

## УЛУЧШЕНИЕ ПЛАВНОСТИ ХОДА МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА НА БАЗЕ ТРАКТОРА КЛАССА 1,4 С УПРУГОДЕМПФИРУЮЩИМ ПРИВОДОМ НА ВЕДУЩИХ КОЛЕСАХ

Бабанин Н.В.

*ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет им. императора Петра I» (394087, г. Воронеж, ул. Мичурина, 1), nikolai-babanin@mail.ru*

Одним из направлений решения проблемы повышения плавности хода машинно-тракторного агрегата является применение упругодемпфирующих приводов ведущих колес трактора. В статье предлагается конструкция газогидравлического упругодемпфирующего привода ведущих колес. Задача рационального проектирования динамических систем с использованием упругодемпфирующих приводов заключается в нахождении параметров или характеристик, обеспечивающих минимальные ускорения остова. Рациональный выбор жесткости упругодемпфирующих приводов ведущих колес трактора выполняется из соображения получения минимума дисперсии колебаний момента и остова. Результаты теоретических исследований показали, что рациональное значение жесткости составило 100...146 кНм/рад, что приводит к минимизации колебаний момента на колесах до 40%, при этом амплитуда вертикальных ускорений снижается на 40...60% за счет уменьшения колебаний радиуса качения ведущих колес и момента сопротивления. Испытания предлагаемого привода на укатанной грунтовой дороге показали, что трактор МТЗ-80.1, оборудованный приводом, снижает буксование на 3...6%, повышает производительность на 4...6%, снижает удельный расход топлива на 6...8%. Испытания на пахоте с дорожным фоном стерня колосовых показали, что с упругодемпфирующим приводом трактор МТЗ-80.1 с плугом ПЛН-3-35 снижает буксование на 10...12% и расход топлива на 12...14%. При этом повышается производительность на 10...12%, а достоверность результатов подтверждается достаточно хорошей согласованностью экспериментальных и теоретических данных, в среднем на 7...8%.

Ключевые слова: плавность хода; рациональная жесткость; привод колеса; трактор.

## IMPROVED RIDE THE MACHINE AND TRACTOR UNITS ON THE BASIS OF TRACTOR OF A CLASS 1,4 WITH ELASTIC DAMPING DRIVE ON THE DRIVE WHEELS

Babanin N.V.

*Voronezh State Agricultural University of Emperor Peter I (394087, Voronezh Michurin st., 1), nikolai-babanin@mail.ru*

One of the ways to solve the problem of increasing the smooth progress of the machine-tractor unit is the use of elastic damping drive wheeled tractors. The article proposes the construction of gas hydraulic damping elastic actuator drive wheels. The task of the rational design of dynamic systems using elastic damping drive is to find the parameters or characteristics that provide the minimum acceleration core. Rational choice stiffness elastic damping drive wheeled tractor carried out for reasons of obtaining a minimum dispersion of fluctuations of the moment and the core. The results of theoretical studies have shown that good stiffness value was 100 ... 146 kNm / rad, which leads to the minimization of vibrations to the wheels up 40%, the amplitude of the vertical acceleration is reduced by 40 ... 60% by reducing the vibrations rolling radius of the drive wheels and the moment of resistance. Test drive the proposed groomed dirt road showed that the tractor MTZ-80.1, equipped with drive, reduces slipping by 3 ... 6%, increases productivity by 4 ... 6%, reduces fuel consumption by 6 ... 8%. Tests for plowing with road background stubble cereals have shown that elastic damping drive tractor MTZ-80.1 with plow PLN-3-35 reduces slipping by 10 ... 12% and fuel consumption by 12 ... 14%. This increases productivity by 10 ... 12%, and accuracy of the results is confirmed by a fairly good agreement between the experimental and theoretical data, an average of 7 ... 8%.

Keywords: smoothness; rational rigidity; wheel drive, tractor.

