

Сафаров Е.Г.

*Відкритий міжнародний університет розвитку людини "Україна"***ОСОБЛИВОСТІ РУХУ ПРОВІДНОГО КОЛЕСА**

Для оптимального розвитку сучасного транспортного сектора важливим є вивчення процесів, що відбуваються у вузлах та механізмах силової взаємодії. Автомобільна галузь складає значну частину сучасного транспорту. Параметри руху автомобіля значною мірою залежать від взаємодії сил, що виникають у місцях зіткнення провідних коліс з дорогою. Автомобільні колеса працюють у складних пружно-напружених та деформаційних умовах. Тому особливий інтерес представляє вивчення процесів, що відбуваються в зоні взаємодії ведучого колеса з дорогою.

Фізико-механічні характеристики матеріалу шини, сила тертя, способи формування та передачі потужності двигуна до провідних коліс, зв'язок тягової сили з потужністю, опір коченню - ці та інші фактори, що впливають на ККД і тягові характеристики автомобільного транспорту ставить перед розробниками завдання, що складно вирішуються.

У статті розглянуто деякі силові аспекти взаємодії провідного колеса транспортних засобів із дорогою на початку руху. Виявлено фактори, що впливають на поступальний рух колеса. Зроблено спробу в доступній формі описати силову картину, що відбувається у взаємодії "колесо-дорога". Проведено експерименти, що вносять деяку ясність розуміння сутності того, що відбувається. Описано механізм формування ведучого моменту колеса і гусеничного приводу. При цьому колесо розглядається у двох умовах навантаження:

- як складова частина транспортного засобу (джерело навантаження жорстко пов'язано з рухомою конструкцією).

- як незалежний об'єкт дослідження (обертаючий рух передається незалежним від двигуна автомобіля джерелом).

Ключові слова: момент кручення, ведучий момент, провідне колесо, шина, транспорт, момент інерції, сила тертя, гусеничний привід, опір коченню.

ВСТУП

Для збільшення ККД і тягової сили транспортних засобів є важливим, яким чином до колісних пар передається момент. Для розуміння силових факторів, що впливають на ефективне використання транспортних засобів, необхідно почати з вивчення взаємодії "колесо-дорога" у момент початку руху.

АНАЛІЗ ЛІТЕРАТУРНИХ ДАНИХ ТА ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Опису досить складних процесів, що відбуваються у взаємодії "провідне колесо-дорога" присвячено безліч робіт. У роботі [1] аналізується рух з введенням певного параметра (поздовжнє знесення реакції) зсуву реакційної сили від вертикальної осі колеса. У роботі [2] наведено результати дослідження руху еластичного колеса по криволінійній траєкторії з нахилом до дороги з високим коефіцієнтом зчеплення. Еластичне колесо розглядається як цілісний механізм, до складу якого входить жорсткий диск, еластичне тіло шини (пневматик) та значний за своїми розмірами контактний відбиток шини. У роботі [3] викладені нові сучасні погляди на теорію експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів. У навчальному посібнику використані результати наукових досліджень наукових дослідників авторів та вчених у галузі проектування та розрахунку автомобілів та тракторів. У роботі [4] розглянуто загальну будову шасі тракторів та автомобілів, принцип дії основних вузлів, агрегатів та систем (трансмисії, системи керування, несівних систем), висвітлено їх призначення, вимоги, класифікації, типові схеми, принцип роботи. Проаналізовано й оцінено різні конструкції, розглянуто види навантажень та руйнувань. Висвітлено питання технічного обслуговування, пошуку й усунення несправностей, а також тенденції вдосконалення систем і механізмів тракторів та автомобілів. У роботі [5] аналізовані тягові характеристики тракторів.

У роботі [6] робляться уточнення, що в процесі кочення колеса, крім поздовжнього зносу нормальної реакції R_z , спостерігається також зміщення осі колеса на величину "с", тому при визначенні коефіцієнта опору коченню необхідно враховувати цей ефект, незважаючи на те, що зсув має невелику величину.

