

Растительное масло, дизельное биотопливо, холодный отжим, горячий отжим.

The resource base biodiesel production assessment in two-step pressing vegetable oil is given.

Vegetable oil, biodiesel, cold pressing, hot pressing.

УДК 631.372:62-843

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ПОКАЗНИКІВ РОБОТИ МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ НА ДИЗЕЛЬНОМУ БІОПАЛИВІ

***Г.А. Голуб, доктор технічних наук
В.В. Чуба, інженер****

Виконано математичне моделювання та отримано теоретичні залежності зміни експлуатаційних параметрів роботи машинно-тракторного агрегату (МТА) при зміні навантаження та застосуванні дизельного біопалива на основі метилових ефірів жирних кислот рослинної олії.

Машинно-тракторний агрегат, динаміка, дизельне біопаливо.

Оцінка можливостей реалізації потужності енергозасобу в складі МТА в тих чи інших експлуатаційних умовах при застосуванні відповідних сільськогосподарських машин та типу палива залишається головним експлуатаційним питанням.

Енергетичні показники МТА при взаємодії з робочим середовищем змінюються в досить широких межах, що в свою чергу відображається на техніко-економічних показниках, насамперед витраті палива та часі виконання технологічних операцій. Вирішення питання взаємозв'язку між параметрами МТА при виконанні технологічних операцій дозволяє виконати моделювання зміни основних показників та отримати дані для виконання оптимізації роботи МТА.

У роботах [5, 3] МТА розглядається як система твердих тіл, пов'язаних між собою як жорсткими, так і пружними елементами, при роботі яких вся система тіл здійснює поступальний рух. При цьому сили та моменти подано, виходячи з рівнянь балансів потужності та моментів інерції обертальних мас. Рівняння руху агрегату та баланс моментів у роботі [4] подано як приріст кінетичної енергії, що дорівнює роботі усіх сил, діючих у точках прикладення. Значний внесок у дослідження роботи автотра-

* Науковий керівник – доктор технічних наук Г.А. Голуб.

кторних двигунів зробив В.Н. Болтинський, який у праці [1] наводить рівняння, що дозволяє врахувати нерівномірність зміни динамічних характеристик двигуна та моментів опору агрегату на основі рівняння моментів інерції. Нами у роботі [2] отримано залежність тягової сили МТА від типу палива та його подачі, яка дозволяє, виходячи з геометричних параметрів подачі палива та його типу, визначати силу тяги та обертальний момент на приводних колесах енергозасобу.

Мета досліджень – отримання теоретичних залежностей експлуатаційних характеристик МТА при зміні навантаження та використанні різних типів палив.

Матеріали та методика досліджень. Дослідження динаміки руху МТА проведено з використанням методів математичного моделювання. Аналіз теоретичних залежностей експлуатаційних характеристик МТА виконували методом виділення найважливіших параметрів, що впливають на його роботу і порівнянням їх числових значень для різних видів палива.

Результати досліджень. Для вирішення поставленої задачі нами виконано аналіз сил і моментів, діючих на МТА (рис. 1.)

