

ПЕРСПЕКТИВНА ТРАЄКТОРІЯ ДОСЛІДЖЕННЯ АВТОМОБІЛЬНОГО КОЛЕСА З ПРУЖНИМ НАКОПИЧУВАЧЕМ ЕНЕРГІЇ

Петров Л. М., Петрик Ю. М.

ВСТУП

Транспортна та транспортно-технологічна машина (автомобіль) характеризується своїм призначенням, тобто здатністю задовольняти потреби людини в певній сфері діяльності. Тому автомобіль повинен володіти багатьма корисними якостями, а також ресурсозберігаючими та природоохоронними властивостями, які безпосередньо впливають на показники якості автомобіля. Експлуатаційні властивості – це властивості, що визначають ступінь пристосованості автомобіля до експлуатації як специфічного (наземного колісного, без рельсового) транспортного засобу. Розрізняють наступні основні групові властивості, які забезпечують рух автомобіля: тягово-швидкісні та гальмівні властивості; паливна економічність; керуваність; стійкість; маневреність; плавність руху та прохідність. Вплив групових властивостей на якість автомобіля загалом залежить від умов експлуатації, які визначаються дорожніми (рельєф місцевості, вид та рівність дорожнього покриття, інтенсивність та режими руху, характеристики профілю та плану доріг), транспортними (вид та об'єм перевезень, відстань перевезення, вид маршруту та інше) та природо-кліматичними (особливості експлуатації в зонах помірного, холодного, жаркого та високогірного клімату) умовам.

Проблеми підвищення експлуатаційних властивостей автомобіля належать до одних з основних в автомобілебудуванні. Їх рішення ведеться за різними напрямками: збільшення продуктивності; підвищення техніко-економічних та покращення екологічних показників та надійності; використання нових видів палива та типів двигунів; зменшення втрат енергії в різних агрегатах (опір коченню колеса, аеродинамічний опір, втрати в трансмісії та інші); вдосконалення та автоматизація систем управління машинами та цілий ряд інших напрямів як теоретичних, так і експериментальних досліджень. Кожен з напрямів вдосконалення конструкції повинен базуватися на методах математичного моделювання (розрахунку) та проведення

всебічного аналізу показників експлуатаційних властивостей автомобіля¹.

Велика роль у піднятті працездатності в перевезенні великих об'ємів вантажів відводиться новим потужним вантажним автомобілям. Нові вантажні автомобілі повинні мати підвищену енергонасиченість та працювати на більш підвищених швидкостях. Для цього необхідно відпрацювання конструктивних розробок нових технологічних рішень, а також обґрунтування основних параметрів, які пов'язані з коченням колісного рушія автомобіля. Під час взаємодії ходової частини вантажного автомобіля з ґрунтом він деформується. Деформація залишається у вигляді колії, а також у миттєвій деформації шини. Можливість руху, здійснення перевозок та технологічних операцій в умовах слабконесучих опорних поверхонь справляє великий вплив на розвиток економіки та інфраструктури в даних регіонах, де експлуатується автомобіль. Рухатись по опорній основі з низькою несучою спроможністю може тільки транспортний засіб з невеликим тиском рушіїв на ґрунт. Ефективність експлуатації вантажних автомобілів у важких дорожніх умовах у великій більшості визначається їхньою прохідністю. Проблема прохідності вантажних автомобілів по опорних поверхнях з низькою несучою спроможністю вирішується в основному шляхом удосконалення конструкції рушіїв. У загальному випадку передові світові фірми, які виробляють вантажні автомобілі, до рушіїв висувають такі вимоги²:

- максимальна ефективність (підвищення прохідності та безпечності руху);
- універсальність (можливість використання в широкому діапазоні умов експлуатації);
- високі тягово-зчіпні якості;
- мінімальні втрати на рух;
- раціональна взаємодія з опорною поверхнею з точки зору збереження її екології;
- якісні показники керованості та стійкості;
- добрі пружні та амортизаційні властивості;
- добра самоочищуваність;
- високі показники міцності та надійності, достатня зносостійкість та довговічність;

¹ Хусаинов, А. Ш. X Теория автомобиля. Конспект лекций. Ульяновск : УлГТУ, 2008. 121 с. С. 10–14

² Бейгул О.О. Б 41 Динаміка та міцність машин : навч. посібник / Бейгул О.О.

