

БОЙКОВ В. П., д-р. техн. наук, проф.,
зав. каф. «Тракторы»¹
E-mail: trak_atf@bntu.by

ПОПОВ В. Б., канд. техн. наук, доц.,
зав. каф. «Сельскохозяйственные машины»²
E-mail: dk_mtf@gstu.by

¹Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

²УО «Гомельский государственный технический университет, имени П. О. Сухого»,
г. Гомель, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 07.09.2022

ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПРАВЛЯЕМОСТИ МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА, АГРЕГАТИРУЕМОГО С НАВЕСНОЙ МАШИНОЙ

В статье определяется влияние навесной машины, как компонента машинно-тракторного агрегата (МТА), на перераспределение нормальных реакций на движителях трактора. Действующий стандарт требует, чтобы на всех режимах работы МТА на мост управляемых колес приходилось не менее 20 % веса трактора. Основным источником низкочастотных колебаний трактора, и сформированного на его основе МТА, являются неровности микропрофиля опорной поверхности, индуцирующие колебания колесных движителей трактора. В учебной литературе моделированию и расчету перераспределяющейся нагрузки на этом мосту трактора не уделяется достаточного внимания. В данной статье представлены расчетные схемы и соответствующие математические зависимости, полученные на основе функциональной математической модели транспортного переезда МТА. Последние, будучи преобразованы по Лапласу, обеспечивают возможность получения среднеквадратичных значений ускорений для характерных точек МТА. Вертикальное ускорение навесной машины (НМ) в процессе транспортного переезда по пересеченной местности колеблется около значения равному ускорению свободного падения. Его максимальные значения, возникающие при преодолении вероятных единичных неровностей на 14–55 % выше расчетных, полученных при подъеме НМ из рабочего в транспортное положение. Силы инерции, догружающие НМ и балласт, одновременно и регулярно воздействуют на мост управляемых колес, снижая уровень управляемости трактора (МТА).

Ключевые слова: мобильное энергетическое средство, с/х трактор, подъемно-навесное устройство, машинно-тракторный агрегат, навесная машина, перераспределение нормальных реакций, управляемость.

Введение

Автоматизированное проектирование мобильных энергетических средств (МЭС) – тракторов, универсальных энергетических средств, самоходных шасси и различных погрузчиков осуществляется, в том числе, на основе функционального математического моделирования их узлов и агрегатов. Подъемно-навесные устройства (ПНУ), являющиеся неотъемлемой частью МЭС, обеспечивают агрегатирование МЭС с навесной с/х техникой, формируя в результате разнообразные машинно-тракторные

(МТА) и мобильные сельскохозяйственные агрегаты (МСХА).

Использование в составе МТА навесных машин и орудий ведет к перераспределению нормальных реакций со стороны опорной поверхности на колеса с/х трактора [1]. Для обеспечения требуемого направления движения МТА во время работы (рисунок 1) или транспортного переезда часть его общего веса, приходящаяся на мост управляемых колес трактора должна составлять не менее 20 % от эксплуатационного веса трактора [2]. В литературе этот вопрос освещен недостаточно [3–7].

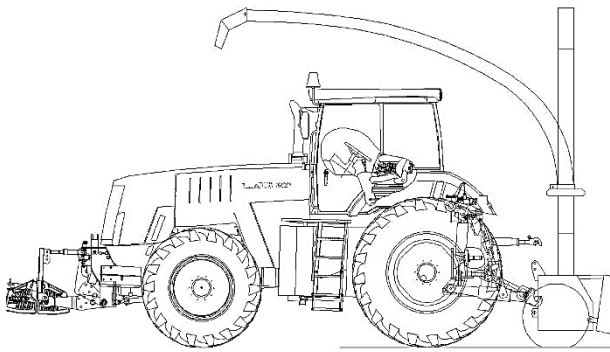


Рисунок 1 – МТА с навесной машиной

Цель работы – формализованное определение управляемости МЭС, агрегируемых с навесным оборудованием для разных режимов функционирования МТА.

