

Рама высевающей штанги с помощью гидроцилиндров может перемещаться в вертикальной плоскости, а дефлекторные насадки, установленные на высевающей штанге, влево и вправо для осуществления их настройки относительно поверхности засеваемого поля [2].

Заключение

1. Высевающую штангу, как сменный рабочий орган, возможно использовать в конструкции других гидросеялок, например АУГ-3 (РУП «Институт мелиорации»).

2. При посеве рапса высевающей штангой с бачком-смесителем и дефлекторными насадками увеличивается равномерность распределения семян по площади до 90%.

Список использованной литературы

1. Гидросеялка: пат. 17287 Республика Беларусь МПК А01С 7/04 / В.Н. Кондратьев, Ю.А. Напорко, С.И. Осирко; заявитель Учреждение образования «Белорусский государственный аграрный технический университет», – №и 20101855; заявл. 21.12.09; опубл. 27.03.13, Афіцыйны бюл. / Нац. цэнтр інтэлектуал. уласнасці. – 2013. – №3. – С. 51.

2. Кондратьев В.Н. К обоснованию основных параметров конструкции высевающей штанги для гидропосева мелкозернистых семян / В.Н. Кондратьев, Ю.А. Напорко, С.И. Осирко // Мелиорация. – 2016, №2(76). – С. 30–40.

УДК 629.366.032:631.4

КИНЕМАТИКА ПОВОРОТА МТА НА БАЗЕ ПОЛНОПРИВОДНОГО ТРАКТОРА

В.М. Головач, старший преподаватель,

Т.А. Варфоломеева, старший преподаватель

БГАТУ, г. Минск, Республика Беларусь

Аннотация. Рассмотрены построения кинематики поворота агрегата с тяговой нагрузкой на базе трактора с полноприводной ходовой системой.

Abstract. Construction of kinematics of rotation of the unit with a traction load on the basis of a tractor with a four-wheel drive running system is considered.

Ключевые слова: трактор, ходовая система, кинематика, динамика, поворот.

Keywords: tractor, running system, kinematics, dynamics, turn.

Введение

Принцип Гаусса гласит, что любая механическая система приходит в состояние устойчивого равновесия с минимальной работой сил трения. Поэтому из всех возможных (виртуальных) перемещений колес ходовой системы реальны те, на которых работа сил трения минимальна.

Основная часть

Колесо обладает существенной анизотропией свойств. При перемещении в плоскости качения коэффициенты трения изменяются от $f = 0,04..0,15$ при

качении до $\varphi = 0,4..0,7$ при скольжении. При перемещении в боковом направлении по грунту коэффициент трения достигает $\mu = 2,0$. Поэтому при повороте колеса перемещаются в плоскостях качения с углами увода – бокового $\varphi_{\text{бi}}$ и кинематического φ_i обусловленного поворотом корпуса на угол φ , обкатываясь вокруг центров переднего и заднего мостов, где расположены МКД.

На рисунке 1 сплошными линиями показана схема кинематики поворота трактора со «слабыми» передними колёсами (доля нормальной нагрузки на последние $\lambda_{\text{н}} = 0,3..0,4$). Для большей наглядности положения цапфы передних колёс показаны не повернутыми. Для соблюдения правильной геометрии поворота оси вращения всех колёс должны пересекаться в одной точке. Последнюю назовем геометрическим центром поворота O_{Γ} .

Под действием отклоняющего момента и тяговой нагрузки корпус трактора поворачивается на угол φ вокруг полюса трения ходовой системы, расположенного в центре колеса $i=4$, на которое приходится наибольшая нормальная нагрузка и занимает положение показанное штриховыми линиями. Для того, чтобы соблюдался принцип минимальных затрат энергии на виртуальных перемещениях при нахождении нового положения учитываем, что при этом:

- полюс трения O_{S34} смещается назад примерно вдоль продольной оси трактора;

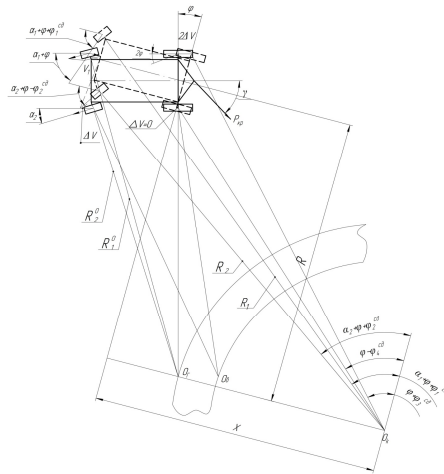


Рисунок 1 – Кинематическая схема поворота трактора со слабыми передними колёсами: – сплошная линия – положение корпуса трактора при вхождении в поворот, – штриховая линия – положение корпуса трактора при установившемся повороте

- внешнее заднее колесо, как показано на рисунке 1 в плоскости качения – назад, а внутреннее – вперед с углами кинематического φ_3 и φ_4 уводов,

вызванных работой МКД. Кроме того, колеса катятся с углами бокового увода $\varphi_{\delta 3}$ и $\varphi_{\delta 4}$, вызванными приложенными боковыми реакциями;

- по аналогии внешнее переднее колесо $i=1$ откатывается назад, а внутреннее $i=2$ вперед. Поэтому передние колеса также катятся с углами кинематического φ и бокового $\varphi_{\delta 1}$ и $\varphi_{\delta 2}$ уводов.

К колесам приложены боковые реакции $R_{\delta i}$, направленные на передних колесах к центру и от центра на задних колесах.