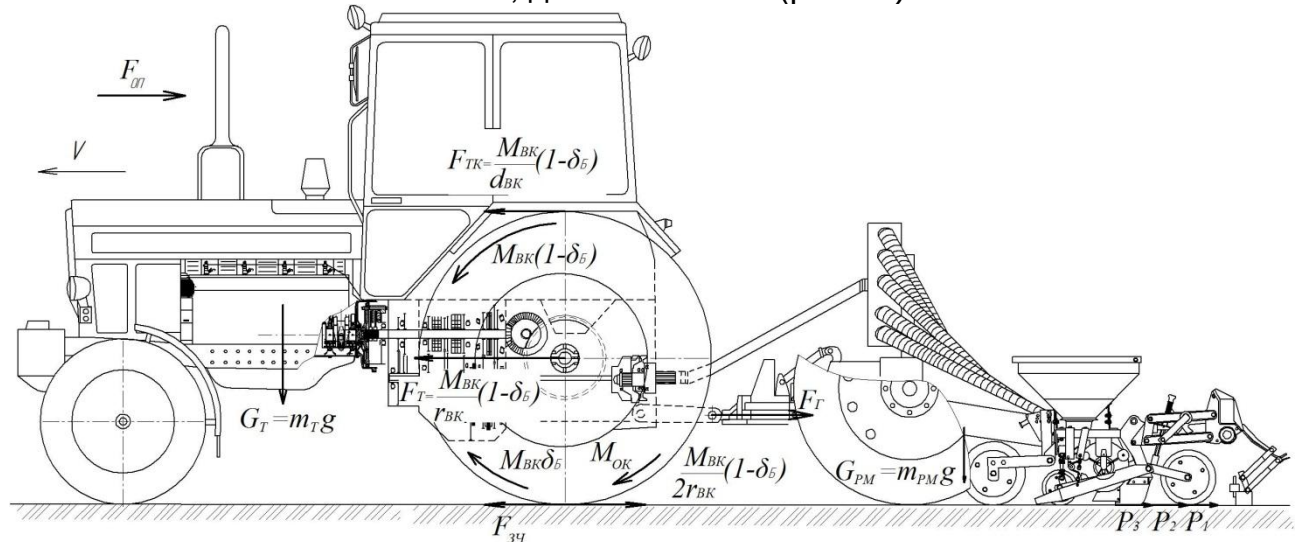


Рис. 1. Схема сил та обертальних моментів, діючих на МТА:

$M_{БК}$ – крутильний моменти ведучих коліс; $M_{ОК}$ – момент на подолання опору кочення; F_{TK} – сила тяги трактора від крутильного моменту на колесі; F_T – сила тяги трактора, зведена до осі колеса; $F_{3ч}$ – сила зчеплення коліс з поверхнею; $F_{Г}$ – сила тягового опору робочої машини; $F_{оп}$ – сила опору повітря; G_T – вага трактора; G_{PM} – вага робочої машини

Отримано також рівняння динаміки руху МТА залежно від навантаження, типу палива, геометричних параметрів паливоподачі та експлуатаційних параметрів агрегату, передаточного числа трансмісії, зміни ефективного коефіцієнта корисної дії двигуна залежно від режиму роботи двигуна та параметрів, що характеризують агротехнологічне середовище:

$$\begin{aligned}
& \frac{(m_T + m_{PM})r_{BK}(1-\delta_B)}{i_{TPBK}} \frac{d\omega}{dt} = \\
& = \left(\frac{S_{ПЛ} l_{ПЛ} \rho_{П} k_{ПЛ} i Q_H (\varepsilon \omega^2 + \beta \omega + \gamma) k_{ЗМДБП}}{2\pi} - \frac{H_{PM} Q_{PM}}{\eta_{PM} \omega_{PM} i_{TPBВП} \eta_{TPBВП}} \right) r_{BK}^{-1} \times \\
& \times (1-\delta_B) \eta_{TPBK} i_{TPBK} - f m_T g - \frac{k_{ОП} S_{ЛОБ} \omega^2 r_{BK}^2 (1-\delta_B)^2}{i_{TPBK}^2} - f' m_{PM} g - kab - \\
& - \theta ab \left[\frac{\omega}{i_{TPBK}} r_{BK} (1-\delta_B) \right]^2,
\end{aligned} \tag{1}$$

де m_T – маса трактора, кг; m_{PM} – маса робочої машини, кг; r_{BK} – радіус ведучого колеса, м; δ_B – коефіцієнт втрат потужності на буксування ведучих коліс, відн. од.; i_{TPBK} – передаточне число трансмісії від двигуна до

