

T_{cm} - тривалість зміни, год.

Значення Δ_y встановлюються з урахуванням умов природно-кліматичних зон, або можуть бути прийняті з таблиці (2.5).

Визначення величини втрат енергії E_d з використанням виразу (2.62) необхідно здійснювати шляхом порівняння базового значення продуктивності W_b , яке відповідає номінальному режиму роботи МТА, та оптимального значення W_{opt} , яке відповідає оптимальному режиму роботи агрегату з урахуванням негативного впливу коливань зовнішнього завантаження. Базове значення продуктивності МТА W_b і оптимальне значення W_{opt} у цьому випадку визначаються за виразами (2.53) і (2.56).

Коефіцієнт, що враховує ступінь впливу змінного крутного моменту на продуктивність МТА, визначається за формулою

де $W_{Г}^*$ - середнє значення годинної продуктивності, що відповідає оптимальному навантажувальному режиму двигуна, га/год;

$$\lambda W_{Г} = W_{Г}^* W_{ГН} \quad 2.66$$

$W_{ГН}$ - середнє значення годинної продуктивності агрегату в області номінального режиму, га/год.

Оптимальне та базове значення паливно-енергетичних витрат g_{eopt} та g_{eb} з урахуванням змінних зовнішніх впливів на агрегат визначаються за виразом [1]

$$g_e = G T N_e \quad 2.67$$

де G_{T} - середня годинна витрата палива, кг/год;
 g_e - середнє значення питомої витрати палива, г/кВт-год;
 N_e - середнє значення потужності дизеля, кВт.

Коефіцієнт, що враховує ступінь впливу змінного крутного моменту на питому

де g_{e*} - середнє значення питомої витрати палива, що відповідає оптимальному навантажувальному режиму двигуна, г/кВт-год;
 $g_{ен}$ - середнє значення питомої витрати палива в області номінального режиму, г/кВт-год.

$$\lambda * g_e = g_{e*} g_{ен} \quad 2.68$$

Узагальнюючий критерій оцінки впливу оптимальних параметрів і режимів

де $E_{мта}^*$ - оптимальне значення коефіцієнта оцінки величини енерговитрат при використанні МТА;
 $E_{мта}$ - середнє значення енерговитрат під час використання МТА в області оптимального навантажувального режиму роботи двигуна, МДж/га;

$$\lambda * E_{мта} = E_{мта} * E_{мтаб} \quad 2.69$$

$E_{мтаб}$ - базове значення енерговитрат при використанні агрегату в області номінального режиму роботи двигуна, МДж/га.

де $E_{п}$ - середнє значення енерговитрат при використанні агрегату в області номінального режиму роботи двигуна, МДж/га;

$$E_{п} = E * \eta * E_{мтаб} \quad 2.70$$

НУБІП України

де η_E - біоенергетичний ККД рослин;
 EE - екологічна енергія, МДж;

E_{ni} - надбавка енергопродуктивності за енерготехнологічних впливів E_{ai} .

НУБІП України

$$E_{ni} = i = 1 \eta_{E_{ai}} \eta_{ai}$$

2.71

де η_{ai} - біоенергетичний ККД оцінки антропогенних впливів. З виразу (2.70) отримуємо [60].

НУБІП України

$$\eta_{ai} = \Delta E_{ni} = 1 \eta_{E_{ai}}$$

2.72

Вид енергетичного впливу, E_{ai}	Надбавка, %	Прибавка, ц/га	Енерговмісні надбавки, МДж/га	Енерговитрати, МДж/га	Чутливість енергоспоживання
Обробіток ґрунту під ПАР із внесенням добрив	20,00	6,40	8 192	6 067,00	1,36
Посів із внесенням мінеральних добрив	6,00	2,88	3 686	2 514,00	1,46
Оранка	5,50	1,60	2 048	1 557-оранка	1,32
Підготовка насіння до посіву	3,50	1,12	1 434	263,00	5,46
Улаштування	4,00	1,28	1 638	554,00	2,96
Передпосівна окультивація	4,00	1,28	1 638	246,00	6,66
Хімпрополюван	4,00	1,28	1 638	255,00	6,42
Обробка відсорняків	4,00	1,28	1 638	255,00	6,42
Закриття вологі	3,00	0,96	1 228	199,00	6,18
Вборонування сходів	2,00	0,64	820	199,00	4,12

батьків (для народження одного або кількох нащадків - рішень), а механізм мутації сприяє оновленню генетичної інформації нащадків.

Генетичні алгоритми є найбільш використовуваними з класу ЕА, що мають досить велике поширення в усьому світі [55].

Загальна схема стандартного генетичного алгоритму має таку структуру:



Рисунок 3.1

Необхідно ввести деякі визначення, що характеризують ЕА (різновидом

$$x = x_1, \dots, x_i, \dots, x_n, x \in X \quad (3.17)$$

де X - пошуковий простір.

$R^n \rightarrow R^1$ - цільова функція, яка має бути оптимізована. Функція придатності визначається ступенем відповідності (придатність) рішень цільової функції встановленій критерієм оптимізації області J . Функція придатності $\Phi: X \rightarrow R$ де X - простір індивідумів або множина розв'язанням задачі і цільова функція f можуть різнитися, але f завжди є складовою

Φ

$M(x)$ - потужність множини X , або розмір "батьківської популяції". $\lambda(J)$ - потужність множини J , або розмір популяції "нащадків". Під популяцією

Потужність множини $J_1(J)$ створюється за допомогою рекомбінації і мутації

$t = at, \dots, apt$. Оператор рекомбінації: $RQR: Jn \rightarrow JI$ визначається параметрами з

QR . Оператор мутації $MQM: Jn \rightarrow JI$ модифікує популяцію нащадків (певний

нижче подано опис узагальненого підсумкового алгоритму [60].

варіант розв'язання задачі оптимізації). Оператори рекомбінації та мутації

можуть працювати як макро оператори, які видозмінюють цілі популяції

індивідуумів. За потреби їх можна використовувати як локальні оператори для

Ініціалізувати популяцію

$P(0) := \{(0), \dots, (0)\} \in I_\mu$

Визначити значення функції придатності

$f(0) := \{f(\bar{a}_1(0)), \dots, f(\bar{a}_\mu(0))\};$

while $(P(t)) \neq true$ do
 $P'(t) := R_{QR}(P(t));$

$P''(t) := MQM(P'(t));$
 $f''(t) := \{f(a''_1(t)), \dots, f(a''_\mu(t))\};$

$P(t+1) := S_{Qs}(P''(t) \cup Q);$

$t := t + 1;$

генетичні алгоритми, що являють собою сімейство EA, довели свою ефективність і конкурентоспроможність під час розв'язання задач пошуку та оптимізації в багатьох практичних додатках, де математичні моделі мають велику кількість параметрів. У GA передбачено розмежування понять фенотипу (рішення, виражене в термінах поставленої задачі) і генотипу (подання рішення). GA працює з фенотипом або "хромосомою", що являє собою закодовані певним чином

значення змінних, які входять у цільові функції математичної моделі. Фенотип використовується для визначення придатності індивідумів, тобто для оцінки якості розв'язання задачі, виходячи з особливостей критерію або критеріїв оптимізації. Для роботи алгоритму необхідно використовувати деяку функцію кодування даних, $e: D \rightarrow S$ де D - простір пошуку, S - простір представлення

р

$\mu(s) \rightarrow opt (s \in S)$, де $\mu: S \rightarrow R^1$ - потужність простору представлення рішень, $\mu(s) = e(x)$, $\mu(s) = f\{e^{-1}/s\} = f(x)$.

3.1 Генетичний алгоритм розв'язання багатокритеріальної задачі оптимізації енерговитрат під час використання мобільних сільськогосподарських агрегатів.

Завдання оптимізації параметрів і режимів роботи

сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів під час впливу на них змінних зовнішніх чинників має розглядатися як багатокритеріальна за участю певної кількості змінних, багато з яких є так званими незалежними змінними. Змінні величини, що входять до складу цільових функцій, які визначають зв'язок між вхідними впливами і вихідними характеристиками агрегатів, мають свої області визначення значень. У межах цих областей визначення або обмеження можна знаходити оптимуми характеристик двигуна і трактора, що входить до складу мобільного машинно-тракторного агрегату.

На основі загального еволюційного алгоритму та його складових багатокритеріальних генетичних алгоритмів розроблено низку методів розв'язання оптимізаційних задач. Одним із найпоширеніших є метод VEGA-

Метод VEGA передбачає розширення традиційного ГА завдяки використанню векторних оцінок ступеня придатності індивідумів (рішень задачі) і можливості паралельного оцінювання популяцій (множини рішень) за кожним із критеріїв окремо. Таким чином, здійснюється одночасна оптимізація за усіма цільовими функціями.

Метод VEGA належить до методів паралельних популяцій (популяція - безліч рішень задачі) безлічі рішень задачі, відібраних за кожним із приватних критеріїв, тобто селекція або вибір найкращого рішення відповідно до його придатності (відповідність критерію) проводиться для кожного критерію окремо.

$e^{-1}: S \rightarrow D$.