Аналіз досліджень, проведених у роботі [7] показав, що емпіричні залежності дають різний результат при виконні розрахунків, тому питання вибору метода розрахунку величини коефіцієнта опору кочення автомобільного колеса вимагає додаткового дослідження в частині його застосування в методах моделювання початку руху транспортного засобу на підйомі. У роботах [8,9] розглянуто порядок визначення основних експлуатаційних властивостей автомобіля. Наведені методики

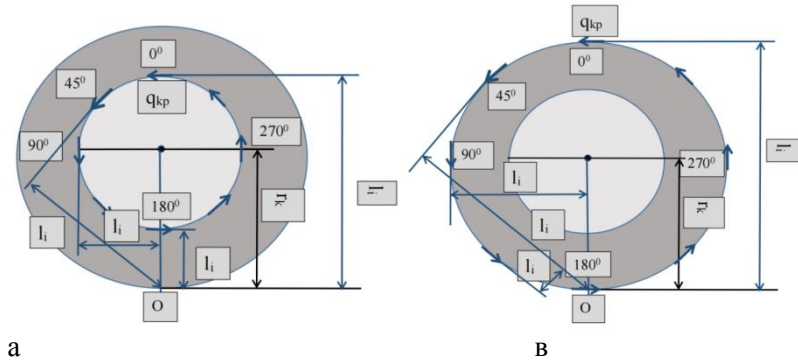


Рисунок 2 - Зображення плеча l_i сил $q_{kp,i}$

Слід зазначити, що за відсутності сил тертя (при нульовому коефіцієнті тертя у зоні контакту) у системі "колесо-дорога", переважно, діє лише M_{kp} .

З появою тертя зона контакту колеса з дорогою є точкою опори для ведучого моменту M_k , який бере на себе відповідальність за рух колеса вперед.

Розглянемо потенціал виникнення ведучого моменту M_k у двох граничних станах (а) та (в):

а) розподілена сила діє на стику диска та колеса (рис. 2,а);

в) розподілена сила діє на зовнішній поверхні колеса (рис. 2,в).

Візьмемо стандартний розмір колеса 215/65/R16:

$$r_d = 16 \times 2,54 \times 10 / 2 = 203 \text{ мм},$$

$$r_k = r_d + 0,65 \times 215 = 343 \text{ мм},$$

$$r_k / r_d = 1,7,$$

де r_d і r_k радіуси диска та колеса відповідно.

На рис. 3,а та рис. 3,в наведено залежності плеча l_i від кута докладання $q_{kp,i}$ для станів (а) та (в) відповідно (чорна лінія).

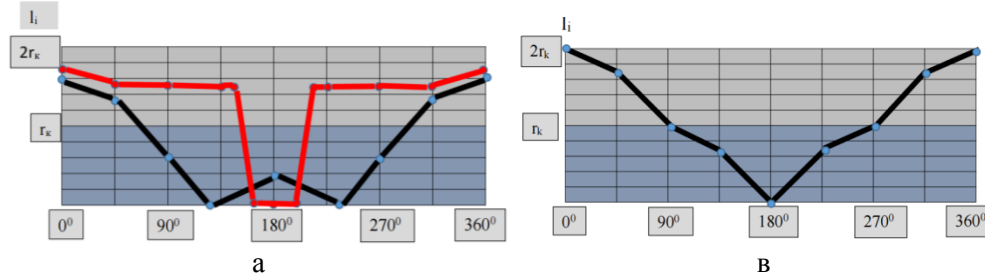


Рисунок 3 - Залежність плеча l_i від кута докладання $q_{kp,i}$

Враховуючи, що $q_{kp,i}$ по колу розподілена рівномірно, площа під лінією залежності еквівалентна сумарному ведучому моменту M_k колеса.

Видно, чим ближче зона докладання сили до точки контакту з дорогою (точка 180°), тим менший її внесок у створенні ведучого моменту.

У варіанті (а) розподілена сила в секторі між 125° і 235° створює ведучий момент протилежного напрямку, перешкоджаючи коченню колеса.

Для поступального руху колеса потрібно, щоб виконувалася умова:

$$\sum M_k(q_{kp,i}) > M_{(Fin.k)},$$

$$M_k(q_{kp,i}) = \sum (q_{kp,i} l_i),$$

$$M_{(Fin.k)} = F_{in.k} r_k,$$

де $M_k(q_{kp,i})$ – сумарний ведучий момент від розподіленої сили $q_{kp,i}$, $M_{(Fin.k)}$ – момент інерції колеса, який заважає руху.

