

***О. Ю. РЕБРОВ, Б. І. КАЛЬЧЕНКО, М. Є. ЯКУНІН, О. І. КОВАЛЕНКО***

## **ОБҐРУНТУВАННЯ ПОКАЗНИКІВ КОЛІСНИХ СИСТЕМ ТРАКТОРІВ КЛАСИЧНОЇ КОМПОНОВКИ**

В статті наведено обґрунтування підходу до визначення показників колісних систем тракторів класичної компоновки, включаючи їх узгодження з рівнем баластування, розподілу потоку потужності по ведучим мостам, забезпечення необхідного рівня кінематичної невідповідності в зоні контакту шин з ґрунтом, забезпечення виконання агроекологічних вимог щодо допустимого рівня максимального тиску на ґрунт колісних систем, впровадження обґрунтованого сумісного здвоєння/зтросення шин та баластування сільськогосподарських колісних тракторів. Запропонована методика визначення максимального ступеня баластування трактора та розподілу маси баластних ваг для установки в дисках задніх коліс та на передню навісну систему трактора. Показана ефективність сумісного застосування здвоєння передніх/задніх шин та відповідного баластування трактора. На прикладі трактора потужністю 250 кВт показана можливість підвищення ефективності трактора. Колісна система з передніми одинарними, а задніми здвоєними шинами при баластуванні дає змогу підвищити ефективність за чистою продуктивністю до +84%, погектарною витратою палива до -15% при забезпеченні максимального тиску на ґрунт на рівні трактора з всіма одинарними шинами (128 кПа). Колісна система з передніми та задніми здвоєними шинами при баластуванні дає змогу підвищити ефективність за чистою продуктивністю до +109%, погектарною витратою палива до -19% при забезпеченні максимального тиску на ґрунт до 107 кПа.

**Ключові слова:** колісний трактор, польові операції, транспортні роботи, максимальний тиск на ґрунт, тракторна шина, баластування трактора, здвоєні шини.

***O. REBROV, B. KALCHENKO, M. YAKUNIN, O. KOVALENKO***

## **SUBSTITUTION OF INDICATORS OF WHEEL SYSTEMS OF MFWD TRACTORS**

The article provides a justification for the approach to determining the indicators of wheel systems of MFWD tractors, including their coordination with the level of ballasting, distribution of power flow across the drive axles, ensuring the required level of kinematic lead in the tire-soil contact zone, ensuring the fulfillment of agroecological requirements regarding the permissible level of maximum soil pressure of wheel systems, implementation of a justified combined dual/triple tires and ballasting of agricultural wheeled tractors. A method is proposed for determining the maximum degree of tractor ballasting and distributing the mass of ballast weights for installation in the rear wheel disks and on the front linkage of the tractor. The effectiveness of the combined use of front/rear tire doubling and appropriate tractor ballasting is shown. The possibility of increasing tractor efficiency is shown using the example of a 250 kW tractor. The wheel system with front single tires and rear dual tires when ballasted allows for increased efficiency in terms of net productivity up to +84%, fuel consumption per hectare up to -15% while ensuring maximum ground pressure at the level of a tractor with all single tires (128 kPa). The wheel system with front and rear dual tires when ballasted allows for increased efficiency in terms of net productivity up to +109%, fuel consumption per hectare up to -19% while ensuring maximum ground pressure of up to 107 kPa.

**Key words:** wheeled tractor, field operations, transport work, maximum ground pressure, tractor tire, tractor ballasting, dual tires.

**Вступ.** Тягова ефективність колісних сільськогосподарських тракторів на польових операціях, на відміну від транспортних робіт, залежить від параметрів взаємодії колісного рушія з ґрунтовим середовищем. Процеси утворення колії та реалізації дотичної сили тяги можуть відбуватися з різним ступенем ефективності, що проявляється в формуванні різного опору коченню рушія та ущільнення ґрунту внаслідок пресування його поверхневого шару, буксування коліс за рахунок здвигу ґрунтових цеглин. Вказаний процес взаємодії колісного рушія з ґрунтом супроводжується втратами силової та кінематичної складової потужності, що передається остову, знижуючи тяговий ККД трактора. При збільшенні вологості всіх ґрунтів незалежно від їх гранулометричного складу кінематичні та силові втрати збільшуються при одночасному зниженні несучої здатності ґрунтів, їх руйнуванні та переущільненні.

Разом з цим, обробіток ґрунтів має відбуватися в стані їх фізичної стиглості при відповідній вологості для різних гранулометричних складів. Тому, спираючись на показники

стану ґрунтів при обробітку за результатами середньо-багаторічних спостережень [1] та відповідні обмеження щодо максимального тиску на ґрунт, викладені у Державному стандарті України [2], можна визначити параметри екологічно-безпечного, високоефективного колісного рушія трактора. Щоб забезпечити високі показники колісних рушіїв тракторів класичної компоновки при широкому варіюванні ґрунто-кліматичних зон використання та наявного стану ґрунту під час обробітку необхідно мати можливість гнучкого налаштування колісних систем, включаючи регулювання внутрішнього тиску повітря, застосування систем баластування та здвоєння/зтроєння шин. Наведені заходи можуть бути високоефективними тільки при їх обґрунтованому застосуванні та узгодженні з показниками трактора, а саме, ваги, положення центру ваги, системи баластування, співвідношення комплексу параметрів передніх/задніх шин.

#### **Аналіз останніх досягнень та публікацій.**

Сучасні конструкції сільськогосподарських тракторів за окремими випадками мають всі ведучі колеса та повний привід, що дає суттєву перевагу в тягових можливостях та зможу забезпечити буксування рушіїв 10-15 % [3-5]. Підвищення тягових можливостей також досягається збільшенням зчіпної ваги та регулюванням внутрішнього тиску в шинах найменших допустимих значень [4-5], причому регулювання внутрішнього тиску є найбільш ефективним та простим заходом. При коректному регулюванні внутрішнього тиску можна збільшити площу плями контакту з ґрунтом за рахунок суттєвого збільшення саме довжини відбитка у порівнянні з шириною [6]. Саме ці два фактори позитивно впливають на тягові можливості трактора при фіксованій величині його ваги.