Етап селекції в даному ГА протікає таким чином, що в кожному поколінні (множина поточних значень функцій) створюється деяка кількість під популяцій за допомогою пропорційної селекції (повторного використання хороших рішень) для кожної цільової функції. Тобто в задачі з K критеріями створюється K під популяцій розміром N/K , де N - розмір усієї популяції, виходячи з числа цільових функцій. Далі під популяції змішуються для отримання нової популяції розміром N , після чого ГА використовує оператори мутації (пошуку найкращих рішень) і рекомбінації (схрещування індивідумів). Під схрещуванням розуміється вибір найкращого рішення.

Механізм селекції та призначення придатності в методі VEGA схематично має такий вигляд (рисунок 3.12) [23].

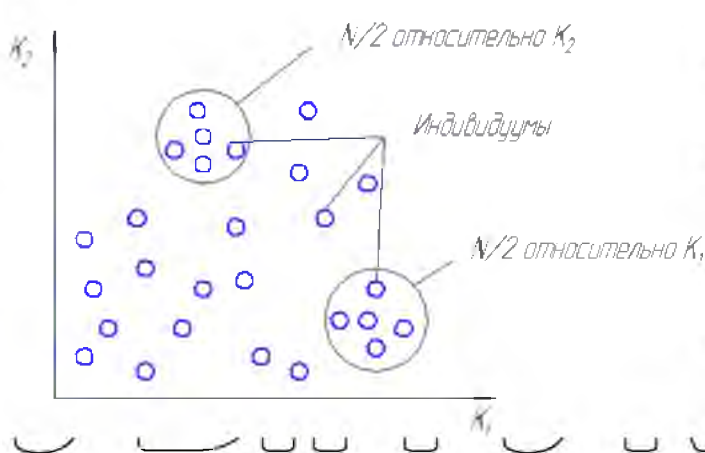


Рисунок 3.12 - Пропорційна селекція в методі VEGA: K_1 і K_2 – критерії

На малюнку 3.12 представлено двокритеріальну задачу. Для кожного з критеріїв створюється під популяція розміром $N/2$, куди індивідууми відбираються за допомогою пропорційної селекції щодо придатності за кожним критерієм окремо. Потім під популяції змішуються для отримання загальної популяції розміром N . Далі здійснюються етапи схрещування та мутації.

Цей ГА може використовувати принцип Парето оптимальності (використання множини Парето) під час розв'язання багатокритеріального завдання.

Рішення $x \in D$ називається ефективним (паретівським, непокресуваним), якщо в множині допустимих альтернатив - рішень D не існує рішення, яке за цільовими функціями було б не гіршим, ніж x , і за однією

ц

і

Завдання оптимізації параметрів і режимів роботи сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів у разі впливу на них змінних зовнішніх чинників має розглядатися як багатокритеріальна за участю певної кількості змінних, багато з яких є так званими незалежними змінними. Змінні величини, що

в

о

ю

входять до складу цільових функцій, які визначають зв'язок між вхідними впливами та вихідними параметрами агрегатів, мають свої області визначення значень. У межах цих областей визначення або обмеження можна знаходити оптимуми параметрів двигуна і трактора, що входить до складу мобільного машинно-тракторного агрегату, і на їхній основі визначати рівень енергоматеріальних витрат під час використання МТА в процесі виробництва сільськогосподарської продукції.

Енерговитрати під час роботи агрегатів на режимі робочого ходу в процесі виконання різних технологічних операцій у складі машинних комплексів з обробітку сільськогосподарських культур визначаються двома основними складовими [60, 61]:

сновні прями паливно-енергетичні витрати; енерговитрати, зумовлені недотриманням оптимальних параметрів режимів роботи агрегатів. Тому під час підвищення ефективності використання МТА з урахуванням енерговитрат технологічного процесу необхідно враховувати спектр факторів, що впливають на обидві складові процесу.

Виходячи з того, що енерговитрати використання агрегатів визначаються насамперед витратою палива і продуктивністю (яка залежить від ефективної потужності двигуна або тягової потужності трактора), можна сказати, що завдання знаходження оптимальних параметрів і режимів роботи МТА є двокритеріальним. Інакше кажучи, розглядається багатокритеріальна оптимізація за двома протилежними і водночас суперечливими критеріями. Цільові функції поставленої оптимізаційної задачі, що визначають характері кількість критеріїв, можуть бути представлені у вигляді $Y = f(x)$, де x - вхідні впливи на агрегат, Y - вихідні параметри агрегату.

Структура застосовуваного ГА, побудованого на основі алгоритму VEGA, складається з таких основних операторів.

Ініціалізація. На кроці ініціалізації задаються параметри алгоритму: довжина хромосоми (подання розв'язку задачі у вигляді бінарного рядка), розмір популяції тощо. Якщо апріорні відомості про простір пошуку відсутні, початкова популяція генерується випадковим чином.

Як правило, функція, що оптимізується, представлена у формі для роботи з десятковими числами. Оскільки ГА працює з двійковими рядками, необхідно кожен набір значень змінних, що представляють одне рішення, перетворити у

вигляді двійкового коду. Для цього на першому етапі роботи ГА необхідно виконати такі дії:

- визначити m - число змінних в оптимізованій функції;
- задати області допустимих значень для змінних;
- задати для кожної змінної точність, з якою буде виконуватися пошук;
- обчислити необхідну довжину бінарного рядка для кожної змінної;
- обчислити загальну довжину генотипу (генотип - множина рішень задачі у вигляді бінарного рядка).

Обчислити довжину бінарного коду для i -ї змінної заданої на інтервалі $(a_i; b_i)$ з точністю ω_i можна, визначивши потужність простору пошуку за формулою:

$$interval_i = b_i - a_i \omega_i \quad 3.52$$

Д
О
В
Ж
и
н
о
ю
Наприклад, фенотип (фенотип - параметр задачі, закодований з дійсного числа в бінарний рядок) і генотип функції, вираженої трьома змінними, що мають довжину бінарного коду в три, п'ять і чотири біти відповідно має такий вигляд (рисунок 3.13).

$$n = \sum_{i=1}^m n_i$$

В
а
н
о
р
н
х
у
z
Генотип
Фенотип

Рисунок 3.13 - Приклад генотипу та фено типу функції багатьох змінних

Для ініціалізації початкової популяції потрібно визначити розмір популяції (N), тобто множину індивідів, що обробляються в одній ітерації роботи ГА (покоління). Ініціалізація початкової популяції проводиться випадково, тобто кожен символ із рядка коду для кожного індивіда вибирається

Оцінювання індивідів. Оцінювання індивідів можна розділити на два підетапи: обчислення цільової функції та обчислення функції придатності. Обчислення цільової функції. Оскільки в алгоритмі розв'язання представлені двійковими

рядками – генотипом, для оцінки індивіда необхідно перейти від генотипу до фенотипу. Для цього потрібно спочатку створити якусь структуру (або масив), яка буде зберігати в собі фенотип.

На першому кроці необхідно з генотипу виділити ділянки, у яких зберігаються дані про кожну змінну окремо. Це неважко зробити, маючи збережені довжини коду змінних і знаючи, в якому порядку вони записані в генотипі.

Визначивши ділянки генотипу, в яких зберігається інформація про кожну змінну, можна провести декодування кожної змінної. Як правило, в описі роботи генетичного алгоритму для простоти вказується, що змінні в генотипі записані у вигляді простого двійкового числа. Однак у реальності під час використання простого двійкового кодування виникають ситуації, коли два

сусідніх числа в десятковому вигляді відрізняються більшим числом розрядів у двійковому. Наприклад, числа 3 і 4 у двійковому вигляді відрізняються на 3 розряди: 011 і 100. Це часто призводить до того, що ГА в процесі роботи зупиняється "за крок" від оптимального рішення, оскільки для переходу до нього потрібна велика зміна двійкового рядка. Уникнути цієї ситуації дає змогу використання будь-яких інших бінарних кодувань. У генетичному алгоритмі добре показує себе застосування рефлексивного кодування Грея, або коду Грея.

Поклавши, що в генотипі змінна спочатку закодована кодом Грея, перед нами постає завдання декодування її в класичну двійкову систему числення. Зробити це можна за такою формулою:

$$B_k = \bigoplus_{i=k}^N G_i \quad 3.54$$

де N – число біт у коді Грея;

B_k – значення біта в двійковій системі числення;

G_i – значення біта в коді Грея. Символ \bigoplus означає операцію "XOR" або "виключне АБО", також іноді ця операція має назву "АБО".

Після переведення з коду Грея в двійковий код потрібно здійснити перетворення числа з двійкової системи числення в десяткову.

Слід розуміти, що число, виражене в генотипі, означає не значення змінної, а зміщення відносно лівої межі заданого інтервалу пошуку, помножене на

Т
о
ч
н

де i – номер змінної у

$$a_i + d_i \cdot w_i \quad 3.55$$

с
т
ь

Обчисливши фенотип усіх індивідів у популяції, можна зробити обчислення значень цільової (оптимізованої) функції.

Під час обчислення цільової функції необхідно перевіряти значення змінних фенотипу на знаходження їх у заданому інтервалі пошуку. У разі, якщо змінна виходить за межі області пошуку, застосовується штрафування такого індивіда. Існує багато різних штрафних функцій: статичні штрафи, динамічні штрафи, "смертельні" тощо.

