

МЕХАΝІЗАЦЫЯ І ЭНЕРГЕТЫКА

УДК 629.3.014.2.072

Г. С. ГОРИН

РАЗРАБОТКА ГИБРИДНОЙ ТЕОРИИ УСТАНОВИВШЕГОСЯ ПОВОРОТА МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТА. КИНЕМАТИКА

Белорусский национальный технический университет

(Поступила в редакцию 09.06.2010)

1. Кинематические характеристики поворота МТА. При расчетах кинематики поворота машинно-тракторного агрегата (МТА) используют терминологию и расчетные схемы С. А. Иоффинова [1]. Он предложил классификацию петлевых и беспетлевых поворотов по виду траектории движения МТА на поворотной полосе (рис. 1).

Наиболее существенными характеристиками агрегата, определяющими его кинематику, являются следующие (рис. 2).

Кинематическая длина l_k – проекция расстояния между центром агрегата и линией расположения наиболее удаленного рабочего органа при прямолинейном движении.

Кинематическая ширина d_k – проекция расстояния между продольной осью агрегата, проходящей через его центр, и наиболее удаленной от этой оси точкой агрегата, движущейся по полю. Различают d_k вправо и влево.

Продольная база L – расстояние (горизонтальная проекция) для колесных агрегатов между осями ведущих и ведомых колес трактора (самоходной машины), а для гусеничных – между осями катков, ограничивающих опорную поверхность.

Длина выезда e (см. рис. 1) – расстояние, на которое нужно продвинуть агрегат от контрольной линии на поворотной полосе до начала поворота с тем, чтобы избежать огрехов или порчи растений.

У прицепных машин характеристиками кинематики агрегата являются:

центр прицепного звена (ведомая точка) $\Pi_{п.з}$ (см. рис. 2), представляющий собой основание перпендикуляра, опущенного из точки прицепа (шарнира) данного звена (ведущая точка) на горизонтальную проекцию оси колес ведомого звена (прицепной машины). У симметричного агрегата центром прицепного звена является горизонтальная проекция середины оси прицепной машины;

количество кинематических звеньев агрегата, т. е. количество последовательно включенных в агрегат элементарных кинематических звеньев (двух колесных систем). Если какое-либо из звеньев прицепа не представляет собой элементарной двухколесной системы, такой прицеп называют «кинематически неправильным».

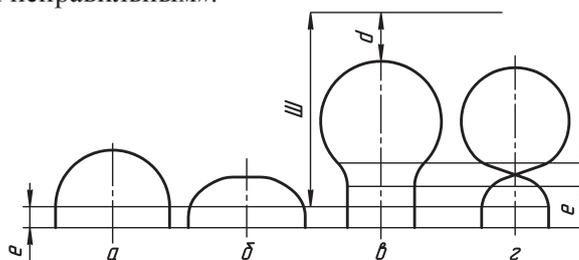


Рис. 1. Схемы поворота МТА: *a* – по окружности; *б* – с прямолинейным участком; *в* – открытая петля; *з* – закрытая петля

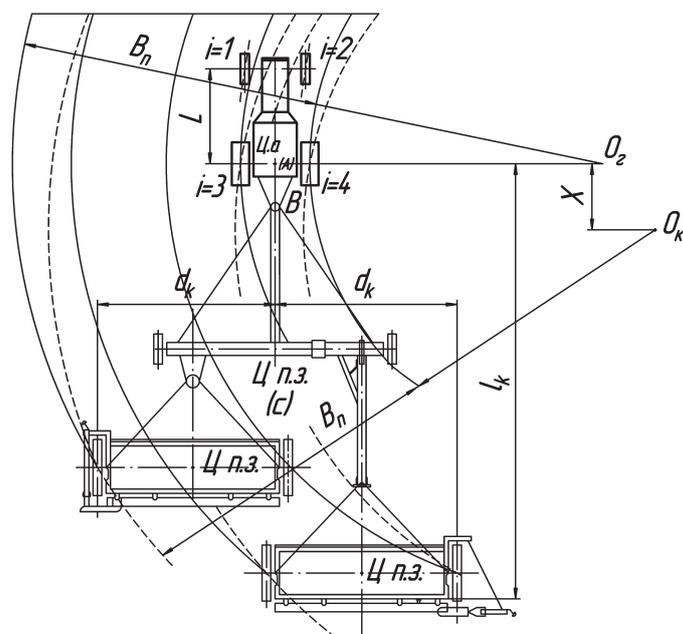


Рис. 2. Траектории поворота МТА: сплошные линии – вокруг центра поворота (геометрического центра), штриховые линии – вокруг кинематического центра (с учетом увода колес)