Одним из направлений решения проблемы повышения плавности хода машинно-тракторного агрегата является применение упругодемпфирующих приводов ведущих колес трактора [1-4]. Предлагаемая конструкция газогидравлического упругодемпфирующего

привода ведущих колес разработана с учетом возможности применения его в приводах ведущих колес тракторов [5-7].

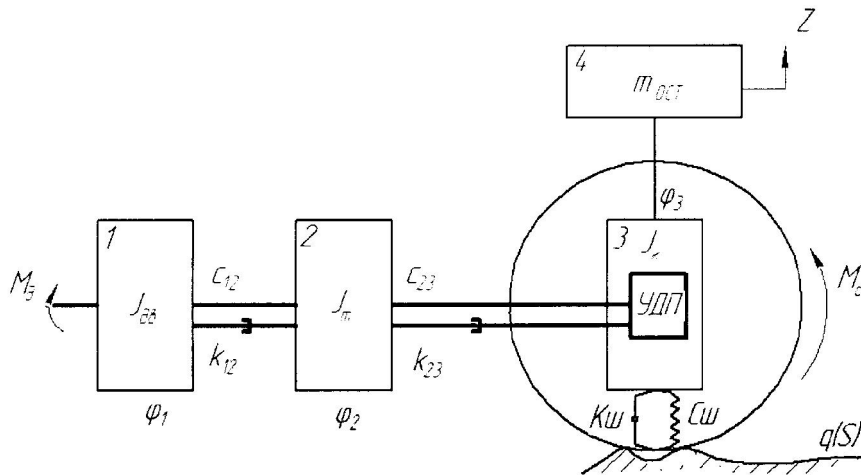


Рис. 1. Структурная схема 4-массовой динамической модели

**Теоретические исследования.** Исследование плавности хода трактора наиболее целесообразно проводить на основе 4-массовой динамической модели. Структурная схема модели может быть представлена в следующем виде (рис. 1):  $J_{\partial\partial}$ ,  $J_m$ ,  $J_k$  – моменты инерции двигателя и ведущие части сцепления, момент инерции трансмиссии и момент инерции ведущих колес трактора;  $m_{ocm}$  – масса остова трактора, приходящаяся на ведущие колеса трактора;  $C_{12}, C_{23}, C_{ш}$  – жесткость первичного и вторичного вала двигателя, жесткость вала трансмиссии и жесткость шин ведущих колес трактора; УДП – упругодемпфирующий привод ведущих колес трактора;  $Z$  – вертикальное перемещение массы остова трактора;  $M_d$ ,  $M_c$  – момент двигателя и сопротивление движения. После составления структурной схемы МТА и ТТА составляем систему дифференциальных уравнений движения, формула (1) [8-11]:

$$\begin{cases} J_{\partial\partial} \ddot{\varphi}_1 + k_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) + c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) = M_{\partial\partial} \\ J_T \ddot{\varphi}_2 - k_{12}(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) - c_{12}(\varphi_1 - \varphi_2) + k_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) + c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0 \\ J_K \ddot{\varphi}_3 - k_{23}(\dot{\varphi}_2 - \dot{\varphi}_3) - c_{23}(\varphi_2 - \varphi_3) = -M_c \\ m_{ocm} \ddot{z} - c_{ш} \cdot (z - q) + k_{ш} \cdot (\dot{z} - \dot{q}) = 0 \end{cases}, \quad (1)$$

где:  $k_{12}, c_{12}$  – коэффициенты демпфирования и жесткости трансмиссии, приведенные к валу двигателя;  $k_{23}, c_{23}$  – коэффициенты демпфирования и жесткости ведущих колес и УДП, приведенные к валу двигателя;  $q$  – неровность профиля пути;  $c_{ш}, k_{ш}$  – жесткость шин трактора и коэффициента демпфирования шины;  $z$  – вертикальное перемещение массы остова, над ведущим задним колесом;  $m_{ocm}$  – масса остова трактора;  $\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$  – углы поворота коленчатого вала двигателя, трансмиссии и ведущих колес.

