

КУРСОВАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ УНИВЕРСАЛЬНОГО МОБИЛЬНО- СТАЦИОНАРНОГО СРЕДСТВА (УМСС)

О.Л. МИРАНОВИЧ, аспирант (БАТУ)

Под УМСС понимается сельскохозяйственная мобильно-стационарная лебедка (см. рис.), включающая волновой редуктор, электродвигатель мощностью 1,3 кВт и имеющая массу 75 кг. При этом тяговое усилие, создаваемое УМСС, составляет 2 кН.

Курсовую устойчивость УМСС характеризует кривизна траектории движения. Поэтому рассмотрим поворот ведущей тележки с неразрезной осью под действием внешней тяговой силы - тягового сопротивления сельхозорудия $P_{крп}$, смещённой на расстояние y_1 относительно продольной оси, и силы тяги каната $P_{кра}$, смещённой на расстояние y_0 относительно названной оси (см. рис.).

К ведущим колесам приложены касательные силы тяги $P_{кз}$ и $P_{к4}$, силы сопротивления качению $P_{кз}$ и $P_{к4}$ и трение скольжения (продольного и бокового).

Н. Е. Жуковский рассмотрел качение ведущей тележки с неразрезной осью вращения и показал, что если нормальные нагрузки на них равны, колесо большего размера катится без скольжения, а колесо меньшего размера скользит и к нему приложена продольная сила трения - скольжения R^s [1].

При качении такой же ведомой тележки под действием продольной силы скользит колесо большего размера, к нему приложена сила трения, а центр вращения находится в контакте колеса меньшего размера [2].

Примем, что при повороте с продольной тяговой нагрузкой тележки УМСС с равными колесами и неразрезной осью боковые силы отсутствуют и поперечная координата центра вращения равна нулю ($l_x = 0$). Если координата полюса трения (точка, в которой главный вектор сил трения равен нулю) [3] и

$$y^s = 0,5B ((N_4 - N_3)/(N_4 + N_3)), \quad (1)$$

где N_3 и N_4 - нормальные нагрузки, приходящиеся на внешние и внутренние колёса, совпадает с координатами приложения сил $P_{кра}$ и $P_{крп}$, то при $N_3 = N_4$, $\delta_3 = \delta_4$, $l_{y3} = l_{y4}$, а поворот отсутствует.

Под действием отклоняющего момента

$$M_{откл} = P_{кра} (y_0 + y^s) + P_{крп} (y_1 - y^s), \quad (2)$$

к наружному колесу ($i=3$) дополнительно приложена сила трения R_3^s , а ведущий момент на неразрезной оси равен:

$$M_{вед} = (P_{кз} - R_3^s) r_{дз} + P_{к4} r_{д4}, \quad (3)$$

где $r_{дз}$, $r_{д4}$ - динамические радиусы внешнего и внутреннего колес по отношению к центру O_2 ; y_1 - расстояние между результирующей $P_{крп}$ и полюсом трения y^s ; δ_3 , δ_4 - буксование внешнего и внутреннего колес УМСС; l_{y3} , l_{y4} - расстояние между осями колес и результирующей скорости.

Если $M_{откл} < 0$, сила трения R_3^s приложена к внутреннему ($i=3$) колесу, а мгновенный центр скоростей расположен на противоположной стороне. Если обозначить угловую скорость поворота тележки УМСС через ω_b , окружную - колес через V_i , а скольжения колеса $i=3$ через V_3^s , то

$$V_3 = V(1 - \delta) + V_3^s = V(1 - \delta + S_3) = \omega_b (R_4 + B), \quad (4)$$

$$V_4 = V(1 - \delta) = \omega_b R_4, \quad (5)$$

где R_4 - радиус поворота тележки;

B - колея тележки:

$$(B = l_{y3} + l_{y4})$$

S_3, S_4 - проскальзывание колес в боковом направлении.

Выразив ω_b из уравнений (4) и (5) получим:

$$(1 - \delta_4)/R_4 = (1 - \delta_3 + S_3)/(R_4 + B).$$

$$R_4 = B(1 - \delta_4)/(\delta_4 - \delta_3 + S_3). \quad (6)$$

Так как ось вращения колес - неразрезная, то $\delta_3 = \delta_4$ и $R_4 = B(1 - \delta_4)/S_3$. (7)

Запишем через безразмерные показатели уравнение моментов относительно точки O , результирующей приложения тяговой нагрузки.

$$\sum M_0 = 0;$$

$$[\Phi(\delta_3) - f_{кз} - \Phi(S)]N_3(0,5B + y^s) - L_{03} - M_{откл} -$$

$$[\Phi(\delta_4) - f_{к4}]N_4(0,5B - y^s) - L_{04} = 0 \quad (8)$$

где L_{03} , L_{04} - стабилизирующие моменты внешнего и внутреннего колес.

Для расчета может быть задана линейная или другая зависимость $\Phi(S)$.

Уравнение (8) при этом может быть решено

относительно δ при фиксированных значениях N_3 , N_4 , y_0 , y_1 , β .

Пример. Определить динамические показатели взаимодействия УМСС с почвой при приложении тяговой нагрузки. Расчеты производим для двух значений распределения нормальных нагрузок по колесам.

Примем зависимости $\varphi_i = f(\delta_i)$ в следующем виде:

$$\varphi_i = \varphi_{\max}(1 - e^{-\beta_i \delta_i}), \quad (9)$$

где φ_{\max} - максимальный коэффициент использования сцепного веса;

β_i - поправочный коэффициент.

