

ПРО ВДОСКОНАЛЕННЯ МЕТОДИКИ РОЗРАХУНКУ ТЯГОВОГО ЗУСИЛЛЯ МТА

Ярошенко Павло Миколайович

кандидат технічних наук, доцент

Сумський національний аграрний університет

ORCID 0000-0003-3815-1579

e-mail: pashajarosh@i.ua

В статті розглянуто питання вдосконалення методики розрахунку раціонального складу машинно-тракторного агрегату.

Дослідження залежностей для визначення тягової сили сучасних тракторів показали, що ряд дослідників вирішували цю проблему завдяки до її появи. У технічній літературі для сучасних тракторів дедалі менше інформації про продуктивність. В основному це рекламна інформація, але навіть на її основі можна визначити необхідні параметри. Як видно з цієї публікації, тягову силу необхідно визначити принаймні двічі з урахуванням умов експлуатації агрегатів. Необхідно знати вагу агрегатів, значення їх технологічних швидкостей і те, якою трансмісією користується цей агрегат. Це особливо важливо, коли МТА складається із зарубіжного трактора та вітчизняної сільськогосподарської машини, оскільки можливості енергетичних продуктів відомих марок мають значний асортимент, а можливості вітчизняного обладнання обмежені агрономічними вимогами.

Ключові слова: тягове зусилля, трактор, сила зчеплення, машинно-тракторний агрегат, буксування, рушійна сила.

DOI: <https://doi.org/10.32845/msnau.2020.4.5>

Постановка проблеми в загальному вигляді. Вивчаючи такі дисципліни як «Експлуатація машин та обладнання» або «Машиновикористання в рослинництві» студентами спеціальності 208 «Агроінженерія» доволі часто приходиться розраховувати раціональний склад різних машинно-тракторних агрегатів (МТА). Це доводиться робити як на практичних заняттях, так і під час виконання курсового проекту або випускної бакалаврської роботи. Однак технічні характеристики сучасних енергетичних засобів, що використовуються в аграрному виробництві, особливо закордонних, не дають необхідних даних для проведення таких розрахунків. Це є доволі значною проблемою для визначення тягового зусилля МТА існуючими методиками розрахунку.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Що стосується виведення аналітичних залежностей, то практично всі вчені як далекого минулого, так і сьогодення [1,2,3] цим займаються безпосередньо. Однак формули і рівняння, виведені в основному в 90-х роках ХХ сторіччя, мають суттєвий недолік – для розрахунку тягового зусилля трактора на певній передачі необхідно знати передаточне число трансмісії на цій передачі. Цей показник наводився в інструкціях по експлуатації вітчизняних тракторів. Він інколи приводиться і зараз, але в інструкціях закордонних тракторів такого значення не знайти ніколи. Тим більше, що сучасні трактори країн СНД подекуди отримують гідростатичну трансмісію. Як бути в такому випадку при виконанні розрахунків?

Формулювання цілей досліджень. Аналітичні дослідження показують, що можна знайти наближене значення передаточного числа трансмісії. Однак для цього необхідно мати велику кількість інших значень, які теж необхідно знайти самостійно, або через якісь показники виразити. Це доволі довго і непродуктивно, а такий спосіб є доволі не точний і нерациональний. Тому ряд дослідників [2,4] пропонують вдосконалити існуючу формулу для визначення тягового зусилля трактора ввівши в неї декілька теоретичних значень

Основна мета даної роботи – розібратись в пропонуваніх методах розрахунку тягового зусилля сучасних енергетичних засобів, що мають як механічну, так і гідростатичну трансмісію.

Виклад основного матеріалу. Під час дипломного або курсового проектування при обґрунтуванні раціонального складу МТА необхідно на базі заданого трактора зкомплектувати агрегат для виконання відповідної операції, забезпечивши раціональне використання тягово-швидкісних можливостей енергетичного засобу [1]. Для цього використовують аналітичний спосіб, який і пропонується в більшості навчальної літератури.

