

*О.Ю. РЕБРОВ, Б.И. КАЛЬЧЕНКО, М.Є. ЯКУНІН, О.М. РЕБРОВА, О.В. АРТЮШЕНКО*

### **ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЯГОВО-ДИНАМІЧНИХ ПОКАЗНИКІВ ТРАКТОРІВ НА ОСНОВІ ПОЛЬОВИХ ВИПРОБУВАЛЬНИХ ЦИКЛІВ POWERMIX**

В роботі наведена математична модель для визначення тягово-динамічних показників тракторів з використанням польових випробувальних циклів PowerMix. Запропонований план імітаційного експерименту, який враховує розподіл річного обсягу весняних та літньо-осінніх робіт трактора за типовими сільськогосподарськими операціями, а також розроблена методика наведення результатів імітаційного моделювання до показників базового трактора потужністю 100 кВт, що дає змогу порівнювати трактори довільних схемних рішень і потужності. В якості прикладу наведені результати моделювання показників трактора New Holland T6.180.

**Ключові слова:** трактор, PowerMix, математична модель, імітаційний експеримент

*А.Ю. РЕБРОВ, Б.И. КАЛЬЧЕНКО, М.Е. ЯКУНИН, Е.М. РЕБРОВА, А.В. АРТЮШЕНКО*

### **ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ТЯГОВО-ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТРАКТОРОВ НА ОСНОВЕ ПОЛЕВЫХ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ ЦИКЛОВ POWERMIX**

В работе представлена математическая модель для определения тягово-динамических показателей тракторов с использованием полевых испытательных циклов PowerMix. Предложен план имитационного эксперимента, учитывающий распределение годового объема весенних и летне-осенних работ трактора по типовым сельскохозяйственным операциям, а также разработана методика приведения результатов имитационного моделирования к показателям базового трактора мощностью 100 кВт, что позволяет сравнивать тракторы произвольных схем. В качестве примера приведены результаты моделирования характеристик трактора New Holland T6.180.

**Ключевые слова:** трактор, PowerMix, математическая модель, имитационный эксперимент

*О. REBROV, B. KALCHENKO, M. YAKUNIN, O. REBROVA, O. ARTIUSHENKO*

### **SIMULATION MODELING OF TRACTION AND DYNAMIC INDICATORS OF TRACTORS ON THE BASIS OF POWERMIX FIELD CYCLES TEST**

The paper presents a mathematical model for determining the traction and dynamic performance of tractors using PowerMix field test cycles. The mathematical model was successfully tested, during which a set of traction-dynamic parameters of a wheeled tractor with the maximum discrepancy on individual indicators relative to experimental data, which is -8.4... + 7.9%. A plan of a simulation experiment is proposed, which takes into account the distribution of the annual volume of spring and summer-autumn tractor work by typical agricultural operations, and includes loading traction cycles with power take-off through PTO and hydraulic system of the tractor. To assess the efficiency of tractors based on a set of traction-dynamic indicators obtained from field PowerMix test cycles, developed a method of bringing the simulation results to the performance of the base tractor with a capacity of 100 kW, which corresponds to the basic cycles PowerMix. The technique makes it possible to compare tractors of arbitrary design solutions and power. As an example, the results of modeling the traction and dynamic performance of the New Holland T6.180 tractor on PowerMix field test cycles determined the average values of productivity and per hectare of fuel consumption plowed by the base tractor, which are 1,239 ha / h and 14.58 kg / ha, respectively.

**Key words:** tractor, PowerMix, mathematical model, simulation experiment

**Вступ.** В Україні сконцентровані суттєві запаси родючих чорноземів, а ступінь розораності сільськогосподарських угідь по окремих регіонах держави становить 70% і більше. Разом з цим, ефективність сільськогосподарського виробництва поступається Європейським країнам і США. На ефективність сільськогосподарського виробництва впливають групи технологічних, ґрунто-кліматичних та технічних факторів, що мають різні природу і походження. Основний

вплив мають технічні фактори, що включають, головним чином, конструктивні та компоновальні параметри, які забезпечують виконання трактором основного призначення – виконувати технологічні процеси в сільськогосподарському виробництві.

Проблематика підвищення ефективності тракторів у сільськогосподарському виробництві та збереження потенціалу ґрунтів та їх родючості може бути розв'язана за умови підвищення загального технічного рівня трактора. При цьому розглядати трактор, як тяговий або тягово-енергетичний засіб, необхідно тільки в агрегаті з сільськогосподарським знаряддям.

З огляду на змінний в часі характер дії зовнішніх навантаж на трактор та накопичений досвід закордонних фахівців у сфері тягово-динамічних випробувань тракторів при несталих навантагах, доцільно його імплементувати, у тому числі, й при імітаційному моделюванні.

Перспективним у цьому напрямку бачиться застосування методики випробувань за процедурою PowerMix, що містить ряд польових випробувальних циклів, які адаптовані під широкий спектр сільськогосподарських тягових і тягово-приводних операцій та імітують роботу трактора зі змінним навантаженням. Оскільки навантаги за циклами PowerMix відображають типові сільськогосподарські операції, вони можуть бути використані для пошуку перспективних технічних рішень з підвищення ефективності тракторів при несталих навантагах.

**Аналіз останніх досягнень і публікацій.** Основним елементом, який визначає ефективність функціонування трактора, безперечно, є його двигун. За оцінками закордонних дослідників середня завантаженість тракторного двигуна за потужністю при виконанні комплексу річного обсягу робіт за різними даними складає від 55-60% [1] до 65% [2]. Згідно моделі експлуатації колісного трактора [3], завантаження за потужністю в середньому складає близько 52%, що є наслідком великої частки роботи тракторного двигуна на режимі холостого ходу без навантаги (15,4%).

Сільськогосподарські трактори проходять випробування відповідно до протоколу OECD (Organization for Economic Co-operation and Development – Організація економічного співробітництва і розвитку) для офіційних випробувань сільськогосподарських і лісогосподарських тракторів. Методика випробувань прописана в протоколі OECD Code 2 [4], яку використовують у випробувальних лабораторіях в штату Небраска (NTTL – Nebraska Tractor Test Laboratory, США) [5] та Німецького сільськогосподарського товариства (DLG – Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft) [6]. З огляду на різноманітність зовнішнього навантаження тракторних двигунів, науковці тракторної випробувальної лабораторії NTTL [7] наводять типове розташування п'яти областей основних режимів роботи тракторних двигунів на універсальній характеристиці (рис. 1), а також часткові режими #1...#5, в яких здійснюється випробування тракторних двигунів, відповідно до OECD Code 2.

