

Ф.М. Матмуродов, канд. тех. наук, доцент
Итальянский Туринский политехнический университет
г. Ташкент

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ПРОСТРАНСТВЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ МНОГОПАРАМЕТРОВОГО ЦИКЛИЧНО ИЗМЕНЯЕМОГО ИСПОЛНИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА КОЛЕСНОГО МОБИЛЬНОГО ЭНЕРГОСРЕДСТВА ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОПЕРАЦИИ

Ключевые слова: криволинейная поворотливость, правое и левое колесо, исполнительный механизм, мобильное энергетическое средство, изменяемое нагружение, нормальная нагрузка, касательная и боковая сила, переменная нагрузка, крюк колеса.

Key words: curved turnability, right and left wheel, actuator, mobile power device, variable loading, normal load, tangent and lateral force, variable load, wheel hook.

Аннотация. В работе математически пространственно моделированы много параметрового и циклично изменяемого нагружении на криволинейной поворотливости, нагружения на технологического исполнительного механизма колесного мобильного энергосредства (МЭС). Приведена методика расчета определяющая касательные и боковые силы, переменных нагрузки на крюке колеса, с учетом дорожных возмущений вертикальные нормальные нагрузки.

Abstract. In the work, many parametric and cyclically variable loading on the curved rotatability, loading on the technological actuator of the wheeled mobile power facility (MES) are mathematically simulated. Procedure of calculation determining tangential and lateral forces, variable loads on wheel hook, taking into account road disturbances vertical normal loads is given.

Компоновка МЭС и трактора, т. е. размещение на нем механизмов, определяется его назначением. При компоновке необходимо обеспечить следующее:

1) увязку ширины по внешним кромкам движителей:

для трактора общего назначения – с тяговым усилием для устранения нецентральной прицепки (навески) плуга, вызывающей увод трактора и необходимость частого выравнивания направления движения механизмом поворота; для этого рабочее тяговое усилие на 1 м габаритной ширины по

двигателям должно быть не менее 1500 кгс/м для колесных тракторов и 1800 кгс/м для гусеничных;

для пропашного трактора – с шириной типичных обрабатываемых междурядий; если обрабатывается несколько рядков растений, то необходимо увязывать с шириной междурядий колею трактора;

для транспортного трактора – с колеей агрегатируемых с трактором тележек-прицепов;

2) наилучшие тяговые качества при сохранении управляемости и устойчивости путем правильного распределения давления на опоры ходовой системы при работе (с учетом опрокидывающего момента от тягового усилия и от веса навешенного орудия);

3) хорошую поворотливость МЭС, возможность маневрирования на узкой полосе и одновременно устойчивое сохранение заданного направления движения;

4) простоту и легкость управления, удобную посадку тракториста, хорошую обозреваемость пути и рабочего орудия;

5) легкость соединения МЭС с рабочим машиной-орудием и возможность управления ими трактористом;

6) простоту технического обслуживания и минимальное время на его проведение, возможность механизации технического обслуживания;

7) легкость ремонта и одновременность его проведения по основным механизмам, возможность модернизации при ремонте.

Основные свойства мобильного энергосредства – тягово-энергетические характеристики, курсовая устойчивость и поворотливость. Для достижения высоких показателей этих свойств в широком диапазоне распределения тяговых нагрузок и условий эксплуатации необходимо иметь активные, управляемые мехатронной системой, межколесные дифференциалы и межосевые дифференциальные приводы. Алгоритмы управления такими механизмами основаны на знании основополагающих характеристик ходовой системы. Это относится, прежде всего, к многопараметровому нагружению ходовым системам, при криволинейной траекторией движения.

Машинотракторному агрегату при выполнении различных сельскохозяйственных работ приходится перемещаться по разным опорным поверхностям. От типа опорной поверхности во многом зависят тяговые показатели трактора и агрегата в целом. Следовательно и параметры, определяющие движение колесного трактора по различным почвенным фонам, будут разные. Конструкция мобильного энергосредства стала очень сложная и более нагруженная. МЭС имеет многие зацепки и навесные устройства для навешивания соответствующих машин и агрегатов. Существующие теории не могут описывать нагружения и технологические операции

МЭС. По этому нам придется создать новую теории описывающие нпгружения много параметрового и операционного МЭС. Данная работа математически пространственно моделирует нагрусении колес при криволинейном повороте и исполнительного механизма при выполнения технологической операции МЭС.

Принимаем следующие допущения: все части машины, в частности движители, оств, исполнительный механизм по всей оси x,y,z будут смещаться по одинокому углу α, β, γ поворота, соответственно. Для ведения воспользуемся эквивалентной расчетной схемы мобильного энергосредства (рис. 1).