- зручність експлуатації (простота та швидкість монтажу, демонтажу та ремонту рушіїв);
- невелика вага та невисока вартість.

Цим вимогам відповідають пневматичні шини, які доповнюють колісний рушій вантажного автомобіля. Пневматичні шини – це одне з найбільш простих та ефективніших засобів підвищення прохідності колісних машин. За рахунок варіювання основних параметрів шин (розмірів, форми, кількості шарів, корду, матеріалу, внутрішнього тиску, рисунку та глибини протектора) у широких межах можна змінювати коефіцієнти зчеплення та опору кочення, а також площини контакту між колісним рушієм та опорною поверхнею і, відповідно, тиску на неї. Використання колісних рушіїв дозволяє забезпечити вантажні автомобілі високими швидкостями та високими економічними показниками. Розвитком пневмоколісних рушіїв у напрямі підвищення прохідності стало створення високоеластичних шин наднизького тиску на базі існуючих широкопрофільних шин. Такі шини наднизького тиску мають тонкостінну резинокордну оболонку з каркасом, який конструктивно складається зазвичай із двох шарів корду, завдяки чому забезпечується її висока еластичність. Під час кочення колеса з подібною шиною напруження в зоні контакту цієї шини з опорною поверхнею розподіляється дуже рівномірно як по довжині, так і по ширині контакту з опорною поверхнею, знижуючи граничні навантаження на виступи ґрунту, та запобігає його руйнуванню. Під час взаємодії з ґрунтом така шина не руйнує його поверхню та набуває спроможність (обтікати) нерівності дороги, а виступи та впадини протектора повторюють профіль поверхні дороги, виконують роль ґрунтозачепів, збільшуючи зчеплення з опорною поверхнею^{3,4}.

³ Бернацкий В.В. Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы. Москва : МГТУ «МАМИ», 2005. 48 с.

⁴ Котляренко В.И., Барахтанов Л.В. Обзор основных типов движителей транспортных средств высокой проходимости. *Журнал автомобильных инженеров*. № 6, 2016. С. 24–29.

1. Аналіз попередніх досліджень

Рух автомобіля відбувається під дією прикладених до нього сил. Сили, які діють на автомобіль, можуть бути розбиті на три основні групи:

- Сила ваги;
- Сила опору руху;
- Сила рушення автомобіля.

На автомобіль можуть також діяти різного роду інерційні сили, характер яких визначається обставинами руху.

Складник сили ваги автомобіля залежно від обставин руху може бути рушійною силою (рух автомобіля під гору) чи силою опору (рух автомобіля в гору).

При коченні автомобільного колеса його шина та дорога, по якій колесо котиться, піддаються деформуванню, яке залежить від властивостей матеріалу шини та дороги, стану дороги, від сил і моментів, які прикладені до колеса, розмірів колеса, тиску повітря в шині. Деформація шини і дороги супроводжуються внутрішнім тертям в матеріалі шини та дороги, а також тертям між ними, в наслідок чого під час кочення колеса витрачається енергія.

Кочення колеса може відбуватися під дією сили, яка прикладена до його осі (ведене колесо) чи під дією прикладеного до колеса моменту (ведуче колесо). Сили і моменти, які діють на колесо, зумовлюють виникнення реакцій між дорогою і колесом, закон розподілення яких по опорній поверхні залежить від багатьох факторів⁵.

Кочення колеса можна розглядати у наступних випадках:

- Кочення деформуємого колеса по твердій поверхні;
- Кочення деформуємого колеса по м'якому ґрунту;
- Кочення жорсткого колеса по деформованій поверхні;

Вимоги до процесу кочення колеса:

1. До осі колеса прикладена тільки штовхаюча сила (ведений режим);

2. До осі колеса прикладено крутний момент.

1.2. Кочення колеса у веденому режимі

Рівномірний рух колеса (рис. 1).

⁵ Петров Л.М. Теорія оптимізації якісних показників колісного рушія. *Труди Одеського політехнічного університета*. 2010. Вип. 1(33) – 2(34), с. 65–69.

