

ВІДКРИТТЯ ПОЗИТИВНИХ ДЖЕРЕЛ ЕНЕРГІЇ У ПРОЦЕСІ ПЕРЕМІЩЕННЯ ТРАКТОРА ЗА ДОПОМОГОЮ ГУСЕНИЧНОГО РУШІЯ

Anatoliy Yakovenko, Leonid Petrov

Odessa State Agricultural University, Ukraine

Аннотация. Приведена кінематична та динамічна модель приводу гусеничного рушія, застосування якої у реальних конструкціях дозволяє повністю запобігти буксуванню трактора.

Ключевые слова: агрегат, трактор, дотична сила, модель, гусеничний рушій

Суть роботи ходових систем полягає у складних процесах взаємодії опорних елементів гусениць з поверхнею руху. Основу процесів взаємодії складають деформування опорних елементів ходової системи і опорної поверхні, а також відновлення деформацій.

Внаслідок взаємодії гусеничного рушія з опорною поверхнею формуються реакції, які утворюють рушійну силу трактора і опір його руху.

Рушій трактора при взаємодії з ґрунтом діє не неї зі зминанням та зсувом у різних напрямках. В результаті у ґрунті утворюються поля напружень, які розповсюджуються як у глибину, так і у різні сторони від місця прикладення навантаження. Спроможність ґрунту витримувати такі напруження у значній мірі визначають тягово-зчіпні властивості трактора. Тому опір ґрунту стиску та зсуву є основним показником, який впливає на тягово-зчіпні властивості трактора.

Питанням взаємодії рушія трактора з ґрунтом зараз займаються багато дослідників з теорії та експерименту [Agg 1928, Експлуатація ...1978, Забродский и др. 1986]. Але ці питання є дуже складними та потребують подальшої розробки.

Дуже важливим є рішення питання по удосконаленню приводу гусеничного рушія з метою енергозбереження на переміщення трактора при виконанні ним певної роботи.

У процесі роботи трактора при збільшенні дотичної сили тяги збільшуються витрати енергії від буксування гусеничного рушія [Иванов и др. 1970].

Від співвідношення рушійних сил і сил опору рухові залежить, яка частина потужності що підводиться до рушіїв, виявляється корисною і яка втратами на буксування і подолання опору коченню трактора.

Зупинка тракторного агрегату при збільшенні навантаження може відбутися внаслідок повного буксування трактора (збільшення дотичної сили тяги лімітується зчепленням гусеничного рушія з ґрунтом). Тому при експлуатаційних розрахунках дотична сила тяги, яка може бути отримана по потужності двигуна, повинна бути перевірена на можливість її забезпечення по зчепленню з ґрунтом. Але є можливість розв'язати кінематичний зв'язок приводу гусеничного рушія з самим гусеничним рушієм, тобто надати трактору відносно гусениці вільність пересування у контрольованих параметрах [Петров 2003]. Відкриття цих позитивних параметрів для трактора з гусеничним рушієм показано на рис. 1.

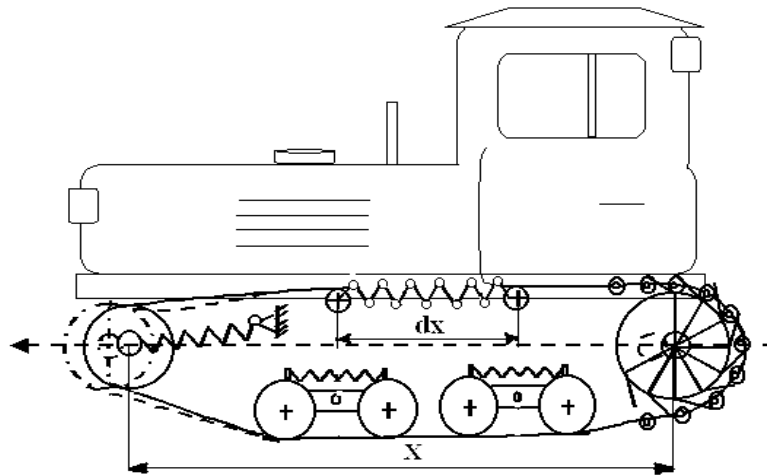


Рис.1. Гусеничний трактор з позитивним джерелом енергії
Fig. 1. Caterpillar tractor with a positive energy source

На рис. 2 показана схема до розрахунку приводу гусеничного рушія трактора. При цьому на моделі на привідний механізм колеса 1 надітий умовний опірний каток 2, який кінематично зв'язаний з трактором. При цьому опірний каток 2 сприймає вагу G трактора. Умовний радіус катка $2 - r$, а радіус колеса привідного механізму $1 - r_1$. Сила F – сила, яка передається гусениці 3 привідним механізмом. За допомогою створеної розрахункової моделі знайдемо математичну залежність швидкості центру мас C (маса трактора прикладена у центрі коліс) в момент, коли трактор змістився відносно гусениці на величину dx .

