

УДК 631.372

UDC 631.372

05.00.00 Технические науки

Engineering

**ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ЖЁСТКОСТИ
ВНЕШНИХ СВЯЗЕЙ КОЛЁСНОГО
ТРАКТОРА КЛАССА 1,4 НА РАЗГОН
АГРЕГАТА****STUDY OF THE INFLUENCE OF EXTERNAL
LINKS RIGIDITY OF A CLASS 1.4 WHEELED
TRACTOR ON THE UNIT'S ACCELERATION**

Кравченко Владимир Алексеевич
доктор технических наук, профессор кафедры
тракторов и автомобилей
*Азово-Черноморский инженерный институт
ФГБОУ ВПО «Донской государственный аграрный
университет» г. Зерноград, Россия*

Kravchenko Vladimir Alekseevich
Doctor of Technical Sciences, professor of the Trac-
tors and Automobiles Department
*Azov-Black Sea engineering institute, Don state agrar-
ian university, Zernograd, Russia*

Целью работы является теоретическое и экспери-
ментальное подтверждение возможности улучше-
ния показателей разгона машинно-тракторных а-
грегатов за счёт установки прицепного устройства с
переменной жёсткостью. Применение скоростных
тракторов в сельскохозяйственном производстве
встречает ряд трудностей, связанных с неустано-
вившимися процессами, особенно при разгоне ма-
шинно-тракторных агрегатов. Возникающие зна-
чительные инерционные нагрузки при разгоне
приводят к потерям части мощности двигателя, из-
за чего машинно-тракторный агрегат работает с
меньшей производительностью и экономичностью.
Анализ опубликованных работ показал, что на по-
казатели разгона машинно-тракторных агрегатов
большое влияние оказывает жёсткость внешних
связей в виде сцепных устройств, устанавливаемых
между трактором и сельскохозяйственной маши-
ной. Предложена конструкция прицепного устрой-
ства с переменной нелинейной жёсткостью для
трактора класса 1,4. Приведены результаты теоре-
тических и экспериментальных исследований по
влиянию предлагаемого прицепного устройства с
переменной нелинейной жёсткостью на разгонные
характеристики машинно- тракторных агрегатов на
базе трактора класса 1,4. На основании анализа
полученных аналитическим и экспериментальным
путём характеристик доказано, что применение на
тракторе класса 1,4 прицепного устройства с пере-
менной нелинейной жёсткостью способствует
улучшению показателей разгона машинно- трак-
торного агрегата

The aim of the article is theoretical and experimental
confirmation of the possibility to improve the accelera-
tion performance of tractor units by installing a tow
hitch with variable stiffness. Application of speed trac-
tors in agricultural production meets a number of diffi-
culties associated with the unsteady processes, espe-
cially while accelerating of machine and tractor units.
The resulting large inertial loads during acceleration
lead to loss of engine power, due to which the machine
and tractor unit operates with less performance and
economy. Our analysis of published studies shows that
the acceleration performance of tractor units is greatly
influenced by the rigidity of external links in the form
of coupling devices installed between the tractor and
the agricultural machine. The design of the tow hitch
with variable nonlinear stiffness for class 1.4 tractors is
offered. The results of theoretical and experimental
studies on the effect of the proposed tow hitch with
variable nonlinear stiffness on the acceleration capabil-
ities of machine and tractor units based on class 1.4
tractor are shown. Based on the analysis of characteris-
tics obtained by the analytical and experimental ways,
it was proved that the use of the hitch with a variable
non-linear stiffness on class 1.4 tractor helps to im-
prove the acceleration performance of the machine and
tractor unit

Ключевые слова: МАШИННО-ТРАКТОРНЫЙ
АГРЕГАТ, РАЗГОН, ВРЕМЯ РАЗГОНА, ФАЗЫ
РАЗГОНА, ПРИЦЕПНОЕ УСТРОЙСТВО

Keywords: MACHINE AND TRACTOR UNIT,
ACCELERATION, ACCELERATION TIME,
ACCELERATION PHASES, TOW HITCH

DOI: 10.21515/1990-4665-125-024

Повышение энергонасыщенности и рабочих скоростей машинно-
тракторных агрегатов (МТА) приводит к возрастанию динамической

напряжённости в узлах и деталях машин, особенно при разгоне [1,2]. На показатели переходных процессов оказывает влияние характер связи между трактором и сельскохозяйственной машиной. В частности, с уменьшением её жёсткости условия трогания трактора улучшаются, но в сцепке при этом могут возникать чрезмерные усилия или удары [3, 4, 5, 6, 7].

Для снижения негативного влияния неустановившихся режимов движения необходимо разрабатывать технические средства, технологические и другие мероприятия, обеспечивающие снижение темпа приложения нагрузок. При установившемся же движении малая жёсткость способствует продольной раскачке элементов МТА, что отрицательно влияет на работу двигателя и трансмиссии трактора.

Таким образом, связь в МТА, ввиду разнообразия режимов его работы, должна обладать переменной жёсткостью и свойством диссипации энергии колебаний, которые возникают при установившемся движении вследствие воздействия внешних возмущений.

В АЧИМСХ под руководством В.В. Котлярова была разработана конструкция прицепного устройства с регулируемой жёсткостью, обеспечивающая плавный разгон агрегата с минимальной крюковой нагрузкой (рисунок 1).

