

Information about authors

Bartenev Ivan Mikhailovich – Professor of Forestry and Mechanization of Machine Design department, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», DSc in Engineering, Professor, Voronezh, Russian Federation; e-mail: kafedramehania@mail.ru

Dontsov Igor' Evgen'evich – Associate Professor of Forestry Mechanization and Machine Design department, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», PhD in Engineering, Voronezh, Russian Federation; e-mail: dontsovie@mail.ru

Lysych Mikhail Nikolaevich – Senior Lecturer of Forest Industry, Metrology, Standardization and Certification department, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», Ph.D. in Engineering, Voronezh, Russian Federation; e-mail: miklynea@yandex.ru

Shabanov Michael Leonidovich – Associate Professor of Forest Industry, Metrology, Standardization and Certification department, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», Ph.D. in Engineering, Voronezh, Russian Federation; e-mail: vglta-mlx@yandex.ru

Senkin Ivan Leonidovich – a second year student, faculty of mechanical engineering and aerospace engineering State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State Technical University», Voronezh, Russian Federation

DOI: 12737/25209

УДК 631.37

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ НАВЕСНЫХ ОРУДИЙ ПО ГЛУБИНЕ. МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ

кандидат технических наук **И. Е. Донцов**¹

доктор технических наук, профессор **И. М. Бартнев**¹

кандидат технических наук **М. Н. Лысыч**¹

1– ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова»,
г. Воронеж, Российская федерация

Основным критерием качества возделывания почвы является глубина ее обработки. Цель – предсказать траекторию заглубления и движения орудия, а также при наезде на препятствие и после схода с него. Факторами, активно влияющими на траекторию, могут стать скорость движения трактора, геометрия и масса навески, орудий и рабочих органов. С этой целью на основе ряда гипотез составлено дифференциальное уравнение колебаний фронтальных и задних навесных орудий относительно трактора в вертикальной плоскости по оси его движения. В гипотезе силового взаимодействия рабочих органов с почвой развиты основные положения, предложенные проф. Гячевым Л.В. Механические модели навесного орудия построены с учетом упрощений и допущений. В частности, положение орудия в различные моменты движения определяется некоторой заранее заданной функцией от обобщенной координаты. В качестве обобщенной координаты выбран угол поворота нижних тяг навески. Указанная зависимость названа передаточной функцией навески. Задавая в дифференциальных уравнениях движения различные внешние воздействия и изменяя в известных пределах силовые параметры рабочих органов, имитируют изменения почвенной среды. Важно, что такие математические модели позволяют моделировать движение не только в реальных условиях эксплуатации, но и в условиях, которые на практике создать нельзя. Например, задать очень тяжелые и длинные или очень легкие и короткие орудия, очень твердые или очень мягкие почвы и т.д. Так можно более рельефно различить новые явления и тенденции, которые трудно предположить и невозможно создать в реальных условиях. В результате появляются новые решения традиционных задач.

Ключевые слова: трактор, устойчивость, колебания, почва, силовые параметры, скорость движения

SIMULATION OF THE MOUNTED IMPLEMENTS MOTION WHEN TILLING DEPTH VARIATION. OSCILLATIONS MATHEMATICAL MODEL

PhD in Engineering **I. E. Dontsov**¹

DSc in Engineering, Professor **I. M. Bartenev**¹

PhD in Engineering **M. N. Lysych**¹

1 – Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», Voronezh, Russian Federation

Abstract

The main criterion of the soil cultivation quality is tilling depth. The goal is to predict the trajectory of penetration and steady tool movement as well as the trajectory when hitting an obstacle and leaving it after the obstacle was hit. Factors that actively influence the trajectory can be the tractor motion speed, geometry and weight of implement and tiller tool. For this purpose on the basis of the number of hypotheses differential equation of front and rear mounted implements vibrations is composed relative to the tractor location in a vertical plane along the axis of its movement. In the hypothesis of the force interaction of tool with soil main provisions proposed by Professor L.V. Gyachev are developed. Mechanical models of the mounted implement are built on the basis of simplifications. In particular, the position of tool at different movement moments is determined by some predetermined function of the generalized coordinate. For the generalized coordinate a rotational angle of the lower hitch links is selected. The pointed out dependence is named as the transmission function of the hitch. By setting in the differential equations of motion various external influences and by changing the power parameters of working bodies, it is possible to imitate changes of soil medium. Such mathematical models allow to simulate movement not only within real operation conditions but that is often more important, to simulate the tools operation in conditions that in practice cannot be created. This is achieved, for example, when we set very hard and long or set very light and short tools, very hard or very soft soil, etc. So you can more clearly see the new phenomena and trends that are difficult to suppose and impossible to see in the real conditions. As a result, new solutions to traditional problems appear.

Key words: tractor, stability, fluctuations, soil, power parameters, speed

Основным критерием качества возделывания почвы является глубина ее обработки. Необходимо, чтобы почвообрабатывающие орудия обеспечивали быстрое заглубление рабочих органов до заданной глубины и стабильный ход на максимальной (заданной) скорости движения. При этом, с одной стороны, они должны как можно меньше реагировать на неоднородности (естественный фон) почвенной среды, а, с другой, – иметь возможность отклониться в сторону при встрече с непреодолимым препятствием (камень, пень и др.), чтобы избежать поломок, и быстро вернуться к заданному положению.

Известные [1, 2, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14] методы не могут предсказать результат движения с достаточной достоверностью. Поэтому на основе ряда гипотез в работе составлено нелинейное дифференциальное уравнение колебаний навесных и прицепных почвообрабатывающих орудий относительно трактора.

Основные факторы, влияющие на перечисленные выше критерии: 1) геометрические и массовые характеристики навески, орудия и рабочих органов, 2)

силовые параметры взаимодействия рабочих органов с почвенной средой, которые зависят от размеров и формы рабочих органов, скорости движения, способа воздействия на почву (пассивные, активные, ротационные), и 3) физико-механические свойства почвы. Причем последние являются консервативными, поскольку целью почвообработки является изменение именно физико-механических свойств почвы. Активно влиять на качество работы почвообрабатывающих орудий можно, изменяя лишь геометрию и массу навески и орудий, форму рабочих органов, скорость движения и способ воздействия на почву.