Точка, относительно которой в данный момент совершается поворот центра агрегата, называется *центром поворота* Π_n , а расстояние между Π_a и Π_n – *радиусом поворота* агрегата R .

Кроме R иногда указывают и радиусы поворота различных точек агрегата (индексом обозначается рассматриваемая точка), минимально допустимые по условиям агротехники, безопасности работы и др., радиус поворота агрегата R_{\min} и радиус горизонтальной проходимости агрегата (габаритный радиус поворота), определяемый по наиболее удаленной от центра поворота точке агрегата, и др.

Радиусы поворота агрегата, в частности R_{\min} , являются одними из наиболее важных кинематических характеристик, определяющими длину поворотов и необходимую ширину поворотной полосы. Определяют R_{\min} либо опытным путем, либо графически.

Аналитически радиус поворота колесного агрегата обычно определяют, исходя из геометрического построения (см. рис. 2):

$$R = Lctg\alpha = Lctg\omega t ,$$

где α – средний угол поворота направляющих колес по отношению к оси ведущих колес, ω – средняя угловая скорость поворота направляющих колес за время t .

Исходя из агротехнических требований, условий безопасности и конструктивных соображений (чтобы части агрегата не сдвигались слишком близко во избежание возможных поломок) устанавливают максимально допустимый угол поворота колес трактора α_{\max} и по нему определяют R_{\min} . Однако на практике вследствие бокового скольжения и увода колес, инерции масс агрегата и т. д. фактический радиус траектории поворота агрегата R_{ϕ} при данном угле поворота α больше расчетного на ΔR , значение которого зависит от конструкции движителей, скорости движения и углов увода колес:

$$R_{\phi} = R + \Delta R .$$

Кинематику поворота МТА обычно анализируют без учета углов увода колес трактора. Далее приводим экспериментальные данные, свидетельствующие о том, что названные углы увода достаточны велики.

Поворот с уводом колес анализировали исследователи управляемости трактора и автомобиля [2–4].

2. Проблема. Ориентируясь на современную технологическую концепцию, созданы комбинированные МТА на базе мощных сельскохозяйственных тракторов. Основные особенности современных МТА:

относительно небольшая рабочая ширина захвата, обычно не превышающая 6,5 м, и большая кинематическая длина, достигающая 17–18 м. В отдельных случаях ширина поворотной полосы достигает $B = 40–50$ м;

относительно большой удельный вес полуприцепных сельскохозяйственных машин, создающих тяговое сопротивление на повороте. Большую тяговую нагрузку на повороте создают прицепы, грузоподъемность которых предусматривается увеличить до 40 т.

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

Аналогичные результаты получены в наших экспериментах в 1976–1977 гг., выполненных в ЦНИИМЭСХ Нечерноземной зоны СССР [5]. В табл. 1 приведены 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).

Т а б л и ц а 1. Показатели статической поворачиваемости трактора-установки 4×4 с МБП и МДП (колеса 11/10–28 $\alpha_1 = 20^\circ$, $\alpha_2 = 24^\circ$, $\alpha_3 = \alpha_4 = 0$, почвенный фон – стерня)

