

ХАРЬКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНИЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

УДК 631.372

На правах рукописи

ТРЕТЯК ВИКТОР НИХАЙЛОВИЧ

РАЗРАБОТКА СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ДВИЖЕНИЕМ  
ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

Специальность 05.05.03 - автомобили и тракторы

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

Харьков - 1994

Робота виконана на кафедрі автотракторостроєння  
Харківського політехнічного університету.

Научний керівник:

- кандидат технічних наук, професор Рославцев А. В.

Офіційні опоненти:

- доктор технічних наук, професор Лебедев А. Т.

- кандидат технічних наук, доцент Шепеленко І. Г.

Ведуче підприємство: Харківський тракторний завод.

Захист состоится "31" *марта* 1994 г. в "14<sup>00</sup>" часов  
на засіданні спеціалізованого ради К 068.12.01 по присудженню  
ученої ступені кандидата технічних наук Харківського  
державного автомобільно-дорожнього технічного університету  
по адресу:

310078, г. Харків, ул. Петровського, 25.

С дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці інституту.

Автореферат розослан "28" *феврале* 1994 г.

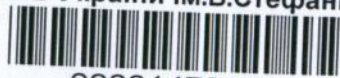
Учений секретар

спеціалізованого ради

канд. техн. наук

Дощечкина І. В.

ЛНБ України ім. В. Стефаніка



00801476 (Q)

ЛНБ ім. В. Стефаніка  
АН України

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Совершенствование тракторов, как и любой другой техники, предопределяется необходимостью повышения производительности труда, снижения материально-энергетических затрат при выполнении работ в сельскохозяйственном производстве, обеспечении экологической совместимости с природой и т. д. Усилились требования улучшения условий труда тракториста и управления работой МТА. Последнее требование ужесточается в связи с расширением функциональных возможностей машин. В перспективе, по мере насыщения хозяйства техникой и распространения новых форм организации производства следует ожидать, что эти требования будут возрастать.

На примере гусеничного пахотного агрегата установлено, что заметные доли психофизической нагрузки водителя и затрат энергии двигателя относятся к поддержанию необходимой траектории движения. Усталость водителя приводит к снижению качества обработки почвы и производительности труда. Разработка систем управления движением гусеничных тракторов достаточно важная и актуальная в настоящее время проблема.

Цель работы - снижение затрат энергии двигателя трактора и нагрузок на водителя при движении пахотного агрегата путем совершенствования системы его управления, основанном на периодической, частичной или полной, компенсации увода МТА с помощью задающего устройства, режим которого определяется водителем, исходя из условий эксплуатации.

Объект исследований - гусеничный трактор в составе пахотного агрегата, состоящего из трактора Т-150 и плуга ПЛН-5-35.

Научная новизна.

1. Разработан способ и методика предварительного формирования корректирующих управляющих воздействий на механизмы поворота трактора и предложена методика оценки качества управления движением гусеничного пахотного машинно-тракторного агрегата.

2. Разработана математическая модель управляемого движения пакетного агрегата с учетом особенностей трансмиссии трактора и наличия задатчика нормированных управляющих воздействий, корректирующих его увод.

3. Разработаны методика и аппаратура для определения мгновенного буксования гусеничных движителей при неустановившемся движении трактора

Практическая ценность. Разработанная методика расчета позволяет создавать и применять системы управления гусеничными тракторами с компенсацией постоянного увода. Такие устройства могут быть также составной частью систем автоматического вождения.

Реализация работы. Результаты исследований используются в разработках систем управления гусеничными тракторами ОГК ХТЗ.

Математическая модель используется в учебном процессе на кафедре автотракторостроения ХПУ.

Новые конструктивные элементы в системе управления гусеничным трактором защищены авторскими свидетельствами N 485022 и N 1063681

Апробация работы. Основные положения диссертации докладывались на научно-технических конференциях профессорско-преподавательского состава, сотрудников и аспирантов ХПИ в период 1976 - 1991 г.; на Республиканском научно-техническом совещании "Повышение надежности и ресурса зубчатых передач в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении", проходившем 20-21 ноября 1979г. в Харьковском Доме техники НТО; Республиканской научно-технической конференции "Проблемы конструирования и технологии производства сельскохозяйственных машин", проходившей в Кировоградском институте сельскохозяйственного машиностроения 22-24 декабря 1981 г. в г. Кировограде; Областном научно-техническом совещании "Повышение технического уровня зубчатых передач энергонасыщенных тракторов", состоявшемся 14-16 марта 1983 г. в Харьковском Доме техники НТО; Всесоюзных научно-технических конференциях "Исследование и совершенствование тракторных конструкций", проходившей с 30 мая по 1 июня 1983 г. в НПО "НАТИ".

г. Москва, "Совершенствование тракторных конструкций и узлов", проводившейся в НПО "НАТИ" 1-3 июня 1987 г. и "Пути и средства автоматизации управления машинно-тракторными агрегатами", проводившейся в ЧФ "НАТИ" 26-28 октября 1988 г. в г. Челябинске.

-----  
Публикации. По теме диссертации опубликовано 12 печатных работ, в том числе два авторских свидетельства.

-----  
Объем работы. Диссертация состоит из введения, четырех глав, выводов, списка литературы из 95 наименований и приложений. Работа изложена на 162 страницах, в том числе 110 страниц машинописного текста, 76 рисунков и фотографий, 6 таблиц.

#### СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

-----  
В первой главе приведен обзор и сделан анализ теоретических и экспериментальных исследований по динамике движения гусеничных тракторов и МТА, а также рассмотрены имеющиеся оценочные критерии по устойчивости движения и управляемости. Эти вопросы нашли свое отражение в работах Аврамова В.П., Беккера М.Г., Вонг Дж., Генфельбейна С.П., Говорущенко Н.Я., Гольдина Г.В., Гредескула А.Б., Гуськова В.В., Гячева П.В., Егоркина В.В., Забавникова Н.А., Кацыгина В.В., Коденко М.Н., Коновалова В.Ф., Красенькова В.И., Кутькова Г.М., Лебедева А.Т., Литвинова А.С., Ломака С.И., Платонова В.Ф., Рославцева А.В., Серебрякова И.Н., Татарчука Г.М., Фаробина Я.Е., Хачатурова А.А., Холодова А.М., Эллис Д.Р.

Применяющиеся до настоящего времени органы управления механизмами поворота не унифицированы с эргономической точки зрения и только относительно низкие скорости движения предотвращают большое число аварий и происшествий при переходе водителя с одной модели трактора на другую.

Существующие органы управления в большинстве конструкций тракторов только снижают усилия, возникающие при управлении механизмами поворота, не уменьшая их количества при работе тракторов в составе агрегатов с асимметричной относительно продольной оси нагрузкой, количество управляющих воздействий водителя не снижается, а по мере возрастания рабочих скоростей частота их увеличивается.



$$-m\ddot{x} + (P_1 + P_2 - P_{f1} - P_{f2} - P_{Tx}) \cos \varphi_z - P_{Ty} \sin \varphi_z = 0; \quad (1)$$

$$-m\ddot{y} + (P_1 + P_2 - P_{f1} - P_{f2} - P_{Tx}) \sin \varphi_z - P_{Ty} \cos \varphi_z = 0; \quad (2)$$

$$-J_z \ddot{\varphi}_z + (P_2 - P_1 - P_{f2} + P_{f1}) B_{TP} / \angle + P_{Ty} l - P_{Tx} e - M_c = 0; \quad (3)$$

где  $P_1$  и  $P_2$  - касательные силы тяги левой и правой гусениц;

$P_T$  - сила тяги на крюке;

$P_{f1}$  и  $P_{f2}$  - силы сопротивления движению левой и правой гусениц;

$M_c$  - момент сопротивления повороту трактора;

$J_z$  - момент инерции трактора относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс;

$\varphi_z$  - угловое перемещение трактора относительно вертикальной оси, проходящей через центр масс;

$m$  - масса трактора;

$\gamma$  - угол приложения тяговой нагрузки относительно продольной оси трактора;

$L$  - длина опорной поверхности гусеницы;

$B_{TP}$  - база трактора;

$l$  - расстояние от центра масс трактора до точки приложения тяговой нагрузки;

$e$  - расстояние от точки приложения тяговой нагрузки до оси симметрии трактора.

Жесткость и масса элементов трансмиссии трактора влияют на динамику управления при периодическом включении механизмов поворота.

Для учета этого составлена расчетная схема силовой передачи (рис. 2).

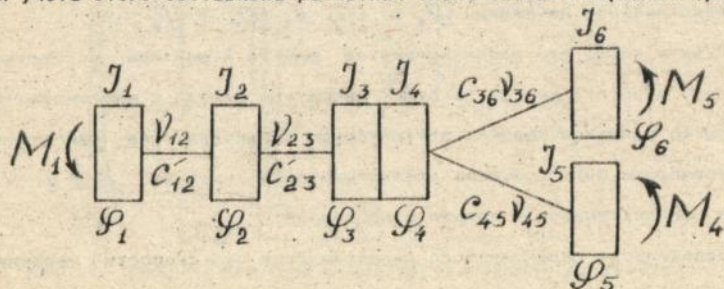


Рис. 2. Расчетная схема силовой передачи трактора

В соответствии со схемой силовой передачи с использованием уравнений Лагранжа 2-го рода составлена система уравнений движения:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + V_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) = M_1; \quad (4)$$

$$J_2 \ddot{\varphi}_2 - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) - V_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + V_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) = 0; \quad (5)$$

$$(J_3 + J_4) \ddot{\varphi}_3 - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + c_{36}(\varphi_3 - \varphi_6) + c_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) - \quad (6)$$

$$-V_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + V_{36}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_6) + V_{45}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) = 0;$$

$$J_5 \ddot{\varphi}_5 - c_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) - V_{45}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) = -M_4; \quad (7)$$

$$J_6 \ddot{\varphi}_6 - c_{36}(\varphi_3 - \varphi_6) - V_{36}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_6) = -M_5; \quad (8)$$

где  $J_1, J_2, J_3, J_4, J_5, J_6$  - приведенные к валу двигателя моменты инерции вращающихся масс трансмиссии трактора;

$c_{12}, V_{12}$  - жесткость и коэффициент демпфирования гасителя крутильных колебаний;

$c_{23}, V_{23}$  - жесткость и коэффициент демпфирования валов КП;

$c_{36}, c_{45}, V_{36}, V_{45}$  - жесткости и коэффициенты демпфирования полуосей и карданных валов трактора;

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6$  - углы поворота эквивалентных масс, принятые за обобщенные координаты;

$M_1$  - момент от газовых сил двигателя;

$M_4$  и  $M_5$  - приведенные моменты от касательных сил тяги на ведущих звездочках.