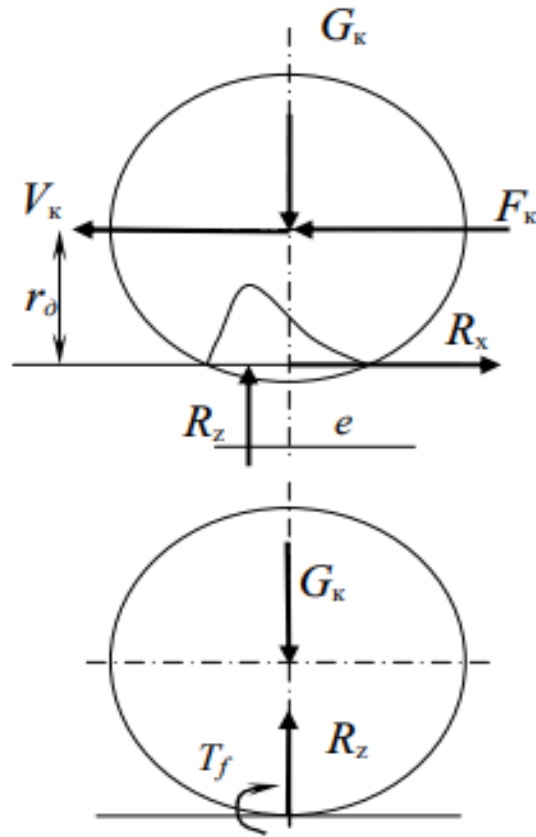


Рис. 1. Кочення колеса по твердій поверхні:

R_z – вертикальна реакція (вертикальна реакція),
 H ; R_x – поздовжня реакція, H ; G_k – вертикальна зовнішня (для колеса)
 сила – частина ваги автомобіля, яка приходить на колесо,
 H ; F_k – поздовжня штовхаюча сила, H ; e – знос вертикальної реакції в
 рух: такий знос зумовлений зміненням напрямку сили внутрішнього
 тертя в шині по відношенню до напрямку деформації (під час переносу R_z
 у центр плями контакту колеса з'являється момент T_f);
 r_d – динамічний радіус.

$$(\sum F_z = 0) G_k = R_z$$

$$(\sum F_x = 0) F_k = R_x$$

$$(\sum F_y = 0) R_z e - F_k r_d = 0$$

$$F_k = R_z e / r_d = R_z * f,$$

де $e / r_d = f$ – коефіцієнт опору кочення (коефіцієнт тертя другого роду).

Коефіцієнт f залежить від конструкції шини, тиску в ній, її експлуатаційних властивостей та від шляху.

$$f = f_k + f_{k2},$$

де f_k – коефіцієнт опору кочення тіла, що деформується, по недеформованому ґрунту;

f_{k2} – коефіцієнт опору кочення по м'якому ґрунту.

На коефіцієнт опору кочення суттєвий вплив оказує швидкість автомобіля: зі збільшенням сил інерції збільшується деформація шини, а отже, й витрати на внутрішнє тертя:

$$f_k = f_0 (1 + AfV^2),$$

де f_0 – коефіцієнт опору кочення при малих швидкостях; V – м/с.

Прискорене кочення колеса

При прискореному русінні колеса витрачається робота на змінення його кінетичної енергії

$$T_u = J_k * \varepsilon,$$

де J_k момент інерції колеса, кг/м²;

ε – кутове прискорення, с².

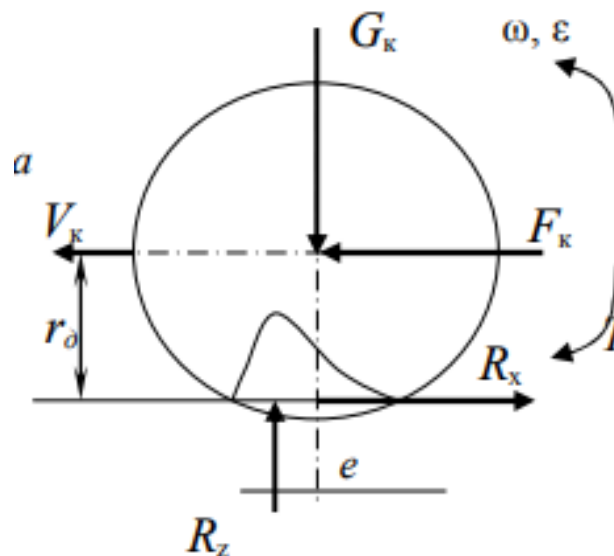


Рис. 2. Кочення колеса по м'якій поверхні:

