

Харківський національний автомобільно-дорожній університет

**Ребров Олексій Юрійович**

УДК 629.1.075

**ВПЛИВ ЛАНКОВОЇ СТРУКТУРИ ГУСЕНИЧНОГО ОБВОДУ ТРАКТОРА НА  
НАВАНТАЖЕННЯ ТРАНСМІСІЇ І ТИСК НА ГРУНТ**

Спеціальність 05.22.02 – автомобілі та трактори

**Автореферат**

дисертації на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Харків – 2005

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана на кафедрі "Автомобіле- та тракторобудування" Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" (НТУ "ХПІ") Міністерства освіти і науки України.

- Науковий керівник** кандидат технічних наук, професор  
**Великодний Валерій Михайлович**,  
Національний технічний університет "Харківський  
політехнічний інститут", професор кафедри „Автомобіле- і  
тракторобудування”
- Офіційні опоненти:** доктор технічних наук, професор  
**Пісарєв Валерій Петрович**,  
Військовий інститут внутрішніх військ МВС України,  
завідуючий кафедрою автомобільної техніки
- кандидат технічних наук, ст. наук. співробітник  
**Кохановський Микола Васильович**,  
Харківський інститут танкових військ імені Верховної Ради  
України Міністерства оборони України, науковий  
співробітник
- Провідна установа:** Інститут проблем машинобудування імені  
А.Н. Підгорного НАН України (м. Харків)

**Захист відбудеться** “16” листопада 2005 р. о 14<sup>00</sup> годині на засіданні спеціалізованої вченої ради ВАК України Д64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою: 61002, Україна, м. Харків, вул. Петровського, 25.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету.

Автореферат розісланий “13” жовтня 2005 р.

Вчений секретар  
спеціалізованої вченої ради

Наглюк І.С.

## ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

**Вступ.** Використання парку гусеничних сільськогосподарських тракторів має ряд переваг відносно колісних моделей, особливо при виконанні комплексу весняно-польових робіт у жорстко встановлені агротехнічні терміни. Поряд з перевагами гусеничні трактори мають ряд недоліків в експлуатації, які безпосередньо пов'язані з динамікою і надійністю гусеничного рушія. У сучасних умовах при створенні конкурентноздатної продукції в галузі тракторобудування, особливо при освоєнні виробництва гусеничних тракторів, неабияку роль відіграє обґрунтування типу ходової системи трактора з урахуванням впливу гусеничного обводу, як на опорну поверхню, так і на динамічне навантаження трактора в цілому. Створення і розробка перспективних гусеничних тракторів, що мають високі експлуатаційні показники, а також необхідну надійність – одна з центральних задач, що стоїть перед галуззю тракторобудування.

**Актуальність теми.** Гусеничні рушії енергоємних сільськогосподарських тракторів значно впливають на динамічне навантаження вузлів й агрегатів ходової системи і трансмісії. Вони мають широкі функціональні можливості в порівнянні з колісними рушіями, однак значною мірою поступаються щодо позицій надійності, довговічності. Разом з цим рівень впливу сучасних конструкцій рушіїв гусеничних тракторів на ґрунт значно нижчий, ніж у колісних, але він є досить високим, що призводить до значного ущільнення ґрунту і зниження врожайності культур.

Задоволення вимог надійності, довговічності, умов праці, впливу на ґрунт при створенні нових і удосконаленні наявних конструкцій гусеничних рушіїв визначило актуальність виниклих задач, якими є: зниження рівня навантажень вузлів і агрегатів, поліпшення техніко-експлуатаційних показників на основі дослідження динаміки взаємодії трансмісії, кістяка і гусеничного обводу. На етапі проектування це дозволяє вибрати раціональні конструктивні параметри рушія, що забезпечують його високий технічний рівень, скоротити терміни впровадження, трудові і матеріальні витрати на проведення дослідницьких і довідних робіт.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.** Робота виконувалася відповідно до науково-технічної програми Міністерства агропромислового комплексу України від 30.12.1998 року, №339 "Науково-дослідні і дослідно-конструкторські розробки" комплексної програми розвитку сільського господарства Харківської області в 2001–2005 роках і на період до 2010 року і відповідно до госпдоговірної теми: "Створення перспективних рушіїв" (договори №26540, № 26948 – замовник ВАТ "ХТЗ ім. С. Орджонікідзе").

**Мета та задачі дослідження.** Метою роботи є визначення закономірностей динамічного навантаження трансмісії і тиску на ґрунт, обґрунтування вибору раціональних конструктивних параметрів гусеничного рушія.

Для досягнення поставленої мети були вирішені наступні задачі:

- розроблена математична модель гусеничного рушія сільськогосподарського трактора, що враховує ланкову структуру гусеничного обводу, і дозволяє визначити раціональне конструктивне виконання гусеничного рушія;
- створена математична модель навісного і напівнавісного плуга в складі машинно-тракторного агрегату з урахуванням особливостей агрегування і роботи навісної системи;
- розвинуто методика аналітичного визначення епюри розподілу питомих тисків за довжиною опорної частини і показників ущільнення ґрунту для випадку ланкового гусеничного ланцюга із суцільнолитими траками і відкритими шарнірами;
- визначені характеристики динамічної взаємодії двигуна, трансмісії, гусеничного обводу і ґрунту при русі тракторів з різною конфігурацією гусеничного обводу по

горизонтальній опорній поверхні, що деформується;

- оцінений вплив конструктивних параметрів гусеничного рушія на показники динамічного навантаження трансмісії і ущільнення ґрунту;
- виявлено раціональне розташування елементів гусеничного рушія за рядом критеріїв з метою зниження динамічної взаємодії трансмісії, гусеничного обводу і ґрунту;
- проведені стендові і польові експериментальні дослідження.

*Об'єкт дослідження* – процес взаємодії ґрунту, гусеничного обводу, кістяка і трансмісії трактора Т-150 в агрегаті з навісним і напівнавісним плугом при русі в сталому режимі.

*Предмет дослідження* – взаємозв'язки кінематичних і силових характеристик при взаємодії ґрунту, гусеничного обводу, кістяка і трансмісії трактора Т-150 в агрегаті з навісним і напівнавісним плугом при русі в сталому режимі.

*Методи дослідження* – у роботі використовуються аналітичні методи при розрахунках кінематичних і силових характеристик динамічної системи, числові методи розв'язання системи диференціальних рівнянь руху складових частин системи і експериментальні методи досліджень. Методи дослідження базуються на використанні апарата аналітичної механіки, теорії коливань самохідних машин, обчислювальної математики, тензометрії і віброметрії.

#### **Наукова новизна одержаних результатів**

Вперше створена фізична модель сільськогосподарського гусеничного трактора з плугом, яка включає двигун, трансмісію, ведуче колесо, гусеничний рушій, враховує ланкову структуру гусеничного ланцюга з відкритим шарніром, деформацію опорної поверхні і дозволяє визначити раціональне конструктивне виконання гусеничного рушія.

Вперше визначена епюра розподілу питомих тисків по довжині опорної частини гусениці і встановлені взаємозв'язки питомих тисків з типом і конфігурацією ходової системи, натягненням у гілках обводу з урахуванням агрегування навісними і напівнавісними сільськогосподарськими знаряддями для випадку ланкового гусеничного ланцюга із суцільнолитими траками і відкритими шарнірами.

Вперше з урахуванням ланкової структури гусеничного ланцюга визначені характеристики динамічної взаємодії ґрунту, гусеничного обводу і трансмісії для різних конфігурацій гусеничного обводу.

Одержала подальший розвиток фізична модель роботи машинно-тракторного агрегату, заснована на комплексному підході, яка включає гусеничний трактор і сільськогосподарське знаряддя та враховує сукупність взаємозв'язків між складовими частинами складної динамічної системи, зовнішнє середовище, дозволяє розкрити механізми формування динамічних навантажень на гусеничний трактор.