Після обчислення значень цільової функції для всієї популяції в першому поколінні необхідно вибрати найкращого індивіда і зберегти його генотип, а також значення цільової функції. У наступних поколіннях потрібно порівнювати кожного індивіда з найкращим і у разі, якщо його значення краще, робити перезапис найкращого індивіда. Якщо не робити цю операцію, буде безліч разів знаходити і втрачати найкраще рішення.

Для задачі максимізації:

$$fitness_k = f(x_k) - I_{min} I_{max} - I_{min} 1, \text{ якщо } I_{max} = I_{min}; \text{ якщо}$$

де X - множина представлених індивідами значень цільової функції в поточному поколінні;

x - фенотип;

$f(x)$ - значення цільової функції;

$k = 1 \dots N$; для задачі мінімізації:

$$fitness_k = I_{max} - f(x_k) I_{max} - I_{min} 1, \text{ якщо } I_{max} = I_{min}; \text{ якщо } I_{max} \neq I_{min};$$

$$k = \overline{1N}$$

Селекція - оператор випадкового вибору одного індивіда з популяції. Оператор селекції ґрунтується на значеннях функції придатності всіх індивідів поточної популяції для використання обраного індивіда в операторі схрещування. При цьому ймовірність вибору в індивідів із вищою придатністю вища, ніж в

індивідів із нижчою придатністю. У розглянутому алгоритмі використовується пропорційна селекція.

Пропорційна селекція. Імовірність вибору елемента пропорційна значенню придатності індивіда. Цей вид селекції може працювати тільки з невід'ємними значеннями придатності.

Пропорційна селекція визначається формулою [57].

$$p_k = \frac{fitness_k}{\sum_{j=1}^N fitness_j}$$

Наприклад, нехай: . Тоді ймовірності відбору індивідів для схрещування будуть:

$$p_1 = \frac{0,3}{0,3 + 1 + 0,5 + 0} \approx 0,17,$$

$$p_2 = \frac{1}{0,3 + 1 + 0,5 + 0} \approx 0,55,$$

$$p_3 = \frac{0,5}{0,3 + 1 + 0,5 + 0} \approx 0,28,$$

$$p_4 = \frac{0}{0,3 + 1 + 0,5 + 0} = 0,$$

Для вибору індивіда необхідно випадково "кинути" число і вибрати індивіда, на якого воно потрапило (рисунок 3.14).



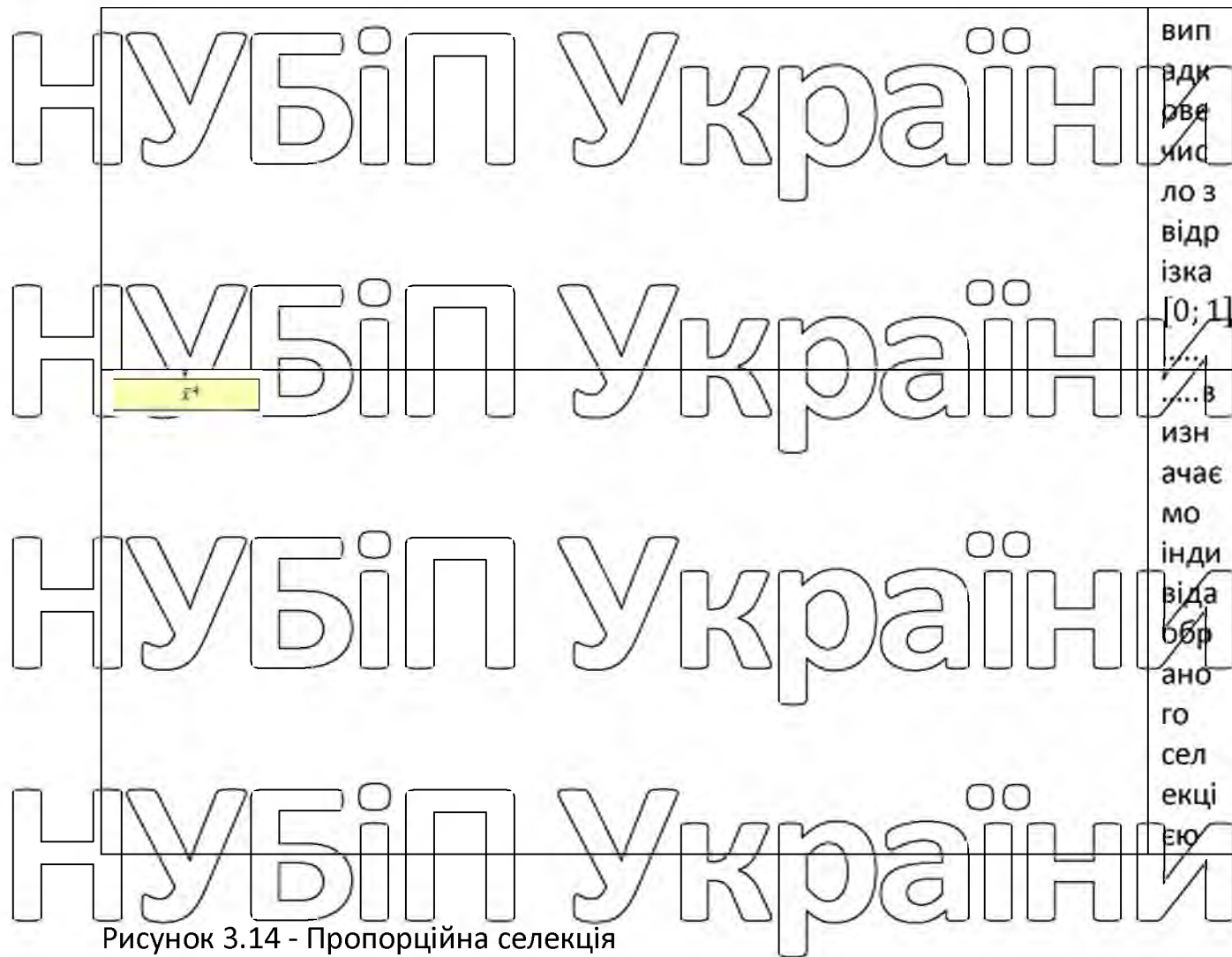


Рисунок 3.14 - Пропорційна селекція

Реалізувати цей алгоритм програмно можна так чином:

і
б
ослідовно складати ймовірності бути відібраним для кожного індивіда, починаючи з першого, доти, доки сума ймовірностей не стане більшою або рівною цьому випадковому числу. Ітерація, на якій сума ймовірностей перевищить число, що випало, буде номером індивіда, який потрапив на зустріччя.

Схрещування (кросовер) - оператор випадкового формування нового індивіда з двох обраних батьків (попередніх розв'язків задачі) зі збереженням ознак обох батьків. Як оператор схрещування в розробленому алгоритмі використовується двоточкове схрещування.

Д
Двоточкове схрещування. Нехай маємо двох батьків (батьківські хромосоми). У двох випадкових місцях відбуваються розриви між двома позиціями генів (значень комірки в двійковій формі запису змінної) в об'єктах хромосомах. Після цього хромосоми обмінюються частинами, у результаті чого

утворюються два нащадки (нащадок - новий розв'язок задачі з використанням даних про попередні розв'язки). З них вибирається випадково один нащадок, який і передається як результат оператора схрещування (рисунк 3.15).