Розроблена модель дозволяє трактору здійснювати пересування без сковзання, тобто без буксування. Масою гусениці будемо нехтувати. Будемо вважати, що у початковий момент трактор знаходився у спокої. Трактор здійснює плоский рух. Оскільки кочення гусеничного рушія відбувається без сковзання, тобто буксування, тому миттєвий центр швидкостей P буде розташований у точці дотику опірної катка 2 з гусеницею 3. Направимо ось X по горизонталі вліво.

У відповідності з напрямком, прийmemo позитивний напрямок кута повороту φ проти годинної стрілки.

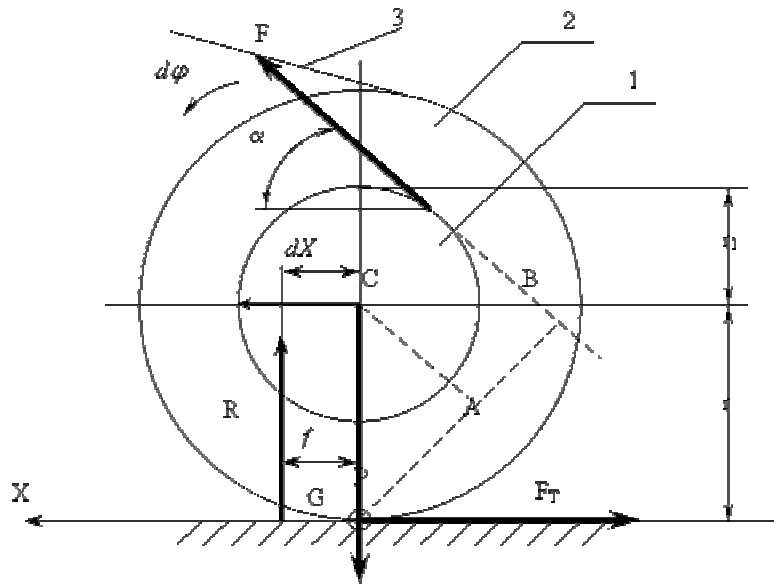


Рис. 2. Схема до розрахунку про існування позитивних джерел у трансмісії гусеничного трактора
Fig. 2. Calculation scheme of positive sources development in a caterpillar tractor's movement

Застосуємо теорему щодо змінення кінетичної енергії системи матеріальних точок:

$$T_2 - T_1 = \sum_{k=1}^n A(F_k^e) + \sum_{k=1}^n A(F_R^i) \quad (1)$$

де:

T_2 – кінетична енергія системи в другому положенні;

T_1 – кінетична енергія системи в першому положенні;

$A(F_k^e)$ – робота зовнішніх сил;

$A(F_R^e)$ – робота внутрішніх сил;

Оскільки трактор являється незмінною матеріальною системою, сума робіт внутрішніх сил дорівнює нулю. Тоді рівняння (1) перепишемо у вигляді:

$$T_2 - T_1 = \sum_{k=1}^n A(F_k^e) \quad (2)$$

З наведеної динамічної моделі (рис. 2), видно такі сили:

G – вага трактора;

R – нормальна реакція опірної поверхні, яка зміщена відносно центру мас C на величину коефіцієнта тертя f в сторону руху;

F – реакція гусениці, яка дорівнює по модулю силі, прикладеної до гусениці привідним механізмом;

F_T – сила тертя гусениці по горизонтальній опорній поверхні.