Сила, яка діє на колесо буде визначатися за формулою:

$$F_k = G_k \frac{e}{r_0} + \frac{T_u}{r_0} = G_k f + \frac{T_u}{r_0}$$

2. Методика теоретичних досліджень

Для дослідження механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля», застосовуємо теорему про зміну кінетичної енергії цієї системи, загальне рівняння динаміки, а також рівняння Лагранжа другого роду⁶

В інтегральній формі теорема про зміну кінетичної енергії механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» буде мати вигляд:

$$T_1 - T_0 = \sum_k A_k^e + \sum_k A_k^i \quad (1)$$

де T_1 , T_0 – кінетична енергія системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля», відповідно до кінцевого та початкового положення:

$\sum_k A_k^e + \sum_k A_k^i$ – сили робіт відповідно зовнішніх і внутрішніх сил системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля», під час переміщення з початкового положення в кінцеве.

Для незмінної системи:

$$\sum_k A_k^i = 0 \quad (2)$$

Під час поступального руху механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» формула кінетичної енергії набуває вигляду⁷:

$$T = \frac{1}{2} M V_c^2 \quad (3)$$

де M – маса твердого тіла;

V_c – швидкість центра мас.

При обертальному русі тіла навколо нерухомої осі:

$$T = \frac{1}{2} I_z \omega^2 \quad (4)$$

де I_z – момент інерції тіла навколо осі обертання;

ω – кутова швидкість механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля».

В загальному випадку при плоско поступальному русі для механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля»:

⁶ Юдин В.А. Общее уравнение динамики. уравнения лагранжа второго рода Методические указания и контрольные задания для студентов всех направлений всех форм обучения НОВОСИБИРСК 201. С. 11–17.

⁷ Хусаинов, А. Ш. Х. Теория автомобиля. Конспект лекций. Ульяновск : УлГТУ, 2008. 121 с. С. 24–29.

$$T = \frac{1}{2} MV_c^2 + \frac{1}{2} I\omega^2 \quad (5)$$

де M – маса механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля»

V_c – швидкість центра мас механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля»;

Y_{cz} – момент інерції механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля», що проходить не через центр мас C перпендикулярно до площини руху;

ω – кутова швидкість механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля».

Для механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» з голономним і утримуючи в'язам загальне рівняння буде мати вигляд:

$$\sum_k \delta A_k^a + \sum_k \delta A_k^{in} = 0, \quad (6)$$

де $\sum_k \delta A_k^a$ і $\sum_k \delta A_k^{in}$ – суми робіт відповідно активних сил та сил інерції на можливих переміщеннях початок прикладання цих сил.

Дослідження механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» здійснювалось за допомогою рівнянь Лагранжа другого роду

Для механічної системи з одним ступенем волі, яка підпорядкована ідеальним, стаціонарним, голономним і утримуючим в'язам. Рівняння Лагранжа другого роду має вигляд:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial T}{\partial q} = Q \quad (7)$$

де q – узагальнена координата;

\dot{q} – узагальнена швидкість;

T – кінетична енергія механічної системи, виражена через узагальнені координату і швидкість;

Q – узагальнена сила.

Для обчислення узагальненої сили Q потрібно надати механічній системі можливе переміщення δq , обчислити суму робіт активних сил на можливих переміщеннях точок прикладання цих сил, виразити всі можливі переміщення точок прикладання сил через узагальнене можливе переміщення δq і привести вираження для суми робіт активних сил до вигляду:

$$\sum_k \delta A_k^a = Q * \delta q \quad (8)$$

Узагальнена сила Q дорівнює коефіцієнту при δq у виразі.

