

**ФОРМИРОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ
МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА ДЛЯ РЕЖИМА
ТРАНСПОРТНОГО ПЕРЕЕЗДА
FORMATION OF A DYNAMIC MODEL OF A MACHINE-
TRACTOR UNIT FOR THE MODE OF TRANSPORT MOVING**

В.П. Бойков¹, доктор техн. наук, профессор,

В.Б. Попов², канд. техн. наук, доцент

¹Белорусский национальный технический университет,
г. Минск, Беларусь

²Гомельский государственный технический университет
им. П.О. Сухого, г.Гомель, Беларусь

Boikov V.P.¹, Professor, Doctor of Technical Sciences,

Popov V.B.², Associate Professor, PhD in Engineering

¹Belorussian National Technical University, Minsk, Belarus

²Sukhoj State Technical University of Gomel, Belarus

Сформирована функциональная математическая модель
транспортного переезда, учитывающая особенности машинно-
тракторного агрегата

Formed a functional mathematical model of transport moving, taking
into account the features of the machine-tractor unit

ВВЕДЕНИЕ

Основным источником низкочастотных колебаний, как трактора “Беларус-3022” [1], так и сформированных на его базе машинно-тракторных агрегатов (МТА), являются неровности микропрофиля опорной поверхности, индуцирующие колебания колесных движителей трактора [2,3]. Имеющие случайный характер неровности опорной поверхности через движители, воздействуют на остов трактора и связанную с ним, посредством механизма навески (МН), навесную машину, например, косилку-плющилку ротационная “КПР-9” [4].

Колебания движителей, порождают как изменения в нагружении звеньев МН подъемно-навесного устройства (ПНУ) трактора с одной стороны, так и снижение уровня управляемости и устойчивости МТА с другой.

Цель работы – формирование системы уравнений, описывающих процесс транспортного переезда МТА под действием кинематического возбуждения со стороны опорной поверхности.

ФОРМАЛИЗОВАННОЕ ОПИСАНИЕ ТРАНСПОРТНОГО ПЕРЕЕЗДА

При составлении расчетной схемы транспортного переезда МТА были приняты следующие допущения:

- МТА движется равномерно и прямолинейно;
- колебания МТА рассматриваются в продольной вертикальной плоскости его движения.
- “КПР-9” в транспортном положении считается жестко соединенной с рамой трактора “Беларус-3022”, её влияние учитывается соответствующими изменениями положения центра тяжести МТА и момента инерции МТА;
- возникающие в шинах и подвеске “Беларус-3022” упругие и диссипативные силы пропорциональны изменению характеристик неровности (q, \dot{q}) опорной поверхности;
- колебания трансмиссии и сидения водителя не влияют на колебания остова “Беларус-3022”, так как они малы;
- в движении колеса трактора сохраняют точечный, но постоянный контакт с опорной поверхностью.

Важным компоновочным параметром как отдельно трактора, так и МТА, в зависимости от которого выбирается соответствующая расчетная схема, является коэффициент распределения поддресоренных масс:

$$\varepsilon = \rho^2 / L_1 \cdot L_2,$$

где ρ – радиус инерции поддресоренного корпуса “Беларус-3022” и связанной с ним КПП-9; L_1 , L_2 – расстояния от осей заднего и переднего мостов трактора до центра тяжести МТА; J – момент инерции МТА, $m = m_{mp} + m_{HM}$ – эксплуатационная масса МТА.

Если значение коэффициента распределения масс находится в пределах $0.8 \leq \varepsilon \leq 1.2$, то колебания осей заднего и переднего мостов “Беларус-3022” или, сформированного на его базе МТА можно считать несвязанными [2].

За обобщенные координаты принимаем вертикальные перемещения центра масс z_0 и угловые перемещения остова α трактора (рисунок 1):

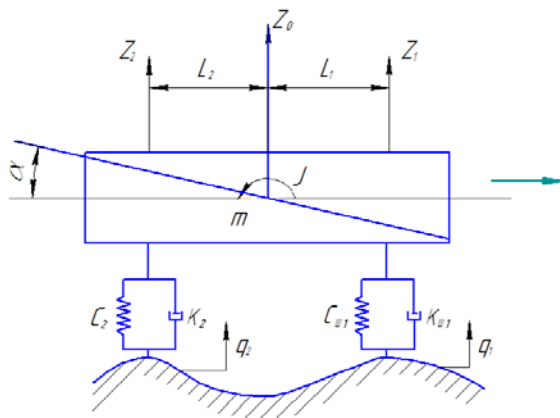


Рисунок 1 - Схема динамической модели МТА

Обобщенные координаты связаны с вертикальными колебаниями осей заднего и переднего мостов (рисунок 1) следующими зависимостями:

$$z_0 = \frac{z_1 L_2 + z_2 L_1}{L_B}; \quad \alpha = (z_2 - z_1) / L_B, \quad (1)$$

где, $L_B = L_1 + L_2$ - база трактора.

