

Кальченко Б.І.<sup>1</sup>,  
Чернявський І.С.<sup>2</sup>,  
Кожушко А.П.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Національний технічний університет  
«Харківський політехнічний інститут»,  
e-mail: andrejkozhushko7@gmail.com

<sup>2</sup> Ветеран ВАТ «Харківський трактор-  
ний завод»

## ПІДХІД ДО ВИЗНАЧЕННЯ ЗАВАНТАЖЕНОСТІ ТРАНСМІСІЇ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА ПРИ ВПЛИВІ НЕРІВНОСТЕЙ ПОВЕРХНІ

УДК 629.114.2.073.286

*В статті описано підхід до визначення завантаженості механічної трансмісії колісного трактора при впливі нерівностей поверхні. Наведено передаточні функції трансмісії з двома ведучими мостами, яка виконується за допомогою опису коливань моментів, що навантажують пружні ланки колівальної системи. Визначено передаточну функцію підвіски, яка описує плавність руху колісного трактора.*

**Ключові слова:** колісний трактор, завантаженість трансмісії, плавність руху.

### Вступ

Дослідження динамічних перевантажень в трансмісії, як тракторів, так і автомобілів, дозволить вирішити ряд важливих практичних задач за для підвищення технічного рівня в автомобіле- та тракторобудуванні і тим самим збільшить експлуатаційні якості розроблюваної вітчизняної техніки.

При постійній експлуатації тракторних трансмісій спостерігається висока завантаженість деталей, що підтверджується недостатнім ресурсом роботи. Як відомо, режими навантаження трансмісії різноманітні, що обумовлено, як внутрішніми процесами (жорсткість, деформація, тощо), так і умовами експлуатації.

При русі по нерівній поверхні колісного трактора відбувається деформація коліс, що викликає додатковий опір руху та крутні моменти на колесах. Для встановленого режимі роботи момент, що розвивається від двигуна внутрішнього згорання, урівнює постійну складову реакції зовнішнього середовища. Зміна частини впливу у вигляді моменту опору кочення, що діє на колеса, є по відношенню до трансмісії збуренням, що визначається коливаннями системи.

### Аналіз результатів дослідження

Аналізуючи наукову літературу [1 – 4], яка присвячена розгляду питань, що пов'язані з дослідженням завантаженості трансмісії, необхідно звернути увагу на різноплановість цих робіт. Проте актуальним залишається питання, що пов'язано з дослідженням завантаженості трансмісії від впливу нерівностей поверхні.

Але, в залежності від поставлених задач досліджень, прийнятої розрахункової схеми моделі, а також застосовуванням того чи іншого методу дослідження, в цих роботах приймався ряд припущень, які потребують уточнення, а методи досліджень - подальшого розвитку та аналізу.

### Постановка проблеми

Метою даної роботи є навести підхід до визначення завантаженості механічної ступінчастої трансмісії колісних тракторів типу ХТЗ при впливі нерівностей поверхні.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні **задачі**:

– визначити передаточну функцію механічної трансмісії за допомогою опису коливань моментів, що навантажують пружні ланки колівальної системи;

- сформовано диференційні рівняння, що описують плавність руху колісного трактора з двома ведучими мостами;
- навести підхід до оцінки впливу нерівностей доріг (за рахунок дослідження плавності руху) на завантаження механічної трансмісії колісного трактора.

### Передаточна функція трансмісії

Як відомо, збурення, що діють на трансмісії від нерівностей доріг, охоплюють лише низькочастотні власні коливання трансмісії, в той час, як високочастотні власні коливання мають відносно меншу ступінь охоплення.

В коливальну систему, що еквівалентна трансмісії трактора (рис. 1), входять лише приведені маси та сумарна піддатливість трансмісії та шин.

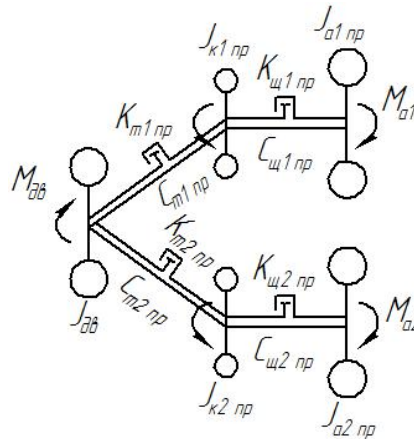


Рис.1 – Коливальна система, що еквівалентна трансмісії трактора

Необхідно відзначити, що дисипативні сили значно ускладнюють аналіз коливальної системи. Розрахунок завантаженості трансмісії виконується за допомогою опису коливань моментів, що навантажують пружні ланки коливальної системи.