Основная часть

Использование в сельском хозяйстве Беларуси прогрессивных технологий возделывания и уборки сельскохозяйственных культур с использованием комплексов машин на базе МЭС позволяет заменить в машинно-тракторном парке (МТП) устаревшую технику. При высокой годовой загрузке МЭС (950 ч и более) снизить материалоемкость МТП в 1,5–1,7 раза, повысить производительность труда на 40–60 %, снизить себестоимость сельскохозяйственной продукции на 25–35 %, сократить сроки окупаемости затрат в сельском хозяйстве до 1,5–2 лет при снижении стоимости комплексов машин в 2,3–2,7 раза по сравнению с набором заменяемых самоходных уборочных (зерно-кормосвеклоуборочных) комбайнов [8].

Использование МЭС содействует широкомасштабному применению почвообрабатывающих машин и комбинированных почвообрабатывающе-посевных агрегатов с активными и активно-пассивными рабочими органами, а также других машин отечественного и зарубежного производства.

Помимо обеспечения управляемости МЭС, навешивание машин и рабочих орудий на переднее (фронтальное) и заднее ПНУ не должно приводить к превышению:

- допустимого общего веса МТА;
- допустимых осевых нагрузок;
- максимально допустимой нагрузки на шины МЭС.

В рабочем режиме МТА, состоящего из трактора и задненавесной почвообрабатывающей машины или орудия, нагрузка на крюке колеблется, а рост тягового сопротивления регулярно вызывает догрузку его заднего и разгрузку переднего мостов. В результате возрастает буксование передних ведущих колес трактора

и одновременно ухудшается его управляемость, что в целом снижает производительность МТА.

Наиболее распространенным способом решения этой проблемы является рациональное балластирование трактора со стороны переднего моста (рисунок 2), повышающее его тягово-сцепные свойства [6, 7].

В статике нагрузка на передней оси горизонтально расположенного трактора, с плугом в транспортном положении, при балластировании посредством переднего ПНУ определяется по выражению:

$$R_A = \frac{P_4 \cdot (X_{S4} + L) + P_{TP} \cdot b - P_6 \cdot X_{S6}}{L}.$$

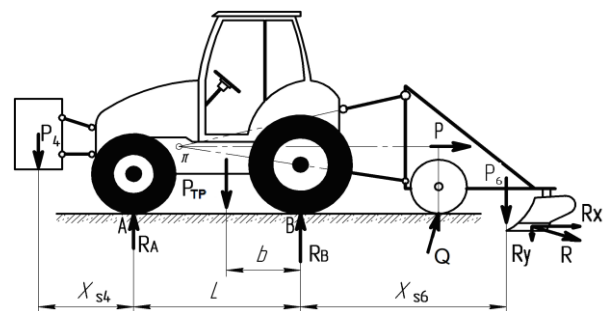


Рисунок 2 – Расчетная схема нагрузок, действующих на МТА

Горизонтальные координаты X_{S4} , X_{S6} – центров тяжести балласта и плуга в рабочем и транспортном положениях определяются по результатам геометрического анализа кинематических цепей, включающих плоские схемы соответствующих механизмов навески [1].

Во время пахоты (технологического процесса) для обеспечения управляемости и сцепления нагрузка на переднюю и заднюю оси трактора должны составлять соответственно минимум 20 % и 40 % от общего веса МЭС. В этом случае нагрузка на передние колеса трактора R_A определяется из уравнения моментов сил, действующих на МЭС, относительно точки В:

$$R_A = \frac{P_{TP} \cdot b + P_4 \cdot (X_{S4} + L) - P \cdot \rho}{L},$$

где ρ – плечо силы $P = f(R, P_6, Q)$ [9] относительно точки В.

Для определения силы R_B может быть использовано условие $\sum Y = 0$, согласно которому:

$$R_B = P_{TP} + P \sin \alpha - R_A,$$

где $P \cdot \sin \alpha$ – вертикальная компонента силы, представляющей геометрическую сумму веса навесного плуга (P_6), сопротивления на его рабочих органах (R) и реакции на колесе (Q).

В режиме перевода навесной машины из рабочего в положения в транспортное (рисунок 3) для расчета параметра управляемости МЭС составляется уравнение равновесия моментов сил, действующих на МТА относительно точки опоры ведущих колес:

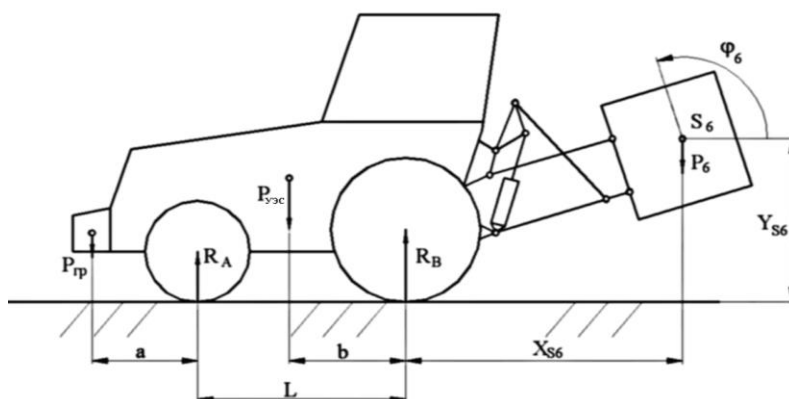


Рисунок 3 – Схема сил, действующих на МТА при поднятой навесной машине

Решив уравнение моментов сил, относительно реакции на управляемом колесе R_A получим:

$$R_A = \frac{P_{тр} \cdot (a + L) + P_{МЭС} \cdot b - P_6 \cdot X_{S6}}{L}.$$

Вместе с вышеупомянутым ограничением получим систему из уравнения и неравенства:

$$\begin{cases} R_A = \frac{P_{МЭС} \cdot b - P_6 \cdot X_{S6} + P_{тр} \cdot (L + a)}{L}; \\ R_A \geq 0,2 \cdot P_{МЭС}. \end{cases} \quad (1)$$

Решив систему (1) получим условие соблюдения управляемости МЭС, которое состоит в ограничении веса, агрегируемой с МЭС навесной машины или рабочего орудия:

$$P_6 \leq \frac{P_{МЭС} \cdot (b - 0,2 \cdot L) + P_{тр} \cdot (a + L)}{X_{S6}}. \quad (2)$$

В режиме транспортного переезда требования по уровню нагрузки на передней и задней осях МЭС сохраняются. В процессе проектирования МЭС условия рационального агрегирования с навесной техникой должны обеспечиваться, в том числе, выбором рациональных параметров подъемно-навесных устройств (ПНУ) трактора.

$$\sum M_B = P_{тр}(a + L) + P_{МЭС}b - P_6 X_{S6} - R_A L = 0$$

где: $P_{тр}$ – вес балласта; $P_{МЭС}$ – вес МЭС; L – база МЭС; a и b – расстояние от вертикальной проекции центра тяжести МЭС до вертикальных проекций центра тяжести балласта (противовеса) и оси моста ведущих колес соответственно.

В этом режиме из-за кинематического возбуждения со стороны микрорельефа [6] центры тяжести МЭС и навесной машины совершают сложные колебания в продольной плоскости, получая ускорения, вызванные контактированием колес МЭС с соответствующим агрофоном, поэтому нагрузка на звенья механизма навески приобретает переменный (вероятностный, колебательный) характер:

$$P_6^* = P_6 \pm m_6 \cdot \ddot{Y}_{S6}. \quad (3)$$

С учетом принятых допущений, схема динамической модели МТА представляет колебательную систему с двумя степенями свободы (рисунок 4).

Эквивалентная динамической схеме ФММ транспортного переезда МТА описывается дифференциальными уравнениями с постоянными коэффициентами:

$$\ddot{z}_1 + 2h_1 \cdot \dot{z}_1 + \omega_{c1}^2 \cdot z_1 = 2 \cdot h_1 \cdot \dot{q}_1 + \omega_1^2 \cdot q_1; \quad (4)$$

$$\ddot{z}_2 + 2h_2 \cdot \dot{z}_2 + \omega_{c2}^2 \cdot z_2 = 2 \cdot h_2 \cdot \dot{q}_2 + \omega_2^2 \cdot q_2. \quad (5)$$

где z_i – вертикальные перемещения характерных точек МТА; q, \dot{q} – характеристики неровности опорной поверхности; ω_{ci} – частоты собственных колебаний характерных точек корпуса трактора; h_i – коэффициенты демпфирования.