Таким чином, можна констатувати, що розподілена сила в нижній половині колеса практично не бере участі в утворенні ведучого моменту колеса в потрібному напрямку, необхідного для руху. Куди ж витрачається частина моменту, який передається до диска. Зрозуміло, якщо немає тертя, момент кручення повністю витрачається на збільшення обертів колеса, причому участь усіх секторів розподіленого навантаження однакова. А коли коефіцієнт тертя максимальний (немає пробуксовки), розподілена сила в секторі від 90° до 270° бере активну участь у значному складному деформуванні колеса в зоні між дорогою та диском, створюючи несприятливі умови для довговічності шин. При

цьому, враховуючи напрямки вектора сил у нижній половині колеса (проти напрямку руху колеса вперед), можна припустити наявність додаткового фактора, що сприяє ковзанню в зоні контакту та швидкому зношуванню шин.

Уявімо, як розвивається взаємодія "колесо-дорога" в умовах, близьких до реальних. Сила $q_{кр,i}$ діє по радіусу диска. Розглянемо початок руху за різних умов:

1. Коефіцієнт тертя нульовий:

- сила тертя відсутня;
- колесо крутиться, поступального руху немає (колесо буксує);

2. Коефіцієнт тертя невеликий (слизька дорога):

- виникає сила тертя;
- сила $q_{кр,i}$ частково виходить на зовнішній діаметр колеса в зоні контакту з дорогою;
- у колесі в зоні між дорогою та диском виникає складно-деформований стан (зсув, розтягування, стиск) (рис. 4);
- чим більша сила тертя, то більша деформована зона;
- виникає ведучий момент, який призводить до руху колеса вперед;
- при цьому колесо продовжує буксувати, але меншою мірою;

3. Коефіцієнт тертя максимальний, помірні оберти колеса:

- сила тертя максимальна;
- деформований стан охоплює більшу частину колеса, виникають зони з переважно стислим і розтягнутим станом;
- максимальний ведучий момент та рух вперед, пробуксовки немає;

4. Коефіцієнт тертя максимальний, різко збільшуємо оберти колеса:

- сила тертя максимальна;
- максимальний рух вперед;
- ведучий момент максимальний;
- з'являється пробуксовка;

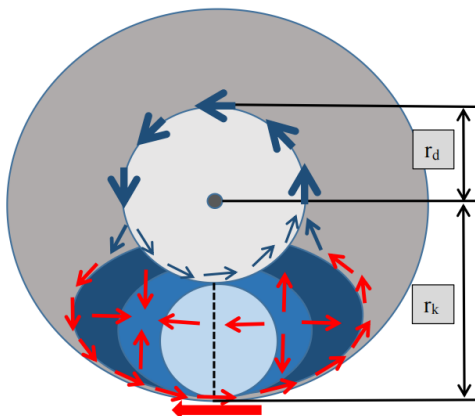


Рисунок 4 - складно-деформована зона

Чому виникає пробуксовка колеса при максимальному коефіцієнті тертя, коли різко збільшуємо оберти колеса?

За відсутності тертя вся потужність, що передається, витрачається на кручення колеса. Векторна сума всіх сил, що діють на колесо, дорівнює нулю. З появою тертя відбувається розбалансування сил: $q_{кр,i}$ частково виходить на зовнішній діаметр колеса в зоні контакту з дорогою та виникає сила тертя (в зоні деформації колеса). З появою точки опори (тертя) частина потужності перетворюється на ведучий момент.

Якщо момент кручення $M_{кр}$ перевищує ведучий момент $M_{к,max}$, виникають умови для пробуксовування колеса.

Проведемо експеримент:

Рухома конструкція (1) (рис. 5), яка знаходиться на нерухомій основі (7) має пару провідних (2) та ведених (3) коліс.