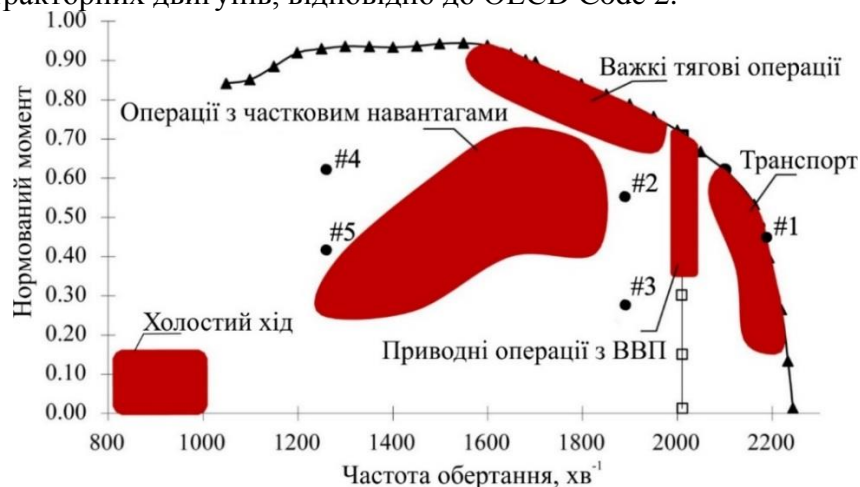


Рис. 1 – Теоретичний розподіл режимів роботи тракторних двигунів

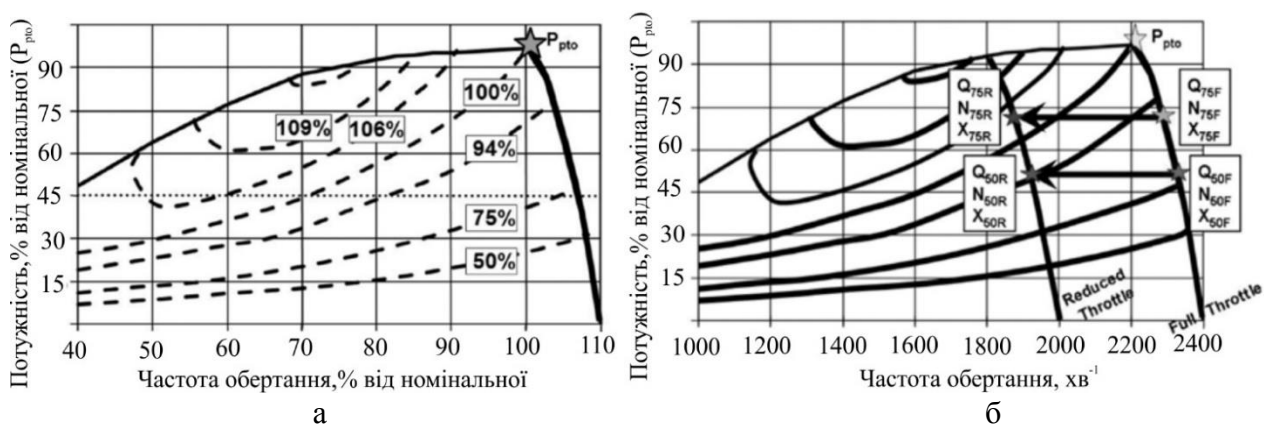
Необхідно відмітити, що на різних технологічних операціях режими роботи тракторного

двигуна суттєво відрізняються енергетичною віддачею та паливною економічністю. Відповідно даних [3], розподіл режимів роботи тракторного двигуна має суттєву нерівномірність, як по енергетичній віддачі, так і по тривалості роботи по окремих ділянках. Тобто, ймовірність роботи двигуна на окремих ділянках універсальної характеристики може суттєво відрізнятись.

Згідно методики OECD Code 2 [4], випробування двигуна здійснюються через вал відбору потужності (ВВП) трактора, а протоколи випробувань NTTL і DLG спираються на номінальну потужність двигуна, отриману на ВВП (рис. 2).

За оцінкою NTTL [7] економічність тракторних дизельних двигунів за останні 50 років підвищилась на 19,7-23,4%, а найвища економічність спостерігається в полі режимів універсальної характеристики [8, 9], що відповідають частотам обертання, близьким до режиму максимального ефективного моменту [10] (рис. 2, а).

Для забезпечення повторюваності тягово-динамічних випробувань NTTL і DLG після отримання показників двигуна через ВВП проводять випробування на сухому бетонному треку. Методики випробувань лабораторій NTTL і DLG відрізняються. В США згідно протоколу OECD Code 2 проводять випробування з тяговим зусиллям на 50%, 75% і 100% від максимального [11] на зовнішній характеристиці та часткових режимах (рис. 2, б). Тому в процедурі випробувань передбачена робота трактора на різних передачах для ступінчастих механічних трансмісій або з різними фіксованими швидкостями руху для безступінчастих. Оскільки часткові режими роботи двигуна мають вищу економічність, тому в роботі [10] звертають увагу на прийом, який полягає в переключенні на підвищену передачу при одночасному переході на часткову характеристику. Такий прийом отримав назву GUTD (Gear Up and Throttle Down). Опрацювання протоколів випробувань в лабораторії NTTL [10] показало, що для колісних тракторів 4K4a (MFWD) з потужністю 40-160 к.с. при виключеному передньому мості застосування прийому GUTD знижує витрату палива на 17,9-20,1%, а при включенні на 16,4-17,2%, що пояснюється зниженням швидкості колінчастого валу двигуна на 20-30%. Для колісних тракторів 4K46 (4WD) та гусеничних з потужністю понад 80 к.с. прийом GUTD зменшує витрату палива на 17,0-27,6% при зниженні швидкості колінчастого валу на 26-43%.



а – відносна паливна економічність [10]; б – режими випробувань тракторів у лабораторії NTTL [11]

Рис. 2 – Режими роботи і паливна економічність двигуна при випробуваннях відповідно до OECD Code 2

Враховуючи високу ефективність прийому GUTD для підвищення ефективності трактора за рахунок раціонально обраних режимів роботи двигуна, постає питання побудови його

універсальної характеристики. Методика розрахунку питомої витрати палива двигуном за універсальною характеристикою [8, 9] доволі проста, оскільки для розрахунку потрібно лише п'ять констант показників двигуна. Разом з цим, вона має недолік, який полягає у значному спрощенні розрахунку, що відбивається на низькій точності розрахунку, особливо при невеликих навантагах. В публікаціях досліджень H.D. Harris [12] та R.D. Grisso зі співавторами [11, 13] розроблено методику розрахунку витрати палива дизельним двигуном на часткових режимах, спираючись на дані випробувань NTTL. Так, в [11] погодинна витрата палива визначається залежністю:

$$G_t = (a \cdot \varepsilon_{N_{pto}} + b) \cdot (1 - (\varepsilon_{\omega} - 1) \cdot (c \cdot \varepsilon_{N_{pto}} - d)) \cdot N_{pto},$$

$N_{pto}$ ,  $\varepsilon_{N_{pto}}$ ,  $\varepsilon_{\omega}$ , – номінальна потужність на ВВП, ступінь завантаження тракторного двигуна за потужністю відносно номінальної на ВВП, ступінь завантаження двигуна за частотою обертання, відповідно;

$a...d$  – постійні коефіцієнти, які розраховуються з використанням режимів OECD Code 2 (рис. 2, б) в лабораторії NTTL [11].

За своєю суттю наведена залежність є універсальною характеристикою погодинної витрати палива двигуном при відборі потужності через ВВП. Автори [11] наводять її застосування для визначення паливної економічності трактора при виконанні комплексу технологічних операцій при різному завантаженні двигуна та використанні прийому GUTD. За оцінкою [11] економія палива може становити 10% при зменшенні частоти обертання двигуна на 20% від номінальної. Дані протоколів випробувань в лабораторії NTTL [5] дають повну інформацію для побудови універсальної характеристики витрати палива двигуном. Тому їх доцільно використовувати для визначення ефективності тракторів при виконанні різних технологічних операцій. Ефективним заходом підвищення паливної економічності трактора може бути прийнятий прийом GUTD [10].

На відміну від NTTL, протоколи випробувань DLG [6] за процедурою PowerMix містять повні дані щодо зовнішньої швидкісної характеристики двигуна, а також результати замірів на часткових режимах #1...#5 (рис. 1), згідно OECD Code 2 [4]. В деяких протоколах випробувань DLG також міститься інформація щодо прийому GUTD стосовно переходу на більш економічні режими роботи двигуна при однаковій потужності #1→#2 та #3→#5 (рис. 1), що дає змогу отримати економію палива в межах 3-7% та 10-19%, відповідно.

Також слід відзначити, що апроксимація витрати палива за методикою [8, 9] може бути суттєво уточнена відповідно до даних на режимах #1...#5 (рис. 1) (або інших) з використанням методики, наведеної в роботах [14, 15].

