

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ОПОРУ ПЕРЕКОЧУВАННЯ СУЧАСНОЇ АГРАРНОЇ ТЕХНІКИ НА РІЗНИХ АГРОФОНАХ

Чепіжний Андрій Володимирович

кандидат технічних наук, доцент
Сумський національний аграрний університет
ORCID: 0000-0002-7540-8313
andrii.chepizhnyi@snau.edu.ua

Зубко Владислав Миколайович

доктор технічних наук, професор, академік АІН України
Сумський національний аграрний університет
ORCID: 0000-0002-2426-2772
v.zubko@snau.edu.ua

Коваленко Владислав Євгенійович

аспірант
Сумський національний аграрний університет
ORCID: 0009-0005-7889-8214
kovalenkovladislav660@gmail.com

Шутко Віталій Володимирович

аспірант
Сумський національний аграрний університет
ORCID: 0009-0009-2637-3167
v.shutko.gs@snau.edu.ua

У статті представлено методику, яка дозволяє визначити коефіцієнт опору перекочування за умови зміни різноманітних параметрів енергозасобу та аграрної техніки з врахуванням умов їх експлуатації. Сьогодні проводиться велика кількість досліджень пов'язаних з ущільненням ґрунту колісними рушіями та подальшим визначенням шляхів його зниження. При цьому в методиках розрахунку враховують коефіцієнти опору перекочуванню, що визначені доволі давно та для застарілої колісної техніки. Тенденції розвитку енергетичних засобів та аграрної техніки призводять до значних змін колісного рушія, а отже і параметрів взаємодії їх з агрофоном. Необхідно зазначити, що протягом років змінились також характеристики агрофонів під дією різних факторів. В результаті наведені коефіцієнти опору перекочуванню потребують оновлення відповідно до сучасних умов агрофонів та сучасних енергетичних засобів і аграрної техніки. В методику закладено особливість колеса, що деформується при взаємодії з ґрунтом, що деформується. Тобто враховано умови деформації шини колеса та особливості деформації різних типів агрофонів.

Необхідною умовою аналізу коефіцієнта опору перекочування є методика його визначення. Всі існуючі дослідження ґрунтуються на першочерговому визначенні плями контакту шини колеса залежно від її конструкційних параметрів. При проведенні аналізу коефіцієнту опору перекочування необхідно враховувати максимальну кількість параметрів аграрної техніки, агрофону та іншого. Але основною умовою є початковий поділ коліс на три типи: пасивне, активне, реактивне. Взаємодія кожного з цих типів коліс має свої відмінності, що впливають на значення коефіцієнту опору перекочування колеса. Загальний коефіцієнт опору перекочування агрегату фактично буде складатись з усіх типів коліс.

В даній роботі нами проведено аналіз та наведена методика для пасивного типу колеса енергетичного засобу чи аграрної техніки. Отримані дані коефіцієнту опору перекочування підтверджують вже існуючі залежності, а отже запропонована методика є ефективною. Запропонована методика визначення коефіцієнту опору перекочування дозволяє знаходити необхідне його значення для виробничих умов.

Ключові слова: рушій, опір перекочуванню, агрофон, твердість ґрунту, шина, маса машини, апофема, діаметр колеса, ширина колеса, коефіцієнт зминання.

DOI <https://doi.org/10.32782/msnau.2024.3.9>

Вступ. Колісні енергетичні засоби та аграрні машини є найбільш розповсюдженими типами рушія, які застосовуються на різних енергетичних засобах та аграрних машинах. Виходячи з різноманітності технологічних операцій та умов застосування, кожен з них має свої

характеристики та особливості взаємодії з агрофоном для якісного забезпечення потреб рослин. Збільшення продуктивності, зміна ґрунтово-кліматичних умов, нові матеріали, різноманітність енергетичних засобів та аграрних машин для виконання механізованих

технологічних операцій має потужний вплив на виробництво шин для сучасних умов. Такий розвиток впливає на збільшення асортименту типів шин колісних рушіїв для виконання різноманітних операцій в аграрному виробництві.

Виходячи з вищенаведеного, кожен тип шин має свій коефіцієнт опору перекочуванню f . Даний показник суттєво впливає на техніко-експлуатаційні та тягово-зчіпні властивості енергетичних засобів також інших аграрних машин.

Коефіцієнт опору перекочування залежать від агрофону, маси енергетичного засобу, швидкості руху та інших параметрів. Необхідно зазначити, що зміна кліматичних умов, фізико-механічних властивостей ґрунтів, ґрунтових покривів, різноманітність культур та технологій їх вирощування доволі сильно впливають на характеристику агрофонів та на значення коефіцієнту опору перекочування для них. Останні дослідження в даному напрямку проводились десятки років назад. Відповідно до вищенаведеного, маємо переглянути і уточнити застосування існуючих значень коефіцієнту опору перекочування f у прогнозуванні взаємодії рушія з ґрунтовим покривом та агрофоном.

На основі польових досліджень отримано емпіричні залежності для сучасних колісних ходових систем та умов експлуатації, розроблено методику аналізу коефіцієнта опору перекочуванню f для різних агрофонів та ґрунтових покривів. Запропонована методика включає в себе основні конструктивні особливості колісного рушія, його технологічні параметри, характеристики агрофону та інші параметри.