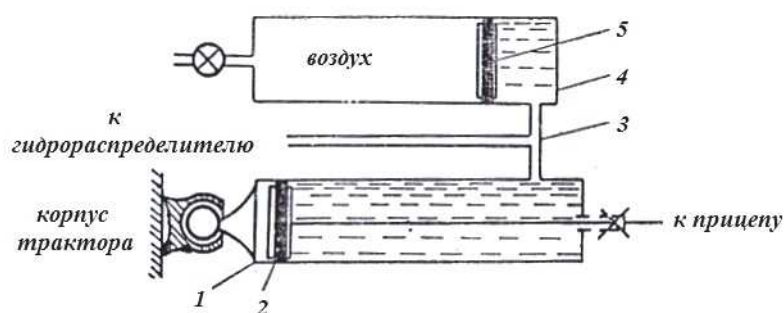


Рисунок 1 –
Принципиальная схема прицепного устройства
с регулируемой
жёсткостью

Тяговый цилиндр 1, шарнирно закреплённый на раме трактора, поршнем 2 разделён на две полости. полость со стороны штока заполнена маслом и шлангом 3 соединена с рабочей секцией распределителя гидросистемы трактора и с одной из полостей пневмогидроаккумулятора 4. Последний представляет собой цилиндр со свободным поршнем 5, отделяющим полость сжатого воздуха от масляной полости. Посредством гидрораспределителя задаётся исходное положение штока тягового гидроцилиндра перед троганием или преодолением временных повышенных сопротивлений.

В момент трогания трактора шток тягового цилиндра с поршнем вытягивается и вытесняет масло в аккумулятор, в котором сжимается воздух. В первый момент сжатия воздуха усилие на штоке недостаточно для преодоления сопротивления машины, поэтому она остаётся неподвижной. Таким образом, крюковая нагрузка нарастает в соответствии с законом сжатия воздуха и сопротивлением перекачиванию жидкости через соединительный шланг. Характер внешней связи изменяют структуру процесса разгона. При податливой связи между трактором и сельскохозяйственной машиной процесс разгона агрегата развивается поэтапно:

первый – трогание и частичный разгон трактора;

второй – подключение сельскохозяйственной машины к движущемуся трактору;

третий – совместный разгон трактора и сельскохозяйственной машины.

Вместо тракторного агрегата в данной работе рассматривается эквивалентная ему в динамическом отношении много массовая модель (рисунок 2).

Маховики с моментами инерции I_1 заменяют движущиеся части двигателя, I_2 – ведомой части муфты сцепления и трансмиссии, I_3, I_4 – колёс

трактора. Маховиками m_T и m_M (m_n) представлены поступательные массы трактора и сельскохозяйственной машины.

В соответствии с требованиями эквивалентности в модели представлены звенья, посредством которых осуществляется взаимодействие маховых масс. Так, связь между ведомой частью муфты сцепления и колёсами представлена валом, у которого жёсткость c_{mp} и коэффициент демпфирования α_{mp} , опорная поверхность заменена пружиной, нагрузочная характеристика которой описывается функциональной зависимостью величины буксования δ от приложенного момента, связь корпуса трактора с прицепом представлена нелинейным звеном с жёсткостью c_{cu} и демпфирующим элементом α_{cu} и т.д.

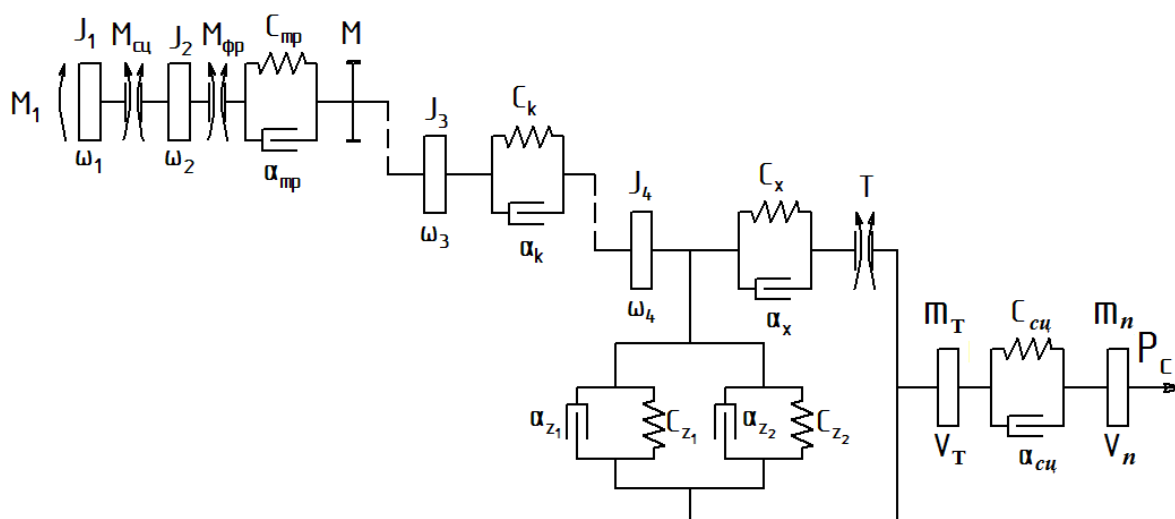


Рисунок 2 – Схема динамической модели, эквивалентной МТА с упругой сцепкой

То есть машинно-тракторный агрегат можно представить последовательно соединёнными звеньями: двигатель – силовая передача – ведущее колесо – нагрузка, с отображением реальных связей между ними.

Модель составлена при следующих основных допущениях: остов трактора вместе с кабиной рассматривается как твердое тело; колебания рассматриваются от положения статического равновесия с началом коор-

динат в центре масс трактора; трактор движется прямолинейно; упругие элементы имеют линейную характеристику; воздействия на правое и левое колеса одинаковые и одновременные; силы инерции в регуляторе двигателя, неподрессоренные массы переднего моста трактора пренебрежимо малы; силы вязкого трения в элементах шины и трансмиссии пропорциональны относительным скоростям, а силы неупругого сопротивления – действующим усилиям.