Тягове зусилля, що створюється трактором на певній передачі, в навчальній літературі пропонується визначати за формулою [1]:

$$P_T = \frac{10 \cdot N_{\text{ен}} \cdot \eta_{\text{тр}} \cdot i_{\text{тр}}}{n_n \cdot r_k} - G_{\text{тр}}(f \pm i), \quad (1)$$

де $N_{\text{ен}}$ – ефективна потужність двигуна трактора, кВт; n_n – номінальні оберти колінчастого валу двигуна, об/хв.; r_k – радіус ведучого колеса чи початкове коло ведучої зірочки ходового апарату енергетичного засобу, м; $\eta_{\text{тр}}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії трактора; $i_{\text{тр}}$ – передаточне число трансмісії на певній передачі; $G_{\text{тр}}$ – вага трактора, кН; f – коефіцієнт опору коченню; i – величина підйому (схил місцевості в долгах).

Автор [2] пропонує вдосконалити формулу (1), ввівши з неї змінну «передаточне число трансмісії» і ввівши змінну «теоретична швидкість руху трактора». Достовірне значення швидкості руху трактора на усіх передачах трансмісії можна легко знайти практично для будь-якого трактора. Робочу швидкість (із врахуванням буксування) трактора можна виразити формулою:

$$v_p = 0,377 \frac{n_n \cdot r_k}{i_{\text{тр}}} (1 - \delta), \quad (2)$$

де δ – величина буксування ходової частини трактора.

Також робочу швидкість трактора можна виразити іншою формулою [1]:

$$v_p = v_t (1 - \delta), \quad (3)$$

де u_t – теоретична швидкість трактора на передачі, км/год.

Далі автор [2] з формул 2 і 3 виражає робочу швидкість трактора і підставляє отриманий вираз у формулу (1), отримуючи при цьому вираз для знаходження тягового зусилля трактора:

$$P_T = \frac{3,77 \cdot N_{ен} \cdot \eta_{тр}}{v_p} - G_{тр}(f \pm i). \quad (4)$$

Спробуємо перевірити отриманий вираз, визначивши тягове зусилля всім відомого трактора МТЗ-80 на сівбі ярової пшениці. Візьмемо наступні показники: ефективна потужність двигуна трактора $N_{ен} = 55$ кВт; коефіцієнт корисної дії трансмісії трактора $\eta_{тр} = 0,85$; вага трактора $G_{тр} = 30,4$ кН; коефіцієнт опору коченню трактора по закультивованому полю $f=0,2$; $i = 0$, а в якості робочої швидкості приймемо технологічну швидкість руху агрегату при сівбі $v_p = 12$ км/год. Підставимо дані у формулу (4) і отримуємо:

$$P_T = \frac{3,77 \cdot 55 \cdot 0,85}{12} - 30,4 \cdot 0,2 = 8,61 \text{ кН.}$$

Інші дослідники [3] спочатку визначали максимальне значення дотичної сили на ободі колеса, вважаючи при цьому, що створювана двигуном трактора дотична сила $P_{об}$ може бути перетворена в рушійну силу $P_{руш}$ (повністю або частково) тільки за умови контакту (зчеплення) коліс або гусениць (рушіїв) трактора з ґрунтом, оскільки тільки за таких умов виникає реактивна сила, яка рухає агрегат.

Якщо зчеплення коліс трактора з ґрунтом недостатнє, сила зчеплення $P_{зч}$ буде обмежувати максимальне значення рушійної сили $P_{руш}$ що можна записати так [3]:

$$P_{руш} = P_{зч} = \mu G_{зч}^{тр} < P_{об}, \quad (5)$$

де μ – коефіцієнт зчеплення коліс трактора з ґрунтом; $G_{зч}^{тр}$ – зчіпна вага трактора, кН.

В умовах достатнього зчеплення, наприклад для гусеничних тракторів, рушійна сила обмежується максимальним значенням дотичної ободової сили [3]:

$$P_{руш} = P_{об} < P_{зч}. \quad (6)$$

Отже, рушійна (або тягова) сила обмежується або максимальним значенням дотичної сили, тобто потужністю двигуна, коли зчеплення забезпечене, або силою зчеплення при допустимому буксуванні коліс ($\delta = 3...5$ % для гусеничних тракторів і $\delta = 10...18$ % для колісних тракторів).

При рівномірному русі агрегату силу тяги трактора, кН, можна визначити з рівняння тягового балансу:

$$P_{руш} = P_{гак} + P_f \pm P_i, \quad (7)$$

де P_f – сила опору руху агрегату; P_i – сила опору підйому;

$P_{гак}$ – сила тяги трактора.

Підставивши значення рушійної сили із виведених ра-

ніше рівнянь (5, 6), можна визначити тягове зусилля трактора.

