

ВПЛИВ ПРИЧІПНИХ ЛАНОК НА КЕРОВАНІСТЬ ТРАКТОРНИХ САМОХІДНИХ ШАСІ

¹Харківський національний автомобільно-дорожній університет

²Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут»

Проведено аналіз методів розрахунку розподілу нормальних реакцій дороги між осями тракторного агрегату. Показано, що вони базуються на хибному уявленні про те, що тягові сили та сили опору кочення прикладено в плямах контакту колесі з дорогою. У дослідженні показано, що встановлення причіпної ланки на тракторне самохідне шасі через задню навісну систему на рівні нижче осі задніх коліс (діаметр яких більш великий стосовно діаметра передніх коліс) дає змогу зменшити додаткове розвантаження передніх коліс. Розрахована більш коректна схема тракторного агрегату з прикладанням тягової сили та сили опору кочення на осях коліс, яка визначає збільшення сумарної нормальної реакції на передніх колесах тракторного самохідного шасі при роботі з причіпною ланкою. Показано, що збільшення різниці динамічних радіусів передніх та задніх коліс, зменшення вертикальної координати центру мас тракторного агрегату приводить до збільшення нормальної реакції дороги на передніх колесах. Оскільки керованість колісних машин підвищується зі зростанням нормальної реакції на передніх колесах, то наявність причіпних ланок з точкою кріплення, що розташована нижче осі заднього ведучого колеса, підвищує керованість тракторного агрегату на базі самохідного шасі. Вирішено задачу визначення сумарної нормальної реакції дороги на передніх колесах тракторного самохідного шасі з причіпною ланкою у випадку прикладання тягової сили та сили опору руху на осях коліс. Для збільшення точності знаходження сумарної нормальної реакції дороги на передніх колесах тракторного самохідного шасі, що дозволить уточнити оцінку керованості останнього при русі з причіпною ланкою. Збільшення різниці динамічних радіусів коліс та зменшення бази тракторного самохідного шасі дає змогу збільшити величину сумарної нормальної реакції дороги на колесах стосовно горизонтальної реакції в шарнірі осі причіпної ланки. Визначено, що робота тракторного самохідного шасі з причіпними ланками характеризується більш високим коефіцієнтом корисної дії його ходової частини порівняно з універсальним трактором класу 0,6 і більш високими зусиллями за умови завантаженості його передньої платформи.

Ключові слова: тракторне самохідне шасі, маневреність, керованість, причіпні ланки, центр мас, тягова сила, нормальна реакція.

Вступ

Тракторні самохідні шасі (ТСШ) мають низькі показники маневреності та керованості, що пов'язано з положенням центру мас машини без знаряддя, зміщеного до задньої осі. Це значною мірою вплинуло, на відсутність задньої навісної системи серійного тракторного самохідного шасі Т16МГ.

Збільшення показників вищевказаних властивостей дослідниками велося за такими напрямками:

- застосування комбінованого способу повороту із загальмовуванням одного із задніх коліс [1];
- використання поворотних передніх мостів замість передніх поворотних коліс [2].

Низькі показники керованості відомих конструкцій тракторних самохідних шасі (без навішування знаряддя в міжосьовий простір на рамі) пов'язані з малим нормальним навантаженням на передні (напрямні) колеса. Застосування задньої навісної системи на машинах вказаного компонування ще більше посилює ситуацію, оскільки призводить до ще більших навантажень на передні колеса.

Аналіз останніх досягнень та публікацій

У дослідженні показано, що встановлення причіпної ланки для приєднання навісних та причіпних машин на рівні нижче осі задніх коліс (відносно більшого діаметра) дає змогу зменшити додаткове розвантаження передніх коліс. Це вдалося визначити при використанні результатів досліджень авторів, які досліджували уточнення точки положення тягових сил та сил опору кочення до коліс.

Дослідженню динаміки тракторних потягів присвячені роботи багатьох вітчизняних та закордонних авторів [3–5]. Дослідження динамічних процесів роботи колісних тракторів з причіпними та навісними знаряддями проведено авторами А. Т. Лебедевим, М. П. Артемовим, Р. В. Антощенковим та інш. [3–5]. На рисунку 1 приведена розрахункова схема тракторного агрегату у складі тракторного самохідного шасі та причіпної машини. На цій схемі точками положення тягової сили P_k на задні ведучі колеса та сили опору кочення передніх коліс P_{T1} традиційно є точки контакту вказаних коліс із дорогою.