На основі теоретичних досліджень з урахуванням ланкової структури гусеничного ланцюга вибрано доцільне конструктивне виконання гусеничного рушія, яке дозволяє знизити динамічну взаємодію трансмісії, гусеничного обводу і ґрунту.

#### **Практичне значення одержаних результатів:**

- складена і програмно реалізована комплексна математична модель, складовими частинами якої є двигун, трансмісія, ведуче колесо, гусеничний рушій, опорна поверхня, сільськогосподарське знаряддя; модель враховує ланкову структуру гусеничного ланцюга, фактори зовнішнього середовища і дозволяє одержати техніко-експлуатаційні показники роботи тракторних агрегатів на базі гусеничних тракторів з різними гусеничними рушіями;
- на підставі проведених числових експериментів отримані закономірності розподілу питомих тисків за довжиною опорної гілки ланцюга залежно від типу і конфігурації ходової системи, натягнення в гілках обводу, а також агрегування навісними і напівнавісними плугами. Проаналізовані шляхи зниження максимальних тисків, створюваних гусеничним рушієм із траками з відкритими шарнірами, що дозволяє оцінити і скорегувати параметри

впливу на ґрунт вже на стадії розробки перспективних рушіїв;

- на основі визначених складових динамічного навантаження трансмісії, спричинених коливаннями кістяка, моментом двигуна і ланковим гусеничним ланцюгом, а також на основі показників ущільнювального впливу на ґрунт сільськогосподарських тракторів з різними варіантами конфігурації гусеничного обводу виявлено раціональне виконання гусеничного рушія. Річний економічний ефект від впровадження удосконаленого рушія в розрахунку на один трактор складає 4 тис. грн.;
- отримані і проаналізовані взаємозв'язки конфігурації гусеничного обводу і динамічного навантаження трансмісії і елементів ходової системи сільськогосподарського трактора, які дозволяють визначити коло задач для подальших досліджень, спрямованих на пошук шляхів модернізації, удосконалювання існуючих і створення перспективних гусеничних рушіїв;
- розроблені критерії оцінки доцільного взаємного розташування елементів гусеничного рушія за показниками динамічного навантаження трансмісії і елементів ходової системи, які дозволяють аналізувати конструкції на стадії проектування й істотно скоротити терміни і витрати на проведення довідних випробувань дослідних зразків;
- результати дисертаційної роботи і розроблені методики використовуються ВАТ "ХТЗ ім. С. Орджонікідзе" при проектуванні перспективних гусеничних машин і у навчальному процесі НТУ "ХП".

**Особистий внесок здобувача.** Основні теоретичні і експериментальні результати досліджень, викладені в дисертації, отримані особисто автором. Зокрема, зроблено наступне:

- сформульована прикладна наукова задача, що має важливе значення для створення і дослідження зразків гусеничних рушіїв; поставлена мета наукових досліджень; визначені шляхи розв'язання задачі; обґрунтовані методи теоретичних досліджень і їх експериментальної перевірки [1...3];
- розроблена математична модель, складовими частинами якої є двигун, трансмісія, ведуче колесо, гусеничний рушій, опорна поверхня, яка враховує конструкцію ланцюга з відкритими металевими шарнірами і агрегування гусеничного трактора навісними і напівнавісними плугами [4...6];
- за критеріями порівняння виконана оцінка серійного і двох дослідних варіантів рушіїв трактора Т-150-08 і на підставі отриманих даних запропонована схема, що забезпечує найбільш високі техніко-експлуатаційні показники [7, 8];
- за розробленими програмою і методикою виконані стендові і польові експериментальні дослідження.

**Апробація результатів дисертації.** Основні результати досліджень доповідалися на міжнародних науково-практичних конференціях "Наука і соціальні проблеми суспільства: людина, техніка, технологія, довкілля" (м. Харків, 2001 р.), "Перспективи розвитку автомобіле- та тракторобудування" (м. Харків, 2004 р.), "Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я" (м. Харків, 2004 р., 2005 р.). У повному обсязі дисертаційна робота обговорена і схвалена на розширених засіданнях кафедри "Автомобіле- і тракторобудування" Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" (2005 р.) і кафедри "Автомобілі" Харківського національного автомобільно-дорожнього університету (2005 р.).

**Публікації.** За темою дослідження опубліковано 8 наукових статей, надрукованих у спеціалізованих виданнях, що входять до переліку ВАК України як фахові, з них 5 одноосібні.

**Структура і обсяг роботи.** Дисертація складається із вступу, чотирьох розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Загальний обсяг роботи складає 214 сторінок машинописного тексту, у тому числі 49 рисунків на 44 сторінках, 6 таблиць на 6

сторінках, 6 додатків на 42 сторінках. Список використаних джерел складається з 141 найменування на 15 сторінках.

## ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У **вступі** обґрунтовано актуальність теми дисертаційної роботи, визначені мета та задачі дослідження, викладені наукова новизна та практичне значення отриманих результатів.

У **першому розділі** дисертаційної роботи проведено огляд науково-технічної літератури за темою дисертації і надано аналіз стану питання. Вагомий внесок у дослідження динаміки руху гусеничних машин, удосконалення їхніх конструкцій і методів розрахунку внесли відомі вчені: В.П. Аврамов, Є.Є. Александров, В.Я. Анилович, А.С. Антонов, І.Б. Барський, Н.П. Безручко, І.Ю. Боровських, Ю.Т. Водолажченко, В.В. Гуськов, В.В. Єпіфанов, Н.А. Забавников, М.М. Коденко, В.І. Красеньков, Л.Н. Кутин, А.Т. Лебедев, Є.Д. Львов, М.В. Ляшенко, М.І. Медведєв, В.П. Пісарєв, В.Ф. Платонов, А.В. Рославцев, В.Б. Самородов, В.П. Тарасик, О.Л. Уткін-Любовцов, І.Ш. Чернявський та інші. У своїх працях вони заклали фундаментальні основи теорії транспортних гусеничних машин, забезпечивши її розвиток у науковому і прикладному напрямках.

Узагальнення результатів відомих досліджень дозволило визначити, що ведуча ділянка гусеничного ланцюга є джерелом кінематичного збурювання, обумовленого змінним радіусом ведучого колеса і процесом виходу трака з-під останнього опорного котка. Ланкова структура гусеничного ланцюга є причиною не тільки динамічної складової натягнення на ведучій ділянці ланцюга, але і динамічного впливу при взаємодії гусеничного обводу з елементами рушія. Гусеничний ланцюг значно впливає на навантаження трансмісії, рушія, кістяка і повинний враховуватися при аналізі динамічних процесів, що відбуваються у системах трактора.

Фізико-механічні і демпфірувальні властивості опорної поверхні визначають процеси колієутворення і формування сили тяги гусеничним рушієм і повинні враховуватися при розгляді процесів взаємодії рушія з ґрунтом. Гусеничні рушії тракторів мають нерівномірний розподіл питомих тисків за довжиною опорної частини гусениці, який можна значно поліпшити раціональним вибором конструктивних параметрів компоувальної схеми рушія. При моделюванні гусеничного обводу і його взаємодії з опорною поверхнею авторами більшості робіт не враховується ланкова структура гусеничного ланцюга, або урахування ланковості ведеться при розв'язанні вузького кола задач.

На підставі результатів аналізу можна констатувати, що найважливіша задача щодо визначення всієї сукупності динамічних навантажень, які виникають при русі гусеничного трактора, вимагає урахування ланкової структури гусеничного ланцюга. Тому було запропоновано досліджувати динамічні процеси з використанням комплексної математичної моделі, що враховує ланковий гусеничний обвід, його взаємодію з елементами рушія й опорною поверхнею, рух кістяка трактора та особливості агрегаткування.

У **другому розділі** дисертаційної роботи запропоновано математичну модель гусеничного рушія, обрано й обґрунтовано плоску розрахункову схему моделі з урахуванням загальноприйнятих допущень, що включає кістяк, гусеничний обвід, підвіску трактора і сільськогосподарське знаряддя.