Отже, диференційні рівняння коливальних моментів виглядає наступним чином

$$\begin{cases} \ddot{M}_{m1} + b_1 \cdot \dot{M}_{m1} + a_1 \cdot M_{m1} + b_2 \cdot \dot{M}_{m2} + a_2 \cdot M_{m2} - b_3 \cdot \dot{M}_{u1} - a_3 \cdot M_{u1} = a_3 \cdot M_{к1}(t); \\ \ddot{M}_{m2} + b_4 \cdot \dot{M}_{m2} + a_4 \cdot M_{m2} + b_5 \cdot \dot{M}_{m1} + a_5 \cdot M_{T1} - b_6 \cdot \dot{M}_{u2} - a_6 \cdot M_{u2} = a_6 \cdot M_{к2}(t); \\ \ddot{M}_{u1} + b_7 \cdot \dot{M}_{u1} + a_7 \cdot M_{u1} - b_8 \cdot \dot{M}_{m1} - a_8 \cdot M_{m1} = -a_8 \cdot M_{к1}(t); \\ \ddot{M}_{u2} + b_9 \cdot \dot{M}_{u2} + a_9 \cdot M_{u2} - b_{10} \cdot \dot{M}_{m2} - a_{10} \cdot M_{m2} = -a_{10} \cdot M_{к2}(t); \end{cases} \quad (1)$$

де

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{C_{m1}}{J_{дв}} + \frac{C_{m1}}{J_{к1}}; & a_2 &= \frac{C_{m1}}{J_{дв}}; & a_3 &= \frac{C_{m1}}{J_{к1}}; & a_4 &= \frac{C_{m2}}{J_{дв}} + \frac{C_{m2}}{J_{к2}}; & a_5 &= \frac{C_{m2}}{J_{дв}}; & a_6 &= \frac{C_{m2}}{J_{к2}}; \\ a_7 &= \frac{C_{u1}}{J_{к1}} + \frac{C_{u1}}{J_{а1}}; & a_8 &= \frac{C_{u1}}{J_{к1}}; & a_9 &= \frac{C_{u2}}{J_{к2}} + \frac{C_{u2}}{J_{а2}}; & a_{10} &= \frac{C_{u2}}{J_{к2}}; & b_1 &= \frac{K_{m1}}{J_{дв}} + \frac{K_{m2}}{J_{к2}}; \\ b_2 &= \frac{K_{m2} \cdot C_{m1}}{C_{m2} \cdot J_{дв}}; & b_3 &= \frac{K_{u1} \cdot C_{m1}}{C_{u1} \cdot J_{к1}}; & b_4 &= \frac{K_{m2}}{J_{дв}} + \frac{K_{m2}}{J_{к2}}; & b_5 &= \frac{K_{m1} \cdot C_{m2}}{C_{m1} \cdot J_{дв}}; & b_6 &= \frac{K_{u2} \cdot C_{m2}}{C_{u2} \cdot J_{к2}}; \\ b_7 &= \frac{K_{u1}}{J_{к1}} + \frac{K_{u1}}{J_{а1}}; & b_8 &= \frac{K_{m1} \cdot C_{u1}}{C_{m1} \cdot J_{к1}}; & b_9 &= \frac{K_{u2}}{J_{к2}} + \frac{K_{u2}}{J_{а2}}; & b_{10} &= \frac{K_{m2} \cdot C_{u2}}{C_{m2} \cdot J_{к2}}. \end{aligned}$$

Сформувавши диференційні рівняння, розглянемо вимушені коливання. Переда-

точні функції знайдемо за допомогою перетворення Лапласу, які будуть визначені окремо при впливі на колеса переднього та заднього мостів:

– передаточна функція від впливу на колеса переднього моста до моменту, що навантажує привід переднього моста

$$W_{M_{m1}/M_{k1}}(S) = \frac{M_{m1}(S)}{M_{k1}(S)}; \quad (2)$$

– передаточна функція від впливу на колеса переднього моста до моменту, що навантажує привід заднього моста

$$W_{M_{m2}/M_{k1}}(S) = \frac{M_{m2}(S)}{M_{k1}(S)}; \quad (3)$$

– передаточна функція від впливу на колеса заднього моста до моменту, що навантажує привід переднього моста

$$W_{M_{m1}/M_{k2}}(S) = \frac{M_{m1}(S)}{M_{k2}(S)}; \quad (4)$$

– передаточна функція від впливу на колеса заднього моста до моменту, що навантажує привід заднього моста

$$W_{M_{m2}/M_{k2}}(S) = \frac{M_{m2}(S)}{M_{k2}(S)}. \quad (5)$$

На основі обчислення рівнянь (1–5) отримано можливість оцінити завантаження трансмісії.