Матеріали і методи досліджень. Стрімкий розвиток колісних енергетичних машин та аграрної техніки призводить до значних змін параметрів їх рушіїв. Подібні зміни потребують проведення постійних експериментальних досліджень взаємодії колісного рушія з ґрунтовим покривом та агрофоном. Ще однією проблемою в аналізі взаємодії колісного рушія з ґрунтовим покривом та агрофоном на сьогодні є значне різноманіття ґрунтово-кліматичних умов України (Kurchuk V. I. та інші, 2010). Апроксимовано залежності тягово-зчіпних властивостей енергетичних засобів та аграрні машин та від агрофонів. Але необхідно зазначити, що зміна кліматичних умов, технологій вирощування агрокультур, матеріалів рушіїв, різноманітність техніки та інше, доволі сильно впливають на зміну ґрунтового покриву та агрофонів в цілому. В більшості праць використовують для розрахунку існуючі значення коефіцієнтів опору перекочування для кожного з агрофонів. Як було зазначено вище, ґрунтово-кліматичні умови постійно змінюються, а отже і змінились характеристики агрофонів. В результаті наведені коефіцієнти опору перекочуванню потребують оновлення відповідно до сучасних умов агрофонів та сучасних енергетичних засобів і аграрної техніки.

Необхідною умовою визначення коефіцієнта опору перекочування є методика його визначення. Всі існуючі дослідження ґрунтуються на першочерговому визначенні плями контакту шини колеса залежно від її конструкційних параметрів (Rebrov O. Іu., 2021). Слід зазначити, що

більшість виробників шин аграрного призначення надають інформацію по параметрам контурної площі плями контакту. Подібні дані є попередніми та потребують уточнення в польових умовах.

Подальший аналіз взаємодії колеса з ґрунтовим покривом потребує введення в методику розрахунку додаткових коефіцієнтів, що характеризують параметри пневматичної шини. В різних джерелах це такі коефіцієнти, як коефіцієнти врахування конструкції шини, насиченості протектора, тертя шини з ґрунтом та інші (Rebrov O. Іu., 2015).

Взаємодія колеса з ґрунтом розглядається одночасно з двох боків. По-перше з боку впливу колеса на ґрунт, а по-друге з боку реакції ґрунту на вплив колеса. При цьому вплив ґрунту на колісний рушій характеризується коефіцієнтом об'ємного зминання ґрунту, що наводиться в більшості літературних джерел (Lebediev A. T. та інші, 2015).

На значення коефіцієнта опору перекочування має значний вплив величина занурення колеса в ґрунт та кількість проходів. Так в праці (Rebrov O. Іu., 2021) розглянуто подібний вплив на коефіцієнт опору перекочування, що визначається через силу опору перекочування для окремого проходу енергетичного засобу.

Необхідно зазначити, що всі розглянуті нами дослідження не визначають реального значення коефіцієнту опору перекочування колеса f , а в практиці застосовуються застарілі значення відповідно до довідкових даних.

В більшості проаналізованих досліджень розглядається питання екологічного впливу на ґрунти, що базується в основному на аналізі процесів їх ущільнення. Виходячи з вищенаведеного, виникає необхідність у визначенні коефіцієнтів опору перекочування, що охарактеризують сучасні параметри агрофонів. Відповідно до цього пропонується створити методику, що дозволить визначити коефіцієнт опору перекочування колеса з врахуванням сучасних польових умов експлуатації енергетичних засобів та техніко-експлуатаційних показників аграрної техніки.

Відповідно до вищенаведеного основною метою дослідження є створення методики визначення коефіцієнту опору перекочування f колісних ходових систем сучасних енергетичних засобів та сучасної аграрної техніки, що дозволяє враховувати максимальну кількість можливих параметрів машини та зміну параметрів агрофонів.

Сучасний стан розвитку енергетичних засобів та аграрної техніки, зміна клімату з розвитком науки сильно впливають на параметри колісних рушіїв. Це різноманіття потребує нових досліджень з точки зору взаємодії з ґрунтовим покривом та агрофоном. Найбільш поширеними є колісні рушії, що використовуються на різноманітній аграрній техніці та енергетичних засобах. При цьому за конструктивними та технічними параметрами вони є різними. Виходячи з визначеної проблематики, для проведення досліджень нами пропонується виконати розподіл всіх коліс на три типи: активні, пасивні та реактивні.

Для розуміння запропонованого розподілу коліс на типи та опису загального руху енергетичного засобу, доцільно попередньо розглянути кочення окремого колеса кожного типу (рис. 1). Опис різних типів коліс можна виконати визначенням залежностей між силовими та швидкісними факторами, що описують їх умови кочення. Залежності між силовими факторами пов'язують сили та моменти прикладені до колеса, а швидкісні фактори – кутову швидкість кочення колеса ω з швидкістю його поступального переміщення.

Умови кочення колеса визначаються його взаємодією з рамою та силовою передачею енергетичного засобу з одного боку, а з іншого боку – з поверхнею руху (ґрунтом, ґрунтовим покривом, агрофоном). Вертикальна сила G складається з вертикального навантаження, що передається на вісь з боку остову енергетичного засобу чи аграрної техніки та маси самого колеса. При взаємодії колеса з рамою енергетичного засобу та силовою передачею виникає крутний момент $M_{кр}$, що прикладений до шпильки колеса та діє на вісь.

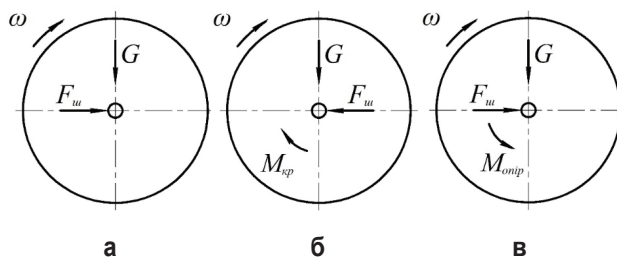


Рис. 1. Схеми прикладення сил та моментів до різних типів коліс:
а – пасивне колесо; б – активне колесо; в – реактивне колесо

Виходячи з запропонованого розподілу коліс за типами слід зауважити, що коефіцієнт опору перекочування f повинен мати різний характер та значення для забезпечення ефективної роботи енергетичних засобів та аграрної техніки. Так, для колісних рушіїв з реактивними колесами необхідною умовою є високе значення коефіцієнту опору перекочування f для збільшення моменту опору $M_{онip}$, який забезпечує ефективність роботи приводу агротехнічних машин. Для інших типів колісних рушіїв потрібен баланс коефіцієнту опору перекочування, оскільки це впливає на коефіцієнт зчеплення коліс, техніко-експлуатаційні показники роботи агрегату в цілому в польових умовах.