За модель трансмісії була прийнята 11-масова еквівалентна схема з зосередженими масами і безмасовими пружними елементами. Проведений частотний аналіз об'єкта моделювання показав, що перша і друга власні частоти трансмісії знаходяться в області збурювання коливань, викликаних ланковою структурою ланцюга і першою гармонікою

двигуна, у діапазоні його робочих обертів. Це відноситься до усіх варіантів виконання трактора (ведучі колеса з 12, 13 і 14 зубами і двигунів СМД-60, ЯМЗ-236, ЯМЗ-238). Момент двигуна описується набором гармонійних складових і середнім значенням, що відповідає зовнішній характеристиці, без урахування положення рейки паливного насоса, тому що в ході числових експериментів не передбачається розглядати перехідні процеси.

При математичному описі гусеничного ланцюга з литими траками прийняте допущення, що ланки ланцюга абсолютно тверді, з'єднані за допомогою пружних і демпфировальних зв'язків у шарнірах. Як узагальнені координати ланок ланцюга прийняті лінійні  $X_{Ci}, Z_{Ci}$  і кутове  $\varphi_i$  переміщення (рис.1). Положення шарнірів ланок визначаються співвідношеннями:

$$\begin{aligned} X_{Ai} &= X_{Ci} - t_{\Gamma} \cos(\pi + \varphi_i) / 2; & Z_{Ai} &= Z_{Ci} + t_{\Gamma} \sin(\pi + \varphi_i) / 2; \\ X_{Bi} &= X_{Ci} - t_{\Gamma} \cos(\varphi_i) / 2; & Z_{Bi} &= Z_{Ci} + t_{\Gamma} \sin(\varphi_i) / 2. \end{aligned} \quad (1)$$

За відомим положенням шарнірів ланок ланцюга в кожен момент часу визначається контактне зближення чи деформація в шарнірах гусеничного ланцюга і розраховується реакція з використанням параболічної залежності:

$$\Delta_{i,i+1} = \sqrt{(X_{Bi} - X_{Ai+1})^2 + (Z_{Bi} - Z_{Ai+1})^2} \quad R_{i,i+1} = C_1 \cdot \Delta_{i,i+1} + C_2 \cdot \Delta_{i,i+1}^2. \quad (2)$$

Кут взаємодії в шарнірі визначається положенням суміжних шарнірів траків:

$$\begin{aligned} \gamma_{i,i+1} &= -\arctg \frac{Z_{Bi} - Z_{Ai+1}}{X_{Bi} - X_{Ai+1}} \quad \text{при } X_{Bi} - X_{Ai+1} < 0; \\ \gamma_{i,i+1} &= \pi - \arctg \frac{Z_{Bi} - Z_{Ai+1}}{X_{Bi} - X_{Ai+1}} \quad \text{при } X_{Bi} - X_{Ai+1} > 0; \\ \gamma_{i,i+1} &= -\pi/2 \quad \text{при } X_{Bi} - X_{Ai+1} = 0 \text{ і } Z_{Bi} - Z_{Ai+1} > 0; \\ \gamma_{i,i+1} &= \pi/2 \quad \text{при } X_{Bi} - X_{Ai+1} = 0 \text{ і } Z_{Bi} - Z_{Ai+1} < 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Реакції в шарнірах розкладаються на складові:

$$R_{Bix} = -R_{i,i+1} \cos(\gamma_{i,i+1}); \quad R_{Ai+1x} = -R_{Bix}; \quad R_{Biz} = R_{i,i+1} \sin(\gamma_{i,i+1}); \quad R_{Ai+1z} = -R_{Biz}. \quad (4)$$

Моменти щодо центра ваги трака від сил взаємодії двох суміжних ланок і моменти тертя визначаються залежностями:

$$\begin{aligned} M_{Bi} &= R_{i,i+1} t_{\Gamma} \sin(\gamma_{i,i+1} - \varphi_i) / 2; & M_{Ai+1} &= R_{i,i+1} t_{\Gamma} \sin(\gamma_{i,i+1} - \varphi_{i+1}) / 2; \\ M_{TBi} &= -R_{i,i+1} R_{III} \text{usign}(\omega_i - \omega_{i+1}); & M_{TAi+1} &= -M_{TBi}. \end{aligned} \quad (5)$$

Для розрахунку взаємодії опорних котків з гусеничним ланцюгом визначається точка контакту котка з траком  $L_{ai}(X_{ri}, Z_{ri})$  (рис. 2):

$$X_{ri} = r_{\alpha 1i} X_{Bi} - Z_{Bi} + Z_{Ki} - r_{\alpha 2i} X_{Ki} / r_{\alpha 1i} - r_{\alpha 2i}; \quad Z_{ri} = Z_{Ki} - r_{\alpha 2i} (X_{Ki} - X_{ri}), \quad (6)$$

де  $r_{\alpha 1i} = -\text{tg}(\varphi_i)$ ;  $r_{\alpha 2i} = \text{ctg}(\varphi_i)$  – кутові коефіцієнти перпендикулярних прямих.

Зусилля взаємодії котка з траком визначається за величиною контактної деформації з використанням теорії Герца:

$$Fk_i = Eb_k \Delta r_i / 0,579 \ln 4RR_t / e^2 + 0,814 \quad ; \quad e = 1,552 \sqrt{\frac{1}{E} \cdot \frac{RR_t}{R + R_t} \cdot \frac{Fk_i^*}{b_k}}, \quad (7)$$

де  $e$  – півширина смуги контакту;  $E$  – модуль пружності контактуючих тіл;  $R, R_t$  – радіуси кривизни котка і трака відповідно;  $b_k$  – довжина смуги контакту;  $Fk_i^*$  – значення сили  $Fk_i$  на попередньому кроці інтегрування.

Моменти щодо центра ваги ланки:

$$M_r = Fk_i \left( t_{\Gamma} / 2 - \sqrt{X_{Bi} - X_{ri}}^2 + Z_{Bi} - Z_{ri}}^2 \right). \quad (8)$$

Розрахунок взаємодії траків з підтримувальними роликками здійснювався з

використанням нелінійної залежності сили взаємодії від радіальної деформації:

$$F_{P_{ti}} = G_p \cdot 32,552 \Delta_{P_i} / a^2 + 0,7702 \Delta_{P_i} / a \cdot b_k a, \quad (9)$$

де  $G_p$  – модуль зрушення матеріалу обода (гуми);  $\Delta_{P_i}$  – радіальна деформація обода;  $a = h^2/R_p$  – параметр, що характеризує конфігурацію гумового обода;  $h$  – висота обода;  $R_p$  – зовнішній радіус обода.

При розрахунку взаємодії ланок ланцюга з направляючим і ведучим колесами виділені три робочі поверхні  $A$ ,  $B$  і  $C$  на цівці ланки (рис. 3). Взаємодія з робочими поверхнями зуба на прямому ходу відбувається по поверхні  $A$ , на задньому ходу – по поверхні  $B$ . Контакт по западинах ведучого колеса і з направляючим колесом відбувається по поверхні  $C$ . Положення ланок гусеничного ланцюга при взаємодії з направляючим колесом визначається контактами поверхонь  $C$  цівки шарнірів  $B_i$  (рис. 3,4).

Контактне зближення визначається відстанню між віссю направляючого колеса і шарніром  $B_i$ , далі розрахунок ведеться з використанням теорії Герца і визначаються складові сил взаємодії і моменти відносно центрів ваги траків.

