

УДК 621.879
UDK 621.879

DOI:10.33744/0365-8171-2025-117.1-221-231

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ УМОВ РОБОТИ ГУСЕНИЧНИХ ЗЕМЛЕРИЙНИХ МАШИН ЗА
НАЯВНОСТІ БІЧНИХ СИЛ В ЗОНІ КОНТАКТУ РУШІЇВ З ОПОРНОЮ ПОВЕРХНЕЮ**

**ENSURING OPERATING CONDITIONS OF TRACKED EARTHMOVING MACHINES
UNDER THE INFLUENCE OF LATERAL FORCES IN THE CONTACT ZONE OF TRACK
DRIVES WITH THE SUPPORTING SURFACE**



Мусійко Володимир Данилович, доктор технічних наук, професор, Національний транспортний університет, завідувач кафедри інженерії машин транспортного будівництва, e-mail: musvd48@gmail.com, тел.: +380501040262,

<https://orcid.org/0000-0001-9983-3296>



Коваль Андрій Борисович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри інженерії машин транспортного будівництва, e-mail: kandr6104@gmail.com, тел.: +380500240894,

<https://orcid.org/0000-0003-1295-8200>



Ніколаєнко Володимир Анатолійович, кандидат технічних наук, доцент, Національний транспортний університет, доцент кафедри інженерії машин транспортного будівництва, e-mail: vanikolaienko@ukr.net, тел.: +3806797861172,

<https://orcid.org/0000-0003-3983-0434>



Пасенко Юрій Васильович, аспірант кафедри інженерії машин транспортного будівництва, Національний транспортний університет, Київ, Україна, e-mail: 280bar@gmail.com, тел.: +380675022751,

<https://orcid.org/0000-0002-2986-8781>



Дубінін Максим Сергійович, аспірант кафедри інженерії машин транспортного будівництва, Національний транспортний університет, Київ, Україна e-mail: maxmk1989@gmail.com, тел.: +380678203604,

<https://orcid.org/0009-0009-2140-5131>

Анотація: В статті розглянуто питання забезпечення умов стабільної роботи землерийних машин безперервної дії та машин іншого технологічного призначення за умови дії на них поперечних сил в зоні контакту гусеничного рушія з опорною поверхнею. Вказана ситуація цілком можлива, насамперед, під час роботи землерийних машин на ґрунтових майданчиках складного рельєфу. Крім того, робота траншейно-котлованих машин в режимі віяльно-поступальної подачі робочого органа на ґрунт забою також пов'язана з дією на машину поперечних сил.

Комплексна задача забезпечення виключення сповзання землерийних машин під дією бічних сил за умови їх роботи як на горизонтальних ґрунтових майданчиках, так і на косогорах потребує першочергового її вирішення аналітичним шляхом. Сповзання машин, що працюють в режимі повороту може бути усунено шляхом виключення буксування менш навантаженої гусениці в процесі переміщення машини.

В роботі складено розрахункову схему, приведено залежності для визначення поздовжньої і поперечної сил що діють на гусеничний рушій, моменту опору повороту машини, що викликають зміщення полюса повороту гусеничного ланцюга, який лежить на ґрунті. Вказано, що для визначення допустимого значення поперечної сили, дія якої виключає бічне зміщення гусениці в напрямі дії вказаної сили, необхідно визначити допустиму комбінацію дії поздовжньої і поперечної сил на гусеничний рушій та, відповідно, момент опору повороту. Можливий поворот нижньої гілки гусениці під час сповзання машини відбувається навколо центру повороту машини, що не співпадає з центром опорної поверхні гусениці. Розкрито кінематику руху гусениці під час сповзання машини, визначено сили, що діють на гусеницю в цьому випадку. Виконано розрахунки та підтверджено залежність силових характеристик взаємодії гусеничного рушія з опорною поверхнею за умови зміни координат центра повороту машини.

Ключові слова: землерийна машина, ґрунт, косогір, поперечна сила, сповзання, центр повороту, центр опорної поверхні, гусениця, коефіцієнт зміни

Вступ. Землерийні машини, в тому числі землерийні машини безперервної дії, мають стабільно виконувати земляні роботи в різних умовах, які обумовлюються станом опорної ґрунтової поверхні, на якій працює машина, та рельєфом цієї поверхні. Особливими умовами роботи машин слід вважати їх роботу на косогорах, що викликає однозначну дію на машину поперечних сил, які спонукають втрату курсової стійкості та навіть керованості машини. Технології будівництва протяжних транспортних комунікацій (ліній зв'язку, трубопроводів, дренажних систем) передбачають їх прокладання як в різних ґрунтових умовах, так і на місцевості різного рельєфу. Траси прокладки трубопроводів, наприклад, мають в повній мірі відповідати проектним вимогам, забезпечувати реалізацію яких буває складно, особливо під час копання траншей на косогорах в ґрунтах зі слабкою несучою здатністю. В результаті підвищується вірогідність сповзання машин по косогору. В таких випадках забезпечення стійкості та високопродуктивної роботи машин є першочерговою задачею, що потребує свого вирішення.

