

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ПОЧВООБРАБАТЫВАЮЩЕГО МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА

MATHEMATICAL MODELING OF FUNCTIONING OF A TILLAGE MACHINE-TRACTOR UNIT

С.Г. ПАРХОМЕНКО¹, К.Т.Н.

Г.Г. ПАРХОМЕНКО², К.Т.Н.

¹ Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВО
Донской ГАУ в г. Зернограде, г. Зерноград, Россия,
s-parkhom@mail.ru

² Северо-Кавказский научно-исследовательский институт
механизации и электрификации сельского хозяйства
ФГБНУ «Аграрный научный центр «Донской»,
г. Зерноград, Россия, parkhomenko.galya@yandex.ru

S.G. PARHOMENKO¹, PhD in Engineering

G.G. PARHOMENKO², PhD in Engineering

¹ Azovo-Chernomorskiy Engineering Institute Donskoy State
Agricultural University in Zernograd, Zernograd, Russia,
s-parkhom@mail.ru

² North-Caucasian Scientific Research Institute of Mechanization
and Electrification of Agriculture «Agrarian Science Center
«Donskoy», Zernograd, Russia, parkhomenko.galya@yandex.ru

Почвообрабатывающий машинно-тракторный агрегат подвергается непрерывно изменяющимся внешним воздействиям, что приводит к колебаниям скорости движения, буксованию ведущих колес трактора, нагруженности трансмиссии, повышенному расходу топлива. Основным источником возмущений, вызывающих колебания трактора, являются неравномерность тягового сопротивления почвообрабатывающих машин и неровности микропрофиля поля. Цель исследования: совершенствование процесса функционирования почвообрабатывающего машинно-тракторного агрегата путем моделирования влияния внешних воздействий. Математическая модель процесса работы колесного трактора в тяговом режиме работы представляет почвообрабатывающий машинно-тракторный агрегат в виде динамической системы с двумя входными воздействиями, определяемыми нагрузкой на рабочие органы и неровностями рельефа. Математическая модель включает уравнения двигателя и регулятора, муфты сцепления, силовой передачи, ведущего колеса и продольно-вертикальных колебаний трактора. Решение математической модели МТА базируется на методе численного интегрирования Рунге – Кутты четвертого порядка при постоянном шаге. Произведены расчеты движения агрегата с подачей на вход модели периодических синусоидальных возмущений. В результате расчетов определено, что влияние микропрофиля поля и тягового сопротивления рабочих органов на показатели функционирования МТА различно. Наибольшие амплитуды вертикальных ускорений достигаются вследствие воздействия неровностей поля. Колебания скорости движения, погектарного расхода топлива, момента двигателя обусловлены воздействием периодической составляющей тягового сопротивления низкой частоты, а буксования и ведущего момента колес – также и неровностей микропрофиля поля. На средние значения буксования ведущих колес трактора и погектарного расхода топлива в основном влияют колебания тягового сопротивления. Применение диагонально-параллельных шин вместо радиальных позволяет снизить буксование ведущих колес трактора с 24 % при работе на серийных шинах до 16 % на опытных шинах и уменьшить при этом погектарный расход топлива на 6 %.

Ключевые слова: почвообрабатывающий машинно-тракторный агрегат, показатели функционирования, внешние воздействия, тяговое сопротивление.

The soil-cultivating machine-tractor unit undergoes continuously changing external influences that lead to fluctuations in the speed of movement, slippage of the tractor's driving wheels, loading of the transmission, and increased fuel consumption. The main sources of disturbances that cause the oscillations of the tractor are the unevenness of the traction resistance of the tillers and the unevenness of the field microprofile. The purpose of the research is to improve the process of functioning of the soil-processing machine-tractor unit by modeling the influence of external action. The mathematical model of the process of operation of a wheeled tractor in the traction mode of operation is a machine-tractor unit in the form of a dynamic system with two input forces, determined by the load on the working elements and the roughness of the relief. The mathematical model includes the equations of the motor and the regulator, the clutch, the power transmission, the driving wheel and the longitudinal-vertical oscillations of the tractor. The solution of the mathematical model of the machine-tractor unit is based on the fourth-order Runge-Kutta numerical integration method at a constant step. Calculations are made for the motion of the unit with periodic sinusoidal disturbances applied to the input of the model. As a result of calculations, it is determined that the effect of the microfield of the field and the traction resistance of the working bodies on the performance of the machine-tractor unit is different. The greatest amplitudes of vertical accelerations are achieved due to the effect of field unevenness. Fluctuations in the speed of movement, hectare fuel consumption, engine torque are caused by the periodic component of traction resistance of low frequency, and slippage and driving torque of the wheels – as well as unevenness of the field microfilm. The average values of the slippage of the tractor's driving wheels and hectare fuel consumption are mainly affected by the oscillations of the traction resistance. The use of diagonal-parallel tires instead of radial makes it possible to reduce the slipping of the tractor's drive wheels from 24 % (when working on serial tires) to 16 % (on test tires) and to reduce the hectare fuel consumption by 6 %.

