

КИНЕМАТИКА И ДИНАМИКА ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ В ПРОДОЛЬНОЙ ПЛОСКОСТИ ТРАКТОРА С НАВЕСНЫМ ОРУДИЕМ

Г.С. Горин, д-р. техн. наук, профессор; А.В. Ващула, аспирант

УО «БГАТУ»

(г. Минск, Республика Беларусь)

Рассмотрим общий случай установившегося движения навесного МГА. К трактору приложим:

– силу веса G_T в центре тяжести на расстоянии a_0 от середины опорной поверхности гусеницы на высоте $h_{цт}$

$$G_T = G_T^П + G_T^Н,$$

– где $G_T^П$; $G_T^Н$ – составляющие веса трактора соответственно подрессоренного и непрорессоренного;

– силу сопротивления перекатыванию P_f

$$P_f = P_f^b + P_f^k,$$

где P_f^b ; P_f^k – составляющие силы сопротивления, возникающие соответственно в результате перематывания гусеницы и колесобозования;

– главный вектор и главный момент внешних сил, возникающих при взаимодействии трактора с навесным орудием;

– нормальные реакции: N_j^1 – приложенные к опорным каткам N_j – приложенные к j -рессорам.

К навесному орудию приложим:

– силу R_x^0 тягового сопротивления, приложенную в центре тяжести орудия, на расстоянии a_H от оси заднего катка;

– его вертикальную составляющую $R_x^0 \operatorname{tg} \theta$, включающую силу веса орудия;

– нормальную реакцию Y_H , приложенную в контакте опорного колеса навесного орудия с почвой на расстоянии a_H от оси заднего опорного катка;

– главный вектор и главный момент внешних сил, возникающих в навеске при взаимодействии с орудием.

При дифференте назад корпус трактора сжимает верхнюю тягу навески, вдавливая в почву и поворачивает корпус орудия. Данная задача является статически неопределимой. Ее будем решать, ис-

Используя метод множителя Лагранжа λ для системы с избыточными координатами.

Будем рассматривать малые продольно-угловые перемещения трактора в следующих координатах:

- Z - вертикальные перемещения ЦУП;
- φ - угол дифферента трактора.

Продольно-угловые перемещения навесного орудия рассматриваются в координатах:

- q - вертикальные опорного колеса;
- ψ - угол поворота рамы сельхозорудия вокруг оси опорного колеса.

Для расчета общей динамики навесного МТА следует определить пять неизвестных $Z, \varphi, q_{оп}, \psi, \lambda$. Всего необходимо получить 5 уравнений. Одно из них – уравнение связи перемещений трактора и сельхозорудия.

Будем различать следующие четыре центра:

- центр тяжести (ЦТ) – точка, в которой приложена равнодействующая сил веса. У реально выполненных сельскохозяйственных тракторов ЦТ смещают вперед от середины опорной поверхности гусеницы $L_{гус}$

$$a_0 = (0,05 - 0,08) L_{гус};$$

- центр давления (ЦД) – точка, в которой приложена равнодействующая нормальных реакций почвы, возникающих в контактах опорной поверхности гусеницы с почвой. Продольная координата x_D ЦД отсчитывается от середины опорной поверхности гусеницы.

В статике $a_0 = x_D$. При движении x_D ЦД смещается назад и не совпадает с координатой a_0 . Идеальным считается расположение ЦД, когда $x_D = 0$, так как при этом потери на колеобразование минимальные, а поэтому толкающая реакция почвы (сила тяги) – максимальная.

Коэффициентом смещения ЦД называют отношение

$$\vartheta_D = x_D / L_{гус}. \quad (3)$$

Часть гусеницы, которая не передает нормальную нагрузку:

$$\text{- если } \vartheta_D > +\frac{1}{6} \text{ - задняя, } \quad \text{- если } \vartheta_D < -\frac{1}{6} \text{ - передняя.}$$

– центр упругости подвески (ЦУП) – точка, в которой

$$c_j l_{j_ЦУП} = 0,$$

где c_j – жесткость j рессоры; $l_{j_ЦУП}$ – расстояние от j рессоры до ЦУП.

В случае симметричной подвески ЦУП совпадает с центром тяжести и угол дифферента трактора $\varphi = 0$. В несимметричной подвеске ЦУП смещен от ЦТ на продольное расстояние

$$a_y = \frac{\sum_{j=1}^{2n} c_j l_j}{\sum_{j=1}^{2n} c_j} \quad (6)$$

В несимметричной подвеске вертикальные перемещения ЦТ вызывают поворот корпуса, а его угловые отклонения должны сопровождаться вертикальным перемещением ЦТ.

Центр вращения тяг навески (ЦВТН) – точка пересечения продольной плоскости осей верхней и нижних тяг. Изменяя положение ЦВТН, например, переставляя точку D (см. рис. 1) присоединения верхней тяги к трактору, можно изменять продольную координату l_H – расстояние до оси опорного колеса навесной машины. Чем больше l_H , тем меньше влияют на нагрузку Y_H относительные перемещения трактора и сельхозорудия. При параллельности верхней и нижних тяг навесного устройства значение реакции Y_H не зависит от положения опорных колес, а зависит только от углов наклона тяг навесного устройства.

Обозначим длины тяг и стойки механизма навески и углы их наклона:

r_1 и α_1 – верхней тяги;

r_2 и α_2 – стойки;

r_3 и α_3 – нижней тяги.