Моделювання процесів взаємодії гусеничного ланцюга з ведучим колесом поєднує в собі два напрямки. Перший – це формування конфігурації профілю ведучого колеса з використанням відомих простих профілів і переходів між ними (рис. 5.а). Другий – пошук точок контакту на робочих поверхнях зубів і розрахунок контактних зближень ведучого колеса з поверхнями  $A$ ,  $B$  і  $C$  (див. рис. 3) цівки ланок. Профіль зубів ведучого колеса розбитий на наступні елементи (див. рис. 5.а):  $Dk_iEk_i$  – відрізок прямої (робоча сторона зуба);  $Ek_iGk_i$  – закруглення вершини зуба;  $Gk_iHk_i$  – відрізок прямої (тильна сторона зуба);  $Hk_iDk_{i+1}$  – окружність западин. Приймаючи початкове положення гусеничного обводу і пронумерувавши ланки ланцюга (1–47) і зуби ведучого колеса (1–14) у відповідному порядку, визначають, які шарніри  $B_i$ , з якими зубами  $Z_i$  будуть знаходитися в зачепленні на першому і наступних обертах ведучого колеса (рис. 5.б). Для розрахованих пар зачеплення зуб–трак впроваджується ряд перевірок, які однозначно визначають точки контакту, які можуть бути на боці зуба, що відповідає прямому, задньому ходу, чи на вершині зуба при неправильному зачепленні або спрацьовуванні амортизаційно-натяжного пристрою (АНП). Після розрахунку контактних зближень визначаються сили взаємодії з зубом, западиною і моменти опору від цих сил на ведучому колесі:

$$P_{Xi} = -P_i \cos(\phi_{\theta Zi}); P_{Zi} = P_i \sin(\phi_{\theta Zi}); R_{Xi} = -R_i \cos(\phi_{\theta Ri} + \pi); R_{Zi} = R_i \sin(\phi_{\theta Ri} + \pi);$$

$$M_{Cx} = \sum_{i=1}^n P_i \cos(\phi_{\theta Zi})(Z_K - Z_{Kli}); \quad M_{Cz} = \sum_{i=1}^n P_i \sin(\phi_{\theta Zi})(X_K - X_{Kli}). \quad (10)$$

Сили, прикладені до кістяка, і момент опору на ведучому колесі:

$$F_{Xi} = \sum_{i=1}^n R_{Xi} + \sum_{i=1}^n P_{Xi}; \quad F_{Zi} = \sum_{i=1}^n R_{Zi} + \sum_{i=1}^n P_{Zi}; \quad M_C = M_{Cx} + M_{Cz}. \quad (11)$$

При моделюванні АНП трактора Т-150 двокоромислового типу з проміжним важелем (рис. 6) як узагальнені координати були прийняті дві лінійні й одна кутова координати ланок механізму. Для визначення статичного натягнення в обводі було прийняте значення попереднього стиску пружини, що рекомендується НАТІ для тракторів тягового класу 3. Моделювання АНП багато в чому подібно до моделювання гусеничного ланцюга як багатоланкового механізму. У його основу покладені ті ж принципи розрахунку.

Для опису процесів, що відбуваються на опорній поверхні ланки, для ґрунту за основу прийнята модель пружно-в'язкого середовища Кельвіна–Фойхта, однак в неї внесені зміни, що дозволяють врахувати ступінь відновлення ґрунту, його повторну деформацію. Нормальна реакція і момент:



$$N_{ii} = \sigma_0 \text{th } kZ_{Gi} / \sigma_0 \text{ } bt_{\Gamma}k_3 + \dot{Z}_{Gi}k_b; M_{ii} = \sigma_0 \text{th } k / \sigma_0 \text{ } Z_{Bi} - Z_{Ci} / 3 \text{ } bt_{\Gamma}^2k_3 / 3, \quad (12)$$

де  $k$  – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту;  $\sigma_0$  – межа міцності ґрунту на одноосьовий стиск;  $b$  – ширина ланки ланцюга;  $k_3$  – коефіцієнт заповнення проекції контакту ланки з ґрунтом;  $k_b$  – коефіцієнт демпфірування ґрунту;  $t_{\Gamma}$  – крок гусеничного ланцюга;  $Z_{Gi}$  – занурення трака в ґрунт;  $Z_{Bi}$  – вертикальна координата найбільш зануреного в ґрунт шарніра.

Занурення трака в ґрунт відбувається по лінії  $OA$  при первинному зануренні, а з урахуванням відновлення ґрунту і повторної деформації по ламаній  $OBAC$  (рис. 7) і визначається залежністю:

$$z_{Gi} = \begin{cases} z_{Gi} & \text{при } z_{Gi} - z_{\max i} \geq 0; \\ z_{Gi} - z_{\max i} / \varphi_{\text{в}} + z_{\max i} & \text{при } z_{Gi} - z_{\max i} < 0, \end{cases} \quad (13)$$

де  $Z_{\max i}$  – максимальне занурення в ґрунт;  $\varphi_{\text{в}}$  – ступінь відновлення ґрунту.

Дотична реакція пластичного або щільного ґрунту на трак:

$$R_{ii} = \sigma_0 \text{th } kZ_{Gi} / \sigma_0 \text{ } f_{\text{ск}} \text{th } S_i / K_{\tau} \text{ } bt_{\Gamma}k_3 + \dot{S}_i k_b, \quad (14)$$

$$R_{ii} = \sigma_0 \text{th } kZ_{Gi} / \sigma_0 \text{ } f_{\text{ск}} \text{th } S_i / K_{\tau} \text{ } 1 + f_{\text{пр}} / \text{ch } S_i / K_{\tau} \text{ } bt_{\Gamma}k_3 + \dot{S}_i k_b,$$

де  $K_{\tau}$  – коефіцієнт деформації ґрунту;  $S_i$  – зсув трака щодо опорної поверхні;  $f_{\text{пр}}$  – приведений коефіцієнт тертя.

У зв'язку з тим, що задача дослідження руху трактора по нерівностях не ставилася, в роботі описаний рух по горизонтальній ділянці ґрунту. Однак при необхідності можна доповнити модель функціональною залежністю, що описує висоту профілю нерівності залежно від горизонтальної координати  $Z_{G0} = f(X)$ , що не викликає труднощів ні при детермінованому, ні при випадковому профілю нерівностей.

Математична модель гусеничного трактора містить також опис роботи підвіски опорних котків. Каретка являє собою два балансири (рис. 8), шарнірно встановлених на цапфах кістяка (точки  $C_i$  і  $C_{i+1}$ ), і підшипникові вузли, що з'єднують балансири з котками (точки  $R_i$  і  $R_{i+1}$ ). Упори пружин у балансири відбуваються по поверхнях, що проходять через точки  $S_i$  і  $S_{i+1}$ , які приймаються за розрахункові шарнірні з'єднання безмасового пружного елемента – пружини з балансиром. Пронумерувавши балансири кареток від передньої частини трактора до корми, отримуємо розрахункові схеми кареток трактора (рис. 9). Взаємодія між елементами ходової системи розрахована з використанням відпрацьованої методики з урахуванням утрат на тертя.

Навісний пристрій трактора розглядається як чотириланковий механізм. Положення верхніх і нижніх тяг описується трьома узагальненими координатами в плоскій системі координат (рис. 10).

Розрахунок взаємодії в точках  $A_b, B_b, A_n, B_n$  проводився відповідно до відпрацьованої методики. При агрегуванні трактора навісним плугом навісний пристрій працював у плаваючому режимі і його тяги тільки з'єднували кістяк з плугом, а глибина оранки регулювалась опорним колесом плуга (рис. 11). При агрегуванні трактора напівнавісним плугом навісна система була заблокована і точка  $B_n$  розглядалась як точка на кістяку трактора, а глибина оранки регулювалась положенням нижніх тяг і опорними колесами плуга.

Сила опору корпусу плуга визначалась з використанням залежності:

$$P_{KXi} = k_{\text{пл}} a_{\text{п}} b_{\text{п}}, \quad (15)$$

де  $k_{\text{пл}}$  – коефіцієнт питомого опору;  $a_{\text{п}}$  – глибина оранки;  $b_{\text{п}}$  – захват корпусу.

Коефіцієнт  $k_{\text{пл}}$  залежить від швидкості руху корпусу, і для швидкісного корпусу КСЭ-01.000 може бути апроксимованим поліномом третього ступеня:

$k_{пл}=(0,0017V^3-0,0046V^2+0,0044V+0,0594)10^6$ . Розрахункова точка  $H_{ki}$  прикладання сили  $P_{kxi}$  вище точки  $H_{si}$  на відстань  $a_{п}/2$ . Значення складової  $P_{kzi}$  розраховувалось залежно від типу ґрунту, форми лемешу і його стану.

