

## РАЗРАБОТКА ГИБРИДНОЙ ТЕОРИИ УСТАНОВИВШЕГОСЯ ПОВОРОТА МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА (МТА). ДИНАМИКА

Г.С. Горин, докт. техн. наук, профессор (БНТУ); В.М. Головач, ассистент,  
Я.Ю. Жгут, студент (БГАТУ)

### Аннотация

*Предложены расчетные схемы поворота трактора с тяговой нагрузкой с учетом дополнительных тангенциальных реакций (ДТР) (паразитных сил) в контактах колес с почвой и положения полюсов трения колес переднего ведущего моста (ПВМ), заднего ведущего моста (ЗВМ) и, в целом, ходовой системы. С учетом других публикаций автора, предложены основные идеи гибридной теории поворота, учитывающей также кинематические и силовые характеристики МКД (межколесных дифференциалов), а также колес ПВМ и ЗВМ.*

*Loading diagrams of turn of a tractor with traction load are offered. They take into account additional tangential reactions (parasitic forces) in contacts of the wheels to soil and position of poles of a friction of the wheels of the forward leading bridge, the back leading bridge and, on the whole, running system. Taking into account the other publications of the author, the basic ideas of the hybrid theory of the turn considering also kinematic and power characteristics are offered.*

### Введение

Эксперименты свидетельствуют, что при повороте с тяговой нагрузкой колеса ПВМ тракторов «Беларус» работают в активном режиме, хотя они перемещаются по большему радиусу поворота, чем задние, а межосевой привод осуществляют с кинематическим опережением последних. По сложившимся представлениям, колеса ПВМ в этом случае должны работать в ведомом или тормозном режимах.

Для объяснения названных экспериментальных данных следует учитывать работу МКД и вызванные ими углы кинематического увода колес.

Экспериментальные исследования поворачиваемости трактора «Беларус 2522», выполненные В.М. Головачем, показали, что даже при небольшой тяговой нагрузке  $P_{кр}=24\text{кН}$  углы увода колес достигали  $30^\circ$ , а продольное смещение центра скоростей назад, за ось заднего ведущего моста, достигло  $X=5,4\text{ м}$ , что значительно больше базы трактора  $L=3\text{ м}$ .

Аналогичные результаты получены в экспериментах 1976-1977гг., выполненных в ЦНИИМЭСХ нечерноземной зоны СССР [1], где получены экспериментальные данные о статической поворачиваемости трактора – установки с межосевым блокированным приводом (МБП) и кинематическим несоответствием межосевого привода  $K_V=1,05$  и  $K_V=0,93$ , а также с межосевым дифференциальным приводом (МДП).

При повороте с тяговой нагрузкой  $P_{кр}=12\text{ кН}$  радиус поворота  $R=6,5\text{ м}$  трактора - установки с МДП и  $K_V=1,07$  несущественно отличался от радиуса поворота  $R=6,7\text{ м}$  трактора – установки с МБП и  $K_V=1,05$ . Существенно отличались смещения центра скоростей назад за ЗВМ:

- у трактора с МБП и  $K_V=1,05$ ,  $X=-2,9\text{ м}$ ;
- у трактора с МБП и  $K_V=0,93$ ,  $X=-1,03\text{ м}$ .

Но даже при повороте без тяговой нагрузки углы увода велики, из-за возникновения отрицательных тангенциальных сил на передних колёсах трактора, независимо от того, включён привод ПВМ или отключён. В последнем случае эффект самоторможения колёс ПВМ проявляется из-за большого передаточного числа бортовых редукторов. Аналогичные данные получены при исследованиях поворачиваемости трактора МТЗ-822 [2].

Большое продольное смещение центра скоростей назад, за ось ЗВМ, вызванное уводом колёс, приводит к большой разнице радиусов поворота передних и задних колёс, а, следовательно, увеличению ширины транспортного коридора и поворотной полосы, и без того широкой.

Наши попытки, начиная с 1980 г., разработать научную гипотезу, показали, что в моделях поворота удавалось достичь приемлемой сходимости с экспериментом уравнений динамики. Уравнения кинематики поворота давали существенную погрешность. Поэтому в настоящей работе предложена разработка гибридной теории поворота (ГТП), учитывающей достижения известных теорий, в частности, учитывающие углы кинематического увода, вызванные работой МКД ПВМ и ЗВМ.