Силовое взаимодействие рабочих органов с однородной почвенной средой (рис. 1), согласно гипотезе, приведено к динамическому винту:

$$\begin{aligned} R &= R_0 + R_1 \delta + R_2 \delta^2 + R_3 a + R_4 a^2 + R_5 \delta a + \\ &+ R_6 \delta^2 a + R_7 \delta a^2 + R_8 \delta^2 a^2 \dots, \\ \alpha &= \alpha_0 + \alpha_1 \delta + \alpha_2 \delta^2 + \alpha_3 a + \alpha_4 a^2 + \alpha_5 \delta a + \\ &+ \alpha_6 \delta^2 a + \alpha_7 \delta a^2 + \alpha_8 \delta^2 a^2 \dots, \\ M &= M_0 + M_1 \delta + M_2 \delta^2 + M_3 a + M_4 a^2 + M_5 \delta a + \\ &+ M_6 \delta^2 a + M_7 \delta a^2 + M_8 \delta^2 a^2 \dots, \end{aligned} \quad (1)$$

где R – модуль главного вектора сил сопротивления, Н;
 α – угол между главным вектором и продольной осью рабочего органа (орудия), рад;
 M – главный момент сил сопротивления, Н*м;
 δ – угол между вектором абсолютной скорости точки приведения и продольной осью рабочего органа, рад;
 a – нормированная глубина обработки; $a = a_t/a_n$

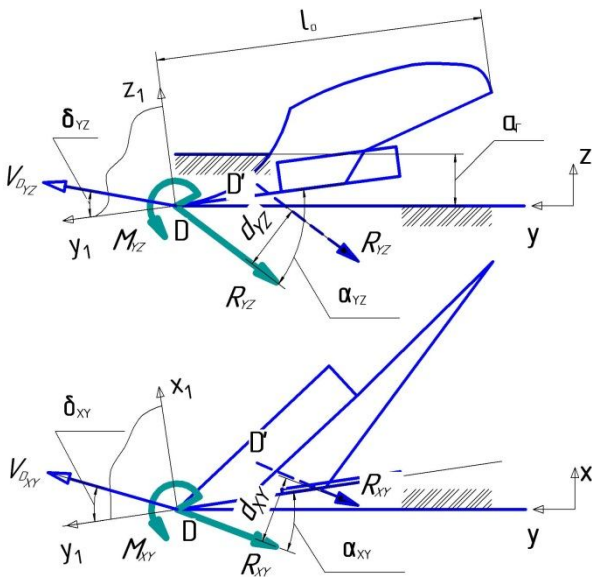


Рис. 1. Силы сопротивления пассивного рабочего органа

здесь a_z – текущая глубина обработки (хода точки приведения), м; a_n – номинальная глубина обработки (хода точки приведения), м.

Силевые параметры равнодействующей сил сопротивления можно представить в более удобном (безразмерном) виде:

$$\begin{aligned} R/R_Y &= r_0 + r_1 \delta + r_2 \delta^2 + r_3 a + r_4 a^2 + r_5 \delta a + \\ &+ r_6 \delta^2 a + r_7 \delta a^2 + r_8 \delta^2 a^2 \dots, \\ \alpha &= \alpha_0 + \alpha_1 \delta + \alpha_2 \delta^2 + \alpha_3 a + \alpha_4 a^2 + \alpha_5 \delta a + \\ &+ \alpha_6 \delta^2 a + \alpha_7 \delta a^2 + \alpha_8 \delta^2 a^2 \dots, \\ d/l_0 &= d_0 + d_1 \delta + d_2 \delta^2 + d_3 a + d_4 a^2 + d_5 \delta a + \\ &+ d_6 \delta^2 a + d_7 \delta a^2 + d_8 \delta^2 a^2 \dots, \end{aligned} \quad (2)$$

где коэффициенты регрессий безразмерны, включая $r_0 = R_0/R_Y$ т.п., здесь R_Y – тяговое сопротивление рабочего органа при номинальной глубине обработки и номинальных углах установки рабочего органа в пространстве, Н;

l_0 – длина рабочего органа, м.

Обе указанные совокупности, (1) и (2), причем каждая в отдельности, являются необходимым и достаточным условием для того, чтобы адекватно охарактеризовать силовое взаимодействие рабочего органа с почвой, и легко могут быть трансформированы одна в другую.

Отметим, что в описанной гипотезе развиты основные положения, предложенные проф. Гячевым Л.В.[2]. Как видим, модель стала полипараметрической и более высокого порядка.

Для активных рабочих органов, при необходимости, в модель можно добавить движущую (тормозящую) силу T рабочего органа и стабилизирующий момент W . Направление силы T характеризуется углом β между вектором T и продольной осью рабочего органа. Динамический винт имеет вид:

$$\begin{aligned} T &= T_0 + T_1 \delta + T_2 \delta^2 + T_3 a + T_4 a^2 + T_5 \delta a + \\ &+ T_6 \delta^2 a + T_7 \delta a^2 + \dots \\ \beta &= \beta_0 + \beta_1 \delta + \beta_2 \delta^2 + \beta_3 a + \beta_4 a^2 + \beta_5 \delta a + \\ &+ \beta_6 \delta^2 a + \beta_7 \delta a^2 + \dots \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} W &= W_0 + W_1 \delta + W_2 \delta^2 + W_3 a + W_4 a^2 + \\ &+ W_5 \delta a + W_6 \delta^2 a + W_7 \delta a^2 + \dots \end{aligned}$$

Опишем возмущающие воздействия, которые носят переменный характер и обусловлены неоднородностями почвенной среды и преодолением различных препятствий.

При наезде на крупное препятствие (камень, пень и др.) сдвигается само орудие. Для моделирования таких воздействий будем задавать начальные отклонения обобщенной координаты орудия: $q_j(t=0) \neq 0$, ($j = 0, 1, 2, 3, \dots, n$ – число орудий на тракторе). Силовое взаимодействие рабочих органов с почвой после съезда с препятствия описывается моделью силового взаимодействия в однородной почвенной среде.

