

### Список использованной литературы

1. Флоренцев Н.С. и др. Трактор с электромеханической трансмиссией./ «Тракторы и сельхозмашины», 2010, №7.
2. Амельченко П.А. и др. Электрическая тяга и электроотбор мощности с.-х. трактора./ Тракторы и сельхозмашины» 2014, №10.
3. Гурский Н.Н., Пашенко А.В., Жуковский И.Н. Моделирование процессов управления электромеханической трансмиссией колесного трактора./ «Наука и техника» 2014, №2.

УДК 631.3.072

**А.В. Захаров к.т.н., доц., А.В. Ващула к.т.н.,  
Г.И. Гедроить к.т.н., доц., И.О. Захарова**  
*Белорусский государственный аграрный технический  
университет, г. Минск, Республика Беларусь*

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ КУРСОВОЙ УСТОЙЧИВОСТИ ПАХОТНОГО АГРЕГАТА

### Введение

Задачами экспериментальных исследований является определение:

-кинематических показателей курсовой устойчивости прямолинейного движения пахотного машинно-тракторного агрегата (МТА) при заблокированном межосевом приводе (МБП) и межколёсных дифференциалах (МКД) в зависимости от тягового усилия  $P_{кр}$  и отклонения линии тяги  $\Delta$  от продольной оси трактора;

- составляющих мощностного баланса трактора в составе пахотного агрегата при работе по схеме “правые колёса в борозде”;

Под кинематическими показателями понимаются радиусы поворота центров вращения колёс трактора, радиусы поворота колёс, буксования последних и смещение центра скоростей последних, а также угол отклонения балки плуга или смещение корпусов в сторону вспаханного поля (отклонение ширины захвата от конструктивной).

Режим экспериментов – установившееся движение пахотного агрегата правыми колёсами в борозде, открытой предыдущим проходом плуга.

*1. Определение скорости движения и буксования.*

При определении скорости движения различают теоретическую  $V_T$  и рабочую скорость движения  $V_P$ .

Теоретическую скорость движения определяют из выражения:

$$V_T = \frac{S_{теор}}{t_p}, \quad (1)$$

где  $S_{теор}$  - теоретический путь опыта, м;

$t_p$  - время работы (опыта), с;

Теоретический пройденный путь в процессе испытания колёсами трактора:

$$S_{теор} = \frac{2\pi \cdot r_{di} \cdot n_i}{m_i}, \quad (2)$$

где  $r_{di}$  - динамический радиус качения колёс трактора;

$m_i$  - количество отметок за один оборот заднего колеса переднего колеса;

$n_i$  - число зафиксированных импульсов;

Рабочую скорость движения определяют как отношение действительного пути опыта ко времени работы (опыта)

$$V_P = \frac{S_{он}}{t_p}. \quad (3)$$

Путь опыта измеряется с помощью путеизмерительного колеса, оборудованного индукционным датчиком оборотов, который запитывается от электрической системы трактора напряжением 12В.

$$S_{он} = \frac{2\pi \cdot r_n \cdot n_n}{m_n}, \quad (4)$$

где  $n_n$  - число импульсов зафиксированных счетчиком путеизмерительного колеса;

$r_n$  - радиус качения путеизмерительного колеса, м;

$m_n$  - количество отметок на один оборот путеизмерительного колеса.

Тогда

$$V_p = \frac{2\pi \cdot r_n \cdot n_n}{m_n \cdot t_p}, \quad (5)$$

По известным значениям теоретической и рабочей скоростей движения определяется буксование каждого из колёс трактора:

$$\delta = \frac{V_T - V_p}{V_T}. \quad (6)$$

## 2. Определение показателей курсовой устойчивости.

Расчет кинематических показателей курсовой устойчивости ходовой системы трактора [1, 2 и 3]:

Радиусы поворота мостов трактора:

$$R_{12}^e = \frac{B_{12}}{\delta_2 - \delta_1}, \quad (7)$$

$$R_{34}^e = \frac{B_{34}}{\delta_4 - \delta_3}; \quad (8)$$

где  $B_{12}$  и  $B_{34}$  - колея колёс соответственно передних и задних, м;

$\delta_i$  - результирующие буксования на каждом  $i$  - колесе.