3. Математична модель механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля»

Механічна система «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» рис. 3 здійснює плоско паралельний рух без відриву від поверхні та проковзування.

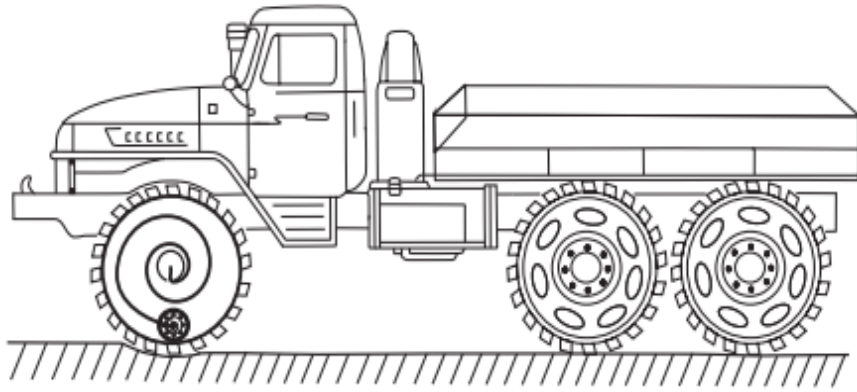


Рис. 3. Механічна система «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля»

Ця технічна система має одну степінь вільності.

Для опису математичної моделі розглянемо окремо динамічну модель «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» (рис. 4).

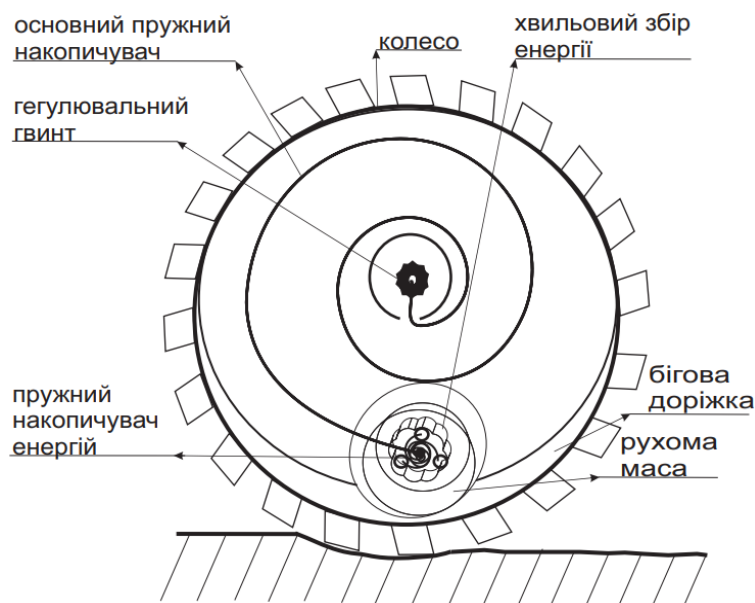


Рис. 4. Динамічну модель «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля»

Координату центра механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» приймемо як узагальненої координати.

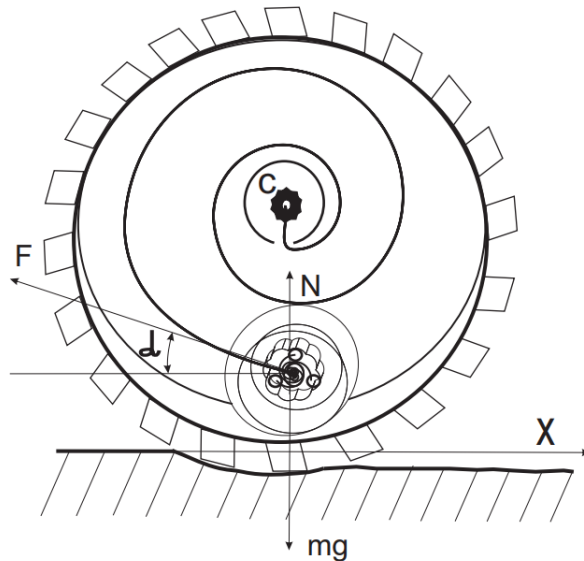


Рис. 5. Фізико-математична модель механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля»

На механічну систему «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» діють:

активні сили: Mg – сила тяжіння;

F – сила стиснутої пружини.