При прямолинейном движении  $\dot{\varphi}_3 = \dot{\varphi}_4$  и  $\ddot{\varphi}_3 = \ddot{\varphi}_4$

В виду того, что рассматривается работа трактора в составе пахотного агрегата, когда загрузка двигателя близка к максимальной, принята во внимание внешняя регуляторная характеристике двигателя. Характеристика была получена экспериментально, момент  $M_1$  - кусочно аппроксимирован прямой и параболой.

Зависимость силы тягового сопротивления от скорости движения пахотного агрегата представлена параболой с наложением на нее пяти гармонических составляющих. Они являются основными составляющими

случайного процесса колебаний нагрузки пакетного агрегата.

При рассмотрении подворота силовым способом расчетная схема силовой передачи принята в соответствии с рис. 3, где момент представляет собой момент, передаваемый муфтой поворота.

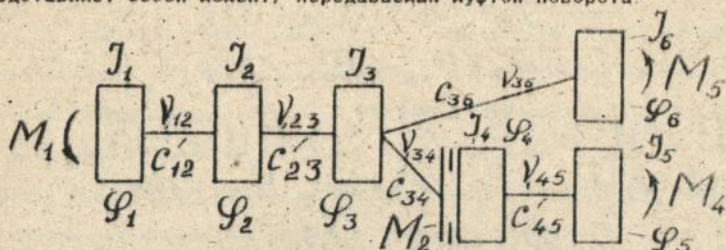


Рис. 3. Расчетная схема силовой передачи при подвороте трактора.

Жесткость валопровода  $C_{34}$  и коэффициентом демпфирования  $V_{34}$  условно приняты равными  $C_{34} = \infty$ ,  $V_{34} = 0$ .

В этом случае исключается уравнение (6) и вводятся уравнения (9) и (10), а также нарушается условие равенства угловых скоростей и ускорений между массами  $J_3$  и  $J_4$

$$J_3 \ddot{\varphi}_3 - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) + c_{36}(\varphi_3 - \varphi_6) - v_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + v_{36}(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_6) = -M_2; \quad (9)$$

$$J_4 \ddot{\varphi}_4 + c_{45}(\varphi_4 - \varphi_5) + v_{45}(\dot{\varphi}_4 - \dot{\varphi}_5) = M_2. \quad (10)$$

Связь между движителями трактора и его положением с учетом буксования описывается зависимостями в соответствии с рис. 4.

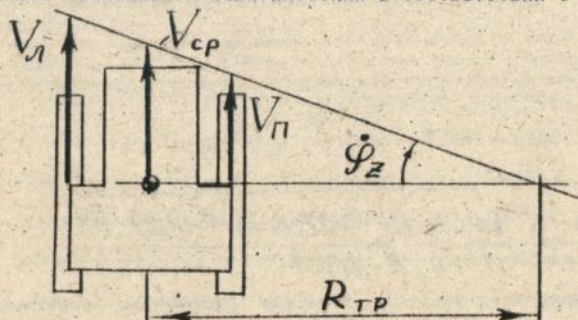


Рис. 4. Поворот трактора с учетом буксования движителей.

$$\delta_{\text{л}} = (1 - V_{\text{л}} / \omega_1 R_{3\text{В}}) 100\%; \quad (11)$$

$$\delta_{\text{п}} = (1 - V_{\text{п}} / \omega_2 R_{3\text{В}}) 100\%; \quad (12)$$

$$V_{\text{л}} = \dot{\varphi}_{\text{З}} (R_{\text{ТР}} + B_{\text{ТР}} / 2); \quad (13)$$

$$V_{\text{п}} = \dot{\varphi}_{\text{З}} (R_{\text{ТР}} - B_{\text{ТР}} / 2); \quad (14)$$

$$\delta_{\text{л}} = (1 - \dot{\varphi}_{\text{З}} [R_{\text{ТР}} + B_{\text{ТР}} / 2] / \omega_1 R_{3\text{В}}) 100; \quad (15)$$

$$\delta_{\text{п}} = (1 - \dot{\varphi}_{\text{З}} [R_{\text{ТР}} - B_{\text{ТР}} / 2] / \omega_2 R_{3\text{В}}) 100; \quad (16)$$

$$R_{\text{ТР}} = V_{\text{СР}} / \dot{\varphi}_{\text{З}}, \quad (17)$$

где  $V_{\text{л}}$  и  $V_{\text{п}}$  - скорости движения левого и правого бортов трактора;  
 $V_{\text{СР}}$  - скорость центра масс трактора;

$\omega_1$  и  $\omega_2$  - угловые скорости вращения ведущих звездочек;

$\delta_{\text{л}}$  и  $\delta_{\text{п}}$  - буксование левого и правого гусеничных движителей.

Следовательно буксование можно записать как функцию

$$\delta_{\text{л}} = f(\dot{\varphi}_{\text{З}}, \omega_1, V_{\text{СР}});$$

$$\delta_{\text{п}} = f(\dot{\varphi}_{\text{З}}, \omega_2, V_{\text{СР}}).$$

В свою очередь буксование зависит от величины касательной силы тяги движителей. Эта зависимость была определена экспериментально для трактора и аппроксимирована кусочно с помощью прямой и параболы. Для каждой гусеницы величина буксования будет выражаться той же зависимостью, но от удвоенного аргумента, если при поворотах ведущей остается только одна сторона трактора. Величина касательной силы тяги может быть найдена по величине буксования с помощью зависимостей:

$$P_i = \delta_i / 1,098 \cdot 10^{-4} \quad \text{при } \delta_i \leq 1,603\% \quad (18)$$

$$P_i = \frac{2,084 \cdot 10^{-3} \sqrt{4,26 \cdot 10^{-6} - 28,8 \cdot 10^{-8} (16,39 - \delta)}}{14,4 \cdot 10^{-8}} \quad (19)$$

Таким образом определена зависимость между величинами касательных сил тяги, линейных и угловых скоростей трактора, а также его ведущих звездочек.