### Основная часть

#### 1. Основные положения ГТП

В ГТП приняты следующие допущения:

1.1. На траекторию поворота МТА существенно влияют углы уводов: бокового

$$\varphi_\delta = \frac{P_\delta}{K_y} \quad (1)$$

и кинематического  $\varphi$ , вызванный работой межколёсных дифференциалов. При повороте без буксования колёс:

$$\omega_g R = \omega_r r_K^o; \quad (2)$$

$$\varphi = \frac{\omega_g}{\omega_r}, \quad R = \frac{r_K^o}{\varphi},$$

где  $P_\delta$  – боковая сила;

$K_y$  – коэффициент сопротивления боковому уводу;

$\omega_g$  и  $\omega_r$  – угловые скорости поворота колёс соответственно вокруг вертикальной и горизонтальной осей;

$r_K^o$  – радиус качения колеса в свободном режиме;

$R$  – радиус поворота колеса.

Поворот колеса происходит вокруг кинематического центра, обусловленного соотношением угловых скоростей поворота колес вокруг вертикальной и горизонтальной осей.

Углы бокового увода обычно не превышают  $\varphi_\delta = 5...7^\circ$ . Углы кинематического увода достигают  $\varphi = 30^\circ$ .

1.2. Полос трения ходовой системы (ПТХС) находится в пятне контакта доминирующего колеса, на которое приходится наибольшая нормальная нагрузка. При повороте трактора с тяговой нагрузкой – это заднее внутреннее к центру скоростей колесо  $i=4$ . В соответствии с вариационным принципом Гаусса, динамическая система переходит в состояние устойчивого равновесия на основе принципа наименьшего действия.

Виртуальная работа сил трения качения и скольжения колёс – минимальная, если поворот динамической системы происходит вокруг названного полюса. Это основное свойство ПТХС достигается, если остальные три колеса перемещаются в плоскостях качения или катятся с небольшими углами увода, вызванными податливостью резины. Н.Е. Жуковский доказал теорему, что полюс трения железнодорожной тележки находится в контакте ведущего колеса, имеющего большой размер. Ф.А. Опейко доказал, что полюс трения расположен на некотором поперечном расстоянии от продольной оси симметрии гусеницы. Выразим поперечные смещения полюсов трения при повороте с тяговой нагрузкой:

– колёс ЗВМ

$$a_s = 0,5B \frac{N_4 - N_3}{N_3 + N_4};$$

– колёс ПВМ

$$b_s = 0,5B \frac{N_2 - N_1}{N_1 + N_2},$$

где  $B$  – ширина колеи колес;

$N_3$  и  $N_4$  – нормальные нагрузки на правое и левое колеса ЗВМ при повороте с тяговой нагрузкой,  $N_4 > N_3$ ;

$N_1$  и  $N_2$  – нормальные нагрузки на правое и левое колеса ПВМ,  $N_1 > N_2$ .

Наша расчётная схема исходит из схем Н.Е. Жуковского и Ф.А. Опейко.

Относительно ПТХС рассчитывают:

– отклоняющие моменты внешней силы  $P_{kp}$  и ДТР;  
– стабилизирующие моменты касательных сил тяги  $P_{ki}$  и боковых  $P_{\delta i}$ .

1.3. Силовые характеристики качения  $i$ -ых колёс – касательные силы  $P_{ki} = f(\delta_i, \varphi_\delta)$  и боковые силы  $P_{\delta i} = f(\varphi_{\delta i}, \delta_i)$  рассчитывают по характеристикам прямолинейного движения.