Для тракторів John Deere 8295R з трансмісіями Powershift та CVT (Continuously Variable Transmission) доведено [16], що прийом GUTD більш ефективний для трансмісії Powershift у порівнянні з CVT в автоматичному режимі при навантагах в межах 37-52% від максимальної. Натомість, трактор з CVT при роботі двигуна за зовнішньою характеристикою ефективніше при навантагах до 76-81% від максимальної. Автори [16] відмічають, що робота двигуна трактора з Powershift при проведенні експериментів та застосуванні прийому GUTD здійснювалась при фіксованій подачі палива, а у трактора з CVT подача палива варіювалась. Застосування прийому GUTD для двигуна потужністю 187 кВт забезпечувало зменшення витрати палива до 2,0 кг/год, що становить близько 4,7% від номінальної погодинної витрати палива у порівнянні з CVT та 3,0-3,5 кг/год (7,1-8,3%) для CVT у порівнянні з Powershift при роботі за зовнішньою характеристикою [16]. Для визначення ефективності та доцільності застосування прийому GUTD в процедурі OECD Code 2 передбачено переключення на дві вищі передачі. Таким чином, можна відмітити, що наявні резерви підвищення економічності тракторного двигуна за рахунок раціонального вибору режимів його роботи та робочої передачі руху.

Процедура випробувань DLG, на відміну від NTTL, передбачає змінний в часі динамічний характер зовнішньої навантаги на трактор. При цьому застосовуються 12 польових і 4 транспортні цикли [6]. Польові випробувальні цикли імітують широкий спектр сільськогосподарських технологічних тягових і тягово-приводних операцій [17] та передбачають повне й часткове завантаження трактора за потужністю. Оскільки навантаги за польовими циклами PowerMix охоплюють типові сільськогосподарські операції, їх можна використовувати для визначення доцільних заходів з підвищення економічності і ефективності тракторів при несталих зовнішніх навантагах. Слід відзначити, що комплекс випробувальних циклів PowerMix можна розцінювати як модель експлуатації трактора [18] при заздалегідь відомому розподілі типових операцій в річному обсязі робіт. Така модель дає змогу аналізувати при несталих навантагах не тільки економічність двигуна [3], а й трактора в цілому, враховуючи його агрегування відповідними сільськогосподарськими знаряддями. Однак, найбільш зрозумілими для сприйняття та порівняння тракторів різних схемних рішень та обладнаних двигунами різної потужності можуть бути показники наведеної продуктивності та витрати палива, що отримані на основі випробувальних польових циклів PowerMix, які враховують широкий спектр сільськогосподарських операцій в річному обсязі робіт.

**Мета та постановка задачі.** Метою даної роботи є формування динамічної імітаційної моделі тягово-динамічних випробувань колісного трактора на основі польових випробувальних циклів PowerMix та розробка методики наведення отриманих за імітаційною моделлю показників для реалізації об'єктивного порівняння тракторів різних схемних рішень та потужності.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні завдання:

- сформулювати модель тягово-динамічних випробувань трактора, що базується на польових випробувальних циклах PowerMix;
- запропонувати план імітаційного експерименту на основі польових випробувальних циклів PowerMix, що враховує розподіл річного обсягу весняних та літньо-осінніх робіт трактора за типовими сільськогосподарськими операціями, та включає навантажувальні тягові, тягово-приводні цикли та цикли з відбором потужності через гідравлічну систему трактора;
- для оцінки ефективності тракторів на основі комплексу тягово-динамічних показників, отриманих за польовими випробувальними циклами PowerMix, запровадити відповідні наведені показники, які дають змогу порівнювати трактори різних схемних рішень, комплектації різними типорозмірами шин та обладнаних двигунами різної потужності.

**Імітаційне моделювання тягово-динамічних показників тракторів на основі польових випробувальних циклів PowerMix.** Для імітаційного моделювання тягово-динамічних показників колісних тракторів трансмісію доцільно представити у вигляді наведеної схеми крутильних коливань з двома ведучими мостами. При цьому, в процесі реалізації моделі автоматично будуть визначатися коефіцієнти буксування ведучих коліс мостів з ґрунтом, залежно від розподілу потоків потужності в приводах і радіальних навантаг на мости. В роботі пропонується розглянути схему з приведеними до колінчастого валу двигуна параметрами. Тоді система диференціальних рівнянь з урахуванням [19], прийме вигляд:

$$\begin{aligned}
 J \cdot \dot{\varepsilon}_\omega \cdot \omega_{\text{НОМ}} &= \left( M_{\text{НОРМ}} + \frac{\varepsilon_r - \varepsilon_\omega}{k_x - 1} \right) \cdot M_{\text{НОМ}} - C_1 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\varepsilon_\varphi - \varepsilon_{\varphi 1}) - \\
 &- C_2 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\varepsilon_\varphi - \varepsilon_{\varphi 2}) - K_1 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\dot{\varepsilon}_\varphi - \dot{\varepsilon}_{\varphi 1}) - K_2 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\dot{\varepsilon}_\varphi - \dot{\varepsilon}_{\varphi 2}); \\
 J_1 \cdot \dot{\varepsilon}_{\omega 1} \cdot \omega_{\text{НОМ}} &= C_1 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\varepsilon_\varphi - \varepsilon_{\varphi 1}) + K_1 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\dot{\varepsilon}_\varphi - \dot{\varepsilon}_{\varphi 1}) - M_{c1}; \\
 J_2 \cdot \dot{\varepsilon}_{\omega 2} \cdot \omega_{\text{НОМ}} &= C_2 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\varepsilon_\varphi - \varepsilon_{\varphi 2}) + K_2 \cdot \omega_{\text{НОМ}} \cdot (\dot{\varepsilon}_\varphi - \dot{\varepsilon}_{\varphi 2}) - M_{c2},
 \end{aligned} \tag{1}$$

де  $J, J_1, J_2, C_1, C_2, K_1, K_2$  – приведені моменти інерції, жорсткості та коефіцієнти демпфування приводів переднього та заднього мостів, відповідно;

$\varepsilon_\varphi, \varepsilon_{\varphi 1}, \varepsilon_{\varphi 2}, \dot{\varepsilon}_\varphi, \dot{\varepsilon}_{\varphi 1}, \dot{\varepsilon}_{\varphi 2}$ , – відносні кути повороту та кутові швидкості махових мас двигуна, переднього та заднього мостів трактора, відповідно:

$$\varepsilon_\varphi = \frac{\varphi}{\omega_{\text{НОМ}}}; \quad \varepsilon_{\varphi 1} = \frac{\varphi_1}{\omega_{\text{НОМ}}}; \quad \varepsilon_{\varphi 2} = \frac{\varphi_2}{\omega_{\text{НОМ}}}; \quad (2)$$

$$\varepsilon_\omega = \dot{\varepsilon}_\varphi = \frac{\dot{\varphi}}{\omega_{\text{НОМ}}} = \frac{\omega}{\omega_{\text{НОМ}}}; \quad \varepsilon_{\omega 1} = \dot{\varepsilon}_{\varphi 1} = \frac{\dot{\varphi}_1}{\omega_{\text{НОМ}}} = \frac{\omega_1}{\omega_{\text{НОМ}}}; \quad \varepsilon_{\omega 2} = \dot{\varepsilon}_{\varphi 2} = \frac{\dot{\varphi}_2}{\omega_{\text{НОМ}}} = \frac{\omega_2}{\omega_{\text{НОМ}}}, \quad (3)$$

де  $\varphi, \varphi_1, \varphi_2, \omega, \omega_1, \omega_2$  – кути повороту та кутові швидкості махових мас двигуна, переднього та заднього мостів трактора, відповідно;

$M_{c1}, M_{c2}$  – приведені до колінчастого валу моменти опору руху переднього та заднього мостів трактора, відповідно.

Приведені моменти інерції мас, що рухаються поступально та обертально:

$$J_1 = \frac{m_1 \cdot r_{c1}^2 \cdot u_v^2}{u_2^2} \cdot \delta_v; \quad J_2 = \frac{m_2 \cdot r_{c2}^2}{u_2^2} \cdot \delta_v, \quad (4)$$

де  $m_1, m_2$  – маса, що приходиться на передній та задній мости трактора;

$\delta_v$  – коефіцієнт обертальних мас трансмісії і коліс,  $\delta_v = 1, 1, \dots, 1, 15$ ;

$u_v$  – внутрішнє передавальне число міжосьового приводу.