Локальные уплотнения почвы (естественный фон), мелкие и средние сдвигаемые камни и пр. будем моделировать следующим способом. Используя принцип суперпозиции, силевые параметры представим в виде суммы двух слагаемых, например, $R = R(\delta, a) + \Delta R(t)$. Здесь первое слагаемое $R(\delta, a)$ не зависит явно от времени и характеризует силовое взаимодействие в однородной почвенной среде, а второе $\Delta R(t)$ – моделирует внешние нагрузки, выводящие систему из равновесия.

Функционально возмущающие воздействия

$\Delta R(t)$, $\Delta \alpha(t)$, $\Delta M(t)$ и т.д. могут быть представлены одной или несколькими из перечисленных ниже формул:

- о единичный импульс –

$$\Delta(t) = \Delta_{\max} / [k_{nl}^2 \Delta_{\max}^2 (t - t_{сдвиг})^2 + 1]; \quad (4.1)$$

- о периодические нагрузки –

$$\Delta(t) = \Delta_{\max} \sin(\omega_g t + \beta_n); \quad (4.2)$$

- о случайные возмущения –

$$\Delta(t_i) = \Delta_{\max} Z_i, \quad i=0,1,2,3,\dots, \quad (4.3)$$

где Δ_{\max} – амплитуда возмущающих воздействий;

k_{nl} – коэффициент плавности импульса ($k_{nl} = 10^2 \dots 10^4$);

$t_{сдвиг}$ – сдвиг по времени пика возмущающего воздействия от начала движения, с;

ω_g – частота возмущающих воздействий, c^{-1} ;

β_n – начальная фаза, рад;

Z_i – случайное число от 0 до 1.

Механическая модель навесного орудия построена с учетом упрощений и допущений. Основные из них сводятся к следующему: 1) трактор движется без возмущений по плоской поверхности, 2) все элементы механической системы (рама орудия, рабочие органы, тяги навески и пр.) считаются нерастяжимыми и несжимаемыми, 3) влиянием сил трения в шарнирах можно пренебречь, 4) положение орудия в различные моменты движения определяется некоторой заранее заданной функцией от обобщенной координаты, названной передаточной функцией навески. Более подробное описание моделей приведено в работе [3].

Для составления дифференциального уравнения колебаний механической системы использовано уравнение Лагранжа II рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E}{\partial \dot{\varphi}_j} \right) - \frac{\partial E}{\partial \varphi_j} = Q_j, \quad (j=0, 1, \dots, n) \quad (5)$$

где Q_j – обобщенная сила по j -ой обобщенной координате,

E – кинетическая энергия системы,

$\varphi_j, \dot{\varphi}_j$ – обобщенные, соответственно, координата и скорость,

t – время.

Расчетная схема с необходимыми параметрами представлена на рис. 2. Подвижность системы определяется 1-ой степенью свободы. В качестве обобщенной координаты выбран угол (рад) поворота нижних тяг навесной системы φ вокруг т.О_ж. Зависимой координатой будет угол (рад) Φ_j поворота орудия. Передаточная

функция навесной системы имеет вид:

$$\Phi_j = U_{0,j} + U_{1,j} \varphi_j + U_{2,j} \varphi_j^2 \approx U_{0,j} + U_{1,j} \varphi_j, \quad (6)$$

где $U_{0,j}, U_{1,j}, U_{2,j}$ – коэффициенты регрессии.

Угловая скорость орудия

$$\dot{\Phi}_j = \frac{d\Phi_j}{dt} = U_{1,j} \dot{\varphi}_j + 2U_{2,j} \dot{\varphi}_j \varphi_j \approx U_{1,j} \dot{\varphi}_j \quad (7)$$

Мгновенное значение передаточной функции навесной системы в какой-либо фиксированной точке

$$U_j = \frac{d\Phi_j}{d\varphi_j} = U_{1,j} + 2U_{2,j} \varphi_j \approx U_{1,j}. \quad (8)$$

Условлено, что колебания орудия происходят в плоскости $Z_1 Y_1$, которая движется прямолинейно и равномерно со скоростью V_{O_j} вместе с трактором.

Центр координатных осей $Z_j Y_j$ (т. О_ж) характеризует место установки навесной системы на тракторе. Координатные оси $Z_{ji} Y_{ji}$ и $Z'_{ji} Y'_{ji}$ неподвижно связаны с рабочими органами в т.т. D_{ji}, где т.т. D_{ji} – центры приведения сил взаимодействия с почвой рабочих органов ($i = 1, 2, \dots, N$ – количество рабочих органов на орудии).

Кроме того, на схеме (см. рис. 2) обозначено: т. S_j – центр масс орудия и навески; $R_{j,i}, M_{j,i}$ – главные векторы и моменты сил сопротивления рабочих органов, Н*м; $T_{j,i}, W_{j,i}$ – главные векторы и моменты движущих (тормозящих) сил активных рабочих органов, Н*м; G_j – сила тяжести, Н; $\alpha_{j,i}, \beta_{j,i}$ – углы поворота главных векторов сил взаимодействия, рад; $V_{D_{j,i}}$ – векторы абсолютной скорости точек приведения в неподвижной плоскости ZY , м/с; $\delta_{j,i}$ – углы поворота векторов абсолютных скоростей от продольной оси рабочих органов, рад; $\delta'_{j,i}$ – начальные углы входа рабочих органов в почву, рад.

Геометрические параметры системы, м: h_j – высота закрепления нижних тяг навески на тракторе; $a_{Tj,i}$ – текущая глубина обработки; z_{Sj}, y_{Sj} – координаты т. S_j в плоскости $Z'_j Y'_j$; L_j – длина навесной системы; $z_{Dj,i}, y_{Dj,i}$ – координаты точек приведения (рабочих органов) в плоскостях $Z'_j Y'_j$.