Опис силових параметрів підвіски, гусеничного рушія і навісного пристрою трактора дозволяє перейти до моделювання руху кістяка гусеничного трактора з урахуванням впливу ланкового гусеничного обводу, сільськогосподарського знаряддя і деформації опорної поверхні. Розрахункова схема сил, що діють на кістяк трактора, подана на рис. 12. Динамічний вплив на кістяк з боку елементів рушія і ходової системи передається через цапфи кареток, осі ведучого колеса і підтримувальних роликів, осі кривошипа, проміжної ланки АНП, опору пружини АНП. Крім цього, на кістяк діють сила ваги і сили в шарнірних з'єднаннях навіски від тягового опору плуга.

Частина зазначених сил містить складові, котрі є внутрішніми силами і не впливають на рух кістяка трактора. До внутрішніх сил відносяться всі складові, зв'язані з попереднім натягненням гусеничного ланцюга. Отримані сили взаємодії кістяка з елементами рушія і навіски, прикладені до кістяка в 12 точках.

Для опису координат точок дії сил на кістяк застосована відносна полярна система координат, зв'язана з центром ваги кістяка, що дозволяє одержати найбільш прості залежності. Динамічний зв'язок між складовими частинами динамічної системи здійснюється на кожному кроці інтегрування.

Математична модель системи гусеничного рушія містить у собі наступні рівняння руху складових частин системи:

1. Рівняння руху ланок гусеничного ланцюга:

$$m_t \ddot{x}_{ti} = R_{AXi} + R_{BXi} + F_{kxi} + P_{ZBXi} + R_{ZBXi} + F_{XPti} + F_{Xtri} + R_{ti} + P_{fi} ;$$

$$m_t \ddot{z}_{ti} = R_{AZi} + R_{BZi} + F_{kzi} + P_{ZBZi} + R_{ZBZi} + F_{ZPti} + F_{Ztri} + N_{ti} - m_t g ;$$

$$J_t \ddot{\phi}_{ti} = M_{Ai} + M_{Bi} + M_{TAi} + M_{TBi} + M_{ri} + M_{BPRi} + M_{pti} + M_{Ntri} + M_{ti} ,$$

де  $R_{AXi}$ ,  $R_{BXi}$ ,  $R_{AZi}$ ,  $R_{BZi}$ ,  $M_{Ai}$ ,  $M_{Bi}$ ,  $M_{TAi}$ ,  $M_{TBi}$  – горизонтальні і вертикальні реакції в шарнірах  $A_i$  і  $B_i$ , моменти цих реакцій щодо центрів мас траків і моменти тертя в шарнірах;  $F_{kxi}$ ,  $F_{kzi}$ ,  $P_{ZBXi}$ ,  $P_{ZBZi}$ ,  $R_{ZBXi}$ ,  $R_{ZBZi}$ ,  $F_{XPti}$ ,  $F_{Zpti}$ ,  $F_{Xtri}$ ,  $F_{Ztri}$ ,  $R_{ti}$ ,  $N_{ti}$ ,  $M_{ri}$ ,  $M_{BPRi}$ ,  $M_{pti}$ ,  $M_{Ntri}$ ,  $M_{ti}$  – горизонтальні і вертикальні складові взаємодії з опорними котками, ведучим колесом по робочих поверхнях зубів і по западинах, підтримувальними роликами, направляючим колесом, опорною поверхнею, моменти цих сил щодо центрів мас траків;  $m_t$ ,  $J_t$  – маса і момент інерції трака;  $x_{ti}$ ,  $z_{ti}$ ,  $\phi_{ti}$  – відповідні координати ланок ланцюга;  $g$  – прискорення вільного падіння.

2. Рівняння руху опорних котків:

$$m_k \ddot{z}_{kj} = F_{kzi} + F_{RKzi} - m_k g ; \quad m_k \ddot{x}_{kj} = F_{kxi} + F_{RKxi} ;$$

$$J_k \ddot{\phi}_{kj} = \left[ F_{RKxi} \cos(\pi - \phi_{ti}) + F_{RKzi} \sin(\pi - \phi_{ti}) - f F_{ki} \text{sign}(\phi_{kj}) \right] R - M_{TP} \text{sign}(\phi_{kj}) ,$$

де  $F_{kxi}$ ,  $F_{kzi}$ ,  $F_{RKxi}$ ,  $F_{RKzi}$  – горизонтальні і вертикальні складові взаємодії з ланками гусеничного ланцюга, балансирами підвіски;  $P_{fi} = f F_{ki}$  – складові опору руху;  $M_{TP}$  – момент тертя в підшипниках опорних котків;  $R$  – радіус котка;  $m_k$ ,  $J_k$  – маса і момент інерції котка щодо осі обертання;  $x_{kj}$ ,  $z_{kj}$ ,  $\phi_{kj}$  – координати опорних котків.

3. Рівняння руху балансирів каретки підвіски:

$$m_B \ddot{x}_{Bi} = F_{RXi} + F_{CXi} + P_{pri} ; \quad m_B \ddot{z}_{Bi} = F_{RZi} + F_{CZi} - m_B g ;$$

$$J_B \ddot{\psi}_i = F_{CZi} a_g \cos(\psi_i - \beta_g) + F_{CXi} a_g \sin(\psi_i - \beta_g) + P_{pr} \left[ a_p \sin(\beta_g - \psi_i) + a_g \sin(\psi_i - \beta_g) \right] - F_{RZi} \left[ R b \cos \psi_i - a_g \cos(\psi_i - \beta_g) \right] - F_{RXi} \left[ R b \sin \psi_i - a_g \sin(\psi_i - \beta_g) \right] - M_{TP} \text{sign}(\dot{\psi}_i) ,$$

де  $F_{RXi}$ ,  $F_{RZi}$ ,  $F_{CXi}$ ,  $F_{CZi}$  – горизонтальні і вертикальні складові взаємодії балансирів з опорними котками і цапфами кістяка;  $P_{pri}$  – сила стиску пружини каретки;  $Rb$ ,  $a_g$ ,  $a_p$ ,  $\beta_g$ ,  $\beta_p$  –

геометричні параметри каретки (рис. 9);  $M_{TP}$  – момент тертя в цапфах каретки;  $m_B, J_B$  – маса і момент інерції балансира щодо центра ваги;  $x_{Bi}, z_{Bi}, \psi_i$  – координати балансирів.

4. Рівняння руху підтримувальних роликів:

$$m_{pr} \ddot{x}_{pri} = F_{XtPi} + F_{XBPi}; \quad m_{pr} \ddot{z}_{pri} = F_{ZtPi} + F_{ZBPi} - m_{pr} g,$$

де  $F_{XtPi}, F_{ZtPi}, F_{XBPi}, F_{ZBPi}$  – горизонтальні і вертикальні складові взаємодії з ланками гусеничного ланцюга і кістяком;  $m_{pr}$  – маса підтримувального ролика;  $x_{pri}, z_{pri}$  – координати роликів.

5. Рівняння руху ведучого колеса:

$$m_z \ddot{x}_z = -\sum_{i=1}^n P_{ZXi} - \sum_{i=1}^n R_{ZXi} + F_{BZX}; \quad m_z \ddot{z}_z = -\sum_{i=1}^n P_{ZZi} - \sum_{i=1}^n R_{ZZi} + F_{BZZ} - m_z g; \quad J_z \ddot{\phi}_z = M_A - M_C,$$

де  $P_{ZXi}, P_{ZZi}, R_{ZXi}, R_{ZZi}, F_{BZX}, F_{BZZ}$  – горизонтальні і вертикальні складові взаємодії робочих поверхонь зубів і западин ведучого колеса з траками та колеса з кістяком;  $M_A$  – активний момент, підведений до ведучого колеса;  $M_C$  – момент опору на ведучому колесі;  $m_z, J_z$  – маса і момент інерції ведучого колеса щодо осі обертання;  $x_z, z_z, \phi_z$  – координати ведучого колеса.

