

## **ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ШИРОКОЗАХВАТНОГО ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА**

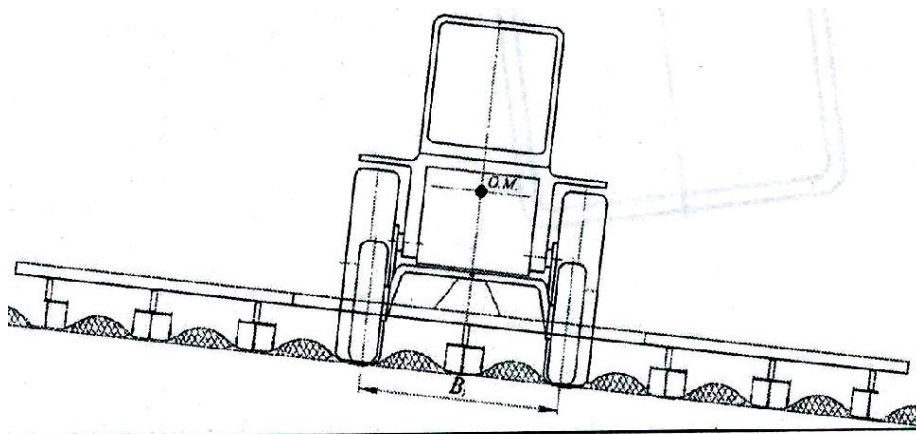
В данной главе разработаны математические модели курсового устойчивости широкозахватного тракторного агрегата. На основе разработанных математических моделей курсового устойчивости широкозахватного посевного и пропашного – тракторного агрегата построены дискретные аналогии. Разработаны вычислительные алгоритмы для решения рассматриваемых динамических задач.

Разработаны алгоритм численной реализации, вычислительные схемы и инструкции к использованию программного обеспечения.

### **Разработка математическая модель курсовой устойчивости широкозахватного посевного и пропашного – тракторного агрегата**

На движение навесного посевного и пропашного агрегата существенное влияние оказывают его угловые и поперечные колебания в горизонтальной плоскости. Основными и причинами и, вызывающими колебания агрегата, являются случайные возмущения со стороны обрабатываемой междурядный на рабочих органах, вызванные неравномерностью глубины обработки и неоднородностью механических характеристик междурядный. Наличие колебаний навесного агрегата в горизонтальной плоскости ухудшает качество выполняемых технологических операций, приводит к увеличению проходимого пути, снижению производительности, повышению тягового сопротивления рабочих органов из-за изменения ориентации относительно обрабатываемого слоя междурядный, к увеличению удельного расхода топлива, возрастанию напряженности работы механизатора. Уровень таких колебаний определяет степень устойчивости движения. Имеющиеся в настоящее время тенденции к повышению производительности машинно-тракторных агрегатов за счет

увеличения ширины захвата (рис.1.) и рабочих скоростей ведут к ухудшению устойчивости движения.



*Рис.1. Широкозахватного тракторного агрегата.*

В связи с этим необходимость в проведении теоретических и экспериментальных исследований движения широкозахватные агрегата с диска-двигателями и условие курсовой устойчивости движения.

Для составления дифференциального уравнения движения агрегата были сделаны некоторые допущения на основе расчетная схема (рис.2.)

- а) движение агрегата происходит равномерно и поступательно;
- б) колеса трактора, расположенные на одной оси, заменим одним «эквивалентным» колесом, имеющим те же коэффициенты жесткости, что и заменяемые колеса, причем оси колес имеют разную жесткость;
- в) движущая сила, созданная дисками-двигателями, представлена в виде результирующего вектора, приложенного к центру приведения силы сопротивления рабочих органов;
- г) для малых углов синусы и тангенсы приравнены к самим углам, выраженным в радианах, а косинусы приравнены к единице.