Висока тягова ефективність трактора досягається не тільки за рахунок найнижчого допустимого тиску повітря в шинах. Для досягнення максимальної сили зчеплення та найнижчого споживання енергії для трактора з повним приводом необхідно також вибрати ефективні баластні вантажі таким чином, щоб забезпечити мінімальну кінематичну невідповідність між передніми та задніми ведучими колесами [7]. Комбінації тиску повітря в передніх/задніх шинах, які створюють 1,5-2,0% випередження передніх коліс, призводить до зниження погодинної витрати палива на 2,5-3,0%, а погектарної – на 3,5-4,0% [8-9].

Проблематика підвищення тягової ефективності тракторів класичної компоновки з повним приводом включає комплекс питань, розпочинаючи з вибору шин, положення центру ваги, регулювання внутрішнього тиску в шинах, розподілу зчіпної ваги при тягових операціях, кінематичної невідповідності (випередження передніх коліс за окружною швидкістю) в плямах контакту шин з ґрунтом, розподілу складових потужності по ведучим мостам трактора, навантажувальних режимів роботи шин та їх вантажопідйомності.

Окрім цього, слід відзначити, що питання порівняння широкого спектру схем колісних систем та рівнів баластування трактора на показники його тягової ефективності та вплив на ґрунт ще повною мірою не вивчені, що й визначило напрямок цього дослідження.

**Мета та постановка задачі дослідження.** Метою даної роботи є обґрунтування підходу до визначення показників колісних систем тракторів класичної компоновки, включаючи їх узгодження з рівнем баластування, розподілу потоку потужності по ведучим мостам, забезпечення необхідного рівня кінематичної невідповідності в зоні контакту шин з ґрунтом, забезпечення виконання агроекологічних вимог щодо допустимого рівня максимального тиску на ґрунт колісних систем, впровадження обґрунтованого сумісного здвоєння/зтроєння шин та баластування сільськогосподарських колісних тракторів.

Для досягнення поставленої мети вирішувались завдання: визначення положення центру ваги трактора та максимального ступеня баластування за заданою величиною допустимого максимального тиску на ґрунт; розподіл баласту між переднім навісним пристроєм та задніми колісними дисками та його дискретизація за арифметичною прогресією; моделювання тягових показників трактора з урахуванням розподілу потужності між ведучими мостами, показниками взаємодії шин з ґрунтом та особливостями тягового опору сільськогосподарських знарядь; визначення та контроль показників максимального тиску на ґрунт, рівня кінематичного

забігання передніх ведучих коліс, максимального рівня навантаження передніх і задніх шин та їх буксування; порівняння тягових властивостей трактора при різних схемах колісних систем та рівня баластування.

### Основний матеріал та результати дослідження.

Експлуатаційна вага сучасних тракторів класичної компоновки  $G_0$  та колісні системи з одинарними передніми та задніми шинами забезпечують максимальний тиск на ґрунт 100-150 кПа [11]. Разом з цим, максимальну ступінь баластування трактора, як частку його експлуатаційної ваги, можна визначити наступним чином:

$$\lambda_b \leq \frac{G_b}{G_0} = \frac{[q_{\max}] \cdot k_{\Sigma} \cdot k_D \cdot 2 \cdot \left( \frac{F_{F1}}{k_q} + F_{F2} \right)}{1,5 \cdot G_0} - 1 \quad (1)$$

де  $G_b$  – вага баласту;  $[q_{\max}]$  – величина допустимого тиску на ґрунт;  $k_{\Sigma}$  – коефіцієнт, що враховує умови роботи рушія;  $k_D$  – усереднений коефіцієнт, що враховує зовнішній діаметр шин;  $k_q$  – коефіцієнт, що враховує відмінність характеристик тиску на ґрунт передніх та задніх шин;  $F_{F1}$ ,  $F_{F2}$  – контурні площі плями контакту передніх та задніх шин.

Величина допустимого тиску на ґрунт для ґрунто-кліматичних умов України не перевищує 180 кПа [2], а значення коефіцієнтів  $k_{\Sigma}$  та  $k_D$  зазначені в ДСТУ [12]. Коефіцієнт  $k_q$ , що враховує відмінність характеристик тиску на ґрунт передніх та задніх шин можна інтерпретувати наступним чином. Найменша величина максимального тиску на ґрунт колісної системи трактора буде спостерігатися, якщо шини переднього та заднього мостів матимуть однаковий максимальний тиск на ґрунт:  $q_{\max1} = q_{\max2}$ . При цьому передні та задні шини, зазвичай, мають різні показники тиску на ґрунт. Щоб це нівелювати необхідно порівняти оціночні величини середнього тиску на ґрунт при двох, однакових для передніх та задніх шин, значеннях внутрішнього тиску. Доречно обрати мінімально допустимий внутрішній тиск для одинарних шин на рівні  $p_{ш1} = 60$  кПа та максимальний внутрішній тиск, при якому ще можливе використання шин на сільськогосподарських угіддях, на рівні  $p_{ш2} = 130...140$  кПа. Це забезпечить  $[q_{\max}] < 180$  кПа.

$$k_q = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{[Q_1]_{p_{ш1}}}{[Q_2]_{p_{ш1}}} + \frac{[Q_1]_{p_{ш2}}}{[Q_2]_{p_{ш2}}} \right) \cdot \frac{F_{F2}}{F_{F1}} \quad (2)$$

де  $[Q_1]_{p_{ш1}}$ ,  $[Q_1]_{p_{ш2}}$  – допустима навантага на одинарну передню шину при внутрішньому тиску повітря  $p_{ш1}$  та  $p_{ш2}$  відповідно;  $[Q_2]_{p_{ш1}}$ ,  $[Q_2]_{p_{ш2}}$  – допустима навантага на одинарну задню шину при внутрішньому тиску повітря  $p_{ш1}$  та  $p_{ш2}$  відповідно.