Аналіз результатів досліджень і публікацій. Умовам роботи гусеничного рушія тракторів та землерийних машин безперервної дії, методикам визначення параметрів рушія присвячено чимало робіт. Практичні рекомендації [1, 2] дозволяють вибрати тип підвіски, визначити основні геометричні параметри траків, ведучого та напрямного коліс. Аналіз конструкції підвісок гусеничних машин для визначення прохідності машин [3] та оціночні параметри гусеничного ланцюга з металевими та гумометалевими шарнірами забезпечують адекватність методик їх розрахунків. Залежність прохідності гусеничних машин від параметрів траків та кількості опорних котків розглянуто в роботі [4].

В роботі [5] проаналізовано вплив конструктивних параметрів гусеничного рушія на експлуатаційні та екологічні параметри тракторів загального призначення. Складена математична модель динаміки гусеничного рушія та його впливу на опорну поверхню.

Проблему руху гусеничного трактора в горбистих та гірських районах розглянуто [6] з точки зору підвищення рівня автоматизації системи вирівнювання.

В роботі [7] запропоновано методику розрахунку, яка дає змогу оцінити вплив попереднього натягу гусениці на основні характеристики статичного положення корпусу гусеничної машини. Показано, що керування зусиллям попереднього натягу суттєво впливає на параметри, які визначають енергоефективність гусеничного рушія, і цей вплив можна оцінити розрахунковим шляхом.

Дослідження впливу на ефективність роботи гусеничної машини таких чинників, як крок гусеничного обводу, жорсткість гусеничного рушія на розтягування, кутова жорсткість повороту двох сусідніх траків, зниження кроку гусеничного ланцюга, зменшення жорсткості гусениці на розтягування [8, 9] проводились без урахування додаткових збурень від зовнішніх сил.

Мета дослідження: визначення умов та шляхів забезпечення стійкості роботи гусеничних землерийних машин безперервної дії під час дії на них поперечних сил.

Основна частина.

Під час руху гусеничної машини на неї можуть діяти поперечні горизонтальні сили, що виникають за умови її переміщення на косогорі, у разі опирання на неї інших машин, що працюють спільно з аналізованою в технологічному комплексі, а також під час роботи машини в режимі повороту.

Наявність дії на машину горизонтальних поперечних сил обумовлює виникнення таких особливостей взаємодії гусениць з ґрунтами:

- траєкторія руху машини відрізняється від прямолінійної;
- під час повороту машини виникає небезпека сповзання її у бік дії поперечної сили;
- поперечна сила, прикладена на певній висоті від опорної поверхні гусениці призводить до неоднакових вертикальних навантажень на гусениці – довантажується гусениця, у бік якої прикладена поперечна сила, і розвантажується інша гусениця. Це може призвести до повного буксування менш навантаженої гусениці під час повороту машини.

Сповзання машини та повне буксування її менш навантаженої гусениці неприпустимо. Відхилення траєкторії руху машини від прямолінійного небажано.

У зв'язку з цим виникає необхідність вирішення наступних завдань:

- визначення розрахунковим шляхом (на стадії проектування) геометричних і силових параметрів машини та умов її руху, що виключають сповзання машини у бік дії поперечних сил;
- визначення ступеня відхилення вектора руху машини від прямолінійного напрямку руху, тобто визначення розрахунковим шляхом радіусу траєкторії переміщення машини під час дії поперечних сил;
- визначення розрахунковим шляхом (на стадії проектування) умов, за яких неможливий рух машини через буксування менш навантаженої гусениці.

Розглянемо шляхи вирішення цих завдань.

Під час повороту машини сили опору повороту і сили, що долають момент опору повороту, виникають внаслідок дії сил тертя гусениць по ґрунту.

Розглянемо дію на одиночну гусеницю сил у площині її опирання на ґрунт за умови руху по криволінійній траєкторії руху. Схему дії сил показано на рис. 1.

Діючи на одну із гусениць поздовжня S і поперечна P сили та момент опору повороту M_c викликають поздовжнє l і поперечне v зміщення полюса повороту частини гусеничного ланцюга, що лежить на ґрунті. Кожному поєднанню величин l і v відповідають певні значення S , P і M . Тому для визначення допустимого значення поперечної сили необхідно знайти такі значення S , P і M , за яких забезпечується відсутність бічного зміщення гусениці у бік дії поперечної сили. Для вирішення цього завдання, насамперед, необхідно знайти S , P і M , як функції від величин l і v .