Keywords: soil-processing machine-tractor unit, performance indicators, external influences, traction resistance.

Введение

Повышение эффективности с/х производства на фоне истощения возможностей экономического роста в связи с возрастанием техногенных нагрузок на обрабатываемую среду до масштабов, угрожающих деградации почвенного плодородия, осуществляется на основе трансформации науки и технологий при высокой результативности исследований и разработки методов их практического применения, направленных на получение качественной продовольственной продукции.

Повышение уровня научно-технологического развития с/х производства возможно путем использования современных технических средств, эффективность функционирования которых зависит от потребляемых энергозатрат, т.е. от тягового сопротивления рабочих органов агрегируемой почвообрабатывающей машины [1, 2].

В реальных условиях эксплуатации почвообрабатывающий машинно-тракторный агрегат (МТА) подвергается непрерывно изменяющимся внешним воздействиям, которые оказывают отрицательное влияние на показатели функционирования [3], такие как колебания скорости движения, буксование ведущих колес трактора, нагруженность трансмиссии, расход топлива.

Цель исследования

Совершенствование процесса функционирования МТА путем моделирования влияния внешних воздействий.

Материалы и методы

Основным источником возмущений, вызывающих колебания трактора, является неравномерность тягового сопротивления по-

чвообрабатывающих машин и неровности микропрофиля поля. Математическая модель процесса работы колесного трактора в тяговом режиме работы представляет МТА в виде динамической системы с двумя входными воздействиями, определяемыми нагрузкой на рабочие органы и неровностями рельефа. Основой для теоретического анализа функционирования агрегата является динамическая схема (рис. 1).

Модель составлена при следующих основных допущениях:

- 1) остов трактора вместе с кабиной рассматривается как твердое тело;
- 2) колебания рассматриваются от положения статического равновесия с началом координат в центре тяжести трактора;
- 3) трактор движется прямолинейно;
- 4) упругие элементы имеют линейную характеристику;
- 5) воздействия на правое и левое колеса одинаковы и одновременны;
- 6) силами инерции в регуляторе двигателя, неподдрессоренными массами переднего моста трактора пренебрегаем.

Математическая модель включает уравнения двигателя и регулятора, муфты сцепления, силовой передачи, ведущего колеса и продольно-вертикальных колебаний трактора (зависимости 1–23).

В равновесном режиме работа двигателя внутреннего сгорания характеризуется постоянством угловой скорости коленчатого вала при заданной нагрузке. Поддержание такого режима возможно при условии равенства крутящего момента двигателя M_d моменту трения муфты сцепления $M_{фр}$ [4].

$$M_d = M_{фр}. \quad (1)$$

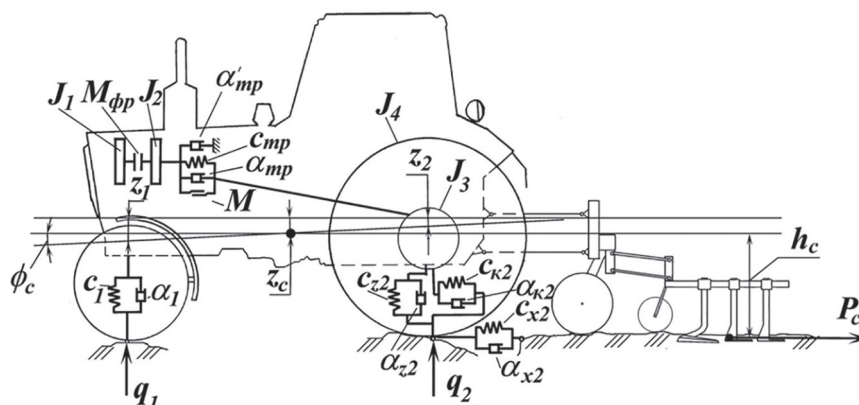


Рис. 1. Динамическая схема культиваторного агрегата

В неравновесном режиме (в случае неравенства момента двигателя и момента трения муфты сцепления) возникают инерционные силы.

$$J_1 \cdot \dot{\omega}_1 = M_d - M_{\text{фр}}, \quad (2)$$

где J_1 – приведенный к коленчатому валу момент инерции двигателя; $\dot{\omega}_1$ – угловое ускорение вала двигателя.