Эксцентриситеты центров вращения соответственно переднего и заднего мостов:

$$\ell_{y1} = B_{12} \frac{\Delta\delta_1}{\Delta\delta_2 - \Delta\delta_1}, \quad (9)$$

$$\ell_{y3} = B_{34} \frac{\Delta\delta_3}{\Delta\delta_4 - \Delta\delta_3}; \quad (10)$$

где  $\Delta\delta_i = \Delta\delta_i^{МКД} \pm \Delta\delta_i^{МБП}$  - приращения буксований на каждом  $i$  - колесе.

Радиусы поворота колёс:

$$R_1 \approx R_{12}^e + \ell_{y1}, \quad (11)$$

$$R_3 \approx R_{34}^e - \ell_{y3}; \quad (12)$$

Продольное смещение центра скоростей:

$$x_k = -\frac{R_1^2 - R_3^2 + L^2}{2L}, \quad (13)$$

Углы увода, вызванные продольными сдвигами контактов колёс с почвой:

$$\varphi_{12}^{c0} = \arcsin \frac{L + x_k}{R_{12}^e} \quad \text{и} \quad \varphi_{34}^{c0} = \arcsin \frac{x_k}{R_{34}^e} - \text{углы увода соответственно}$$

передних и задних колёс.

По полученным значениям рассчитываются кинематические показатели курсовой устойчивости пахотного агрегата:

Смещения в горизонтальной плоскости:

- шарнира  $B^n$  правой тяги механизма навески:

$$S_B^{II} = (\ell_{y3} + B_{34}/2 - B_T/2) \cdot \operatorname{tg} \varphi_{34}^{c0}; \quad (14)$$

- шарнира  $B^l$  левой тяги механизма навески:

$$S_B^{II} = (\ell_{y3} + B_{34}/2 + B_T/2) \cdot \operatorname{tg} \varphi_{34}^{c0}. \quad (15)$$

- передних корпусов плуга:

$$S_{i\ddot{e}} = (\ell_{y3} + B_{34}/2) \cdot \operatorname{tg} \varphi_{34}^{i\ddot{e}}. \quad (16)$$

Результаты расчётов кинематических показателей курсовой устойчивости на примере пахотного агрегата «Беларус 3022»+ППН-8-30/50: - аналитически и на основе полученных экспериментальных данных приведены на рис. 1 и 2.

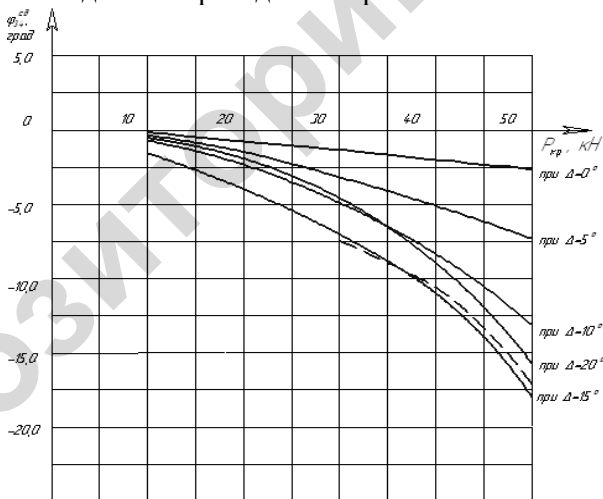
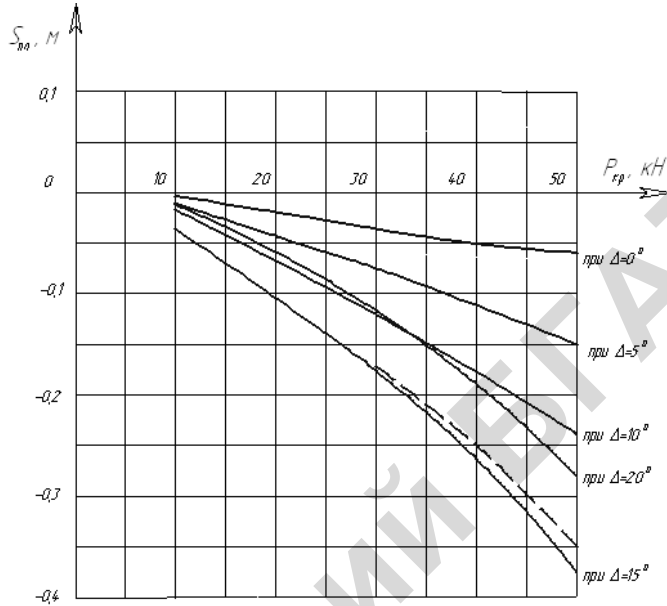