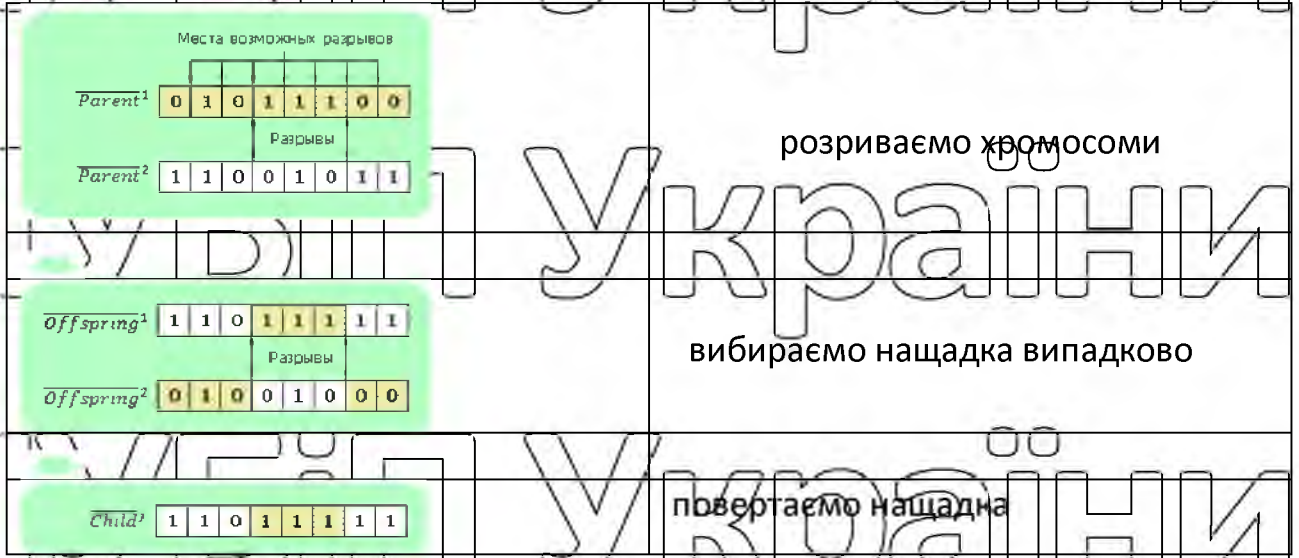


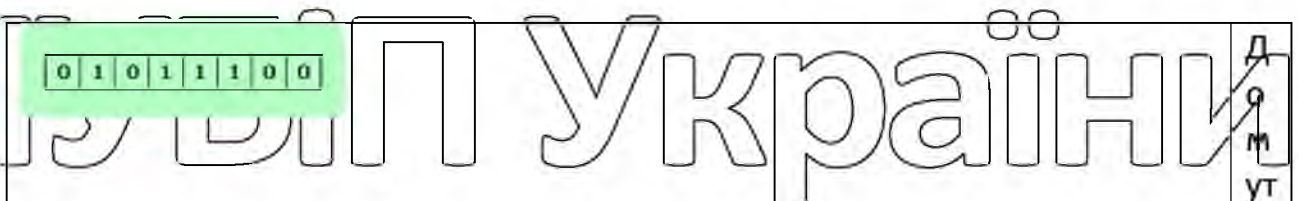
Рисунок 3.15 - Двоточкове схрещування

Мутація - оператор випадкової зміни всіх нащадків із популяції. Мета цього оператора - не отримати більш краще рішення, а урізноманітнити різноманіття розглянутих індивідів, що розглядаються. Зазвичай мутація передбачає незначну зміну нащадків. Під час виконання оператора кожен ген кожного індивіда з деякою заданою ймовірністю мутує, тобто змінює своє значення на протилежне.

Зазвичай у генетичному алгоритмі ймовірність мутації обирають із трьох варіантів: слабка, середня і сильна мутація.

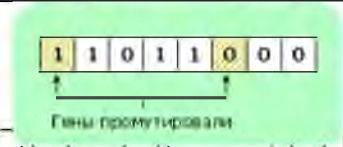
$$mut = \begin{cases} 1/3n, & \text{якщо мутація слабка,} \\ 1/3n, & \text{якщо мутація середня,} \\ 1/3n, & \text{якщо мутація сильна,} \end{cases} \quad 3.60$$

де n - довжина вектора $x \in D$ бінарної задачі оптимізації. Приклад мутації одного з індивідів показано на рисунку 3.16 [57].



НУБІП України

а
ці
ї



НУБІП України

Пі
с
л
я
м
у
т
а
ці
ї

НУБІП України

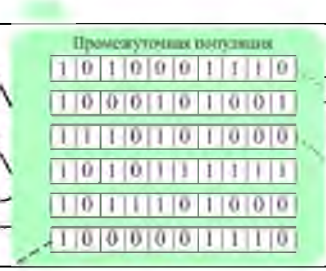
Рисунок 3.16 - Мутація

Формування нового покоління - оператор формування нового покоління з масиву батьків і нащадків, що вийшли, з використанням уже відомих значень функції придатності, як батьків, так і нащадків.

Схема формування нової популяції показана на малюнку 3.17.

НУБІП України

Поточна популяція копіюється в проміжну



Індивіди з проміжної популяція відбираються на схрещування відповідно до їхньої придатності

НУБІП України

До відібраних індивідів застосовується схрещування, до отриманих нащадків застосовується мутація

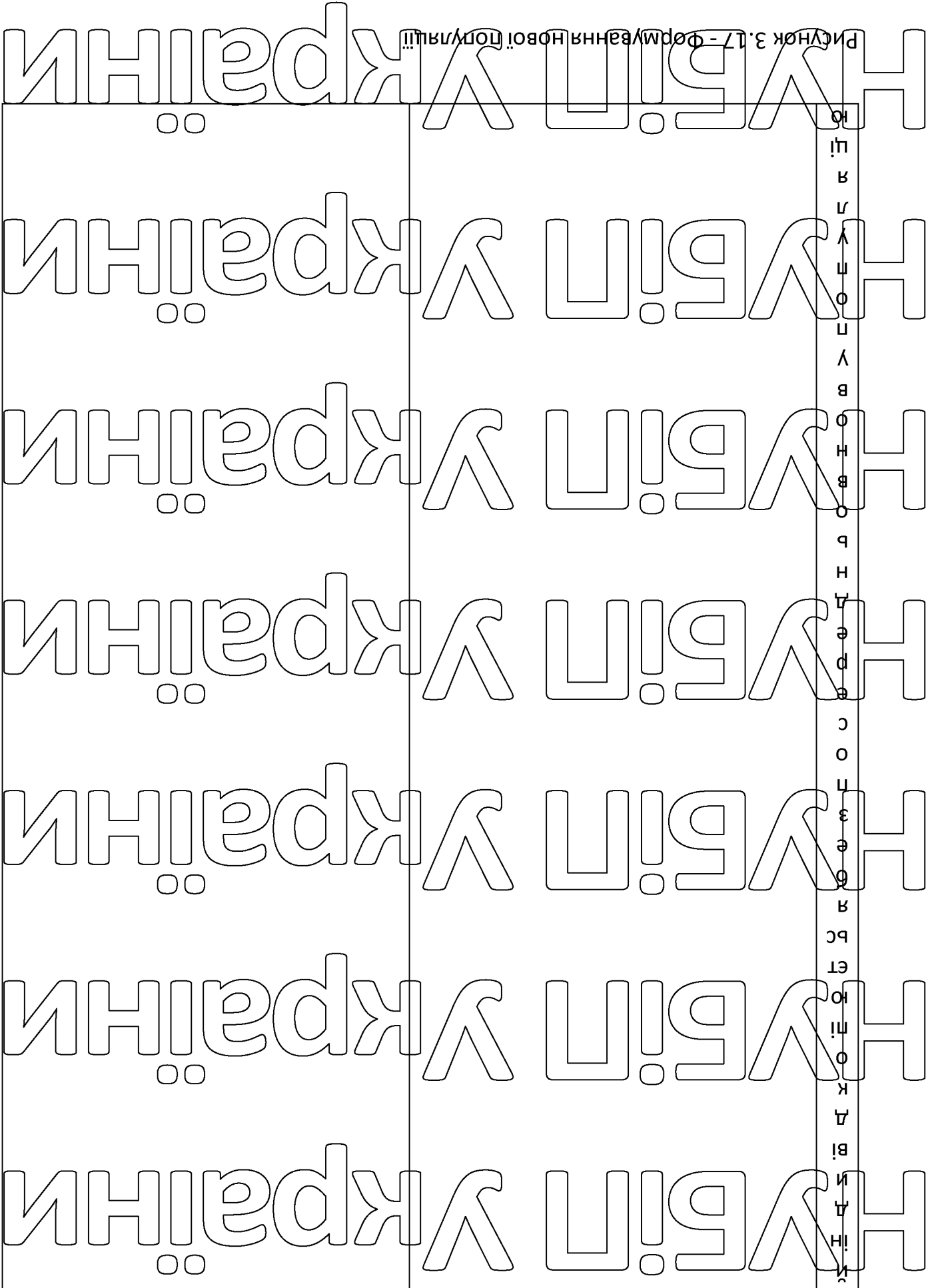
н
а
й
к
р
а
щ
и



Нашадки замінюють собою індивідів у поточній популяції створюючи тим самим нову

НУБІП України

Рис. 3.17 - Формування новітньої літери



Порядок роботи з алгоритмом знаходження оптимальних значень параметрів двигуна і трактора за допомогою багатокритеріального ГА такий:

казуємо області визначення для всіх змінних задачі оптимізації

(0: n_x ; 1: n_{nom} ; 2: n_{min} ; 3: M_{nom} ; 4: M_k ; 5: k ; 6: vm ;

7: Gt_x ; 8: Gt_{nom} ; 9: k_{ob}).

алі йде введення параметрів генетичного алгоритму: розмір популяції

означає, скільки індивідів буде в популяції, за допомогою якої

здійснюється пошук;

число поколінь: рекомендуються значення від 100 до 1000;

тип мутації: 1 - низька мутація, 2 - середня мутація. 3 - висока мутація;

кількість прогонів: кількість запусків алгоритму із заданими вище параметрами.

Модифікований алгоритм має такі відмінності від згаданого раніше алгоритму VEGA.