Для решения совместной системы дифференциальных уравнений движения трактора в составе пахотного агрегата была разработана программа на языке FORTRAN. Интегрирование осуществлялось методом Рунге-Кутты 4-го порядка.

В третьей главе приведены результаты математического моделирования и анализа движения гусеничного трактора при асимметричной нагрузке с учетом подворотов. Результатом моделирования является численное представление состояния системы во времени. По численным значениям строились графики изменения основных механических величин, характеризующих как состояние элементов, так и системы в целом. Для определения состояния системы на печать выводились следующие величины:

- поперечная координата центра масс трактора;
- скорость поступательного движения центра масс трактора;
- величина кружковой нагрузки;
- моменты на ведущих звездочках, приведенные к коленчатому валу двигателя;
- приведенный момент передаваемый муфтой поворота;
- текущее буксование гусеничных движителей;
- радиус кривизны траектории движения;
- угловая скорость вращения вала двигателя;
- угловые скорости вращения ведущих звездочек, приведенные к валу двигателя.

Средняя скорость движения трактора между подворотами составила 2,3...2,4 м/с. При этом происходит увод трактора по траектории близкой к окружности с радиусом кривизны 200 м. Из этого следует, что через 5,7 м пути или 2,3 с происходит смещение траектории от прямолинейного направления движения на 3 см.

Величина радиуса увода зависит от колебаний кружковой нагрузки, происходящих в диапазоне (22...44 кН). При номинальной кружковой нагрузке величина буксования составляет 2,5...5,5 %, причем буксование правой гусеницы на 0,55...0,65 % выше буксования левой.

Разность буксований происходит вследствие ряда причин, в том числе и из-за увеличения момента передаваемого правой ведущей звездочкой для преодоления повышенного сопротивления передвижению, возникающего под правой гусеницей. Это подтверждается приведенными крутящими моментами  $M_4$  и  $M_5$ , когда разница составляет примерно 10,8 Н\*м, а величина крутящих моментов находится в пределах 200...250 Н\*м. В трансмиссии трактора происходит сглаживание колебаний кружовой нагрузки за счет значительной массы агрегата и упругости валов. Пики колебаний уменьшаются на 11 %. Угловая скорость вала двигателя находится в пределах 213...214 1/с, что соответствует частоте вращения 2034...2044 об/мин. Следовательно двигатель работает на регуляторном участке характеристики и развивает мощность 106...95 кВт. Это соответствует его нагрузке на 96...86 %.

При подворотах скорость движения падает до 2,0...2,05 м/с, что составляет 87 % от скорости при прямолинейном движении. Управляющие воздействия для подворотов трактора с одной стороны не должны существенно снижать производительность агрегата, с другой - осуществляться достаточно интенсивно и кратковременно, и не вызвать перегрева и разрушения фрикционных элементов механизма поворота. На практике в большинстве случаев осуществляется трапециoidalный закон изменения крутящего момента муфтой поворота. Этот закон имеет ниспадающую ветвь, характеризующую темп снижения передаваемого момента, горизонтальную часть - время выполнения подворота и нарастающую ветвь, отражающую темп нарастания момента.

Анализ моделирования темпа включения муфты поворота показал, что снижение крутящего момента должно быть достаточно интенсивным и составлять 4000...6000 Н\*м/с.

Исследование влияния темпа включения муфты поворота на характеристики движения агрегата проводились с помощью ряда линейных зависимостей. В качестве критерия использовались экстремальные значения величин работы буксования муфты поворота, средней скорости движения агрегата и пути пройденного на этом участке. По величине

работы буксования и средней скорости движения предпочтение следует отдать быстрому темпу включения муфты поворота. Однако быстрое включение муфты поворота приводит к увеличению углового ускорения трактора вокруг вертикальной оси. Это приводит не только к дискомфорту водителя, но и к повышенным динамическим нагрузкам в трансмиссии. В результате анализа выбран темп включения, равный темпу выключения.

Анализ управляющих воздействий по степени выключения муфты поворота проводился в интервале моментов от 0 до 200 Н\*м. Критериями являлись экстремальные значения буксования фрикционных элементов, снижения средней скорости движения и буксования забегающей гусеницы. Закономерно, что минимальное падение средней скорости происходит при наименьшей степени выключения муфты поворота.

Степень выключения муфты поворота существенно влияет на величину буксования забегающей гусеницы. Для исследуемых режимов при выключении муфты поворота максимум буксования увеличивался в 3,2 раза. Примерно в 3 раза уменьшается время выполнения подворота, чтобы обеспечить необходимое изменение радиуса траектории движения трактора и ширины агротехнического коридора. При этом увеличивается угол поворота трактора, что сопряжено с повышением частоты выполнения подворотов, а значит с увеличением суммарных потерь.

Для трактора Т-150 оптимальным является крутящий момент, передаваемый муфтой поворота при подвороте, величиной 50 Н\*м. Этому моменту соответствует давление в бустере гидropоджимной муфты 0,15 МПа.