реакції зв'язку: N – нормальна складника;

P – сила тертя (роботу не здійснює).

Сила тяжіння це потенційна сила, її точка прикладення залишається на одному рівні відносно горизонтальної поверхні. В першому наближенні вважаємо, що її потенційна інерція :

$$\Pi = 0$$

Кінетична енергія механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» буде визначатися з формули:

$$T = T_1 + T_2 \quad (9)$$

де $T_1 = \frac{1}{2} m \left(\frac{dx}{dt} \right)^2$ – кінетична енергія поступального руху;

$T_2 = \frac{1}{2} I \omega^2 = \frac{1}{2} R^2 \left(\frac{dx}{dt} \right)^2$ – енергія обертального руху.

При відсутності проковзування умови швидкості механічної системи та швидкість поступового руху зв'язані співвідношенням:

$$\omega R = dx/dt \quad (10)$$

Обчислимо узагальнену силу, яка відповідає прикладеній до механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» силі F . Елементарна робота, яку виконує сила F буде відповідати формулі:

$$\delta A = \delta A_{\text{пост}} + \delta A_{\text{оберт}} \quad (11)$$

Робота у поступальному русі механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» буде відповідати формулі:

$$\delta A_{\text{пост}} = F \cos \alpha * \delta x \quad (12)$$

Робота в обертальному русі механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» буде відповідати рівнянню:

$$\delta A_{\text{оберт}} = M_z \delta \varphi \quad (13)$$

Проекція моменту сили, яка створюється рухливою вагою буде відповідати формулі:

$$M_z = F * r \quad (14)$$

При відсутності проковзування механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» елементарне зміщення буде відповідати формулі

$$\delta x = R \delta \varphi \quad (15)$$

Тоді робота механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» у обертальному русі в остаточному варіанті буде мати вигляд:

$$\delta A_{\text{оберт}} = F * r * \frac{dx}{R} = F \frac{r}{R} \delta x \quad (16)$$

Враховуючи, що сила F діє під кутом α тому формула для елементарної роботи буде мати вигляд:

$$\delta A = F \left(\cos \alpha - \frac{r}{R} \right) dx \quad (17)$$

При такому розкладі сил узагальнена сила буде мати вигляд:

$$Q = F \left(\cos \alpha - r/R \right) \quad (18)$$

Функція Лагранжа може бути представлена у вигляді:

$$L = T + \Pi = \frac{1}{2} \left(m + \frac{I}{R^2} \right) \left(\frac{dx}{dt} \right)^2 \quad (19)$$

Диференціальне рівняння відносно узагальненої координати x буде мати вигляд:

$$\left(m + \frac{I}{R^2} \right) \frac{d^2x}{dt^2} = F \left(\cos \alpha + \frac{r}{R} \right) \quad (20)$$

Шлях, який буде пройдено механічною системою «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля», буде мати вигляд:

$$x = x_0 + v_0 t + \frac{wt^2}{2}, \quad (21)$$

де K – коефіцієнт навантаження ходової системи вантажного автомобіля, який математично має вигляд:

$$K = F \left(\cos \alpha - \frac{r}{R} \right) / \left(m + \frac{I}{R^2} \right)$$