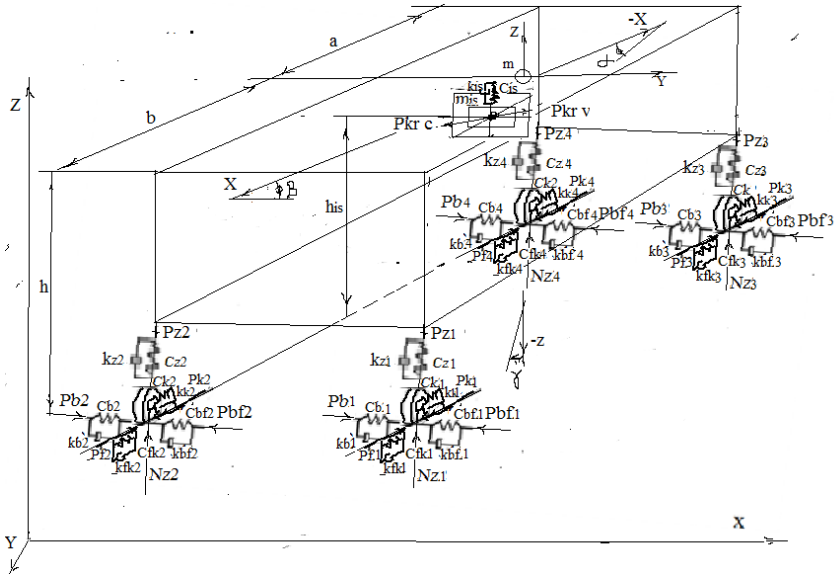


Рисунок 1 – Эквивалентная схема колебания мобильного энергосистема на повороте

Определим линейного колебания машины

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} = & \sum_{i=1}^2 (P_{ki} - P_{fi}) \cos \beta + \sum_{i=3}^4 (P_{ki} - P_{fi}) \cos(\beta + \alpha) + \\
 & \sum_{i=1}^2 (P_{bi} - P_{bfi}) \sin \beta + \sum_{i=3}^4 (P_{bi} - P_{bfi}) \sin(\beta + \alpha) - \\
 & 2c_c(x - \beta h) - 2k_c(\dot{x} - \dot{\beta} h) - (P_{kv1} \cos(\beta - \alpha) - P_{ci} \cos(\beta - \\
 & \alpha)) + \frac{m_M J_M + m_{ii} J_{ii}}{2} ; (1)
 \end{aligned}$$

$$m\ddot{y} = \sum_{i=1}^2 (P_{ki} - P_{fi}) \sin \beta + \sum_{i=3}^4 (P_{ki} - P_{fi}) \sin(\beta + \alpha) + \sum_{i=1}^2 (P_{bi} - P_{bfi}) \cos \beta + \sum_{i=3}^4 (P_{bi} - P_{bfi}) \cos(\beta + \alpha) - ((P_{kri} \sin(\beta - \gamma) - P_{ci} \sin(\beta - \gamma)) + (V_M - (\dot{x} - \cos \delta \beta h - \cos \delta(\beta + \alpha) B/2))) + (V_M - (\dot{x} - \cos \delta \beta h_{is} - \cos \delta(\beta + \alpha) B/2)) \quad ; (2)$$

$$m\ddot{z} = \sum_{i=1}^2 \mu_i (P_{zi} - N_{zi}) + \sum_{i=3}^4 \mu_i (P_{zi} - N_{zi}) - 4C_{zi} \left(z - \gamma \left(\frac{a-b}{2} \right) \right) - 4k_{zi} \left(\dot{z} - \dot{\gamma} \left(\frac{a-b}{2} \right) \right) + c_{is} \left[z_{is} - z + \gamma \left(\frac{a-b}{2} \right) \right] + k_{is} \left[\dot{z}_{is} - \dot{z} + \dot{\gamma} \left(\frac{a-b}{2} \right) \right] \quad . (3)$$

Здесь поперечного и вертикального колебания исполнительного механизма происходит по выражению

$$m_{is} \ddot{x}_{is} = (V_M - (\dot{x} - \cos \delta \beta h_{is} - \cos \delta(\beta + \alpha) B/2)) \\ m_{is} \ddot{z}_{is} = c_{is} \left[z_{is} - z + \gamma \left(\frac{a-b}{2} \right) \right] + k_{is} \left[\dot{z}_{is} - \dot{z} + \dot{\gamma} \left(\frac{a-b}{2} \right) \right] \quad (4)$$