1.4. ДТР  $R_i^{s\delta}$  – паразитные силы в контактах колёс с почвой и вызванные ими стабилизирующие моменты  $M_{CT}$  рассчитывают с использованием математической теории трения:

$$R_i^{s\delta} = P_k(\delta_i \pm \Delta\delta_i) - P_{ki}(\delta_i^0) = \\ = P_{k \max} [(1 - e^{-R(\delta_i^0 \pm \Delta\delta_i)}) - (1 - e^{-\beta_i \delta_i^0})], \quad (3)$$

где  $\delta_i^0$  и  $\delta_i$  – буксования  $i$  – колеса, соответственно рассчитанные по характеристикам прямолинейного движения и реальные при наличии ДТР;

$\Delta\delta_i$  – приращения последних, вызванные поворотом со сдвигом колёс трактора;

$P_{k \max}$  – максимальные значения касательных сил тяги  $P_{ki}$   $i$  – колес;

$\beta_i$  – константа аппроксимации.

1.5. Нецентральные стабилизирующие моменты  $i$  – колес рассчитывают по формуле

$$M_{CT} = R_i^{s\delta} \Delta_i,$$

где  $\Delta_i$  – эксцентриситеты центров вращения  $i$  – колес.

Положение центров вращения  $i$ -колёс определяется из условия:

– нецентральные стабилизирующие моменты направлены в сторону поворота;  
– дестабилизирующие моменты направлены в противоположную сторону;  
– направления ДТР противоположны направлению сдвигов (по Ф.А. Опейко).

1.6. Так как упругие моменты, вызванные закруткой МБП передних и задних колёс, равны, то и вызванные ими суммы ДТР равны:

$$R_1^{s\delta} + R_2^{s\delta} = R_3^{s\delta} + R_4^{s\delta}. \quad (4)$$

1.7. Используется расчётная схема поворота трактора вокруг трёх центров:

– геометрического  $O_\Gamma$  – в точке пересечения осей вращения всех колёс на виде в плане;

- силового (Рокара)  $O_B$ , рассчитываемого с учетом углов бокового увода колес;
- кинематического  $O_K$ , вокруг которого вращаются центры  $O_B$  и  $O_G$ , рассчитываемого с учетом работы МКД, ПВМ и ЗВМ.

1.8. Трактор поворачивается с углом  $\varphi$  разворота корпуса относительно первоначального положения.

Расчетные схемы и уравнения кинематики поворота колес и межосевого привода в данной работе не приводятся.

## 2. Стабилизация корпуса трактора при статическом повороте

Цель расчёта – установить связь между силовыми и кинематическими характеристиками колёс, входящих в полноприводную ходовую систему.

На рис. 1 приведена схема сил, действующих на полноприводную ходовую систему с МБП при повороте с тяговой нагрузкой  $P_{kp}$ , направленной под углом  $\gamma$  к продольной оси трактора.

Проведём ось  $x$  вперёд, а ось  $z$  вниз от центра пятна контакта колеса  $i=4$  с почвой.

Примем следующее правило знаков. Положительны:

- реакций  $X_{ki}$  и ДТВ  $R^{S\delta i}$ , направленные вперёд;
- боковые силы  $P_{\delta i}$ , направленные к центру скоростей;
- углы бокового увода  $\varphi_{\delta i}$   $i$  – колёс, направленные на рис. 1 по часовой стрелке к плоскости их качения и создающие положительные боковые силы;
- углы кинематического увода  $\varphi$ , направленные по часовой стрелке;
- отклоняющие и стабилизирующие моменты, совпадающие по направлению с положительными углами кинематического увода. На рис. 1 положительные моменты направлены по часовой стрелке;
- линейные размеры, направленные вперёд от оси задних колёс.

К задним колёсам приложены:

- $X_{k3}$  и  $X_{k4}$  – толкающие реакции почвы, направленные вперёд;
- $R_{\delta 3}$  и  $R_{\delta 4}$  – боковые реакции, направленные от центра скоростей;
- $M_n$  – момент аналогичных реакций передних колёс, действующих относительно полюса трения. Названный полюс смещен относительно центра ЗВМ на поперечное расстояние  $a_{S34}$ ;

–  $R_3^{S\delta}$  и  $R_4^{S\delta}$  – дополнительные тангенциальные реакции (ДТР), возникающие под действием упругого момента  $M_{УПР}$  закрутки трансмиссии МБП, направленные вперёд, если  $K_V < K_R$  (рис. 1а) и  $K_R$  определяется с учетом разворота корпуса на угол  $\varphi$ .