Враховуючи перерозподіл радіальних навантаж на передні та задні шини при реалізації сили тяги на гаку трактора, частку ваги, що приходить на передній міст у статичному положенні, можна визначити з умов забезпечення мінімальної різниці максимального тиску на ґрунт передніх та задніх шин в широкому діапазоні сили тяги:

$$m_{1F} = \frac{F_{F1}}{(F_{F1} + F_{F2})} + \frac{P_{кр.ном} \cdot h_{кр}}{2 \cdot G_0 \cdot L} \quad (3)$$

де  $P_{кр.ном}$  – номінальна сила тяги на гаку трактора;  $h_{кр}$  – висота від опорної поверхні до точки прикладання сили тяги на гаку;  $L$  – повздовжня база трактора.

Враховуючи, що для тракторів з усіма ведучими мостами можна прийняти  $P_{кр.ном} = 0,44 \cdot G_0$ , а  $h_{кр} \approx 0,5$  м вираз (3) можна спростити:

$$m_{1F} = \frac{F_{F1}}{(F_{F1} + F_{F2})} + \frac{0,11}{L} \quad (4)$$

Визначений ступінь баластування  $\lambda_b$  має бути розподілена: на передню навісну систему та у задні колісні диски (рис. 1.а). Для мінімальної різниці максимального тиску на ґрунт передніх та задніх шин необхідно забезпечити розподіл ваги при баластуванні, що залишить незмінним положення центру ваги  $m_{1F}$ :

$$\lambda_b = \lambda_{b1} + \lambda_{b2} = \frac{G_{o1}}{G_0} + \frac{G_{o2}}{G_0} = \frac{G_o}{G_0} \quad (5)$$

де  $\lambda_{b1}$ ,  $\lambda_{b2}$  – ступінь баластування передньою та задньою баластними вагами у долях експлуатаційної ваги трактора  $G_0$ .

Тоді вага трактора при баластуванні розподіляється між переднім та заднім ведучим мостом наступним чином:

$$G_1 = G_0 \cdot \left( m_{1F} + \lambda_{b1} \cdot \frac{(L + l_{b1})}{L} \right); \quad G_2 = G_0 \cdot \left( (1 - m_{1F}) - \lambda_{b1} \cdot \frac{l_{b1}}{L} + \lambda_{b2} \right), \quad (6)$$

де  $l_{b1}$  – відстань від переднього моста до центру тяжіння передньої баластної ваги (рис. 1.а).

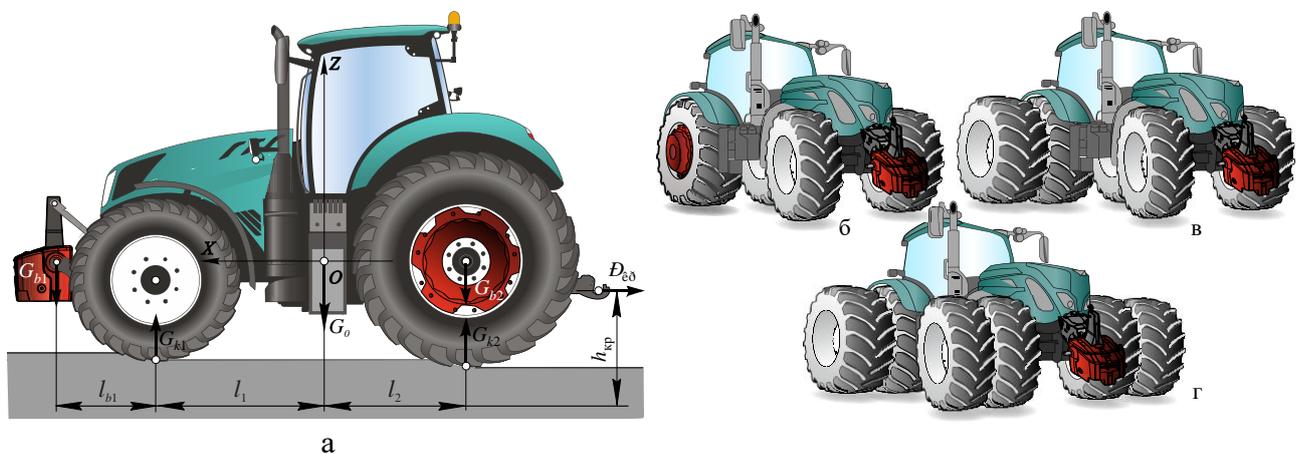


Рис. 1 – Схеми колісних систем трактора:  
а – розрахункова схема; б-г – варіанти колісних систем

Після перетворень (6) отримуємо рівняння:

$$\frac{m_{1F} + \lambda_{b1} \cdot \frac{(L + l_{b1})}{L}}{1 + \lambda_{b1} + \lambda_{b2}} = m_{1F} \quad (7)$$

Та визначаємо співвідношення ступенів баластування:

$$k_\lambda = \frac{\lambda_{b1}}{\lambda_{b2}} = \frac{m_{1F}}{1 + \frac{l_{b1}}{L} - m_{1F}} \quad (8)$$

Далі визначаємо розподіл ступенів баластування трактора  $\lambda_b$  на складові  $\lambda_{b1}$  та  $\lambda_{b2}$ :

$$\lambda_{b1} = \frac{k_\lambda \cdot \lambda_b}{1 + k_\lambda}; \quad \lambda_{b2} = \frac{\lambda_b}{k_\lambda} \quad (9)$$

Ступені баластування  $\lambda_{b1}$  та  $\lambda_{b2}$  можуть бути розділені на декілька частин, що реалізуються відповідними баластними вагами. Раціонально реалізувати розподіл ступенів баластування за арифметичною прогресією. Тоді вектори величин баластних ваг можна визначити наступним чином:

$$G_{b1} = G_0 \cdot \lambda_{b1} \cdot C_b; \quad G_{b2} = G_0 \cdot \lambda_{b2} \cdot C_b \quad (10)$$

де  $C_b$  – вектор ряду арифметичної прогресії з коефіцієнтів ступеня баластування:

$$C_b = \begin{bmatrix} 1/n \\ 2/n \\ \dots \\ 1 \end{bmatrix} \quad (11)$$

де  $n$  – кількість варіантів ступеня баластування трактора.