Можно утверждать, что кинетическая энергия МТА, определенная через обобщенные координаты равна кинетической энергии задней и передней частей остова:

$$\frac{1}{2} m \dot{z}^2 + \frac{1}{2} J \dot{\alpha}^2 = \frac{1}{2} m_1 \dot{z}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{z}_2^2$$

При исследовании низкочастотных колебаний остова трактора, особенно на скоростях движения, значительно меньших скоростей, при которых возникает высокочастотный резонанс, можно пренебречь влиянием неподрессоренной массы (m_n) передней части, так как она у большинства колесных тракторов невелика по сравнению с массой трактора. Схема динамической модели МТА, при $m_n \approx 0$, представляет систему с двумя степенями свободы (рисунок 1).

Согласно этой схеме, приведенные жесткость и демпфирование (двух колес) передней подвески трактора рассчитываются как:

$$c_2 = \frac{2c_{p2}c_{ш2}}{c_{p2} + c_{ш2}} \quad k_2 = \frac{2k_{p2}k_{ш2}}{k_{p2} + k_{ш2}}$$

где, $c_{p2}, c_{ш2}$ - соответственно жесткость рессоры и шины колеса переднего моста; $k_{p2}, k_{ш2}$ - соответственно демпфирование рессоры и шины колеса передней подвески.

Эквивалентная динамической схеме функциональная математическая модель (ФММ), имитирующая динамику транспортного переезда, формируется на основе уравнения Лагранжа II рода [2] и описывает вынужденные колебания МТА. Она включает части массы

МТА ($m = m_1 + m_2$), приходящиеся на задний ($m_1 = m \frac{L_2^2 + \rho^2}{L_B^2}$) и

передний ($m_2 = m \frac{L_1^2 + \rho^2}{L_B^2}$) мосты трактора, а также упругие ($c_{ш1}, c_2$)

и демпфирующие элементы k_{u1}, k_2 , воспринимающие толчки со стороны сельскохозяйственного фона (q_1, q_2).

$$m_1 \ddot{z}_1 + k_{u1} \dot{z}_1 + c_{u1} z_1 = k_{u1} \dot{q}_1 + c_{u1} q_1;$$

$$m_2 \ddot{z}_2 + k_2 \dot{z}_2 + c_2 z_2 = k_2 \dot{q}_2 + c_2 q_2.$$

Разделив уравнения на соответствующую часть общей (эксплуатационной) массы, получим ФММ транспортного переезда МТА, описываемую дифференциальными уравнениями с постоянными коэффициентами:

$$\ddot{z}_1 + 2h_{u1} \dot{z}_1 + \omega_{c1}^2 z_1 = 2h_{u1} \dot{q}_1 + \omega_{c1}^2 q_1; \quad (2)$$

$$\ddot{z}_2 + 2h_2 \dot{z}_2 + \omega_{c2}^2 z_2 = 2h_2 \dot{q}_2 + \omega_{c2}^2 q_2. \quad (3)$$

где z_i – вертикальные перемещения заднего и переднего мостов трактора; q_i, \dot{q}_i – характеристики неровности опорной поверхности; ω_{ci} – частоты собственных колебаний заднего и переднего мостов трактора; h_i – коэффициенты демпфирования.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Если после перевода навесной машины, посредством ПНУ трактора в транспортное положение, колебания передней и задней частей остова “Беларус-3022” окажутся несвязанными, то для определения параметров их колебаний следует использовать представленную здесь динамическую модель транспортного переезда.

ЛИТЕРАТУРА

1. Трактора «БЕЛАРУС-2522В /2522ДВ/ 2822ДЦ/ 3022В/ 3022ДВ» и их модификации. Руководство по эксплуатации. 2-е издание, переработанное и дополненное © РУП «Минский тракторный завод», 2008 г. 396 с.
2. Гуськов В.В. Тракторы. Часть II. Теория. Минск, “Вышэйш. школа”, 1977. 384с. с ил.
3. Бойков, В.П. Многоцелевые гусеничные и колесные машины. Теория: учеб. пособие / В.П. Бойков [и др.]; под общ. ред.

д-ра тех. наук, проф. В.П.Бойкова. – Минск, Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2012. – 543 с.: ил.

4. Косилка-плющилка ротационная трехсекционная навесная КПР-9 «ПАЛЕССЕ СН90». Руководство по эксплуатации «Поликолор», г. п. Корма, 2005г. 63 с.

15.01.2019