### Передаточна функція підвіски

При складанні диференціальних рівнянь, що описують роботу в площинах підвіски необхідно скласти схему розрахункової моделі трактору (рис. 2).

Для складання математичної моделі коливань досліджуваної системи скористаємося основним способом, який базується на рівнянні Лагранжа 2-го роду. Рівняння складаються для кожної маси входить в розрахункову систему.

Конкретно для колісного трактору типу ХТЗ з двома ведучими мостами диференціальні рівняння коливань мають наступний вид:

$$\left\{ \begin{array}{l} \ddot{z}_1 + \frac{2 \cdot K_{p1}}{M_1} \cdot \dot{z}_1 + \frac{2 \cdot C_{p1}}{M_1} \cdot z_1 - \frac{2 \cdot K_{p1}}{M_1} \cdot \dot{y}_1 - \frac{2 \cdot C_{p1}}{M_1} \cdot y_1 = 0 \\ \ddot{y}_1 + \frac{(2 \cdot K_{p1} + 2 \cdot K_{u1})}{m_1} \cdot \dot{y}_1 + \frac{(2 \cdot C_{p1} + 2 \cdot C_{u1})}{m_1} \cdot y_1 - \frac{2 \cdot K_{p1}}{m_1} \cdot \dot{z}_1 - \frac{2 \cdot C_{p1}}{m_1} \cdot z_1 = \\ = \frac{2 \cdot K_{u1}}{m_1} \cdot \dot{q}_1(t) + \frac{2 \cdot C_{u1}}{m_1} \cdot q_1(t) \\ \ddot{y}_2 + \frac{(2 \cdot K_{p2} + 2 \cdot K_{u2})}{m_2} \cdot \dot{y}_2 + \frac{(2 \cdot C_{p2} + 2 \cdot C_{u2})}{m_2} \cdot y_2 - \frac{2 \cdot K_{p2}}{m_2} \cdot \dot{z}_2 - \frac{2 \cdot C_{p2}}{m_2} \cdot z_2 = \\ = \frac{2 \cdot K_{u2}}{m_2} \cdot \dot{q}_2(t) + \frac{2 \cdot C_{u2}}{m_2} \cdot q_2(t) \end{array} \right. \quad (6)$$

Одним з рішень диференціальних рівнянь можливо за допомогою перетворення Лапласа, що може бути застосовано для радіального прогину шин  $f_1 = q_1(t) - y_1$  та  $f_2 = q_2(t) - z_2$ .