В полярных координатах положение т. S_j и точек приведения (т.т. D_{ji}) в координатной плоскости $Z'_j Y'_j$ характеризуются длиной радиус-векторов и углами его поворота. Радиус-векторы (L , м) и углы поворота (Ψ , рад) вычисляются по формулам:

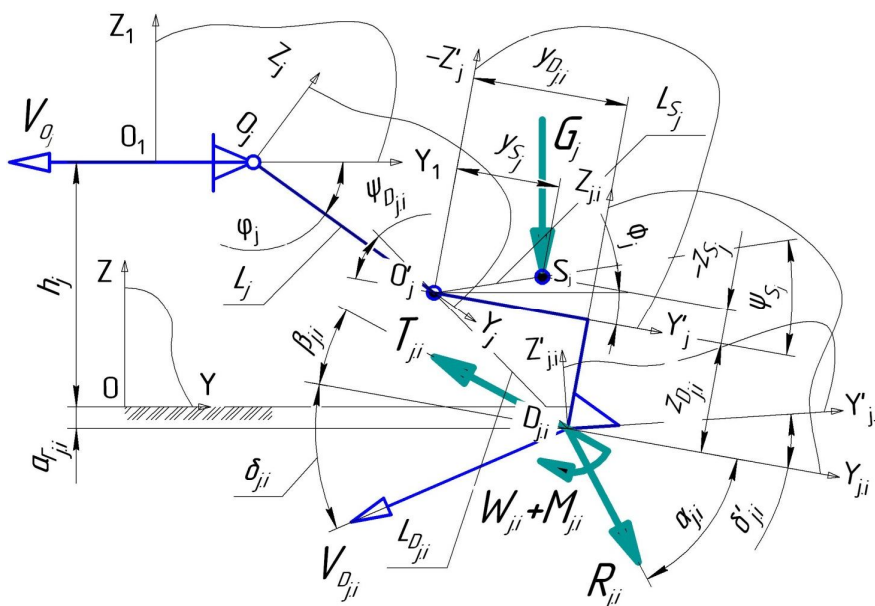


Рис. 2. Расчетная схема навесного орудия

$$L_{S_j} = \sqrt{y_{S_j}^2 + z_{S_j}^2}; \Psi_{S_j} = \arcsin \frac{z_{S_j}}{L_{S_j}},$$

$$L_{D_{j,i}} = \sqrt{y_{D_{j,i}}^2 + z_{D_{j,i}}^2}; \Psi_{D_{j,i}} = \arcsin \frac{z_{D_{j,i}}}{L_{D_{j,i}}},$$

(i=1,2,3,...,N).

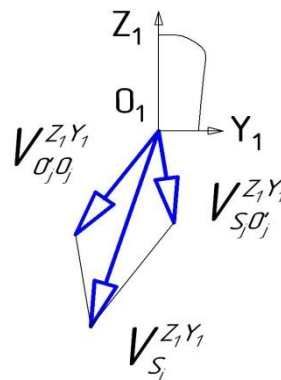


Рис. 3. План скоростей т. S_j

Для определения левой части уравнения движения (5) запишем выражение кинетической энергии системы в плоскости Z₁Y₁:

$$E_j = \frac{1}{2} (m_j V_{S_j}^{Z_1 Y_1 2} + J_j \dot{\phi}_j^2), \quad (10)$$

где m_j – масса орудия, кг,

J_j – момент инерции орудия относительно центра масс, кг*м².

V_{S_j}^{Z₁Y₁} – скорость центра масс орудия (т. S_j) в плоскости Z₁Y₁, м*с⁻¹.

Запишем векторное равенство (рис. 3):

$$\vec{V}_{S_j}^{Z_1 Y_1} = \vec{V}_{O_j}^{Z_1 Y_1} + \vec{V}_{S_j O_j}^{Z_1 Y_1}, \quad (11)$$

где $\vec{V}_{O_j}^{Z_1 Y_1}$ – скорость т. O_j вокруг т. O₁ в плоскости Z₁Y₁,

$\vec{V}_{S_j O_j}^{Z_1 Y_1}$ – скорость т. S_j вокруг т. O_j в плоскости Z₁Y₁.

Отметим, что левая часть уравнений движения (5) характеризует инерционность системы и оказывает заметное влияние лишь при больших скоростях и

массах орудий. В рассматриваемом нами случае скорости отдельных звеньев механизма невелики, к тому же, как видим, в векторное равенство (11) не входит переносная скорость движения трактора, что дает еще больше оснований воспользоваться для вычисления скорости V_{S_j}^{Z₁Y₁} приближенной формулой. В этой связи, заменим векторное равенство (11) его алгебраической суммой. По модулю

$$V_{S_j}^{Z_1 Y_1} = L_j \dot{\phi}_j + L_{S_j} (U_{1,j} \dot{\phi}_j + 2U_{2,j} \dot{\phi}_j \phi_j) \approx (L_j + L_{S_j} U_{1,j}) \dot{\phi}_j \quad (12)$$

$$V_{S_j O_j}^{Z_1 Y_1} = L_j \dot{\phi}_j, \quad V_{S_j}^{Z_1 Y_1} = L_{S_j} \dot{\phi}_j = L_{S_j} (U_{1,j} \dot{\phi}_j + 2U_{2,j} \dot{\phi}_j \phi_j) \approx L_{S_j} U_{1,j} \dot{\phi}_j$$

Подставим формулы (12) в выражение (10) и преобразуем последнее к виду:

$$E_j = \frac{1}{2} \dot{\varphi}_j^2 \{m_j [L_j + L_{S_j} (U_{1,j} + 2U_{2,j} \varphi_j)]^2 + J_j (U_{1,j} + 2U_{2,j} \varphi_j)^2\} \approx \frac{1}{2} \dot{\varphi}_j^2 \{m_j [L_j + L_{S_j} U_{1,j}]^2 + J_j U_{1,j}^2\} \quad (13)$$

После этого, продифференцируем выражение (13) по обобщенным координате, скорости и времени. Имеем

$$\frac{\partial E_j}{\partial \varphi_j} = 2\dot{\varphi}_j^2 \{m_j L_{S_j} U_{2,j} [L_j + L_{S_j} (U_{1,j} \varphi_j + 2U_{2,j} \varphi_j^2)] + J_j U_{2,j} (U_{1,j} \varphi_j + 2U_{2,j} \varphi_j^2)\} \approx 0, \\ \frac{\partial E_j}{\partial \dot{\varphi}_j} = \dot{\varphi}_j \{m_j [L_j + L_{S_j} (U_{1,j} + 2U_{2,j} \varphi_j)]^2 + J_j (U_{1,j} + 2U_{2,j} \varphi_j)^2\} \approx \dot{\varphi}_j \{m_j [L_j + L_{S_j} U_{1,j}]^2 + J_j U_{1,j}^2\}, \quad (14)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_j}{\partial \dot{\varphi}_j} \right) = \ddot{\varphi}_j \{m_j [L_j + L_{S_j} (U_{1,j} + 2U_{2,j} \varphi_j)]^2 + J_j (U_{1,j} + 2U_{2,j} \varphi_j)^2\} + 4\dot{\varphi}_j^2 \{m_j L_{S_j} U_{2,j} [L_j + L_{S_j} (U_{1,j} + 2U_{2,j} \varphi_j)] + J_j U_{2,j} (U_{1,j} + 2U_{2,j} \varphi_j)\} \approx \ddot{\varphi}_j \{m_j [L_j + L_{S_j} U_{1,j}]^2 + J_j U_{1,j}^2\}.$$