частині запису найкращої точки: у цьому місці працює принцип Парето,

тобто ми записуємо рішення як найкраще, якщо за одним із критеріїв є

поліпшення, а за іншим критерієм буде строго не гірше.

```
//.....
```

Перевірка, чи не є знайдене рішення найкращим

```
//.....
```

```
if (best[0] >= functional[0][i] && best[1] <= functional[1][i]){//Якщо одне значення краще й інше не гірше, ніж було
```

```
if (best[0] != functional[0][i] || best[1] != functional[1][i]){//
```

```
best[0] = functional[0][i];
```

```
best[1] = functional[1][i];
```

```
for (int j = 0; j < numb_of_variables; j++){
```

```
};  
//Збереження координат найкращої точки}
```

Записуємо номер покоління

Збереження генотипу найкращої точки
}

```
doom = 0;
```

delete[] point; // Удаление массива со значением координаты в десятичной форме

```
int ** inter_popul = new int * [popul_size]; // Створення проміжної популяції для взяття індивідів на генетичні операції  
for (inti = 0; i < popul_size; i ++){  
inter_popul[i] = new int[len];
```

2. Друга відмінність у частині селекції. Цю відмінність реалізовано так: підпопуляції умовні, створюють проміжну популяцію, яку заповнюють у два етапи: першу половину - на основі оцінки придатності за витратою пального, другу половину - на основі потужності. Далі під час змішування створюється

масив номерів і проводиться змішування, потім для схрещування беруться індивіди за номером із цього масиву, номер береться випадково.

```
Int ** inter_popul = new int * [popul_size]; // Створення проміжної популяції для взяття індивідів на генетичні операції
```

```
for (inti = 0; i < popul_size; i ++){
```

```
inter_popul[i] = new int[len];
```

```
// Підпопуляція для Gt  
fitness_filling (popul_size, functional[0],0); //
```

Обчислення функції придатності

```
proportional_sel(fitness, popul_size); // Пропорційна селекція
```

```
intrazdel = popul_size/2;
```

```
for (inti = 0; i < razdel; i ++){
```

```
for (int j = 0; j < len; j ++){
```

```
inter_popul[i][j] = population[lucky(possible, popul_size)][j];
```

```
//-----  
// Підпопуляція для Me
```

```
fitness_filling (popul_size, functional[1],1);//
```

Обчислення функції придатності

```
proportional_sel (fitness, popul_size); // Пропорційна селекція
```

```
for (inti = razdel; i < popul_size; i ++){
```

```
for (int j = 0; j < len; j ++){
```

```
inter_popul[i][j] = population [lucky (possible, popul_size)] [j];
```

```
int * positions = new int[popul_size];
```

```
for (inti = 0; i < popul_size; i ++){
```

```
positions[i] = i;
```

```
// Перемішування проміжної популяції
```

```
for(inti = 0; i < 1000; i ++){
```

```
int buff = 0;
```

```
int number1 = 0, number2 = 0;
number1 = rand()%popul_size;
do{
```

```
number2 = rand()%popul_size;
```

```
}while(number1 == number2);
buff = positions[number1];
positions[number1] = positions[number2];
positions[number2] = buff;
```

Схрещування (двоточкове)

```
for(int i = 0; i < popul_size - 1; i++){
```

```
cross_2(inter_popul[positions[rand()%popul_size]], inter_popul[positions[rand()%popul_size]], population[i], ten);
```

4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТИВ

Мета експериментальних досліджень - оцінка достовірності методики розрахунку енергетичних показників МТА (перевірка адекватності математичних моделей МТА, представлених у другому розділі), а також визначення вихідних даних у вигляді статистичних характеристик випадкових процесів на ведучих колесах трактора і на колінчастому валу двигуна.

Для досягнення поставленої мети необхідне вирішення таких основних завдань:

- визначення закономірності зміни енергетичних і техніко-економічних параметрів МТА під час виконання технологічних операцій;
- обробка результатів експерименту з метою отримання даних для оцінки ефективності теоретичного методу встановлення впливу змінних зовнішніх впливів на вихідні параметри МТА.

Об'єктами експериментальних досліджень обрано різні машинно-тракторні

агрегати: для прокладання осушувальних каналів, до складу якого входять трактор Т-170Б* [156] та експериментальний плуг ПІФА, тяговий культиваторний агрегат/ДТ-175С із КЧП-5.4, тяговий агрегат ДТ-75Ніз дзигуном постійної потужності).

Експериментальні дослідження проводилися за такою програмою:

Стендові випробування двигуна з метою зняття стенової характеристики та визначення основних енергетичних параметрів трактора.

Оснащення дослідного МТА вимірювальним комплексом і тарування датчиків.

ронометраж роботи МТА.

робка результатів випробувань та аналіз отриманих даних



На малюнку 4.1 показано показники агрегату, що реєструються під час експериментів. Вимірювання основних енергетичних показників МТА здійснювалося за допомогою вимірювальної, реєструвальної та підсилювальної апаратури.

аналіз результатів експериментальних досліджень

У результаті аналізу було виявлено, що коливання низькочастотних складових зовнішніх впливів підкоряються нормальному закону, вихідні параметри також

змінюються за нормальним законом. Імовірність згоди дослідних і теоретичних

НУБІП УКРАЇНИ

р
о
з
п
о

НУБІП УКРАЇНИ

У процесі обробки експериментальних даних встановлено імовірнісно-статистичні оцінки: математичні очікування, дисперсії, середні квадратичні відхилення, коефіцієнти варіації (таблиця 4.1). Як вхідну величину розглядають

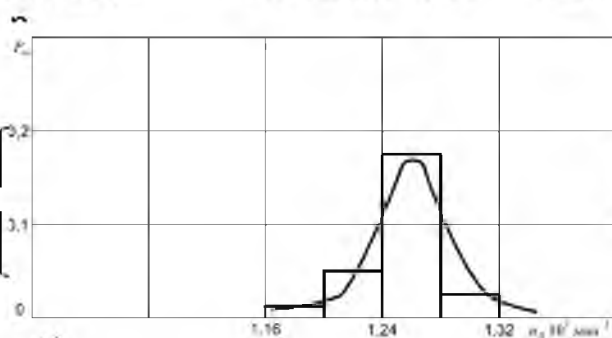
в
к

НУБІП УКРАЇНИ

Таблиця 4.1 - Імовірнісно-статистичні оцінки показників роботи тягового агрегату Т-70Б+пflug

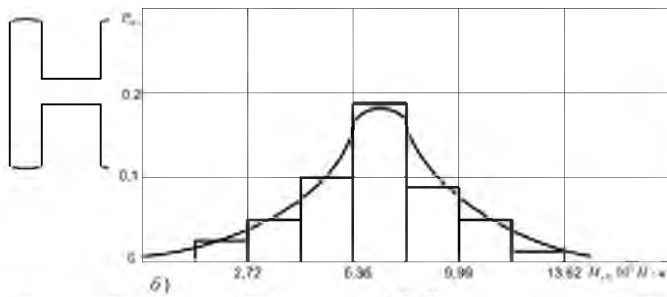
Номер передачі	g_r , м/с	G_r , кг/с	\bar{M}_k , н·м	σ_{M_k} , н·м	v_{M_k} , %	\bar{n}_d , с ⁻¹	σ_{n_d} , с ⁻¹	v_{n_d} , %
I	0,710	20,30	6925,5	3222,1	-	127,00	14,10	0,110
	0,740	20,50	7569,0	2523,7	0,33	127,60	6,03	0,050
	0,710	17,20	6194,0	1731,2	0,28	130,10	7,70	0,060
	0,730	19,10	7029,5	2448,7	0,35	130,50	5,90	0,045
III	0,990	23,40	6594,5	2060,1	0,31	127,85	5,90	0,046
	0,994	17,62	6308,0	2112,0	0,33	127,30	6,34	0,050
	0,824	17,20	7562,0	4072,3	-	107,46	39,60	-
	0,986	23,56	7175,5	2073,5	0,29	125,70	14,70	0,120

В таблиці 4.1 видно, що навантаження під час роботи на I і на III передачах у середньому однакове і становить 6929 н·м і 6693 н·м відповідно. Коефіцієнт варіації крутного моменту на ведучих колесах у середньому для I і III передач знаходимо в межах 0,32-0,31



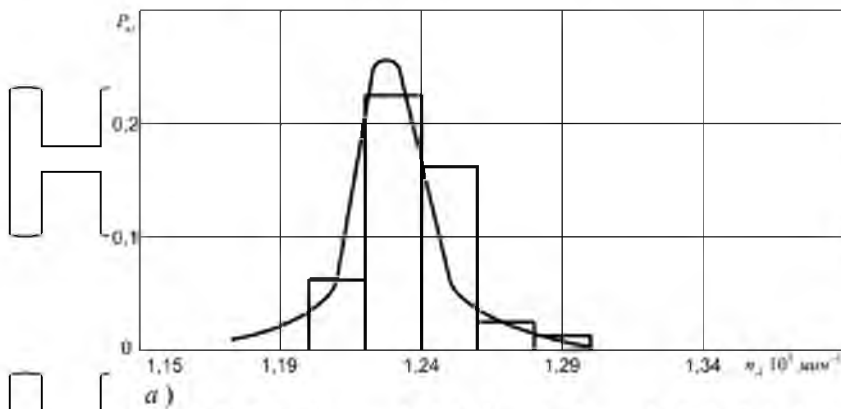
увага для крутного моменту в межах 0,25-0,6, для частоти обертання вала дизеля в межах 0,32-0,12 зменшення значення

критерію для частоти обертання пояснюється тим, що зі збільшенням навантаження нормальний розподіл частоти обертання вала дизеля, як випадкової величини має більшу асиметрію порівняно з меншими значеннями навантаження двигуна [1].