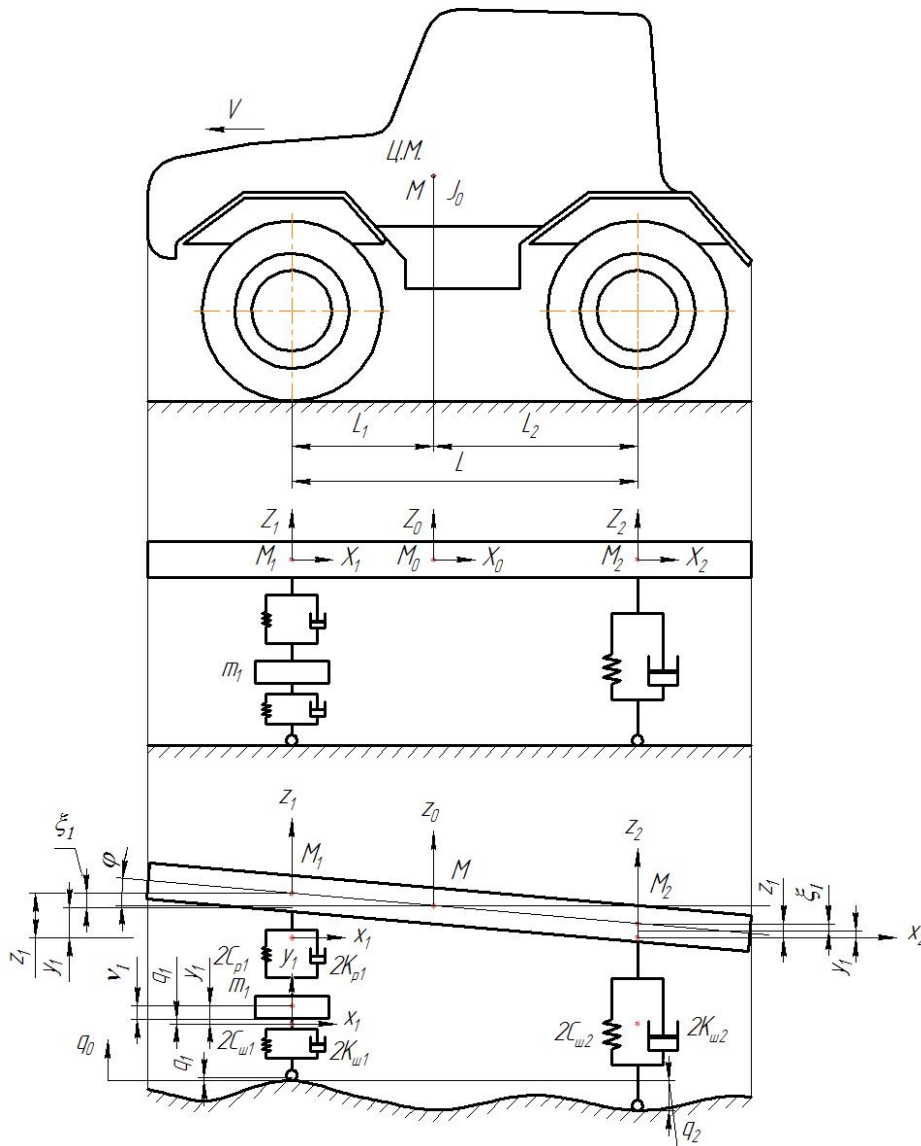


Рис.2 – Схема розрахункової моделі трактора

Спектральні щільності, що збурюють коливання в трансмісії, моментів, що діють на колеса переднього та заднього мостів

$$\begin{cases} S_{M_{k1}} = f^2 \cdot r_k^2 \cdot C_{up1}^2 \cdot |W_{f1}(iw)|^2 \cdot S_q(w); \\ S_{M_{k2}} = f^2 \cdot r_k^2 \cdot C_{up2}^2 \cdot |W_{f2}(iw)|^2 \cdot S_q(w). \end{cases} \quad (7)$$

де  $f$  – коефіцієнт опору кочення;

$r_k$  – радіус кочення колеса;

$C_{up}$  – радіальна жорсткість шин колеса;

$W_f(iw)$  – передаточна функція підвіски ведучого моста

$$W_f(iw) = \frac{(C_{up} / M)^2}{(C_{up} / M)^2 - w^2}, \quad (8)$$

$w$  – поточне значення частоти;

$S_q(w)$  – спектральна щільність збурення фону.

На основі рівнянь (6 – 8) сформовано диференційні рівняння, що описують плавність руху колісного трактора з двома ведучими мостами.

### Дисперсія змінного моменту

При оцінюванні завантаженості трансмісії від впливу нерівностей необхідно проаналізувати значення дисперсії змінного моменту для  $n$ -ої деталі

$$D_{M_n} = 2 \cdot \int_0^{\infty} S_{M_{mn}}(w) dw, \quad (9)$$

де  $S_{M_{mn}}$  – спектральні щільності моментів, що навантажують два вали трансмісії, які визначаються за наступним рівнянням

$$\begin{cases} S_{M_{m1}} = |W_{M_{m1}/M_{k1}}|^2 S_{M_{k1}} + |W_{M_{m1}/M_{k2}}|^2 S_{M_{k2}}; \\ S_{M_{m2}} = |W_{M_{m2}/M_{k1}}|^2 S_{M_{k1}} + |W_{M_{m2}/M_{k2}}|^2 S_{M_{k2}}. \end{cases} \quad (10)$$

Для визначення процесу коливань моменту на окремих деталях дисперсія кожної гармоніки, що є складовою  $S_{M_{mn}}(w)$ , необхідно помножити на квадрат передавального числа трансмісії.