6. Рівняння руху направляючого колеса:

$$m_{T1} \ddot{x}_{T1} = \sum F_{XtrNi} + F_{XKW}; \quad m_{T1} \ddot{z}_{T1} = \sum F_{ZtrNi} + F_{ZKW} - m_{T1} g;$$

$$J_{T1} \ddot{\phi}_{T1} = \sum F_{NKtri} \mu R_{NK} \text{sign}(\dot{\theta}_{Ni} - \dot{\phi}_{T1}) - M_{TP},$$

де  $F_{XtrNi}, F_{ZtrNi}, F_{XKW}, F_{ZKW}$  – горизонтальні і вертикальні складові взаємодії направляючого колеса з ланками гусеничного ланцюга і кривошипом;  $M_{TP}$  – момент тертя в підшипниках;  $m_{T1}, J_{T1}$  – маса і момент інерції направляючого колеса щодо осі обертання;  $x_{T1}, z_{T1}, \phi_{T1}$  – координати направляючого колеса.

7. Рівняння руху кістяка гусеничного трактора:

$$\frac{m\ddot{x}}{2} = \sum_{i=1}^4 F_{TSXi} + F_{ZBX} + \sum_{i=1}^2 F_{XPBi} + F_{XKB} + F_{XTB} + P_{ANY} + F_{XAb} + F_{XAn};$$

$$\frac{m\ddot{z}}{2} = \sum_{i=1}^4 F_{TSzi} + F_{ZBz} + \sum_{i=1}^2 F_{ZPBi} + F_{ZKB} + F_{ZTB} + F_{ZAb} + F_{ZAn} - mg;$$

$$\frac{J\ddot{\phi}}{2} = -\sum_{i=1}^4 F_{TSzi} X_{TSi} + \sum_{i=1}^4 F_{TSXi} Z_{TSi} + F_{ZBX} Z_Z + F_{ZBz} X_Z - \sum_{i=1}^2 F_{ZPBi} X_{Pi} + \sum_{i=1}^2 F_{XPBi} Z_{Pi} +$$

$$+ F_{ZKB} X_K + F_{XKB} Z_K + F_{XTB} Z_{tr} + F_{ZTB} X_{tr} + P_{ANY} Z_S + M(F_{XAb}, F_{XAn}, F_{ZAb}, F_{ZAn}),$$

де  $F_{TSXi}, F_{TSzi}, F_{ZBX}, F_{ZBz}, F_{XPBi}, F_{ZPBi}, F_{XKB}, F_{ZKB}, F_{XTB}, F_{ZTB}, F_{XAb}, F_{ZAb}, F_{XAn}, F_{ZAn}$  – горизонтальні і вертикальні складові взаємодії кістяка з балансирами підвіски, ведучим колесом, підтримувальними роликами, кривошипом, проміжним важелем, тягами навіски;  $P_{ANY}$  – зусилля стиснутої пружини АНП;  $M(F_{XAb}, F_{XAn}, F_{ZAb}, F_{ZAn})$  – момент від сил, що діють у шарнірах навіски;  $X_{TSi}, Z_{TSi}, X_{Pi}, Z_{Pi}, X_Z, Z_Z, X_K, Z_K, X_{tr}, Z_{tr}, Z_S$  – координати цапф кістяка, осей підтримувальних роликів, осі ведучого колеса, осі кривошипа, осі проміжної ланки, опори пружини АНП на кістяку.

**У третьому розділі** описано методику проведення експериментальних досліджень. Програмою досліджень було передбачено:

- визначення навантажувальних характеристик балансирних і індивідуальних підвісок та їх масово-інерційних параметрів;
- визначення характеристик збурювання ведучої ділянки гусеничного ланцюга, які діють на трансмісію і ходову систему при русі трактора в сталому режимі із силою тяги на гаку в агрегаті з навісним плугом.

Експериментальні дослідження проводилися на території іспитового полігона ВАТ “ХТЗ ім. С. Орджонікідзе” за спеціально розробленою методикою. У ході дослідів оралася

стерня з-під ячменю плугом ПЛН-5-35 і фіксувалися наступні процеси:

1. Вертикальне переміщення опорних котків задньої каретки.
2. Вертикальне переміщення передньої лівої і задньої опори моторно-трансмісійної установки щодо рами.
3. Моменти лівої і правої півосей трактора.
4. Вертикальні і горизонтальні прискорення ведучого моста в точці кріплення його до рами трактора лівим бугельним затискачем.
5. Вертикальні прискорення рами трактора біля передньої лівої опори двигуна і підлоги кабіни біля лівої опори сидіння оператора.
6. Частота обертання лівого ведучого колеса і півосей трактора.

Реєстрація динамічних процесів здійснювалася за допомогою вимірвального комплексу, що складається з наступних елементів: тензометричних півосей для виміру моментів; потенціометричних датчиків переміщення опорних котків; вібровимірвальної апаратури ВІБ-5МА з комплектом датчиків ДП-2 і ДУ-5С.

Обробка результатів польових дослідів показала присутність у спектрах всіх зафіксованих процесів частотних складових, викликаних ланковою структурою гусеничного ланцюга. Виявлено, що динамічне збурювання ланцюга знаходиться в діапазоні частот 7–12,5 Гц. Це обумовлює циклічний характер руху гусеничного трактора і елементів його ходової системи.

У четвертому розділі проведено обробку результатів моделювання і їх зіставлення з результатами натурного експерименту. Розрахункові режими числового експерименту прийняті найбільш близькі до режимів натурного експерименту. Як критерії порівняння були прийняті середньоквадратичні відхилення, спектральні щільності й інтегральні оцінки моментів на півосях трактора:

$$I = \int_0^{N/2} S(k)dk, \quad (16)$$

де  $N$  – довжина вектора оброблюваних результатів;  $S(k)$  – вектор частот, отриманий у ході швидкого прямого перетворення Фур'є.

Порівняння моделювання й експериментальних досліджень показало, що середня розбіжність по обраних параметрах складає 8 %.

Для пошуку раціонального розташування кареток ходової системи трактора був виконаний порівняльний числовий експеримент трьох варіантів виконання рушія гусеничного трактора Т-150-08. Порівнювалися серійний трактор Т-150-08, трактор зі зміщеною до передньої частини на 50 мм кареткою (дослідний № 2) і трактор зі зміщеною на 50 мм до корми кареткою (дослідний № 1). Варіанти виконання гусеничного рушія порівнювалися за максимальними тисками на ґрунт, показником ущільнювального впливу на ґрунт (УВГ)  $U$ , коефіцієнтом нерівномірності розподілу питомих тисків  $\xi$ , середньоквадратичними відхиленнями моменту на ділянках валопровода  $\sigma_i$ , інтегральними характеристиками загальної коливальності ділянок валопровода  $I_i$ , втратами потужності на тертя в шарнірах і параметром нерівномірності роботи ведучої ділянки  $\chi$ , визначеним в порівнянні з абсолютно гнучким нерозтяжним обводом.

Оскільки в процесі розрахунків були отримані максимальні значення тисків для кожної ланки в складі опорної ділянки ланцюга, то для визначення максимального тиску за інтервал часу найбільш інформативним є усереднений по усіх, взаємодіючих з ґрунтом ланках, максимальний тиск:

$$q_{\max} = \sum_{i=1}^{k_T} \max Nt_i / k_T t_T b, \quad (17)$$

де  $Nt_i$  – нормальна реакція ґрунту на ланку (12);  $k_T$  – кількість ланок ланцюга, які

взаємодіють з ґрунтом за розглянутий інтервал часу.

Середній тиск рушія на ґрунт визначався залежністю:

$$q_{cp} = \sum_i^{k_T} M Nt_i / k_T t_T b, \quad (18)$$

де  $M[Nt_i]$  – середні значення реакції ґрунту на ланки опорної ділянки ланцюга.