Математическая модель включает уравнения двигателя и регулятора, муфты сцепления, силовой передачи, ведущего колеса, продольно-вертикальных колебаний трактора, движения трактора и сельскохозяйственной машины.

Поведение такой динамической модели определяется следующими обобщенными координатами системы: углами поворота φ_1 коленчатого вала двигателя, φ_{mc} вала муфты сцепления, φ_2 первичного вала трансмиссии, φ_3 оси ведущего колеса, φ_4 беговой дорожки шины; x_i и x_M – положением трактора и машины.

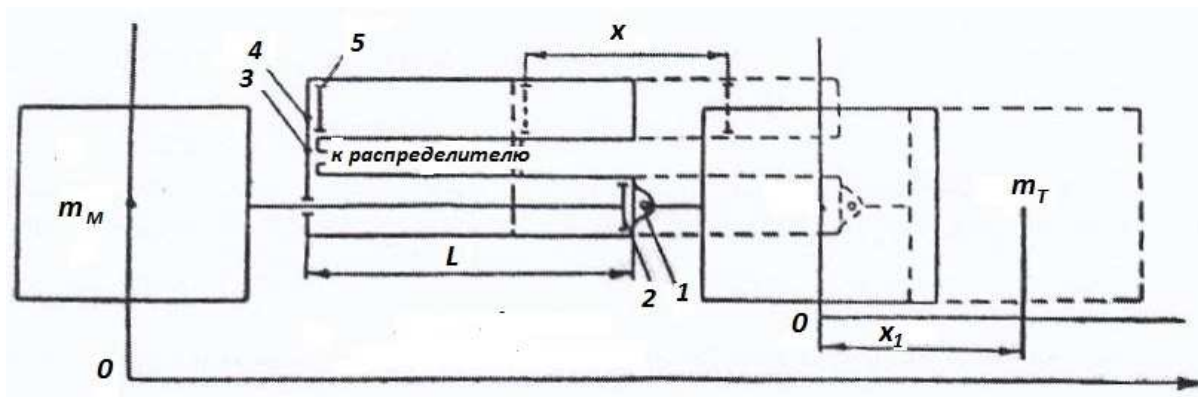
Вследствие того, что двигатели сельскохозяйственных тракторов снабжены всережимным регулятором (масса – m_p), а некоторые и турбонагнетателем (момент инерции J_n), необходимо к вышперечисленным добавить следующие обобщенные координаты: z – положение рейки топливного насоса; φ_n – угол поворота ротора турбонагнетателя [2, 3].

Производные от обобщенных координат по времени представляют собой обобщенные скорости системы: угловые скорости ω_1 коленчатого вала двигателя, ω_{mc} вала муфты сцепления, ω_2 первичного вала трансмиссии, ω_3 оси ведущих колес трактора, ω_4 беговой дорожки шины, ω_n ротора турбонагнетателя; V_T и V_M – скорости трактора и сельскохозяйственной машины; \dot{z} – скорость перемещения муфты регулятора.

Движение машинно-тракторного агрегата осуществляется под действием следующих моментов и сил: M_I – крутящего момента двигателя; $M_{сц}$ – момента трения муфты сцепления двигателя; $M_{фр}$ – момента трения фрикциона переключения передач; $M_{упр}$ – момента упругих сил связи в трансмиссии трактора; $M_{иск}$ – момента закрутки шины; $M_{ш}$ – момента, обусловленного упругостью и демпфированием в шине; $T(\lambda)$ – усилием в контакте отпечатка шины; P_c – усилием сопротивления рабочих органов машины [1, 2, 3]. Движение элементов двигателя, трансмиссии, колёс и шин описывается известными уравнениями [1, 2, 3].

С целью расчёта параметров разгона с учётом описанной связи трактора с машиной рассмотрим МТА как систему двух поступательно движущихся масс, связанных нелинейной упругой связью (рисунок 3), а процесс разгона условно раздели на фазы T_1 и T_2 .

Фазу T_1 представим в виде подфаз: t_1 – времени движения трактора до начала движения прицепа и t_2 – времени от начала движения прицепа до момента, когда обороты двигателя достигают минимальной величины $\omega_{мин}$. T_2 будет выражать длительность разгона всех масс агрегата от $\omega_{мин}$ до $\omega_{уст}$.



1 – тяговый цилиндр; 2 – поршень цилиндра; 3 – соединительный шланг; 4 – пневмогидравлический аккумулятор; 5 – поршень аккумулятора

Рисунок 3 – Принципиальная схема пневмогидравлического устройства

Дифференциальное уравнение движения трактора в течение первой подфазы разгона будет иметь вид:

$$m_T \cdot \ddot{x}_1 = c_x \cdot x_1 + \alpha_x \cdot \dot{x}_1 - m_T \cdot g \cdot \phi - \frac{p_1 \cdot V_1}{L - x_1}, \quad (1)$$

где \dot{x}_1 , \ddot{x}_1 – соответственно скорость и ускорение трактора в первой подфазе разгона;

p_1 , V_1 – начальное давление и объём воздуха в аккумуляторе;

L – максимальная длина штока тягового цилиндра.