Если передние колёса "слабые" (на них приходится малая нормальная нагрузка, а межосевой привод выполнен с кинематическим опережением задних колёс) при движении без тяговой нагрузки, направление задних ДТР  $R_i^{S\delta}$  показано на рис. 1а.

К передним колёсам приложены:

- $X_{k1}$  и  $X_{k2}$  – толкающие реакции почвы, на-

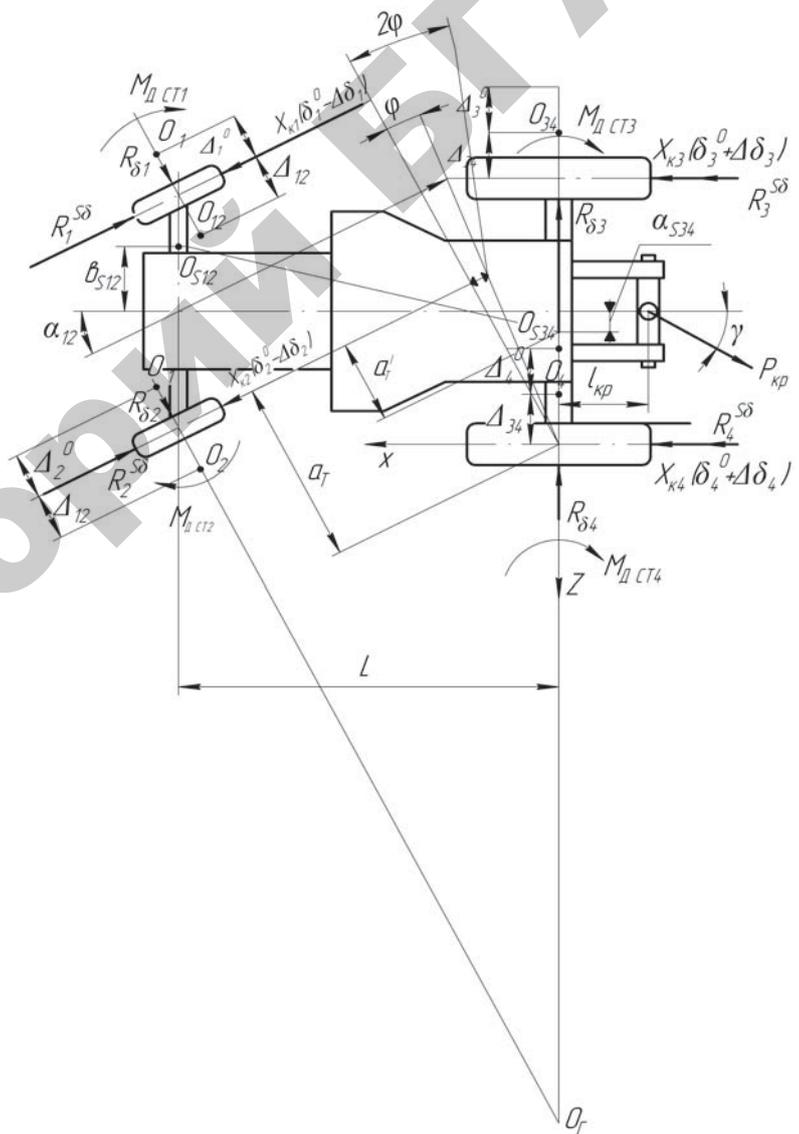


Рисунок 1а. Пространственная расчетная схема поворота трактора со "слабыми" передними колёсами при вхождении в поворот  $K_V < K_R$

правленные вперёд или назад;

–  $R_{\delta 1}$  и  $R_{\delta 2}$  – боковые реакции почвы, направленные обычно к центру скоростей;

–  $M_3$  – момент задних колёс и тяговой нагрузки, действующий относительно полюса трения  $O_{S12}$  колёс ПВМ, смещённого в сторону внешнего колеса  $i=1$ ;

–  $R_1^{s\delta}$  и  $R_2^{s\delta}$  – ДТР, возникающие под действием упругого момента закрутки трансмиссии МБП. ДТР направлены, как показано на рисунках:

– вперёд, если  $K_V > K_R$  (рис. 1б);

– назад, если  $K_V < K_R$  (рис. 1а).