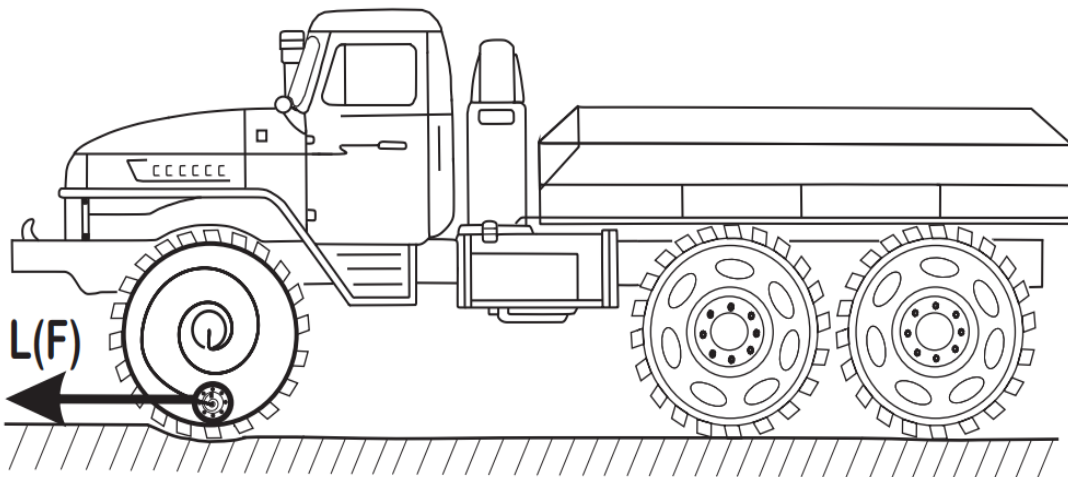


Рис. 6. Рух вантажного автомобіля під дією сили F в зоні плями контакту «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» з опорною поверхнею

4. Результати досліджень

Результати теоретичних досліджень представлені на графіках (рис. 7).

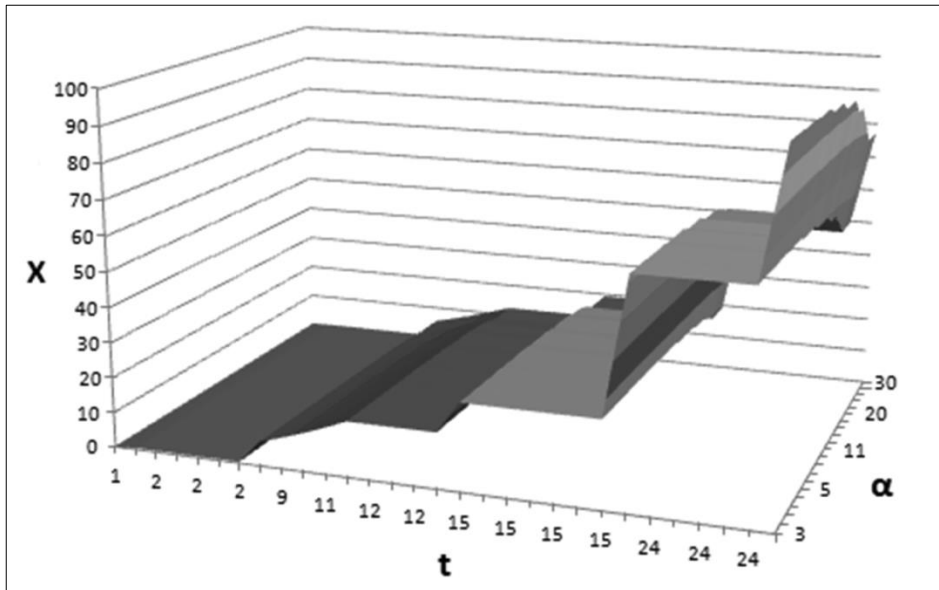


Рис. 7 Вплив на динаміку переміщення вантажного автомобіля (механічна система «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля») часу та куту навантаження бігової доріжки пружним накопичувачем енергії

ВИСНОВКИ

У публікації розглянуто динаміку руху автомобільна система, яка тісно пов'язана з взаємодією основного накопичувача енергії та технологічного накопичувача і його підсистемами, які використовуються в роботі автомобільного колеса шляхом їх взаємодії.

Процес переміщення вантажного автомобіля можна підпорядкувати процесу кочення технологічного накопичувача по біговій дорожці колісного рушія.

Розроблено математичну модель кочення колісного рушія вантажного автомобіля з використанням теореми про зміну кінетичної енергії механічної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля», загальне рівняння динаміки, а також рівняння Лагранжа другого роду.

Виявлена зона найбільш ефективної роботи кочення колісного рушія за допомогою обертального руху пружних елементів.

Виявлено можливість створення теоретичного макету колісного рушія взаємодією основного накопичувача енергії та технологічного накопичувача і його підсистемами.