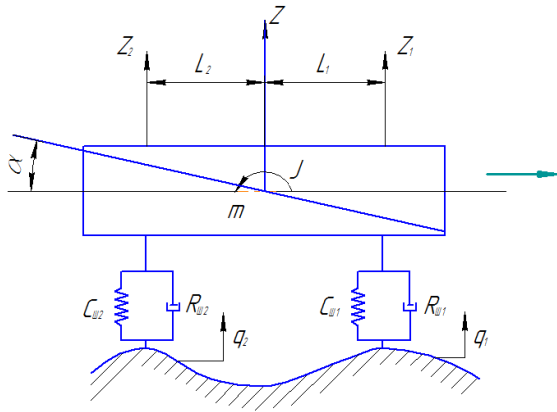


Рисунок 4 – Схема динамической модели МТА

Преобразованные по Лапласу [10] при нулевых начальных условиях уравнения принимают вид:

$$(S^2 + 2 \cdot h_1 \cdot S + \omega_{c1}^2) \cdot Z_1(S) = (2 \cdot h_1 \cdot S + \omega_1^2) \cdot Q_1(S); \quad (6)$$

$$(S^2 + 2 \cdot h_2 \cdot S + \omega_{c2}^2) \cdot Z_2(S) = (2 \cdot h_2 \cdot S + \omega_2^2) \cdot Q_2(S). \quad (7)$$

Из приведенных выражений определяются соответствующие передаточные функции – $W_{z1}(S)$ и $W_{z2}(S)$.

Для заднего ведущего моста передаточная функция принимает вид:

$$W_{z1}(S) = \frac{2h_1S + \omega_1^2}{S^2 + 2h_1S + \omega_{c1}^2} = \frac{b_1S + 1}{a_1^2S^2 + b_1S + 1}, \quad (8)$$

где $a_1 = 1/\omega_{c1}$; $b_1 = 2h_1/\omega_{c1}^2$.

Передаточная функция для переднего ведущего моста имеет аналогичный структурный вид:

$$W_{z2}(S) = \frac{2 \cdot h_2 \cdot S + \omega_2^2}{S^2 + 2 \cdot h_2 \cdot S + \omega_{c2}^2} = \frac{b_2 \cdot S + 1}{a_2^2 \cdot S^2 + b_2 \cdot S + 1}. \quad (9)$$

Характеристики вынужденных колебаний МЭС и МТА определяются сочетанием свойств динамической модели и закона изменения внешних воздействий. Такую комбинацию удобнее исследовать, если в качестве характеристики динамической модели принять ее амплитудно-частотную характеристику (АЧХ), а воздействие задавать спектральной плотностью случайной функции сельхозфона.

Таким образом, посредством АЧХ связываются спектральные плотности характеристик

неровностей сельхозфона и параметры вибрации корпуса МЭС:

$$S_{z1}(\omega) = A_{z1}(\omega)^2 \cdot S_{q1}(\omega);$$

$$S_{z2}(\omega) = A_{z2}(\omega)^2 \cdot S_{q2}(\omega); \quad (10)$$

$$S_{\ddot{z}1}(\omega) = A_{\ddot{z}1}(\omega)^2 \cdot S_{\ddot{q}1}(\omega);$$

$$S_{\ddot{z}2}(\omega) = A_{\ddot{z}2}(\omega)^2 \cdot S_{\ddot{q}2}(\omega), \quad (11)$$

где $S_q(\omega)$, $S_{\ddot{q}}(\omega)$ – спектральные плотности характеристик неровностей сельхозфона; $A_{z1}(\omega)$, $A_{z2}(\omega)$ – АЧХ перемещений для заднего и переднего мостов от неровностей; $S_{\ddot{z}1}(\omega)$, $S_{\ddot{z}2}(\omega)$, $A_{\ddot{z}1}(\omega)$, $A_{\ddot{z}2}(\omega)$ – спектральные плотности и АЧХ ускорений от неровностей.

Из теории автоматического управления [10] известно, что АЧХ динамического звена равна модулю его передаточной функции, т. е.

$$A_{zi}(\omega) = |W_{zi}(j\omega)|; \quad A_{\ddot{z}i}(\omega) = |W_{\ddot{z}i}(j\omega)|.$$

Необходимо получить соответствующие АЧХ $|W_{z1}(j\omega)|$, $|W_{z2}(j\omega)|$ для передней и задней частей корпуса МЭС. В качестве примера выполним эту операцию для заднего моста и в выражении его передаточной функции (8) заменим S на $j\omega$.

$$W_{z1}(j\omega) = \frac{b_1 \cdot j \cdot \omega + 1}{a_1^2 \cdot j^2 \cdot \omega^2 + b_1 \cdot j \cdot \omega + 1}. \quad (12)$$