Задача рационального проектирования динамических систем ТТА и МТА с использованием УДП заключается в нахождении таких параметров или характеристик, которые обеспечили бы минимальные ускорения остова [2]. Рациональный выбор жесткости УДП ведущих колес выполняется из соображения получения минимума дисперсии колебаний момента и остова (рис. 2). Результаты теоретических исследований показали, что рациональное значение жесткости составило  $C_{23}=100\dots146$  кНм/рад, приведенной к шинам задних колес трактора.

Из рисунка 2 видно, что при эксплуатации трактора с жесткостью упругих приводов ведущих колес  $C=100\dots146$  кНм/рад, происходит минимизация колебаний момента на колесах  $\Delta M_k$  до 40%, при этом амплитуда вертикальных ускорений снижается на 40-60% за счет уменьшения колебаний радиуса качения ведущих колес и момента сопротивления. Наглядное представление о рациональном выборе жесткости УДП по минимизации экстремумов спектральной плотности колебаний остова трактора  $s\Delta z(f)$  показано на рисунках 3-4 (V- и VII-передача).

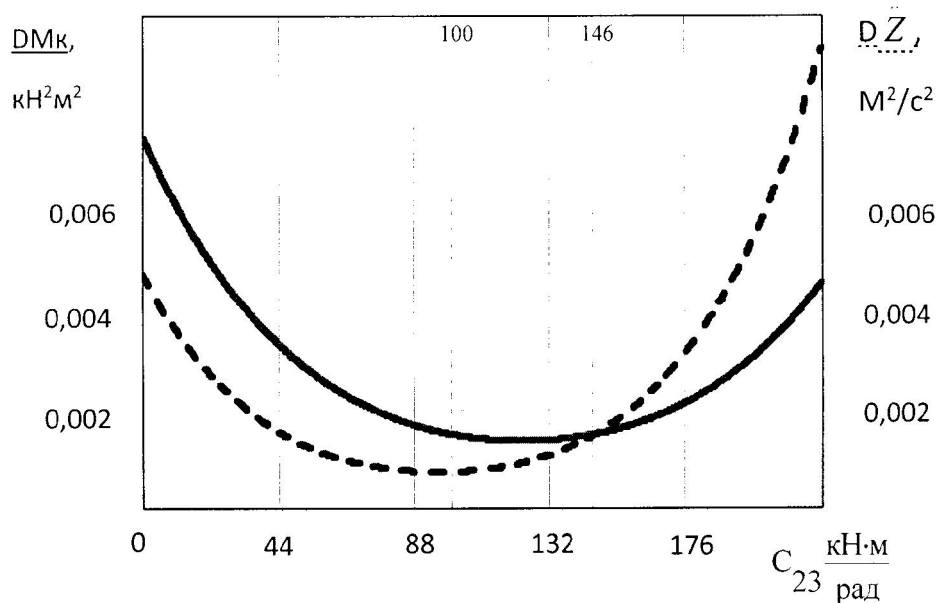


Рис. 2. Рациональный выбор жесткости УДП ведущих колес

Снижение жесткости приводит к смещению амплитуд колебаний моторно-трансмиссионной установки в низкочастотную область, а рациональный выбор жесткости привода приведен на пахоте стерня колосовых (рис. 3) и при работе на транспорте, грунтовая дорога (рис. 4).

На режиме пахота (рис. 3) за счет установки УДП пики вертикальных колебаний смещаются в область низких частот 1,2 Гц и снижаются на 40%. При работе на транспорте амплитудные максимумы вертикальных ускорений (рис. 4) снижаются до 60%.