Подставив данное выражение в формулу (8), получаем:

$$[\varphi_{\max}(e^{-\beta_3 \delta} - e^{-\beta_4 \delta}) - f]N_3(0,5B + y^s) - [\varphi_{\max}(1 - e^{-\beta_4 \delta}) - f]N_4(0,5B - y^s) - L_{03} - L_{04} - M_{откл} = 0.$$

Отсюда

$$e^{-\beta_3 \delta} = f / \varphi_{\max} + e^{-\beta_4 \delta} + (1 - e^{-\beta_4 \delta} - f / \varphi_{\max})(N_4(0,5B - y^s)) / (N_3(0,5B + y^s)) + (L_{03} + L_{04} + M_{откл}) / (\varphi_{\max} N_3(0,5B + y^s)). \quad (10)$$

Далее выразим

$$R_3^s = \varphi_{\max} N_3(1 - e^{-\beta_3 \delta}); \quad (11)$$

$$P_{к3} = \varphi_{\max} N_3(1 - e^{-\beta_3 \delta}); \quad (12)$$

$$P_{к4} = \varphi_{\max} N_4(1 - e^{-\beta_4 \delta}) \quad (13)$$

Зададим для расчета следующие параметры УМСС, почвенного фона и внешней нагрузки: $B=0,45$ м; $N_3+N_4=0,75$ кН, $r_{к3}=r_{к4}=0,255$ м; $\varphi_{\max}=0,7$, $f=0,05$ (суглинок), $b_3=b_4=8,0$, $y^s=0,06$ м, $y_0=110$ мм $y_1=90$ мм; $P_{крп}=1,625$ кН; $P_{кр4}=1,45$ кН. Максимальные значения стабилизирующих моментов рассчитываются по выражениям:

$$L_{03} = 2/(3\sqrt{\pi})fq\sqrt{(N_3^3/q_3)} = 2/(3\sqrt{\pi})fq\sqrt{(a^{n3}b^{n3})}; \quad (14)$$

$$L_{04} = 2/(3\sqrt{\pi})fq\sqrt{(N_4^3/q_4)} = 2/(3\sqrt{\pi})fq\sqrt{(a^{n4}b^{n4})}; \quad (15)$$

$$\text{т.е. } L_{03} = L_{04} = 2/(3\sqrt{\pi})fq\sqrt{(a^{n3}b^{n3})}; \quad (16)$$

где q - нормальное давление на грунт;

a^n и b^n - стороны прямоугольника контактного отпечатка колёс.

У УМСС с равномерно распределённой нормальной нагрузкой координата полюса трения $y^s=0$, а у тележки с неравномерно распределённой нормальной нагрузкой $y^s=0,06$ м.

Так, при $N_3=N_4$, $\delta=0,05$, $L_{03}=L_{04}=0,61$ Нм, $P_{к3}=P_{к4}=0,0188$ кН, $P_{к3}=P_{к4}=0,0865$ кН, $R_3^s=0,051$ кН,

$$R_4^s=0, S_3=-0,027, S_4=0, R_4=15,84 \text{ м}, R_3=16,28 \text{ м}.$$

При $N_3 \neq N_4$, $\delta=0,05$, $L_{03}=0,195$ Нм, $L_{04}=1,16$ Нм, $P_{к3}=0,0088$ кН, $P_{к4}=0,0288$ кН, $P_{к3}=0,040$ кН, $P_{к4}=0,133$ кН, $R_3^s=-0,032$ кН, $R_4^s=0$, $S_3=0,038$, $S_4=0$, $R_4=11,25$ м, $R_3=11,7$ м.

Анализируя расчётные данные радиуса поворота УМСС от буксования колёс при равных и неравных нормальных нагрузках на колёса, приходим к выводу, что наиболее выгодно использовать УМСС при $N_3 \neq N_4$.

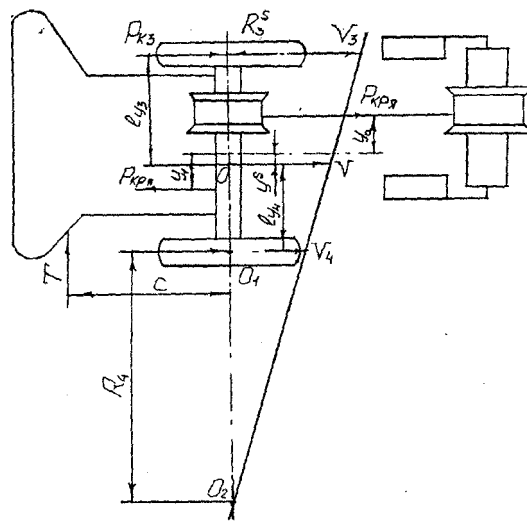


Рис. Схема УМСС и силы действующие на него при повороте

Литература

1. Жуковский М.Е. Теория прибора Ромейко-Гурко. В кн.: Полное собрание сочинений. Том 14. - М.: ОНТИ НКТП СССР, 1937. - с. 102-106.
2. Горин Г.С. Тягово-энергетические параметры агрегатов для выполнения промышленных технологий в растениеводстве. Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук. - М.: ЦНИИМЭСХ, 1984. 489 с.
3. Опейко Ф.А. Колесный и гусеничный ход. - М.: АСХН БССР, 1960. 228 с.

* Научный руководитель д.т.н., профессор Горин Г.С.