Для определения АЧХ – $|W_{z1}(j\omega)|$ необходимо выделить действительную и мнимую части в числителе и знаменателе правой части выражения (12), а затем избавиться от j в знаменателе полученной дробно-рациональной функции:

$$W_{z1}(j\omega) = U(\omega) + jV(\omega);$$

$$W_{z1}(j\omega) = \frac{U_1 + jV_1}{U_2 + jV_2} \cdot \frac{(U_2 - jV_2)}{(U_2 - jV_2)} =$$

$$= \frac{U_1 \cdot U_2 + V_1 \cdot V_2}{U_2^2 + V_2^2} + j \frac{U_2 \cdot V_1 - U_1 \cdot V_2}{U_2^2 + V_2^2}.$$

Определим значения для компонент полученного выражения:

$$U_1(\omega) = 1; \quad V_1(\omega) = b_1\omega;$$

$$U_2(\omega) = 1 - a_1^2\omega^2; \quad V_2(\omega) = b_1\omega;$$

$$U_1U_2 = 1 - a_1^2\omega^2; \quad V_1V_2 = b_1^2\omega^2;$$

$$U_2V_1 = b_1\omega - b_1a_1^2\omega^3 = b_1\omega(1 - a_1^2\omega^2); \quad U_1V_2 = b_1\omega;$$

$$\begin{aligned}
U_2^2 &= 1 - 2a_1^2\omega^2 + a_1^4\omega^4; \quad V_2^2 = b_1^2\omega^2; \\
U(\omega) &= \frac{U_1U_2 + V_1V_2}{U_2^2 + V_2^2} = \frac{1 - a_1^2\omega^2 + b_1^2\omega^2}{1 - 2a_1^2\omega^2 + a_1^4\omega^4 + b_1^2\omega^2} = \\
&= \frac{1 + (b_1^2 - a_1^2)\omega^2}{1 + (b_1^2 - 2a_1^2)\omega^2 + a_1^4\omega^4}; \\
V(\omega) &= \frac{U_2 \cdot V_1 - U_1 \cdot V_2}{U_2^2 + V_2^2} = \\
&= \frac{a_1^2 \cdot \omega^3}{1 + (b_1^2 - 2a_1^2) \cdot \omega^2 + a_1^4 \cdot \omega^4}.
\end{aligned}$$

В результате определим модуль ПФ заднего ведущего моста, т. е. найдем его АЧХ:

$$\begin{aligned}
|W_{z1}(j\omega)| &= \sqrt{U(\omega)^2 + jV(\omega)^2}; \\
A_{z1}(\omega) &= |W_{z1}(j\omega)| = \\
&= \sqrt{\left(\frac{1 + (b_1^2 - a_1^2)\omega^2}{1 + (b_1^2 - 2a_1^2)\omega^2 + a_1^4\omega^4}\right)^2 + \left(\frac{a_1^2\omega^3}{1 + (b_1^2 - 2a_1^2)\omega^2 + a_1^4\omega^4}\right)^2}. \quad (13)
\end{aligned}$$

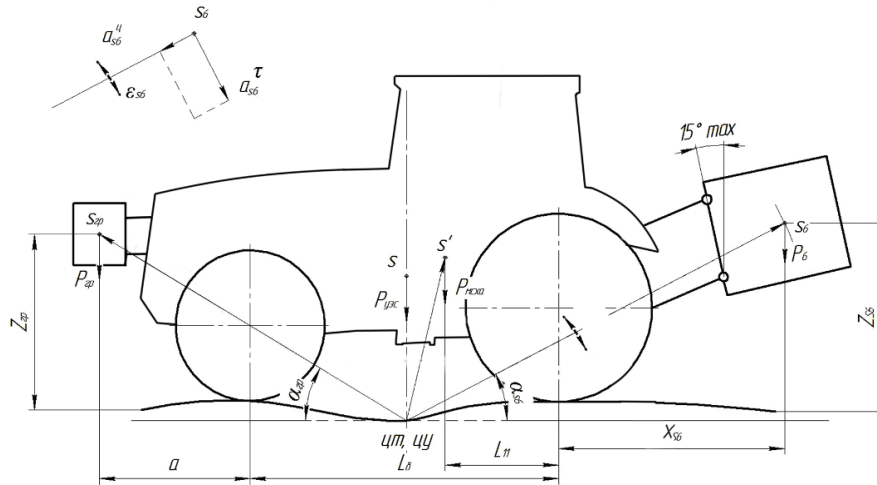


Рисунок 5 – Схема, поясняющая плоские колебания характерных точек МТА

Среднеквадратичные вертикальные перемещения заднего и переднего мостов МЭС в соответствии с выражениями (13) можно заменить среднеквадратичным вертикальным перемещением центра тяжести МЭС и его угловыми колебаниями относительно центра упругости в продольной плоскости. центр тяжести у МТА – S' , смещение относительно центра тяжести МЭС – S , вертикальное расположение которого совпадает с общим для МЭС и МТА центром упругости (рисунок 5), поэтому:

$$z_0 = \frac{z_1 \cdot l_{22} + z_2 \cdot l_{11}}{L_6}; \quad \alpha = (z_2 - z_1) / L_6.$$

Наиболее распространенным тестовым воздействием на динамические звенья является единичное ступенчатое воздействие. В качестве такого нами принята максимальная высота неровностей:

$$q_{\max} \approx 3 \cdot \sigma_q.$$

Дисперсии вертикальных ускорений характерных точек МТА определяются по известному из [4] выражению:

$$\sigma_{zi}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} S_{zi}(\omega) d\omega, \quad (14)$$

где σ_{zi} – среднеквадратичное ускорение характерной точки.

Среднеквадратичные линейная скорость центра тяжести МТА и угловая скорость его колебаний относительно центра упругости определяются как результат дифференцирования вышеприведенных выражений по независимой переменной t :

$$\dot{z}_0 = \frac{\dot{z}_1 \cdot l_{22} + \dot{z}_2 \cdot l_{11}}{L_6} \quad \dot{\alpha} = (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) / L_6.$$

Повторное дифференцирование по независимой переменной исходных параметров колебаний, описывающих плоское движение центра тяжести МТА, дает нам выражения для его

среднеквадратичных линейного и углового ускорений:

$$\ddot{z}_0 = \frac{\ddot{z}_1 l_{22} + \ddot{z}_2 l_{11}}{L_0} \quad \ddot{\alpha} = (\ddot{z}_2 - \ddot{z}_1) / L_0.$$

Колебания мостов трактора жестко связаны с колебаниями его центра тяжести и центра тяжести МТА и далее через механизм навески с колебаниями центра тяжести навесной машины грузов балласта. Таким образом, среднеквадратичные ускорения, совершающих плоское движение характерных точек МТА, определяются по известному из [11] выражению:

$$\ddot{Z}_{Si} = \ddot{a}_{um} + \ddot{a}_{Si}^n + \ddot{a}_{Si}^r,$$

где \ddot{a}_{um} – среднеквадратичное ускорение центра тяжести МТА; \ddot{a}_{Si}^n , \ddot{a}_{Si}^r – соответственно нормальное и тангенциальное среднеквадратичные ускорения характерной точки.

Нормальные и тангенциальные среднеквадратичные ускорения характерных точек определяются по известным из [11] выражениям:

$$\ddot{a}_{Si}^n = \dot{\alpha}_{Si}^2 \cdot L_{Si} \cdot \sin \beta_{Si}; \quad \ddot{a}_{Si}^r = \ddot{\alpha}_{Si} \cdot L_{Si} \cdot \sin \beta_{Si},$$

где $\dot{\alpha}_{Si}$ и $\ddot{\alpha}_{Si}$ – соответственно среднеквадратичные угловые скорость и ускорения характерных точек; L_{Si} – расстояние от центра упругости до характерной точки; β_{Si} – угол, образуемый L_{Si} с горизонтом.

Среднеквадратичные угловые скорость и ускорение характерных точек определяются по выражениям:

$$\dot{\alpha}_{S1p} = \dot{\alpha} \cdot \frac{L_{S1p}}{L_{S'}}; \quad \dot{\alpha}_{S6} = \dot{\alpha} \cdot \frac{L_{S6}}{L_{S'}};$$

$$\ddot{\alpha}_{S1p} = \ddot{\alpha} \cdot \frac{L_{S1p}}{L_{S'}}; \quad \ddot{\alpha}_{S6} = \ddot{\alpha} \cdot \frac{L_{S6}}{L_{S'}}.$$

Заключение

Колебания нагрузки на механизме навески МЭС в рабочем режиме и режиме транспортного переезда МТА приводят к переменному характеру силового воздействия на раму МЭС и соответствующему перераспределению нормальных реакций между передним и задним мостами МЭС, что влечет за собой колебания управляемости. Представленные в статье аналитические выражения позволяют выполнить оценку управляемости МЭС (разных вариантов МТА).