Характеристики крутящего момента двигателя и удельного расхода топлива [5] могут быть представлены уравнениями регрессии:

$$M_d = a_0 + a_1 \cdot \omega_1 + a_2 \cdot \omega_1^2 + \quad (3)$$

$$+ a_3 \cdot h_p + a_4 \cdot \omega_1 \cdot h_p + a_5 \cdot h_p^2;$$

$$g_e = b_0 + b_1 \cdot \omega_1 + b_2 \cdot \omega_1^2 + \quad (4)$$

$$+ b_3 \cdot h_p + b_4 \cdot \omega_1 \cdot h_p + b_5 \cdot h_p^2,$$

где a_i, b_i – коэффициенты регрессии; h_p – отклонение рейки топливного насоса от положения, соответствующего номинальной подаче топлива; ω_1 – угловая скорость вала двигателя.

Движение рейки топливного насоса, снабженного регулятором прямого действия, определяется движением его муфты. Отклонение рейки топливного насоса определяется зависимостью [5–9]:

$$h_p = 3,57 \cdot z, \quad (5)$$

где z – перемещение муфты регулятора.

Без учета инерционных сил движение муфты регулятора описывается системой уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \alpha_p \cdot \dot{z} + c_p \cdot z &= \frac{A(z)}{i_p^2} \cdot \omega_1^2 - F(\gamma), \text{ при } z \geq z_n \\ \alpha_p \cdot \dot{z} + c_k \cdot z &= \frac{A(z)}{i_p^2} \cdot \omega_1^2 - F_{k0}, \text{ при } z < z_n \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

где z_n – положение муфты регулятора, соответствующее номинальной подаче топлива; α_p – коэффициент вязкого трения в регуляторе; c_p, c_k – приведенные к муфте жесткости пружин регулятора и корректора; $A(z)$ – коэффициент поддерживающей силы; i_p – передаточное число привода вала регулятора; $F(\gamma)$ – усилие затяжки пружины регулятора, зависящее от угла поворота рычага управления регулятором γ ; F_{k0} – начальное усилие затяжки пружины корректора.

В процессе включения муфты сцепления в начальный момент времени крутящий момент на валу муфты и ее частота вращения равны нулю, частота вращения коленчатого вала двигателя максимальная. Затем момент трения

фрикциона возрастает от нуля до максимального его значения. Момент трения фрикциона с достаточной точностью определяется следующей зависимостью [5, 6, 7, 8, 9]:

$$M_{\text{фр}} = n \cdot F \cdot R_{\text{ср}} \cdot P_{\text{max}} \cdot (1 - e^{-k_1 \cdot t}) \times \quad (7)$$

$$\times (\mu_{\text{max}} - \Delta\mu \cdot [1 - e^{-k_2 \cdot (\omega_1 - \omega_2)}]),$$

где n – число пар поверхностей трения; F – площадь поверхностей трения дисков; $R_{\text{ср}}$ – средний радиус дисков; P_{max} – сила сжатия поверхности трения; t – время включения фрикциона; k_1 – показатель экспоненты нарастания давления; k_2 – показатель экспоненты изменения коэффициента трения; μ_{max} – максимальное значение коэффициента трения; $\Delta\mu$ – относительное изменение коэффициента трения; ω_2 – угловая скорость ведущего вала трансмиссии.

Согласно динамической модели силовая передача представлена в виде крутильно-колебательной системы с массами на входе и выходе, имеющей моменты инерции, соответственно, J_2 и J_3 . Движение масс силовой передачи может быть описано уравнениями:

$$\left. \begin{aligned} J_2 \cdot \dot{\omega}_2 &= M_{\text{фр}} - (M_{\text{тр}} + \alpha_{\text{тр1}} \cdot \omega_2) \\ J_3 \cdot \dot{\omega}_3 &= M_{\text{тр}} \cdot i_{\text{тр}} - M_{\text{шк}} \end{aligned} \right\}, \quad (8)$$

где $M_{\text{тр}}$ – момент связи в силовой передаче, учитывающий ее упругость, демпфирование и сухое трение; $\alpha_{\text{тр1}} \cdot \omega_2$ – величина, характеризующая потери ведущего момента на вязкое трение при равномерном вращении деталей трансмиссии; $M_{\text{шк}}$ – момент закрутки шины ведущего колеса; ω_3 – угловая скорость ведомого вала трансмиссии (колеса); $i_{\text{тр}}$ – передаточное число силовой передачи.

Момент $M_{\text{тр}}$ в общем случае является функцией угла закручивания вала, на концах которого установлены маховики с моментами инерции J_2 и J_3 с действующими на них ведущим моментом и моментом сопротивления. Применительно к рассматриваемой модели:

$$M_{\text{тр}} = c_{\text{тр}} \cdot (\varphi_2 - i_{\text{тр}} \cdot \varphi_3) + \alpha_{\text{тр}} \cdot (\omega_2 - i_{\text{тр}} \cdot \omega_3) + \quad (9)$$

$$+ M \cdot \text{sign}(\omega_2 - i_{\text{тр}} \cdot \omega_3),$$

где $c_{\text{тр}}$ – жесткость силовой передачи; φ_2, φ_3 – соответственно, углы поворота ведущего и ведомого валов; $i_{\text{тр}}$ – передаточное число силовой

передачи; $\alpha_{\text{тр}}$ – коэффициент вязкого трения силовой передачи; M – момент сухого трения.