Основними типами коліс енергетичних засобів є активні та пасивні колеса, що формують його ходову систему. Початково аналіз необхідно провести для пасивного колеса, тож основну увагу в статті пропонується присвятити саме даному типу. Дослідження взаємодії коліс енергетичних засобів з фоном та кочення коліс проводять для чотирьох можливих випадків:

- кочення колеса з жорстким ободом по поверхні, що не деформується;
- кочення колеса з жорстким ободом по поверхні, що деформується;
- кочення колеса, що деформується по поверхні, що не деформується;

Відповідно до запропонованої класифікації (рис. 1, б), до активного типу коліс пропонується віднести різні ведучі колеса. А отже, колесо є активним, якщо крутний момент $M_{кр}$, направлений в бік обертання колеса.

Колесо є пасивним (рис. 1, а), якщо крутний момент, що прикладений до вісі дорівнює $M_{кр} = 0$. В такому випадку до пасивного колеса повинно прикладатися штовхаюче зусилля з значенням $F_{ш} > 0$. Пасивні колеса, як правило, є опорними колесами.

Необхідно зазначити, що активні та пасивні колеса додатково можуть бути керованими або некерованими для спрямування напрямку руху енергетичним засобом чи аграрною технікою.

Колесо є реактивним (рис. 1, в), якщо до його вісі прикладається момент опору $M_{онip}$, що викликаний привідними елементами різноманітної аграрної техніки. А отже, до реактивного типу коліс пропонується віднести колеса аграрної техніки, від яких приводиться в дію їх механізми чи обладнання.

– кочення колеса, що деформується по поверхні, що деформується.

Найпростішим варіантом аналізу взаємодії колеса енергетичного засобу з фоном є кочення колеса з жорстким ободом по поверхні, що не деформується (рис. 2).

На пасивне колесо діє сила опору перекочування F_f , що описується коефіцієнтом опору перекочування, а на активне сила опору перекочування F_f та рушійна сила енергетичного засобу $F_{руш}$.

Розглянемо основні сили, що діють на колеса енергетичного засобу (рис. 2):

- G – вертикальна сила, яка складається з вертикального навантаження, що передається на вісь з боку остову енергетичного засобу та ваги самого колеса;
- r_k – радіус колеса;
- ω – кутова швидкість кочення колеса;
- V_p – робоча швидкість руху енергетичного засобу та напрям його руху;
- R – вертикальна реакція ґрунту на деформацію;
- F_f – сила опору перекочування;
- $F_{руш}$ – рушійна сила енергетичного засобу;
- $M_{кр}$ – крутний момент;
- $M_{ин}$ – момент інерції.

Пасивне колесо (рис. 2, а) переміщується по горизонтальній поверхні під дією штовхаючої сили, що прикладена до нього з боку остову енергетичного засобу.

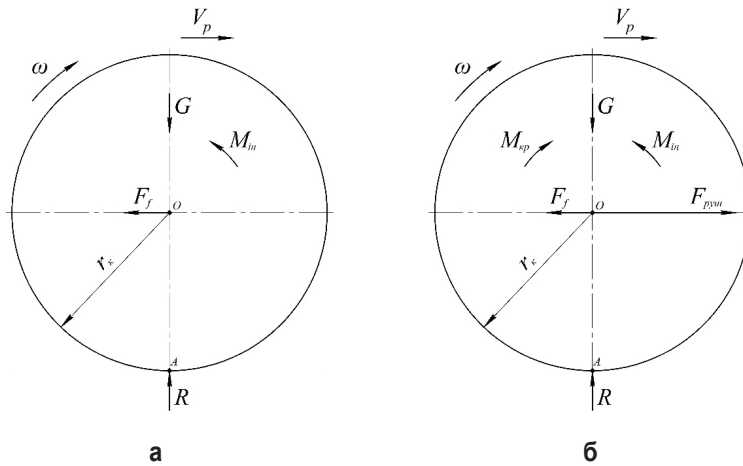


Рис. 2. Схема взаємодії колеса з жорстким ободом та поверхнею, що не деформується: а – пасивне колесо; б – активне колесо

Штовхання пасивного колеса відбувається за напрямком руху енергетичного засобу зі швидкістю та у напрямку стрілки V_p . При нерівномірному переносному русі колеса виникають моменти інерції M_{in} , направлені проти руху енергетичного засобу.

З боку ґрунту на колесо діють реакції рівнодіючої R , що прикладена в точці опорної поверхні колеса. Сила опору перекочування F_f направлена в зворотний бік від напрямку руху, та за умови руху жорсткого ободу колеса по поверхні, що не деформується є близькою до нуля.

Активне колесо (рис. 2, б) при нерівномірному русі по горизонтальній поверхні приводиться крутним моментом $M_{кp}$, що прикладений до осі колеса. З боку остову енергетичного засобу на колесо діють: реактивна сила опору, яка утворюється через опір створений остовом енергетичного засобу та відповідного вертикального навантаження G . Реакція ґрунту на колесо представлена рівнодіючою R , що прикладена в точці А опорної поверхні колеса.