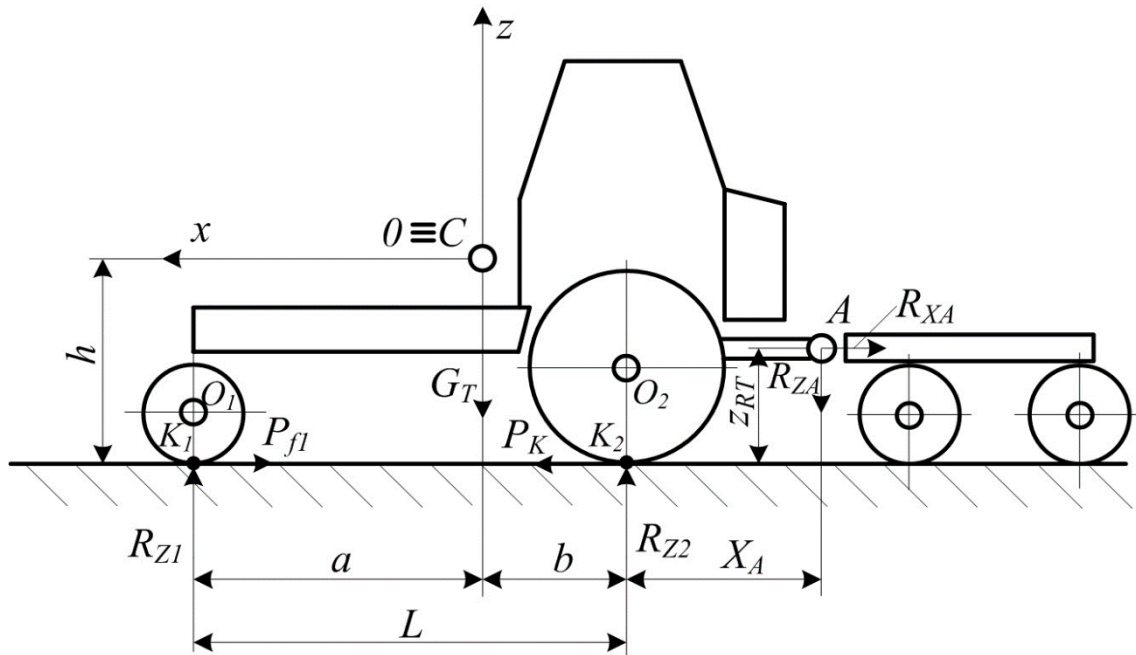


Рис. 1. Традиційна розрахункова схема тракторного агрегату для знаходження сумарних нормальних реакцій дороги на передні R_{Z1} та задні R_{Z2} колеса

Відповідно до традиційної розрахункової схеми рівняння рівноваги (при рівномірному русі тракторного агрегату) будуть мати такий вигляд:

$$\sum M_c = -R_{Z1}L + Gb + R_{xA}Z_A - R_{ZA}(b + X_A) = 0. \quad (1)$$

Звідки знаходимо

$$R_{Z1} = G \frac{b}{L} \left[1 - \frac{R_{xA}}{G} \frac{Z_A}{b} - \frac{R_{ZA}}{G} \left(1 + \frac{X_A}{b} \right) \right], \quad (2)$$

де G – вага тракторного самохідного шасі, $G = m \cdot g$; m – маса ТСШ; g – прискорення вільного падіння $g = 9,81 \text{ м/с}^2$; R_{xA} , R_{ZA} – горизонтальна та вертикальна реакції взаємодії причіпної ланки у шарнірі A ; X_A , Z_A – горизонтальна та вертикальна координати осі шарніра A відносно точки K_2 контакту задніх коліс ТСШ із дорогою; b – відстань від точки O_2 до проєкції координати центра мас C на горизонтальних площинах, яка проходить через осі задніх коліс.

Вираз (2) можна уявити у вигляді:

$$R_{Z1} = R_{Z10} + \Delta R_{Z1}, \quad (3)$$

де R_{Z10} – сумарна нормальна реакція на передніх колесах тракторного самохідного шасі при відсутності ланки,

$$R_{Z10} = G \cdot \frac{b}{L}, \quad (4)$$

де L – повздовжня колісна база ТСШ; ΔR_{Z1} – зміна сумарної нормальної реакції дороги на передніх колесах при русі ТСШ із причіпною ланкою

$$\Delta R_{Z1} = G \frac{b}{L} \left[\frac{R_{xA}}{G} \cdot \frac{Z_A}{b} - \frac{R_{ZA}}{G} \left(1 + \frac{X_A}{b} \right) \right]. \quad (5)$$

Аналіз виразу (5) показує, що при будь-яких значеннях Z_A та X_A величина ΔR_{Z1} , завжди від'ємна. Зниження величини X_A та Z_A зменшує абсолютне значення $|\Delta R_{Z1}|$.