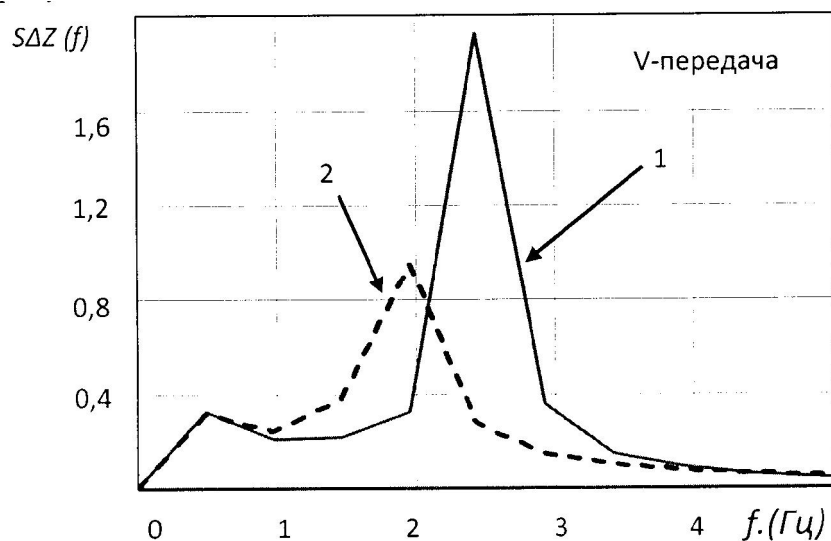


Рис. 3. Рациональный выбор жесткости УДП по минимизации экстремумов спектральной плотности колебаний остова трактора

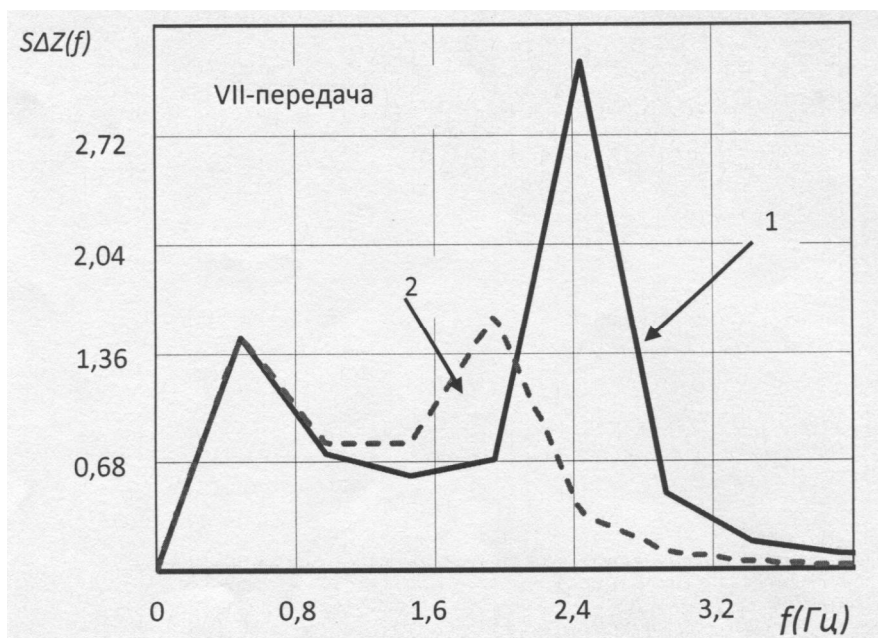
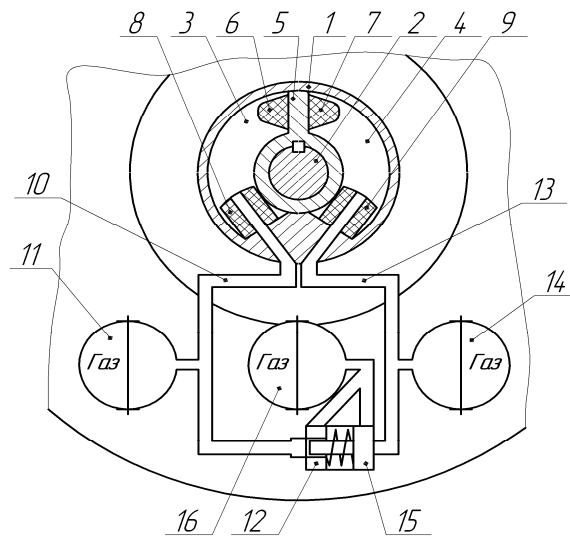