За умови нерівномірного відносного обертання колеса навколо осі виникає також момент дотичних сил інерції M_{in} , що направлений проти руху енергетичного засобу.

В активному колесі, сила опору перекочування F_f також направлена в зворотний бік від напрямку руху. В порівнянні з пасивним колесом де сила опору перекочування долається штовхаючою силою, в активному колесі вона долається рушійною силою $F_{пyш}$ енергетичного засобу.

Реальним варіантом взаємодії колеса з ґрунтом, а отже і реальними умовами для визначення коефіцієнта опору перекочування є взаємодія та кочення колеса, що деформується по поверхні, що деформується (рис. 3).

При взаємодії колеса, що деформується з поверхнею, що також деформується (рис. 3) виникає дві величини $h_{прогр}$ та $h_{ш}$. Значення $h_{прогр}$ характеризує величину прогнуття колеса в ґрунт, а $h_{ш}$ – величину нормальної деформації шини колеса.

Необхідно зазначити, що в порівнянні з варіантом взаємодії жорсткого ободу з твердою поверхнею (рис. 2), в даному випадку спостерігається зміщення реакції ґрунту на деформацію R на певну величину c . При цьому значення реакції R розкладається на дві складові: вертикальну y та горизонтальну x . Горизонтальна складова x для пасивного типу коліс направлена в протилежний бік руху енергетичного засобу та характеризує величину

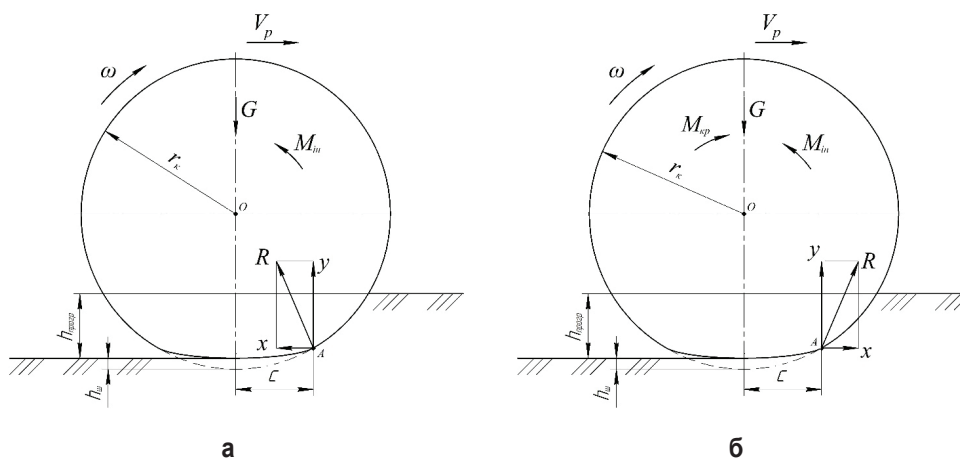


Рис. 3. Схема взаємодії колеса, що деформується по поверхні, що деформується: а – пасивне колесо; б – активне колесо

сили опору перекочування. Для активного колеса горизонтальна складова характеризує суму тангенціальних реакцій ґрунту, що направлені в бік руху енергетичного засобу.

Оскільки основною метою дослідження є отримання реальних значень коефіцієнта опору перекочування f для сучасних характеристик агрофонів та аграрної техніки, то необхідною умовою є складання методики, яка охоплюватиме максимальну кількість параметрів впливу на досліджуваний коефіцієнт. Початковим етапом формування методики є аналіз пасивного типу коліс, тож далі розглянемо саме його.

Вивчення залежності між робочою швидкістю та коефіцієнтом опору перекочування f також потребує досліджень, а отже необхідною умовою є аналіз колісного рушія у статичних (при $V_p = 0$ км/год) та динамічних умовах (при $V_p > 0$ км/год). Ґрунтуючись на існуючих дослідженнях для подальшого аналізу необхідною умовою є побудова відповідних схем взаємодії колісного рушія з ґрунтом (рис. 4, 5).

Необхідно зазначити, що при швидкості руху $V_p = 0$ км/год загальна сила тиску на ґрунт $F_{т.заг}$

направлена вертикально вниз, що дає рівномірність розподілу сектору зчеплення колеса з ґрунтом відносно вертикальної осі колеса. В даному випадку сектор зчеплення з ґрунтом характеризується кутом α (рис. 4).

Зміна кута α описує прогнуття рушія у ґрунт з врахуванням величини нормальної деформації пневматичної шини $h_{ш}$ на твердому ґрунті, що зумовлена коефіцієнтом зминання шини $k_{зм}$. При $\alpha = 0$ колісний рушія не занурюється у ґрунт, а отже агрофонфон є абсолютно твердим, при умові, якщо в колесі відсутня деформація – $k_{зм} = 0$ (колесо з ободом, що не деформується (рис. 2)).

Виходячи з цього, для проведення дослідження взаємодії колісного рушія з ґрунтом необхідно аналізувати значення наступних величин: апофеми A_n , глибини прогнуття колеса $h_{прогр}$ та кута α (рис. 4).

Як зазначалось вище, виникає інший розподіл сил та параметрів колеса за умови руху з певною робочою швидкістю V_p . Схема взаємодії колеса з ґрунтом, умови кочення та розподіл параметрів для опису руху колеса наведено на рис. 5.