При достатньому зчепленні коліс з ґрунтом:

$$P_{гак} \approx \frac{10N_{ен}\eta_{тр}i_{тр}}{r_k n_{дв}} - fG_{тр} \pm iG_{тр}, \quad (8)$$

або

$$P_{гак} = \frac{3,6N_{ен}\eta_{тр}}{v_p} - G_{тр}(f \pm i). \quad (9)$$

При недостатньому зчепленні:

$$P_{гак} = \mu G_{зч}^{тр} - fG_{тр} \pm iG_{тр} = \mu G_{зч}^{тр} - G_{тр}(f \pm i). \quad (10)$$

Оптимальне завантаження трактора досягається тому випадку, коли поєднання тягового зусилля і швидкості забезпечує максимальну тягову потужність. Правильно скомплектований агрегат повинен забезпечити завантаження по тяговому зусиллю гусеничних тракторів на 82-96 % ($\eta_{тяг} = 0,82-0,96$), а колісних – на 78-90 % [3]:

$$\eta_{тяг} = \frac{R_a}{P_{гак}}, \quad (11)$$

де $\eta_{тяг}$ – коефіцієнт використання тягового зусилля трактора; R_a – опір агрегату; $P_{гак}$ – тягове зусилля трактора на даній передачі..

Як бачимо формула (9) абсолютно нагадує формулу (4). Перевіримо тягове зусилля трактора МТЗ-80 за умов недостатнього зчеплення згідно формули (10):

$$P_{гак} = 0,7 \cdot 0,67 \cdot 30,4 - 30,4 \cdot 0,2 = 8,2 \text{ кН.}$$

де $G_{зч}^{тр} \approx 0,67 \cdot G_{тр}$ – зчіпна вага трактора, кН.

Тобто, завдяки формулі (10) було знайдено тягове зусилля трактора при недостатньому зчепленні, що практично є аналогічним розрахованому значенню, отриманому за формулою (4). Різниця складає 0,4 кН. Становиться зрозумілим, що дані формули можна використовувати при розрахунку тягових зусиль колісних тракторів при достатньому чи недостатньому зчепленні коліс трактора з опорною поверхнею.

Здійснимо перевірку гусеничного трактора, що має гідростатичну трансмісію (ГСТ), та визначимо його тягові зусилля за умов достатнього чи недостатнього зчеплення рушіїв з ґрунтом. Візьмемо трактор ДТ-175С з умовами роботи: оранка по стерні зі швидкістю $v_p = 8$ км/год.; $\mu = 0,9$; $f = 0,1$; $\eta_{тр} = 0,85$. Потужність двигуна $N_{ен} = 125$ кВт, вага трактора $G_{тр} = 74,2$ кН, рельєф поля рівний $i = 0$.

За умов достатнього зчеплення тягове зусилля гусеничного трактора з ГСТ згідно формули (9) буде становити:

$$P_{гак} = \frac{3,6 \cdot 125 \cdot 0,85}{8} - 74,2 \cdot 0,1 = 40,4 \text{ кН.}$$

За умов недостатнього зчеплення, враховуючи що $G_{зч}^{тр} \approx G_{тр}$, тягове зусилля гусеничного трактора, згідно формули (10) становитиме:

$$P_{\text{так}} = 0,9 \cdot 74,2 - 74,2 \cdot 0,1 = 59,4 \text{ кН.}$$

Значить, тягове зусилля гусеничного трактора з ГСТ буде визначатися потужністю його двигуна за умов достатнього зчеплення з опорною поверхнею.

Деякі інші дослідники спочатку вирішили, що необхідно спочатку знати найбільшу силу зчеплення рушіїв трактора з ґрунтом при допустимому буксуванні на основі формули дотичної сили, а потім визначити передаточне число трансмісії.

Дотична сила машини – це активна сила, дотична до кола її ведучих органів (ведучих коліс, зірочок). Вона дорівнює відношенню крутного моменту на осі рушіїв до радіусу перекочування [4]:

$$P_d = \frac{M_k}{r_k} = \frac{M_d \cdot i_0 \cdot \eta_{\text{тр}}}{r_k} \quad (12)$$

$$M_d = \frac{10^4 \cdot N_e}{n^H}, \quad (13)$$

де n^H – номінальна частота обертання колінчастого валу двигуна, хв^{-1} , тому:

$$P_d = \frac{10^4 \cdot N_e \cdot i_0 \cdot \eta_{\text{тр}}}{n^H \cdot r_k}, \text{ Н.} \quad (14)$$

Таким чином, величина дотичного зусилля залежить від ефективної потужності двигуна і частоти обертання колінчастого валу, конструктивних параметрів трансмісії i_0 , r_k і її коефіцієнта корисної дії $\eta_{\text{тр}}$. Отже, першим стримуючим фактором, що обмежує величину дотичної сили, а при русі агрегату – рушійної сили, є крутий момент двигуна.