Рис. 4. Спектральная плотность вертикального ускорения трактора МТЗ-80.1 при работе с прицепом 2ПТС-4 с грузом массой 6,5 т:

- 1)  $C_{12}=500$  кНм/рад,  $C_{23}=500$  кНм/рад,  $k_{12}=0,45$  кНмс/рад,  $k_{23}=0,45$  кНмс/рад;
- 2) с УДП  $C_{12}=100$  кНм/рад,  $C_{23}=200$  кНм/рад,  $k_{12}=2,93$  кНмс/рад,  $k_{23}=2,95$  кНмс/рад

**Экспериментальные исследования.** Для подтверждения теоретических исследований были проведены полевые испытания с целью определения расхождения теоретических и практических результатов. В качестве объекта исследования был выбран машинно-тракторный агрегат, состоящий из колесного универсально-пропашного трактора Минского тракторного завода тягового класса 1,4 в агрегате с двухосным прицепом 2ПТС-4 и плугом ПЛН-3-35. Привод ведущих колес (рис. 5-6) включает ступицу 1, установленную на

подшипниках на ведущей оси колеса 2. Внутренняя полость ступицы разделена на две полости 3 и 4 лопастью 5.



*Рис. 5. Схема УДП ведущих колес трактора МТЗ-80.1*



*Рис. 6. Газогидравлический привод на ведущих колесах*

На рабочих поверхностях лопасти 5 установлены резиновые упоры 6 и 7, которые взаимодействуют с упорами 8 и 9, установленными на внутренних поверхностях ступицы. Полость 3 соединена магистралью 10 с газогидравлическим аккумулятором 11 и гидроклапаном 12 обратного действия. Полость 4 соединена магистралью 13 с газогидравлическим аккумулятором 14 и через гидроклапан 15 прямого действия с газогидравлическим аккумулятором 16. Работа привода колеса транспортного средства заключается в следующем. При торможении лопасть 5 воздействует на рабочую жидкость полости 4, которая по магистрали 13 поступает в газогидравлический аккумулятор 14. По мере поворота лопасти 5 и зарядки газогидравлического аккумулятора 14 жидкость открывает на гидроклапан 15 и поступает в газогидравлический аккумулятор 16. При трогании лопасть 5 воздействует на рабочую жидкость полости 3, которая по магистрали 10

поступает к газогидравлическому аккумулятору 11 и гидроклапану 12. Это позволяет трактору с агрегатом производить трогание с места без значительного буксования. При трогании значительно повышается давление рабочей жидкости и открывается гидроклапан 12 за счет сжатия пружины, что позволяет дополнительно аккумулировать энергию, в газогидравлическом аккумуляторе 16. После окончания трогания и начала разгона транспортного агрегата ведущий момент, действующий на ось 2 и лопасть 5, практически мгновенно уменьшается в несколько раз, а, следовательно, давление в полости 3 ступицы снижается, и в это время аккумулирующая жидкость при торможении и трогании из газогидравлических аккумуляторов 16 и 11 под большим давлением поступает в полость 4 ступицы 1. Это позволяет дополнительно повысить разгонные качества трактора за счет энергии, аккумулирующей в газогидравлических аккумуляторах 16 и 11 при торможении и трогании.

**Результаты экспериментальных исследований** показали, что остов трактора раскачивается вследствие изменения крутящего момента на ведущих колесах, что приводит к колебанию поступательной скорости движения МТА и изменению радиуса качения колеса. Введение упругодемпфирующих приводов ведущих колес тракторов снижает колебание крутящих моментов на ведущих колесах и колебание поступательной скорости агрегата в целом. Испытания привода на укатанной грунтовой дороге показали, что трактор МТЗ-80.1, оборудованный УДП с прицепом 2ПТС-4, снижает буксование на 3-6%, повышает производительность на 4-6%, снижает удельный расход топлива на 6-8%.