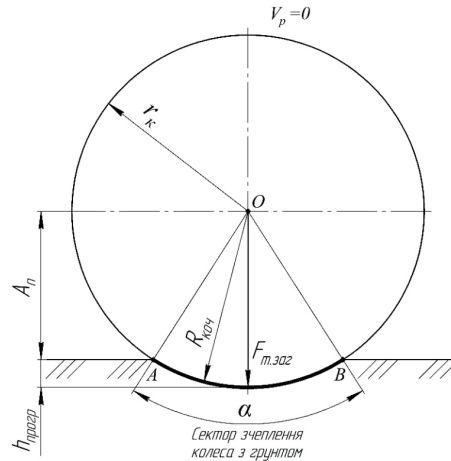


Рис. 4. Схема взаємодії колеса пасивного типу з ґрунтом при робочій швидкості руху $V_{@} = 0$ км/год: A_n – апофема; $R_{коч}$ – радіус кочення колеса; $F_{т.заг}$ – загальна сила тиску на ґрунт

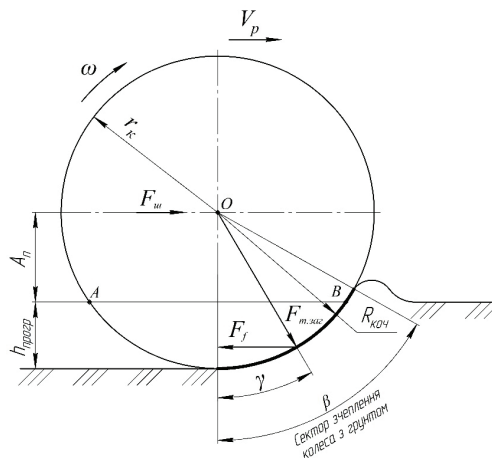


Рис. 5. Схема взаємодії колеса пасивного типу з ґрунтом при робочій швидкості руху $V_{@} > 0$ км/год

За умови руху енергетичного засобу сектор зчеплення колеса з ґрунтом описується кутом β (рис. 5). Під час руху енергетичного засобу сектор зчеплення колеса з ґрунтом зміщується у напрямку руху. Даний рух утворює перед колесом певний валок ґрунту, що також має вплив на зміну сили опору перекочування F_f . Величина валка має певну залежність з робочою швидкістю енергетичного засобу. Слід зазначити, що зі збільшенням робочої швидкості руху енергетичного засобу зменшується сектор зчеплення колеса з ґрунтом.

Результати. Для підтвердження правильності побудови вищенаведених схем (рис. 4, 5), нами було

проведено експериментальне дослідження основних параметрів взаємодії передніх та задніх коліс трактора з ґрунтом. При цьому основними параметрами є робоча швидкість руху $V_p = 0$ км/год та розміщення трактора на твердому ґрунті (ґрунтова дорога). Відповідно до вищенаведеної схеми (рис. 4) було виконано заміри, які зображено на фото (рис. 6).

Для проведення замірів на початковому етапі виконано зважування кожної осі трактора окремо, замір параметрів коліс (діаметр та ширини), а також визначення тиску у камері шини. Всі одержані результати вимірювання зведено до таблиці 1.

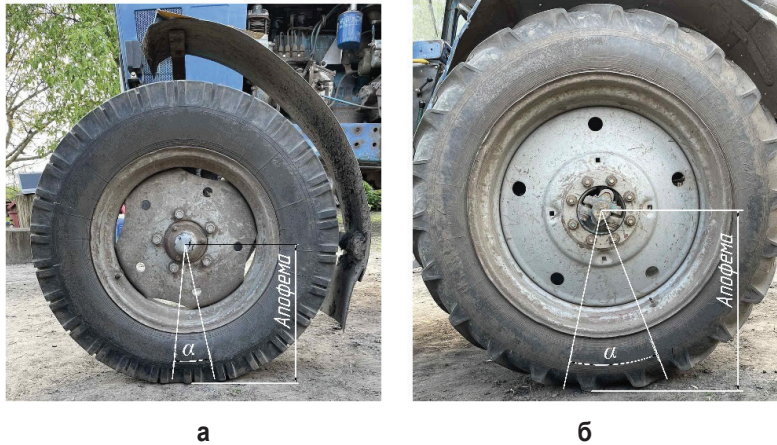


Рис. 6. Визначення основних параметрів взаємодії коліс трактора з твердим ґрунтом (ґрунтова дорога): а – переднє колесо трактора; б – заднє колесо трактора

Таблиця 1

Результати вимірювання параметрів взаємодії коліс трактора з ґрунтом

Показник	Переднє колесо	Заднє колесо
Маса трактора на кожній осі, кг	1120	2100
Тиск в шині, бар	2,5	1,5
Діаметр колеса, см	93,0*	157,5*
Ширина колеса, см	23,4*	400*
Апофема, см	43,5	75,8
Глибина прогрузання колеса в ґрунт, см	0	0
Кут α , град	18	34

*Значення взято з технічної характеристики нової шини.

Відповідно до отриманих даних встановлено, що на твердому ґрунті повністю відсутнє занурення коліс у ґрунт, а отже кут α в даному випадку описує величину нормальної деформації шини. Також необхідно зауважити, що нормальна деформація шин спостерігається і в різниці між величиною апофеми та вільним радіусом коліс. Кут α також є однією з характеристик плями контакту, що утворюється під переднім та заднім колесом трактора. Дані дослідження враховано при формуванні методики.

Виходячи з вищевикладеного пропонується виконати опис методики для нерухомого пасивного колеса енергетичного засобу та з врахуванням основних особливостей виконати такий же опис методики рухомого пасивного колеса.

Попередньо для аналізу обрано наступні вихідні дані:

- твердість ґрунту – T , Па;
- масу енергетичного засобу – m , кг;
- діаметр колеса – D , см;
- ширину шини – B , см;
- коефіцієнт ребристості шини – $k_{реб}$;
- коефіцієнт зминання шини – $k_{зм}$;
- кількість коліс в складі енергетичного засобу – n , шт.;
- робочу швидкість руху енергетичного засобу – V_p , км/год.