Момент  $M_{П}$ , создаваемый передними колёсами

относительно полюса трения колёс ЗВМ  $O_{S34}$ :

$$M_{П} = (X_{\kappa 2} + R_2^{s\delta}) \cdot a'_r + (X_{\kappa 1} + R_1^{s\delta}) \cdot (a'_r + B) + (R_{\delta 1} \cdot \cos \alpha_1 + R_{\delta 2} \cdot \cos \alpha_2) \cdot L - R_{\delta 1} \cdot \sin \alpha_1 (0,5B + a_{S34}) + R_{\delta 2} \cdot \sin \alpha_2 (0,5B - a_{S34})$$

Момент, создаваемый задними колёсами, относительно полюса трения  $O_{S12}$  колёс ПВМ:

$$M_{34} = (R_{\delta 3} + R_{\delta 4}) \cdot L + (X_{\kappa 3} - R_3^{s\delta}) \cdot (0,5B - b_{S12}) - (X_{\kappa 4} + R_4^{s\delta}) \cdot (0,5B + b_{S12})$$

$$a'_r = L \sin \alpha_{12} - (0,5B - a_s) \cos 2\alpha_2$$

Если передние колёса – "сильные":

привод выполнен с кинематическим опережением по отношению к задним), поворачивающий момент  $M_{П}$  больше, чем отклоняющий момент  $M_{откл.}$ , создаваемый тяговой нагрузкой и моментом  $M_P$  – задних колёс, то ДТР колёс:

– заднего моста  $R_3^{s\delta}$  и  $R_4^{s\delta}$  направлены назад (рис. 1б);

– переднего моста  $R_1^{s\delta}$  и  $R_2^{s\delta}$  направлены вперёд (рис. 1а).

Отклоняющий момент, действующий на колеса ПВМ, создаёт тяговая нагрузка:

$$M_{откл.} = P_{kp} (L + b) \sin \gamma$$

Стабилизирующие моменты создают реакции почвы:

– боковые

$$M_R = (R_{B3} + R_{B4}) L;$$

– тангенциальные  $R_i^{s\delta}$ ;

– моменты передних колёс .

$M_{CT} = M_{CTio} + M_{CTi}$  – соответственно центральные и нецентральные.

Используя положения математической теории трения, определим:

– нецентральные стабилизирующие моменты (НЦМ)

$$M_{CTi} = R^{s\delta i} \Delta_i,$$

– центральные – по характеристике шины  $M_{CT}^i = f(\varphi)$  в функции от угла поворота  $\varphi$  вокруг нормали к опорной поверхности. НЦМ значительно больше центральных.

На рисунках через  $\Delta_i^0$  обозначены эксцентриситеты центров вращения колёс трактора с МДП, значения которых определяют по формуле