Отсюда, уравнение колебаний примет вид:

$$a_{0,j} \ddot{\varphi}_j = Q_j(\dot{\varphi}_j, \varphi_j),$$

где $a_{0,j} = m_j [L_j + L_{S_j} U_{1,j}]^2 + J_j U_{1,j}^2$. (15)

($j= 1, 2, \dots, n$).

Обобщенная сила в выражении (15) как функция $Q_j(\dot{\varphi}_j, \varphi_j)$ имеет вид:

$$Q_j = G_j [L_j \cos \varphi_j + L_{S_j} \cos(\Phi_j + \Psi_{S_j})] + \left. \begin{aligned} & -T_{j,i} [L_j \sin(\varphi_j - \beta_{j,i}) + \\ & + U_j L_{D_{j,i}} \sin(\Phi_j - \beta_{j,i} + \Psi_{D_{j,i}})] + \\ & + \sum_{i=1}^N [U_j W_{j,i} + R_{j,i} [L_j \sin(\Phi_j - \varphi_j + \\ & + \alpha_{j,i}) + U_j L_{D_{j,i}} \sin(\alpha_{j,i} - \Psi_{D_{j,i}})] + \\ & + U_j M_{j,i} \end{aligned} \right\}. \quad (16)$$

Как отмечалось выше в формулах (1-3), силы сопротивления и движущие силы рабочих органов являются функциями углов δ и глубины обработки a . Отсюда, в уравнении (16) имеем

$$R_{j,i} = \left(\begin{aligned} & R_{0,j,i} + R_{1,j,i} a_{j,i} + R_{2,j,i} \delta_{j,i} + \\ & + R_{3,j,i} a_{j,i}^2 + R_{4,j,i} \delta_{j,i}^2 + \\ & + R_{5,j,i} a_{j,i} \delta_{j,i} + \dots \end{aligned} \right) + \Delta R_{j,i}(t),$$

$$\alpha_{j,i} = \alpha'_{j,i} - \delta'_{j,i} \text{ где} \\ \alpha'_{j,i} = \left(\begin{aligned} & \alpha_{0,j,i} + \alpha_{1,j,i} a_{j,i} + \alpha_{2,j,i} \delta_{j,i} + \\ & + \alpha_{3,j,i} a_{j,i}^2 + \alpha_{4,j,i} \delta_{j,i}^2 + \\ & + \alpha_{5,j,i} a_{j,i} \delta_{j,i} + \dots \end{aligned} \right) + \Delta \alpha_{j,i}(t), \\ M_{j,i} = \left(\begin{aligned} & M_{0,j,i} + M_{1,j,i} a_{j,i} + M_{2,j,i} \delta_{j,i} + \\ & + M_{3,j,i} a_{j,i}^2 + M_{4,j,i} \delta_{j,i}^2 + \\ & + M_{5,j,i} a_{j,i} \delta_{j,i} + \dots \end{aligned} \right) + \Delta M_{j,i}(t), \\ T_{j,i} = \left(\begin{aligned} & T_{0,j,i} + T_{1,j,i} a_{j,i} + T_{2,j,i} \delta_{j,i} + \\ & + T_{3,j,i} a_{j,i}^2 + T_{4,j,i} \delta_{j,i}^2 + \\ & + T_{5,j,i} a_{j,i} \delta_{j,i} + \dots \end{aligned} \right) + \Delta T_{j,i}(t), \\ \beta_{j,i} = \beta'_{j,i} - \delta'_{j,i}, \text{ где} \\ \beta'_{j,i} = \left(\begin{aligned} & \beta_{0,j,i} + \beta_{1,j,i} a_{j,i} + \beta_{2,j,i} \delta_{j,i} + \\ & + \beta_{3,j,i} a_{j,i}^2 + \beta_{4,j,i} \delta_{j,i}^2 + \\ & + \beta_{5,j,i} a_{j,i} \delta_{j,i} + \dots \end{aligned} \right) + \Delta \beta_{j,i}(t), \\ W_{j,i} = \left(\begin{aligned} & W_{0,j,i} + W_{1,j,i} a_{j,i} + W_{2,j,i} \delta_{j,i} + \\ & + W_{3,j,i} a_{j,i}^2 + W_{4,j,i} \delta_{j,i}^2 + \\ & + W_{5,j,i} a_{j,i} \delta_{j,i} + \dots \end{aligned} \right) + \Delta W_{j,i}(t) \quad (17)$$

В формулах (17) обозначено: $R_{0,j,i}, R_{1,j,i}, \dots, \alpha_{0,j,i}, \alpha_{1,j,i}, \dots, M_{0,j,i}, M_{1,j,i}, \dots$, и т.п. – эмпирические коэффициенты пропорциональности в уравнениях регрессии; $\Delta R_{j,i}(t), \Delta \alpha_{j,i}(t), \Delta M_{j,i}(t)$ и т.п. – возмущающие воздействия, которые описываются функциями вида (4.1-4.3); $a_{j,i}$ – нормированная глубина обработки, $a_{j,i} = a_{\Gamma_{j,i}} / a_{H_{j,i}}$, здесь $a_{\Gamma_{j,i}}$ – текущая глубина хода точки приведения i -го рабочего органа, м; $a_{H_{j,i}}$ – номинальная глубина обработки i -го рабочего органа, м; ($i= 1, 2, \dots, N$ – количество рабочих органов, установленных на орудии).