Проведені польові дослідження показують, що необхідною умовою правильності методики є необхідність закладання саме цих вихідних даних, а в подальших

дослідженнях пропонується вводити додаткові дані впливу на досліджуваний коефіцієнт опору перекочування f .

Початковим етапом розрахунків є необхідність визначення плями контакту для всього енергетичного засобу:

$$S_{к.м.} = \frac{m}{T} \cdot (1 + k_{зм}), \text{см}^2, \quad (1)$$

де m – маса енергетичного засобу, кг; T – твердість ґрунту, Па; $k_{зм}$ – коефіцієнт змінання шини.

Дослідження коефіцієнта опору перекочування f базувались на визначенні плями контакту одного колеса енергетичного засобу:

$$S_{к.к.} = \frac{S_{к.м.}}{n}, \text{см}^2, \quad (2)$$

де n – кількість коліс енергетичного засобу, шт.

Знаючи площу контакту колеса енергетичного засобу проведено аналіз основних показників взаємодії колеса з ґрунтом за умови нерухомого енергетичного засобу відповідно до рис. 4.

Початковим параметром розрахунку є довжина дуги сектора зчеплення колеса з ґрунтом, що можна знайти з виразу:

$$l_{дуги} = \frac{S_{к.к.}}{B} \cdot (1 + k_{реб}), \text{см}, \quad (3)$$

де B – ширина шини, см; $k_{реб}$ – коефіцієнт ребристості шини.

Довжина кола колеса енергетичного засобу становить:

$$L_{кола} = 3,14 \cdot D, \text{см}, \quad (4)$$

де D – діаметр колеса, см.

Кут α характеризує сектор зчеплення колеса з ґрунтом і визначається з рівняння:

$$\alpha = \frac{l_{дуги}}{L_{кола}} \cdot 360, \text{рад}. \quad (5)$$

У залежності від агрофону і типу колісного рушія його прогрузання у ґрунт має різне значення. Апофема – віддаль від центра колеса до поверхні ґрунту. Апофема це показник, який показує ступінь занурення рушія в ґрунт. Апофема описується наступним виразом:

$$A_n = \frac{D \cdot 100}{2} \cdot \cos \frac{\alpha}{2}, \text{см}. \quad (6)$$

Відповідно до отриманого значення апофемі можна визначити значення глибини прогрузання колеса у ґрунт:

$$h_{прогр} = \frac{D}{2} - A_n, \text{см}. \quad (7)$$

Отриманні вирази у повній мірі описують основні параметри колеса за умови нерухомого колісного рушія (рис. 4). Ґрунтуючись на отриманих даних проведено розрахунки, для руху колеса енергетичного засобу.

Необхідно зазначити, що у випадку руху пасивного колеса енергетичного засобу, сектор зчеплення колеса з ґрунтом зміщується в бік напрямку руху. При цьому це зміщення характеризується кутом γ (рис. 5), а сектор характеризується кутом β :

$$\beta = \alpha \cdot (0,000154 \cdot V_p^2 - 0,02217 \cdot V_p + 0,9989), \text{рад}. \quad (8)$$

Значення кута β , дозволяє визначити силу опору перекочуванню:

$$F_f = \frac{m \cdot \tan \frac{\beta}{6}}{100}, \text{кН}. \quad (9)$$

Знаючи силу опору перекочуванню F_f , можна визначити коефіцієнт опору перекочування f колеса з рівняння:

$$f = \frac{F_f \cdot 100}{m}. \quad (10)$$

Виходячи з вищенаведеного отримуємо вираз для визначення кута відхилення дуги γ :

$$\gamma = \arcsin f \cdot 57,3, \text{град}. \quad (11)$$

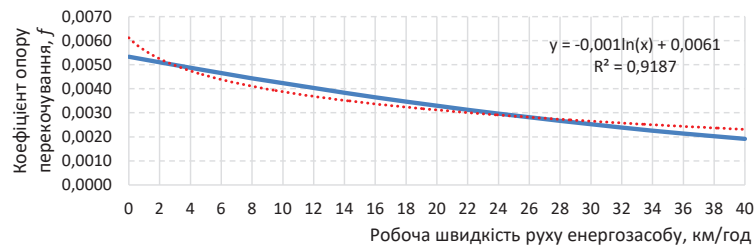
Отримана методика дає можливість провести характеристику руху пасивного колеса енергетичного засобу з визначенням його основних параметрів взаємодії з агрофоном. Виходячи з отриманої методики маємо взаємодію параметрів між пасивним колесом при нерухомому енергетичному засобі та відповідно пасивним колесом за умови руху. А отже необхідною умовою аналізу руху колеса енергетичного засобу є визначення його попередніх параметрів на нерухомому енергетичному засобі.

За запропонованою вище методикою взаємодії колеса з агрофоном створено програму в табличному редакторі MS Excel, що дозволяє проводити розрахунки відповідно до попередніх вихідних даних. Для підтвердження ефективності розробленої методики проведено розрахунки та побудовано криві різних залежностей зміни коефіцієнту опору перекочування від основних параметрів енергетичного засобу (рис. 7).