Момент сухого трения силовой передачи определяется по формуле:

$$M = c_{\text{тр}} \cdot (\varphi_2 - i_{\text{тр}} \cdot \varphi_3) \cdot (1 - \eta_{\text{тр}}), \quad (10)$$

где $\eta_{\text{тр}}$ – КПД силовой передачи.

Проведенные исследования деформации пневматических тракторных шин низкого давления показывают, что пневматическая шина в ведущем режиме испытывает три вида деформации: радиальную, крутильную и продольную [5, 10]. Шина представлена двухмассовой моделью с моментами инерции J_3 и J_4 . Момент инерции J_3 характеризует обод колеса со ступицей и часть шины, момент инерции J_4 – беговую дорожку шины.

Движение масс ведущего колеса на основе принятой динамической модели описывается системой уравнений [5–10]:

$$\left. \begin{aligned} J_4 \cdot \dot{\omega}_4 &= M_{\text{шк}} - M_{\text{шх}}; \\ v_{\text{сх}} &= \left[\omega_4 \cdot r_0 \cdot \left(1 - \varepsilon_1 \cdot R_2 - \varepsilon_2 \cdot \frac{x_2}{r_0} \cdot \text{sign } \omega_4 \right) - \dot{x}_2 \right] \times \\ &\times (1 - \delta) \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

где $M_{\text{шк}}$ – момент закрутки шины; $M_{\text{шх}}$ – момент шины ведущего колеса от продольной деформации; $v_{\text{сх}}$ – скорость центра масс трактора в горизонтальном направлении; x_2 – продольная деформация шин ведущих колес; r_0 – свободный радиус ведущего колеса; ε_1 – коэффициент относительного сжатия волокон от нормальной нагрузки; ε_2 – коэффициент относительного сжатия волокон от продольной нагрузки; ω_4 – угловая скорость беговой дорожки; δ – буксование колеса.

Момент закрутки шины может быть рассчитан по формуле:

$$M_{\text{шк}} = c_{\text{к2}} \cdot (\varphi_3 - \varphi_4) + \alpha_{\text{к2}} \cdot (\omega_3 - \omega_4), \quad (12)$$

где $c_{\text{к2}}$ – крутильная жесткость ведущего колеса; j_3 – угол поворота оси колеса; φ_4 – угол поворота беговой дорожки; $\alpha_{\text{к2}}$ – крутильное демпфирование ведущего колеса; ω_3 – угловая скорость оси колеса.

Момент шины ведущего колеса от продольной деформации определяется следующим образом:

$$M_{\text{шх}} = (c_{\text{х2}} \cdot x_2 + \alpha_{\text{х2}} \cdot \dot{x}_2) \cdot r_{\text{д}} + R_2 \cdot a_2, \quad (13)$$

где $c_{\text{х2}}$ – продольная жесткость шин ведущих колес; $\alpha_{\text{х2}}$ – продольный коэффициент вязкого трения шин ведущих колес; $r_{\text{д}}$ – динамический радиус качения ведущего колеса; R_2 – вертикальная реакция на задних колесах; a_2 – сдвиг вертикальной реакции.

Вертикальная реакция на задних колесах определяется по формуле:

$$R_2 = c_{z2} \cdot z_{\text{ш2}} + \alpha_{z2} \cdot \dot{z}_{\text{ш2}} + c_{z2} \cdot z_{20}, \quad (14)$$

где c_{z2} – радиальная жесткость шин ведущих колес; α_{z2} – радиальный коэффициент вязкого трения шин ведущих колес; $z_{\text{ш2}}$ – радиальная деформация шины ведущего колеса, вызванная вертикальными колебаниями остова трактора; z_{20} – статический прогиб шины ведущего колеса.

Сдвиг вертикальной реакции определяется по формуле:

$$a_2 = f \cdot r_c + \frac{c_{\text{х2}} \cdot x_2 + \alpha_{\text{х2}} \cdot \dot{x}_2}{c_{z2}}, \quad (15)$$

где f – коэффициент сопротивления качению в свободном режиме; r_c – радиус качения в свободном режиме.