Дискретність баластування баластними вагами за масою:

$$G_{b1} = G_0 \cdot \lambda_{b1} \cdot C_b; \quad G_{b2} = G_0 \cdot \lambda_{b2} \cdot C_b \quad (12)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння.

Для ефективного функціонування трактора та забезпечення його керованості під час виконання тягових операцій також необхідно забезпечити кінематичне забігання коліс переднього моста в усьому діапазоні тягових зусиль на величину 1...5%. Величину кінематичного забігання коліс переднього моста можна визначити з умов однакової дійсної швидкості осей переднього та заднього ведучого мостів:

$$V_{T1} \cdot (1 - \delta_1) = V_{T2} \cdot (1 - \delta_2) \quad (13)$$

де  $V_{T1}$ ,  $V_{T2}$  – теоретичні швидкості коліс ведучих мостів;  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  – коефіцієнти буксування передніх та задніх коліс ведучих мостів.

Після перетворень отримуємо:

$$\frac{r_{k1}}{u_1} \cdot \frac{u_2}{r_{k2}} \cdot (1 - \delta_1) = (1 - \delta_2); \quad k_H \cdot (1 - \delta_1) = (1 - \delta_2) \quad (14)$$

де  $r_{k1}$ ,  $r_{k2}$  – динамічні радіуси коліс;  $u_1$ ,  $u_2$  – передавальні числа трансмісії до коліс переднього та заднього мостів;  $k_H$  – коефіцієнт кінематичної невідповідності.

За коефіцієнтом кінематичної невідповідності оцінюємо кінематичне забігання коліс переднього моста. При цьому його величина має становити  $k_H = 1,01 \dots 1,05$ , [11].

Слід відзначити, що величини  $u_1$  та  $u_2$  реалізуються конструкцією міжосьового приводу. Їх співвідношення є внутрішнім передавальним числом приводу від заднього до переднього моста  $u_v$ , [11]:

$$\frac{u_2}{u_1} = u_v = 1,025 \cdot q^{(RCI_2 - RCI_1)} \quad (15)$$

де  $q = 1,054$  – множник геометричної прогресії;  $RCI_1$ ,  $RCI_2$  – індекси довжини окружності кочення шин ведучих мостів ( $RCI$  – rolling circumference index).

Приводи між осями трактора виконані таким чином, щоб різниця індексів окружності кочення ведучих коліс становила 0...6. Ця величина є конструктивним параметром трактора, оскільки визначає передавальні числа приводів ведучих мостів.

Для теоретичного визначення тягових показників трактора будемо вважати, що міжосьовий привід блокований з внутрішнім передавальним числом  $u_v$ , а крутний момент між ведучими мостами розподіляється пропорційно розподілу ваги. Радіальні навантаги на передні та задні шини трактора визначаємо залежністю:

$$G_{k1} = \frac{G_0 \cdot \left(\frac{l_2}{L}\right) + G_{b1} \cdot \frac{(L+l_{b1})}{L} + 2 \cdot G_{t1} \cdot (dual_1 - 1) - \left(P_{кд} - f \cdot G_0 \cdot \left(\frac{l_2}{L}\right)\right) \cdot \frac{h_{кр}}{L}}{2 \cdot dual_1};$$

$$G_{k2} = \frac{G_0 \cdot \left(\frac{l_1}{L}\right) - G_{b1} \cdot \frac{l_{b1}}{L} + 2 \cdot G_{t2} \cdot (dual_2 - 1) + 2 \cdot G_{b2} + \left(P_{кд} - f \cdot G_0 \cdot \left(\frac{l_1}{L}\right)\right) \cdot \frac{h_{кр}}{L}}{2 \cdot dual_2},$$
(16)

де  $G_{t1}$ ,  $G_{t2}$  – вага передніх та задніх коліс (разом з системою здвоєння при наявності);  $dual_1$ ,  $dual_2$  – коефіцієнти, що враховують наявність здвоєння шин (1 – для одинарної шини, 2 – для здвоєної);  $P_{кд}$  – дотична сила тяги, визначена за двигуном;  $f$  – коефіцієнт опору коченню трактора по ґрунту.

Дотична сила тяги за двигуном визначається за однією із залежностей:

$$P_{кд} = \frac{M_e \cdot u_1 \cdot \eta_{тр}}{r_{c1}}; \quad P_{кд} = \frac{M_e \cdot u_2 \cdot \eta_{тр}}{r_{c2}}$$
(17)

де  $M_e$  – поточне значення ефективного моменту двигуна;  $r_{c1}$ ,  $r_{c2}$  – статичні радіуси шин;  $\eta_{тр}$  – ККД трансмісії.

Тоді розподіл дотичної сили тяги двигуна за ведучими мостами:

$$P_{кд1} = \frac{M_e \cdot u_1 \cdot \eta_{тр}}{r_{k1}} \cdot \frac{2 \cdot G_{k1} \cdot dual_1}{G_0 + G_b}; \quad P_{кд2} = \frac{M_e \cdot u_2 \cdot \eta_{тр}}{r_{k2}} \cdot \frac{2 \cdot G_{k2} \cdot dual_2}{G_0 + G_b}$$
(18)

Величини (18) використовуються для чисельного визначення коефіцієнтів буксування коліс переднього та заднього мостів, які залежать від радіальних навантаж і тиску в шинах, параметрів взаємодії з ґрунтом та є кінематично пов'язаними (14).