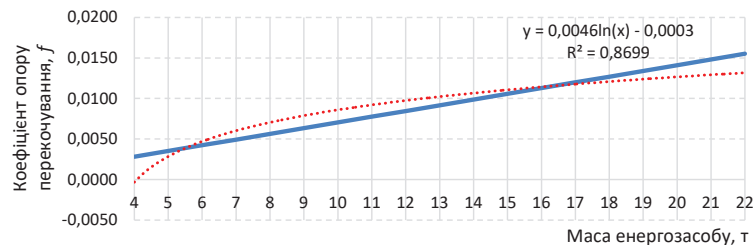
Для проведення розрахунків сталими обрано наступні показники: твердість ґрунту $T = 10 \text{ Па}$; коефіцієнт ребристості $k_{реб} = 0,4$; коефіцієнт змінання колеса $k_{зм} = 0,05$; кількість коліс енергетичного засобу $n = 4 \text{ ум}$. Всі інші параметри змінювались для отримання кривих залежностей.

Для розрахунку залежності коефіцієнту опору перекочування від маси енергетичного засобу, та параметру колеса (діаметру та ширини) робочу швидкість приймалась рівною $V_p = 10 \text{ км/год}$. Для визначення залежності коефіцієнту опору перекочування від робочої швидкості (рис. 7, а) величина робочої швидкості обиралась починаючи з нерухомого енергетичного засобу і аналізувалась до максимально можливої величина на транспортних роботах.

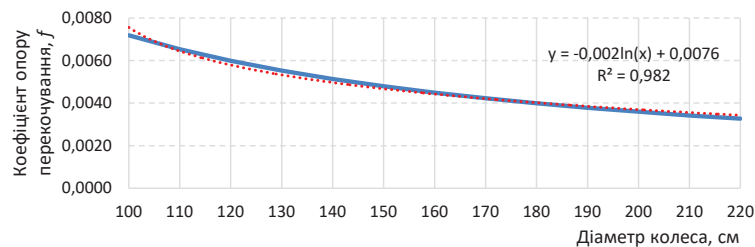
Відповідно до отриманих результатів розрахунків можна сказати, що зі зміною робочої швидкості руху від



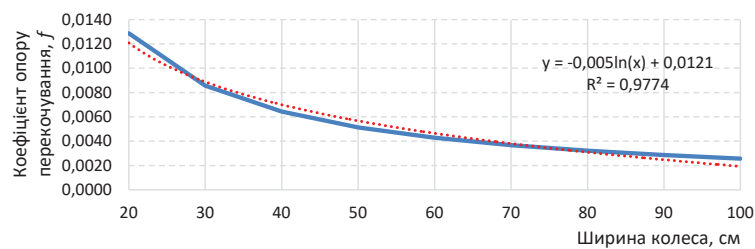
а



б



в



г

Рис. 7. Графіки залежності коефіцієнта опору перекочування f від параметрів енергетичного засобу: а – від зміни робочої швидкості руху; б – від зміни маси; в – від зміни діаметру колеса; г – від зміни ширини шини

0 до 40 км/год (рис. 7, а) коефіцієнт опору перекочування зменшується на 64 %. Зазначимо, що при розрахунках кут β , що описує сектор зчеплення, також спостерігається зменшення на 64 %. Тобто між робочою швидкістю та кутом β спостерігається пряма залежність.

Інша ситуація спостерігається при збільшенні маси агрегату (рис. 7, б), де коефіцієнт опору перекочуванню зростає більш ніж на 81 % при зміні маси від 4 до 22 т. Подібним чином змінюються і інші параметри.

Збільшення діаметру (рис. 7, в) та ширини (рис. 7, г) колісного рушія призводить до зменшення коефіцієнта опору перекочування. Зазначимо, що збільшення діаметру колеса з 100 до 220 см призводить до зменшення коефіцієнта опору перекочування на 54,5 %. При цьому

збільшення ширини колісного рушія з 20 до 100 см призводить до зменшення коефіцієнта опору перекочування на 80 %. А отже ширина колісного рушія в більшій мірі впливає на зменшення коефіцієнта опору перекочуванню ніж діаметр колеса.

Обговорення. Отримані залежності зміни коефіцієнта опору перекочування дають можливість виокремити параметри, що мають найбільший вплив на даний коефіцієнт та підібрати найбільш ефективні параметри коліс та енергетичного засобу в цілому. В кінцевому результаті за даними параметрами бажано підібрати параметри коліс енергетичного засобу, що є найбільш ефективними в заданих польових умовах (Rebrov O. Іu., 2021).

Необхідно зазначити, що дані криві на сьогоднішній момент часу є відомими, а отже отримана методика підтверджує свою ефективність в розрахунках коефіцієнту опору перекочування f .

Висновки. Виходячи з проведених досліджень та отриманих результатів встановлено, що запропонована методика повністю відповідає поставленим вимогам. Отримані залежності дають можливості виконувати підбір необхідних параметрів для зменшення коефіцієнту опору перекочуванню (пасивні і активні) чи збільшення (реактивні) колеса енергетичного засобу при виконанні технологічних операцій.

При цьому слід зазначити, що певні параметри колісного рушія енергетичного засобу мають значний вплив на зміну коефіцієнта опору перекочування. Таким параметром є ширина колісного рушія. Інші параметри прогнозовано змінюються лінійно.

Так підтверджено, що зміна робочої швидкості веде до зменшення коефіцієнту опору перекочування.

Коефіцієнт опору перекочування енергетичного засобу на транспортних роботах зі швидкістю 40 км/год зменшується на 64 % порівняно з нерухомим. При цьому зміна маси призводить до значного приросту коефіцієнту опору перекочування.

Необхідно також зазначити, що зміна діаметру та ширини колеса також впливає на опір перекочування. Збільшення діаметру колеса з 100 до 220 см зменшує опір перекочування майже на 55 %, а збільшення ширини з 20 до 100 см зменшує опір перекочування на 80 %. Такі залежності характеристики колеса та коефіцієнта опору перекочуванню дають змогу визначити параметри що мають більший вплив на показники роботи енергетичного засобу чи аграрної машини.