Для уніфікації математичної моделі та можливості її використання для визначення показників тягової динаміки для різних тракторів приведені жорсткості валопроводу в приводах ведучих мостів пропонується визначати за умови, що розподіл крутного моменту пропорційний внутрішньому передавальному числу приводу та номінальному моменту двигуна:

$$C_1 = \frac{1}{u_v + 1} \cdot M_{\text{НОМ}} \cdot k_\varphi; \quad C_2 = \frac{u_v}{u_v + 1} \cdot M_{\text{НОМ}} \cdot k_\varphi, \quad (5)$$

де  $k_\varphi$  – постійний коефіцієнт.

Моменти опору руху:

$$M_{c1} = \frac{2 \cdot P_{k1} \cdot r_{k1} \cdot u_v}{\eta_{\text{тп1}} \cdot u_2}; \quad M_{c2} = \frac{2 \cdot P_{k2} \cdot r_{k2}}{\eta_{\text{тп2}} \cdot u_2}, \quad (6)$$

де  $P_{k1}, P_{k2}$  – динамічна дотична сила тяги колеса.

Таким чином, математична модель трансмісії (1)-(6) є уніфікованою і може використовуватись для імітаційного моделювання тягової динаміки будь-яких колісних тракторів. Для імітаційного моделювання тягово-динамічних випробувань колісного трактора при виконанні сільськогосподарських технологічних операцій може бути прийнята плоска розрахункова схема, відповідно до загально прийнятих допущень (рис. 3).

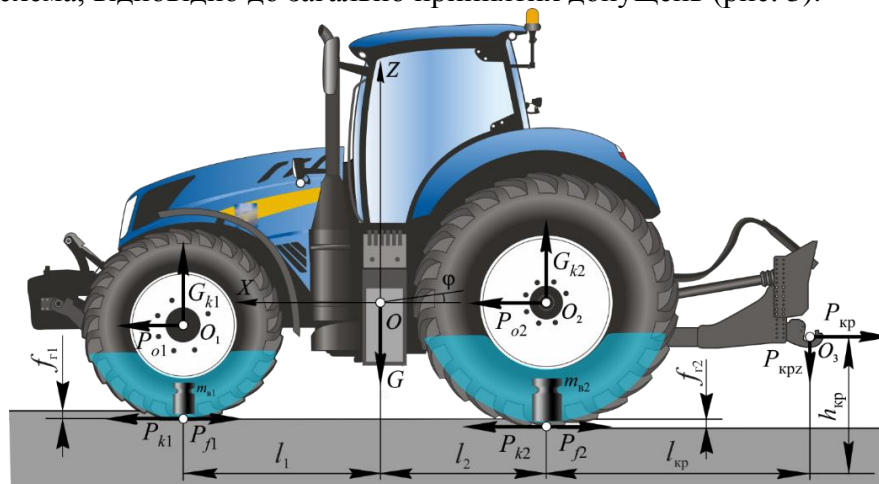


Рис. 3 – Розрахункова схема трактора

Вихідні дані щодо компоновальних розмірів трактора, розподілу маси в статичному положенні, типорозмірів шин і координат точок  $O_1$ - $O_3$  можна знайти в протоколах випробувань NTTL [5] або DLG за процедурою PowerMix [6]. Для ступеневих коробок передач (Powershift) також можна визначити передавальне число трансмісії.

Система диференціальних рівнянь руху остова трактора має вигляд:

$$\begin{aligned} \frac{m \cdot \ddot{x}}{2} &= P_{o1} + P_{o2} - \frac{P_{кр}}{2}; & \frac{m \cdot \ddot{z}}{2} &= G_{k1} + G_{k2} - \frac{m \cdot g}{2} - \frac{P_{крз}}{2}; \\ \frac{J_o \cdot \ddot{\varphi}_o}{2} &= -G_{k1} \cdot (x_{o1} - x) - G_{k2} \cdot (x_{o2} - x) + \frac{P_{крз}}{2} \cdot (x_{o3} - x) - \\ &- P_{o1} \cdot (z_{o1} - z) - P_{o2} \cdot (z_{o2} - z) - \frac{P_{кр}}{2} \cdot (z_{o3} - z), \end{aligned} \quad (7)$$

де  $x, z, \varphi_o$  – узагальнені координати;

$P_{o1}, P_{o2}$  – сили, що штовхають остов трактора вперед;

$G_{k1}, G_{k2}$  – радіальні навантаги на шини;

$P_{кр}, P_{крз}$  – горизонтальна та вертикальна складові сили тяги на гаку;

$x_{o1}, x_{o2}, x_{o3}, z_{o1}, z_{o2}, z_{o3}$  – горизонтальні і вертикальні координати точок  $O_1$ - $O_3$  остова трактора в обраній системі відліку.

Для реалізації системи диференціальних рівнянь встановлені взаємозв'язки між координатами точок  $O_1$ - $O_3$  остова трактора та узагальненими координатами:

$$\begin{aligned} x_{oi} &= x - \rho_{oi} \cdot \cos(\varphi_o + \lambda_{oi}); \\ z_{oi} &= z + \rho_{oi} \cdot \sin(\varphi_o + \lambda_{oi}), \end{aligned} \quad (8)$$

де  $\rho_{oi}, \lambda_{oi}$  – радіуси-вектори і кути точок  $O_1$ - $O_3$  остова трактора у полярній системі координат з центром в точці  $O$ .

Тоді радіальний прогин шин можна визначити наступним чином:

$$\begin{aligned} f_{ш1} &= D_1 / 2 + z_{G1} - z_{o1}; \\ f_{ш2} &= D_2 / 2 + z_{G2} - z_{o2}, \end{aligned} \quad (9)$$

де  $z_{G1}, z_{G2}$  – вертикальні координати рівня ґрунту в обраній системі відліку, які у загальному випадку є функціями пройденого шляху.

У випадку вивішування або відриву колеса від опорної поверхні деформація шини обертається на нуль. Тому, для врахування такого явища обов'язково повинна виконуватись умова:

$$f_{ш1} \geq 0; \quad f_{ш2} \geq 0. \quad (10)$$

Для визначення сил  $P_{oi}$ , що штовхають остов трактора вперед, необхідно знати дотичні сили тяги  $P_{ki}$  та сили опору коченню  $P_{fi}$ , оскільки:

$$P_{oi} = P_{ki} - P_{fi}. \quad (11)$$

Сила опору коченню  $P_{fi}$  визначається за величиною пресування ґрунту  $h_{ГГ}$  [20, 21]. Оскільки  $h_{ГГ}$  необхідно вирішувати на кожному кроці інтегрування, то глибина колії визначалась спочатку для зовнішнього діаметра шини, а після – для діаметра наведеного еквівалентного еластичного колеса.

Буксування коліс трактора визначається залежністю:

$$\delta_i = 1 - \frac{V}{V_{Ti}} = \frac{V}{\omega_{ki} \cdot r_{ki}}, \quad (12)$$

де  $V, V_{Ti}$  – дійсна швидкість трактора і теоретичні швидкості коліс;

$\omega_{ki}$  – кутові швидкості коліс трактора:

$$\omega_{k1} = \varepsilon_{\omega 1} \cdot \omega_{ном} \cdot u_v / u_2; \quad \omega_{k2} = \varepsilon_{\omega 2} \cdot \omega_{ном} / u_2. \quad (13)$$

Пружна складова радіальної навантаги на шину визначається універсальною характеристикою тракторної шини [20, 21]. Дисипативна складова радіальної навантаги визначається залежністю:

$$G_{kvi} = K_{ши} \cdot \dot{f}_{ши}, \quad (14)$$

де  $K_{ши}$  – коефіцієнти демпфування шин:

$$K_{ши} = \psi_{ши} \cdot \sqrt{C_{ши} \cdot G_{ki}}, \quad (15)$$

де  $\psi_{ши}$  – відносні коефіцієнти затухання шин.