$\frac{d\omega}{dt}$ – кутове прискорення колінчастого вала двигуна трактора, рад/с²; $S_{ПЛ}$ – площа плунжерної пари, м²; $l_{ПЛ}$ – активний хід плунжера, м; $\rho_{П}$ – густина палива, кг/м³; $k_{ПЛ}$ – коефіцієнт подачі палива плунжером паливного насоса; i – кількість впорскувань палива за один оберт двигуна, об⁻¹; Q_H – нижча теплотворна здатність палива, Дж/кг; ω – кутова швидкість колінчастого вала двигуна трактора, рад/с; α, β, γ – коефіцієнти апроксимації залежності зміни ефективного коефіцієнта корисної дії двигуна від кутової частоти обертання колінчастого вала, відн. од.; $k_{ЗМДБП}$ – коефіцієнт зменшення ефективності коефіцієнта корисної дії двигуна при застосуванні дизельного біопалива, відн. од.; H_{PM} – тиск, створюваний вентилятором робочої машини, Па; Q_{PM} – об'ємна витрата повітря вентилятором робочої машини, м³/с; η_{PM} – коефіцієнт корисної дії вентилятора робочої машини, відн. од.; ω_{PM} – кутова швидкість обертальних частин робочої машини, рад/с; $i_{TPBВП}$ – передаточне число трансмісії від двигуна до вала відбору потужності, од.; $\eta_{TPBВП}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії вала відбору потужності, відн. од.; η_{TPBK} – коефіцієнт корисної дії трансмісії енергозасобу, відн. од.; i_{TPBVK} – передаточне число трансмісії від двигуна до ведучих коліс, од.; f – коефіцієнт опору кочення коліс, відн. од.; g – прискорення сили земного тяжіння, м/с²; $k_{ОП}$ – коефіцієнт опору повітря, Н с²/м⁴; $S_{ЛОБ}$ – площа лобового опору МТА, м²; f' – сумарний коефіцієнт тертя, який включає тертя знаряддя об ґрунт та тертя кочення опорного колеса плуга, відн. од.; k – питомий опір деформації ґрунту, Н/м²; a – ширина оброблюваного пласта, м; b – глибина оброблювального пласта, м; θ – коефіцієнт, який враховує співвідношення швидкості відкидання пласта та швидкості плуга, Н с²/м⁴.

Отримане рівняння динаміки руху МТА має такий вигляд:

$$\omega = \frac{1}{2P} \left(J \left(\frac{2P\omega_{\Pi} + L + J \frac{(1-e^{tJ})}{(1+e^{tJ})}}{(2P\omega_{\Pi} + L) \frac{(1-e^{tJ})}{(1+e^{tJ})} + J} \right) - L \right), \quad (2)$$

де ω_{Π} – початкова частота обертання колінчастого вала двигуна, рад/с; ω – кінцева частота обертання колінчастого вала двигуна, рад/с.

Наведене рівняння описує динаміку зміни кутової швидкості колінчастого вала двигуна при зміні зовнішніх параметрів, які характеризують роботу МТА при виконанні технологічних операцій та характеристик палива, яке застосовується. Цей вираз містить постійні величини диференційного рівняння, які залежать тільки від паливоподачі та виду палива – L (с⁻¹), а також від паливоподачі, виду палива та навантаження МТА – P (відн. од.) і J (с⁻¹).

На базі отриманої математичної моделі динаміки руху МТА та її рішення виконано розрахунки зміни експлуатаційних параметрів МТА на базі трактора Кий-14102 з двигуном Д-245 при виконанні технологічної операції оранки та отримано залежності зміни кутової швидкості обертання колінчастого вала двигуна і швидкості руху МТА (рис. 2) та витрати палива залежно від типу палива, зміни навантаження та параметрів паливоподачі (рис. 3).