Принимая динамический радиус равным расстоянию от оси колеса до опорной поверхности, можно записать:

$$r_{\text{д}} = r_0 - z_{20} - z_{\text{ш2}}. \quad (16)$$

При движении колесного трактора по неровностям поля происходит взаимодействие его колес с препятствиями, что вызывает колебания остова трактора в продольно-вертикальной плоскости и нагружает его трансмиссию. Изменение тягового сопротивления рабочей машины также вызывает колебания трактора. Колебания остова трактора в продольно-вертикальной плоскости описываются системой уравнений [5, 6, 7, 8, 9]:

$$\left. \begin{aligned} m_c \cdot \ddot{z}_c &= c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1) + \\ &+ c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2); \\ J_c \cdot \ddot{\varphi}_c &= [c_{z1} \cdot (z_1 - q_1) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_1 - \dot{q}_1)] \cdot a - \\ &- [c_{z2} \cdot (z_2 - q_2) + \alpha_{z1} \cdot (\dot{z}_2 - \dot{q}_2)] \cdot b + \\ &+ [c_{\text{х2}} \cdot x_2 + \alpha_{\text{х2}} \cdot \dot{x}_2] \cdot (r_{\text{д}} + h_c) - P_c \cdot h_c; \\ m_c \cdot \dot{v}_{\text{сх}} &= c_{\text{х2}} \cdot x_2 + \alpha_{\text{х2}} \cdot \dot{x}_2 - P_c - m_c \cdot g \cdot \varphi_c \end{aligned} \right\}, \quad (17)$$

где m_c – масса агрегата; J_c – момент инерции трактора относительно центра масс; z_c – отклонение по вертикали центра масс трактора от положения равновесия; φ_c – угол поворота

остова трактора относительно поперечной горизонтальной оси, проходящей через центр масс трактора; z_1, z_2 – отклонения по вертикали от положения равновесия, соответственно, центров переднего и заднего мостов трактора; q_1, q_2 – координаты микропрофиля, соответственно, под передними и задними колесами трактора; a, b – соответственно, расстояния от центра тяжести до переднего и заднего мостов; P_c – тяговое сопротивление рабочих органов; h_c – расстояние от линии действия силы тяги до центра масс трактора; c_{z1} – приведенная жесткость упругих элементов передней подвески; a_{z1} – коэффициент демпфирования передней подвески и шин.

Радиальная деформация шины ведущего колеса определяется по формуле:

$$z_{w2} = z_2 - q_2. \quad (18)$$

Отклонения от положения равновесия центров переднего и заднего мостов трактора определяются по формулам:

$$z_1 = z_c + a \cdot \varphi_c; \quad (19)$$

$$z_2 = z_c - b \cdot \varphi_c. \quad (20)$$

Тогда динамический радиус качения ведущего колеса можно рассчитать следующим образом:

$$r_d = r_0 - (z_c - b \cdot \varphi_c - q_2 + z_{w2}). \quad (21)$$

Упругие элементы передней подвески (пружин $c_{п1}$ и шин $c_{ш1}$) заменены одним элементом с приведенной жесткостью c_{z1} , определяемой по формуле [5]:

$$c_{z1} = \frac{c_{п1} \cdot c_{ш1}}{c_{п1} + c_{ш1}}. \quad (22)$$

Многими исследователями отмечается рост тягового сопротивления машин по мере роста скорости движения. Кроме того, во многих работах показано, что тяговое сопротивление вследствие неоднородности плотности почвы имеет случайный характер. В установившемся режиме движения агрегата при исследовании тяговой динамики трактора случайная функция тягового сопротивления рассматривается как стационарная и эргодическая. С другой стороны, определенный интерес вызывает периодическое воздействие на динамическую систему с заданной частотой. С учетом вышеизложенного, можно записать следующее выражение для тягового сопротивления [6]:

$$P_c(t) = [P_c^0 + \Delta P_c \cdot (v_{cx} - v_0)] + \varphi(t), \quad (23)$$

где P_c^0 – математическое ожидание тягового сопротивления при скорости v_0 ; ΔP_c – темп нарастания тягового сопротивления при увеличении скорости на величину $(v_{cx} - v_0)$; $\varphi(t)$ – центрированная эргодическая стационарная случайная функция или периодическая функция, характеризующая колебания тягового сопротивления агрегата при скорости v_0 .

Результаты и их обсуждение

Решение математической модели МТА базируется на методе численного интегрирования Рунге – Кутты четвертого порядка при постоянном шаге. Для исследования влияния колебаний тягового сопротивления и микропрофиля поля на показатели функционирования агрегата на ПЭВМ произведены расчеты движения агрегата с подачей на вход модели периодических синусоидальных возмущений. Рассмотрены варианты комплектации ведущих колес трактора шинами серийной радиальной (16,9R30) и экспериментальной диагонально-параллельной (16,9-30ДП) конструкций [5, 6, 7, 8, 9].

Корректность математической модели МТА определялась путем сравнения результатов натурных испытаний культиваторного агрегата при его разгоне с результатами аналитических расчетов на ПЭВМ. Полученная при этом относительная погрешность не превышает 5,3 %, что позволяет считать результаты аналитического исследования агрегата вполне удовлетворительными [5, 6, 7].