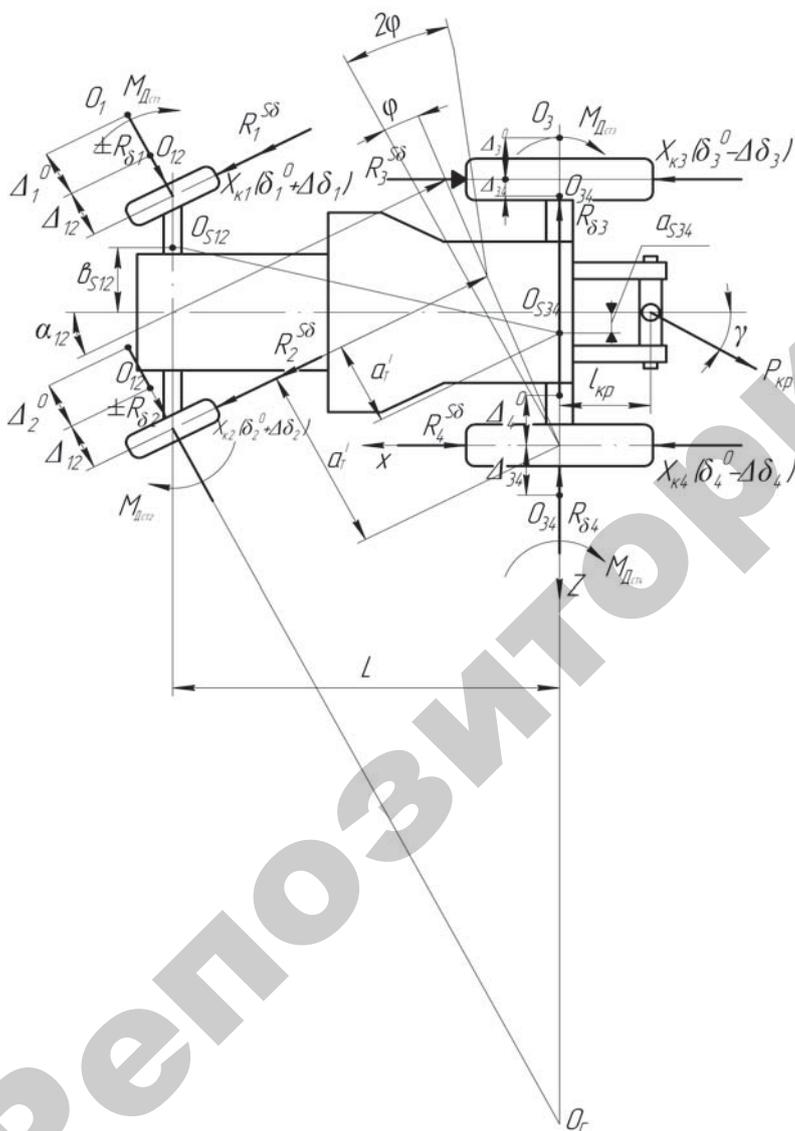


Рисунок 16. Пространственная расчётная схема поворота трактора со "слабыми" передними колёсами, при установившемся повороте  $K_V > K_R$

$$\Delta_i^0 = \frac{R_i^0 \delta_i^0}{1 - \delta_i^0}.$$

У трактора с МБП в контактах колес с почвой проявляются ДТР и соответствующие им центральные эксцентриситеты:

$$\Delta_i = \frac{R_i^0 \delta_i^0}{1 - \delta_i^0},$$

при этом

$$\Delta_i = \Delta_i^0 \pm \Delta_{12},$$

где  $i=1,2$ ;

$$\Delta_i = \Delta_i^0 \mp \Delta_{34},$$

где  $i=3,4$ .

Здесь  $\Delta_{12}$  и  $\Delta_{34}$  – центральные эксцентриситеты, вызванные появлением ДТР из-за рассогласования радиусов поворота колес ПВМ и ЗВМ и кинематики межосевого привода.

При вхождении в поворот трактора с “сильными” задними колёсами (рис. 1а) велики отрицательные реакции  $R_1^{S\delta}$  и  $R_2^{S\delta}$  и создаваемые ими относительно полюса трения  $O_{S34}$  положительные отклоняющие моменты. Последние суммируются с отклоняющим моментом силы  $P_{kp}$ . Это способствует развороту корпуса на угол  $\varphi$  и переводу передних колёс в активный режим работы путём перехода их на траекторию движения с большим радиусом поворота относительно задних. Соответственно растут стабилизирующие моменты колёс

ПВМ относительно полюса трения  $O_{S34}$ . Одновременно меняются направления реакций  $R_i^{S\delta}$  на противоположные и снижаются:

- отклоняющий момент силы  $P_{kp}$ , так как при повороте корпуса на угол  $\varphi$  результирующий угол отклонения линии тяги уменьшается до  $\gamma - \varphi$ ;
- нецентральные стабилизирующие моменты  $M_{CTi}$ .

При уменьшении тяговой нагрузки процесс идёт в обратном направлении.

При примерно равных кинематических несоответствиях в межосевом приводе  $K_V=1,05$  (МБП) и  $K_V=1,07$  (МДП) у трактора с МБП значительно большие углы  $\varphi$  разворота корпуса, вызванные появлением отрицательных ДТР на передних колёсах. При большом рассогласовании кинематики поворота и межосевого привода, свойственном трактору с МБП и  $K_V=0,93$ , к передним колёсам приложены большие отрицательные ДТР, создающие большие положительные отклоняющие моменты, и большие положительные боковые силы, создающие отрицательные стабилизирующие моменты.