Виберемо вісь координат OY вздовж поздовжньої осі гусениці, OX – перпендикулярно OY . Початок координат – у центрі опорної поверхні гусениць, (див. рис. 1).

У загальному випадку поворот нижньої гілки гусениці відбувається навколо полюса повороту O , зміщеного від центру опорної поверхні гусениці. Координати полюса повороту – в поздовжньому напрямку (осі OY) – l , в поперечному напрямку (вздовж осі OX) – v . Сила тертя dF гусениці по опорній

поверхні спрямована проти швидкості V_r руху елементарної ділянки гусениці щодо поверхні ґрунту. Розмір її дорівнює

$$dF = \mu dQ,$$

де $dQ = q dv$ – вертикальне навантаження на аналізовану елементарну ділянку гусениці;

$q = Q/L$ – погонне навантаження гусениці на ґрунт;

Q – вертикальне навантаження на гусеницю.

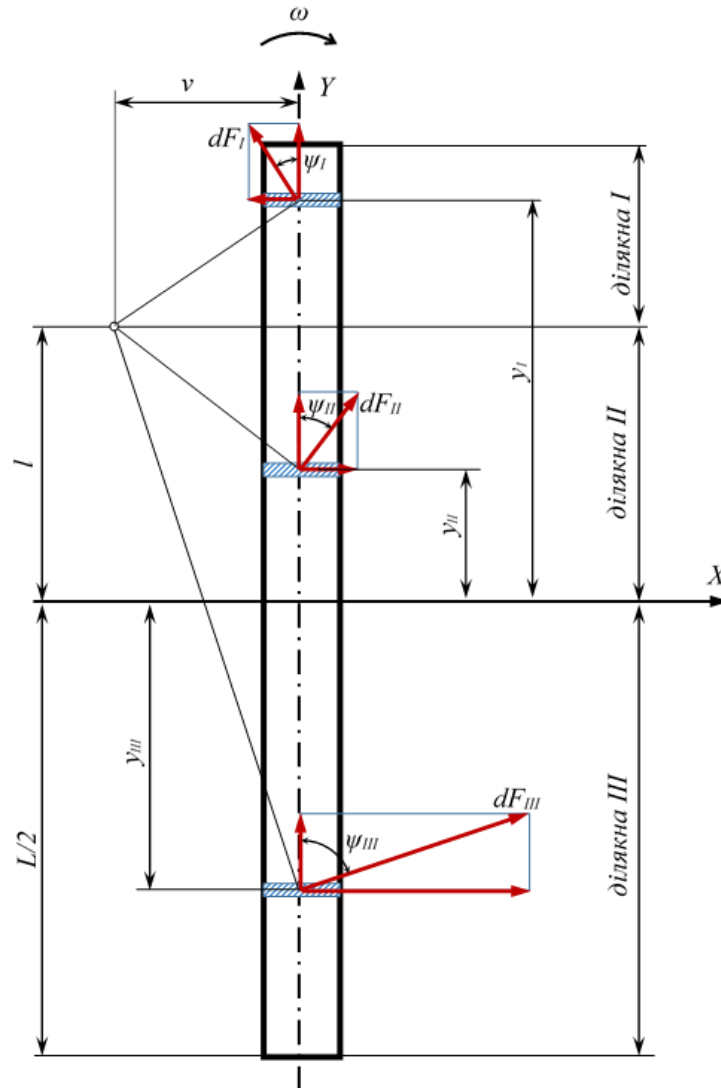


Рисунок 1 – Схема сил, які діють на гусеницю.

Figure 1 – Diagram of forces acting on the track.

Кут ψ між вектором абсолютної швидкості ділянки і поздовжньою віссю симетрії гусениці визначається залежностями:

$$\sin \psi = \frac{V_y}{V_r}; \cos \psi = \frac{V_x}{V_r}. \quad (1)$$

Швидкість ковзання ділянки по ґрунту визначається:

$$V_r = \omega \sqrt{(y-l)^2 + v^2}, \quad (2)$$

де ω – кутова швидкість повороту машини разом з гусеницею.