Литература

1. Математическое моделирование подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов. – Гомель: ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 251 с.
2. Система стандартов безопасности труда. Машины сельскохозяйственные навесные и прицепные. Общие требования безопасности (Межгосударственный стандарт): ГОСТ 12.2.111-85. – Минск, 2006. – 10 с.
3. Амельченко, П. А. Агрегатирование тракторов «Беларусь»: учеб. пособие / П. А. Амельченко, Б. Я. Шнейсер, Н. Г. Шатуня. – Мн.: Ураджай, 1993. – 302 с.
4. Гуськов, В. В. Тракторы. / В. В. Гуськов. – Часть II. Теория. – Минск: Вышэйшая школа, 1977. – 384 с.
5. Бойков, В. П. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория / В. П. Бойков [и др.]. – Минск: Новое знание, 2012. – 543 с.
6. Кутьков, Г. М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства: учеб. для студентов высш. учеб. заведений / Г. М. Кутьков. – М.: Колос, 2004. – 504 с.
7. Скотников, В. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля: учебное пособие / В. А. Скотников [и др.]. – М.: Агропромиздат, 1986. – 383 с.
8. Марченко О. С. Комплексы уборочных и почвообрабатывающих машин и комбинированных агрегатов на базе универсальных мобильных энергосредств мощностью 200–450 л.с. Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра: сб. тезисов докладов 2-й междунар. науч.-практ. конф., 4–5 окт. 2018 г. – Гомель, 2018. – С. 93–98.
9. Попов, В. Б. Влияние параметров механизма навески и плуга на тягово-энергетические показатели пахотного агрегата / В. Б. Попов // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого, 2013. – № 4. – С. 58–64.
10. Макаров, И. М. Линейные автоматические системы (элементы теории, методы расчета и справочный материал) / И. М. Макаров, Б. М. Менский. – М.: Машиностроение, 1982. – 504 с.
11. Яблонский, А. А. Курс теоретической механики. Динамика: учеб. для высш. техн. учеб. заведений / А. А. Яблонский. – 4-е изд., доп. – М.: Высшая школа, 1971. – 488 с.: ил.
12. Попов, В. Б. Влияние колебаний мобильного сельскохозяйственного агрегата на его управляемость и нагруженность звеньев механизма навески / В. Б. Попов // Вестник Брянской ГСХА – 2017. – № 6. – С. 43–51.

BOYKOV Vladimir P., D. Sc. in Eng., Prof.,
head of the department «Tractors»
E-mail: trak_atf@bntu.by

POPOV Victor. B., Ph.D. in Eng., Prof.,
head of the department « Agricultural machines »
E-mail: dk_mtf@gstu.by

¹Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

²Gomel State Technical University named after P. O. Sukhoj, Gomel, Republic of Belarus

Received 07.09.2022

DETERMINATION OF STEERABILITY OF MOBILE POWER UNIT AGGREGATED WITH MOUNTED MACHINE

The article defines the influence of a mounted machine, as a component of a machine-tractor unit (MTA), on the redistribution of normal reactions on the tractor propulsors. The current standard requires that at least 20 % of the weight of the tractor be on the axle of the steered wheels in all modes of operation of the MTA. The main source of low-frequency oscillations of the tractor, and the MTA formed on its basis, are the irregularities of the microprofile of the supporting surface, which induce oscillations of the tractor's wheel propellers. In the educational literature, modeling and calculation of the redistributed load on the tractor axles is not given enough attention. The article presents design schemes and the corresponding mathematical dependencies obtained on the basis of a functional mathematical model of the MTA transport crossing. The latter, being converted according to Laplace, provide the possibility of obtaining root-mean-square values of accelerations for the characteristic points of the MTA. The vertical acceleration of a mounted vehicle (HM) in the process of a transport crossing over rough terrain fluctuates around a value equal to the free fall acceleration. Its maximum values, which occur when overcoming probable single irregularities, are 14–55 % higher than the calculated values obtained when lifting the NM from the working position to the transport position. The inertia forces, loading HM and ballast, simultaneously and regularly act on the axle of the steered wheels, reducing the level of tractor steerability (MTA).