У такого трактора относительно велики:

- углы бокового увода колёс ПВМ и вызывающие их боковые силы;
- радиусы поворота;
- ДТР  $R_1^{S\delta}$ , вызывающая блокировку МКД, ПВМ и износ шин;
- сила сопротивления повороту и соответственно мал тяговый КПД трактора на повороте.

### 3. Система уравнений гибридной теории установившегося поворота МТА

В соответствии с предложенной расчётной схемой следует получить систему уравнений, содержащую 19 неизвестных:

$$\delta_1^0, \delta_2^0, \delta_3^0, \delta_4^0;$$

$$\Delta \delta_1, \Delta \delta_2, \Delta \delta_3, \Delta \delta_4;$$

$$\varphi_{\delta 1}, \varphi_{\delta 2}, \varphi_{\delta 3}, \varphi_{\delta 4};$$

$$N_1, N_2, N_3, N_4;$$

$$\varphi, \varphi_{12}^{c\delta}, \varphi_{34}^{c\delta}.$$

Полученная пространственная нелинейная система уравнений включает:

- 3 уравнения статики:  $\Sigma X, \Sigma Y$  и  $\Sigma M$  относительно полюса трения;
- 2 уравнения, устанавливающие положение центров поворота – кинематического и Рокара;
- 4 уравнения характеристики ходовой системы, устанавливающие распределение нормальных нагрузок по колёсам в зависимости от тягового усилия и углов поворота управляемых колес;
- 1 уравнение для расчёта кинематики МБП;
- 2 уравнения силовых характеристик МКД ПВМ и ЗВМ;
- 1 уравнение (4), связующее ДТР передних и задних колёс, вызванных закруткой МБП;
- 2 уравнения связи для расчёта углов увода  $\Delta \varphi_{12}^{c\delta}$  и  $\Delta \varphi_{34}^{c\delta}$ , вызванных сдвигами колес ПВМ и ЗВМ вокруг полюсов трения соответственно  $O_{S12}$  и  $O_{S34}$ .
- 4 уравнения кинематических связей не приводятся.

### 4. Прикладные задачи динамики криволинейного движения МТА

#### 4.1 Повышение точности управления движением МТА

В июле 2009 г. МТЗ продемонстрировал пахотный МТА с автоматической системой управления МТА на поворотной полосе. Применена самообучающаяся система, которая, используя спутниковую навигацию, повторяет при последующих поворотах действия водителя при первом повороте. При этом поворот МТА производится вокруг кинематического центра МТА, формирующегося в результате кинематического увода колёс позади геометрического цен-

тра. Это приводит к существенному увеличению радиуса поворота, МТА особенно, если последний приводится с тяговой нагрузкой.

Известны [3] гидромеханические системы поворота гусеничного трактора, основанные на принципе подкрутки МКД гидромотором. По сравнению с ранее применявшимися системами повышена точность управления, т.к. трактор стал управляться рулем вместо рычагов, достигнуто снижение веса агрегатов системы поворота.

Активные управляемые МКД находят всё большее применение в транспортных машинах [4].

В нашей работе решались прикладные задачи повышения точности управления движением МТА при движении с асимметричной тяговой нагрузкой. Выбор параметров активного управляемого МКД и алгоритмов управления последним производится на основе разработанных теоретических положений.

#### 4.2. Расчёты показателей кинематики и динамики установившегося поворота с тяговой нагрузкой

На основе ГТП можно решать традиционные задачи расчёта показателей кинематики и динамики поворота МТА, с учётом влияния неравномерности распределения нормальных нагрузок по колёсам, характеристик МКД, МБП и МДП, а также характеристик взаимодействия колёс с почвой. С помощью ГТП установлены особенности кинематики поворота тракторов с «сильными» и «слабыми» передними колёсами:

– у тракторов со «слабыми» передними колёсам – углы кинематического увода колёс, вызванные поворотом корпуса, – положительные, а ДТР колёс ПВМ и ЗВМ обычно направлены навстречу, что приводит к блокировке МКД ПВМ;

– у тракторов с «сильными» передними колёсами углы поворота корпуса и кинематического увода колёс – отрицательные, а ДТР колёс ПВМ и ЗВМ направлены в противоположные стороны, что приводит к блокировке МКД ЗВМ.