Також важливим чинником в експлуатації трактора є рівень навантаги на шини по відношенню до допустимої величини. Для його контролю та, за необхідності, регулювання внутрішнього тиску в шині введемо коефіцієнт навантаги на шину:

$$k_{ш} = \frac{G_k}{[Q]_{пш} \cdot k_{dual}} \cdot 100\%$$
(19)

де  $[Q]_{пш}$  – допустима радіальна навантага на одинарну шину при тиску повітря  $p_{ш}$ ;  $k_{dual}$  – коефіцієнт, що враховує зміну допустимої радіальної навантаги при застосуванні здвоєнних або зтроєних колісних систем ( $k_{dual} = 1; 0,88; 0,82$  для одинарних/здвоєних/зтроєних шин, відповідно).

$$[Q]_{пш} = Q_{min} + \frac{(Q_{max} - Q_{min})}{(p_{max} - p_{min})} \cdot (p_{ш} - p_{min})$$
(20)

де  $p_{min}$ ,  $p_{max}$  – мінімально допустимий та максимально допустимий внутрішній тиск в шині;  $Q_{min}$ ,  $Q_{max}$  – допустима навантага при мінімально допустимому та максимально допустимому внутрішньому тиску.

Наведене обґрунтування було апробовано на прикладі колісного трактора-прототипу потужністю 250 кВт з експлуатаційною вагою 9750 кг, повздовжньою базою 3,155 м, індексами довжини окружності кочення задніх та передніх шин  $RCl_1=43$  (600/65R34 151D),  $RCl_2=48$  (710/70R42 173D). В ході розрахунків розглядалися три варіанти колісних систем (рис.1.б-г).

Згідно виразу (4) частка ваги трактора, що приходить на передній міст у статичному положенні  $m_{1F} = 0,413$ . (у прототипу 0,43). Ступінь баластування трактора при допустимому максимальному тиску  $[q_{max}] = 180$  кПа,  $\lambda_b = 0,53$ . За прототипом приймаємо  $l_{b1} = 1,25$  м та отримуємо, згідно (8), співвідношення величини баластних ваг  $k_{\lambda} = 0,423$ . Ступінь

баластування передньою та задньою баластними вагами у долях експлуатаційної ваги трактора:  $\lambda_{b1} = 0,158$ ,  $\lambda_{b2} = 0,373$ . Розрахункова максимальна маса передніх та задніх баластних ваг:  $M_{b1} = 1540$  кг,  $M_{b2} = 1820$  кг. При застосуванні системи баластування, що включає три ваги з дискретністю 220 кг для передньої навіски та 260 кг для колісних дисків отримуємо наступні маси. Передні:  $m_{п1} = 220$  кг,  $m_{п2} = 440$  кг,  $m_{п3} = 880$  кг, а задні:  $m_{з1} = 260$  кг,  $m_{з2} = 520$  кг,  $m_{з3} = 1040$  кг.

Розрахунки тягових показників проводилися для агрегування знаряддями для відвального та безвідвального обробітку ґрунту. Ефективність колісних систем оцінювалась за наступними показниками (табл.1): чистою продуктивністю та витратою палива при відвальному обробітку (оранка,  $S_0$ , га/год;  $W_0$ , кг/га), безвідвальному обробітку ґрунту (культивация,  $S_K$ , га/год;  $W_K$ , кг/га), мінімальним та максимальним коефіцієнтом кінематичної невідповідності ( $k_{nmin}$ ,  $k_{nmax}$ ), максимальним тиском на ґрунт передніх/задніх шин ( $q_{max1}/q_{max2}$ , кПа), коефіцієнтом навантаги на передні/задні шини ( $k_{п1max}/k_{п2max}$ , %). Для всіх колісних систем (рис. 1.б-г) застосовувалось дискретне баластування до максимальних значень та встановлювався внутрішній тиск в шинах, що виключає їх перевантаження. Для відвального та безвідвального обробітку ґрунту враховувалися обмеження за швидкісним режимом обробітку, а також граничним буксуванням рушіїв – 15%. В табл. 1 також вказані величини маси баластних ваг  $M_{b1}$ ,  $M_{b2}$  та комбінація ваг при баластуванні.

Таблиця 1 – Розрахункові показники трактора з розподілом ваги 41,5%/58,5%, різними варіантами колісних систем та ступенем баластування