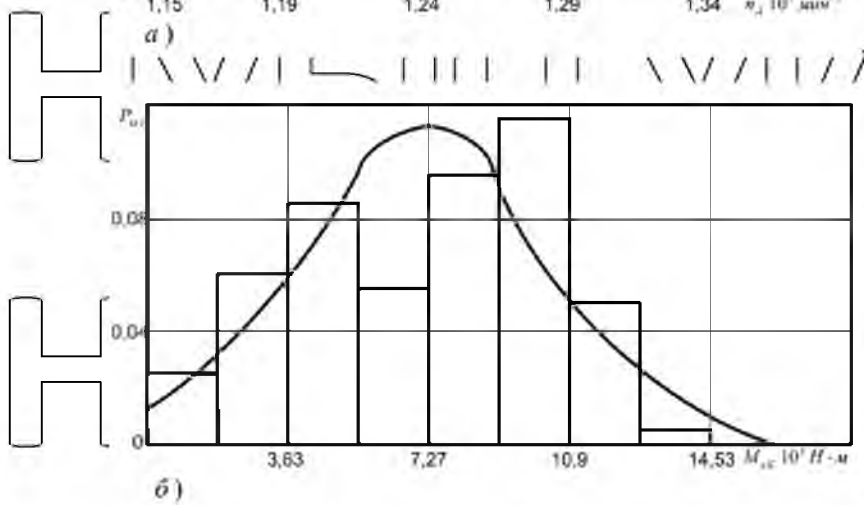


України

Рисунок 4.2 - Гістограми частоти обертання: а - колінчастого вала; б - крутного моменту, на ведучому колесі трактора Т-170Б під час роботи з плугом; I передача, $V = 0,73 \text{ м/с}$



раїни

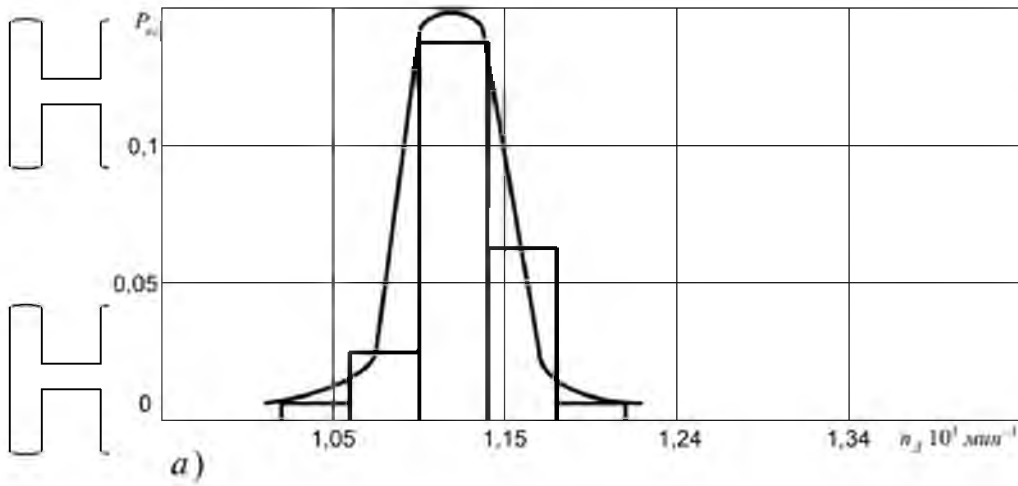


раїни

раїни

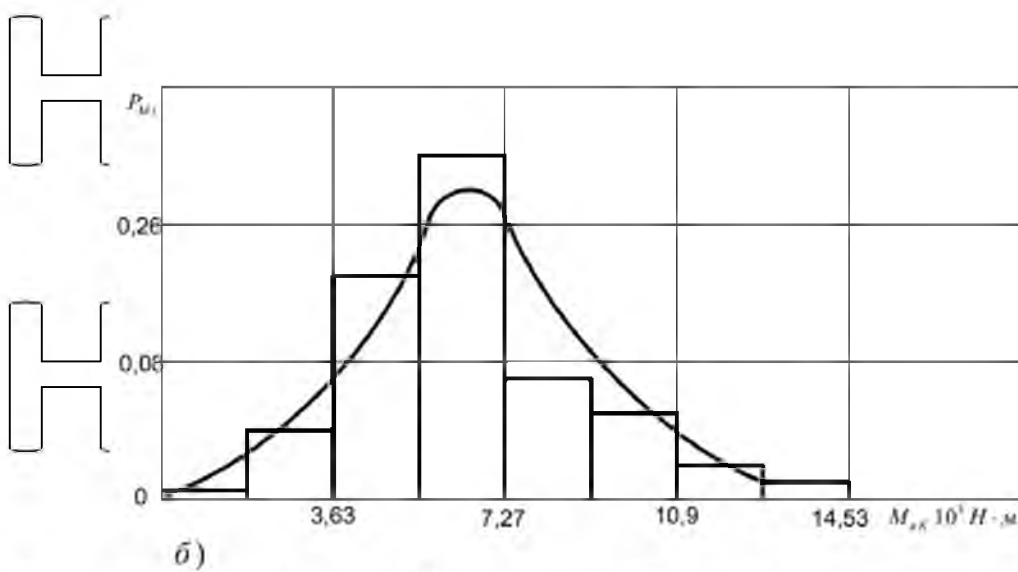
Рисунок 4.3 - Гістограми частоти обертання: а - колінчастого вала; б - крутного моменту, на ведучому колесі трактора Т-170Б під час роботи з плугом; I передача, $V = 0,71 \text{ м/с}$

НУБІП України



України

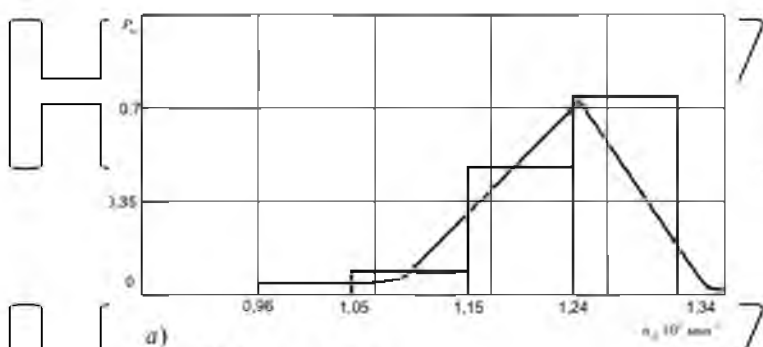
України



України

України

Рисунок 4.4 Гістограми частоти обертання: а) колінчастого вала; б) крутного моменту, на ведучому колесі трактора Т-170Б під час роботи з плугом, III передача, $V = 0,994 \text{ м/с}$



України

України

України

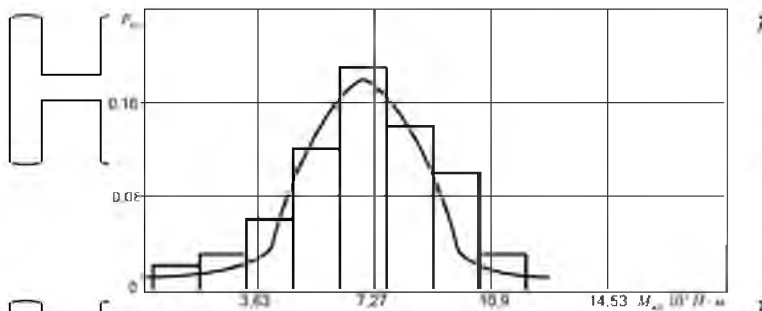


Рисунок 4.8 - Гістограми частоти обертання: а - колінчастого вала; б - крутного моменту, на ведучому колесі трактора Т-170Б під час роботи з плугом; III передача, $V = 0,99$ м/с

Середні значення частоти обертання вала дизеля становили для I передачі $128,8 \text{ с}^{-1}$, для III передачі $126,9 \text{ с}^{-1}$. Коефіцієнт варіації частоти обертання вала дизеля для I і III передач перебуває в межах

Аналізуючи середні значення крутного моменту M_{BK} і частоти обертання n_D , а також їхні коефіцієнти варіації для різних реалізацій на I передачі, можна зазначити, що за деякого збільшення швидкості руху ($0,71-0,74$ м/с) навантаження також збільшилося $M_{BK} = 6559 - 7299$ нм. Значення коефіцієнта варіації перебувають у межах $0,28-$

Середні значення частоти обертання n_D для I передачі перебувають у межах $127,0-130,5$ і розташовані в області номінальної точки на коректорній гілці стендової характеристики. Значення коефіцієнта варіації частоти обертання n_D знаходяться у межах $0,110-0,045$.

А
н
а
л

і

з
у
п
р
е
б
с

Виходячи з проведеного аналізу статистичних характеристик (таблиця

4.1), можна зробити такий висновок: зі збільшенням номера передачі та зменшенням передавального числа трансмісії навантаження на двигун збільшується, при цьому середні значення частоти обертання вала дизеля та крутного моменту на III передачі порівняно з I

передачею дещо зміщуються за коректорною гілкою в порівняно з I передачею дещо зміщуються по коректорній гілці в бік M_{max} ,

к
о
е
ф

і
щ
і
є

н

т

в
а

р

і
а
ц
і

ВИСНОВКИ

Завдання оптимізації параметрів і режимів роботи сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів під час впливу на них змінних зовнішніх чинників має розглядатися як багатокритеріальна за енергетичні показники МТА.

Багато з яких є так званими незалежними змінними. Змінні величини, що входять до складу цільових функцій, які визначають зв'язок між вхідними передачею (таблиця 4.1).