Keywords: mobile power unit, agricultural tractor, lifting mounted device, machine-tractor unit, mounted machine, redistribution of normal reactions, steerability.

References

1. Popov, V. B. Mathematical modeling of lift and mounted devices of mobile power units / V. B. Popov. – Gomel: GSTU im. P. O. Sukhoi, 2016. – 251 p.

2. System of labor safety standards. Agricultural machines mounted and trailed. General safety requirements (Interstate standard): GOST 12.2.111–85. – Minsk, 2006. – 10 p.

3. Amelchenko, P. A. Aggregation of tractors «Belarus»: textbook. allowance / P. A. Amelchenko, B. Ya. Schneiser, N. G. – Minsk: Urajay, 1993. – 302 p.

4. Guskov, V. V. Tractors. / V. V. Guskov Part II. Theory. – Minsk : Highest school, 1977. – 384 p.

5. Boikov, V. P. Multipurpose tracked and wheeled vehicles. Theory / V. P. Boikov [et al.]. – Minsk: New knowledge, 2012. – 543 p.

6. Kutkov, G. M. Tractors and cars. Theory and technological properties: textbook for students of higher textbook institutions / G. M. Kutkov. – M.: Kolos, 2004. – 504 p.

7. Skotnikov, V. A. Fundamentals of the theory and calculation of the tractor and car: textbook / V. A. Skotnikov [et al.]. – M.: Agropromizdat, 1986. – 383 p.

8. Marchenko, O. S. Complexes of harvesting and soil-cultivating machines and combined units based on universal mobile power equipment with a capacity of 200–450 hp. Innovative technologies

in the agro-industrial complex – today and tomorrow: Sat. abstracts of the 2-nd int. scientific-pract. conf., 4–5 Oct. 2018. – Gomel, 2018. – P. 93–98.

9. Popov, V. B. Influence of the parameters of the linkage mechanism and the plow on the traction and energy indicators of the arable unit / V. B. Popov // Bulletin of GGTU im. P. O. Sukhoi, 2013. – № 4. – P. 58–64.

10. Makarov, I. M. Linear automatic systems (elements of theory, calculation methods and reference material) / I. M. Makarov, B. M. Mensky. – M.: Mashinostroenie, 1982. – 504 p.

11. Yablonsky, A. A. Course of Theoretical Mechanics. Dynamics: textbook for higher tech. textbook institutions / A. A. Yablonsky. – 4th ed., add. – M.: Higher school, 1971. – 488 p.

12. Popov, V. B. Influence of vibrations of a mobile agricultural unit on its controllability and loading of links of the linkage mechanism / V. B. Popov // Bulletin of the Bryansk State Agricultural Academy. – 2017. – №. 6. – P. 43–51.

УДК 629.113

НЕЧАЕВА В. В.,

аспирант

E-mail: vladaa21@gmail.com

Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 07.07.2022

НЕКОТОРЫЕ ПОДХОДЫ В ВЫБОРЕ КРИТЕРИЕВ ПРИ ДИЗАЙН-ПРОЕКТИРОВАНИИ МНОГОФУНКЦИОНАЛЬНОГО КОЛЕСНОГО ШАССИ

Процесс дизайн-проектирования рассмотрен как сложная мультисистема. Выявлены особенности художественного проектирования многофункциональных или специализированных транспортных средств. Проведен анализ и выполнена систематизация аспектов, влияющих на разработку специализированных транспортных средств в различных сферах применения. Анализ выполнен на основе специально обобщенных критериев, определяющих процесс создания специализированного транспортного средства.

Система производства характеризуется двумя основными этапами: проектированием и нормированием, при доминирующей роли последнего. При непосредственном выделении критериев анализа в дизайне следует понимать невозможность рассмотрения их в отрыве от экономических и инженерных императивов.

Ввиду особенностей процесса работы над формой кузова и внешним видом элементов автомобиля для массового потребителя, его следует начинать с рассмотрения технических, нормативных и экономических требований, предъявляемых к автомобилю. К ним относятся: вопросы обеспечения безопасности, размещение багажа, грузоподъемность и ходовые качества, размещение агрегатов шасси, вентиляцию и отопление, обзорность, аэродинамику, технологичность и ценообразование.

Ключевые слова: концепция машины, дизайн-проектирование, специализированное или многофункциональное транспортное средство, особенности проектирования, мультисистема, автомобильные технологии, анализ критериев дизайн-проекта.