Невідомим фактором зовнішнього збурення трактора є сила тяги на гаку. Оскільки показники ефективності при тягово-динамічних випробуваннях, за якими світові виробники тракторів позиціонують свою продукцію, насамперед, за паливною економічністю, містяться в протоколах випробувань DLG, в рамках даної роботи в якості основи використана методика тестової процедури PowerMix [6].

Тестова процедура PowerMix передбачає 12 циклів випробувань трактора на польових сільськогосподарських операціях при змінному у часі зовнішньому навантаженні. Випробування складаються з тягових циклів – оранки та культивуації; тягово-приводних циклів з відбором потужності через вал відбору потужності (ВВП) – фрезерування роторною фрезой і ворошіння сіна, тягово-приводні цикли з відбором потужності через ВВП та гідравлічну систему – розкидання гною і тюкування сіна (табл. 1).

Таблиця 1 – Цикли випробувань PowerMix для імітації польових операцій

Тип навантаження	Цикл, навантага	V, км/год	Частота обертання хвостовика ВВП, хв <sup>-1</sup>	Умови проведення випробувань
Тягове	Оранка 100% Z1P	9		Зниження середньої швидкості не більше 2,5 км/год (окрім циклу Z1P).
	Оранка 60% Z2P	9		
	Культивуація 100% Z1G	12		
	Культивуація 60% Z2G	12		
Тягово-приводне	Фрезерування 100% Z3K	6	900	Зниження середньої швидкості не більше 2,5 км/год та середньої частоти обертання хвостовика ВВП не більше 7,5%.
	Фрезерування 70% Z4K	6	900	
	Фрезерування 40% Z5K	6	900	
	Ворошіння 100% Z3M	16	900	
	Ворошіння 70% Z4M	16	900	
	Ворошіння 40% Z5M	16	900	
Тягово-приводне, гідравлічне	Розкидання гною Z6MS	7	1000	
	Тюкування сіна Z7PR	10	1000	

Розрахункові схеми машино-тракторних агрегатів при виконанні технологічних процесів за базовими випробувальними циклами PowerMix, а також загальний вигляд циклограм навантаг наведений на рис. 4.

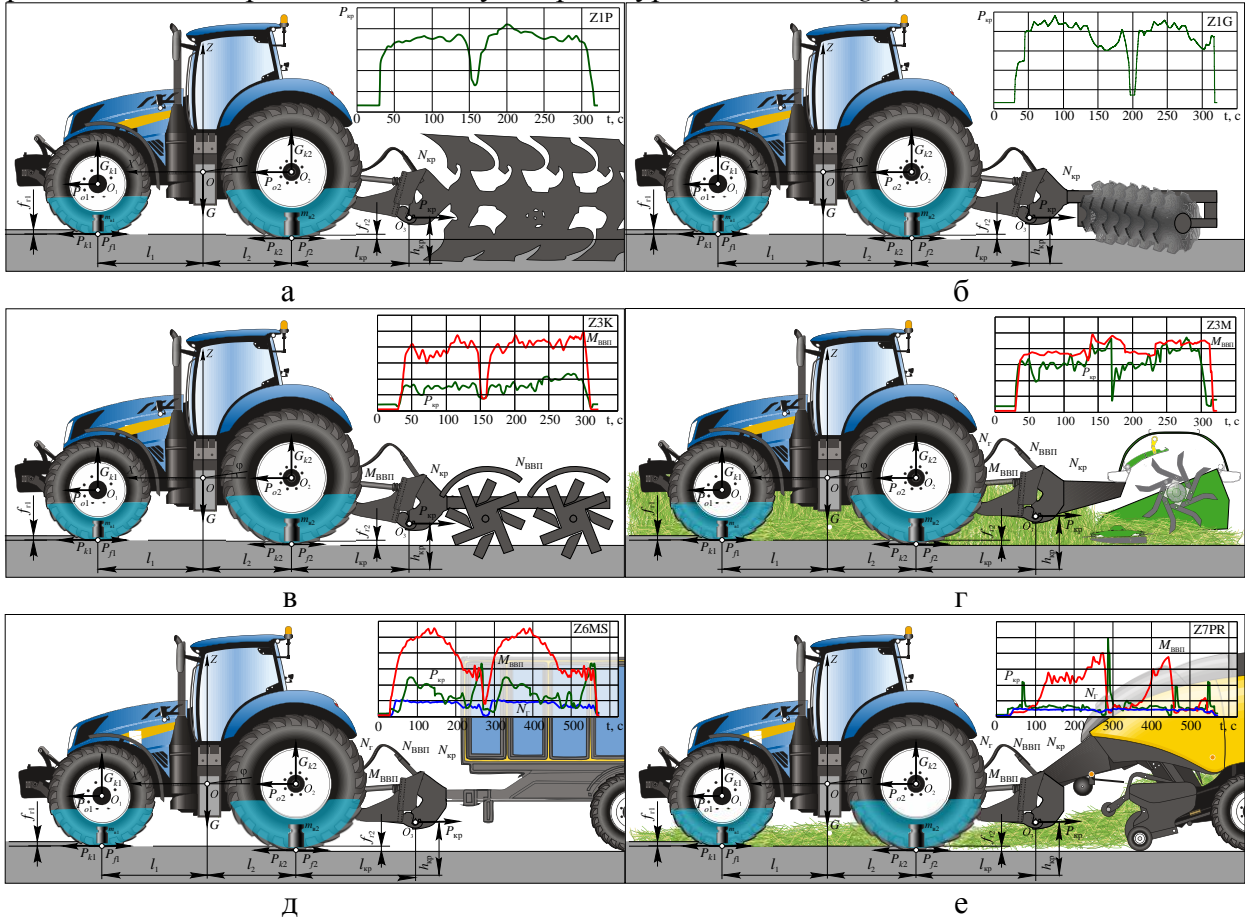
Масштабування випробувальних циклів за навантагою здійснюється відповідно до номінальної потужності тракторного двигуна та навантаги циклу, згідно табл. 1.

Також закордонними дослідниками наведена таблиця, яка ставить у відповідність широкий спектр технологічних операцій випробувальним циклам [17]. Таким чином, використовуючи напрацювання німецьких інженерів та науковців, з'являється змога використовувати більш вузький набір з дванадцяти випробувальних циклів для імітаційних випробувань широкого спектру технологічних операцій.

Частка кожної операції в загальному обсязі робіт визначалась за даними щорічних статистичних звітів України. Оскільки роботи з переліку [17] виконуються в літньо-осінній та весняний періоди, був складений план імітаційного експерименту на основі польових циклів PowerMix з урахуванням ґрунто-кліматичних умов і розподілу сільськогосподарських операцій в річному обсязі робіт (табл. 2).



План імітаційного моделювання включає 18 циклів. Вихідними даними можуть бути протоколи випробувань за методикою PowerMix [6], які містять дані середніх значень за цикл наступних показників: середня частота обертання колінчастого валу двигуна  $n_{cp}$ ; середня швидкість руху  $V_{cp}$ ; середня віддана трактором потужність для взаємодії з зовнішнім середовищем та сільськогосподарським знаряддям  $N_{cp}$ ; середня погодинна витрата палива  $G_{тср}$ ; середня питома витрата палива циклу за процедурою PowerMix  $g_{еср}$ .