Найбільша сила зчеплення рушіїв трактора з ґрунтом (як і будь-який самохідний машини) при допустимому буксуванні визначається по формулі:

$$P_{\text{зч}} = G_{\text{зч}} \mu_d = G_{\text{тр}} \lambda \mu_d = 10^{-3} m_{\text{тр}} g \lambda \mu_d, \text{ кН} \quad (15)$$

де $G_{\text{зч}}$ – зчіпна вага трактора, кН; μ_d – коефіцієнт зчеплення при допустимому буксуванні; $G_{\text{тр}}$ – експлуатаційна вага трактора, $G_{\text{тр}} \cong 1,1 G_{\text{зч}}$, кН; λ – частка експлуатаційної ваги, що приходить на ведучі органи. Для колісних тракторів 4К2 $\lambda = \frac{2}{3}$, для колісних 4К4 і гусеничних $\lambda = 1,0$, тобто у цих тракторів експлуатаційна вага є зчіпною вагою $G_{\text{зч}}$.

Реальне значення рушійної сили $P_{\text{руш}}$ залежить від співвідношення між дотичною P_d і силою зчеплення $P_{\text{зч}}$. Якщо $P_{\text{зч}} < P_d$, то $P_{\text{руш}} \leq P_{\text{зч}}$, зчеплення недостатнє і буксування δ може перевищувати допустимі межі. При $P_{\text{зч}} > P_d$ зчеплення рушіїв з ґрунтом достатнє і $P_{\text{руш}} \leq P_d$ у відповідності з формулами (12, 15).

Щоб трактор завжди працював в зоні достатнього зчеплення, повинна дотримуватися умова $P_{\text{кр}} \leq P_{\text{сц}}$. На основі рівнянь (12) і (15) з деякими перетвореннями цю умову можна записати у вигляді

$$\frac{N_e^H \xi_{Ne} i_0 \eta_{\text{тр}}}{105 r_k n} \leq 10^{-3} m g \lambda \mu_d; \quad (16)$$

відповідне передатне число трансмісії визначається співвідношенням:

$$i_{\text{тр}} = \frac{0,105 m r_k n g \lambda \mu_d}{N_e^H \xi_{Ne} \eta_{\text{тр}}}; \quad (17)$$

де N_e^H – номінальна ефективна потужність двигуна, кВт;

ξ_{Ne} – коефіцієнт використання потужності, $\xi_{Ne} = \frac{N_e^{\Phi}}{N_e^H}$.

В практичних розрахунках наближено можна прийняти $n = n^H$ у відповідності з характеристикою двигуна. Співвідношення (17) дозволяє забезпечити раціональний режим роботи агрегату в допустимих по агровимогах межах буксування рушіїв при $P_{\text{руш}} = P_d$.

В подальших розрахунках передбачається дотримання умови (17), тому без додаткових пояснень приймемо $P_{\text{руш}} = P_d$, маючи на увазі під P_d у формулі (16) значення рушійної сили $P_{\text{руш}}$.

Приклад. Для трактора Т-150К з двигуном СМД-62: $N_e^H = 121$ кВт; $\xi_{Ne} = 0,90$; $r_k = r_0 + \beta h = 0,305 + 0,75 \cdot 0,395 = 0,65$ м; $n = n^H = 2100$ хв^{-1} ; $g = 9,81$ м/с²; $\lambda = 1$; $\mu_d = 0,72$; $\eta_{\text{тр}} = 0,88$; $m = 8092$ кг при роботі на стерні отримаємо:

$$i_{\text{тр}} \leq \frac{0,105 \cdot 8092 \cdot 0,65 \cdot 2100 \cdot 9,81 \cdot 1 \cdot 0,72}{\frac{121,5 \cdot 0,90 \cdot 0,88 \cdot 10^3}{8191799,76888}} = \frac{121,5 \cdot 0,90 \cdot 0,88 \cdot 85,13}{143,325} = 57,16$$