Соответственно углы бокового увода передних колес – положительные, а задних колес – отрицательные. К раме приложен отклоняющий момент, вызывающий обкатывание колес вокруг МКД и движение колес с углами кинематического увода $+\varphi$.

При этом:

- колеса заднего моста перемещаются с углами увода $-\varphi_{\delta 3} + \varphi$ и $-\varphi_{\delta 4} + \varphi$
- колеса переднего моста перемещаются с углами к горизонтали

$\alpha_1 - (\varphi_{\delta 1} + \varphi)$ – наружное,

$\alpha_2 - (\varphi_{\delta 2} + \varphi)$ – внутреннее.

Проведя перпендикуляры к направлениям перемещения колес с учетом и без учета углов кинематического уводов φ_i получим положение еще двух центров скоростей:

- силового O_δ (Рокара),
- кинематического O_k .

В исходном положении ходовой системы, показанном сплошными линиями, теоретические скорости перемещения колес V_i° приложены в центрах вращения O_i , смещенных на эксцентриситеты Δ_i относительно плоскостей качения i -колес. Названные теоретические скорости должны отвечать условию неразрывности корпуса трактора

$$\omega_B = \frac{V_1^\circ}{R_1^\circ + \Delta_1} = \frac{V_2^\circ}{R_2^\circ + \Delta_2} = \frac{V_3^\circ}{R_3^\circ + \Delta_3} = \frac{V_4^\circ}{R_4^\circ + \Delta_4}.$$

Действительные скорости, которые проявляются в центрах i -колес равны

$$V_{gi} = V_i^\circ (1 - \delta_i) \cdot \cos \varphi_{\delta i}.$$

Новое устойчивое положение, в которое приходит ходовая система под действием тяговой нагрузки $P_{кр}$, найдем отложив модули скоростей V_{Di} для каждого из колес по обозначенным направлениям. Полученные новые положения координат колес ходовой системы определяют устойчивое положение трактора, показанное штриховыми линиями.

В результате описанного построения геометрические размеры трактора, показанного штриховыми и сплошными линиями одинаковы.

Из системы уравнений после преобразований получено уравнение связи перемещений колес

$$tg[\alpha_1 - (\varphi_{\delta 1} + \varphi)] \cdot tg(-\varphi_{\delta 4} + \varphi) = tg[\alpha_2 - (\varphi_{\delta 2} + \varphi)] \cdot tg(-\varphi_{\delta 3} + \varphi) \quad (1)$$

В предложенной трехцентровой модели установившегося поворота силовой O_δ и геометрической O_G центры вращаются по круговой траектории вокруг кинематического центра O_K .

Пространственная математическая модель установившегося поворота МТА с тяговой нагрузкой включает:

- два уравнения, определяющие положение силового центра

$$\frac{L \cdot \operatorname{tg} \varphi_{\delta 4}}{\operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi_{\delta 2}) + \operatorname{tg} \varphi_{\delta 4}} - \left[\frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi_{\delta 2}) + \operatorname{tg} \varphi_{\delta 4}} + B \right] \cdot \operatorname{tg} \varphi_{\delta 3} = 0, \quad (2)$$

$$L - \frac{L \cdot \operatorname{tg} \varphi_{\delta 4}}{\operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi_{\delta 2}) + \operatorname{tg} \varphi_{\delta 4}} - \left[\frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi_{\delta 2}) + \operatorname{tg} \varphi_{\delta 4}} + B \right] \cdot \operatorname{tg}(\alpha_1 - \varphi_{\delta 1}) = 0; \quad (3)$$

- два уравнения, определяющие положение кинематического центра

$$\frac{L \cdot \operatorname{tg}(\varphi_{\delta 4} - \varphi)}{\operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi_{\delta 2} - \varphi) + \operatorname{tg}(\varphi_{\delta 4} - \varphi)} - \left[\frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi_{\delta 2} - \varphi) + \operatorname{tg}(\varphi_{\delta 4} - \varphi)} + B \right] \times \operatorname{tg}(\varphi_{\delta 3} - \varphi) = 0, \quad (4)$$

$$L - \frac{L \cdot \operatorname{tg}(\varphi_{\delta 4} - \varphi)}{\operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi_{\delta 2} - \varphi) + \operatorname{tg}(\varphi_{\delta 4} - \varphi)} - \left[\frac{L}{\operatorname{tg}(\alpha_2 - \varphi_{\delta 2} - \varphi) + \operatorname{tg}(\varphi_{\delta 4} - \varphi)} + B \right] \times \operatorname{tg}(\alpha_1 - \varphi_{\delta 1} - \varphi) = 0. \quad (5)$$

Заключение

Проведены исследования позволяющие объединить три центра поворота (геометрического, силового, кинематического).

Список использованной литературы

1. Тракторы. Теория. Под общей редакцией Гуськова В.В. М. Машиностроение, 1988 г. – 375 с.

УДК 004.415.53

ИНФОРМАЦИОННАЯ БАЗА УПРАВЛЕНИЯ ЗАЯВКАМИ АВТОСЕРВИСА

А.П. Мириленко¹, канд. техн. наук, доцент,

А.В. Василевский², выпускник,

С.М. Люлькин³, студент

¹Учреждение образования «Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники»,

²Учреждение образования «Новопольский государственный аграрно-экономический колледж»,

³БГАТУ, г. Минск, Республика Беларусь

Аннотация. Объектом исследования является информационная база разработанная с использованием средств 1С: Предприятие и встроенного языка 1С: Предприятие.