Для формирования оптимизированных управляющих воздействий на механизмы поворота было разработано несколько вариантов конструктивных исполнений устройств. Они основаны на формировании с помощью электронных устройств электрического управляющего сигнала; электромагнит управлял давлением масла в гидросистеме механизма поворота. Для экспериментальной проверки был выбран вариант без изменения гидросистемы трактора. В нем электрические сигналы

осуществляли включение мотор-редукторов, которые механически воздействовали на штатные клапаны плавного сброса давления трактора.

Проведенные теоретические исследования дают необходимый материал для определения режима работы предлагаемого устройства периодических нормированных управляющих воздействий на механизмы поворота трактора.

Четвертая глава посвящена экспериментальным исследованиям. В качестве объекта исследования был выбран пахотный агрегат, состоящий из трактора Т-150 и плуга ПЛН-5-35. Агрегат оборудованный комплексом измерительной аппаратуры, состоящем из датчиков, усилительно-преобразующей аппаратуры, контрольно-коммутационного блока и регистратора. Для исследования управления трактор был оборудован устройством для воспроизведения периодических нормированных управляющих воздействий.

Это устройство состоит из двух электродвигателей с редукторами, которые по электрическому сигналу совершали один оборот выходного вала (как у привода стеклоочистителя). Кривошипные, установленные на выходных валах, с помощью гибких тросиков связаны с рычагами клапанов плавного сброса давления каждого борта механизма поворота трактора. Сигнал на включение электродвигателя поступал от электронного реле времени. Длительность паузы водитель регулировал с помощью потенциометра, установленного рядом с рулевым колесом трактора. Включение устройства и выбор правого или левого исполнительного механизма осуществлялся с помощью переключателя.

Датчиком углового отклонения трактора, в процессе движения по курсу, являлся гирополукомпас ГПК-52. Датчик угла поворота рулевого колеса представляет собой проволочный потенциометр установленный под колесом и включенный в мостовую измерительную схему. Расстояние до борозды предыдущего прохода определялось с помощью металлического щупа, связанного карданным шарниром с кронштейном переднего бруса трактора. Копир щупа находился в борозде предыдущего прохода. Щуп соединен с потенциометром измерительного

моста. Путь регистрировался "5-ми" колесом, оборудованным магнитоэлектрическим датчиком.

Для исследования взаимодействия гусеничного движителя с почвой был разработан и изготовлен датчик замера буксования. Он представляет собой звездочку диаметром 300 мм, установленную на траке гусеницы так, что ее зубья находятся в почве не ниже кромки грунтозацепов. Звездочка связана валом с подвижным контактом кругового потенциометра и имеет возможность вращаться относительно оси, связанной с кронштейном. Точность замера буксования изменяется по гиперболическому закону и для буксования в пределах 3...5 % погрешность составляет - 9...6 % от его значения.

Крутящие моменты измерялись при помощи тензодатчиков, наклеенных на полуоси трактора. С выхода мостов сигналы через амальгированные ртутные токосъемники подавались на усилитель 8АНЧ7м. Тяговое сопротивление определялось по усилиям, действующим на присоединительные пальцы плуга с наклеенными тензорезисторами. Все процессы регистрировались с помощью шлейфового осциллографа К12-22.

Все эксперименты проводились на полях в районе полигона Харьковского тракторного завода. В ходе исследований осуществлялась пахота на глубину 27...30 см по стерне пшеницы, ржи и кукурузы.

При исследовании характеристик управляющих воздействий разных водителей не менялись настройки и регулировки приборов и оборудования. Пахота выполнялась в строгом соответствии с установленной технологией работ. Предварительно по вешкам прокладывалась эталонная прямолинейная борозда.

Обработка осциллограмм осуществлялась с помощью преобразователя каротажных диаграмм Ф-001, а затем проводилась обработка на цифровой вычислительной технике.

Статистические характеристики управляющих воздействий водителей определялись с привлечением нескольких человек разных возрастов и стажа работы. Для удобства обработки и ориентации каждому из них был присвоен порядковый номер. Водители 1, 2 и 4 имели значительный опыт

работы на тракторах Т-150 в агрегате с сельхозорудиями - стаж 7..14 лет. Опыт водителей 5 и 6 составлял 0,5...2 года, а водитель 3 до испытаний на гусеничном тракторе не работал.

В результате проведенных экспериментальных исследований получены данные, отражающие закономерности процесса управления движением.

Средняя длительность воздействий водителя на рулевое колесо составляет 1,25 с, а средняя длительность пауз - 1,43 с. Следовательно средний период обращения водителя к органу управления составляет 2,7 с, а частота воздействий - 0,377 Гц.

Анализируя управляющие воздействия по времени воздействия отмечается, что у водителей 2 и 4 оно минимально, т.е. у них выработался стереотип управления наиболее рациональный по затратам энергии. Качественные оценки отслеживания борозды у них также выше средних. Суммарное время пауз при прохождении гона одной и той же длины на одной и той же передаче для этих водителей максимальное. Суммарное время пауз у водителя 6 также велико, но среднее квадратическое отклонение расстояния до борозды у него максимальное, следовательно он старается тратить меньше энергии на управление за счет ухудшения качества отслеживания борозды.

Водители 1 и 5 находятся на втором месте по обеспеченному ими среднеквадратическому отклонению расстояния от гусеницы трактора до борозды, но у них большое относительное время воздействия. Показатели водителя 3 рассматривались как контрольные для неопытного водителя.