| K_v | $P_{кр}$, кН | γ , град | X , м | R , м | i | P_{ki} , кН | δ_i | N_i , кН | $P_{\delta i}$, кН | $\varphi_{\text{БП}i}$, град | $\varphi_{\text{Б}i}$, град | φ_i , град | R_i , м |
|---------------|---------------|-----------------|---------|---------|-----|---------------|------------|------------|---------------------|-------------------------------|------------------------------|--------------------|-----------|
| МБП 1,05 | 0 | 0 | -1,055 | 6,25 | 1 | 0,65 | 0,017 | 10,00 | – | -5,85 | – | – | 7,88 |
| | | | | | 2 | 0,88 | 0,032 | 9,60 | 0,3 | -8,41 | 0,60 | -9,01 | 6,41 |
| | | | | | 3 | 0,87 | 0,014 | 15,831 | -0,6 | -8,46 | -1,00 | -7,46 | 7,16 |
| | | | | | 4 | 1,27 | 0,027 | 5,43 | -0,2 | -11,03 | -0,33 | -10,70 | 5,51 |
| МБП 1,05 | 12 | 9,7 | -2,857 | 6,68 | 1 | 2,58 | 0,019 | 9,00 | – | -14,85 | – | – | 9,16 |
| | | | | | 2 | 3,10 | 0,098 | 7,94 | -0,30 | -17,88 | -0,80 | -17,08 | 7,84 |
| | | | | | 3 | 4,34 | 0,115 | 15,20 | -2,26 | -20,80 | -3,76 | -17,04 | 8,04 |
| | | | | | 4 | 6,37 | 0,153 | 18,56 | -3,42 | -26,07 | -5,71 | -20,36 | 6,5 |
| МБП 0,93 | 0 | 0 | -0,318 | 6,72 | 1 | -0,42 | -0,022 | 10,00 | – | 0,36 | – | – | 8,03 |
| | | | | | 2 | -0,21 | -0,021 | 10,00 | 1,36 | -0,65 | 2,72 | -3,37 | 6,47 |
| | | | | | 3 | 1,31 | 0,022 | 15,35 | 0,90 | -2,41 | 1,5 | -3,91 | 7,57 |
| | | | | | 4 | 2,04 | 0,032 | 15,35 | -0,20 | -3,10 | 0,334 | -2,766 | 5,99 |
| МБП 0,93 | 8,0 | 7,2 | -1,052 | 7,85 | 1 | 0 | 0 | 9,07 | – | -1,55 | – | – | 9,34 |
| | | | | | 2 | 0,21 | 0,029 | 8,93 | 0,92 | -2,09 | 1,84 | -3,93 | 7,81 |
| | | | | | 3 | 4,34 | 0,109 | 16,00 | -1,14 | -6,90 | -1,9 | -5,00 | 8,75 |
| | | | | | 4 | 6,62 | 0,156 | 16,70 | -2,68 | -8,53 | -4,47 | -4,06 | 7,09 |
| 1,07 (МДП) | 0 | 0 | -0,092 | 6,04 | 1 | 0,65 | 0,024 | 10,00 | 0,40 | 0,24 | 0,8 | -0,56 | 7,31 |
| | | | | | 2 | 0,67 | 0,048 | 9,64 | 1,16 | -1,48 | 2,32 | -4,50 | 5,76 |
| | | | | | 3 | 0,65 | 0,013 | 15,70 | – | -0,77 | – | – | 6,88 |
| | | | | | 4 | 0,74 | 0,015 | 15,36 | 0,36 | -1,01 | 0,6 | -1,61 | 5,20 |
| 1,07 (МДП) | 12,8 | 8,4 | -1,024 | 6,5 | 1 | 2,81 | 0,086 | 9,40 | 0,46 | -4,88 | 0,9 | -5,78 | 8,09 |
| | | | | | 2 | 3,33 | 0,180 | 7,60 | 0,66 | -7,02 | 1,32 | -8,34 | 6,60 |
| | | | | | 3 | 4,12 | 0,095 | 17,49 | – | -7,94 | – | – | 7,41 |
| | | | | | 4 | 5,95 | 0,189 | 16,21 | -4,14 | -10,25 | -6,9 | -3,56 | 5,75 |

При повороте с тяговой нагрузкой $P_{кр} = 12$ кН радиус поворота $R = 6,5$ м трактора – установки с МДП и $K_v = 1,07$ несущественно отличается от радиуса поворота $R = 6,7$ м трактора – установки с МБП и $K_v = 1,05$. Существенно отличались смещения центра скоростей назад за ЗВМ: у трактора с МБП и $K_v = 1,05$, $X = -2,9$ м; у трактора с МДП и $K_v = 0,93$, $X = -1,03$ м.