У роботі М. А. Подригала та В. В. Шелудченка [6] доведено, що тягові сили та сили опору кочення необхідно правильно прикладати на осі коліс. У цьому разі зміна сумарної нормальної реакції дороги на передніх колесах буде іншою. Це вплине на точність оцінки керованості тракторного самохідного шасі.

Мета та постановка завдання дослідження

Метою дослідження є збільшення точності знаходження сумарної нормальної реакції дороги на передніх колесах тракторного самохідного шасі, що дасть змогу уточнити оцінку керованості останнього при русі з причіпною ланкою.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити задачу визначення сумарної нормальної реакції дороги на передніх колесах тракторного самохідного шасі з причіпною ланкою у випадку прикладання тягової сили та сили опору руху на осях коліс.

Виклад основного матеріалу

При прикладанні тягової сили та сили опору кочення передніх коліс ТСШ на осях коліс розрахункова схема тракторного агрегату буде мати вигляд, який наведений на рисунку 2.

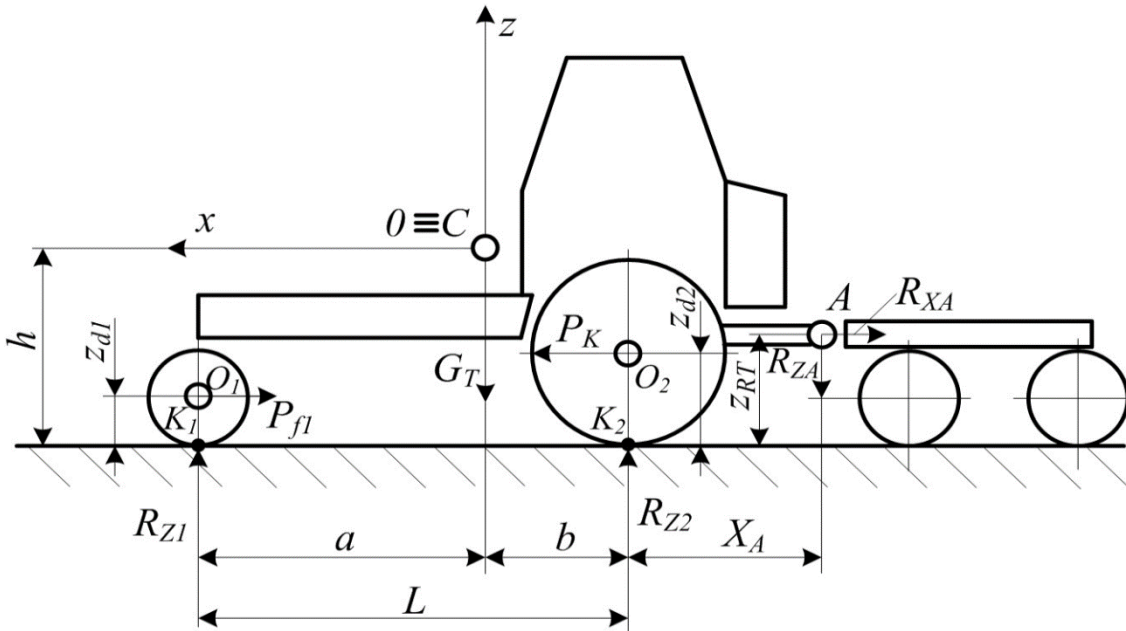


Рис. 2. Розрахункова схема тракторного агрегату при прикладанні тягової сили P_K та сили опору кочення P_t на осях коліс

Рівняння рівноваги тракторного самохідного шасі у цьому разі буде мати вигляд:

$$\sum M_c = -R'_{Z1}L + P_{f1}(r_{\partial 2} - r_{\partial 1}) + R_{XA}(r_{\partial 2} - r_{\partial 1}) - R_{ZA}(b + X_A) = 0, \quad (6)$$

де $r_{\partial 1}$, $r_{\partial 2}$ – динамічні радіуси передніх та задніх коліс, $r_{\partial 2} > r_{\partial 1}$.