впливами і вихідними параметрами агрегатів, мають свої області визначення значень. У межах цих областей визначення або обмеження можна знаходити оптимуми параметрів двигуна і трактора, що входить до складу мобільного машинно-тракторного агрегату і на їхній основі визначати рівень енергоматеріальних витрат під час використання МТА в процесі виробництва сільськогосподарської продукції.

В якості методів оптимізації можуть бути використані так звані еволюційні

методи або генетичні алгоритми, в рамках яких застосовується моделювання процесів на основі природної еволюції.

У цій роботі представлено методику багатокритеріальної оптимізації енергоматеріальних витрат на режимі робочого ходу МТА з використанням генетичних алгоритмів.

Енерговитрати під час роботи агрегатів на режимі робочого ходу в процесі виконання різних технологічних операцій у складі машинних комплексів з обробітку сільськогосподарських культур визначаються двома основними складовими:

сновні прями паливно-енергетичні витрати;

енерговитрати, зумовлені недотриманням оптимальних параметрів і режимів роботи агрегатів.

Тому під час підвищення ефективності використання МТА з урахуванням урахуванням енерговитрат технологічного процесу необхідно враховувати спектр факторів, що впливають на обидві складові процесу.

Виходячи з того, що енерговитрати використання агрегатів визначаються насамперед витратою палива та продуктивністю (яка залежить від ефективної потужності двигуна або тягової потужності трактора), можна сказати, що завдання знаходження оптимальних параметрів і режимів роботи МТА є двокритеріальним.

Інакше кажучи, розглядається багатокритеріальна оптимізація за двома провідними і водночас суперечливими критеріями.

Цільові функції поставленої оптимізаційної задачі, що визначають характер і кількість критеріїв, можуть бути представлені у вигляді $Y = f(x)$, де x - вхідні впливи на агрегат, Y - вихідні параметри агрегату. Під час визначення взаємозв'язку вхідних впливів на агрегат з його вихідними характеристиками було використано відомий метод функцій випадкових аргументів.

Для рішення поставленого завдання було адаптовано багатокритеріальний генетичний алгоритм VEGA, який використовують для знаходження оптимальних значень цільових функцій, що визначають зв'язок між імовірнісними вхідними впливами на агрегат і його вихідними параметрами.

Метод VEGA передбачає розширення традиційного ГА за рахунок використання векторних оцінок ступеня придатності індивідумів (розв'язків задачі) і можливості паралельного оцінювання популяції (множини розв'язків) за

кожним із критеріїв окремо. Таким чином здійснюється одночасна оптимізація за усіма цільовими функціями.

Запропонований багатокритеріальний алгоритм розв'язання задачі оптимізації параметрів і режимів функціонування МТА дає змогу з високою ефективністю обґрунтувати раціональні експлуатаційні режими та характеристики мобільних сільськогосподарських агрегатів.

Запропоновано до використання комплексний критерій оптимізації енергетичних і техніко-економічних параметрів роботи МТА на основі двох складових енерговитрат технологічного процесу:

інімум втрат урожаю, зумовлених збільшенням агротермінів виконання технологічних операцій обробітку сільськогосподарських культур через зниження потужності двигуна трактора під впливом змінних зовнішніх факторів;

ниження рівня енерговитрат, зумовлених підвищенням витрати палива при ймовірнісному характері зовнішнього навантаження, за рахунок використання оптимальних навантажувальних і швидкісних режимів роботи двигуна;

Використано методику визначення оптимальних параметрів і режимів роботи МТА з використанням комплексного критерію за рівнем енергетичних витрат під час використання мобільних сільськогосподарських агрегатів із тракторами різного рівня потужності (ця методика ґрунтується на системному аналізі проблеми);

Список використаної літератури:

Агеев Л.Е. Основы расчета относительных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов / Л.Е. Агеев // – Л.: Колос, 1978. – 209 с.

Агеев Л.Е./ Проблемы и пути формирования энергосберегающих машинно-тракторных агрегатов / Л.Е. Агеев, В.Н. Сидоров. – Брянск: Изд-во БГСХА, 1999. – 92 с.

Агеев Л.Е. Средние и экстремальные значения техникоэкономических показателей тягового и тягово-приводного агрегатов на базе трактора ДТ-175С с ГМП / Л.Е. Агеев, А.М. Умирзоков, В.А. Эвиев. – Пушкин, 1989. – 28 с. – Деп. в ВНИИТЭИагропром-3.04.89. – №176.

Агеев Л.Е. Оценка качества технологических операций в растениеводстве / Л.Е. Агеев. – Л., 1983. – 15 с.

Агеев Л.Е./ Сверхмощные тракторы сельскохозяйственного назначения / Л.Е. Агеев, В.С. Шкрабак, В.Ю. Моргулис-Якушев. – Л.: Агропромиздат, 1986. – 415 с.

Агеев Л.Е. Методология функционального диагностирования тракторов / Л.Е. Агеев, В.А. Эвиев // Тракторы и с.-х. машины. – 2004. – № 7. – С. 44–45.

Агеев Л.Е. Оценка энергетических затрат при оптимизации режимов работы МТА / Л.Е. Агеев, В.А.

Эвиев // Улучшение эксплуатационных показателей двигателей тракторов и автомобилей: сб. науч. тр. Междунар. науч.-техн. конф. – СПб.-Пушкин: Изд-во СПбГАУ, 2004. – С. 270–274.
Агеев Л.Е. Прогнозирование энергозатрат при работе МТАУ / Л.Е. Агеев, В.А. Эвиев // Изв. Санкт-Петербургского государственного аграрного университета. – СПб.-Пушкин: Изд-во СПбГАУ, 2004. – №1. – С. 42–48.

Агеев Л.Е. Снижение энергозатрат при возделывании с.х. культур за счет повышения эффективности использования МТА / Л.Е. Агеев, В.А. Эвиев // Повышение производительности и эффективности использования машинно-тракторного парка и автотранспорта: сб. науч. тр. – СПб.-Пушкин: Изд-во СПбГАУ, 2004. – С. 87–100.

Агеев Л.Е. Оптимизация энергетических параметров МТАУ / Л.Е. Агеев, Н.И. Джабборов, В.А. Эвиев // Тракторы и с.х. машины. – 2004. – №2. – С. 19–20.

Анісімов В. Ф. Теоретичне дослідження параметрів сумішутворення в дизелі при роботі на біопаливі методом малих відхилень параметрів / В. Ф. Анісімов, В. Г. Семенов, В. Б. Рябошапка // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету, Серія: Технічні науки, №10 т. 1 (58), Вінниця, 2012. – С. 6-10.

Анісімов В. Ф. Методичні вказівки «Розрахунок тягової характеристики трактора, динамічної і економічної характеристики автомобіля» для виконання курсової роботи, спеціальність 6.091902 «Механізація сільського господарства» / В. Ф. Анісімов, А. А. П'ясецький, В. Б. Рябошапка – Київ, 2012.

Анісімов В. Ф. Паливні системи автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання. / В. Ф. Анісімов, І. В. Гунько, О. В. Гуцаленко, В. І. Музичук, В. П. Комаха, А. А. П'ясецький, В. Б. Рябошапка, С. М. Кравець // Методичні вказівки до виконання лабораторних робіт з дисципліни —Трактори і автомобілі// для студентів факультету механізації сільського господарства спеціальність: 6.100102 «Процеси машини та обладнання агропромислового виробництва» – Вінниця, 2015

Анісімов В. Ф. Випробування автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання / В. Ф. Анісімов, І. В. Гунько, О. В. Гуцаленко, В. І. Музичук, В. П. Комаха, А. А. П'ясецький, В. Б. Рябошапка, С. М. Кравець // Київ, 2012. – С. 6-10.

Анісімов В. Ф. Ефективні економічні конструкції двигунів внутрішнього згорання/ В. Ф. Анісімов, В. І. Музичук, О. С. Ковальчук // Матеріали регіональної н.-т. конф. – Вінниця. ВНАУ. –2015. –С.103-105.

Бурм А.К. Исследование по обоснованию эксплуатационных требований к параметрам тракторных агрегатов, определяемых регуляторной характеристикой двигателя/ автореф. дис. ... канд. техн. наук / А.К. Бурм. – Л., 1980. – 15 с.

Взоров Б.А. Снижение расхода топлива сельскохозяйственными тракторами путем оптимизации режима работы двигателей /Б.А. Взоров, К.К. Молчанов, И.И. Треленешков// Тракторы и сельхозмашины. – 1985. – № 6. – С. 10 – 14.

Варваров Л.Н. Анализ эксплуатационных режимов трактора Т-150К при выполнении пахотных работ. /Л.Н. Варваров// Повышение работоспособности агрегатов и узлов трактора Т-150К.: сб. научн. тр. – М.: МИИСП. – 1984. – С. 47 – 54.

ОСТ 7057-2001. Тракторы сельскохозяйственные. Методы испытаний. Введ. 28.04.1981. Государственный Совет СССР по стандартам. – М.: 1985. – 25 с.

ОСТ 18509-88. Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. Введ. 01.01.1991. Государственный Совет СССР по стандартам. – М.: 1988. – 14 с.

Готов С.В. Оценка эффективности функционирования тракторов / С.В. Готов. – Саранск: Красный Октябрь, 2003. – 188 с.

Гуськов В.В. Тракторы. Теория /В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.// М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.