а – оранка Z1P, Z2P; б – культивування Z1G, Z2G; в – фрезерування Z3K, Z4K, Z5K; г – косіння Z3M, Z4M, Z5M; д – розкидання гною Z6MS; е – тюкування сіна Z7PR

Рис. 4 – Базові польові цикли PowerMix

Таблиця 2 – План імітаційного моделювання за циклами PowerMix

№ з/п	Цикл	Літньо-осінній період		Весняний період		За рік, %
		$\tau_{oi}, \%$	$K_{об}, \text{H/cm}^3$	$\tau_{vi}, \%$	$K_{об}, \text{H/cm}^3$	
1	Z1P	15,707	174			15,707
2	Z2P			2,957	108	2,957
3	Z1G	8,541	174			8,541
4	Z2G	9,951	174	16,602	108	26,553
5	Z3K	0,489	174	3,781	108	4,270
6	Z4K	4,096	174	2,179	108	6,275
7	Z5K	1,624	174	2,179	108	3,803
8	Z3M	0,812	199	2,179	108	2,991
9	Z4M	0,778	174	2,179	108	2,957
10	Z5M	18,368	174			18,368
11	Z6MS	1,293	174			1,293
12	Z7PR	6,285	199			6,285
Всього		67,944		32,056		100,000

**Методика наведення отриманих за імітаційною моделлю показників для реалізації об'єктивного порівняння різних тракторів.** Пропонуємо навести такі показники трактора, як продуктивність і погектарна витрата палива до оранки базовим трактором. В якості базового пропонується обрати колісний трактор з потужністю двигуна 100 кВт, що відповідає базовим циклам PowerMix. Тоді коефіцієнт наведення за потужністю трактора:

$$K_{Ne} = \frac{N_{\text{ном.баз}}}{N_{\text{ном}}}, \quad (16)$$

де  $N_{\text{ном.баз}}$  – потужність базового трактора.

Наведена продуктивність за циклами Z1P та Z2P:

$$S_{Z1P} = S_{vZ1P} \cdot K_{Ne}; \quad S_{Z2P} = S_{vZ2P} \cdot K_{Ne}, \quad (17)$$

де  $S_{vZ1P}$ ,  $S_{vZ2P}$  – середня за цикл Z1P та Z2P дійсна продуктивність трактора.

Наведена продуктивність за циклами Z1G та Z2G:

$$S_{Z1G} = \frac{S_{vZ1G}}{K_{G \rightarrow P}} \cdot K_{Ne}; \quad S_{Z2G} = \frac{S_{vZ2G}}{K_{G \rightarrow P}} \cdot K_{Ne}, \quad (18)$$

де  $S_{vZ1G}$ ,  $S_{vZ2G}$  – середня за цикл Z1G та Z2G дійсна продуктивність трактора;

$K_{G \rightarrow P}$  – коефіцієнт переводу тягового опору, що відповідає культивуції (безвідвальному обробітку ґрунту) до тягового опору, що відповідає оранці (відвальному обробітку ґрунту),  $K_{G \rightarrow P} \approx 2,6$ .

Коефіцієнт  $K_{G \rightarrow P}$  визначається із співвідношення продуктивності при безвідвальному і відвальному обробітку ґрунту за умови рівності потужності циклів PowerMix.

Для тягово-приводних циклів Z3K...Z5K наведену продуктивність можна визначити наступним чином:

$$S_{Z3K} = 0,36 \cdot \left( B_{Z3K} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne}; \quad (19)$$

$$S_{Z4K} = 0,36 \cdot \left( \frac{B_{Z4K}}{K_{G \rightarrow P}} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne}; \quad (20)$$

$$S_{Z5K} = 0,36 \cdot \left( \frac{B_{Z5K}}{K_{G \rightarrow P}} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne}, \quad (21)$$

де  $B_{Z3K}$ ,  $B_{Z4K}$ ,  $B_{Z5K}$  – ширина захвату знаряддя відповідного циклу;

$N_{\text{БВП}}$  – потужність в приводі валу відбору потужності трактора;

$K_{N \rightarrow B}$  – коефіцієнт переводу приводної потужності в ширину захвату знаряддя, який визначається за результатами обробки даних щодо необхідної потужності приводних сільськогосподарських знарядь,  $K_{N \rightarrow B} \approx 24$  кВт/м.

$V$  – дійсна швидкість руху трактора.

Для тягово-приводних циклів Z3M...Z5M наведену продуктивність можна визначити наступним чином:

$$S_{Z3M} = 0,36 \cdot \left( B_{Z3M} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne} \cdot K_{VZM}; \quad (22)$$

$$S_{Z4M} = 0,36 \cdot \left( \frac{B_{Z4M}}{K_{G \rightarrow P}} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne} \cdot K_{VZM}; \quad (23)$$

$$S_{Z5M} = 0,36 \cdot \left( \frac{B_{Z5M}}{K_{G \rightarrow P}} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne} \cdot K_{VZM}, \quad (24)$$

де  $K_{VZM}$  – коефіцієнт переводу, що враховує різницю дійсних швидкостей руху за циклами Z1P та Z3M...Z5M:

$$K_{VZM} = \frac{V_{Z1P}}{V_{Z3M...Z5M}}, \quad (25)$$

$V_{Z1P}$ ,  $V_{Z3M...Z5M}$  – максимальне значення середньої швидкості циклу Z1P ( $V_{Z1P} = 9$  км/год) та середнє значення швидкості циклів Z3M... Z5M, відповідно.

Для тягово-приводних циклів Z6MS та Z7PR з відбором також потужності через гідравлічну систему трактора наведена продуктивність:

$$S_{Z6MS} = 0,36 \cdot \left( \frac{N_{\Gamma}}{K_{H \rightarrow B}} + \frac{B_{Z6MS}}{K_{G \rightarrow P}} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne}; \quad (26)$$

$$S_{Z7PR} = 0,36 \cdot \left( \frac{N_{\Gamma}}{K_{H \rightarrow B}} + \frac{B_{Z7PR}}{K_{G \rightarrow P}} + \frac{N_{\text{БВП}}}{K_{N \rightarrow B}} \right) \cdot V \cdot K_{Ne}, \quad (27)$$

де  $N_{\Gamma}$  – потужність в гідравлічному приводі відбору потужності трактора;

$K_{H \rightarrow B}$  – коефіцієнт переводу приводної гідравлічної потужності в ширину захвату знаряддя. Визначається за результатами обробки даних щодо необхідної потужності приводних сільськогосподарських знарядь,  $K_{H \rightarrow B} \approx 39,25$  кВт/м.

Наведена погектарна витрата палива:

$$W_{Z1P...Z7PR} = \frac{G_t}{S_{Z1P...Z7PR}} \cdot K_{Ne}, \quad (28)$$

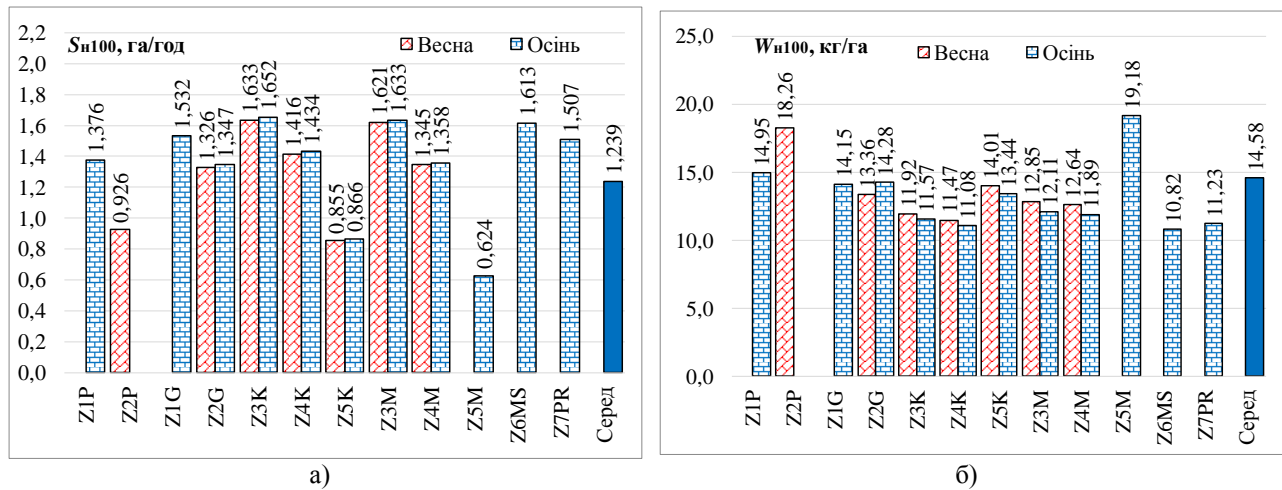
де  $G_t$  – погодинна витрата палива на відповідних імітаційних циклах.