С помощью ГТП и описанных экспериментов установлены характер распределения ДТР в контактах колёс с почвой и их значения.

#### 4.3. Расчёты показателей кинематики и динамики курсового движения МТА

При аналогичных предпосылках, что и при расчётах поворачиваемости, могут быть рассчитаны показатели кинематики курсового движения, углы увода колёс трактора, радиусы кривизны траектории, смещения центра скоростей, а также показатели динамики  $N_i$ ,  $P_{ki}$ ,  $R_i^{S\delta}$ ,  $R_{\delta i}$ . С помощью ГТП установлены особенности кинематики поворота, имеющие научную новизну:

– тракторы со «слабыми» передними колёсами при движении с асимметричной тяговой нагрузкой обладают лучшей курсовой устойчивостью. Благодаря большей нормальной нагрузке, задние колёса воспринимают боковую составляющую тяговой нагрузке при меньших углах увода последних;

– при движении с симметричной тяговой нагрузкой трактор уводит вправо, если нормальная нагрузка  $N_4$  на левое колесо больше, чем  $N_3$  на правое, и уводит влево, если нормальная нагрузка  $N_3$  на правое колесо больше, чем  $N_4$  на левое.

#### Выводы

С учетом других публикаций авторов, предложены идеи гибридной теории поворота, синтезирующей достижения известных теорий (Рокара) – качения колёс с боковым уводом, скольжения колёс (Ф.А. Опейко и Я.Е. Фаробина) и кинематических межколесных связей (М.В. Келдыша). Уравнения динамики ГТП строятся на основе характеристик – одиночных колёс МКД ПВМ и ЗВМ, МДП или МБП, учета расположения полюсов трения колёс ПВМ, ЗВМ и ходовой системы в целом.

Стабилизация корпуса трактора достигается, если отклоняющие моменты, действующие на колёса ПВМ относительно полюса трения  $O_{s12}$ , уравновешиваются аналогичным моментом, действующим на колёса ЗВМ относительно полюса трения  $O_{s34}$ . Уравновешивание достигается путем перевода колёс ПВМ на траекторию движения с большим или меньшим радиусом относительно наиболее наружного колёса ЗВМ, в котором расположен полюс трения ходовой системы. Названный перевод достигается благодаря работе МКД ПВМ и ЗВМ.

На начальном этапе поворота к передним колёсам приложены отрицательные ДТР, способствующие росту отклоняющих моментов.

Поэтому у тракторов с МБП значительно больше углы  $\varphi$  разворота корпуса, чем у трактора с МДП.

При установившемся повороте трактора с «сильными» передними колёсами углы  $\varphi$  кинематического увода и разворота корпуса – отрицательные, а к колёсам ПВМ приложены положительные ДТР.

У тракторов с простыми МКД при повороте с тяговой нагрузкой возникают большие углы кинематического увода колёс. Решить задачи повышения точности управления поворотом и курсовой устойчивости можно с помощью активных (с подводом энергии) управляемых МКД.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Горин, Г.С. Тягово-энергетические параметры агрегатов для выполнения промышленных технологий в растениеводстве: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / Г.С. Горин. – Минск/ЦНИИЭСХ, 1986. – 376 л.
2. Ванцевич, В.В. Синтез приводов к ведущим мостам и колёсам многоприводных тягово-транспортных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / В.В. Ванцевич. – Минск. – 1992. – 412 л.
3. Жданович, Ч.И. Методика выбора параметров гидромашин механизма поворота гусеничного трактора / Ч.И. Жданович, М.И. Мамонов // Весці НАН Беларусі: серія аграрных наук. – 2006. – С. 25-32.
4. Гладков, Г.И. Дифференциалы с управляемым распределением крутящих моментов по колёсам автомобиля / Г.И. Гладков, С.А. Лобанов // Автомобильная промышленность. – 2004. – №5. – С. 36-40.