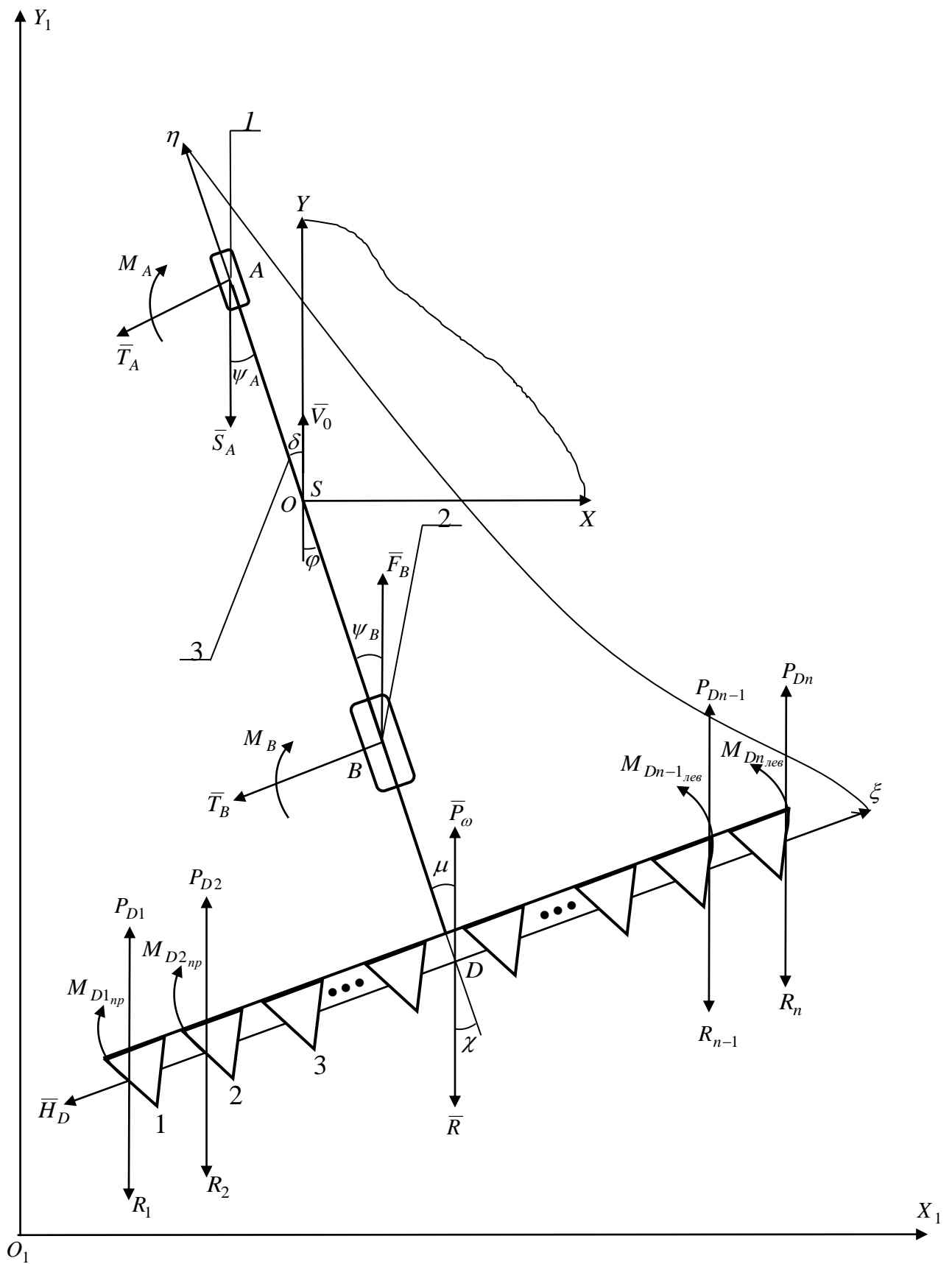


Рис.2. Расчетная схема к составлению дифференциального уравнения движения культиваторного агрегата с дисками-движителями: 1,2-«эквивалентные» колеса трактора; 3 –плоскость симметрии агрегата.

Рассмотрим (рис.2) случай равномерного и прямолинейного движения  $V_0$  центра масс  $S$  агрегата относительно неподвижной плоскости  $X_1O_1Y_1$ .

С центром масс агрегата свяжем начало равномерно, поступательно – движущейся системы координат  $XOY$ , соответствующей основному, прямолинейному, поступательному движению агрегата. Плоскость  $\xi D \eta$  жестко связана с продольной осью агрегата; поворот плоскости  $\xi D \eta$  относительно плоскости  $XOY$  представляет собой отклонение от основного прямолинейного движения.