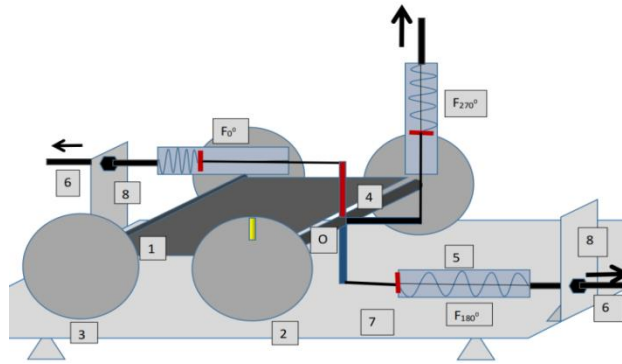


Рисунок 5 - схема експерименту

Момент кручення до коліс передається за допомогою важеля (4), з'єднаного до осі провідної колісної пари. Довжина важеля дорівнює радіусу колеса r_k . Навантаження виконано за допомогою регульованого різьбового стрижня (6), який жорстко пов'язаний з основою (7) кронштейном (8) та не має контакту з рухомою конструкцією (1). Зусилля незалежно, реєструється за допомогою динамометра (5). Конструкція дозволяє навантажити колісну пару в положенні важеля 0^0 , 180^0 та 270^0 (рис. 2).

Покази динамометра зареєстровано на момент початку руху контрольованою відміткою на колесі.

Експеримент показав, що

$$F_{0^0} = 0.5 F_{270^0}$$

При навантаженні в положенні важеля 180^0 зрушити колесо з місця не вдалося.

Чи має значення для руху, яким чином передається потужність до колеса. Уявімо собі колесо з умовними “вушками”, до яких прив'язані ниточки. Колесо знаходиться на льоду з нульовим коефіцієнтом тертя (рис. 6).

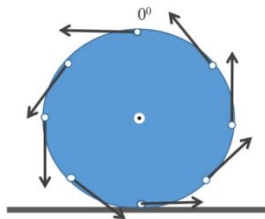


Рисунок 6 - колесо з умовними “вушками”

Зрозуміло, якщо потрібно крутити колесо, будь-яке “вухко” підійде однаковою мірою. А якщо потрібно котити колесо, то найбільш вдалим буде верхнє (0^0) з найбільшим плечем, що і підтверджується експериментом.

Варіант 2

Розглянемо, що відбувається, коли колесо є складовою частиною транспортного засобу. Дещо видозмінимо схему експерименту, описаного вище.

Навантаження виконано за допомогою регульованого різьбового стрижня (6), який жорстко пов'язаний з рухомою конструкцією (1) кронштейном (7) (рис. 7).

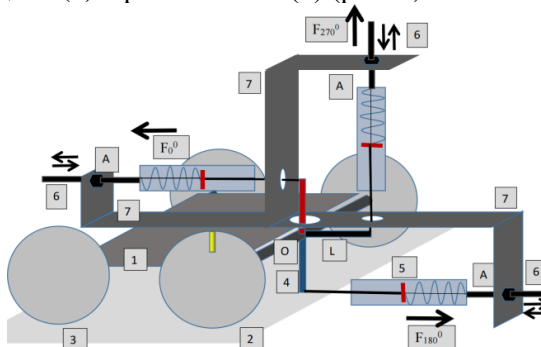


Рисунок 7 - схема експерименту

Експеримент показав, що навантаження, необхідне для початку руху, не залежить від точки докладання.

$$F_0^0 = F_{180}^0 = F_{270}^0.$$

Чому така різна силова поведінка колеса при різних варіантах навантаження?

Розглянемо силову схему (рис. 8):

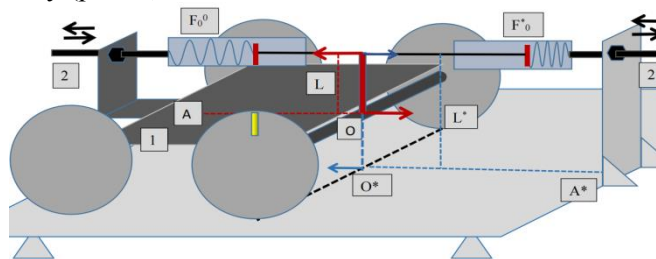


Рисунок 8 - схема експерименту

Розглянемо колесо як **автономний об'єкт дослідження** (варіант 1). Коли намагаємося повернути важіль (від 0^0) за допомогою незалежної сили F_0^{*0} (синій колір), яка не має прямого зв'язку з рухомою конструкцією (1), реакція спрямована в зону контакту колеса з дорогою (від точки A^* до точки O^*). Виникає ведучий момент M_k з плечем $L^* = 2r_k$:

$$M_{k(0^0)} = 2F_0^{*0} r_k$$

Розглянемо колесо як **складову частину транспортного засобу** (варіант 2). Коли намагаємося повернути важіль (від 0^0) провідного колеса силою F_0^0 (червоний колір) за допомогою стрижня (2), який жорстко з'єднаний з рухомою конструкцією (1) (рис. 8), виникає реакція, яка спрямована в бік осі провідного колеса (від точки A до точки O). Між прикладеною силою F_0^0 і реакцією виникає момент M_{kp} з плечем L , який відповідає довжині важеля (радіусу колеса r_k).

$$M_{kp(0^0)} = F_0^0 L = F_0^0 r_k$$

Причому довжина плеча L не залежить від положення важеля ($L(0^0) = L(180^0) = L(270^0)$). Тому сила $F_0^0 = F_{180}^0 = F_{270}^0$, що і підтверджується експериментом, описаним вище.

Оскільки результати дії моментів $M_{k(0^0)}$ та $M_{kp(0^0)}$ ідентичні, то:

$$\begin{aligned} M_{k(0^0)} &= M_{kp(0^0)}, \\ F_0^0 &= 2F_0^{*0} \end{aligned}$$

Таким чином, в точці 0^0 для початку руху при варіанті 1 необхідно докласти вдвічі менше сили, ніж при варіанті 2.

При докладанні навантаження в точці 270^0 :

$$F_{270}^{*0} = F_{270}^0$$

При спробі зрушити важіль у точці 180^0 (рис. 9) реакція збігається з прикладеним навантаженням, відповідно плече $L^* \approx 0$, $M_{k(180^0)} \approx 0$, зрушити колесо з місця не вдається.

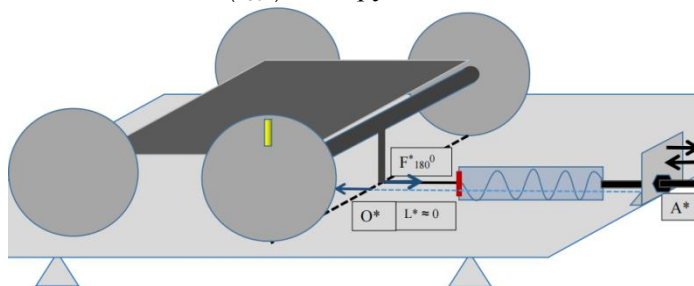


Рисунок 9 - схема експерименту

Таким чином, при розгляді колеса як автономного об'єкту дослідження від незалежної сили, можна говорити про виникнення ведучого моменту, значення якого залежить від зони застосування навантаження, що підтверджується експериментальними даними.

Виникає питання: якою мірою поступальний рух колеса визначається силою тертя, наскільки важливо, у якій зоні колеса відбувається передача потужності двигуна, від яких факторів залежить сила тяги транспортних засобів?

Звернемося до досвіду [11,12] у цій галузі.

На рис. 10 а,в,с наведено фото гусеничного ходу, штатного колеса, а також креслення для порівняльного розрахунку трактора "Білорусь МТЗ 80.1". Провідне колесо з діаметром 1580 мм

(R38, $r_k/r_d = 1,7$) замінили на зірку гусеничного приводу з діаметром у 2 рази меншим. При цьому сила тракторної тяги зросла до двох разів. За даними джерел, пробуксовування трактора на гусеничному ході 2-5%, а на колісному - до 15%.

Отже, підвищення сили тяги вдвічі не пояснюється зростанням сили тертя, оскільки відсутність пробуксовки передбачає використання потужності двигуна у повному обсязі. Спосіб передачі потужності до коліс й до гусеничного приводу однаковий. Чим пояснюється значне зростання сили тяги.