Следует отметить, что управляющие воздействия водителя 2 практически одинаковой длительности. Среднее квадратическое отклонение длительности его воздействий значительно меньше, чем у остальных (0,096 с). Среднее квадратическое отклонение пауз у этого водителя максимальное среди опытных трактористов. Далее по этим показателям следует водитель 4. Два других водителя - 1 и 5, наоборот больше варьируют длительностью воздействий чем длительностью пауз.

Для анализа управляющих воздействий по амплитуде была построена гистограмма углов отклонения рулевого колеса. По гистограмме

отмечены две группы водителей, отличающихся временем сохранения рулевого колеса в нейтральном положении. Водители 2, 4 и 6 реже пользуются рулевым колесом, а водители 1, 3 и 5 более часто удерживают рулевое колесо в режиме регулирования. Управляющие воздействия первой группы водителей характеризуются большей интенсивностью и выполняются в течение более короткого времени, а водители второй группы совершают более продолжительные воздействия, но с меньшей амплитудой.

Визуальное изучение осциллограмм управляющих воздействий первой группы водителей показало, что они идентичны. Процесс управления второй группы водителей состоит в предварительных поисках угла поворота рулевого колеса, при котором трактор начинает реагировать на управляющее воздействие, а затем водитель в течение некоторого времени осуществляет изменение курса на требуемую величину и при необходимости корректирует интенсивность подворота.

Анализируя эти два способа управления можно отдать предпочтение первому, который характеризуется минимальным временем управляющего воздействия при большой длительности пауз. Это, во-первых, снижает потери энергии водителя - утомляемость уменьшает расход энергии на управление МТА и, во-вторых, повышает среднюю скорость движения и соответственно - производительность агрегата.

Для подтверждения идентичности способов управления указанных пар водителей (1, 5; 2, 4 и 3, 6) был проведен корреляционный анализ осциллографических записей процесса управления. Оказалось, что автокорреляционные функции углов поворота рулевого колеса у соответствующих пар водителей близки.

Следовательно, исходя из опыта работы, человек, как обучающаяся система, вырабатывает стереотипный отклик на повторяющиеся ситуации. Стереотипные управляющие воздействия сравнительно легко моделируются и воспроизводятся различными исполнительными устройствами, что и было реализовано в ходе экспериментальных работ.

Устройство осуществляло одинаковые управляющие воздействия на

механизм поворота левого борта трактора через заданные водителями равные промежутки времени, тем самым снимая с водителя монотонную работу по компенсации увода агрегата.

Для определения влияния подворотов агрегата на буксование трактора был проведен ряд экспериментов с применением датчика буксования. Датчик буксования устанавливался на левой гусеничной цепи трактора и соединялся с измерительным комплексом длинным гибким кабелем, позволявшим осуществлять движение трактора на длине опытного участка до 500 м.

Буксование забегающей гусеницы при подворотах трактора увеличивалось до 11 %, в то время как в режиме прямолинейного движения оно было в пределах от 1,8% до 4,3%. Многочисленные опыты, выполненные при подворотах трактора, показали увеличение буксования забегающей гусеницы до 3,5 раз. Это подтверждает расчетные значения, полученные математическим моделированием.

Смещение точки крепления навесного устройства влево от номинального положения приводит к перераспределению касательных сил тяги и соответственно увеличению буксования левого движителя (3,6 %). Смещение крепления навесного устройства вправо на 60 мм снижает буксование левой гусеницы (1,8 %).

На буксование движителей также влияет натяжение гусениц. При увеличении натяжения гусеничной цепи сглаживается эпюра удельного давления на почву, уменьшается работа на деформацию грунта и уменьшается величина буксования. Меняя натяжение гусеничных цепей, можно в определенной мере компенсировать уводы трактора в ту или другую сторону. Однако при чрезмерном натяжении гусеничной цепи увеличиваются затраты мощности на переитивание и возрастает интенсивность износа элементов гусеничного обвода. Поэтому такой путь компенсации увода трактора признан не целесообразным.

Для реализации оптимальных управляющих воздействий на трактор было установлено два электрических исполнительных механизма, которые воздействовали на клапаны плавного сброса давления гидropоджимных

муфт коробки передач. Связь исполнительных механизмов с клапанами плавного сброса давления осуществлялась таким образом, что водитель в любой момент мог корректировать направление движения с помощью штатных органов управления механизмами поворота. Для определения статистических характеристик пауз между управляющими воздействиями в кабине было установлено две кнопки, с помощью которых водитель мог запускать исполнительные механизмы нормированных (автоматических) управляющих воздействий. При выполнении пахоты водитель, в случае необходимости осуществить поворот, нажимал на кнопку и исполнительный механизм выполнял однократное нормированное воздействие на механизм поворота трактора. Таким образом осуществлялась коррекция траектории.

Обработка результатов эксперимента показала, что однократные управляющие воздействия с помощью механизмов нормированных управляющих воздействий приводит к повороту трактора на угол 2,5 градуса. Время управляющего воздействия составило 0,5 с, а среднее время пауз между ними - 2,6 с, т.е., период процесса управления равен 3,1 с, а частота повторения 0,30 Гц. Среднее квадратическое отклонение времени пауз составило 1,8 с.

При необходимости значительной коррекции курса трактора водитель держал кнопку в нажатом положении длительное время; при этом осуществлялась серия управляющих воздействий и, следовательно трактор ступенчато менял курс. Минимальное время пауз между окончанием предыдущего и началом последующего управляющего воздействий составило 0,7 с. Это время необходимо водителю для оценки предыдущей коррекции, принятия решения на выполнение следующей и осуществления нажатия на кнопку.