Вторая подфаза разгона характеризуется совместным разгоном трактора и прицепа, движение которых описывается уравнениями:

$$m_T \cdot \ddot{x}_2 = c_x \cdot x_2 + \alpha_x \cdot \dot{x}_2 - m_T \cdot g \cdot \phi - c_{cy} \cdot x_M - \alpha_{cy} \cdot \dot{x}_M, \quad (2)$$

$$m_M \cdot \ddot{x}_M = c_{cy} \cdot x_M + \alpha_{cy} \cdot \dot{x}_M - P_c, \quad (3)$$

Скорость трактора и во второй подфазе имеет характер затухающих колебаний.

В период, когда касательная сила тяги становится постоянной, шток тягового цилиндра втягивается, т.е. в аккумуляторе происходит расширение воздуха, а прицеп подтягивается к трактору. Подтягивание заканчивается в момент сравнения скорости трактора и машины. Снижение крутящего усилия приводит к уменьшению загрузки двигателя и возрастанию угловой скорости коленчатого вала, что служит началом второй фазы разгона.

Математическая модель серийного агрегата (1 фаза разгона при $\omega_1 \neq \omega_2$) с учётом работ [1, 2, 3] имеет вид:

1-я подфаза

$$J_1 \cdot \dot{\omega}_1 = a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_n + a_3 \cdot z - M_{cy};$$

$$M_{cy} = n \cdot P_{np} \cdot r_{cp} \cdot (1 - e^{-k_1 t}) \cdot \left\{ \mu_{max} - \Delta \mu \cdot [1 - e^{-k_2 (\omega_1 - \omega_{mc})}] \right\};$$

$$J_n \cdot \dot{\omega}_n = \epsilon_1 \omega_1 + \epsilon_2 \omega_4 + \epsilon_3 z; \quad m_p \cdot \ddot{z} + \beta \cdot \dot{z} + c_1 \cdot z = c_2 \cdot \omega_1;$$

$$J_{mc} \cdot \dot{\omega}_{mc} = M_{cy} - M_{fp}; \quad M_{fp} = z_{mp} \cdot R_{cp} \cdot F \cdot P_{max} \cdot (1 - e^{-k_1 t}) \cdot \left\{ [1 - \nu] [1 - e^{-k_2 (\omega_{cy} - \omega_2)}] \right\};$$

$$\begin{aligned}
 J_2 \cdot \dot{\omega}_2 &= M_{\phi p} - (M_{ypp} + \alpha' \cdot \omega_2); \\
 M_{ypp} &= c_{mp} \cdot (\varphi_2 - i_{mp} \varphi_3) + \alpha_{mp} (\dot{\varphi}_2 - i_{mp} \cdot \dot{\varphi}_3) + M \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_2 - i_{mp} \cdot \dot{\varphi}_3); \\
 \dot{\varphi}_3 &= \omega_2 - i_{mp} \cdot \omega_3; \\
 J_3 \cdot \dot{\omega}_3 &= M_{ypp} \cdot i_{mp} - M_{u\kappa}; \quad J_4 \cdot \dot{\omega}_4 = M_{u\kappa} - M_{uu}; \\
 M_{u\kappa} &= c_{\kappa 2} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + \alpha_{\kappa 2} \cdot (\omega_3 - \omega_4); \quad M_{uu} = (c_x \cdot x + a_x \cdot \dot{x}) \cdot r_\delta + R \cdot a_2; \\
 m_T \cdot \ddot{z}_T &= c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2); \\
 J_T \cdot \ddot{\phi}_T &= [c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1)] \cdot a - [c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2)] \cdot b + \\
 &\quad + [c_{x2} \cdot x_1 + \alpha_{x2} \cdot \dot{x}_1] \cdot (r + h_c) - \frac{p_1 \cdot V_1}{L - x_{T1}} \cdot h_c; \\
 z_1 &= z_T + a \cdot \phi_T; \quad z_2 = z_T - b \cdot \phi_T; \quad r_\delta = r_0 - b \cdot \phi_T - q + z_0; \\
 m_T \cdot \dot{V}_T &= c_x \cdot x_1 + \alpha_x \cdot \dot{x}_1 - m_T \cdot g \cdot \phi - \frac{p_1 \cdot V_1}{L - x_1},
 \end{aligned}$$

$$V_T = \left[\omega_4 \cdot r_0 \cdot \left(1 - \varepsilon_1 \cdot R_2 - \varepsilon_2 \cdot \frac{x_1}{r_0} \cdot \text{sign} \omega_4 \right) - \dot{x}_1 \right] \cdot (1 - \delta);$$

$$\delta = \begin{cases} 0, & \text{если } T \leq \varphi_0 R \\ -\frac{\ln[(\varphi \cdot R - T)/(\varphi - \varphi_0) \cdot R]}{K_6}, & \text{если } \varphi_0 R \leq T \leq \varphi R \\ 0,9, & \text{если } T \geq \varphi R \end{cases}$$