З рівняння (6) беремо до уваги відношення

$$G = m_T \cdot g \quad (7)$$

та

$$P_{f1} = t \cdot G = t \cdot m_T \cdot g. \quad (8)$$

Знаходимо сумарну нормальну реакцію дороги R_{Z1} на передніх колесах

$$R'_{Z1} = m_m g \frac{b}{L} \left[1 + t \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{b} + \frac{R_{XA}}{m_m g} \cdot \frac{r_{\partial 2} - Z_A}{b} - \frac{R_{ZA}}{m_m g} \cdot \left(1 + \frac{X_A}{b}\right) \right], \quad (9)$$

де t – коефіцієнт опору коченню передніх коліс.

Наведемо також для прикладу рівняння (2) з урахуванням виразу (7)

$$R_{Z1} = m_m g \frac{b}{L} \left[1 - \frac{R_{XA}}{m_m g} \cdot \frac{Z_A}{b} - \frac{R_{ZA}}{m_m g} \cdot \left(1 + \frac{X_A}{b}\right) \right]. \quad (10)$$

Зіставлення правих частин рівнянь (9) та (10) показують, що $R'_{Z1} > R_{Z1}$. Крім того, правильно прикладені сили тягової P_K та сили опору кочення P_t на осях коліс показують, що необхідно

враховувати і коефіцієнт опору кочення передніх коліс, який у відомій формулі (10) неврахований. Також потрібно враховувати і динамічні радіуси коліс $r_{\partial 1}$ та $r_{\partial 2}$, а, особливо їх різницю $r_{\partial 1} - r_{\partial 2}$.

Зміна сумарної нормальної реакції дороги на колесах при русі тракторного самохідного шасі з причіпною ланкою буде дорівнювати

$$\Delta R'_{Z1} = m_m g \frac{b}{L} \left[t \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{b} + \frac{R_{XA}}{m_m g} \cdot \frac{r_{\partial 2} - Z_A}{b} - \frac{R_{ZA}}{m_m g} \cdot \left(1 + \frac{X_A}{b}\right) \right]. \quad (11)$$

Рівняння (5) з урахуванням (7) також прийме такий вигляд:

$$\Delta R'_{Z1} = -m_m g \frac{b}{L} \left[\frac{R_{XA}}{m_m g} \cdot \frac{Z_A}{b} - \frac{R_{ZA}}{m_m g} \cdot \left(1 + \frac{X_A}{b}\right) \right]. \quad (12)$$

Порівнюючи (11) та (16), бачимо, що коректне складання розрахункової схеми тракторного агрегату показує збільшення сумарної нормальної реакції на передніх колесах при роботі з причіпною ланкою.

Величина $\Delta R'_{Z1} > 0$ за умови

$$\frac{R_{Z1}}{m_m g} < \frac{t(r_{\partial 2} - r_{\partial 1}) + \frac{R_{XA}}{m_m g} (r_{\partial 2} - Z_A)}{b + X_A}. \quad (13)$$

Аналіз рівняння (13) показує, що зі збільшенням різниці динамічних горизонтальних реакцій радіусів $r_{\partial 1}$ та $r_{\partial 2}$ та різниці $r_{\partial 2} - Z_A$, R_{XA} та зменшенням координати центра мас «b» сумарна нормальна реакція R_{Z1} на передніх колесах буде збільшуватися при роботі ТСШ із причіпною ланкою.

Під час роботи ТСШ із причіпною ланкою, вага якої розподіляється між його опорними колесами, величина R_{ZA} близька до нуля. У цьому разі вираз (11) приймає вигляд

$$\Delta R'_{Z1} = m_m g \frac{b}{L} \left[t \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{b} + \frac{R_{XA}}{m_m g} \cdot \frac{r_{\partial 2} - Z_A}{b} \right]. \quad (14)$$

З рівняння (14) бачимо, що чим нижче розташована точка А ($Z_A \rightarrow 0$), тим більша величина $\Delta R'_{Z1}$ та, відповідно, керованість тракторного агрегату.