Дано центру мас C елементарне переміщення dx відносно гусениці 3, яке спрямоване по горизонталі вліво. Враховуючи положення миттєвого центру швидкостей P , одержимо:

$$dx = r \cdot d\varphi \quad (3)$$

Вичислимо роботу зовнішніх сил на елементарному переміщенні dx :

$$\delta A = \delta A(G) + \delta A(R) + \delta A(F) + \delta A(F_T) \quad (4)$$

Оскільки переміщення центру мас C відбувається по горизонталі, то:

$$\delta A(G) = 0 \quad (5)$$

Елементарна робота реакції R визначається з формули

$$\delta A(R) = -R \cdot f \cdot d\varphi \quad (6)$$

Елементарна робота реакції R негативна, оскільки сила R (рис. 2), спрямована так, щоб повернути опірний каток 2 біля миттєвого центру швидкостей P в сторону, протилежну $d\varphi$.

Оскільки

$$R = P - F \cdot \sin \alpha \quad (7)$$

та враховуючи значення формули (3), знаходимо:

$$\delta A(R) = -(P - F \sin \alpha) \cdot a \cdot \frac{dx}{r} \quad (8)$$

Сила тертя F_T не здійснює роботи:

$$\delta A(F_T) = F_T \cdot v_P \cdot dt \quad (9)$$

де:

$v_P = 0$ – швидкість миттєвого центру швидкостей дорівнює нулю, оскільки кочення опірного катка відбувається без сковзання, тобто без буксування.

У формули (4) невизначеною залишається елементарна робота сили F .

Запишемо рівняння роботи від суми моментів відносно полюса C :

$$\delta A(F) = F \cdot dx + m_C \cdot d\varphi \quad (10)$$

де:

dx – вектор елементарного переміщення центру мас C ;

m_C – момент сили F відносно осі, яка проходить через точку C перпендикулярно до нерухомої площі, тобто

$$m_C = F \cdot r_1 \quad (11)$$

Перепишемо формулу (10) зі значенням формули (11).

$$\delta\Phi = A \cdot dx \cdot \cos \alpha + A \cdot \kappa_1 \cdot d\varphi \quad (12)$$

В формулу (12) внесемо значення формули (3) і отримаємо:

$$\delta A(F) = \frac{F}{r} \cdot (r_1 + r \cdot \cos \alpha) \cdot dx \quad (13)$$

Підставимо формули (5)...(13) у (3) та одержимо елементарну роботу зовнішніх сил, прикладених до гусеничного рушія на елементарному переміщенні dx :

$$\delta A = [F(r_1 + r \cdot \cos \alpha) - f(G - F \cdot \sin \alpha)] \cdot \frac{dx}{r} \quad (14)$$

Як відомо з [Воронков 1965], що при плоскому русі твердого тіла (у нашому випадку кочення без сковзання), при обчисленні роботи вигідно за полюс приймати миттєвий центр швидкостей P . Тоді формула для підрахунку елементарної роботи зовнішніх сил

$$\delta A = F^e \cdot dr_p + m_{Z_p}^e \cdot d\varphi \quad (15)$$

прийме вигляд:

$$\delta A = m_{Z_p}^e \cdot d\varphi \quad (16)$$

Оскільки кочення відбувається без сковзання, то у формулі (15) перша складова

$$dr_p = v_p \cdot dt = 0$$

буде дорівнювати нулю.

У формулі (15) відпадає необхідність у визначенні головного вектора F^e зовнішніх сил, а $m_{Z_p}^e$ є головний момент зовнішніх сил відносно осі Z_p , яка проходить через миттєвий центр швидкостей P перпендикулярно до площини руху твердого тіла, у нашому випадку – трактора; $d\varphi$ – елементарне кутове переміщення, яке не залежить від вибору полюса.

Скористуємося формулою (16) та запишемо:

$$\delta A = [m_{Z_p}(G) + m_{Z_p}(F_T) + m_{Z_p}(R) + m_{Z_p}(F)] \cdot d\varphi \quad (17)$$

Раніше було встановлено, що:

$$\begin{aligned} m_{z_p}(G) &= m_{z_p}(F_T) = 0; \\ m_{z_p}(R) &= -R \cdot f = -(P - F \cdot \sin \alpha) \cdot f; \\ m_{z_p}(F) &= F \cdot PB \end{aligned}$$

Оскільки $PB = PA + AB = r \cdot \cos \alpha + r_1$, тому $m_{z_p}(F) = F \cdot (r_1 + r \cdot \cos \alpha)$.

Підставимо ці значення у формулу (17) та, враховуючи формулу (3), аналогічно отримуємо формулу (14).