2-я подфаза

$$\begin{aligned}
 J_1 \cdot \dot{\omega}_1 &= a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_n + a_3 \cdot z - M_{cu}; \\
 M_{cu} &= n \cdot P_{np} \cdot r_{cp} \cdot (1 - e^{-k_1 t}) \cdot \left\{ \mu_{\max} - \Delta \mu \cdot [1 - e^{-k_2 \cdot (\omega_1 - \omega_{uc})}] \right\}; \\
 J_n \cdot \dot{\omega}_n &= \varepsilon_1 \omega_1 + \varepsilon_2 \omega_4 + \varepsilon_3 z; \quad m_p \cdot \ddot{z} + \beta \cdot \dot{z} + c_1 \cdot z = c_2 \cdot \omega_1; \\
 J_{mc} \cdot \dot{\omega}_{mc} &= M_{cu} - M_{\phi p}; \quad M_{\phi p} = z_{mp} \cdot R_{cp} \cdot F \cdot P_{\max} \cdot (1 - e^{-k_1 t}) \cdot \left\{ [1 - \nu][1 - e^{-k_2 \cdot (\omega_{cu} - \omega_2)}] \right\}; \\
 J_2 \cdot \dot{\omega}_2 &= M_{\phi p} - (M_{ypp} + \alpha' \cdot \omega_2); \\
 M_{ypp} &= c_{mp} \cdot (\varphi_2 - i_{mp} \varphi_3) + \alpha_{mp} (\dot{\varphi}_2 - i_{mp} \cdot \dot{\varphi}_3) + M \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_2 - i_{mp} \cdot \dot{\varphi}_3); \\
 \dot{\varphi}_3 &= \omega_2 - i_{mp} \cdot \omega_3; \\
 J_3 \cdot \dot{\omega}_3 &= M_{ypp} \cdot i_{mp} - M_{u\kappa}; \quad J_4 \cdot \dot{\omega}_4 = M_{u\kappa} - M_{uu}; \\
 M_{u\kappa} &= c_{\kappa 2} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + \alpha_{\kappa 2} \cdot (\omega_3 - \omega_4); \quad M_{uu} = (c_x \cdot x + a_x \cdot \dot{x}) \cdot r_\delta + R \cdot a_2;
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m_c \cdot \ddot{z}_c &= c_{z_1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z_1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + c_{z_2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z_2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2); \\
 J_T \cdot \ddot{\phi}_T &= [c_{z_1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z_1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1)] \cdot a - [c_{z_2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z_2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2)] \cdot b + \\
 &\quad + [c_{x_2} \cdot x_2 + \alpha_{x_2} \cdot \dot{x}_2] \cdot (r + h_c) - [(c_{cu} \cdot x_M + \alpha_{cu} \cdot \dot{x}_M) + P_c] \cdot h_c; \\
 z_1 &= z_T + a \cdot \phi_T; \quad z_2 = z_T - b \cdot \phi_T; \quad r_\delta = r_0 - b \cdot \phi_T - q + z_0; \\
 m_T \cdot \ddot{x}_2 &= c_x \cdot x_2 + \alpha_x \cdot \dot{x}_2 - m_T \cdot g \cdot \phi - c_{cu} \cdot x_M - \alpha_{cu} \cdot \dot{x}_M, \\
 m_M \cdot \ddot{x}_M &= c_{cu} \cdot x_M + \alpha_{cu} \cdot \dot{x}_M - P_c, \\
 P_c &= [P_{c0} + \Delta P_c \cdot (V_M - V_0)] \cdot (1 - e^{k_m \cdot \dot{x}_M}) + F(t); \\
 V_T &= \left[\omega_4 \cdot r_0 \cdot \left(1 - \varepsilon_1 \cdot R_2 - \varepsilon_2 \cdot \frac{x_2}{r_0} \cdot \text{sign} \omega_4 \right) - \dot{x}_2 \right] \cdot (1 - \delta); \\
 \delta &= \begin{cases} 0, & \text{если } T \leq \varphi_0 R \\ -\frac{\ln[(\varphi \cdot R - T)/(\varphi - \varphi_0) \cdot R]}{K_6}, & \text{если } \varphi_0 R \leq T \leq \varphi R \\ 0,9, & \text{если } T \geq \varphi R \end{cases}
 \end{aligned}$$

При замыкании ведущих и ведомых частей муфты сцепления и фрикциона математическая модель агрегата с учётом [1, 2, 3] будет:

$$\begin{aligned}
 J_1 \cdot \dot{\omega}_1 &= a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_n + a_3 \cdot z - M_{ynp}; \\
 J_n \cdot \dot{\omega}_n &= e_1 \omega_1 + e_2 \omega_4 + e_3 z; \quad m_p \cdot \ddot{z} + \beta \cdot \dot{z} + c_1 \cdot z = c_2 \cdot \omega_1; \\
 M_{ynp} &= c_{mp} \cdot (\varphi_2 - i_{mp} \varphi_3) + \alpha_{mp} (\dot{\varphi}_2 - i_{mp} \cdot \dot{\varphi}_3) + M \cdot \text{sign}(\dot{\varphi}_2 - i_{mp} \cdot \dot{\varphi}_3); \\
 \dot{\varphi}_3 &= \omega_2 - i_{mp} \cdot \omega_3; \\
 J_3 \cdot \dot{\omega}_3 &= M_{ynp} \cdot i_{mp} - M_{ук}; \quad J_4 \cdot \dot{\omega}_4 = M_{ук} - M_{и}; \\
 M_{ук} &= c_{\kappa 2} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + \alpha_{\kappa 2} \cdot (\omega_3 - \omega_4); \quad M_{и} = (c_x \cdot x + a_x \cdot \dot{x}) \cdot r_\delta + R \cdot a_2; \\
 m_c \cdot \ddot{z}_c &= c_{z_1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z_1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + c_{z_2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z_2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2); \\
 J_T \cdot \ddot{\phi}_T &= [c_{z_1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z_1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1)] \cdot a - [c_{z_2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z_2} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2)] \cdot b + \\
 &\quad + [c_{x_2} \cdot x_2 + \alpha_{x_2} \cdot \dot{x}_2] \cdot (r + h_c) - [(c_{cu} \cdot x_M + \alpha_{cu} \cdot \dot{x}_M) + P_c] \cdot h_c; \\
 z_1 &= z_T + a \cdot \phi_T; \quad z_2 = z_T - b \cdot \phi_T; \quad r_\delta = r_0 - b \cdot \phi_T - q + z_0; \\
 m_T \cdot \ddot{x}_2 &= c_x \cdot x_2 + \alpha_x \cdot \dot{x}_2 - m_T \cdot g \cdot \phi - c_{cu} \cdot x_M - \alpha_{cu} \cdot \dot{x}_M, \\
 m_M \cdot \ddot{x}_M &= c_{cu} \cdot x_M + \alpha_{cu} \cdot \dot{x}_M - P_c,
 \end{aligned}$$