Продольно-поперечного и вертикального колебания машины

$$J_\alpha \ddot{\alpha} = \sum_{i=1}^2 (P_{ki} - P_{fi}) \cos \beta h + \sum_{i=3}^4 (P_{ki} - P_{fi}) \cos(\beta + \alpha) h + \sum_{i=1}^2 (P_{bi} - P_{bfi}) \sin \beta h + \sum_{i=3}^4 (P_{bi} - P_{bfi}) \sin(\beta + \alpha) h - 2c_t (x - \varphi h) h - 2k_t (\dot{x} - \dot{\varphi} h) h - (P_{kri} \cos(\beta - \gamma) - P_{ci} \cos(\beta - \gamma)) (h - h_{is}) + \frac{(m_M J_M + m_{is} J_{is}) B}{4} \quad ; (5)$$

$$J_\beta \ddot{\beta} = \sum_{i=1}^2 (P_{ki} - P_{fi}) \sin \beta h + \sum_{i=3}^4 (P_{ki} - P_{fi}) \sin(\beta + \alpha) h + \sum_{i=1}^2 (P_{bi} - P_{bfi}) \cos \beta h + \sum_{i=3}^4 (P_{bi} - P_{bfi}) \cos(\beta + \alpha) h - ((P_{kri} \sin(\beta - \gamma) - P_{ci} \sin(\beta - \gamma)) (h - h_{is}) + m_M (V_M - (\dot{x} - \cos \delta \beta h - \cos \delta(\beta + \alpha) B^2/4)) + m_{is} (V_M - (\dot{x} - \cos \delta \beta h_{is} - \cos \delta(\beta + \alpha) B^2/4))) \quad ; (6)$$

$$J_\gamma \ddot{\gamma} = \sum_{i=1}^2 \mu_i (P_{zi} - N_{zi}) B/2 + \sum_{i=3}^4 \mu_i (P_{zi} - N_{zi}) B/2 - 4C_{zi} \left(z - \gamma \left(\frac{a-b}{2} \right) \right) b - 4k_{zi} \left(\dot{z} - \dot{\gamma} \left(\frac{a-b}{2} \right) \right) b + c_{is} \left[z_{is} - z + \gamma \left(\frac{a-b}{2} \right) \right] (h - h_{is}) + k_{is} \left[\dot{z}_{is} - \dot{z} + \dot{\gamma} \left(\frac{a-b}{2} \right) \right] (h - h_{is}) \quad . (7)$$

Методика расчета определения касательные и боковые силы, переменных нагрузки на крюке колеса, с учетом дорожных возмущений вертикальные нормальные нагрузки. Изменение нагрузки на крюке колеса

происходит по гармоничному закону

$$P_{krk} = P_{kr}^{sp} \left(1 + \frac{\delta_{kr}}{2} \cos mt \right)$$

отсюда сила трения будут

$$P_{fi} = G_n f_k = G_n^0 - P_{krk} \frac{h_{kr}}{L} = G_n^0 - P_{kr}^{sp} \left(1 + \frac{\delta_{kr}}{2} \cos mt \right) \frac{h_{kr}}{L},$$

Касательную силу i -го колеса определяли по формуле /4/

$$P_{ki} = |P_{kmaxi} (1 - e^{-\beta_i \delta_i})| \operatorname{stgn} \delta_i$$

где $P_{kmaxi} = \varphi_{maxi} N_i$; φ_{maxi} – максимальное значение коэффициента продольного сцепления, N_i – нормальная нагрузка на i -е колесо.

Поступательное передвижение

$$P_{postper} = P_{krk} - P_{fi} = P_{krk} - G_n^0 + P_{krk} \frac{h_{kr}}{L} = P_{krk} \left(1 + \frac{h_{kr}}{L} \right) - G_n^0$$

Если учесть изменения нагрузки на крюке колеса уравнения поступательного передвижения колес имеет вид

$$P_{postper} = P_{kr}^{sp} \left(1 + \frac{\delta_{kr}}{2} \cos mt \right) \left(1 + \frac{h_{kr}}{L} \right) - G_n^0$$

где P_{kr}^{sp} – средняя тяговая толкающая нагрузка; δ_{kr} – буксования колес; h_{kr} – высота до тяговой толкающей нагрузки; f_k – коэффициент сопротивления качения колес на почве, G_n – вертикальная нагрузка i колес, G_n^0 – вертикальная нагрузка на i колесе без учета крюковой силы, P_{krk} – крюковая толкающая сила i колес, h_{kr} – расстояние от нижней основания i колес до точки нахождения толкающей силы колес, L – ширина влияния толкающей силы, μ_i – коэффициенты сцепления i движителей с опорной поверхностью сопротивления качения и повороту колесной машин.