Для визначення суми робіт зовнішніх сил на переміщенні центру мас X у формулі (14) візьмемо визначений інтеграл у межах від 0 до X :

$$\int_0^X \delta A = \int_0^X [F(r_1 + r \cdot \cos \alpha) - f \cdot (G - F \cdot \sin \alpha)] \cdot \frac{dx}{r} \quad (18)$$

Одержимо наступне рівняння:

$$\sum A(F_k^e) = [F \cdot (r_1 + r \cdot \cos \alpha) - f \cdot (P - F \cdot \sin \alpha)] \cdot \frac{X}{r} \quad (19)$$

Перейдемо до обчислення кінетичної енергії запропонованого гусеничного рушія. У початковому положенні гусеничний рушій знаходився у спокої, а тому:

$$T_1 = 0 \quad (20)$$

Кінетична енергія наприкінці розгону гусеничного рушія буде дорівнювати:

$$\begin{aligned} T_2 &= \frac{1}{2} \cdot M \cdot v_C^2 + \frac{1}{2} \cdot I_C \cdot \omega^2 \\ T_2 &= \frac{1}{2} \cdot M \cdot v_C^2 + \frac{1}{2} \cdot I_C \cdot \omega^2 \end{aligned} \quad (21)$$

де:

$M = \frac{G}{g}$ – вага, яку пересуває гусеничний рушій;

$I_C = \frac{G}{g} \cdot \rho^2$ – момент інерції, приведений до центру ваги;

ρ – радіус інерції привідного механізму відносно осі, яка проходить через центр ваги C .

$\omega = \frac{v_C}{r}$ – кутова швидкість чи частота обертання приводу гусеничного рушія.

Підставимо ці значення у формулі (21) і одержимо:

$$T_2 = \frac{1}{2} \cdot \frac{G}{g} \cdot v_C^2 \cdot \left(1 + \frac{\rho^2}{r^2}\right) \quad (22)$$

Підставимо значення з рівнянь (19)...(22) у рівняння (1) та проведемо рішення цього рівняння відносно v_C і знайдемо швидкість центра ваги C гусеничного рушія:

$$v_C = \sqrt{\frac{2 \cdot g \cdot r \cdot X}{r^2 + \rho^2} \cdot [F \cdot (r_1 + r \cdot \cos \alpha) - (G - F \cdot \sin \alpha) \cdot f]} \quad (23)$$

ВЫВОДЫ

1. Приведена конструкція гусеничного трактора математично доказує зменшення буксування рушіїв.
2. Доказана можливість розв'язання кінематики приводу гусеничного рушія з самим гусеничним рушієм та отримання додаткової ступені вільності у пересуванні трактора відносно гусеничного рушія.
3. Отримана математична формула (23), яка показує на існування позитивного джерела енергії у трансмісії гусеничного трактора.

ЛИТЕРАТУРА

- Agg T.R. 1928: Bulletin 88, Loka State College End Exp. Station.
 Воронков И.М. 1965: Курс теоретической механики. Наука, 596 с.
 Эксплуатация бронетанковой и автотракторной техники. Министерство обороны СССР. Воениздат 1978, 366 с.
 Забродский В.М., Файнлейб А.М., Кутин Л.К., Уткин О.Л. 1986: Ходовые системы тракторов: Справочник. Агропромиздат, 271 с.
 Иванов В.В., Иларионов В.А., Морин М.М., Мاستиков В.А. 1970: Основы теории автомобиля и трактора. Учебное пособие для механических специальностей ВУЗов. Высшая школа, 251 с.
 Петров Л.М. 2003: Теорія створення танкового торсіонно-гусеничного рушія. Наук. Техн. зб. 8, 91–96.
 Таборе Я. 1960: Механика автомобиля. Машгиз, 206 с.
 Yakovenko A., Petrov L., Krasowski E. 2002: Prognosis of dynamic qualities of the tractive power means propelling agent. Comission of Motorization and Energetics in Agriculture, 2, 60–67.

DISCOVERY OF POSITIVE ENERGY SOURCES IN THE PROCESS OF TRACTOR MOVEMENT BY A CATERPILLAR MOVER

Summary. The kinematics and dynamic model of a caterpillar mover is presented, an application of which in the real constructions allows fully to prevent skidding of a tractor.

Key words: Aggregate, tractor, tangent force, model, caterpillar mover

Reviewer: Ilya Nikolenko, Prof. Sc. D. Eng.