Текущая глубина обработки $a_{\Gamma_{j,i}}$ зависит от значения обобщенной координаты и, кроме того, от зависимой координаты, характеризующей положения орудия. Она определяется формулой:

$$a_{\Gamma_{j,i}} = L_j \sin \varphi_j + L_{D_{j,i}} \sin(\Phi_j + \Psi_{D_{j,i}}) - h_j. \quad (18)$$

Отметим, что при отрицательных значениях глубины обработки рабочие органы не взаимодействуют с почвой, а силы сопротивления и движущие силы не имеют физического смысла, поэтому при $a_{\Gamma_{j,i}} < 0$ в формулах (17) следует принять:

$$R_{j,i} = 0, M_{j,i} = 0, T_{j,i} = 0, W_{j,i} = 0. \quad (19)$$

Для определения угла $\delta_{j,i}$ найдем вначале абсолютную скорость точки приведения сил (т. $D_{j,i}$) в плоскости ZY (рис. 4):

$$\vec{V}_{D_{j,i}}^{ZY} = \vec{V}_{O_j}^{ZY} + \vec{V}_{O'_j O_j}^{Z_1 Y_1} + \vec{V}_{D_{j,i} O'_j}^{Z_1 Y_1}, \quad (20)$$

где $\vec{V}_{O_j}^{ZY}$ – скорость т. O_j в плоскости ZY,

$\vec{V}_{O'_j O_j}^{Z_1 Y_1}$ – скорость т. O'_j вокруг т. O_j в плоскости

$Z_1 Y_1$,

$\vec{V}_{D_{j,i} O'_j}^{Z_1 Y_1}$ – скорость т. $D_{j,i}$ вокруг т. O'_j в плоско-

сти $Z_1 Y_1$.

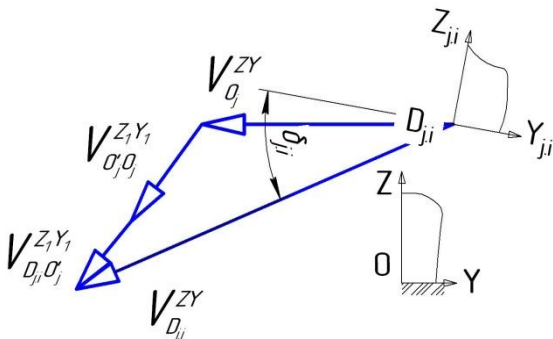


Рис. 4. План скоростей т. $D_{j,i}$

Спроецируем векторное равенство (20) на координатные оси $Z_{j,i}$ и $Y_{j,i}$. Получим

$$\begin{aligned} V_{D_{j,i}}^{Z_{j,i}} &= V_{O_j}^{ZY} \sin \Phi_j + V_{O'_j O_j}^{Z_1 Y_1} \cos \Phi_j + \\ &+ V_{D_{j,i} O'_j}^{Z_1 Y_1} \cos \Psi_{D_{j,i}} = \\ &= V_{O_j} \sin \Phi_j + \dot{\phi}_j L_j \cos \Phi_j + \\ &+ \dot{\Phi}_j L_{D_{j,i}} \cos \Psi_{D_{j,i}} \approx \\ &\approx V_{O_j} \Phi_j + \dot{\phi}_j L_j + \dot{\Phi}_j L_{D_{j,i}} \cos \Psi_{D_{j,i}}, \quad (21) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_{D_{j,i}}^{Y_{j,i}} &= V_{O_j}^{ZY} \cos \Phi_j + V_{O'_j O_j}^{Z_1 Y_1} \sin \Phi_j + \\ &+ V_{D_{j,i} O'_j}^{Z_1 Y_1} \sin \Psi_{D_{j,i}} = \\ &= V_{O_j} \cos \Phi_j + \dot{\phi}_j L_j \sin \Phi_j + \\ &+ \dot{\Phi}_j L_{D_{j,i}} \sin \Psi_{D_{j,i}} \approx V_{O_j}. \end{aligned}$$

Отсюда, угол $\delta_{j,i}$ равен

$$\delta_{j,i} = \arctg \frac{V_{D_{j,i}}^{Z_{j,i}}}{V_{D_{j,i}}^{Y_{j,i}}} + \delta'_{j,i} \approx \frac{V_{D_{j,i}}^{Z_{j,i}}}{V_{D_{j,i}}^{Y_{j,i}}} + \delta'_{j,i}. \quad (22)$$

Последовательно подставляя формулы, соответственно, (22) в (17), (17) в (16) и (16) в (15), получим уравнение колебаний в развернутом виде. Хотя, как показала практика, программировать решение уравнения (15) легче именно в неявном (неразвернутом) виде. Например, использовать для решения нелинейного дифференциального уравнения метод Рунге-Кутты в среде Mathcad. В Mathcad используют символьную (как на бумаге) запись формул. В этом случае представленные уравнения и являются, собственно, программным продуктом.

Важной особенностью описанной математической модели является то, что она позволяет моделировать движение не только задних, но и фронтально-навесных орудий. Для этого в уравнениях сил сопротивления (17) можно изменить направление силового воздействия (главный вектор и пр.) или ввести в уравнения (16) значения соответствующих геометрических параметров навески и орудия с противоположным знаком.

Построенные графики движения дают наглядное представление о влиянии активных факторов на глубину обработки, путь заглубления, устойчивость хода по глубине и пр. Задавая в дифференциальных уравнениях движения различные внешние воздействия и изменяя в известных пределах силовые параметры рабочих органов, имитируют изменения почвенной среды. Такие математические модели позволяют моделировать движение орудий не только в реальных условиях эксплуатации, но и, что часто важнее, симитировать работу в условиях, которые на практике создать нельзя. Например, задать физически невыполнимые схемы соединения трактора и орудия, использовать сверхдлинные или сверхкороткие, очень тяжелые или очень легкие орудия, сверхтвердые или сверхмягкие почвы и т.д. Так можно более рельефно различить тенденции, увидеть новые явления, которые трудно предположить и невозможно экспериментально воспроизвести. В результате появляются новые решения традиционных задач.