Середнє значення наведеної продуктивності та погектарної витрати палива до оранки базовим трактором, згідно (17)-(27) і плану (табл. 2):

$$S_{Z100} = \sum_{i=1}^{18} S_{Z1P...Z7PR} \cdot \tau_i; \quad W_{Z100} = \sum_{i=1}^{18} W_{Z1P...Z7PR} \cdot \tau_i \quad (29)$$

Наведення інших показників трактора здійснювалось аналогічно (29). Більш детально імітаційна модель і викладена методика міститься в роботах [20, 21].

**Аналіз результатів дослідження.** Результати імітаційного моделювання тягово-динамічних показників трактора з використанням польових випробувальних циклів PowerMix показали задовільну збіжність теоретичних та експериментальних даних [6]. Максимальна розбіжність показників, наприклад, для трактора New Holland T6.180 становить: частоти обертання колінчастого валу (-0,8...+0,2) %; швидкості руху трактора (-8,2...+21) %; переданої потужності (-7,6...+7,1) %; погодинної витрати палива (-8,4...+7,9) %; питомої витрати палива (-4,1...+2,1) %. Середнє значення питомої витрати палива за польовими циклами PowerMix, як основного індикатора економічності, за результатами імітаційного моделювання і експерименту практично співпадає. Наведені показники трактора New Holland T6.180 представлені на рис. 5.



а – продуктивність; б – погектарна витрата палива

Рис. 5 – Наведені до базового трактора на оранці показники трактора New Holland T6.180 за польовими циклами PowerMix

За результатами реалізації плану імітаційного експерименту при апробації моделі тягово-динамічних випробувань слід відзначити наступне. Суттєвий внесок у формування показників ефективності трактора навесні має цикл Z2G, а восени – Z1P, Z2P, Z2G, Z5M, Z7PR, що пояснюється їх найбільшою часткою в річному обсязі робіт. Трактор New Holland T6.180 має середні значення наведеної до оранки базовим трактором показники продуктивності 1,239 га/год та погектарної витрати палива 14,58 кг/га, які кількісно характеризують його ефективність і технічний рівень та можуть бути використані для порівняння з іншими різноманітними тракторами.

**Висновки.** Сформована модель тягово-динамічних випробувань трактора, що базується на польових випробувальних циклах PowerMix, яка пройшла успішну апробацію. Так, результати імітаційних тягово-динамічних показників колісного трактора New Holland T6.180 мають максимальну розбіжність відносно експериментальних даних, яка становить: частоти обертання колінчастого валу (-0,8...+0,2) %; швидкості руху трактора (-8,2...+21) %; переданої потужності (-7,6...+7,1) %; погодинної витрати палива (-8,4...+7,9) %; питомої витрати палива (-4,1...+2,1) %.

Запропоновано план імітаційного експерименту, який за матеріалами щорічних статистичних звітів України базується на розподілі річного обсягу весняних та літньо-осінніх робіт трактора за типовими сільськогосподарськими операціями та включає навантажувальні тягові й тягово-приводні цикли.

Для оцінки ефективності тракторів на основі комплексу тягово-динамічних показників, отриманих за польовими випробувальними циклами PowerMix, розроблено методику наведення показників продуктивності та погектарної витрати палива до оранки базовим трактором потужністю 100 кВт, що відповідає базовим циклам PowerMix. Методика дає змогу порівнювати трактори з різними схемними рішеннями, комплектацією різними типорозмірами шин та обладнаних двигунами різної потужності.

На прикладі трактора New Holland T6.180 за результатами імітаційного моделювання на польових випробувальних циклах PowerMix визначені середні значення наведеної продуктивності та погектарної витрати палива, які становлять 1,239 га/год та 14,58 кг/га, відповідно.

## Список літератури:

1. Fluck R. C. Energy in Farm Production / Fluck R. C. – 1st Ed. – 1992. – 384 p.
2. Percentage of time tractors operate at various engine loadings // *Choosing and using farm machines*. – 1989. – P.148–149.
3. Парсаданов І. В. Підвищення якості і конкурентоспроможності дизелів на основі комплексного паливно-екологічного критерію: монографія / Парсаданов І. В. – Харків: НТУ «ХПІ», 2003. – 244 с. – Рос. мовою.
4. OECD standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance. CODE 2. February 2019. URL: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/02-oecd-tractor-codes-code-02.pdf>
5. Test reports // Nebraska tractor test laboratory. – Access mode: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports/>. – Date of the application: 25.11.2021.
6. DLG Test Report database [Electronic resource] // DLG Agriculture. – Access mode: <https://www.dlg.org/en/agriculture/tests/query-for-test-reports/>. – Date of the application: 25.11.2021.
7. Agricultural Industry Advanced Vehicle Technology: Benchmark Study for Reduction in Petroleum Use / R. Hoy, R. Roher, A. Liska [et al.] / University of Nebraska – Lincoln, Department of Biological Systems Engineering. – Nebraska, 2014. – 55 p.
8. Шапко В. Ф. Метод розрахунку багатопараметрової характеристики автомобільного двигуна внутрішнього згоряння / В. Ф. Шапко, С. В. Шапко // *Вісник КДІТУ ім. М. Остроградського*. – 2009. – Вип. 1(54), ч. 1. – С. 93–96.
9. Durkovic R. Regression models of specific fuelconsumption curves and characteristics of economic operation of internal combustion engines / R. Durkovic, M. Damjanovic // *Facta universitatis. Series: Mechanical Engineering*. – 2006. – Vol. 4, № 1. – P. 17–26.
10. «Gear up and throttle down» to save fuel / R. Grisso, R. Pitman, J. Perumpral [et al.] // *Virginia Cooperative Extension (VCE)*. – Publ. 442-450.
11. Predicting tractor diesel fuel consumption / R. Grisso, J. Perumpral, D. Vaughan [et al.] // *Virginia Cooperative Extension (VCE)*. – Publ. 442-073.
12. Harris H. Prediction of tractor engine performance using OECD Standard Test data / Harris H. // *Journal of Agricultural Engineering Research*. – 1992. – Vol. 53. – P. 181–193. DOI: [https://doi.org/10.1016/0021-8634\(92\)80082-4](https://doi.org/10.1016/0021-8634(92)80082-4).
13. Grisso R. Predicting Tractor Fuel Consumption // R. Grisso, M. Kocher, D. Vaughan//*Applied Engineering in Agriculture*. – 2004. – № 20(5). – P. 553–561.
14. Динаміка руху колісних тракторів: монографія / Б. І. Кальченко, О. Ю. Ребров, А. Г. Мамонтов, А. П. Кожушко, М. Є. Якунін. – Харків. Видавець: О. А. Мірошніченко, 2021. – 320 с. іл.
15. Mathematical model of diesel engine characteristics for determining the performance of traction dynamics of wheel-type tractor / O. Rebrov, A. Kozhusko, B. Kalchenko, A. Mamontov, A. Zakovorotniy, E. Kalinin, E. Holovina // *EUREKA: Physics and Engineering*. – 2020. – № 4. – P. 90–100. DOI: <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2020.001352>.
16. Testing the Fuel Efficiency of Tractors with Continuously Variable and Standard Geared Transmissions / C. Howard, M. Kocher, R. Hoy, E. Blankenship // *Biological Systems Engineering: Papers and Publications*. – 2013. – P. 297. – URL: <https://digitalcommons.unl.edu/biosysengfacpub/297>.
17. Andersen J. Methods to calculate and declare fuel consumption for heavy non road mobile machinery / J. Andersen, S. Åberg, L. Erlandsson // A report for the Swedish road administration. – 2010. – P. 55.
18. Tritschler P. Optimisation de l'architecture électrique et gestion d'énergie pour un système à pile à combustible embarquée dédiée à l'application agricole. Sciences de l'ingénieur [physics] / P. Tritschler // Université de Grenoble, 2010. Français. – P. 126.
19. 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.
20. Наукове обґрунтування підвищення ефективності колісних рушіїв сільськогосподарських тракторів на енергоємних технологічних операціях обробітку ґрунту: дис. ... д-р техн. наук: 05.22.02 / Ребров Олексій Юрійович. – Харків, 2021. – 423 с.
21. Вибір параметрів шин сільськогосподарських тракторів: монографія / О.Ю. Ребров. – Харків. Видавець: О.А. Мірошніченко, 2021. – 304 с. іл.