$$P_c = [P_{c0} + \Delta P_c \cdot (V_M - V_0)] \cdot (1 - e^{k_m \cdot \dot{x}_M}) + F(t);$$

$$V_T = \left[\omega_4 \cdot r_0 \cdot \left(1 - \varepsilon_1 \cdot R_2 - \varepsilon_2 \cdot \frac{x_2}{r_0} \cdot \text{sign} \omega_4 \right) - \dot{x}_2 \right] \cdot (1 - \delta);$$

$$\delta = \begin{cases} 0, & \text{если } T \leq \varphi_0 R \\ -\frac{\ln[(\varphi \cdot R - T)/(\varphi - \varphi_0) \cdot R]}{K_6}, & \text{если } \varphi_0 R \leq T \leq \varphi R \\ 0,9, & \text{если } T \geq \varphi R \end{cases}$$

Эта система уравнений была преобразована в систему уравнений первого порядка, что позволило применить для её решения численный метод интегрирования. Проведённый теоретический анализ показывает, что движение МТА при разгоне с упругой связью в прицепном устройстве является регулируемым и зависит от параметров последнего. Варьируемые коэффициенты, характеризующие связь трактора с прицепом, определялись величиной начального давления p_1 , объёма воздуха в пневмогидроаккумуляторе V_1 и диаметром дросселирующей шайбы d_0 .

По результатам выполненных расчётов на рисунке 4 представлены две диаграммы разгона трактора класса 1,4 при жёсткой сцепке и податливой ($V_1 = 2000 \text{ см}^3$, $p_1 = 1 \text{ Мпа}$, $d_0 = 12 \text{ мм}$).

1, 2, 3, 4 – частоты соответственно вала двигателя, муфты сцепления, корпуса трактора и прицепа; 5 – момент сопротивления; 6 и 7 момент от газовых сил двигателя и момент трения муфты сцепления

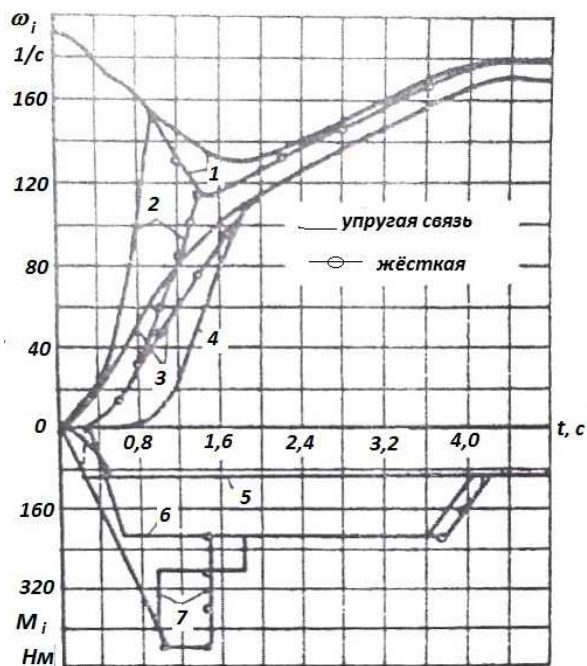


Рисунок 4 – Расчётные диаграммы разгона трактора класса 1,4 под нагрузкой

Сравнение этих диаграмм показывает, что при податливом сцепном устройстве минимальная частота вращения вала двигателя (кривая 1) равна 131,2 рад/с, а при жёсткой связи она составила лишь 114,2 рад/с. Это свидетельствует о том, что упругая нелинейная связь с прицепом даёт возможность повысить загрузку двигателя на 14 %. При этом следует отметить, что продолжительность процесса практически не изменяется при изменении характеристики связи. Однако, средняя величина замедления вала при жёсткой связи больше, чем при податливой, т.е. трансмиссия и двигатель трактора подвержены действию инерционных сил больше, чем при наличии упруго-демпфирующей связи.

Изменение податливости сцепки оказывает существенное влияние на работу муфты сцепления. При наличии в сцепном устройстве воздушной камеры объёмом 2000 см³ под давлением 1 Мпа и дросселя 12 мм продолжительность буксования муфты сцепления в 1,5 раза меньше, чем при жёсткой связи.

На условия работы муфты сцепления оказывает влияние и изменение диаметра дросселя. Расчёт показал, что при $p_1 = 1$ Мпа, $V_1 = 2000$ см³ и диаметре дросселя $d_0 \geq 8$ мм буксование муфты сцепления прекращается до трогания прицепа.

Обобщая полученные результаты, можно сделать следующий вывод: упруго-демпфирующее нелинейное звено в сцепном устройстве трактора снижает динамическую напряжённость узлов трансмиссии и двигателя при переходных процессах.

Задача экспериментальных исследований состояла в том, чтобы, во-первых, проверить практическую целесообразность применения нелинейной упругодемпфирующей сцепки трактора с прицепом и, во-вторых, дать оценку правильности выводов, полученных в теоретических исследованиях.

На основании результатов экспериментальных исследований были построены диаграммы разгона для различной податливости сцепки (рисунок 5).