Но даже при повороте без тяговой нагрузки углы увода велики из-за возникновения отрицательных тангенциальных сил на передних колесах трактора, независимо от того, включен привод ПВМ или отключен. В последнем случае эффект самоторможения колес 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 колес, приводит к большой разнице радиусов поворота передних и задних колес, а следовательно, к увеличению ширины транспортного коридора и поворотной полосы.

3. Противоречия классической теории. Современная теория поворота предполагает [6], что показатели кинематики поворота определяют:

– кинематическое несоответствие траекторий движения передних и задних колес трактора

$$K_R = \frac{R_1 + R_2}{R_3 + R_4},$$

где $R_1 - R_4$ – радиусы поворота колес в соответствии с индексами (рис. 1, 2), R_1 и R_2 – передних, R_3 и R_4 – задних;

– кинематическое несоответствие в МБП

$$K_V = \frac{V_1 + V_2}{V_3 + V_4},$$

где V_1, V_2, V_3, V_4 – линейные скорости качения колес в соответствии с указанными индексами.

У тракторов «Беларус» разных тяговых классов обычно $K_V = 0,93 - 0,98$. При среднем угле поворота передних колес $\alpha_{12} = 22^\circ$ рассчитывается результирующее кинематическое несоответствие

$$K_{RV} = \frac{K_R}{K_V} = \frac{1,055}{0,93 - 0,98} = 1,076 - 1,134.$$

Последнее может стать причиной возникновения отрицательных тангенциальных реакций на передних колесах трактора. Это тем более вероятно, если учесть, что даже при повороте с отключенным ПВМ, без тяговой нагрузки, на передние колеса действуют отрицательные реакции, вызванные эффектом «самоторможения» колесных редукторов.

В то же время наши эксперименты показали, что при повороте трактора с тяговой нагрузкой и включенным приводом ПВМ его колеса работают в активном режиме. При этом с увеличением тяговой нагрузки растут радиусы поворота и углы увода колес, уменьшается соотношение радиусов поворота внешних колес к внутренним, что свидетельствует о работе межколесных дифференциалов (МКД), приводящей к откатыванию назад внешних колес. Эти эффекты не учитывает современная теория поворота.

Современная теория поворота не может объяснить:

– почему столь велики углы увода колес трактора по сравнению с уводом колес автомобиля;
– почему известны три группы теории поворота, основанные на разных расчетных схемах: a – качения колеса с боковым уводом (Рокара), b – скольжения колеса с уводом (Я. Е. Фаробина [4], Ф. А. Опейко [8]), c – качения колеса с кинематическим уводом (М. В. Келдыша);

– почему не удалось разработать научную гипотезу, приемлемую для расчета паразитных сил или, по другой терминологии, дополнительных тангенциальных реакций (ДТР) в контактах колес с почвой. Без учета названных ДТР создать теорию, пригодную для решения прикладных задач динамики поворота МТА с необходимой точностью, вряд ли удастся.

Наши попытки, начиная с 1980 г., разработать научную гипотезу показали, что в моделях поворота удавалось достичь приемлемую сходимость с экспериментом уравнений динамики. Уравнения кинематики поворота давали существенную погрешность. Поэтому в настоящей работе предложена гибридная теория поворота (ГТП), учитывающая достижения перечисленных трех теорий.

4. Основные положения ГТП. В ГТП приняты следующие допущения [7].

4.1. На траекторию поворота МТА существенно влияют углы уводов

бокового

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

(P_{δ} – боковая сила, K_{γ} – коэффициент сопротивления боковому уводу) кинематического φ , вызванные работой межколесных дифференциалов (МКД). При повороте без буксования колес

$$\begin{aligned} \omega_{\text{в}} R &= \omega_{\Gamma} r_{\text{к}}^O; \\ \varphi &= \frac{\omega_{\text{в}}}{\omega_{\Gamma}}, \quad R = \frac{r_{\text{к}}^O}{\varphi}. \end{aligned} \quad (2)$$

($\omega_{\text{в}}$ и ω_{Γ} – угловые скорости поворота колес соответственно вокруг вертикальной и горизонтальной осей, $r_{\text{к}}^O$ – радиус качения колеса в свободном режиме, R – радиус поворота колеса).