Рисунок 1. Изменение угла увода  $\varphi_{34}^{c0}$  задней оси трактора «Беларус 3022»от  $P_{кр}$  тяги навески не повернуты  $\mu = 0^0$

— значения, полученные аналитически;

- - - значения, рассчитанные по экспериментальным данным



**Рисунок 2.** Изменение поперечного смещения переднего корпуса  $S_{пл}$  - “бочение” плуга, от  $P_{кр}$  и  $\Delta$  при угле увода  $\varphi_i^{c0}$  задней оси трактора «Беларус 3022»

— значения, полученные аналитически;  
- - - значения, рассчитанные по экспериментальным данным

### Заключение

В результате сравнения значений кинематических показателей курсовой устойчивости пахотного агрегата полученных аналитическим путём со значениями, рассчитанными по предложенной методике на основе экспериментальных данных величина расхождения составила:

- радиуса  $R_i^e$  поворота центра вращения заднего ведущего моста трактора 0,82...3,06%;
- продольное смещение  $x$  центра скоростей  $O_k$  ходовой системы трактора 2,73...3,27%;
- углов увода  $\varphi_i^{c0}$ , вызванных продольными сдвигами контактов колёс с почвой 2,7...4,1%.

Таким образом, оценка кинематических показателей курсовой устойчивости пахотного агрегата по предложенной методике, может производиться с достаточной точностью.

### **Список использованной литературы**

1. Захаров А.В. Курсовая устойчивость МТА при движении со смещённой тяговой нагрузкой/ А.В. Захаров// Агропанорама. – 2006. - № 4. - С. 31-34.
2. Горин Г.С. Курсовая устойчивость пахотного МТА при работе с несимметричной тяговой нагрузкой/ Г.С. Горин, И.С. Сушко, М.М. Казак, А.В. Захаров// Агропанорама. – 2007. - № 3. - С. 18 - 23.
3. Иофинов С.А. Эксплуатация машинно-тракторного парка/ С.А. Иофинов, Г.П. Лышко.- Москва: Колос, 1984. – 341 с.

### **УДК 629.36**

**Тарасенко В.Е., к.т.н., доцент, Губич А.М., студент**  
*УО «Белорусский государственный аграрный технический  
университет», г. Минск, Республика Беларусь*

## **ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНАЯ КОНСТРУКЦИЯ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАКТОРА**

### **Введение**

Современный трактор включает следующие контуры теплообмена [1, 2]:

- систему охлаждения двигателя;
- охлаждение наддувочного воздуха (ОНВ);
- комбинированный радиатор (гидравлика/топливо);
- радиатор кондиционера;
- теплообменник для охлаждения трансмиссионного масла.

Наличие такого количества контуров охлаждения вынуждает конструкторов использовать нестандартные компоновочные решения: устанавливать в радиаторном отсеке последовательно несколько радиаторов, располагать их сверху над двигателем (рисунок 1) [3] и др.