Испытания на пахоте с дорожным фоном стерня колосовых показали, что с упругодемпфирующим приводом трактор МТЗ-80.1 с плугом ПЛН-3-35 снижает буксование на 10-12% и расход топлива на 12-14%. При этом повышается производительность на 10-12%, а достоверность результатов подтверждается достаточно хорошей согласованностью экспериментальных и теоретических данных, в среднем на 7...8%.

**Выводы.** Рациональный вариант упругодемпфирующего привода обоснован по результатам дорожно-полевых испытаний, которые показали, что на транспортных работах производительность увеличивается и снижается удельный расход топлива на 4...8%. На пахоте производительность повышается на 10...12%, а расход топлива снижается на 12...14%.

### Список литературы

1. Гамаюнов П.П. Оптимальное управление параметрами упругодемпфирующего тягово-сцепного устройства / П.П. Гамаюнов, С.А. Алексеев // Тракторы и сельхозмашины. - 2009.

– № 7. - С. 30-31.

2. Гамаюнов П.П. Оптимальное управление параметрами упругодемпфирующего тягово-цепного устройства / П.П. Гамаюнов, С.А. Алексеев // Тракторы и сельхозмашины. - 2009. - № 7. - С. 30-31.

3. Гамаюнов П.П. Повышение устойчивости автотракторного поезда на базе тракторов МТЗ «Беларусь» / П.П. Гамаюнов, С.А. Алексеев // Тракторы и сельхозмашины. - 2014. - № 12-1. – С. 422-424.

4. Гуськов В.В. Исследование вертикальных колебаний водителя на тракторах МТЗ-80 и МТЗ-80П / В.В. Гуськов, П.П. Артемьев // Тракторы и сельхозмашины. - 1980. - № 6. - С. 7-8.

5. Жутов А.Г. Формирование нагрузки на крюке в зависимости от момента сопротивления / Жутов А.Г., Карсаков А.А., Аврамов В.И. // Тракторы и сельхозмашины. - 2013. – № 2. – С. 24-25.

6. Кравченко В.А. Математическая модель машинно-тракторного агрегата с УДП в трансмиссии трактора / В.А. Кравченко, А.В. Кравченко, В.В. Серегин // Журнал кубанского ГАУ. – 2014. - № 103. – С. 251-261.

7. Кравченко В.А. Математическое моделирование тяговой нагрузки МТА / В.А. Кравченко, В.В. Дурягина, И.Э. Гамолина // Журнал Кубанского ГАУ. - 2014. – № 101. – С. 424-437.

8. Кравченко В.А. Снижение динамических нагрузок в трансмиссии трактора // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2010. – № 7. – С. 9-12.

9. Поливаев О.И. Снижение динамических нагрузок в трансмиссии трактора / О.И. Поливаев, А.В. Панков, В.П. Иванов, Е.Д. Золотых // Тракторы и сельхозмашины. - 2011. – № 3. – С. 43-45.

10. Поливаев О.И. Снижение динамических нагрузок в трансмиссии трактора / О.И. Поливаев, А.В. Панков // Тракторы и сельхозмашины. – 2008. – № 2. – С. 24-27.

11. Поливаев О.И. Снижение динамической нагруженности мобильных энергетических средств от внешних воздействий и повышение их тягово-динамических показателей / О.И. Поливаев, В.К. Астанин, Н.В. Бабанин // Лесотехнический журнал. – 2013. – С. 32–35.

#### **Рецензенты:**

Кондрашова Е.В., д.т.н., профессор кафедры технического сервиса и технологии машиностроения ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж;

Астанин В.К., д.т.н., профессор, зав. кафедрой технического сервиса и технологии машиностроения ФГБОУ ВПО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», г. Воронеж.