Для составления дифференциального уравнения приняты следующие обозначения:

$T_A, T_B$  – поперечные силы «эквивалентных» колес трактора,  $кН$ ;

$M_A, M_B$  – моменты, возникающие при уводе «эквивалентных» колес, трактора  $кН \cdot м$ ;

$M_{D1_{np}}, M_{D2_{np}}, \dots, M_{Dn-1_{лев}}, M_{Dn_{лев}}$  – главные моменты пары сил в точках приведения,  $кН \cdot м$ ;

$S_A$  – сила сопротивления перекатыванию «эквивалентного» колеса,  $кН$ ;

$F_B$  – движущая сила ведущего «эквивалентных» колес трактора,  $кН$ ;

$\bar{R}$  – главный вектор сил сопротивления рабочих органов,  $кН$ ;

$\varphi$  – текущий угол отклонения плоскости симметрии агрегата относительно оси  $Y$ ,  $рад$ ;

$\chi$  – угловое отклонение главного вектора сил сопротивления от плоскости симметрии агрегата,  $рад$ ;

$\mu$  – угловое отклонение главного вектора движущей силы дисков – движителей от плоскости симметрии агрегата,  $рад$ ;

$\delta$  – угол между вектором скорости центра приведения и плоскостью симметрии агрегата,  $рад$ ;

$\psi_A, \psi_B$  – угловая деформация шин при уводе колес трактора;

$D$  – центр приведения сил сопротивления рабочих органов и движущих сил.

Дифференциальное уравнение абсолютного движения агрегата:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_S = \sum F_{1x}; \\ m\ddot{y}_S = \sum F_{1y}; \\ J_S\ddot{\varphi} = \sum M_S(\bar{F}_1). \end{cases} \quad (3.1)$$

С учетом малости углов  $\varphi$ ,  $\psi_A$ ,  $\psi_B$ ,  $\mu$  и  $\chi$  дифференциальное уравнение движение культиваторного агрегата с дисками-двигателями примет следующий вид:

$$\begin{cases} m\ddot{x}_s = -T_A - T_B - H_D + S_A(\varphi - \psi_A) - F_B(\varphi - \psi_B) - (P_{d1} + \dots + P_{dn})(\varphi - \mu) + \\ \quad + (R_1 + R_2 + \dots + R_n)(\varphi - \chi) \\ m\ddot{y}_s = F_B + (P_{d1} + P_{d2} + \dots + P_{dn}) - S_A - (R_1 + R_2 + \dots + R_n) \\ J_s\ddot{\varphi} = aT_A - bT_B - dH_d - M_A - M_B + \\ \quad + (M_{d1_{лев}} + M_{d2_{лев}} + \dots + M_{dn_{лев}} - M_{d1_{пр}} - M_{d2_{пр}} - \dots - M_{dn_{пр}}) + \\ \quad + aS_A\psi_A + bF_B\psi_B + d(P_{d1} + P_{d2} + \dots + P_{dn})\mu - d(R_1 + R_2 + \dots + R_n)\chi \end{cases} \quad (3.2)$$

где

$a = SA$  и  $b = SB$  – расстояние от центра масс  $S$  до переднего  $A$  и заднего  $B$  эквивалентных колес,  $m$ ;

$d = SD$  – расстояние от центра масс  $S$  до центра  $D$  приведения силы сопротивления,  $m$ .

Согласно теории увода шин поперечная сила  $(T_A, T_B)$ , стабилизирующий момент  $(M_A, M_B)$  и угловая деформация шины  $(\psi_A, \psi_B)$  определяются по формулам

$$T = c\Delta; M = f\psi; \psi = k\Delta,$$

где

$c$  – коэффициент поперечной жесткости шины трактора,  $кН/м$ ;

$f$  – коэффициент угловой жесткости шины трактора,  $кН \cdot м/рад$ ;

$k$  – коэффициент пропорциональности между деформациями,  $1/м$ ;

$\Delta$  – поперечная деформация шины,  $м$ ;

Угловые отклонения главного вектора сил сопротивления и движущих сил от плоскости симметрии агрегата определяются по формулам

$$\chi = \alpha_0 \delta; \quad \mu = \varepsilon_0 \delta,$$

где  $\alpha_0, \varepsilon_0$  - коэффициент, характеризующий силовые параметры  $(R, P_\omega)$  рабочих органов и дисков – движителей.

Поперечная сила дисков – движителей будет определяться по формуле

$$H_D = \frac{k_{см} F}{g} \varphi, \quad \text{кН},$$

где

$k_{см}$  - величина допускаемого напряжения смятия междурядный,  $\text{кН}/\text{м}^2$ ;

$F$  – суммарная активная площадь дисков – движителей,  $\text{м}^2$ ;

$g$  – коэффициент трения дисков – движителя о почву.