Нехтуючи величиною $t \frac{r_{\partial 2} - r_{\partial 1}}{b}$ через її відносно малість, перетворимо рівняння (14) до вигляду

$$\Delta R'_{Z1} = R_{XA} \frac{r_{\partial 2} - Z_A}{L}. \quad (15)$$

У відносних величинах

$$\frac{\Delta R'_{Z1}}{R_{XA}} = \frac{r_{\partial 2} - Z_A}{L}. \quad (16)$$

Аналіз рівняння (16) показує, що збільшення різниці $r_{\partial 2} - Z_A$ та зменшення бази L трактора дає змогу збільшити величину $\Delta R'_{Z1}$ стосовно горизонтальної реакції в шарнірі А від причіпної ланки. При $r_{\partial 2} = Z_A$ нормальна реакція дороги на передніх колесах трактора не буде зменшуватися в залежності від сили R_{XA} , де $\Delta R'_{Z1} = 0$ при будь-якому значенні сили R_{XA} .

Для самохідного шасі робота на тязі причіпних ланок не є для нього характерною і допустима за умови агрегування з навісною платформою чи з фронтальним навантажувачем, чи з іншим знаряддям, встановленим на його раму. Тут воно використовується як противага.

Причіпною ланкою можуть бути також і різні причіпні машини, наприклад, прес-підбиральники. Під час перевезення легких великогабаритних вантажів (транспортування сіна) самохідне шасі можливо використовувати як тракторний потяг із двома ланками.

З теорії трактора відомо, що при паралельності лінії тягового зусилля поверхні шляху виникає перерозподіл нормальних навантажень між перед передніми і задніми колесами, сума ненормальних реакцій залишається постійною і дорівнює вазі самохідного шасі.

При нахилі лінії тягового зусилля до поверхні шляху зміна реакції виникає не тільки через перерозподіл нормальних навантажень між колесами, але і внаслідок дії вертикальної складової тягового зусилля $P_{KP} \cdot \sin V_{KP}$:

$$Y_n = G_n - \frac{P_{KP} \cdot h'_{KP} + M_t}{L}; \quad (17)$$

$$Y_3 = G_3 + \frac{P_{KP} \cdot h'_{KP} + M_t}{L} + P_{KP} \cdot \sin V_{KP}, \quad (18)$$

де h'_{KP} – умовна висота причіпної ланки (рахується від точки перетину лінії тягового опору з вертикальною площиною, яка проходить через вісь ведучого колеса); V – кут нахилу тягового зусилля; Y_n – нормальна реакція ґрунту на передніх колесах ТСШ; Y_3 – нормальна реакція ґрунту на задніх колесах ТСШ; V_{KP} – кут лінії тяги.

У цьому разі сума вертикальних реакцій не залишається постійною і дорівнює вазі ТСШ, $Y_n + Y_3 = G + P_{KP} \cdot \sin V_{KP}$, але це не змінює якісний відносний розподіл нормальних реакцій у ТСШ, оскільки в першому і другому випадках дія вертикальної складової тягового зусилля однаковою мірою впливає на їх зміну.

Водночас додатковий перерозподіл реакцій шляхом вертикальної складової тягового зусилля може викликати втрату керованості ТСШ. Але для уникнення цього при роботі з причіпними завантажують також і передню платформу.

Висновки

1. Наявні методи розрахунку розширення нормальних реакцій дороги між осями тракторного агрегату базується на хибному уявленні про те, що тягові сили та сили опору кочення прикладені в плямах контакту коліс з дорогою. Це тягне за собою такі помилки:

у випадку руху з причіпною ланкою розрахункове значення сумарної нормальної реакції на передніх колесах менше, ніж дійсне, що свідчить про гіршу керованість ТСШ;

ухвалюються некоректні рішення з вибору координати точки кріплення причіпної ланки до ТСШ;

неточна оцінка впливу сили опору коченню коліс на зменшення сумарної нормальної реакції дороги на передніх колесах.

2. Більш коректне складання розрахункової схеми тракторного агрегату з прикладанням тягової сили та сили опору кочення на осях коліс показує збільшення сумарної нормальної реакції на передніх колесах при роботі з причіпною ланкою.

3. Аналіз отриманих результатів показує, що у разі збільшення різниці динамічних радіусів $r_{\delta 1} - r_{\delta 2}$, передніх та задніх коліс, різниці параметрів $r_{\delta 2} - Z_A$, реакції R_{XA} та зменшення координати центру мас «b» сумарна нормальна реакція дороги на передніх колесах R_{Z1} збільшується, що свідчить про покращення керованості ТСШ.

4. Збільшення різниці $r_2 - Z_A$ та зменшення бази L трактора дає змогу збільшити величину $\Delta R'_Z$ стосовно горизонтальної реакції в шарнірі A осі причіпної ланки. При $r_{\delta 2} = Z_A$ нормальна реакція дороги на передніх колесах трактора не буде залежати від сили R_{XA} .