При цьому найбільше допустиме значення дотичної сили тяги:

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{кд}} = \frac{N_e^H \xi_{Ne} \eta_{\text{тр}} i_{\text{тр}}}{0,105 r_k n^H} = \frac{121,5 \cdot 0,90 \cdot 0,88 \cdot 85,13}{0,105 \cdot 0,65 \cdot 2100} = \frac{8191,88964}{143,325} = 57,16$$

При практичних розрахунках, використовуючи розрахункове значення i_0 , за характеристиками трактори знаходять фактичне значення передатного числа (визначають передачу КПП), близьке за величиною розрахунковому $i_{\text{тр}}$. Його значення і підставляють у формулу (17) для обчислення можливої величини рушійної агрегат сили.

Як бачимо, це дещо складніший спосіб знаходження передаточного числа трансмісії, а на його основі і значення дотичної сили тяги. Але при цьому ми не знаємо напевно для яких умов виконано даний розрахунок – достатнього чи недостатнього зчеплення рушіїв трактора з опорною поверхнею. Судячи із величини значень, розрахунок виконано для умов недостатнього зчеплення рушіїв трактора з ґрунтом. Такий спосіб розрахунку можна рекомендувати у випускних магістерських роботах.

Висновки

Проведені дослідження по знаходженню залежностей для визначення тягових зусиль сучасними тракторами показали, що ряд дослідників звертались до цієї проблеми задовго до її виникнення. В технічній літературі для сучасних тракторів знаходиться все менше інформації по експлуатаційних показниках. В основному це інформація рекламного характеру, але навіть на її основі можна визначити необхідні параметри. Як видно із даної публікації, визначити тягові зусилля

необхідно як мінімум двічі, зважаючи на умови роботи агрегатів. При цьому необхідно знати вагу агрегатів, значення їх технологічних швидкостей і яку трансмісію використовує даний агрегат. Особливо це становиться важливим, коли МТА

складається із закордонного трактора і вітчизняної сільськогосподарської машини, тому що можливості енергетичних засобів відомих брендів мають значний діапазон, а можливості вітчизняної техніки обмежені агротехнічними вимогами.

Список використаної літератури:

1. Машиновикористання в землеробстві / В.Ю. Ільченко, Ю.П. Нагірний, П.А. Джолос та ін.; за ред. В.Ю.Ільченка і Ю.П. Нагірного. – К.: Урожай, 1996. – 384 с.
2. Бойко С.М. Вдосконалення методики розрахунку раціонального складу машинно-тракторного агрегату / С.М. Бойко // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції «Молодь і технічний прогрес в АПК. Інноваційні розробки в аграрній сфері. Том 2. – Харків: ХНТУСГ, 2019. – 240-242 с.
3. Бондаренко М.Г., Демещук В.А. Комплектування і використання машинно-тракторного парку в рослинництві: підручник / М.Г. Бондаренко, В.А. Демещук. – К.: Вища школа, 1995. – 237 с.: іл.
4. Плаксин А.М. Энергетика машинно-тракторных агрегатов: учебное пособие. / А.М. Плаксин. – Челябинск: ЧГАУ, 2005. – 216 с.
5. Водяник І.І. Експлуатаційні властивості тракторів і автомобілів. / І.І. Водяник. – К.: Урожай, 1994. – 224 с.

Yaroshenko P.N., Sumy National Agrarian University (Ukraine)

On improvement of method of calculation of traction force of ait

The article considers the issue of improving the method of calculating the rational composition of the machine-tractor unit.

Studies on the dependences for determining the traction force of modern tractors have shown that a number of researchers addressed this problem long before its occurrence. In the technical literature for modern tractors there is less and less information on performance. Basically, this is advertising information, but even on its basis you can determine the necessary parameters. As can be seen from this publication, the traction force must be determined at least twice, taking into account the operating conditions of the units. It is necessary to know the weight of the units, the value of their technological speeds and what transmission this unit uses. This is especially important when the AIT consists of a foreign tractor and a domestic agricultural machine, because the capabilities of energy products of well-known brands have a significant range, and the capabilities of domestic equipment are limited by agronomic requirements.

Key words: traction force, tractor, traction force, machine-tractor unit, towing, driving force.

Дата надходження до редакції: 07.12.2020