## References (transliterated):

1. Fluck R. C. Energy in Farm Production / Fluck R. C. – 1st Ed. – 1992. –384 p.
2. Percentage of time tractors operate at various engine loadings // *Choosing and using farm machines*. – 1989. – P.148–149.
3. Parsadanov I. V. Pidvyschennia yakosti i konkurentospromozhnosti dyzeliv na osnovi kompleksnoho palyvno-ekolohichnoho kryteriiu: monohrafiia [Improving the quality and competitiveness of diesels based on a comprehensive fuel and environmental criterion: a monograph] / Parsadanov I. V. – Kharkiv: NTU «KhPI», 2003. – 244 s. – Ros. movoiu.
4. OECD standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance. CODE 2. February 2019. URL: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/02-oecd-tractor-codes-code-02.pdf>
5. Test reports // Nebraska tractor test laboratory. – Access mode: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports/>. – Date of the application: 25.11.2021.
6. DLG Test Report database [Electronic resource] // DLG Agriculture. – Access mode: <https://www.dlg.org/en/agriculture/tests/query-for-test-reports/>. – Date of the application: 25.11.2021.
7. Agricultural Industry Advanced Vehicle Technology: Benchmark Study for Reduction in Petroleum Use / R. Hoy, R. Roher, A. Liska [et al.] / University of Nebraska – Lincoln, Department of Biological Systems Engineering. – Nebraska, 2014. – 55 p.
8. Shapko V. F. Metod rozrakhunku bahatoparametrovoi kharakterystyky avtomobilnoho dvyhuna vnutrishnoho zghoriannia [Method of calculating the multi-parameter characteristics of an automobile internal combustion engine] / V. F. Shapko, S. V. Shapko // Visnyk KDPU im. M. Ostrohradskoho [Bulletin of the Kyiv State Pedagogical University named after M. Ostrogradsky]. – 2009. – Vyp. 1(54), ch. 1. – S. 93–96.
9. Durkovic R. Regression models of specific fuelconsumption curves and characteristics of economic operation of internal combustion engines / R. Durkovic, M. Damjanovic // *Facta unversitatis. Series: Mechanical Engneering*. – 2006. – Vol. 4, № 1. – P. 17–26.
10. «Gear up and throttle down» to save fuel / R. Grisso, R. Pitman, J. Perumrpal [et al.] // *Virginia Cooperative Extension (VCE)*. – Publ. 442-450.
11. Predicting tractor diesel fuel consumption / R. Grisso, J. Perumrpal, D. Vaughan [et al.] // *Virginia Cooperative Extension (VCE)*. – Publ. 442-073.
12. Harris H. Prediction of tractor engine performance using OECD Standard Test data / Harris H. // *Journal of Agricultural Engineering Research*. – 1992. – Vol. 53. – P. 181–193. DOI: [https://doi.org/10.1016/0021-8634\(92\)80082-4](https://doi.org/10.1016/0021-8634(92)80082-4).
13. Grisso R. Predicting Tractor Fuel Consumption // R. Grisso, M. Kocher, D. Vaughan//*Applied Engineering in Agriculture*.– 2004.– № 20(5). – P. 553–561.
14. Dynamika rukhu kolisnykh traktoriv: monohrafiia [Dynamics of wheeled tractors: monograph] / B. I. Kalchenko, O. Yu. Rebrov, A. H. Mamontov, A. P. Kozhushko, M. Ye. Yakunin. – Kharkiv. Vydavets: O. A. Miroshnychenko, 2021. – 320 s. il.
15. Mathematical model of diesel engine characteristics for determining the performance of traction dynamics of wheel-type tractor / O. Rebrov, A. Kozhusko, B. Kalchenko, A. Mamontov, A. Zakovorotniy, E. Kalinin, E. Holovina // *EUREKA: Physics and Engineering*. – 2020. – № 4. – P. 90–100. DOI: <https://doi.org/10.21303/2461-4262.2020.001352>.
16. Testing the Fuel Efficiency of Tractors with Continuously Variable and Standard Geared Transmissions / C. Howard, M. Kocher, R. Hoy, E. Blankenship // *Biological Systems Engineering: Papers and Publications*. – 2013. – P. 297. – URL: <https://digitalcommons.unl.edu/biosysengfacpub/297>.
17. Andersen J. Methods to calculate and declare fuel consumption for heavy non road mobile machinery / J. Andersen, S. Åberg, L. Erlandsson // A report for the Swedish road administration. – 2010. – P. 55.
18. Tritschler P. Optimisation de l'architecture électrique et gestion d'énergie pour un système à pile à combustible embarquée dédiée à l'application agricole. Sciences de l'ingénieur [physics] / P. Tritschler // Université de Grenoble, 2010. Français. – P. 126.
19. Rebrov A. Yu. Matematycheskaia model dyzelnoho dvyhatelia v bezrazmernykh velychynakh s uchetom eho zahruzky y podachy topliva [Mathematical model of a diesel engine in dimensionless quantities taking into account its loading and fuel supply] / A. Yu. Rebrov, T. A. Korobka, S. V. Lakhman // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho

- universytetu «KhPI». Ser. Transportne mashynobuduvannia [Bulletin of the National Technical University "KhPI": a collection of scientific papers. Thematic issue: transport engineering]. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2012. – № 19. – S. 31–36.
20. Naukove obgruntuvannia pidvyshchennia efektyvnosti kolisnykh rushiiv silskohospodarskykh traktoriv na enerhoiemnykh tekhnolohichnykh operatsiakh obrobitku gruntu [Scientific substantiation of increasing of wheeled agricultural tractor's propulsors efficiency on energy intensive technological operations of soil tillage. – Manuscript]: dys. ... d-r tekhn. nauk: 05.22.02 / Rebrov Oleksii Yuriiovich. – Kharkiv, 2021. – 423 s.
21. Vybir parametriv shyn silskohospodarskykh traktoriv: monohrafiia [Choice of parameters of agricultural tractors tires: monograph] / O.Yu. Rebrov. – Kharkiv. Vydavets: O.A. Miroshnychenko, 2021. – 304 s. il.

*Надійшла (received) 30.11.2021*

*Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors*

**Ребров Олексій Юрійович (Ребров Алексей Юрьевич, Rebrov Oleksii)** – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1312-9992>; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com

**Кальченко Борис Іванович (Кальченко Борис Иванович, Kalchenko Boris)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3827-1693>; e-mail: kabor78@ukr.net

**Якунін Максим Євгенович (Якунин Максим Евгеньевич, Yakunin Maksym)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; e-mail: yakunin\_maksim92@ukr.net

**Реброва Олена Михайлівна (Реброва Елена Михайловна, Rebrova Olena)** – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри матеріалознавства, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2315-7003>; e-mail: rebrovaem0512@gmail.com

**Артюшенко Олександр Вікторович (Артюшенко Александр Викторович, Artiushenko Oleksandr)** – Військово-юридичний інститут Національного юридичного університету імені Ярослава Мудрого, підполковник, заступник начальника кафедри загальновійськових дисциплін, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2831-8518>; e-mail: artyushenko\_alex@ukr.net