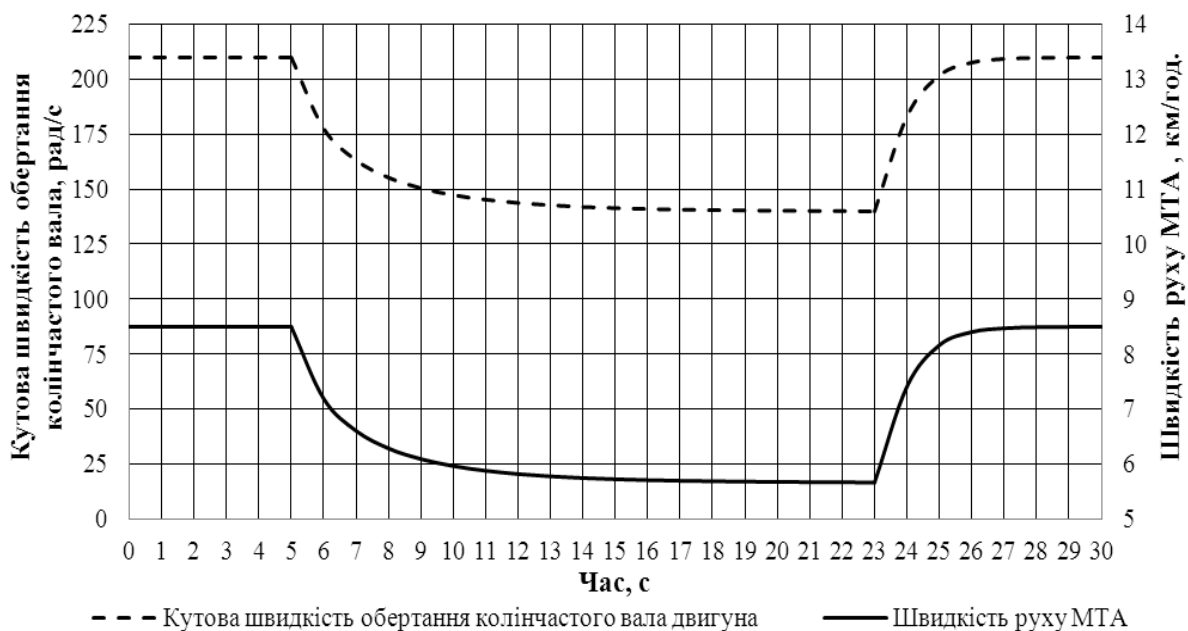


Рис. 2. Динаміка зміни швидкісних характеристик двигуна та МТА залежно від зміни навантаження та подачі палива

Проведені теоретичні дослідження показали, що при однаковому навантаженні та його зміні для різних типів палива зміна швидкісних характеристик двигуна та МТА відбуваються за однаковим законом, при цьому слід зазначити відмінність у витраті палива (див. рис 3).

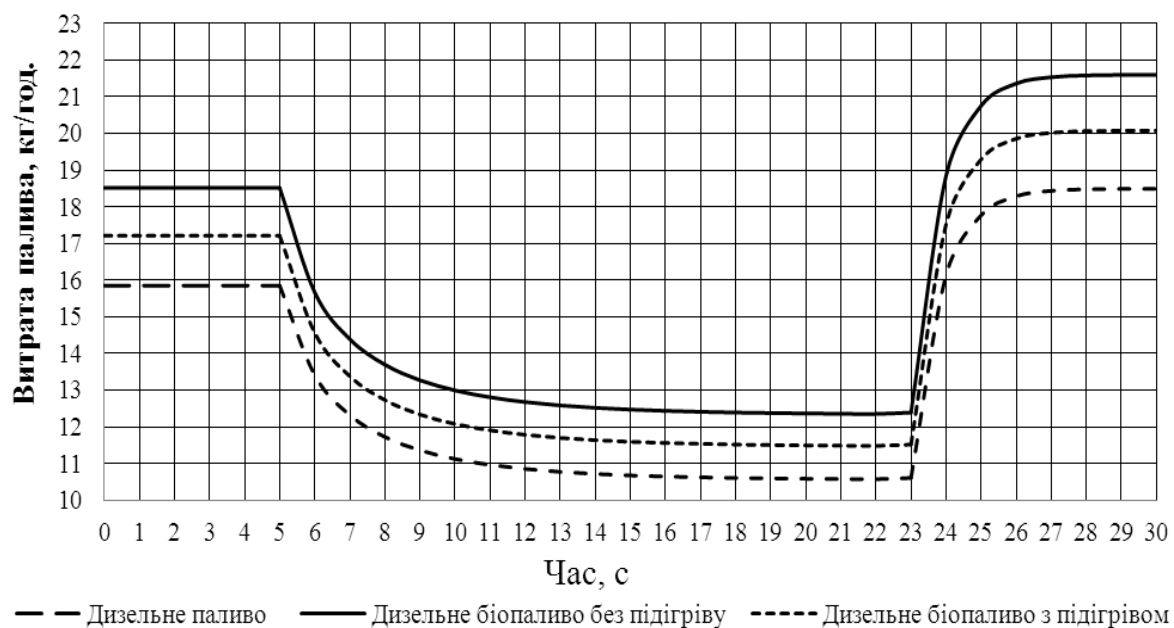


Рис. 3. Динаміка зміни витрати палива при зміні навантаження і різних типах палива