Библиографический список

1. Бартнев, И.М. Перспективная конструкция многофункционального культиватора для склонов с автоматической биометрически корректируемой системой контроля поперечной устойчивости [Текст] / И.М. Бартнев, С.Д. Кургалин, Я.А. Туровский, М.Н. Лысыч // Лесотехнический журнал. – 2015. – Т. 5. – № 2 (18). – С. 158-165. DOI: 10.12737/111990
2. Гячев, Л. В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов [Текст] / Л. В. Гячев. – М. : Машиностроение, 1981. – 206 с.
3. Донцов И.Е. Математическая модель вынужденных колебаний комбинированных МТА [Текст] / И.Е. Донцов, И.М. Бартнев // Вестник Московского государственного университета леса - Лесной вестник. – 2010. – № 6. – С. 129-135.
4. Огарков, В.Б. Колебание материальной точки в среде с сопротивлением [Текст] // Современные методы функций и смежные проблемы : Материалы Воронежской зимней сессии математической школы. Воронежский государственный университет. Московский государственный университет им. М.В. Ломоносова. Математический институт им. В.А. Стеклова РАН : сб. – 2013. – С. 169-171.
5. Тухтакузиев, А. Исследование устойчивости трактора с орудиями передней и задней навески против бокового заноса [Текст] / А. Тухтакузиев, М.Т. Мансуров // Тракторы и сельхозмашины. – 2015. – № 9. – С. 34-35.
6. Шевченко, В.А. Аналитическая модель движения автогрейдера во время выполнения рабочих операций [Текст] / В.А. Шевченко, А.М. Чаплыгина // Вестник Харьковского автомобильно-дорожного университета. – 2016. – № 73. – С. 167-175.
7. Яковлев, П.Ю. Прогрессивные способы обработки почвы. Проблемы и методы их решения [Текст] / П.Ю. Яковлев, А.С. Зейгерман // Проблемы социального и научно-технического развития в современном мире : Материалы XV Всероссийской научной конференции студентов, аспирантов и молодых ученых. ФГБОУ «Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова». Рубцовский индустриальный институт (филиал) : сб. ; научн. ред. Апполонов А.А. – 2013. – С. 161-164.
8. Bentaher, H. Three-point hitch-mechanism instrumentation for tillage power optimization [Text] / H. Bentaher, E. Hamza, G. Kantchev, A. Maalej, W. Arnold // Biosystems Engineering. – 2008. – Volume 100. – Issue 1. – pp. 24-30.
9. Al-Jalil, H. F. Design and performance of an adjustable three-point hitch dynamometer [Text] / H. F. Al-Jalil, A. Khdaif, W. Mukahal // Soil and Tillage Research. – 2001. – Volume 62. – Issues 3-4. – pp. 153-156.
10. Makanga, J. T. The effects of changes in hitch mast on the performance of a three point free-linked moldboard plow [Text] / J.T. Makanga, T. Taniguchi, T. Kishimoto // 帯大研報 I, 16(1990) : 247-262. – [Переводс япон.].
11. Ghemraoui, R. Design method for systematic safety integration [Text] / R. Ghemraoui, L. Mathieu, N. Tricot // CIRP Annals - Manufacturing Technology. – 2009. – Volume 58. – Issue 1. – pp. 161-164.
12. Desbiolles, J.M.A. A novel approach to the prediction of tillage tool draught using a standard tine [Text] / J.M.A. Desbiolles, R.J. Godwin, J. Kilgour, B.S. Blackmore // Journal of Agricultural Engineering Research. – 1997. – Volume 66. – Issue 4. – pp. 295-309.
13. Lee, J. Electro-hydraulic tillage depth control system for rotary implements mounted on agricultural tractor. Design and response experiments of control system [Text] / Lee J., Yamazaki M., Oida A., Nakashima H., Shimizu H. // Journal of Terramechanics. – 1998. – Volume 35. – Issue 4. – pp. 229-238.
14. Thompson, R.G. The influence of front linkage geometry on tractor-implement interaction [Text] / R.G. Thompson, P.A. Cowell // Journal of Agricultural Engineering Research. – 1990. – Volume 45. – pp. 175-186.

References

1. Bartenev I.M., Kurgalin S.D., Turovskiy Ya.A., Lysych M.N. *Perspektivnaya konstruktsiya mnogofunktsional'nogo kul'tivatora dlya sklonov s avtomaticheskoy biometricheski korrektriruemoy sistemoy kontrolya poperechnoy ustoychivosti* [A promising design of the multifunctional cultivator for slopes with biometrically automatically adjustable monitoring system lateral stability]. *Lesotekhnicheskii zhurnal* [Forestry engineering journal]. 2015, V. 5, no. 2 (18), pp. 158-165. DOI: 10.12737/111990 (In Russian).