Коэффициент сопротивления качения

$$\mu_i = \frac{P_{fi}}{N_i (1 + A_f \sin \varphi_{bi}) + P_{ki} \delta_i^f}$$

где N_i – нормальная реакция колес. A_f – константа аппроксимации; δ_i^f – коэффициент буксования.

Коэффициент учета вращения колес

$$\delta_{sp} = 1 + \left(\frac{i_k}{r_d} \right)^2$$

где i_k – радиус инерции колеса, r_d – динамический радиус колес.

С учетом дорожных возмущений вертикальные нормальные нагрузки / 6/

$$\begin{cases} N_{1,2} = \frac{M_{kr} \cdot b \cdot g}{a+b} - \frac{P_{kr} \cdot h_{kr}}{a+b} + c_{sh \varphi} (f_p - z_p), \\ N_{3,4} = \frac{M_{kr} \cdot a \cdot g}{a+b} - \frac{P_{kr} \cdot h_{kr}}{a+b} + c_{sh \varphi} (f_z - b \varphi - z_r), \end{cases}$$

где M_{kr} – крутящий момент центра масс трактора, a, b – длина от переднего и заднего колеса до центра масс трактора, h_{kr} – высота до крюкового усилия, f_p, f_z – случайные возмущения на передней и задней осях трактора, $c_{sh \varphi}, c_{sh z}$ – приведенный коэффициент жесткости передних и задних шин колеса, φ – координата углового перемещения корпуса трактора относительно центра масс (галопирование), $z_{p,c}$ – координата вертикального перемещения переднего колеса и корпуса трактора.

С другой стороны при установившемся повороте трактора со всеми ведущими управляемыми колесами нормальные нагрузки на отдельные колеса определяют по формулам /5/

$$N_{1,2} = \frac{G + P_{kr} \cos \gamma h_{kr} - M_k}{2L} \pm \frac{P_{kr} \sin \gamma h_{kr} l_{kr}}{BL} \pm \frac{M_{k12}^{\pm} - M_{k34}^{\pm}}{B}, \quad (8)$$

$$N_{3,4} = \frac{G(L-a) + P_{kr} \cos \gamma h_{kr} - M_k}{2L} \pm \frac{P_{kr} \sin \gamma h_{kr} (L-l_{kr})}{BL} \pm \frac{M_{k12}^{\pm} - M_{k34}^{\pm}}{B}, \quad (9)$$

где N_1, N_2 – нормальные нагрузки на внешнее и внутреннее передние колеса трактора ($N_1 > N_2$); N_3, N_4 – соответствующие нормальные нагрузки на колеса задней оси ($N_4 > N_3$); G – эксплуатационный вес трактора;

P_{kr} – сила тяги на крюке, действующая вдоль сцепки; M_k^{\pm} – условный крутящий момент, действующий в продольной оси трактора $M_k^{\pm} = \sum_{i=1}^{n-1} P_{ki} r_{di} \cos \alpha_{di}$; $M_{k12}^{\pm}, M_{k34}^{\pm}$ – поперечные составляющие крутящих моментов соответственно колес ПВМ и ЗВМ; L, B – продольная и поперечная базы трактора; h_1, h_2 – линейные размеры, $h_1 = r_{d12} - h_1$, $h_2 = r_{d34} - h_1$, l_{kr} – продольные расстояния от оси ЗВМ соответственно до центра тяжести P_{kr} ; h_{kr} – вертикальное расстояние от опорной поверхности до опорной поверхности до точки приложения внешней силы P_{kr} (обычно $h_{kr} = 0,4$); M_{k12}, M_{k34} – крутящие моменты колес ПВМ и ЗВМ, $M_{k12} = \sum_{i=1}^{n-1} P_{ki} r_{di} \sin \alpha_{di}$, $M_{k34} = \sum_{i=2}^{n-1} P_{ki} r_{di} \sin \alpha_{di}$.

$$M_{k12} = \frac{M_{k12}}{2} + \frac{M_{k34}}{2},$$

$$M_{k_{\text{вд}}} = \frac{M_{\text{зад}}}{2} + \frac{M_{\text{пер}}}{2}$$

Из анализа формул (10), (11) следует, что третье слагаемое правой части учитывает влияние поперечных составляющих крутящих моментов осей на перераспределение нормальных нагрузок по колеса. У тракторов, управление которыми осуществляется поворотом колес передней и задней осей в разные стороны, действие поперечных составляющих крутящих моментов направлено навстречу. Поперечные составляющие крутящих моментов передней оси вызывают разгрузку внутренних и догрузку внешних колес. Поперечные составляющие крутящих моментов задних колес – наоборот.