Альтернативним джерелом енергії для колісних рушіїв вантажних автомобілів може бути використана енергія, яка накопичується в зоні бігової доріжки колісного рушія, а потім зі взаємодії основного накопичувача енергії та технологічного накопичувача і його підсистемами використовується в деформованих частинах шини колісного рушія (як механічна енергія) та перетворення її в потенціальну енергію і зворотно в кінетичну енергію руху всієї конструкції вантажного автомобіля.

АНОТАЦІЯ

У статті приведена фізико-математична модель автомобільного колеса з пружним накопичувачем енергії. Розглянута методика моделювання руху автомобільної системи з голономними зв'язками «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» на основі рівнянь Лагранжа. Під час проектування автомобільної системи запропоновано дослідження і обґрунтування взаємодії рухомих пружних елементів у складі безпосередньої автомобільної системи. Така автомобільна система тісно пов'язана з взаємодією основного накопичувача енергії та технологічного накопичувача її підсистемами, які використовуються в роботі автомобільного колеса шляхом їх взаємодії. Для опису автомобільної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» використано математичні залежності, які узгоджують безпосередньо параметри, які впливають на виконавчі органи цієї автомобільної системи.

Такий підхід дозволяє представити модель автомобільної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля» як сукупність двох пружних, силових факторів та механічних зв'язків, що забезпечує їх поєднання в одному робочому процесі. Складено рівняння та проведені розрахунки для змінення кінетичної енергії при різних режимах руху автомобільної системи «автомобільне колесо-пружинний компенсатор тягового зусилля».

Метою дослідження є удосконалення технології переміщення автомобільної системи з-за використання в ній сукупності двох рухливих пружних накопичувачів енергії.

Наукова та практична значущість роботи полягає в тому, що вперше запропонована технологія, в якій для переміщення автомобільної системи використана енергія взаємодії двох рухливих пружних накопичувачів енергії.

Методологією дослідження було – встановити математичний зв'язок узагальненої сили з динамікою взаємодії двох рухливих пружних накопичувачів енергії, які відповідають за рух автомобільної системи.

Результатом є розроблена геометрія роботи взаємодії двох рухливих пружних накопичувачів енергії у циклі обертання колісного рушія.

Цінність проведеного дослідження, результати проведеної роботи дозволять зробити внесок у галузь автомобільного виробництва.

Запропоновано модель для зниження енергії на створення руху транспортного засобу.

ЛІТЕРАТУРА

1. Хусаинов, А. Ш. X- Теория автомобиля : конспект лекций / А.Ш. Хусаинов, В.В. Селифонов. Ульяновск : УлГТУ, 2008. С. 10–14
2. Бейгул О.О. Б 41 Динаміка та міцність машин : навч. посіб. / Бейгул О.О., Колесник І.А. Дніпродзержинськ : ДДТУ, 2011. С. 7–17
3. Бернацкий В.В. Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы. Москва : МГТУ «МАМИ», 2005. 48 с.
4. Котляренко В.И., Барахтанов Л.В. Обзор основных типов движителей транспортных средств высокой проходимости. *Журнал автомобильных инженеров*. № 6, 2016. С. 24–29.
5. Петров Л.М. Теорія оптимізації якісних показників колісного рушія. *Труды Одесского политехнического университета*. 2010. Вип. 1(33)–2(34). С. 65–69.
6. Юдин В.А. Общее уравнение динамики. Уравнения Лагранжа второго рода : методические указания и контрольные задания для студентов всех направлений всех форм обучения Новосибирск 2013. С. 11–17.
7. Хусаинов, А. Ш. X- Теория автомобиля. Конспект лекций / А.Ш. Хусаинов, В.В. Селифонов. Ульяновск : УлГТУ, 2008. С. 24–29.

Information about the authors:

Petrov Leonid Mykolayovych,
Candidate of Technical Sciences, Associate Professor,
Odesa Military Academy
10, Fontanska doroha str., Odesa, Ukraine

Petryk Yuriy Mykolayovych,
Senior Lecturer,
Odesa Military Academy
10, Fontanska doroha str., Odesa, Ukraine