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

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

4.2. Полнос 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. 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 колес – 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. Его решение отличается от решения Ф. А. Опейко, который считал, что полюс трения гусеничного хода расположен на некотором поперечном расстоянии от продольной оси симметрии гусеницы. Выразим поперечные смещения полюсов трения при повороте с тяговой нагрузкой:

– для колес ЗВМ

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

– для колес ПВМ

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

где B – ширина колеи, N_3 и N_4 – нормальные нагрузки на правое и левое колесо ЗВМ, $N_4 > N_3$, N_1 и N_2 – нормальные нагрузки на правое и левое колесо ПВМ, $N_1 > N_2$.

Наша расчетная схема исходит из схем Н. Е. Жуковского и Ф. А. Опейко [9].

Относительно ПТХС рассчитывают: отклоняющие моменты внешней силы $P_{\text{кр}}$ и ДТР, стабилизирующие моменты касательных сил тяги P_{ki} и боковых $P_{\delta i}$.

4.3. Силовые характеристики качения i -х колес – 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.

ДТР – $R_i^{\delta\delta}$ паразитные силы в контактах колес с почвой и вызванные ими стабилизирующие моменты M_{cti} рассчитывают с использованием математической теории трения [11]:

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

где δ_i^0 и δ_i – буксования i -го колеса, рассчитанные соответственно по характеристикам прямолинейного движения и реальные при наличии ДТР, $\Delta\delta_i$ – приращения последних, вызванные

поворотом со сдвигом колес трактора, $P_{k_{max}i}$ – максимальное значение касательной сил тяги P_{ki} , β_i – константа аппроксимации.

Нецентральные стабилизирующие моменты i -колес рассчитывают по формуле

$$M_{ст} = R_i^{s\delta} \Delta_i$$

(Δ_i – эксцентриситеты центров вращения).

Положение центров вращения i -колес определяется из условия:

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

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

$$R_1^{s\delta} + R_2^{s\delta} = R_3^{s\delta} + R_4^{s\delta}.$$

4.7. Используется расчетная схема поворота вокруг трех центров: геометрического ц. O_Γ – в точке пересечения осей вращения всех колес на виде в плане, силового (Рокара) ц. O_δ , кинематического ц. O_κ , вокруг которого вращаются центры O_δ и O_Γ .

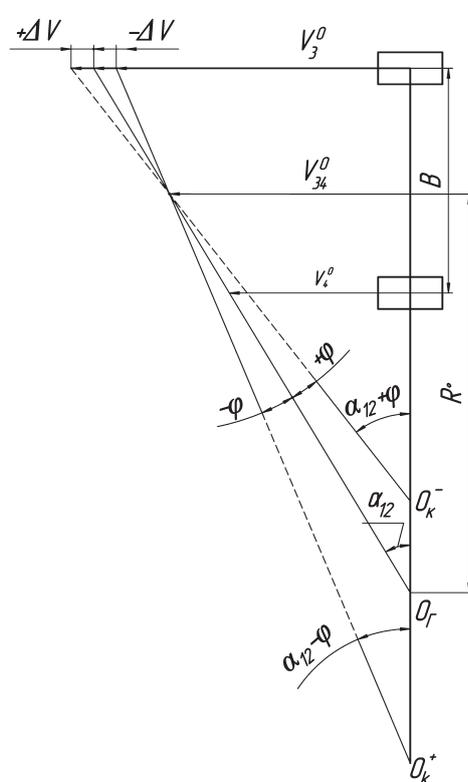
4.8. Трактор поворачивается с углом φ разворота корпуса относительно первоначального положения.

5. Влияние кинематического увода колес на кинематику поворота тележки. На рис. 3 показана кинематическая схема поворота неуправляемой ведущей тележки, какой является ЗВМ.