M, кг	$S_0$ , га/год	$W_0$ , кг/га	$S_K$ , га/год	$W_K$ , кг/га	$k_{nmin}$	$k_{nmax}$	$q_{max1}/q_{max2}$ , кПа	$k_{п1max}$ , %	$k_{п2max}$ , %	$p_{ш1}/p_{ш2}$ , кПа	$M_{b1}$ , кг	$M_{b2}^*$ , кг	Передні ваги	Задні ваги
Варіант (рис. 1.б): передні шини – одинарні 600/65R34 151D, задні шини – одинарні 710/70R42 173D														
9750	0,95	28,18	7,6	5,67	1,011	1,047	128/120	89	95	60/60	0	0	-	-
10490	1,09	27,37	7,92	5,61	1,003	1,040	129/129	95	96	60/70	220	260	$m_{п1}$	$m_{з1}$
11230	1,18	27,02	8,04	5,62	1,005	1,041	140/138	94	96	70/80	440	520	$m_{п2}$	$m_{з2}$
11970	1,27	26,66	8,12	5,64	1,006	1,042	150/147	93	96	80/90	660	780	$m_{п2}+m_{п1}$	$m_{з2}+m_{з1}$
12710	1,37	26,25	8,17	5,68	1,007	1,042	161/156	93	96	90/100	880	1040	$m_{п3}$	$m_{з3}$
13450	1,51	25,87	8,25	5,69	1,001	1,037	162/164	98	96	90/110	1100	1300	$m_{п3}+m_{п1}$	$m_{з3}+m_{з1}$
14190	1,58	25,73	8,24	5,74	1,002	1,038	173/173	97	96	100/120	1320	1560	$m_{п3}+m_{п2}$	$m_{з3}+m_{з2}$
14930	1,64	25,64	8,22	5,80	1,003	1,039	183/182	96	96	110/130	1540	1820	$m_{п3}+m_{п2}+m_{п1}$	$m_{з3}+m_{з2}+m_{з1}$
Варіант (рис. 1.в): передні шини – одинарні 600/65R34 151D, задні шини – здвоєні 710/70R42 173D														
12676	1,58	24,52	8,90	5,27	1,002	1,042	128/98	89	96	60/40	0	1040	-	$m_{з3}$
13196	1,65	24,32	8,93	5,28	1,003	1,044	128/102	89	97	60/45	0	1300	-	$m_{з3}+m_{з1}$
13716	1,70	24,15	8,96	5,3	1,004	1,046	128/107	89	98	60/50	0	1560	-	$m_{з3}+m_{з2}$
14236	1,75	24,04	8,97	5,32	1,005	1,046	128/112	89	99	60/55	0	1820	-	$m_{з3}+m_{з2}+m_{з1}$
Варіант (рис. 1.г): передні шини – здвоєні 600/65R34 151D, задні шини – здвоєні 710/70R42 173D														
11017	1,22	26,15	8,43	5,34	1,018	1,042	101/95	67	74	40/40	0	0	-	-
11757	1,36	25,37	8,68	5,28	1,017	1,043	102/96	71	78	40/40	220	260	$m_{п1}$	$m_{з1}$
12497	1,50	24,75	8,87	5,25	1,017	1,044	103/96	76	83	40/40	440	520	$m_{п2}$	$m_{з2}$
13237	1,65	24,16	9,02	5,22	1,016	1,045	103/97	80	88	40/40	660	780	$m_{п2}+m_{п1}$	$m_{з2}+m_{з1}$
13977	1,77	23,70	9,15	5,20	1,015	1,047	104/97	85	93	40/40	880	1040	$m_{п3}$	$m_{з3}$
14717	1,86	23,34	9,25	5,19	1,015	1,048	105/98	90	98	40/40	1100	1300	$m_{п3}+m_{п1}$	$m_{з3}+m_{з1}$
15457	1,94	23,08	9,32	5,20	1,010	1,044	105/102	94	99	40/45	1320	1560	$m_{п3}+m_{п2}$	$m_{з3}+m_{з2}$
16197	1,99	22,92	9,36	5,22	1,005	1,041	106/107	99	99	40/50	1540	1820	$m_{п3}+m_{п2}+m_{п1}$	$m_{з3}+m_{з2}+m_{з1}$

\* – вага заднього баласту  $M_{b2}$  на один борт.

Аналіз отриманих даних свідчить, що розраховане положення центру ваги трактора з вказаними шинами забезпечує для всіх комбінацій колісних систем і баластування кінематичне забігання коліс переднього моста на величину 0,1...4,7%. При цьому, не зважаючи на різні параметри жорсткості каркасів шин, можливо забезпечити близький максимальний тиск на ґрунт передніх та задніх шин з різницею в межах 10 кПа при різниці внутрішнього тиску в шинах в межах 20 кПа.

Запропонована методика розрахунку максимального ступеня баластування трактора

забезпечує високу точність розрахунку, при цьому розрахований максимальний тиск на ґрунт становить 182-183 кПа, що несуттєво відрізняється від заданого допустимого тиску [ $q_{\max}$ ] = 180 кПа (похибка становить 1,7%).

Колісна система з одинарними передніми та задніми шинами забезпечує високе підвищення продуктивності, особливо на оранці, але відбувається це за рахунок суттєвого погіршення показника максимального тиску на ґрунт. Результат прогнозований та очевидний.

Цікаво проявила себе система зі здвоєними тільки задніми шинами. За показниками чистої продуктивності та витрати палива на оранці та культивуванні вона близька до показників колісної системи зі всіма здвоєними шинами трактора аналогічної ваги. Разом з цим, вона має набагато кращі показники, ніж схема з одинарними шинами. Максимальний тиск на ґрунт такого трактора створюється шинами переднього моста (табл. 1). Він дорівнює максимальному тиску на ґрунт шин переднього моста небаластованого трактора (рис. 2.г). Така колісна система допускає і подальше баластування задніх шин понад розраховане. Баласт на передній навісній системі для такої колісної системи не застосовується.

Найбільш перспективною до застосування є колісна система зі здвоєними передніми та задніми шинами. Вона є малочутливою до зростання максимального тиску на ґрунт в процесі баластування. Незважаючи на баластування трактора литими вагами на величину понад 5 тон та зростання експлуатаційної маси до 16 тон, максимальний тиск на ґрунт змінювався в межах 95...107 кПа. Позитивним моментом такої колісної системи є той факт, що власна вага шин та систем здвоєння, фактично, теж є баластом. Така колісна система допускає подальше суттєве баластування без обмежень за максимальним тиском на ґрунт або вантажопідйомністю шин. Обмеження настає за ефективністю гальмівної системи внаслідок суттєвого зростання маси трактора та моменту інерції обертальних мас колісної системи та задніх баластних ваг.