В результате теоретических исследований получено следующее. Наибольшие амплитуды вертикальных ускорений достигаются вследствие воздействия неровностей поля (рис. 2). При этом резонансные частоты находятся в области 1,5–2 м⁻¹.

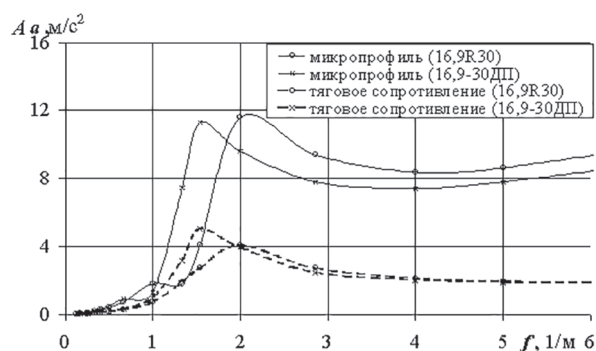


Рис. 2. Зависимость амплитуды колебаний вертикальных ускорений заднего моста от частоты внешних воздействий

Колебания скорости движения, момента двигателя, погектарного расхода топлива (рис. 3–7) обусловлены, главным образом, воздействием периодической составляющей тягового сопротивления низкой частоты (до $1\text{--}2\text{ м}^{-1}$). Колебания ведущего момента колес и буксования (рис. 5, 6) в области низких частот ($0\text{--}1,5\text{ м}^{-1}$) возникают вследствие изменения тягового сопротивления, в области более высоких частот (свыше $1,5\text{ м}^{-1}$) – вследствие воздействия неровностей микропрофиля поля.

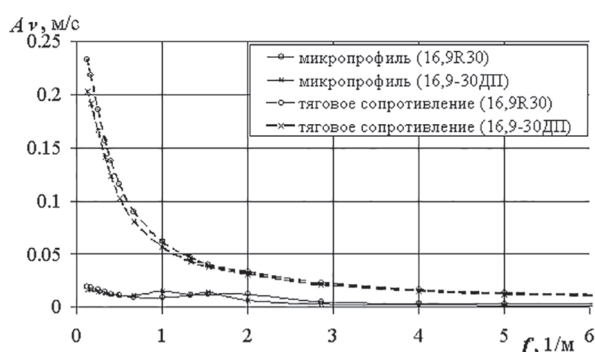


Рис. 3. Зависимость амплитуды колебаний скорости агрегата от частоты внешних воздействий

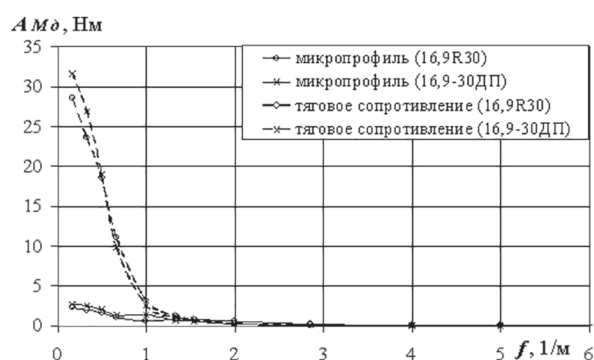


Рис. 4. Зависимость амплитуды колебаний крутящего момента двигателя от частоты внешних воздействий

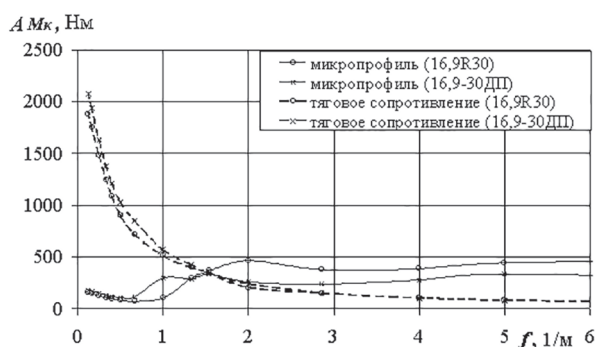


Рис. 5. Зависимость амплитуды колебаний ведущего момента колес от частоты внешних воздействий

На средние значения буксования ведущих колес трактора и погектарного расхода топлива основное влияние оказывают колебания тягового сопротивления, которые в зоне частот $0\text{--}1\text{ м}^{-1}$ вызывают повышение среднего значения буксования на 7–12 %, погектарного расхода топлива – на 3–4 %. Воздействие микропрофиля поля не оказывает заметного влияния на средние значения этих показателей.

Положительного эффекта можно достичь снижением радиальной жесткости пневматических шин ведущих колес трактора [10], использованием инновационных конструкций рабочих органов [11, 12, 13].