Ці відмінності при роботі на дизельному паливі та дизельному біопаливі в першу чергу пов'язані з відмінностями їх нижчих теплотворних здатностей та густини, а також коефіцієнта повноти згоряння, який для дизельного біопалива також залежить від температури палива перед впо-
рскуванням у циліндр двигуна.

На рис. 2 із першої до п'ятої секунди відображено початкові прямо-
лінійні ділянки графіків зміни кутової швидкості обертання колінчастого
вала двигуна та руху МТА, що відповідають рівномірному руху агрегату по
полю при встановленому режимі навантаження.

Для отримання динаміки зміни швидкісних параметрів роботи МТА
від навантаження виконано зміну властивостей агротехнологічного сере-
довища, а саме збільшено питомий опір деформації ґрунту та зусилля на
відкидання пласта при незмінній подачі палива, що на практиці відпові-
дає раптовій зміні щільності, вологості та типу ґрунту і призводить до рап-
тового збільшення тягового опору робочої машини. Підвищення тягового
опору агрегату призводить до зниження обертів двигуна від перенаванта-
ження і, як наслідок, відбувається зменшення обертів двигуна, відповідно
зменшується годинна витрата палива на фоні зменшення швидкості руху
агрегату, що в свою чергу призводить до зменшення його тягового опору.
Як наслідок, така система буде намагатися знайти свій новий зрівноваже-
ний стан. Якщо такий стан настане при параметрах, які знаходяться в ро-
бочому діапазоні двигуна внутрішнього згоряння, то МТА стабілізує свій
рух при нижчій швидкості руху і частоті обертання двигуна та меншій го-
динній витраті палива. Перебіг цього процесу спостерігається на графіках
рис. 2 та рис. 3 з 5 до 23 с. У подальшому МТА вийде на новий зрівнова-
жений режим роботи і надалі буде відбуватися рівномірний рух.

Збільшення тягового опору агрегату призводить до зменшення робочої швидкості МТА, що в свою чергу відображається на продуктивності роботи агрегату за одиницю часу та може призвести до зниження якості виконання агротехнічних вимог до технологічної операції, наприклад до неповного обороту скиби ґрунту або недостатнього її руйнування. Для підвищення швидкості руху при незмінній подачі палива необхідно зменшити тяговий опір агрегату за рахунок зменшення глибини обробітку або зменшення ширини захвату агрегату. Перше недопустимо із агротехнічних вимог, друге призведе до зменшення продуктивності. Тому, для досягнення відповідної продуктивності та забезпечення виконання агротехнічних вимог необхідно збільшити робочу швидкість руху МТА, що може бути досягнуто збільшенням подачі палива. Збільшення подачі палива призведе до підвищення кутової частоти обертання двигуна, збільшення потужності, що розвиває двигун і, як наслідок, до зростання швидкості та відповідно збільшення тягового опору агрегату. МТА почне розганятися до встановлення нового відповідного рівноважного режиму при нових параметрах. На графіках рис. 2 та рис. 3 з 23 по 30 с показано процес розгону МТА при миттєвому збільшенні подачі палива, що задовольняє вихід МТА на початковий швидкісний режим.