Диаграмма, соответствующая податливой связи (пунктирные линии), получена при $V_1 = 2000 \text{ см}^3$, $p_1 = 0,7 \text{ Мпа}$ и $d_o = 12 \text{ мм}$. Её отличие от диаграммы, полученной при жёсткой связи, состоит в том, что минимальная угловая скорость вала двигателя (кривая ω_1) в среднем на 12 рад/с, или на 10,3 % больше, а максимальный момент на оси колеса примерно на 14 % меньше, чем при жёсткой.

$\omega_1, \omega_2, \omega_3$ – угловые скорости соответственно вала двигателя и, приведённые к нему, ведущих колёс и корпуса трактора; M_k – момент на полуосях колёс

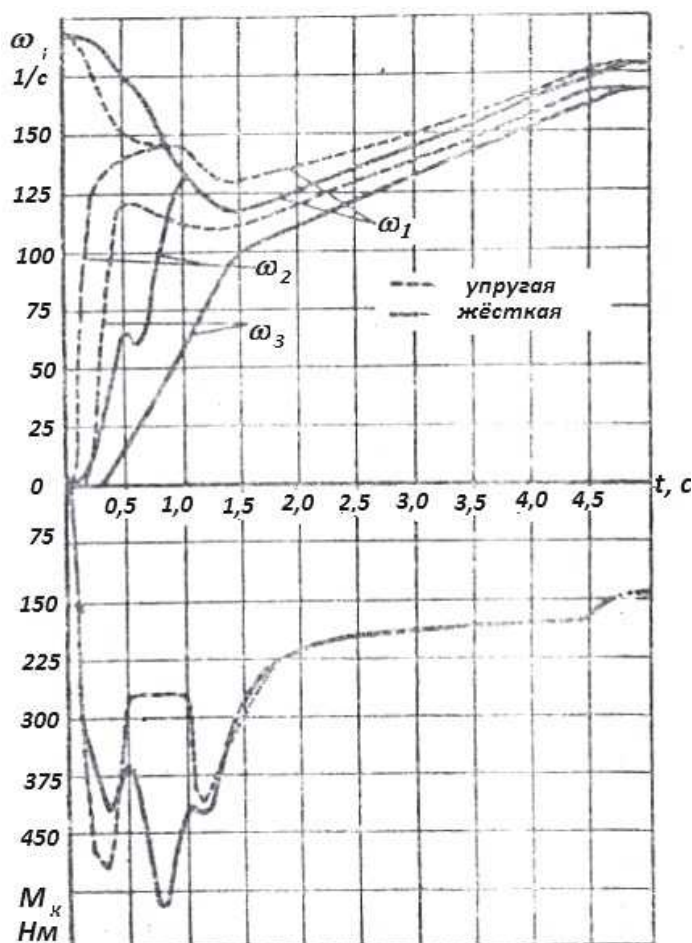


Рисунок 5 – Диаграммы разгона транспортного агрегата

При этом изменяется характер кривой крутящего момента. Это изменение состоит в том, что после трогания трактора момент на оси уменьшается и остаётся постоянным в течение 0,5 с, а затем при трогании прицепа снова увеличивается. Введение податливости в сцепное устройство трактора существенно улучшает условия работы муфты сцепления, о чём свидетельствует уменьшение времени её буксования в 1,5 раза. При этом ско-

рость ведомого диска (кривая ω_2) нарастает плавно, без колебаний, наблюдающихся при трогании с жёсткой сцепкой.

Анализ показывает, что минимальная угловая скорость коленчатого вала двигателя с увеличением податливости (объёма аккумулятора) прицепного устройства возрастает. При этом изменяется сам характер снижения числа оборотов. Если при жёсткой сцепке снижение угловой скорости протекает по круто падающей кривой от ω_{xx} до $\omega_{мин}$ в течение 1,3...2,4 с, то при податливой связи процесс замедления длится в течение 1,7...3,4 с, т.е. по более пологой кривой, вследствие чего уменьшается величина максимального момента двигателя.

Таким образом, в трансмиссии происходит более плавное нарастание передаваемых усилий, а ведущий момент на колёсах трактора по абсолютной величине уменьшается на 18...20 %.

При трогании агрегата с податливым прицепным устройством момент сопротивления на первичном валу ниже, чем при жёсткой связи. Поэтому время буксования муфты сцепления уменьшается на 0,2..0,4 с. Снижение величины передаваемого момента и времени буксования приводит к уменьшению работы трения и улучшению условий работы муфты сцепления. Снижение темпа нарастания касательной силы тяги и крюкового усилия приводит к уменьшению буксования колёс при трогании агрегата.

Наличие демпфирующего элемента между тяговым цилиндром и пневмогидравлическим аккумулятором, как показало осциллографирование, приводит к быстрому затуханию колебаний скорости и крюкового усилия, а при соответствующем подборе сечения соединительного шланга и объёма гидроаккумулятора вообще устраняется возможность их появления.

Введение податливой связи в прицепное устройство позволит сократить время разгона на 5...10 %, а динамический коэффициент, как отноше-

ние максимальной величины крутящего момента к его установившемуся значению, снизить на 13...20 % в сравнении с жёсткой системой.

Однако, как показали исследования, нелинейный упругий элемент при слабом демпфировании способствует развитию колебаний звеньев агрегата при установившемся движении, что отрицательно влияет на работу двигателя и уменьшает поступательную скорость, а среднюю величину мощности на крюке на 7,1 %, чем при сильно демпфирующей связи. То есть, жёсткость связи трактора с прицепом должна быть переменной: при трогании – минимальной, а при установившемся движении – сильно демпфирующей.