Складові V_x і V_y швидкості V_r рівні

$$V_x = \omega(y-l); \quad (3)$$

$$V_y = \omega v. \quad (4)$$

З урахуванням цих залежностей отримуємо:

$$\sin \psi = \frac{V_x}{V_r} = \frac{\omega(y-l)}{\omega \sqrt{(y-l)^2 + v^2}} = \frac{y-l}{\sqrt{(y-l)^2 + v^2}}; \quad (5)$$

$$\cos \psi = \frac{v}{\sqrt{(y-l)^2 + v^2}}. \quad (6)$$

Як відомо, система сил, що діють на тіло в площині, може бути приведена до головного вектора, прикладеного до будь-якої точки тіла та головного моменту. Систему сил, що діють з боку опорної поверхні ґрунту на гусеницю в площині опирання, приведемо до головного вектора F , прикладеного до центру опорної поверхні O та головного моменту M , щодо точки O , що є моментом опору повороту гусениці.

Головний вектор F розкладемо на дві складові – поперечну силу $F_x = P$, спрямовану по осі OX і поздовжню силу $F_y = S$ спрямовану по осі OY .

Для визначення зазначених сил і моменту дії сил розглянемо сили, що діють на елементарну ділянку гусениці.

Поперечна сила:

$$dF_x = \mu \frac{Q}{L_r} \sin \psi dy. \quad (7)$$

Поздовжня сила:

$$dF_y = \mu \frac{Q}{L_r} \cos \psi dy. \quad (8)$$

Момент дії сил тертя елементарної ділянки щодо центру опорної поверхні O :

$$dM = \mu \frac{Q_y}{L_r} \cos \varphi dy. \quad (9)$$

Сили F_x , F_y та момент визначаємо інтегруванням цих виразів у межах опорної поверхні гусениці.

Розділимо гусеницю на три ділянки (див. рис. 1). Розбивши її по довжині на $2N$ кінцевих відрізків, виконаємо чисельне інтегрування окремо для кожної з ділянок.

Тоді сила тяги визначиться за виразом:

$$S = \mu Q K_s, \quad (10)$$

де K_s – коефіцієнт зміни сили тяги в гусениці під час повороту машини.

$$K_s = K_{s1} + K_{s2} + K_{s3} , \quad (11)$$

де K_{s1} – коефіцієнт зміни сили тяги на I ділянці під час повороту:

$$K_{s1} = \frac{V}{2N} \left(\sum_L^N \frac{1}{\sqrt{V^2 + (i-L)^2}} \right); \quad (12)$$

K_{s2} – коефіцієнт зміни сили тяги на II ділянці під час повороту:

$$K_{s2} = \frac{V}{2N} \left(\sum_1^L \frac{1}{\sqrt{V^2 + (i-L)^2}} \right); \quad (13)$$

K_{s3} – коефіцієнт зміни сили тяги на III ділянці під час повороту:

$$K_{s3} = \frac{V}{2N} \left(\sum_{i=1}^N \frac{1}{\sqrt{V^2 + (i+L)^2}} \right). \quad (14)$$

Поздовжня сила:

$$P = \mu Q K_p, \quad (15)$$

де K_p – коефіцієнт зміни поперечної сили, що діє на гусеницю машини в процесі повороту.

$$K_p = -K_{p1} + K_{p2} + K_{p3} , \quad (16)$$

де K_{p1} – коефіцієнт зміни поперечної сили на I ділянці під час повороту:

$$K_{p1} = \frac{1}{2N} \left(\sum_L^N \frac{i-L}{\sqrt{V^2 + (i-L)^2}} \right); \quad (17)$$

K_{p2} – коефіцієнт зміни поперечної сили на II ділянці під час повороту:

$$K_{p2} = \frac{1}{2N} \left(\sum_1^L \frac{i-L}{\sqrt{V^2 + (i-L)^2}} \right); \quad (18)$$

K_{p3} – коефіцієнт зміни поперечної сили на III ділянці під час повороту:

$$K_{p3} = \frac{1}{2N} \left(\sum_1^N \frac{i+L}{\sqrt{V^2 + (i+L)^2}} \right). \quad (19)$$

Момент опору повороту

$$M = \mu \frac{QL_r}{4B} K_M, \quad (20)$$

де K_M – коефіцієнт зміни моменту опору повороту гусениці в процесі повороту гусениці на опорній поверхні.

$$K_M = K_{M1} - K_{M2} + K_{M3}, \quad (21)$$

де K_{M1} – коефіцієнт зміни моменту опору повороту на першій ділянці під час повороту:

$$K_{M1} = \frac{1}{2\sum i} \left(\sum_L^N \frac{(i-L)i}{\sqrt{V^2 + (i-L)^2}} \right); \quad (22)$$

K_{M2} – коефіцієнт зміни моменту опору повороту на II ділянці під час повороту:

$$K_{M2} = \frac{1}{2\sum_1^N i} \left(\sum_1^L \frac{(i-L)i}{\sqrt{V^2 + (i-L)^2}} \right); \quad (23)$$

K_{M3} – коефіцієнт зміни моменту опору повороту на III ділянці під час повороту:

$$K_{M3} = \frac{1}{2\sum_1^N i} \left(\sum_1^N \frac{(i-L)i}{\sqrt{V^2 + (i-L)^2}} \right). \quad (24)$$

В усіх залежностях відносні (у частинах) величини зміщення полюсу повороту машини у вибраній системі координат визначаються за формулами:

$$L = \frac{2Nl}{L_r}; \quad v = \frac{2NV}{L_r}. \quad (25)$$

Результати обчислень за наведеними формулами подано на рис. 2, 3, 4.