Подальшими дослідженнями планується визначення впливу шин на показники пружності з врахуванням особливостей розміщення ґрунтозачепів шини.

Бібліографічні посилання:

1. Adamchuk V. V., Bulhakov V. M., Nadykto V. T., Kriuchev V. M. (2017) Teoretychne obhruntuvannia tyrazhu kolisnykh silskohospodarskykh traktoriv dlia Ukrainy [Theoretical priming of the type of wheeled agricultural tractors for Ukraine]. Tavria State Agrotechnological University. Visnyk ahrarynoi nauky. No 1. P. 43–47. (in Ukrainian)
2. Kupchuk V. I., Ivanina V. V., Nesterov H. I. ta in. (2010) Grunty Ukrainy: vlastyvoli, henezys, menedzhment rodiuchosti. [Lands of Ukraine: power, genesis, management of family power]. Kondor, Kyiv. 414 p. (in Ukrainian)
3. Lebedev A. T., Artemov M. P. (2013) Obgruntuvannia efektyvnosti vykorystannia gruntoobrobnykh mashynno-traktoynykh ahrehativ modeliuvanniam partialnykh pryskoren [Rationalization of the effectiveness of the use of soil tillage machinetractor units by modeling partial]. Leonid Pogorilyy Ukrainian Scientific Research Institute. Collection of scientific papers. Vol. 17(31). P. 280–293. (in Ukrainian)
4. Lebediev A. T., Kalinin Ye. I., Shuliak M. L. (2015) Opir perekochuvannia koleasa, shcho pratsiuie z buksuvanniam. [Rolling resistance of a wheel operating with skidding]. Zbirnyk naukovykh statei Lutskoho NTU. Silskohospodarski mashyny. Vol. 32. P. 109–115. (in Ukrainian)
5. Lebediev S. (2016) Pidvyshchennia ahroekolohichnykh yakosti silskohospodarskykh kolisnykh traktoriv. [Improvement of agro-ecological qualities of agricultural wheeled tractors]. Tekhnika i tekhnolohii APK. №1. P. 16–21. (in Ukrainian)
6. Petrov L. M. (2009) Teoriia kolisnogo rushiia dlia vazhkykh umov ekspluatatsii. [The theory of a wheel drive for severe operating conditions] / Odesa. Ahraryni visnyk prychnomoria. №48. P. 33–40. (in Ukrainian)
7. Rebrov O. Iu. (2021) Vybir parametriv shyn silskohospodarskykh traktoriv. Selection of agricultural tractor tire parameters]. Vydavets: O. A. Miroshnychenko. Kharkiv. 304 p. (in Ukrainian)
8. Rebrov O. I. u., Pavlii V. V. (2015) Identyfikatsiia parametriv silskohospodarskykh traktoynykh shyn. [Identification of parameters of agricultural tractor tires]. Informatsiini tekhnolohii: nauka, tekhnika, tekhnolohiia, osvita, zdorovia: KhKhIII mizhnar. naukovo-praktych. konf. MicroCAD-2015. Kharkiv. P. 114–121. (in Ukrainian)
9. Shuliak M. L. (2014) Pidvyshchennia efektyvnosti ekspluatatsii enerhonasychenoho traktora v ahrehati z silskohospodarskoiu mashynoiu zminnoi masy [Increasing the efficiency of operation of an energy tractor in a unit with an agricultural machine of variable mass]. Kharkiv : Bulletin of the KhNTUSG, Vol. 148. P. 280–286. (in Ukrainian)

Chepizhnyi A. V., Ph.D, Associate Professor, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

Zubko V. M., Doctor of Technical Sciences, Professor, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

Kovalenko V. E., Graduate Student, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

Shutko V. V., Graduate Student, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

Determination of the overflow resistance coefficient of modern agricultural techniques on different agrophones

The article presents a methodology that allows you to determine the coefficient of rolling resistance under the condition of changing various parameters of the energy source and agricultural machinery, taking into account the conditions of their operation. Today, a large number of studies are being conducted related to soil compaction by wheel loaders and further determination of ways of its reduction. At the same time, the calculation methods take into account the coefficients of resistance to rolling, which were determined quite a long time ago and for outdated wheeled equipment. Trends in the development of power tools and agricultural machinery lead to significant changes in the wheel drive, and therefore in the parameters of their interaction with the agricultural background. It should be noted that the characteristics of agrophones have also changed over the years under the influence of various factors. As a result, the listed rolling resistance coefficients need to be updated in accordance with the modern conditions of agricultural fields and modern energy means and agricultural machinery. The methodology incorporates the feature of a wheel that deforms when interacting with a deforming soil. That is, the deformation conditions of the wheel tire and the deformation characteristics of different types of agrophones are taken into account.

A necessary condition for the analysis of the rolling resistance coefficient is the method of its determination. All existing studies are based on the primary determination of the tire contact patch depending on its design parameters. When analyzing the coefficient of rolling resistance, it is necessary to take into account the maximum number of parameters of agricultural machinery, agricultural background and others. But the main condition is the initial division of wheels into three types: passive, active, reactive. The interaction of each of these types of wheels has its own differences that affect the value of the rolling resistance coefficient of the wheel. The total rolling resistance coefficient of the unit will actually consist of all types of wheels.

In this work, we have analyzed and presented a technique for a passive type of wheel of an energy vehicle or agricultural machinery. The obtained data of the rolling resistance coefficient confirm the already existing dependencies, and therefore the proposed method is effective. The proposed method of determining the coefficient of rolling resistance makes it possible to find its necessary value for production conditions.

Key words: *driver, rolling resistance, agrophone, soil hardness, tire, machine weight, apothem, wheel diameter, wheel width, crumple factor.*