Применение диагонально-параллельных шин [10] вместо радиальных позволяет снизить буксование ведущих колес трактора с 24 % при работе на серийных шинах до 16 % на опытных шинах и уменьшить при этом погектарный расход топлива на 6 %. Одновременно снижается и амплитуда колебаний показателей функционирования МТА.

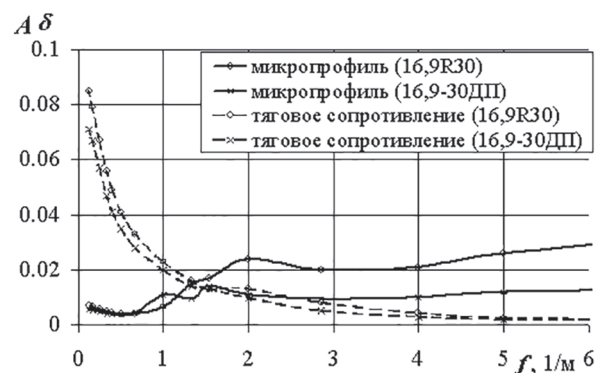


Рис. 6. Зависимость амплитуды колебаний буксования от частоты внешних воздействий

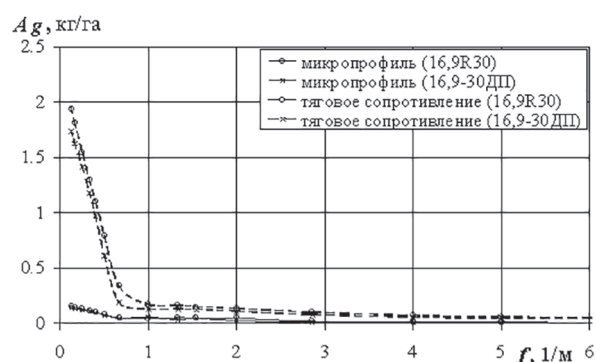


Рис. 7. Зависимость амплитуды колебаний погектарного расхода топлива от частоты внешних воздействий

Заключение

Влияние микропрофиля поля и тягового сопротивления на рабочих органах на показатели функционирования МТА различно. Наибольшие амплитуды вертикальных ускорений достигаются вследствие воздействия неровностей поля. Колебания скорости движения, погектарного расхода топлива, момента двигателя обусловлены воздействием периодической составляющей тягового сопротивления низкой частоты, а буксования и ведущего момента колес – также и неровностей микропрофиля поля. На средние значения буксования ведущих колес трактора и погектарного расхода топлива в основном влияют колебания тягового сопротивления.

Литература

1. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Повышение энергоэффективности мобильных почвообрабатывающих агрегатов // Инновации в сельском хозяйстве. 2016. № 3 (18). С. 40–47.
2. Пархоменко Г.Г., Пархоменко С.Г. Оптимизация показателей технологических процессов сельскохозяйственного производства в растениеводстве // Хранение и переработка зерна. 2017. № 1 (209). С. 55–60.
3. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Метод структурного моделирования систем автоматического регулирования эксплуатационных режимов работы почвообрабатывающих агрегатов // Труды ГОСНИТИ. 2017. Т. 126. С. 55–61.
4. Кут'ков, Г.М. Тяговая динамика тракторов. М.: Машиностроение, 1980. 215 с.
5. Пархоменко С.Г. Совершенствование функционирования МТА с колесным трактором класса 1,4 на основе оптимизации параметров пневматических шин // Дисс. канд. техн. наук: 05.20.01. Зерноград, 1999. 156 с.
6. Пархоменко С.Г., Яровой В.Г., Кравченко В.А. Математическая модель культиваторного агрегата // Адаптивные технологии и технические средства в полеводстве и животноводстве. Зерноград: ВНИПТИМЭСХ, 2000. С. 67–72.
7. Пархоменко С.Г., Яровой В.Г., Кравченко В.А. Тяговая динамика культиваторного агрегата // Исследования и реализация новых технологий и технических средств в сельскохозяйственном производстве. Зерноград: ВНИПТИМЭСХ, 2001. С. 39–42.
8. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Моделирование работы дизельного двигателя с всережимным регулятором в программном комплексе

«МВТУ» // Современная техника и технологии: проблемы, состояние и перспективы: матер. V Всероссийской научно-практич. конф. Рубцовск, 2015. С. 61–68.

9. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Моделирование технологических процессов по информационным параметрам на примере расчета двигателя Д-240 // Механизация и электрификация сельского хозяйства. Минск, 2018. № 51. С. 249–255.
10. Пархоменко С.Г., Пархоменко Г.Г. Экспериментальное исследование характеристик тракторных пневматических шин // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 11. С. 40–48.
11. Пархоменко Г.Г., Семенихина Ю.А., Громаков А.В., Божко И.В. Анализ агротехнических показателей рабочих органов для послойной безотвальной обработки почвы // Тракторы и сельхозмашины. 2017. № 5. С. 32–38.
12. Пархоменко Г.Г., Семенихина Ю.А. Выбор параметров ротационных рабочих органов для обработки почвы в засушливых условиях // Инновационные технологии в науке и образовании. «ИТНО-2014»: сборник научных трудов международной научно-методической конференции (г. Ростов-на-Дону – г. Зерноград – п. Дивноморское). Ростов-на-Дону – Зерноград, 2014. С. 334–337.
13. Пархоменко Г.Г., Божко И.В., Пантюхов И.В., Семенихина Ю.А., Громаков А.В. Предпосылки к использованию инновационных материалов на основе пластика в конструкциях почвообрабатывающих рабочих органов // Труды ГОСНИТИ. 2017. Т. 127. С. 176–183.

References

1. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Improving the energy efficiency of mobile soil-cultivating units. *Innovacii v sel'skom hozyajstve*. 2016. No 3 (18), pp. 40–47.
2. Parhomenko G.G., Parhomenko S.G. Optimization of indicators of technological processes of agricultural production in plant growing. *Hranenie i pererabotka zerna*. 2017. No 1 (209), pp. 55–60 (in Russ.).
3. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. The method of structural modeling of systems for automatic regulation of operating regimes of soil cultivating units. *Trudy GOSNITI*. 2017. Vol. 126, pp. 55–61 (in Russ.).
4. Kut'kov G.M. *Tyagovaya dinamika traktorov* [Traction dynamics of tractors]. Moscow: Mashinostroenie Publ., 1980. 215 p.
5. Parhomenko S.G. *Sovershenstvovanie funkcionirovaniya MTA s kolyosnym traktorom klassa 1,4*

- na osnove optimizacii parametrov pnevmaticheskikh shin. Diss....kand. tekhn. nauk: [Improving the functioning of the machine-tractor unit with a wheeled tractor of 1.4 class based on optimizing the parameters of pneumatic tires. Disscand. tech. sciences:] 05.20.01 Zernograd, 1999. 156 p.
6. Parhomenko S.G., Yarovoj V.G., Kravchenko V.A. Mathematical model of a cultivator unit. Adaptivnye tekhnologii i tekhnicheskie sredstva v polevodstve i zhivotnovodstve. Zernograd: VNIP-TIMEHSKH, 2000, pp. 67–72 (in Russ.).
 7. Parhomenko S.G., Yarovoj V.G., Kravchenko V.A. Traction dynamics of the cultivator unit. Issledovaniya i realizaciya novyh tekhnologij i tekhnicheskikh sredstv v sel'skohozyajstvennom proizvodstve. Zernograd: VNIPTIMEHSKH, 2001, pp. 39–42 (in Russ.).
 8. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Modeling of the operation of a diesel engine with an all-regulator in the «MVTU» software complex. Sovremennaya tekhnika i tekhnologii: problemy, sostoyanie i perspektivy: Mater. V Vserossijskoj nauchno-praktich. konf. [Modern technology and technologies: problems, condition and perspectives: Mothers of the V All-Russian Scientific Practical. Conf.] Rubcovsk, 2015, pp. 61–68 (in Russ.).
 9. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Modeling of technological processes by information parameters on the example of calculating the D-240 engine. Mekhanizaciya i chlektifikaciya sel'skogo hozyajstva (Minsk). 2018. No 51, pp. 249–255 (in Russ.).
 10. Parhomenko S.G., Parhomenko G.G. Experimental study of the characteristics of tractor pneumatic tires. Traktory i sel'hozmashiny. 2017. No 11, pp. 40–48 (in Russ.).
 11. Parhomenko G.G., Semenihiina YU.A., Gromakov A.V., Bozhko I.V. Analysis of agrotechnical indices of working organs for layered soil-free tillage. Traktory i sel'hozmashiny. 2017. No 5, pp. 32–38 (in Russ.).
 12. Parhomenko G.G., Semenihiina YU.A. Selection of the parameters of rotational working elements for soil cultivation in arid conditions. Innovacionnye tekhnologii v nauke i obrazovanii. «ITNO-2014»: sbornik nauchnyh trudov mezhdunarodnoj nauchno-metodicheskoy konferencii (g. Rostov-na-Donu – g. Zernograd – p. Divnomorskoe) [nnovative technologies in science and education. «ITNO-2014»: a collection of scientific papers of the international scientific and methodological conference (Rostov-on-Don – Zernograd-Divnomorskoe)]. Rostov-na-Donu – Zernograd, 2014, pp. 334–337 (in Russ.).
 13. Parhomenko G.G., Bozhko I.V., Pantyuhov I.V., Semenihiina YU.A., Gromakov A.V. Prerequisites for the use of innovative materials based on plastic in the construction of soil-working tools. Trudy GOSNITI. 2017. Vol. 127, pp. 176–183 (in Russ.).