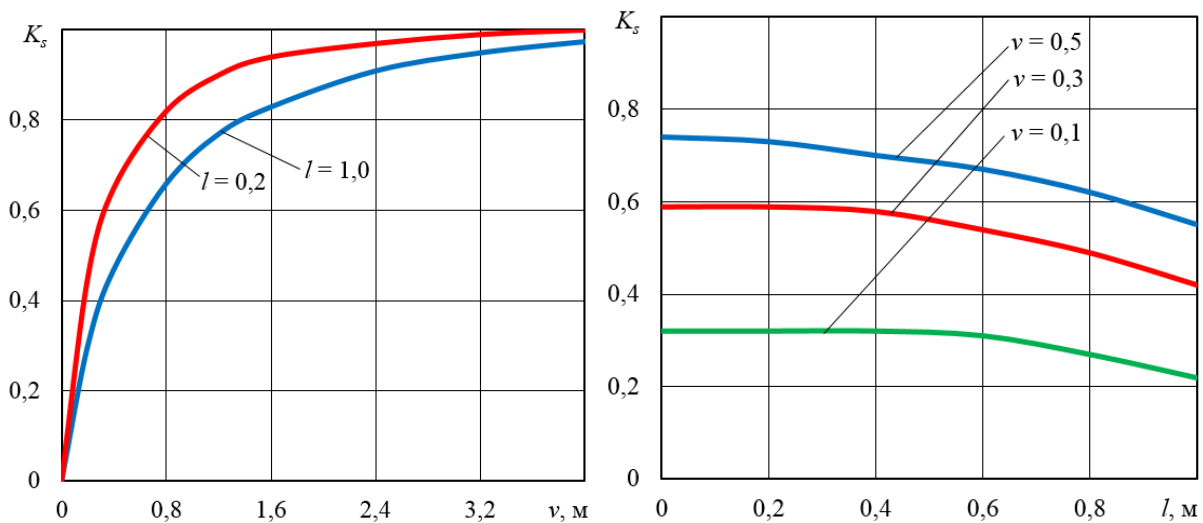


Рисунок 2 – Залежність K_s від зміщення полюса повороту гусениці
а – від поперечного; б – від поздовжнього зміщення полюса повороту

Figure 2 – Dependence of K_s on the displacement of the track turning pole:
a – due to lateral displacement; b – due to longitudinal displacement of the turning pole

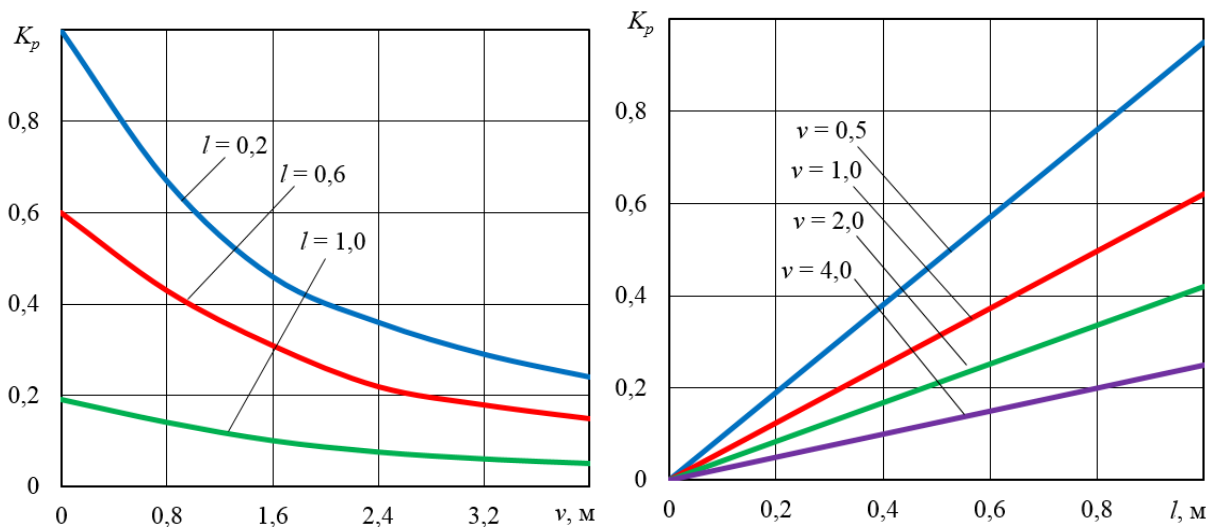


Рисунок 3 – Залежність K_p від зміщення полюса повороту гусениці

а – від поперечного; б – від поздовжнього зміщення полюса

Figure 3 – Dependence of K_p on the displacement of the track turning pole:

а – due to lateral displacement; б – due to longitudinal displacement of the turning pole

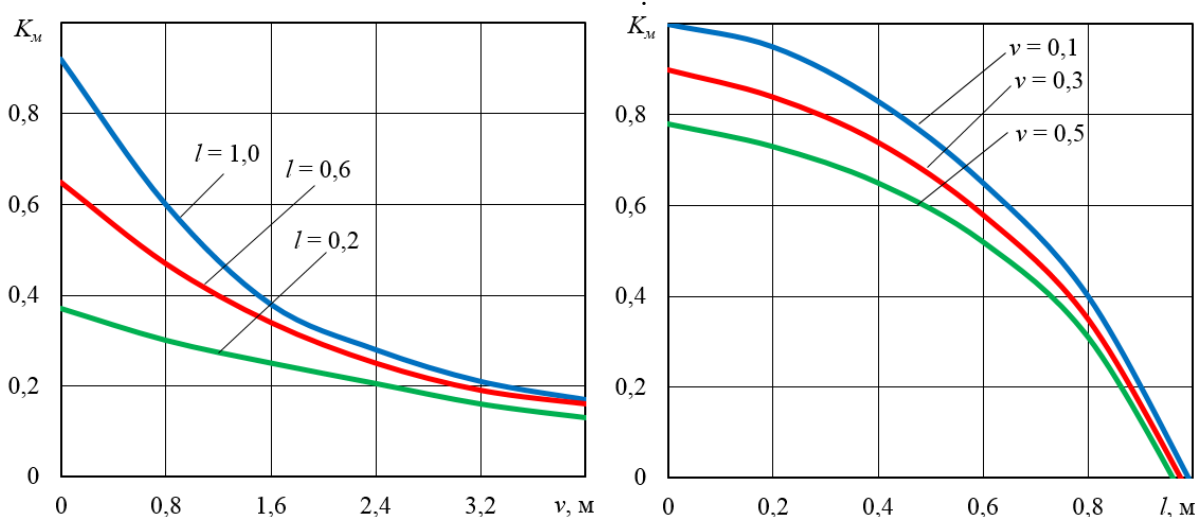


Рисунок 4 – Залежність K_M від зміщення полюса повороту гусениці

а – від поперечного; б – від поздовжнього зміщення полюса повороту

Figure 4 – Dependence of K_M on the displacement of the track turning pole:

а – due to lateral displacement; б – due to longitudinal displacement of the turning pole

Виконані розрахунки підтверджують суттєві зміни характеристик силової взаємодії гусениці (сили тяги T , поперечної сили P та моменту опору повороту M) з опорною поверхнею ґрунту за умови повороту машини на ґрунтовій поверхні. Маючи на увазі, що поворот машини однозначно пов'язаний зі зміною координат центру повороту машини встановлено факт та величину зміни кожного з силових параметрів в процесі зміни вказаних координат. Для простоти сприйняття отриманих результатів нами введено поняття коефіцієнтів зміни величини сили тяги T , бічної сили P та моменту опору повороту M від початку повороту до його закінчення.

Встановлена нелінійність зміни кожного з зазначених параметрів в процесі зміни координат полюсу повороту. Найбільш суттєво в процесі повороту змінюється сила тяги T в гусениці та момент опору повороту M , причому це більш характерно для координати поздовжнього зміщення центра повороту. Як правило, в процесі повороту машини поздовжня координата зміщення центру повороту змінюється в межах від нуля до 1 метра, поперечна координата може зміщуватись на величину до 4 метрів. В процесі повороту сила тяги T в гусениці може збільшуватись з моменту початку повороту в 1,8...2 рази. Поперечна сила P максимальне значення має на початку повороту і може зменшуватись під час повороту на 20...80%, до тогож величина зменшення тим більша, чим більшою є величина поздовжнього зміщення.