Гибкая нелинейная связь оказывает влияние на кинематические и силовые параметры агрегата. При податливой связи загрузка двигателя при трогании МТА снижается примерно на 11 % в сравнении с серийной, жёсткой. С усилением демпфирующих свойств связи, обеспечивающих апериодическое движение, коэффициент динамичности по крюковому усилию уменьшается с 4,8 до 1,5. С повышением жёсткости усилие в сцепке нарастает более интенсивно, а процесс трогания сопровождается высокочастотными колебаниями силовых и кинематических параметров двигателя и агрегата в целом. При весьма малой податливости сцепки (менее 70 кН/м) замедление вращения вала двигателя происходит в два этапа, между которыми в течение 0,4...0,5 с, частота вращения остаётся постоянной. С усилением демпфирующих свойств сцепки загрузка двигателя при трогании увеличивается. Соотношение ведущей и ведомой масс определяет структуру процесса разгона агрегата.

Нелинейная упругодемпфирующая связь должна повысить производительность тракторно-транспортного агрегата примерно на 18 %. Снижение динамической напряжённости работы двигателя и трансмиссии увеличивает срок службы трактора.

Выполненные исследования показали целесообразность разработки конструкций сцепных устройств регулируемой жёсткости и их применения на современных энергонасыщенных тракторах.

Литература

1. Кравченко, В.А. Повышение динамических и эксплуатационных показателей сельскохозяйственных машинно-тракторных агрегатов: монография / В.А. Кравченко. – Зерноград: ФГОУ ВПО АЧГАА. – 2010. – 224 с.

3. Кравченко, В.А. Повышение эффективности МТА на базе колёсных тракторов / В.А. Кравченко, В.А. Оберемок, Л.В. Кравченко. // Технология колёсных и гусеничных машин. – 2014. – № 6 (16). – С. 45...50.

3. Кравченко, В.А. Математическая модель машинно-тракторного агрегата с УДМ в трансмиссии трактора / В.А. Кравченко, Л.В. Кравченко, В.В. Серёгина // Политематический сетевой электронный научный журнал Кубанского государственного университета (Научный журнал КубГАУ) [Электронный ресурс]. – Краснодар: КубГАУ, 2014. – № 103. – ИД: 1031409016. – Режим доступа: <http://ej.kubagro.ru/2014/09/pdf/16.pdf>, – С. 251...261.

4. Поливаев, О.И. Упругодемпфирующий привод на колесных тракторах / О.И. Поливаев, Н.Е. Гусенко, А.С. Дурманов, Р.И. Фролов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 1990. – № 3. – С. 11...12.

5. Ma, Z.D. and Perkins, N.C.A. (2002) 'Track-wheel-terrain interaction model for dynamic simulation of tracked vehicles', *Vehicle System Dynamics*, Vol. 37, No. 6, pp.401–421, ISSN: 0042-3114.

6. Slattengren, J. (2000) 'Utilization of adams to predict tracked vehicle performance', Paper 2000- 01-0303 presented at SAE 2000 World Congress, 6–9 March, Detroit, MI, USA.

7. Wong, J.Y. and Wei, H. (2005) 'Evaluation of the effects of design features on tracked vehicle mobility using an advanced computer simulation model', *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, Vol. 12, No. 4, pp.344–365, ISSN: 1744-232X.

References

1. Kravchenko, V.A. Povyshenie dinamicheskikh i ekspluatacionnykh pokazatelej sel'sko-hozjajstvennykh mashinno-traktornykh agregatov: monografija (the increase in dynamic operational characteristics of agricultural mashinno-tractor units : monograph) / V.A. Kravchenko., Zernograd: FGOU VPO ACHGAA. , 2010. pp. 224.

2. Kravchenko, V.A. Povyshenie jeffektivnosti mashinno–traktornykh agregatov na baze kolesnykh traktorov (increase of efficiency of mashinno-tractor units on the basis of wheel tractors) / V.A. Kravchenko, V.A. Oberemok, L.V. Kravchenko // «Tehnologija kolesnyh i gusenichnykh mashin». – 2014. – No 6 (16). pp. 45 – 49.

3. Kravchenko, V. A. Mathematical model of tractor aggregate with UDM in the transmission of the tractor / V. A. Kravchenko, L. V. Kravchenko, V. V. Seregin // Polythematic-sky network electronic scientific journal of the Kuban state University (Scientific journal of Kubsau) [an Electronic resource]. – Krasnodar: Kubsau, 2014. , No. 103. IDA: 1031409016. Mode of access: <http://ej.kubagro.ru/2014/09/pdf/16.pdf>, pp. 251...261.

4. Polivaev, O. I. elastic-damping drive wheeled tractors / O. I. Polivaev, N. E. Gusenko, A. S. Durmanov, R.I. Frolov // Mechanization and electrification of agriculture. 1990. – No. 3. pp. 11...12.

5. Ma, Z.D. and Perkins, N.C.A. (2002) ‘Track-wheel-terrain interaction model for dynamic simulation of tracked vehicles’, *Vehicle System Dynamics*, Vol. 37, No. 6, pp.401–421, ISSN: 0042-3114.

6. Slattengren, J. (2000) ‘Utilization of adams to predict tracked vehicle performance’, Paper 2000- 01-0303 presented at SAE 2000 World Congress, 6–9 March, Detroit, MI, USA.

7. Wong, J.Y. and Wei, H. (2005) ‘Evaluation of the effects of design features on tracked vehicle mobility using an advanced computer simulation model’, *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, Vol. 12, No. 4, pp.344–365, ISSN: 1744-232X.