Коефіцієнт нерівномірності розподілу питомих тисків:

$$\xi = q_{max} / q_{cp}. \quad (19)$$

Показник УВГ для усіх варіантів трактора в агрегаті з плугом ПЛН-5-35 на 5–15 кН/м нижче, ніж у випадку роботи з напівнавісним плугом ПП-7-35 у діапазоні тягових зусиль 26–33 кН, що визначає перевагу навісного способу агрегаткування гусеничних тракторів. Найменший вплив на ґрунт має дослідний трактор № 2. Його максимальний тиск на ґрунт при оранні навісним плугом на 7–8,5 кПа (3,6–4,3 %) нижче, ніж у серійного, і на 3–6 кПа (1,3–2,3 %) при оранні напівнавісним плугом за рахунок зниження ступеня нерівномірності розподілу тисків  $\xi$  на 0,8–6,7 % і 2–3 % відповідно. Максимальний тиск залежить від способу агрегаткування (рис. 13) і збільшується з ростом швидкості руху (рис. 14).

Виявлено, що розподіл питомих тисків по довжині опорної ділянки ланцюга залежить від співвідношення відстані між опорними котками до кроку гусеничного ланцюга  $l_k/t_T$ . Дуже бажано знижувати це співвідношення при проектуванні ходових систем гусеничних тракторів. Через ланкову структуру ланцюга виникає значне зниження тисків між опорними котками до значень 15–30 кПа (рис. 15) для серійного трактора, у якого для другого і третього котків  $l_k/t_T$  дорівнює 3,3, і до нуля у дослідного трактора №1, при значенні  $l_k/t_T$  між другим і третім котком рівному 3,6 (рис. 16).

При аналізі навантажень трансмісії встановлено, що перевагу серед розглянутих варіантів рушіїв має дослідний трактор № 2, у якого динамічна складова навантажень залежно від включеної передачі на 2–14 % нижче, ніж у серійного трактора при оранні навісним плугом (рис. 17), і на 1–21 % при оранні напівнавісним плугом (рис. 18).

При аналізі процесів формування нерівномірності роботи ведучої ділянки гусеничного ланцюга було встановлено, що нерівномірність виникає в процесі переходу заднього опорного котка через шарнір і залежить від взаємного розташування ведучого колеса і заднього опорного котка.

Нерівномірність оцінювалась коефіцієнтом  $\chi$ , який знаходиться в межах 2,0–2,3 мм – для серійного трактора; 2,4–2,8 мм – для дослідного трактора № 1; 1,7–2,1 мм – для дослідного трактора № 2, і дорівнює різниці лінійних переміщень передніх шарнірів ділянок ланкового ланцюга і абсолютно гнучкого нерозтяжного від ведучого колеса до передостаннього котка. Цей коефіцієнт є абсолютним значенням нерівномірності роботи ведучої ділянки і відповідає вільному коловому ходу ведучого колеса. Збільшення коефіцієнта  $\chi$  призводить до зростання амплітуд коливань натягнення ведучої ділянки гусеничного ланцюга і динамічного навантаження трансмісії трактора.

Виконання рушія за схемою дослідного трактора № 2 дозволяє знизити втрати на тертя в шарнірах на всіх режимах руху в середньому на 200 Вт на один рушій відносно серійного трактора і на 300 Вт відносно дослідного трактора № 1 при агрегатванні як навісним, так і напівнавісним плугом. Зменшення втрат потужності дослідного трактора № 2 пояснюється зменшенням кута підйому ведучої ділянки ланцюга.

## ВИСНОВКИ

1. Існуючі конструкції гусеничних рушіїв сільськогосподарських тракторів із застосуванням гусеничних ланцюгів з відкритими металевими шарнірами піддаються динамічним впливам, викликаним недосконалістю кінематики механізму ведучої ділянки гусеничного ланцюга і рушія в цілому. У науковій літературі недостатньо відображені

питання впливу ланкового гусеничного обводу на динамічні навантаження елементів і систем гусеничного трактора, а також його техніко-експлуатаційні показники.

2. У дисертації наведені теоретичне узагальнення і розв'язання наукової задачі, пов'язаної з визначенням навантажень, що діють на вузли й агрегати гусеничного трактора з урахуванням ланкової структури гусеничного ланцюга при роботі в сталому режимі в агрегаті з навісним чи напівнавісним плугом. Запропонована математична модель гусеничного рушія і трансмісії дозволяє досліджувати процеси формування динамічних навантажень на гусеничний трактор залежно від конструктивних і компоувальних параметрів гусеничного рушія при різних режимах руху й агрегатуванні, з урахуванням масово-інерційних, жорсткісних, дисипативних характеристик трансмісії і ланкового гусеничного обводу, податливості і фізико-механічних властивостей ґрунту.

3. При оцінці техніко-експлуатаційних характеристик роботи гусеничних рушіїв критеріями оцінки і порівняння прийняті значення середньоквадратичних відхилень  $\sigma_i$  й інтегральні характеристики  $I_i$  моментів у трансмісії, коефіцієнт нерівномірності роботи ведучої ділянки гусеничного ланцюга  $\chi$ , втрати потужності на тертя в шарнірах, максимальний тиск рушія на ґрунт  $q_{max}$ , показники ущільнювального впливу на ґрунт  $U$  і нерівномірності розподілу питомих тисків  $\xi$ .

4. Агрегатування гусеничного трактора в значній мірі позначається на показниках його роботи. У випадку навісного способу агрегатування спостерігається позитивний ефект за параметром ущільнювального впливу на ґрунт  $U$ , який на 5–15 кН/м нижче в діапазоні основних тягових навантажень в порівнянні з напівнавісним агрегатуванням, при цьому коефіцієнт нерівномірності розподілу питомих тисків залишається на однаковому рівні. Однак разом з цим зростає динамічне навантаження трансмісії по середньоквадратичних відхиленнях моментів на 10–20 % залежно від включеної передачі.

5. Проведений порівняльний числовий експеримент трьох варіантів виконання гусеничного рушія трактора Т-150-08, включаючи серійний, показав перевагу гусеничного рушія з переміщеною вперед на 50 мм задньою кареткою. За всіма критеріями оцінки цей рушій перевершує порівнювані конструкції. Його показник  $U$  при оранці навісним і напівнавісним плугом відповідно на 5–6 кН/м (3,6–4,3 %) і 2–4 кН/м (1,3–2,3 %) нижче, ніж у серійного. Ступінь нерівномірності розподілу тисків  $\xi$  також менше на 0,8–6,7 % і 2–3 %. Значення критерію  $\sigma_i$  знижується на величину до 20 % для навісного плуга і до 14 % – для напівнавісного. При цьому досягається зниження втрат потужності в шарнірах в середньому на 200 Вт на один рушій.

6. Встановлено, що циклічний характер руху трактора обумовлений процесом переходу заднього опорного котка через шарнір гусеничного ланцюга і проявляється у кінематичній невідповідності переміщення кістяка обертанню ведучого колеса. Викликаний цим процесом вільний коловий хід ведучого колеса, що відповідає показнику  $\chi$ , складає 2,0–2,3 мм за 0,018–0,022 с для серійного трактора і 1,7–2,1 мм для рушія з переміщеною на 50 мм уперед задньою кареткою. Зменшення показника  $\chi$  сприяє зниженню рівня динамічного впливу ведучої ділянки ланцюга на трансмісію.

7. Динамічне збурювання коливань у системах трактора спричинене недосконалістю кінематики ведучої ділянки гусеничного ланцюга і залежить від взаємного розташування елементів рушія, що оформляють гусеничний обвід. Проведений аналіз показав, що вибором раціональних компоувальних параметрів гусеничного рушія можна знизити рівень динамічного впливу на вузли й агрегати трансмісії на величину до 14–20 % залежно від режиму руху, включеної передачі й агрегатування.

8. Проведені за розробленими методиками експериментальні дослідження в лабораторних і польових умовах показали адекватність математичної моделі реальній динамічній системі і задовільний збіг розрахункових і експериментальних результатів (в середньому розбіжність складає 8 %).