Таким чином встановлена необхідність урахування в процесі виконання тягових розрахунків землерийних машин зміну характеристик силового навантаження гусениць в режимі повороту машини. Величина цього збільшення може бути подвійною, порівняно з характеристиками силового навантаження гусениць під час прямолінійного руху машини. Отримані і приведені на графіках характеристики силового навантаження гусениць в зоні контакту з опорною поверхнею забезпечують збереження стійкості машини під дією поперечних сил. Отримані результати мають бути підтверджені експериментально.

Висновки та рекомендації

1. Складено розрахункову схему та встановлено умови стабільної роботи землерийної машини під час дії на машину поперечних сил наприклад під час роботи на косогорі.
2. Отримані аналітичні залежності розрахунку поздовжніх та поперечних сил і моментів опору цих сил повороту машини під час роботи на косогорі дозволяють визначити умови збереження стійкості машини під дією поперечних сил.
3. Розрахунковим шляхом визначено умови збереження стійкості машини (виключення її сповзання при роботі на косогорі) в режимі повороту при зміні координат центру повороту машини.

Перелік посилань

1. Налобіна О. О., Голотюк М. В., Бундза О. З., Серілко Д. Л., Гавриш В. С. Дослідження експлуатаційних властивостей машин і обладнання : навч. посіб. Рівне, 2023. 414 с.
2. Білик Б.В., Адамовський М.Г. Проектування самохідних лісових машин: Вибір параметрів, компонування і тяговий розрахунок: навч. посіб. Львів, 2004. 160 с.
3. Калінін Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегата з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини. Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. Харків, 2015. Вип. 156. С. 327-334.
4. Дранішніков О. Огляд і сучасні удосконалення гусеничного рушія. Новини агротехніки. Київ, 2004. № 5, с. 24-28.
5. Є.І. Калінін, І.В. Колеснік, В.М. Колодненко Аналіз впливу величини питомого тиску на опір руху самохідних гусеничних машин з гладкими траками. Вісник НТУ «ХПІ». Серія Автомобіле- та тракторобудування. Харків, 2022. Вип. 1. С. 44-52. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.1.06.
6. Xiaohu CHEN, Xiaolian L.Ü., Xiao WANG, Xinye T.U., Xiaorong L.Ü. Design and study on the adaptive leveling control system of the crawler tractor in hilly and mountainous areas. Vol. 66, No. 1 / 2022 INMATEH - Agricultural Engineering 301-310. DOI: <https://doi.org/10.35633/inmateh-66-30>.
7. Bazhukov A., Rolle V., Stepina P., Akhmetshin S., Yakushev A., Orekhovskaya A. Estimated assessment of the static position of the hull with a change in the pre-tensioning force of the tracks (2024) E3S Web of Conferences, 471, art. no. 05004, DOI: 10.1051/e3sconf/202447105004.
8. Ch. V. Boikov, P. Zhdanovich, S. Sizova, "Design Development of Elastic Wheel-Track and Track Traction Systems of Tractors and Agricultural Machines", in SAE International Off-Highway and Powerplant Congress and Exposition. 1997. doi: <https://doi.org/10.4271/972732>.
9. Kai Lv, Xihui Mu, Lishun Li, "Design and test methods of rubber-track conversion system Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers", Journal of Automobile Engineering, v. 233, no. 7, pp. 1903-1929, 2018. <https://doi.org/10.1177/0954407018794101>.

ENSURING OPERATING CONDITIONS OF TRACKED EARTHMOVING MACHINES UNDER THE INFLUENCE OF LATERAL FORCES IN THE CONTACT ZONE OF TRACK DRIVES WITH THE SUPPORTING SURFACE

Musiiko Volodymyr Danylovych, Doctor of Technical Science, National Transport University, Head of the Department of the engineering of transport construction machines, e-mail: musvd48@gmail.com, +380501040262, <https://orcid.org/0000-0001-9983-3296>, [SCOPUS id 57221283646](https://scopus.org/authorid/57221283646)

Koval Andrii Borysovych, Candidate of Technical Science, National Transport University, Associate Professor, Department of the engineering of transport construction machines, e-mail: kandr6104@gmail.com, +380500240894, <https://orcid.org/0000-0003-1295-8200>, [SCOPUS id 57220055768](https://scopus.org/authorid/57220055768)

Nikolaenko Volodymyr Anatoliiovych, Candidate of Technical Science, National Transport University, Associate Professor, Department of the engineering of transport construction machines, e-mail: vanikolaenko@ukr.net, +380679786117, <https://orcid.org/0000-0003-3983-0434>, [SCOPUS id 57394731700](https://scopus.org/authorid/57394731700)

Pasenko Yuri Vasylovych, master of Science, graduate student of Department of engineering of transport construction machines, National Transport University, Kyiv, Ukraine, e-mail: 280bar@gmail.com, +380675022751, <https://orcid.org/0000-0002-2986-8781>