Гуменникова А.П. Адаптивные поисковые алгоритмы для решения сложных задач

многокритериальной оптимизации: дис. ... канд. техн. наук / А.П. Гуменникова – Красноярск, 2006. – 129 с.

nd. – Ann Arbor: University of Michigan Press.

жабборов Н.И. Научные основы энерготехнологической оценки и прогнозирования эффективности использования мобильных сельскохозяйственных агрегатов / Н.И. Джабборов. – Душанбе: Дониш, 1995. – 286 с.

Душанбе: Дониш, 1995. – 286 с.

жабборов Н.И. Определение энергетических резервов сельскохозяйственных агрегатов при вероятностном характере внешней нагрузки / Н.И. Джабборов, В.А. Эвиев // Современные

методы ведения с.х. производства: тез. докл. XI науч.-практ. конф. – Калинин: Изд-во КСХИ, 1988. – С. 117

eb K. Multi-objective Optimization using Evolutionary Algorithms. Chichester / K. Deb. – UK: Wiley,

виев В.А. Повышение эффективности функционирования тяговых и тягово-приводных агрегатов с трактором за счет оптимизации эксплуатационных режимов: автореф. дис. ... д-ра техн. наук / В.А. Эвиев. – СПб.-Пушкин, 2006. – 32 с.

Эвиев. – СПб.-Пушкин, 2006. – 32 с.

Эвиев. – СПб.-Пушкин, 2006. – 32 с.

виев В.А. Методология определения оптимальных и допускаемых режимов работы машинно-тракторных агрегатов / В.А. Эвиев. – СПб.-Пушкин: Изд-во СПбГАУ, 2004. – 274 с.

фрос В.В. Выбор критериев и методов оценки топливной экономичности тракторных и комбайновых двигателей / В.В. Эфрос, М.С. Столбов, П.Д. Пачев // Тракторы и сельхозмашины – 1986. – № 7. – С. 13 – 17.

1986. – № 7. – С. 13 – 17.

уравлев С.Ю. Влияние переменных внешних факторов на производительность машинно-тракторных агрегатов / С.Ю. Журавлев // Вестн. КрасГАУ. – 2011. – № 7. – С. 148–153.

уравлев С.Ю. Определение оптимальных нагрузочных режимов машинно-тракторного агрегата (на примере трактора Т-170Б с двигателем Д-160) / С.Ю. Журавлев // Вестн. КрасГАУ. – 2003. – № 3. – С. 151–153.

– С. 151–153.

уравлев С.Ю. Оценка эффективности функционирования мобильных сельскохозяйственных агрегатов с использованием тяговой характеристики трактора // Вестн. КрасГАУ. – 2011. – № 9. – С. 146–151.

146–151.

уравлев С.Ю. Применение генетического алгоритма при оптимизации функционирования сложных механических систем / С.Ю. Журавлев, В.А. Терсков // Вестн. КрасГАУ. – 2008. – № 4. – С. 148–153.

148–153.

уравлев С.Ю. Формирование модели выбора оптимальных параметров и режимов работы машинно-тракторных агрегатов / С.Ю. Журавлев, В.Н. Котельников // Энергосберегающие технологии механизации с.х.: мат-лы Междунар. науч.-практ. конф. – Красноярск, 2011. – С. 7–9

7–9

авалишин Ф.С. Методы исследований по механизации сельскохозяйственного производства / Ф.С. Завалишин, М.Г. Мацнев. – М.: Колос, 1982. – 231 с.

саев С.А. Популярно о генетических алгоритмах: URL: <http://www.chat.ru/~saisa/index.html>.

утьков Г.М. Тяговая динамика тракторов / Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1980. – 215 с

етодика энергетического анализа технологических процессов в сельскохозяйственном производстве. – М.: РИО ВИМ, 1995. – 95 с.

индель Л.И. Исследование эксплуатационных показателей тягово-приводного агрегата при вероятностном характере нагрузки: автореф. дис. ... канд. техн. наук / Л.И. Миндель. – Л.: Изд-во ЛСХИ, 1975. – 24 с.

ЛСХИ, 1975. – 24 с.

одичев В.А. Рациональное агрегатирование тракторов МТЗ-80 и МТЗ-82. / В.А. Родичев, В.А.

Токарев, В.Н. Братушков // – М: Росагропромиздат, 1989. – 128 с.

ебров О.Ю. Використання ймовірнісних методів при аналізі відповідності максимального тиску на ґрунт тракторних шин агроекологічним вимогам / О.Ю. Ребров // Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: міжнар. і науково-практич. конф. MicroCAD-2017, 17-19

17-19 трав. 2017 р.: тези доп. – Харків: НТУ «ХПІ», 2017. – Ч. I. – С. 213.

ебров О.Ю. Середньоінтегральна оцінка ефективності тракторних сільськогосподарських шин

при використанні на ґрунтообробних операціях / О.Ю. Ребров // Новітні технології – для захисту повітряного простору: XV наукова конф., 10-11 квіт. 2019 р.; тези доп. – Х.: ХУПС ім. І. Кожедуба, 2019. – С. 387.

Ребров А.Ю. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА / А.Ю. Ребров, В.Б. Самородов // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2008. – № 58. – С. 11–20.

Ребров А.Ю. Влияние конструктивных параметров колесных сельскохозяйственных тракторов на формирование и улучшение их тягово-энергетических показателей / А.Ю. Ребров, Р.Г. Григо // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – № 39. – С. 75–78.

Ребров А.Ю. Расчет тяговых характеристик МТА на базе колесного трактора с учетом нагрузочно-скоростных режимов работы двигателя / А.Ю. Ребров // Механіка та машинобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2010. – № 1. – С. 133–141.

Ребров А.Ю. Математическая модель дизельного двигателя в безразмерных величинах с учетом его загрузки и подачи топлива / А.Ю. Ребров, Т.А. Коробка, С.В. Лахман // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. Транспортне машинобудування. Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 19. – С. 31–36.

Ребров А.Ю. Анализ аналитических зависимостей для определения коэффициента буксования тракторных шин / А.Ю. Ребров, В.В. Кучков // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2012. – № 64. – С. 22–25.

Здобувачем проведений аналіз методів аналітичного визначення коефіцієнтів буксування тракторних шин.

Ребров А.Ю. Исследование тягово-сцепных свойств тракторных шин с использованием их универсальных характеристик / А.Ю. Ребров, В.В. Кучков, И.С. Краснояружский // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2013. – № 30 (1003). – С. 75–78.

Ребров О.Ю. Формування математичної моделі динамічної навантаженості ходової системи колісного трактора з напівпричіпним агрегатом / А.Г. Мамонтов, А.П. Кожушко, О.Ю. Ребров // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2019. – № 1. – С. 29–41.

Погорельый Л.В. Повышение эксплуатационно-технологической эффективности сельскохозяйственной техники / Л.В. Погорельый // – К.: Техника, 1990. – 176 с

Терсков В.А. Модели функционирования и методы оптимизации структуры многопроцессорных вычислительных систем: моногр. / В.А. Терсков. – Красноярск: Изд-во СибЮИ МВД России, 2001. – 335 с

Семенкин Е.С. Об эволюционных алгоритмах решения сложных задач оптимизации / Е.С.

Семенкин, А.В. Гуменникова, М.Н. Емельянова // Вестн. СибГАУ: сб. науч. тр. – Красноярск: Издво СибГАУ, 2003. – С. 14–23.

Семенкин Е.С. Метод обобщенного адаптивного поиска для синтеза систем управления сложными объектами / Е.С. Семенкин, В.А. Лебедев. – М.: МАКС Пресс, 2002.

Семенкин Е.С. Методы оптимизации в управлении сложными системами / Е.С. Семенкин, О.Э. Семенкина, В.А. Терсков. – Красноярск, 2000. – 254 с

56. Fonseca C.M. Multiobjective optimization and multiple constraint handling with evolutionary algorithms. – Part I: A unified formulation. Technical report 564. University of Sheffield / C.M. Fonseca, P.J. Fleming. Sheffield, 1995.

Бергненко А.Б. Генетический алгоритм. Стандарт. Ч. 1 // Описание стандартного генетического

Селиванов Н.И. Топливная аппаратура автотракторных дизелей. Обслуживание и ремонт: учеб. пособие / Н.И. Селиванов, В.С. Кирич. – Красноярск 2002. – 112 с

афизов К.А. Методика расчета МТА по критерию «совокупные энергозатраты» / К.А. Хафизов // Тракторы и с.х. машины. – 2006. – №3. – С. 46–51.

угленок Н.В. Влияние оптимальных параметров и режимов работы МТА на энергетические затраты технологического процесса / Н.В. Цугленок, С.Ю. Журавлев // Тр. IV Междунар. конф. молодых ученых, посвящ. 40-летию СО Россельхозакадемии. – Новосибирск, 2010. – С. 412–416.

угленок Н.В. Оценка влияния оптимальных показателей работы МТА на энергозатраты технологического процесса / Н.В. Цугленок, С.Ю. Журавлев // Вестн. КрасГАУ. – 2010. – №10. – С. 146–151

уляк М.Л. Енергетичні параметри роботи трактора на часткових швидкісних режимах / М.Л. Шуляк // Механізація сільськогосподарського виробництва. Вісник ХНТУСГ. – Х.: ХНТУСГ, 2010. Вип. 93 – С. 368 – 372.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України