5. Робота ТСШ з причіпними ланками характеризується більш високим коефіцієнтом корисної дії ходової частини, порівняно з універсальним трактором тягового класу 0,6 і більш високими тяговими якостями.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Бобошко О. А. Підвищення маневреності колісних тракторів і самохідних шасі: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22.02. Харків, 2002. 19 с.
- [2] Закапко О. Г. Поліпшення агрегатованості і маневреності тракторних самохідних шасі використанням переднього поворотного мосту: дисертація РНД, спец. 274 – «Автомобільний транспорт». Харків: ХНАДУ 2023. 170 с.
- [3] Артьомов М. П. Підвищення стійкості руху орного агрегату при зміні технічних параметрів системи керування: автореф. дис.. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: 05.05.11. Харків, 2006. 20 с.
- [4] Артьомов М. П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11. Харків, 2014. 41 с.
- [5] Антощенко Р. В. Динаміка та енергоефективність багатоелементних сільськогосподарських агрегатів: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11. Харків, 2018. 40 с.
- [6] Подригало М. А., Шелудченко В. В. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів і тракторів: навч. посіб. Суми: Сумський національний аграрний університет, 2015. 213 с.

[7] Podrigalo Mikhail, Krasnokutskiy Volodymyr, Zakapko Olexander. Improvement of aggregation techniques of universal self-propelled chassis by using folding frames. SKOPUS. *Engineering for rural development Proceedings: 20-th International Scientific Conference*; May 26–28, 2021. Vol. 20.7 с.

Подригало Михайло Абович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин, e-mail: pmikhab@gmail.com

Харківський національний автомобільно-дорожній університет, м. Харків

Краснокутський Володимир Миколайович – канд. техн. наук, доцент, професор кафедри автомобіле- і тракторобудування, e-mail: hvukvn62@gmail.com

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків

M. Podrigalo¹
V. Krasnokutskiy²

The influence of towing links on the handling of tractor self-propelled chassis

¹Kharkiv National Automobile and Highway University

²National Technical University «Kharkiv Polytechnic Institute»

An analysis of methods for calculating the distribution of normal reactions of the road between the axles of the tractor unit was carried out. It is shown that they are based on the misconception that traction forces and rolling resistance forces are applied in the spots of contact of the wheels with the road. The research shows that installing a towing link on a tractor self-propelled chassis through the rear suspension system at a level below the axis of the rear wheels (the diameter of which is larger in relation to the diameter of the front wheels) allows reducing the additional unloading of the front wheels. A more correct scheme of the tractor unit with the application of the traction force and the rolling resistance force on the wheel axles is calculated, which determines the increase in the total normal reaction on the front wheels of the tractor self-propelled chassis when working with the towing link. It is shown that an increase in the difference in the dynamic radii of the front and rear wheels, a decrease in the vertical coordinate of the center of mass of the tractor unit leads to an increase in the normal reaction of the road on the front wheels. Since the controllability of wheeled machines increases with the growth of the normal reaction on the front wheels, the presence of towing links with the attachment point located below the axis of the rear driving wheel increases the controllability of the tractor unit based on the self-propelled chassis. The problem of determining the total normal reaction of the road on the front wheels of a tractor self-propelled chassis with a trailing link in the case of application of the traction force and the force of movement resistance on the wheel axles has been solved. To increase the accuracy of finding the total normal reaction of the road on the front wheels of the tractor self-propelled chassis, which will allow to clarify the assessment of the controllability of the latter when moving with a towed link. Increasing the difference in the dynamic radii of the wheels and reducing the base of the tractor self-propelled chassis allows you to increase the value of the total normal reaction of the road on the wheels in relation to the horizontal reaction in the hinge of the axle of the trailer link. It was determined that the operation of the tractor self-propelled chassis with trailing links is characterized by a higher efficiency factor of its chassis compared to a universal tractor of class 0.6 and higher efforts under the condition that its front platform is loaded.

Key words: tractor self-propelled chassis, maneuverability, controllability, towing links, center of mass, traction force, normal response.

Podrigalo Mikhail – Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head of the Department of Mechanical Engineering Technology and Machine Repair, e-mail: pmikhab@gmail.com

Krasnokutskiy Volodymyr – Ph. D. (Eng.), Associate Professor, Professor of the Department of Automobile and Tractor Engineering, e-mail: hvukvn62@gmail.com