### Висновки

У статті викладено підхід, який оцінює завантаження трансмісії колісного трактора типу ХТЗ при впливі нерівностей поверхні. Наведено опис передавальної функції механічної трансмісії, який обчислює завантаженість трансмісії за допомогою опису коливань моментів, що навантажують пружні ланки коливальної системи. Наведено підхід до оцінки впливу нерівностей доріг (за рахунок дослідження плавності руху) на завантаження механічної трансмісії колісного трактора.

### Перспективи подальших досліджень

В зв'язку зі зростанням попиту на трактори, що оснащені безступінчастими трансмісіями (електромеханічними, гідروоб'ємно-механічні, тощо) за рахунок цілого ряду переваг [5] в порівнянні з тракторами з механічними ступінчастими трансмісіями. Тому подальше дослідження завантаженості безступінчастих трансмісій від впливу нерівностей поверхні є актуальним, як при проектуванні нової, так і модернізації старої аграрної техніки.

### Література

1. Шупляков В.С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. – М.: Транспорт, 1974. – 328 с.
2. Барский И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович, Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1973. – 280 с.
3. Дубинин Е.А. Оценка нагруженности катков с учетом перераспределения вертика-

льної нагрузки между бортами гусеничного трактора / Е.А. Дубинин, А.С. Полянський, А.Г. Хворост // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: зб. наук. праць, Вип. 80. – Харків, 2009. – С. 79-86.

4. Кальченко Б.И. Нагруженность трансмиссии трактора типа Т-150 при управляемом дрижении на пахоте / Б.И. Кальченко, Н.Е. Сергиенко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексу. – 2016. – №5. – С. 95 – 100.
5. Самородов В.Б. Перспективні трансмісії колісних тракторів / В.Б. Самородов, А.І. Бондаренко, А.П. Кожушко, Є.С. Пелипенко, М.О. Мітцель // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». – Харків: НТУ «ХПІ», 2014. – № 10 (1053). – С. 3 – 10.

### Summary

**Kalchenko B.I., Chernyavskiy I.S., Kozhushko A.P.** Approach to determining the load transmission wheeled tractor at effect of surface irregularities

*As you know, when driving on uneven ground wheel tractor wheels deformation occurs, which causes additional resistance movement and torque to the wheels. For fixed mode, torque developed by the internal combustion engine, equalises constant component of the reaction environment. Change of influence as rolling resistance moment acting on the wheel is in relation to transmission disturbance, defined oscillation system. The article describes the approach to determining the mechanical load wheel tractor transmission when exposed to surface irregularities. An gear transmission features two driving axles, which is performed by describing vibrations moments elastic load level oscillation system. Suspension defined transfer function that describes the smoothness of motion wheel tractor.*

**Keywords:** wheeled tractor, load transmission, smooth movement

### References

1. Shuplyakov V.S. Kolebaniya i nagruzhennost transmissii avtomobilya. – М.: Transport, 1974. – 328 s.
2. Barskiy I.B. Dinamika traktora / I.B. Barskiy, V.Ya. Anilovich, G.M. Kutkov. – М.: Mashinostroenie, 1973. – 280 s.
3. Dubinin E.A. Otsenka nagruzhennosti katkov s uchetom pereraspredeleniya vertikalnoy nagruzki mezhdu bortami gusenichnogo traktora / E.A. Dubinin, A.S. Polyanskiy, A.G. Hvorost // Visnik HNTUSG im. P. Vasilenka. Problemi nadiynosti mashin ta zasobiv mehanizatsiyi silskogospodarskogo virobnitstva: zb. nauk. prats, Vip. 80. – HarkIv, 2009. – S. 79-86.
4. Kalchenko B.I. Nagruzhennost transmissii traktora tipa T-150 pri upravlyaemom drizhenii na pahote / B.I. Kalchenko, N.E. Sergienko // Tehnichniy servis agropromislovogo, li-sovogo ta transportnogo kompleksu. – 2016. – № 5. – S. 95 – 100.
5. Samorodov V.B. Perspektivni transmissiyi kolisnih traktoriv / V.B. Samorodov, A.I. Bondarenko, A.P. Kozhushko, E.S. Pelipenko, M.O. Mittsel // Visnik Natsionalnogo tehnicnogo universitetu «HPI». – Harkiv: NTU «HPI», 2014. – № 10 (1053). – S. 3 – 10.