Если поворот тележки происходит вокруг геометрического центра O_Γ , то соотношение скоростей колес

$$\frac{V_3^0}{V_4^0} = \operatorname{tg} \alpha_{12} = \frac{R_3^0}{R_4^0},$$

а радиус поворота тележки



$$R_{34}^0 = \frac{R_3^0 + R_4^0}{2} = \frac{B}{V_3^0 - V_4^0} (V_3^0 + V_4^0).$$

Если МКД – активный, то скорость внешнего колеса на повороте увеличивается на величину ΔV_{13}^0 при сохранении средней скорости. Соединив линией под углом $\alpha_{12} + \varphi$ концы векторов $(\overline{V_3^0} + \overline{\Delta V_{13}^0})$ и $\overline{V_{34}^0}$, найдем новый центр O_κ^- скоростей. Здесь φ – угол кинематического увода.

Радиус поворота тележки определим по выражению

$$R^- = \frac{B}{V_3^0 - V_4^0 + 2\Delta V_{13}^0} (V_3^0 + V_4^0).$$

Если МКД – пассивный, то скорость внешнего колеса на повороте уменьшается на величину ΔV_{13}^0 при сохранении средней скорости, соединив линией $\alpha_{12} - \varphi$ концы векторов $(\overline{V_3^0} + \overline{\Delta V_{13}^0})$ и $\overline{V_{34}^0}$, найдем новый центр O_κ^+ . Радиус поворота тележки найдем по такой формуле

$$R^+ = \frac{B}{V_3^0 - V_4^0 - 2\Delta V_{13}^0} (V_3^0 + V_4^0).$$

Рис. 3. План скоростей колес ЗВМ при повороте без разворота корпуса трактора

Из рис. 3 следует, что увеличение скорости внешнего колеса при одновременном снижении скорости внутреннего приводит к уменьшению радиуса поворота R^- . При изменении скоростей в обратном направлении радиус поворота увеличивается R^+ .

При постоянной скорости поворота ЗВМ:

$$V_{34}^0 \mu = R^0 \operatorname{tg} \alpha_{12} = R^+ \operatorname{tg}(\alpha_{12} - \varphi) = R^- \operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi),$$

где μ – масштаб скорости; R^+ и R^- – радиусы поворота тележки соответственно с активным и неактивным МКД,

$$R^+ = R^0 \frac{\operatorname{tg} \alpha_{12}}{\operatorname{tg}(\alpha_{12} - \varphi)} = R^0 \frac{(1 + \operatorname{tg} \alpha_{12} \operatorname{tg} \varphi) \operatorname{tg} \alpha_{12}}{\operatorname{tg} \alpha_{12} - \operatorname{tg} \varphi}.$$

Так как
при $\varphi \rightarrow 0$, $\operatorname{tg} \varphi \approx \varphi$.

$$\operatorname{tg}(\alpha_{12} - \varphi) = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{12} - \operatorname{tg} \varphi}{1 + \operatorname{tg} \alpha_{12} \operatorname{tg} \varphi},$$

$$R^+ = R^0 \frac{1 + \varphi \operatorname{tg} \alpha_{12}}{1 - \frac{\varphi}{\operatorname{tg} \alpha_{12}}},$$

приращение радиуса поворота составит

$$\Delta R^+ = R^0 \left[\frac{\operatorname{tg} \alpha_{12}}{\operatorname{tg}(\alpha_{12} - \varphi)} - 1 \right].$$

После подстановок получим такое выражение:

$$R^+ = R^0 \frac{1 + \varphi \operatorname{tg} \alpha_{12}}{1 - \frac{\varphi}{\operatorname{tg} \alpha_{12}}}.$$

На рис. 4 произведены графические построения плана скоростей колес для ПВМ при таком условии что:

скорость внешних колес уменьшится на величину $\Delta V_{13} = \Delta V$ (рис. 4, а);

скорость внешних колес увеличится на величину $\Delta V_{13} = \Delta V$ (рис. 4, б).

С учетом угла кинематического увода φ результирующие скорости колес ПВМ направлены под углами:

колеса $i = 1$: $\alpha_1 - \varphi$, если МКД – пассивный; $\alpha_1 + \varphi$, если МКД – активный.