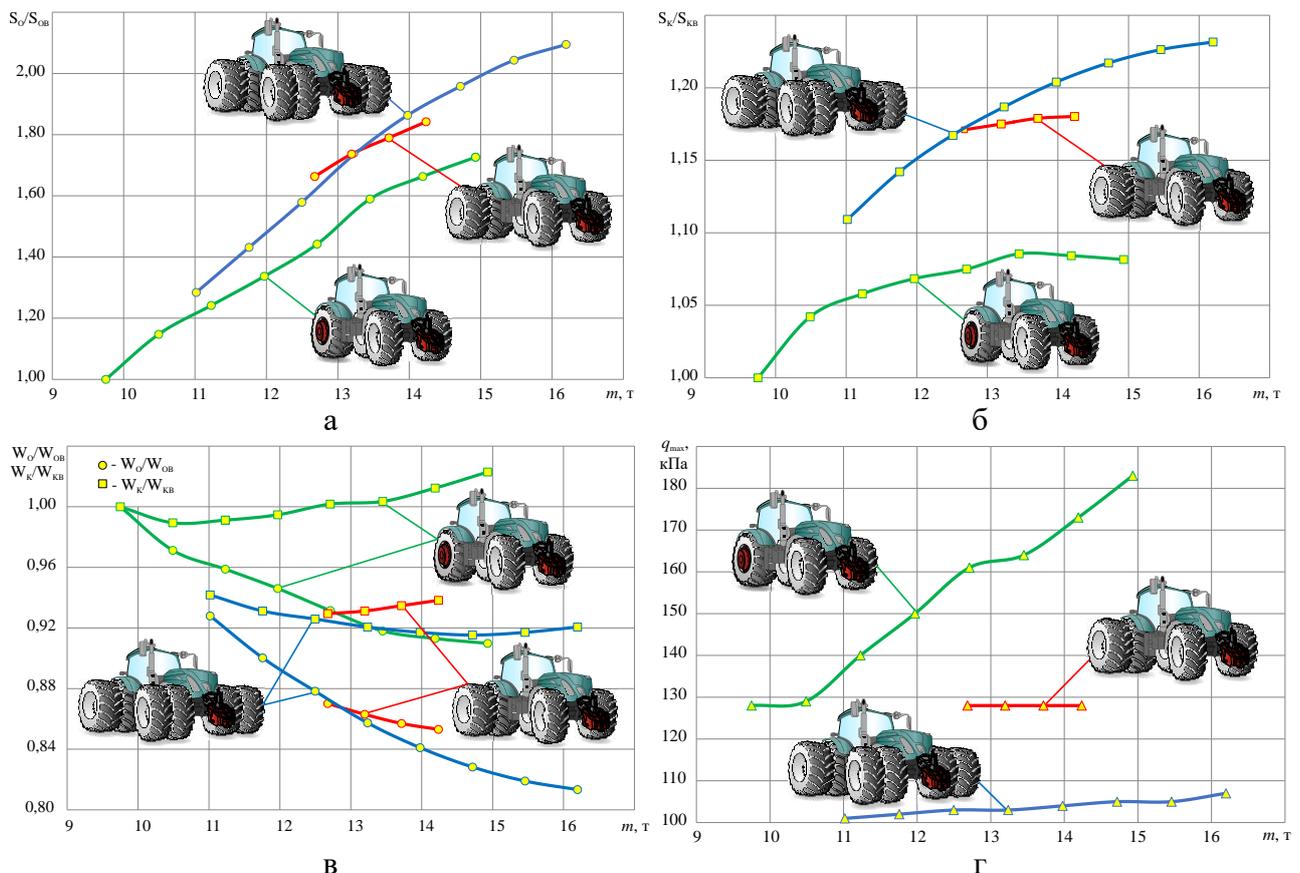


Рис. 2 – Зміна показників трактора з різними колісними системами залежно від маси (ступеня баластування) у порівнянні з трактором масою 9750 кг: а – підвищення чистої продуктивності на оранці; б – підвищення чистої продуктивності на культивуванні; в – зниження погектарної витрати палива на оранці та культивуванні; г – максимальний тиск на ґрунт колісного рушія

Колісна система забезпечує дуже високі показники зростання продуктивності – в 2 рази на оранці та на чверть на культивуванні та зниження погектарної витрати палива на величину до 18% на оранці та 8% на культивуванні. При цьому трактор має дуже низький максимальний тиск на ґрунт.

**Висновки.** Наведена методика обґрунтування параметрів колісних систем тракторів класичної компоновки дає змогу визначити ряд показників, а саме: положення центру ваги, максимальний ступінь баластування, розподіл баластних ваг, забезпечення кінематичного забігання коліс переднього моста, найнижчого максимального тиску на ґрунт та відсутності переваження шин в експлуатації.

Впровадження колісних систем зі здвоєними шинами сумісно з баластуванням трактора відкриває широкі можливості суттєвого підвищення продуктивності, зниження витрати палива при одночасному забезпеченні низького максимального тиску на ґрунт рушія, що робить його високоефективним та екологічно безпечним в широкому спектрі ґрунто-кліматичних умов.