Dubin Maksym Serhiiovych, master of Science, graduate student of Department of engineering of transport construction machines, National Transport University, Kyiv, Ukraine, e-mail: _maxmk1989@gmail.com, +380957055527, <https://orcid.org/0009-0009-2140-5131>

Summary. The article addresses the issue of ensuring stable operating conditions for continuous-operation earthmoving machines and other specialized machinery when subjected to lateral forces in the contact zone between the tracked undercarriage and the supporting surface. Such a situation is highly likely, particularly when earthmoving machines operate on uneven or complex terrain. Additionally, trenching and excavation machines working in a fan-like reciprocating motion mode also experience lateral force effects. The comprehensive challenge of preventing earthmoving machines from slipping due to lateral forces, whether on horizontal surfaces or slopes, requires an initial analytical solution. Slippage in machines operating in a turning mode can be eliminated by preventing the less-loaded track from slipping during movement.

This study presents a computational model and derives dependencies for determining the longitudinal and lateral forces acting on the tracked undercarriage, as well as the resistance moment to turning, which causes a shift in the turning pole of the track chain resting on the ground. It is shown that to determine the permissible value of the lateral force that prevents sideward displacement of the tracks, it is necessary to establish an acceptable combination of longitudinal and lateral forces acting on the undercarriage, along with the corresponding resistance moment to turning. The potential rotation of the lower track branch during machine slippage occurs around a turning center that does not coincide with the track's support surface center. The kinematics of track movement during machine slippage are analyzed, and the forces acting on the track in this scenario are determined. Calculations confirm the dependence of the force interaction characteristics between the tracked undercarriage and the supporting surface on the changing coordinates of the machine's turning center.

Keywords: earthmoving machine, soil, slope, lateral force, slippage, turning center, support surface center, track, variation coefficient

References

1. Nalobina O. O., Golotyuk M. V., Bundza O. Z., Serilko D. L., Gavrish V. S. Doslidzhennya ekspluatatsiynykh vlastyvostey mashyn i obladnannya : navch. posib. (Research on the operational properties of machines and equipment: a textbook): NUVHP. Rivne, 2023. 414 s. [in Ukrainian].
2. Bilyk B.V., Adamovsky M.G. Proektuvannya samokhidnykh lisovykh mashyn: Vybir parametriv, komponuvannya i tyahovyy rozrakhunok: navch. posib (Design of self-propelled forestry machines: Selection of parameters, layout and traction calculation: training manual): ZYKC. Lviv, 2004. 160 s. [in Ukrainian].

3. Kalinin Ye.I. Chastotno-dynamichna matematychna model traktornoho ahrehata z peredacheiu krutnoho momentu do rushiiv silskohospodarskoi mashyny. Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka. 2015. Vol. 156. S. 327-334. [in Ukrainian].
4. Dranishnikov O. Ohlyad i suchasni udoskonalennya husenychnoho rushiya (Review and modern improvements of the caterpillar drive). Agricultural machinery news. Kyiv, 2004. Vol. 5, S. 24-28. [in Ukrainian].
5. E. Kalinin, O. Rebrov, V. Kolodnenko Formation of the following movement of a wheel tractor under the conditions of its automatic driving. Bulletin of the National Technical University «KhPI». Series: Automobile and Tractor Construction. Kharkiv, 2022. Vol. 1. S. 44-52. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2022.1.06>. [in Ukrainian].
6. Xiaohu CHEN, Xiaolian L.Ü., Xiao WANG, Xinye T.U., Xiaorong L.Ü. Design and study on the adaptive leveling control system of the crawler tractor in hilly and mountainous areas. Vol. 66, No. 1 / 2022 INMATEH - Agricultural Engineering 301-310. <https://doi.org/10.35633/inmateh-66-30>.
7. Bazhukov A., Rolle V., Stepina P., Akhmetshin S., Yakushev A., Orekhovskaya A. Estimated assessment of the static position of the hull with a change in the pre-tensioning force of the tracks (2024) E3S Web of Conferences, 471, art. no. 05004, <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202447105004>.
8. Ch. V. Boikov, P. Zhdanovich, S. Sizova, "Design Development of Elastic Wheel-Track and Track Traction Systems of Tractors and Agricultural Machines", in SAE International Off-Highway and Powerplant Congress and Exposition. 1997. <https://doi.org/10.4271/972732>.
9. Kai Lv, Xihui Mu, Lishun Li, "Design and test methods of rubber-track conversion system Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers", Journal of Automobile Engineering, v. 233, no. 7, pp. 1903-1929, 2018. <https://doi.org/10.1177/0954407018794101>.

Дата надходження до редакції 19.03.2025.