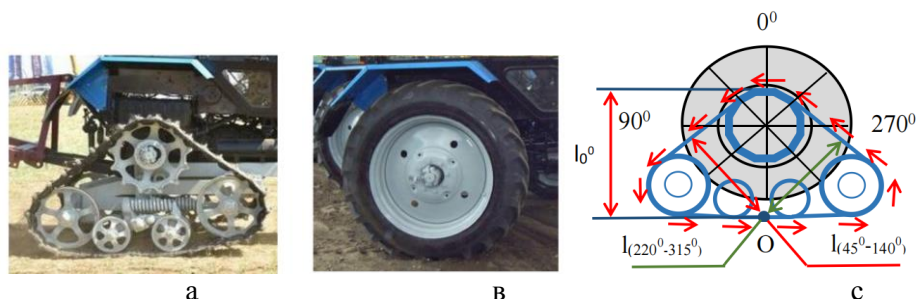


Рисунок 10 - гусеничний хід, штатне колесо, креслення

На рис. 3,а наведена залежність плеча ведучого моменту від кута докладання сили для гусеничного ходу трактора (червона лінія) та штатного колеса (чорна лінія). Ведучий момент гусеничного приводу (еквівалент площі під залежністю) значно більший у порівнянні з колесом того ж трактора, що пояснює збільшення сили тяги.

ВИСНОВКИ

Отримані дані дозволяють описати деякі аспекти силової взаємодії провідного колеса та гусеничного приводу транспортних засобів. Описано механізм формування ведучого моменту колеса й гусеничного приводу.

ПЕРЕЛІК ДЖЕРЕЛ ПОСИЛАННЯ

1. П. М. Гащук П.М., Нікіпчук С.В. Феноменологічне й модельне означення поняття "коефіцієнт опору коченню" колеса транспортної машини // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Динаміка, міцність та проектування машин і приладів. - 2013. - № 759. - С. 16-25.
2. Солтус А.П., Клімов Е.С., Тарандушка Л. А. Особливості кочення еластичного колеса з нахилом до дороги // Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті. -2022. - т.18.
3. Подригало М.А., Шелудченко В.В. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів[текст]: П44 Навч. посібн. // Суми.: Сумський національний аграрний університет, 2015.– 213с.
- 4.Лебедев А.Т., Антошенков В.М., Бойко М.Ф. Трактори та автомобілі. Навч. посібник // К.: Вища освіта, 2004. — 336 с.: іл
5. https://evgivanov.github.io/expl_html_book/book/part1/tema1-3.html.
6. Гащук П. Автомобіль. Теорія колісного рушія. Кондор. Київ, 2018. - 328 с.
7. Pauwelussen J., Dalhuijsen W., Merts M. Tyre dynamics, tyre as a vehicle component Part 3.: Rolling resistance. Virtual Education in Rubber Technology (VERT), FI-04-B-F-PP-160531, HAN University, 2007. - 50.
8. Біліченко В.В., Добровольський О.Л., Огневий В.О., Смирнов Є.В.. Автомобілі. Теорія експлуатаційних властивостей : навчальний посібник // Вінниця : ВНТУ, 2017. – 163 с.
9. Венцель Є.С, Гончаров В.М. Тягові розрахунки автомобілів та тракторів: Конспект лекцій. // Харків: Укрдазт, 2007. - 17 с.
10. <https://agropravda.com/news/tractors/8087-umelcy-osnastili-tractor-mtz-80-guseniciami-video>.
11. <https://traktorist.ua/articles/144-sistema-gusenichnogo-hodu-fendt-mobil-trac>.

REFERENCES

- 1.Hashchuk P. M. , Nikipchuk S. V. (2013) Fenomenologichne y model'ne oznachennya ponyattya "kofeitsiyent oporu kochennyu" kola transportnoyi mashyny [Phenomenological and model definition of the concept of "rolling resistance coefficient" of a wheel of a transport vehicle]. Lviv, *Visnyk Natsional'noho universytetu "L'vivs'ka politekhnika"*, [in Ukrainian].