#### Список літератури:

1. Медведєв В. В. Екологізація в конструюванні та експлуатації землеробських машинно-тракторних агрегатів / В. В. Медведєв // Вісник аграрної науки. – 2012. – № 10. – С. 39–45.
2. ДСТУ 4521:2006 Техніка сільськогосподарська мобільна. Норми дії ходових систем на ґрунт. Київ, 2007. 8 с.
3. AbdolMajid Moinfar, Gholamhossein Shahgholi, Yousef Abbaspour Gilandeh, Tarahom Mesri Gundoshmian, The effect of the tractor driving system on its performance and fuel consumption, Energy, Volume 202, 2020, 117803, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117803>.
4. T. Šmerda, J. Čupera, Tire inflation and its influence on drawbar characteristics and performance – Energetic indicators of a tractor set, Journal of Terramechanics, Volume 47, Issue 6, 2010, P. 395-400, ISSN 0022-4898, <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2010.02.005>.
5. Battiato A, Diserens E. Influence of tyre inflation pressure and wheel load on the traction performance of a 65 kW MFWD tractor on a cohesive soil. Journal of Agricultural Science; Vol. 5, No. 8; 2013. P. 197-215. <https://doi.org/10.5539/jas.v5n8p197>.
6. Nisreen Alkhalifa, Mehari Z. Tekeste, Pius Jjagwe, Thomas R. Way, Effects of vertical load and inflation pressure on tire-soil interaction on artificial soil, Journal of Terramechanics, Volume 112, 2024, P. 19-34, ISSN 0022-4898, <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2023.11.002>.
7. Algirdas Janulevičius, Vidas Damanauskas, How to select air pressures in the tires of MFWD (mechanical front-wheel drive) tractor to minimize fuel consumption for the case of reasonable wheel slip, Energy, Volume 90, Part 1, 2015, P. 691-700, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.07.099>.
8. Algirdas Janulevičius, Vidas Damanauskas, Gediminas Pupinis, Effect of variations in front wheels driving lead on performance of a farm tractor with mechanical front-wheel-drive, Journal of Terramechanics, Volume 77, 2018, P. 23-30, ISSN 0022-4898, <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2018.02.002>.
9. Aušra Čiplienė, Povilas Gurevičius, Algirdas Janulevičius, Vidas Damanauskas, Experimental validation of tyre inflation pressure model to reduce fuel consumption during soil tillage, Biosystems Engineering, Volume 186, 2019, P. 45-59, ISSN 1537-5110, <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2019.06.023>.
10. João M. Serrano, José O. Peça, J. Rafael Silva, Luís Márquez, The effect of liquid ballast and tyre inflation pressure on tractor performance, Biosystems Engineering, Volume 102, Issue 1, 2009, P. 51-62, ISSN 1537-5110, <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2008.10.001>.
11. Вибір параметрів шин сільськогосподарських тракторів: монографія / О.Ю. Ребров. – Харків. Видавець: О.А. Мірошніченко, 2021. – 304 с. іл.
12. ДСТУ 4428:2005 Техніка сільсько-господарська мобільна. Методи визначення дії ходових систем на ґрунт. Київ, 2006. 8 с.

#### References (transliterated):

1. Medvediev V. V. Ekologizatsiia v konstruiuvanni ta ekspluatatsii zemlerobskykh mashynno-traktornykh ahreativ / V. V. Medvediev // Visnyk ahrarnoi nauky. – 2012. – № 10. – S. 39–45.
2. DSTU 4521:2006 Tekhnika silskohospodarska mobilna. Normy dii khodovykh system na ґрунт. Kyiv, 2007. 8 s.
3. AbdolMajid Moinfar, Gholamhossein Shahgholi, Yousef Abbaspour Gilandeh, Tarahom Mesri Gundoshmian, The effect of the tractor driving system on its performance and fuel consumption, Energy, Volume 202, 2020, 117803, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2020.117803>.
4. T. Šmerda, J. Čupera, Tire inflation and its influence on drawbar characteristics and performance – Energetic indicators of a tractor set, Journal of Terramechanics, Volume 47, Issue 6, 2010, P. 395-400, ISSN 0022-4898, <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2010.02.005>.

5. Battiato A, Diserens E. Influence of tyre inflation pressure and wheel load on the traction performance of a 65 kW MFWD tractor on a cohesive soil. Journal of Agricultural Science; Vol. 5, No. 8; 2013. P. 197-215. <https://doi.org/10.5539/jas.v5n8p197>.
6. Nisreen Alkhalifa, Mehari Z. Tekeste, Pius Jjagwe, Thomas R. Way, Effects of vertical load and inflation pressure on tire-soil interaction on artificial soil, Journal of Terramechanics, Volume 112, 2024, P. 19-34, ISSN 0022-4898, <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2023.11.002>.
7. Algirdas Janulevičius, Vidas Damanauskas, How to select air pressures in the tires of MFWD (mechanical front-wheel drive) tractor to minimize fuel consumption for the case of reasonable wheel slip, Energy, Volume 90, Part 1, 2015, P. 691-700, ISSN 0360-5442, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2015.07.099>.
8. Algirdas Janulevičius, Vidas Damanauskas, Gediminas Pupinis, Effect of variations in front wheels driving lead on performance of a farm tractor with mechanical front-wheel-drive, Journal of Terramechanics, Volume 77, 2018, P. 23-30, ISSN 0022-4898, <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2018.02.002>.
9. Aušra Čiplienė, Povilas Gurevičius, Algirdas Janulevičius, Vidas Damanauskas, Experimental validation of tyre inflation pressure model to reduce fuel consumption during soil tillage, Biosystems Engineering, Volume 186, 2019, P. 45-59, ISSN 1537-5110, <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2019.06.023>.
10. João M. Serrano, José O. Peça, J. Rafael Silva, Luís Márquez, The effect of liquid ballast and tyre inflation pressure on tractor performance, Biosystems Engineering, Volume 102, Issue 1, 2009, P. 51-62, ISSN 1537-5110, <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2008.10.001>.
11. Вибір параметрів шин сільськогосподарських тракторів: монографія [Choice of parameters of agricultural tractors tires: monograph] / О.Ю. Ребров. – Харків. Вydavets: O.A. Miroshnychenko, 2021. – 304 с. il.
12. DSTU 4428:2005 Tekhnika silsko-hospodarska mobilna. Metody vyznachennia dii khodovykh system na grunt. Kyiv, 2006. 8 s.

*Надійшла (received) 13.11.2025*

*Відомості про авторів / About the Authors*

**Ребров Олексій Юрійович (Rebrov Oleksii)** – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1312-9992>; e-mail: [oleksii.rebrov@khp.edu.ua](mailto:oleksii.rebrov@khp.edu.ua)

**Кальченко Борис Іванович (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: [borys.kalchenko@khp.edu.ua](mailto:borys.kalchenko@khp.edu.ua)

**Якунін Максим Євгенович (Yakunin Maksym)** – доктор філософії (Ph.D), Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4918-6558>; e-mail: [yakunin\\_maksim92@ukr.net](mailto:yakunin_maksim92@ukr.net)

**Коваленко Олексій Ігорович (Kovalenko Oleksii)** – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; e-mail: [oleksii.kovalenko@mit.khp.edu.ua](mailto:oleksii.kovalenko@mit.khp.edu.ua)