2. Gyachev L.V. *Ustoychivost' dvizheniya sel'skokhozyaystvennykh mashin i agregatov* [The stability of the agricultural machinery and tractor units motion]. Moscow, 1981, 206 p. (In Russian).
3. Doncov I.E., Bartenev I.M. *Matematicheskaja model' vyzhdennykh kolebaniy kombinirovannykh MTA* [Mathematical model of forced oscillations combined tractor units motion]. *Vestnik Moskovskogo gosudarstvennogo universiteta lesa - Lesnoj vestnik* [Bulletin of Moscow State Forest University - Forest Bulletin]. 2010, no. 6, pp. 129-135. (In Russian).
4. Ogarkov V.B. *Kolebaniya material'noy tochki v srede s soprotivleniem* [Oscillation of a material point in a medium with resistance]. *Sovremennye metody funktsiy i smezhnye problem. Materialy Voronezhskoy zimney sessii matematicheskoy shkoly. Voronezhskiy gosudarstvennyy universitet. Moskovskiy gosudarstvennyy universitet im. M.V. Lomonosova. Matematicheskij institut im. V.A. Steklova RAN : sb.* [Modern methods of functions and related problems. The materials of Voronezh winter mathematical school session. Voronezh state University. Moscow state University named after M. V. Lomonosov. Mathematical Institute named after V. A. Steklov of the Russian Academy of Sciences.]. 2013, p. 169-171. (In Russian).
5. Tukhtakuziev A., Mansurov M.T. *Issledovanie ustoychivosti traktora s orudiyami peredney i zadney naveski protiv bokovogo zanosa* [Investigation of the stability of a tractor with implements front and rear lift anti-skidding]. *Traktory i sel'khoz mashiny* [Tractors and farm machinery]. 2015, no. 9, pp. 34-35. (In Russian).
6. Shevchenko V.A., Chaplygina A.M. *Analiiticheskaya model' dvizheniya avtogreydera vo vremya vypolneniya rabochikh opera-tsiy* [Analytical model of the motion of the motor grader during operation]. *Vestnik Khar'kovskogo avtomobil'no-dorozhnogo universiteta* [Bulletin of Kharkov automobile-road University]. 2016, no. 73, pp. 167-175. (In Russian).
7. Yakovlev P.Yu., Zeygerman A.S. *Progressivnye sposoby obrabotki pochvy. Problemy i metody ikh resheniya* [Progressive methods of processing of soil. Problems and methods of their solution]. *Problemy sotsial'nogo i nauchno-tehnicheskogo razvitiya v sovremennom mire. Materily XV Vserossiyskoy nauchnoy konferentsii studentov, aspirantov i molodykh uchenykh. FGBOU «Altayskiy gosudarstvennyy tekhnicheskij universitet im. I.I. Polzunova». Rubtsovskiy industrial'nyy institut (filial) : sb. ; nauchn. red. Appolonov A.A.* [Problems of social and scientific development in the modern world. Materials XV all-Russian scientific conference of students, postgraduates and young scientists. Federal State Budget Education Institution of Higher Education "The Altai state technical University named after I. I. Polzunov". Rubtsovsk industrial Institute (branch). Scientific editor of Appolonov A.A.]. 2013, pp. 161-164. (In Russian).
8. Bentaher H., Hamza E., Kantchev G., Maalej A., Arnold W. Three-point hitch-mechanism instrumentation for tillage power optimization. *Biosystems Engineering*, Volume 100, Issue 1, May 2008, Pages 24-30.
9. Al-Jalil H. F., Khdaif A., Mukahal W. Design and performance of an adjustable three-point hitch dynamometer. *Soil and Tillage Research*, Volume 62, Issues 3-4, November 2001, Pages 153-156.
10. Makanga J.T., Taniguchi T., Kishimoto T. The effects of changes in hitch mast on the performance of a three point free-linked moldboard plow. *帯大研報 I*, 16 (1990) : 247-262.
11. Ghemraoui R., Mathieu L., Tricot N. Design method for systematic safety integration. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, Volume 58, Issue 1, 2009, Pages 161-164.
12. Desbiolles J.M.A., Godwin R.J., Kilgour J., Blackmore B.S.. A novel approach to the prediction of tillage tool draught using a standard tine. *Journal of Agricultural Engineering Research*, Volume 66, Issue 4, April 1997, Pages 295-309.
13. Lee J., Yamazaki M., Oida A., Nakashima H., Shimizu H. Electro-hydraulic tillage depth control system for rotary implements mounted on agricultural tractor. Design and response experiments of control system. *Journal of Terramechanics*, Volume 35, Issue 4, December 1998, Pages 229-238.
14. Thompson R.G., Cowell P.A. The influence of front linkage geometry on tractor-implement interaction. *Journal of Agricultural Engineering Research*, Volume 45, January-April 1990, Pages 175-186.

Сведения об авторах

Донцов Игорь Евгеньевич – доцент кафедры «Механизации лесного хозяйства и проектирования машин», ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», кандидат технических наук, г. Воронеж, Российская Федерация; e-mail: dontsovie@mail.ru

Бартенев Иван Михайлович – профессор кафедры «Механизации лесного хозяйства и проектирования машин», ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», доктор технических наук, профессор, г. Воронеж, Российская федерация; e-mail: dontsovie@mail.ru

Лысыч Михаил Николаевич – доцент кафедры «Лесной промышленности, метрологии, стандартизации и сертификации», ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г.Ф. Морозова», кандидат технических наук, г. Воронеж, Российская федерация; e-mail: miklynea@yandex.ru

Information about authors

Dontsov Igor Evgenevich – Associate Professor of Forestry Mechanization and Machine Design department, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», PhD in Engineering, Voronezh, Russian Federation; e-mail: dontsovie@mail.ru

Bartenev Ivan Mikhaylovich – Professor of Forestry Mechanization and Machine Design department, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», DSc in Engineering, Professor, Voronezh, Russian Federation; e-mail: dontsovie@mail.ru

Lysych Mikhail Nikolaevich – Associate Professor of Forest Industry, Metrology, Standardization and Certification department, Federal State Budget Education Institution of Higher Education «Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov», PhD in Engineering, Voronezh, Russian Federation; e-mail: miklynea@yandex.ru

DOI: 12737/25210

УДК 630*377.44

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК В ТРАНСМИССИИ ГУСЕНИЧНОЙ ЛЕСОЗАГОТОВИТЕЛЬНОЙ МАШИНЫ ПРИ ПРЕОДОЛЕНИИ ПРЕПЯТСТВИЙ

кандидат технических наук, доцент **В. Е. Клубничкин**¹

кандидат технических наук, доцент **Е. Е. Клубничкин**¹

кандидат технических наук, доцент **Л. Д. Бухтояров**²

кандидат технических наук, доцент **С. В. Малюков**²

кандидат технических наук, доцент **Д. Ю. Дручинин**²

1 – Мытищинский филиал ФГБОУ ВО «Московский государственный технический университет имени Н.Э. Баумана», г. Мытищи, Российская Федерация

2 – ФГБОУ ВО «Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г.Ф. Морозова», г. Воронеж, Российская Федерация

Работа выполнена в рамках государственного задания Министерства образования и науки Российской Федерации проект № 9.8996.2017/БЧ

Проведение теоретического анализа динамических явлений в трансмиссии гусеничной лесозаготовительной машины значительно затрудняется при отсутствии экспериментальных данных о входных воздействиях, свойственных работе машины. Наиболее характерные виды воздействий на трансмиссию, возникающие в реальных условиях эксплуатации позволяют оценить результаты экспериментальных исследований, также они дают возможность оценить качество теоретических исследований. Для определения нагруженности трансмиссии в эксперименте предусматривался замер ряда кинематических и силовых параметров, характеризующих скоростное и напряженное состояния трансмиссии. В ходе проведения исследований использовалась специальное измерительное оборудование производства Германии включающая в себя цифровую высокоскоростную телеметрическую и тензометрическую систему "TEL1-PCM-HS" фирмы КМТ. В статье описывается определение динамических нагрузок элементов трансмиссии гусеничной лесозаготовительной машины ЛЗ-5 при пре-