2. Soltus A.P., Klimov E.S., Tarandushka L. A. (2022). Osoblyvosti kochennya elastychnoho koleasa z nakhyлом do dorohy [Rolling features of an elastic wheel inclined to the road]. *Suchasni tekhnolohiyi v mashynobuduvanni ta transporti*, [in Ukrainian].
3. Podryhalo M.A., Sheludchenko V.V. (2015) Nove v teorii ekspluatatsiynykh vlastyvostey avtomobiliv ta traktoriv [tekst] [New in the theory of operational properties of cars and tractors[text]]. *Summary: Sumy National Agrarian University*, [in Ukrainian].
4. Lebedyev A.T., Antoshchenkov V.M., Boyko M.F. (2004). Traktory ta avtomobili. Navch. Posibnyk [Tractors and cars. Education manual] . K.: *Vyshcha osvita*, [in Ukrainian].
5. https://evgivanov.github.io/expl_html_book/book/part1/tema1-3.html.
6. Gashchuk P. (2018). Avtomobil. Teoriya kolisnoho rushiya [Car. Theory of wheel rolling]. Kiev, *Condor*, [in Ukrainian].
7. Pauwelussen J., Dalhuijsen W., Merts M. (2007) Tire dynamics, tire as a vehicle component Part 3.: Rolling resistance. Virtual Education in Rubber Technology (VERT), FI-04-B-F-PP-160531, HAN University, 50.
8. Bilichenko V.V., Dobrovol's'kyi O.L., Ohnevyy V.O., Smyrnov YE.V..(2017). Avtomobili. Teoriya ekspluatatsiynykh vlastyvostey : navchal'nyy posibnyk [Cars. Theory of operational properties: study guide]. *Vinnytsia: VNTU*, [in Ukrainian].
9. Venzel E.S., Goncharov V.M. (2007) Tyahovi rozrakhunky avtomobiliv ta traktoriv: Konspekt lektsiy [Traction rozrahunka cars and tractors: Lecture notes]. Kharkiv: *Ukrdazt*, [in Ukrainian].
10. <https://agropravda.com/news/tractors/8087-umelcy-osnastili-traktor-mtz-80-gusenicami-video>.
11. <https://traktorist.ua/articles/144-sistema-gusenichnogo-hodu-fendt-mobil-trac>.

E.Safarov, Features of the drive wheel movement

It is important to study nodes and mechanisms of power interaction's processes for the development of the modern transport sector. The automotive industry is a significant part of modern transport. The car's movement parameters largely depend on the interaction of powers arising at the point of contact of the leading wheels with the road. Automobile wheels work in complex elastic-stress and deformation conditions. Therefore, it is of particular interest to study the processes of interaction between the driving wheel and the road's zone. Physico-mechanical characteristics of the tire material, friction power, methods of forming and transmitting engine power to the driving wheels, the relationship between traction force and power, rolling resistance - these and other factors that affect the efficiency and traction characteristics of road transport pose difficult to solve tasks to developers.

The article considers some force aspects of the interaction of the driving wheel of vehicles with the road at the beginning of movement. Factors affecting the translational movement of the wheel have been identified. There was an attempt to describe in an accessible form the force picture that occurs in the "wheel-road" interaction. Experiments that have been conducted bring some clarity to the understanding of the essence of what is happening. The mechanism of formation of the leading moment of the wheel and the crawler drive is described. At the same time, the wheel is considered in two load conditions:

- as a component part of the vehicle (the load source is strictly connected to the moving structure).
- as an independent object of research (torque is transmitted by an independent of the car engine source).

Key words: torque, driving moment, driving wheel, tire, transport, moment of inertia, frictional power, crawler drive, rolling resistance.

САФАРОВ Елман Гасанбей огли, кандидат технічних наук, доцент кафедри автомобільного транспорту та соціальної безпеки, Інженерно-технологічний інститут Відкритого міжнародного університету розвитку людини «Україна», e-mail: elman19.60.07@gmail.com, ORCID 0000-0002-4584-5539

Elman SAFAROV, PhD in Engineering, Associate Professor of the Department of Road Transport and Social Security, Engineering and Technology Institute of the Open International University of Human Development "Ukraine", e-mail: elman19.60.07@gmail.com, ORCID 0000-0002-4584-5539

DOI 10.36910/automash.v1i20.1051