Эксперимент подтвердил возможность управления трактором в составе пахотного агрегата путем коррекции траектории движения нормированными управляющими воздействиями по командам водителя. Такой способ управления исключает затраты физической энергии, но информационная напряженность и нервная усталость снижаются мало, т.к. водителю приходится планировать время начала коррекции траектории

движения, как и в обычном управлении. Но он освобожден от планирования параметров воздействий, за счет чего возможно облегчение его напряженности.

Следующим этапом экспериментов были исследования работы исполнительных механизмов нормированных управляющих воздействий совместно с времязадающим устройством. Эксперименты проводились в следующем порядке: трактор с плугом устанавливался в начале гона, водитель начинал движение и устанавливал в первые его 20...30 м пути рукоятку потенциометра длительности пауз в положение, при котором компенсируется увод агрегата в целях поддержания траектории трактора в пределах требуемого агротехнического коридора. При появлении каких либо нестационарных возмущений, которые приводят к изменению курса трактора (например, проезд через утрамбованную колею полевой дороги не под прямым углом, или необходимости изменения направления движения, вызванного конфигурацией поля и т.п.), водитель осуществлял коррекцию с помощью рулевого колеса. Для выравнивания огрехов, появившихся в предыдущих проходах водитель мог варьировать в некоторых пределах длительностью пауз.

Обработка экспериментальных данных показала, что средний период воздействий водителя на рулевое колесо при отключенном устройстве составляет 3,6 с, а при включенном устройстве он увеличивается до 6,1с. Следовательно частота обращения водителя к рулевому управлению снизилась в 1,7 раза. Спектральный анализ изменения курсового угла движения трактора показал, что при включенном устройстве выражено преобладание частот 0,24...0,27 Гц, которые соответствуют периоду 3,7...4,2 с. С этим периодом генерировались управляющие воздействия. Ординаты начала кривых спектральной плотности, которые отражают присутствие очень низких частот, соответствующих управляющим воздействиям водителя, имеют наиболее низкое значение для движения трактора с включенным устройством. Это подтверждает снижение количества управляющих воздействий водителя.

Сравнение экспериментальных данных с результатами

математического моделирования движения трактора в составе пахотного агрегата подтверждает адекватность процессов модели динамической системы, процессам, происходящим в пахотном агрегате. При моделировании время между управляющими воздействиями составляло в среднем 4,2 с, а в экспериментах - 4,3 с. В процессе настройки исполнительных механизмов нормированных управляющих воздействий длительность управляющих воздействий была доведена до 0,75 с, что соответствует длительности поворота на модели.

В приложениях представлены акты внедрения результатов исследований, текст расчетных программ на языке FORTRAN-4 и копии авторских свидетельств.

## В В В О Д И

1. Исследования движения гусеничных тракторов в составе сельскохозяйственного агрегата показывают, что водитель для обеспечения требуемой траектории осуществляет в большинстве случаев управляющие воздействия соответствующие типовым закономерностям, сохраняющие длительное время постоянными свои качественные и количественные показатели. Установлено, что опытные водители выполняют стереотипные управляющие воздействия на рулевой механизм, средняя длительность которых для трактора Т-150 в агрегате с плугом ПЛН-5-35 составляет 0,68 с при среднеквадратичном отклонении 0,1 с.

В силу вышеизложенного становится возможным и целесообразным значительную долю этих воздействий осуществлять вместо водителя специальными устройствами. Водитель при этом участвует в коррекции направления движения путем отдельных дополнительных воздействий на органы управления только в исключительных случаях.

Это означает, что компенсировать уход агрегата можно с помощью устройства, действие которого определяется водителем, исходя из условий эксплуатации.

2. Анализ подобранной математической модели динамической системы управляемого движения гусеничного трактора, содержащей дифференциальные уравнения, которые учитывают нелинейности

отдельных элементов трактора и внешних возмущений; дает основание считать, что необходимо иметь:

- темп снижения момента муфт поворота -  $4 \dots 6 \text{ кН*м/с}$ ;
- темп нарастания крутящего момента на выходе из подворота -  $6 \text{ кН*м/с}$ ;
- для обеспечения плавного подворота нужно передать через управляемую муфту часть крутящего момента, равную для трактора Т-150 -  $50 \text{ кН*м}$ .

3. При управлении движением гусеничного трактора, для снижения напряженности труда следует использовать устройство периодических нормированных управляющих воздействий. Это устройство целесообразно устанавливать на тракторах, оборудованных гидрофицированными механизмами поворота. Наиболее рационально применить электрогидравлическую систему управления, обеспечивающую достижение следующих параметров:

- угол подворота трактора вследствие однократного воздействия на органы управления при выполнении пахотных работ -  $0,043 \text{ рад}$ ;
- длительность подворота -  $0,5 \text{ с}$ ;
- минимальное давление в гидроподжимной муфте при подвороте в пределах  $10 \%$  от номинального.

4. Для получения достоверных экспериментальных данных необходимо было разработать, изготовить и использовать в лабораторных и полевых условиях следующие оригинальные устройства, отвечающие известным требованиям:

- датчик для замера текущего буксования гусеничных движителей, погрешность которого в диапазоне измерения буксования  $3 \dots 5 \%$  составляет -  $9 \dots 6 \%$  от величины буксования;
- датчик замера величины расстояния от кромки гусеницы до края борозды предыдущего прохода с чувствительностью  $0,5 \text{ см}$  и средней погрешностью  $1 \text{ см}$ ;
- датчик для определения закона воздействия водителя на рулевое колесо;

- устройство, автоматически осуществляющее периодические нормированные управляющие воздействия.