Боковые силы определяли в функции двух переменных φ_{bi} и δ_i по формуле / 3/

$$P_{bi} = \left| \frac{P_{b \max i} (1 - e^{-a_i \varphi_{bi}})}{1 - b_2 \delta_i} \right| \text{sign} \varphi_{bi}$$

где $P_{b \max i} = \varphi_{b \max i} N_i$; $\varphi_{b \max i}$ – максимальное значение коэффициента бокового сцепления.

Функция (1) – нелинейная зависимость $P_{bi} = f(\varphi_{bi}, \delta_i)$. С увеличением δ_i сила P_{bi} уменьшается. Коэффициент сопротивления боковому уводу k_y в точке $\varphi_b = 0$ равен.

$$k_y = \frac{\partial P_{bi}}{\partial \varphi_{bi}} = \frac{P_{bi} a_i^0}{1 + b_2 \delta_i}$$

где a_i, b_2 – константы аппроксимации P_{bi} .

Динамика движение колес описывается уравнениями /1,2/

$$\begin{aligned} J_{ki} \dot{\omega}_{ki} &= M_{ki} - (1 - S_{bi}) (f_{wi} + \varphi_i) R_{zi} r_{kz0}, \\ m \dot{V}_{x_c} &= \varphi_i R_{zi} P_{xi} - m_{ki} g \sin(\alpha + \beta) \end{aligned}$$

где $i=1, \dots, n$; i – номер колес текущего моста; m – масса машины; m_{ki} – масса колеса; J_{ki} – момент инерции колеса; \dot{V}_{x_c} – продольное ускорение машины; $\dot{\omega}_{ki}$ – угловое ускорение центра масс i -го колеса; g – ускорение свободного падения; α – угол наклона опорной поверхности; β – угол наклона машины, связанный с деформацией опорной поверхности; φ_i – коэффициент сцепления; f_{wi} – коэффициент сопротивления движению.

Таким образом, математически пространственно моделированы много параметрового и циклично изменяемого нагружении на поворотливости,

нагружении разностронного силового действия на криволинейного движения и нагружения на технологического исполнительного механизма колесного мобильного энергосредства при выполнении технологической операции, которую позволит провести более уточненные расчеты при нагружения на ходовой части при повороте и на исполнительном механизме при технологической операции.

Список использованной литературы

1. Котиев, Г.О. Моделирование прямолинейного движения полноприводной машины по несвязным грунтам // Труды «НАМИ». Сер. Автомобили и двигатели. – 2009. – № 241. – С. 25–29.

2. Котиев, Г.О. Повышение проходимости автомобиля за счет рационального распределения потоков мощности по колесам // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. – 2009. – Специальный выпуск. – С. 193–201.

3. Горин Г.С. Характеристики динамической системы для расчета поворачиваемости трактора с тяговой нагрузкой // Наука и техника, № 2, 2013. – С. 49–51.

4. Горин, Г.С. Разработка гибридной теории поворота машинно-тракторного агрегата. Кинематика // Изв. нац. акад. наук Беларуси. Сер. аграр. наук. 2012. № 1. – С. 91–107.

5. Полетаев, А.Ф., Ганькин Ю.А., Голованов Г.В. Распределение на повороте нормальных нагрузок на колеса трактора 4 4 со всеми управляемыми и одинакового размера колесами // Тракторы и сельхозмашины. 1973. № 11. – С. 15–17.

6. Сазонов И.С., Ки-Йонг Чой, Ким В.А., Амельченко П.А., Стасилевич А.Г. Математические модели динамики разгона колесного трактора. Вестник Белорусско-Российского университета. 2014. № 4(45). – С. 71–73.

УДК 631. 22

Алижанов Джапбар, *доцент*,

Шавазов Кадиржон Ачилович, *канд. техн. наук, доцент*,

Жуматов Якуббой Каримбоевич, *ассистент*

Ташкентский институт инженеров ирригации и механизации сельского хозяйства, г. Ташкент

К ОЦЕНКЕ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ПРОЦЕССА РЕЗАНИЯ СТЕБЕЛЬНЫХ КОРМОВ

Ключевые слова: измельчитель, аппарат первичного резания, винтовой нож, аппарат вторичного резания, стержень, стебель, резание, предварительный отгиб, снижение, энергоемкость, оценка.