9. На підставі результатів виконаної роботи дослідний рушій трактора Т-150-08 був рекомендований для впровадження у виробництво, а виготовлювач - Харківський тракторний завод санкціонував його застосування. Теоретичні розробки й експериментальні дані досліджень використовуються у відділі головного конструктора ВАТ "ХТЗ ім. С. Орджонікідзе" при розробці нових перспективних гусеничних рушіїв.

### СПИСОК ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Ребров А.Ю., Великодний В.М., Сергиенко Н.Е., Рулев В.Н., Митропан Д.М. К вопросу о влиянии ведущего участка гусеничной цепи на виброактивность остова трактора // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Технології в машинобудуванні. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2001. – №7. – С. 167–170.  
Автором наведені деякі результати натурних дослідів роботи гусеничного трактора в агрегаті з навісним плугом.
2. Ребров А.Ю. Кинематика ведущего участка гусеничной цепи // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2002. – № 10. – Т. 1. – С. 34–40.
3. Ребров А.Ю. К вопросу о моделировании звенчатости гусеничной цепи // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2003. – № 4. – С. 62–66.
4. Ребров А.Ю. Моделирование взаимодействия траков гусеничной цепи с элементами гусеничного движителя // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2004. – № 2. – С. 31–39.
5. Ребров А.Ю., Сергиенко Н.Е., Сергиенко Д.Е., Рулев В.Н. Взаимодействие траков гусеничной цепи с деформируемой опорной поверхностью // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- та тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2004. – № 16. – С. 137–142.  
Автором запропонована математична модель взаємодії ланки ланцюга з деформованою опорною поверхнею, яка враховує ступінь відновлення ґрунту і його повторну деформацію.
6. Ребров А.Ю. Динамическое воздействие гусеничного обвода на остов трактора с учетом звенчатой структуры цепи // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2004. – № 24. – С. 89–92.
7. Ребров А.Ю., Великодний В.М., Сергиенко Н.Е. Формирование неравномерности работы ведущего участка гусеничной цепи // Вісник НТУ "ХПІ". Збірник наукових праць. Тематичний випуск: Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ "ХПІ". – 2005. – № 10. – С. 33–40.  
Автором проаналізовані причини формування нерівномірності роботи ведучої ділянки гусеничного ланцюга.
8. Ребров А.Ю. Показатели воздействия ходовых систем гусеничных тракторов семейства Т-150 на почву // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Харьков: ХНАДУ. – 2005. – Вып. 16. – С. 224–227.

### АНОТАЦІЯ

**Ребров О.Ю. Вплив ланкової структури гусеничного обводу трактора на навантаження трансмісії і тиск на ґрунт. - Рукопис.**

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.22.02 - автомобілі та трактори. – Харківський національний автомобільно-дорожній університет, Харків, 2005.

Дисертація присвячена питанню визначення взаємного динамічного впливу гусеничного рушія і трансмісії сільськогосподарського трактора, виявленню найбільш доцільних варіантів розташування елементів гусеничного рушія за критеріями зниження динамічних навантажень трансмісії і показниками ущільнювального впливу на ґрунт і нерівномірності розподілу питомих тисків.

У роботі оцінені три ідентичних варіанти гусеничного рушія, проаналізовані процеси формування нерівномірності роботи ведучої ділянки гусеничного ланцюга, обґрунтовано доцільність використання багатоопорних ходових систем з меншим кутом нахилу ведучої ділянки ланцюга. Удосконалено методику визначення епюри розподілу питомих тисків за довжиною опорної ділянки гусеничного рушія з урахуванням ланкової структури ланцюга і натягненням в гілках гусеничного обводу. Доведено необхідність урахування агрегаткування сільськогосподарського трактора при визначенні динамічних складових навантаження трансмісії і показника ущільнювального впливу на ґрунт. Розроблено аналітичну математичну модель гусеничного рушія, що дозволяє оцінювати техніко-експлуатаційні показники роботи гусеничного трактора і враховує особливості компонування елементів ходової системи, характеристики ланкового гусеничного обводу, а також умови агрегаткування і властивості ґрунту.

**Ключові слова:** гусеничний рушій, показник ущільнювального впливу на ґрунт, нерівномірність розподілу питомих тисків, ведуча ділянка гусеничного ланцюга, епюра розподілу питомих тисків, гусеничний обвід.

## АННОТАЦІЯ

**Ребров А.Ю. Влияние звенчатой структуры гусеничного обвода трактора на нагруженность трансмиссии и давление на почву. – Рукопись.**

Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Харьков, 2005.

Диссертация посвящена вопросу определения взаимного динамического воздействия гусеничного движителя и трансмиссии сельскохозяйственного трактора, выявлению наиболее целесообразных вариантов компоновки элементов гусеничного движителя по критериям снижения динамических нагрузок трансмиссии, показателям уплотняющего воздействия на почву и неравномерности распределения удельных давлений. В работе проведена оценка трех идентичных вариантов исполнения гусеничного движителя, обоснована целесообразность применения многоопорных ходовых систем с меньшим углом наклона ведущего участка гусеничной цепи, усовершенствована методика определения эпюры распределения удельных давлений по длине опорной ветви гусеничного движителя с учетом звенчатой структуры цепи и натяжения на участках гусеничного обвода. В расчетах применялась нелинейная зависимость между давлением и осадкой грунта, учитывалась степень восстановления грунта и предусматривалась возможность его повторной деформации.

В диссертации показана необходимость учета агрегатирования сельскохозяйственного трактора при определении динамических составляющих нагрузок в трансмиссии и показателей уплотняющего воздействия на почву как фактора, оказывающего преобладающее влияние на характер работы движителя. В работе было рассмотрено установившееся движение при пахоте навесным и полунавесным плугом. Разработана аналитическая динамическая модель гусеничного трактора, которая позволяет оценивать технико-эксплуатационные показатели работы гусеничного трактора, и учитывает особенности компоновки элементов ходовой системы, характеристики звенчатого гусеничного обвода, а также условия агрегатирования и свойства почвы. Она



позволяет комплексно оценить работу машинно-тракторного агрегата с учетом многих факторов.

На основании полученных в диссертации результатов исследования разработан гусеничный движитель трактора тягового класса 3, который был внедрен в производство ОАО “ХТЗ им. С. Орджоникидзе”, а теоретические разработки используются в отделе главного конструктора при модернизации существующих и разработке новых перспективных движителей.

**Ключевые слова:** гусеничный движитель, показатель уплотняющего воздействия на почву, неравномерность распределения удельных давлений, ведущий участок гусеничной цепи, эпо́ра распределения удельных давлений, гусеничный обвод.

## ABSTRACT

**Rebrov A.Yu. Influence of link structure of caterpillar track of crawler on transmission loads and soil pressure. – Manuscript.**

Thesis for a scientific degree of the candidate of technical sciences on a specialty 05.22.02 – “Automobiles and tractors”. – Kharkiv National Automobile-Highway University, Kharkiv, 2005.

Thesis is devoted to determining of reciprocal dynamic influence of caterpillar propulsor and agricultural tractor transmission, discovering most reasonable variants of caterpillar propulsor elements displacement according to criteria of transmission dynamic loading reduction, indexes of soil compression and uneven distribution of specific pressures. Three identical variants of caterpillar propulsor is appreciated in the thesis, processes of forming of track chain drive part action unevenness is analyzed and reasonability of many bearing running systems with small angle of drive part of track chain inclination is grounded. Methodic of determination of specific pressures distribution diagram along the bearing part of track chain is improved, that takes into account link structure of track chain and tightening on the branches of caterpillar track. Necessity of taking into account the crawler aggregation with agricultural machinery during the determination of dynamic components of transmission loading and index of soil compression is proved. Analytical mathematic model of caterpillar propulsor is designed, which allow appreciating technical and exploitation performance of caterpillar tractor action and considering the features of running system elements composition, characteristics of link caterpillar track, type of aggregation and soil properties.

**Key words:** caterpillar propulsor, index of soil compression, uneven distribution of specific pressures, drive part of track chain, specific pressures distribution diagram, caterpillar track.