5. В результате экспериментальных исследований установлена высокая эффективность работы устройства периодических нормированных управляющих воздействий для выполнения поворотов:

- при работе в составе агрегата, для которого характерен односторонний увод (пахота), водитель воздействовал на органы управления направлением движения в 1,7 раза меньше, чем на обычном тракторе, в таком же соотношении снижается его физическая нагрузка;

- за счет исключения субъективного фактора - опыта водителя, а также уменьшения числа и исключения дополнительных ошибочных и корректирующих поворотов повысилась скорость движения в составе пахотного агрегата на 3...5%, уменьшилось число огрехов, средняя скорость движения агрегата повысилась из-за того, что ослаблено влияние на частоту управляющих воздействий в течение рабочей смены.

6. Применение устройства периодических нормированных управляющих воздействий не требует заметных изменений конструкции рулевых и других механизмов трактора, не приводит к изменению параметров этих систем и режимов их работы, не требует приобретения водителями новых эксплуатационных навыков.

Конструкция устройства периодических нормированных управляющих воздействий отличается большой простотой, его установка на трактор может осуществляться в условиях сельских ремонтных предприятий.

7. Ожидаемый экономический эффект от внедрения результатов исследования составляет 88 рублей на один трактор в год (в ценах 1991 г.).

Основные результаты диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Рославцев А.В., Третьяк В.М. Математическая модель движения гусеничного машинно-тракторного агрегата. - В сб.: Повышение надежности и ресурса зубчатых передач в тракторном и сельскохозяйственном машиностроении: Тезисы докладов научно-

технического совещания 20 - 21 ноября 1979 г. г. Харьков 1979 г. С. 10 - 14.

2. Рославцев А. В., Третяк В. М. Управляющие воздействия водителей гусеничного машинно-тракторного агрегата на пахотных работах. - Вестн. Харьк. политехн. ин-та N 178. - Конструирование и исследование тракторов, вып. 4. - Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1981, с. 7 - 10.

3. Рославцев А. В., Третяк В. М., Беседин Е. А. Комплекс измерительной аппаратуры для исследования параметров движения гусеничного машинно-тракторного агрегата. В сб.: Проблемы конструирования и технологии производства сельскохозяйственных машин (тезисы докладов республиканской научно-технической конференции) г. Кировоград 1981 г. С. 8 - 10.

4. Рославцев А. В., Третяк В. М., Беседин Е. А. Буксование гусеничного трактора при управлении движением. - Вестн. Харьк. ин-та, 1982, N 185. - Конструирование и исследование тракторов, вып. 5, с. 26 - 27.

5. Третяк В. М. Особенности расчета динамических нагрузок в трансмиссии гусеничного трактора при управлении движением. В сб.: Повышение технического уровня зубчатых передач энергонасыщенных тракторов (тезисы докладов областного научно-технического совещания 14 - 16 марта 1983 г) Харьков 1982 г. С. 176 - 177.

6. Третяк В. М., Рославцев А. В. Исследование управляемости МТА на пахотных работах. В сб.: Исследования и совершенствование тракторных конструкций. Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции 30 мая - 1 июня 1983 г. НАТИ, г. Москва 1983 г. С. 183.

7. Третяк В. М. Метод улучшения управляемости гусеничных тракторов. Вестн. Харьк. политехн. ин-та, 1985, N 222. - конструирование и исследование тркторов, вып. 6, с. 37 - 38.

8. Гурковский Е. Э., Третяк В. М. Улучшение характеристик управляемости и устойчивости движения гусеничного МТА при условно-прямолинейном движении В сб.: Совершенствование тракторных

конструкций и узлов (тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции 1 июня - 3 июня 1987 г. НАТИ г. Москва 1987 г. С. 92.

9. Третьяк В.М. Некоторые результаты математического моделирования движения гусеничного пахотного агрегата. Вести. Харьк. политехн. ин-та, 1988. N 254: Конструирование и исследование тракторов. Вып. 7. С. 16 - 18.

10. Третьяк В.М., Рославцев А.В. Исследование автоматизации процесса управления гусеничными тракторами при работе с несимметричной нагрузкой. В сб.: Пути и средства автоматизации управления машинно-тракторными агрегатами, предназначенными для работы в экстремальных условиях (тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции 25 - 27 октября 1988) ЧФ НАТИ. г. Челябинск 1988. С. 19.

Изобретения по теме диссертации

11. А.С. N 485022. Устройство для управления механизмами поворота и тормозами гусеничной машины с разделением потока мощности. Огий Г.Е., Кальченко Б.И., Якименко И.А., Каменев В.Н., Скрипник И.А., Петрикин А.Я., Третьяк В.М. Приор. от 06.06.73.

12. А.С. N 1063681. Устройство управления механизмами поворота и тормозами гусеничной машины с разделением потока мощности. Абдула С.Л., Кальченко Б.И., Каменев В.Н., Третьяк В.М., Илющенко Н.В., Коденко М.Н. Приор. от 27.12.82.

Подл. к печ. *01.01.84* Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>. Бумага тнн Печать офсетная. Усл. печ. л. *4,0*  
Уч.-изд. л. *1,0* Тираж *100* экз. Зак. № *245* Бесплатно.

---

Харьковское межвузовское арендное полиграфическое предприятие.  
310093, Харьков, ул. Свердлова, 115.

460304

AB 29.256

**AB 29.256**