Слід зазначити, що характеристики рис. 2 і рис. 3 відображають зміну роботи МТА на різних типах палива із зміною навантаження при жорстко зафіксованій рейці паливного насоса високого тиску або при використанні паливного насоса високого тиску, обладнаного тільки дворегимним регулятором, який працює тільки при пуску та збільшенні частоти обертання двигуна вище максимально допустимої. Проте майже всі насоси високого тиску вітчизняної сільськогосподарської техніки обладнані всережимними відцентровими регуляторами, які при зниженні кутової швидкості обертання колінчастого вала двигуна автоматично збільшують циклову подачу палива і навпаки. Однак паливні насоси високого тиску з відцентровими всережимними регуляторами не задовольняють екологічних вимог щодо роботи двигуна на перехідних режимах. Адже із зменшенням обертів двигуна відбувається зменшення наповненості повітрям циліндрів за рахунок зменшення швидкості руху поршня та швидкості впускного заряду. Одночасно збільшується кількість палива, яке впорскується до циліндра, що призводить до різкого погіршення екологічних показників роботи двигунів внутрішнього згорання. Характеристика зміни циклової подачі в паливних насосах високого тиску з відцентровими регуляторами механічної дії досить складна і залежить від багатьох конструктивних параметрів і тому її введення в існуючу математичну модель (1) є досить складною математичною задачею.

Всережимні регулятори сучасних систем паливоподачі двигунів внутрішнього згорання базуються на комп'ютерному управлінні впорскуванням палива. Впорскування палива здійснюється згідно із заданим законом зміни його кількості відносно параметрів роботи двигуна. Цей закон може бути з легкістю інтегровано в існуючу математичну модель для проведен-

ня розрахунку відповідного енергетичного засобу та параметрів роботи МТА на його базі.

Висновки

Отримана математична модель залежності динаміки руху МТА від зміни параметрів агротехнологічного середовища та типу палива дозволила встановити, що динаміка руху МТА не залежить від виду палива і при роботі трактора з двигуном Д-245 на технологічній операції оранки, перехідний процес при зміні навантаження становить 18 с, а при розгоні до початкового швидкісного режиму 7 с. Встановлено також, що під час перехідного процесу, викликаним збільшенням навантаження на агрегат, швидкість МТА зменшується з 8,5 до 5,67 км/год. При цьому відбувається зменшення витрати палива на 33,27 %, тобто для дизельного палива відбувається зменшення витрати з 15,85 до 10,57 кг/год, для дизельного біопалива без підігріву – з 18,51 до 12,35 кг/год, а для дизельного біопалива з підігрівом – з 17,21 до 11,48 кг/год. Для виходу агрегату на початкову швидкість руху (8,5 км/год) необхідно збільшити подачу палива на 16,65 % відносно початкової витрати палива або на 74,88 % відносно величини подачі палива при швидкості 5,67 км/год.

Список літератури

1. Болтинский В.Н. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке / В.Н. Болтинский. – М.: Сельхозгиз, 1949. – 216 с.
2. Голуб Г.А. Визначення тягової сили енергозасобів при роботі на дизельному біопаливі / Г.А. Голуб, В. В. Чуба // Міжвід. темат. наук. зб. ННЦ "ІМЕСГ" НААН "Механізація та електрифікація сільського господарства". – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ», 2013. – Вип. 98, т.2– С. 135–144.
3. Д.А. Чудаков Д.А. Основы теории трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. – М.: Сельхозиздат, 1962. – 312 с.
4. Свирщевский Б.С. Эксплуатация машинно-тракторного парка: учебник для ин-тов и фак. механизации и электрификации с.х. / Б.С. Свирщевский. – М.: Сельхозгиз, 1958. – 660 с.
5. Тракторы и автомобили / [под В.А. Скотникова.] – М.: Агропромиздат, 1985. – 440 с.

Выполнено математическое моделирование и получены теоретические зависимости изменения эксплуатационных параметров работы машинно – тракторного агрегата (МТА) при изменении нагрузки и применении дизельного биотоплива на основе метиловых эфиров жирных кислот растительного масла.

Машинно-тракторный агрегат, динамика, дизельное биотопливо.

The mathematical modeling is given and theoretical curves obtained changing the operating parameters of the machine-tractor units when the load changes and the use of biodiesel on the basis of fatty acid methyl esters of vegetable oil.

Machine-tractor units, dynamics, biodiesel.