Обозначим также через r_4 отрезок, соединяющий шарниры крепления тяг навески на тракторе, а через α_4 – угол его наклона к вертикали.

В соответствии с рисунком 1

$$\begin{cases} r_4 \times \sin \alpha_4 + r_1 \cos \alpha_1 = r_2 \times \sin \alpha_2 + r_3 \times \cos \alpha_3 \\ r_4 \times \cos \alpha_4 + r_1 \sin \alpha_1 = r_2 \times \cos \alpha_2 + r_3 \times \sin \alpha_3 \end{cases} \quad (6)$$

Дифференцируем систему уравнений (6) полагая, что

$$\begin{cases} d\alpha_4 = \varphi \\ d\alpha_2 = \psi \end{cases} \quad (7)$$

Получим систему

$$\begin{cases} -r_2 \times \sin \alpha_4 \times d\alpha_4 + r_1 \cos \alpha_1 \times d\alpha_1 = -r_2 \times \sin \alpha_2 \times d\alpha_2 + r_3 \times \cos \alpha \times d\alpha_3 \\ r_4 \times \cos \alpha_4 \times d\alpha_4 + r_1 \sin \alpha_1 \times d\alpha_1 = r_2 \times \cos \alpha_2 \times d\alpha_2 + r_3 \times \sin \alpha_3 \times d\alpha_3 \end{cases} \quad (8)$$

где $d\alpha_3$ – изменение угла нижней тяги навески.

Пусть также

$$\begin{cases} K_1 = \frac{r_2 \times \cos(\alpha_1 + \alpha_2)}{r_4 \times \cos(\alpha_1 + \alpha_4)} \\ K_2 = \frac{r_3 \times \cos(\alpha_1 + \alpha_3)}{r_4 \times \cos(\alpha_1 + \alpha_4)} \end{cases} \quad (9)$$

Исключив из системы (8) члены с $d\alpha_1$, запишем

$$\varphi = K_1 \times \psi + K_2 \times d\alpha_3 \quad (10)$$

С учетом начальных условий перепишем уравнение в следующем виде:

$$-K_2 \times \frac{z-q}{r_3 \times \cos(\alpha_3)} + (\varphi - \varphi^0) \times \left(1 - \frac{K_1 \times \ln \eta}{r_3 \times \cos(\alpha_3)}\right) - (\psi - \psi^0) \times \left(K_1 - \frac{K_2 \times \ln \eta}{r_3 \times \cos(\alpha_3)}\right) = 0 \quad (11)$$

В действительности регулировка горизонтальности и высоты пахоты производится в статике так, чтобы при статическом дифференце $\varphi^0 \neq 0$, $\psi^0 = 0$.

Поэтому при $\varphi \neq 0$ корпус орудия получит дифферент ψ^0 назад.

Используя метод Лагранжа, определим силы и моменты, возникающие на малых перемещениях трактора z, φ и сельхозорудия $q_{пл}, \psi$:

$$\frac{\partial f(\varphi, z, q, \psi)}{\partial z} = -\frac{k_2}{r_3 \cos \alpha_3} \quad (12)$$

$$\frac{\partial f(\varphi, z, q, \psi)}{\partial q} = \frac{k_2}{r_3 \cos \alpha_3} \quad (13)$$

$$\frac{\partial f(\varphi, z, q, \psi)}{\partial \varphi} = 1 + \frac{k_2 \ell_{АЦУП}}{r_3 \cos \alpha_3} \quad (14)$$

$$\frac{\partial f(\varphi, z, q, \psi)}{\partial \psi} = -k_1 + \frac{k_2 \ell_{нл}}{r_3 \cos \alpha_3} \quad (15)$$

Из полученных выражений вытекает:

– главный момент внешних сил, действующих при повороте корпуса трактора

$$M_{IT} = \lambda \left(1 + \frac{k_2 l \Delta}{r_3 \cos \alpha_3} \right); \quad (16)$$

– главный момент внешних сил, действующих при повороте корпуса сельхозорудия

$$M_{I_{кл}} = \lambda \left(-\kappa_1 + \frac{k_2 l_{кл}}{r_3 \cos \alpha} \right); \quad (17)$$

– главный вектор внешних сил, действующих на корпус при перемещении z ЦУП, приложенный в точке А (передний шарнир нижней тяги)

$$P_{IT} = -\lambda \frac{k_2}{r_3 \cos \alpha_3}; \quad (18)$$

– главный вектор внешних сил, действующих на корпус орудия при перемещении q опорного колеса, приложен в точке В (задний шарнир нижней тяги)

$$P_{Г_СХМ} = \lambda \frac{k_2}{r_3 \cos \alpha_3}. \quad (19)$$

Учитывая влияние этих моментов и сил при создании систем автоматического регулирования механизма навески, можно существенно увеличить их эффективность.

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ВЕРТИКАЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ КОЛЕСНЫХ ТРАКТОРОВ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПО НЕРОВНОСТЯМ

**Ю.В. Чигарев, д-р физ-мат. наук, профессор; Н.Н. Романюк,
ассистент**

Щетинская сельскохозяйственная академия, УО «БГАТУ»

(г. Щетин, Республика Польша)

(г. Минск, Республика Беларусь)

The scheme of interaction of equivalent oscillating system of wheeled tractors with soil having different behavior is proposed. Has shown that acceleration of oscillating system depends on parameters of suspension bracket and tires, and microprofile of soil surface.

С увеличением производительности сельскохозяйственной техники происходит усложнение машин, расширение их функцио-