колеса $i = 2$: $\alpha_2 + \varphi$, если МКД – пассивный; $\alpha_2 - \varphi$, если МКД – активный.

Актуальность создания теории поворота, учитывающей кинематический увод колес, обусловлена необходимостью решения прикладных задач по улучшению поворачиваемости и курсовой устойчивости мощных тракторов, на основе активных управляемых межосевых и межколесных дифференциалов.

6. Кинематика вхождения в установившийся поворот. На первом этапе (переходном) динамическая система (ДС), состоящая из двух дифференциальных тележек,

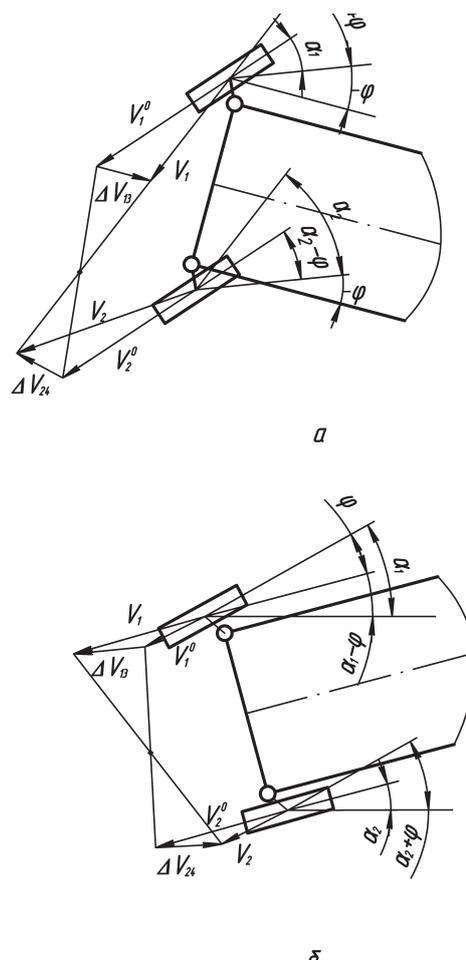


Рис. 4. Схемы планов скоростей управляемых колес: а – с забеганием внутреннего колеса, б – с забеганием внешнего колеса

приходит в состояние устойчивого равновесия. При этом внешние колеса относительно внутренних перемещаются с откатыванием назад при уменьшении скорости центра ЗВМ.

На втором этапе (состоянии установившегося поворота) колеса ПВМ и ЗВМ обкатываются вокруг центров обоих мостов при сохранении скоростей названных центров.

На рис. 5 показана кинематическая схема поворота трактора со «слабыми» передними колесами. Первоначальное (нормальное) положение корпуса показано сплошными линиями, конечное – штриховыми. Примем, что угол разворота корпуса по часовой стрелке – отрицательный. У трактора с «сильными» передними колесами корпус развернут против часовой стрелки на положительный угол φ . Колеса трактора обладают существенной анизотропией свойств. В продольной плоскости коэффициент трения не превышает $\varphi = 0,65$, при скольжении в боковом направлении коэффициент трения достигает $\varphi = 2,5$. На боковом виртуальном перемещении колеса $i = 2$ $\Delta S = L \sin \varphi$ работа сил трения велика.

Поэтому, в соответствии с принятой расчетной схемой, наиболее сложную кинематику вхождения в установившийся поворот имеет колесо $i = 2$:

– на начальном перемещении $O_2^0 P$ первого этапа колесо $i = 2$ прокатывается вперед с углом кинематического увода φ ;

– на конечных перемещениях $PO_2 = S_2$ первого этапа колеса $i = 1$ и 2 катятся с углами бокового сдвига, проходя пути S_1 и S_2 . Из начального положения O_2^0 центр контакта смещается в положение O_2 , направленное по векторам:

$$O_2^0 P \text{ – вперед под углом } \alpha_2 - \frac{\varphi}{2},$$

$$PO_2 \text{ – назад под углом } (\alpha_2 - \frac{\varphi}{2}) - \varphi + \varphi_2^{сл} = \alpha_2 + \frac{\varphi}{2} + \varphi_2^{сл}$$

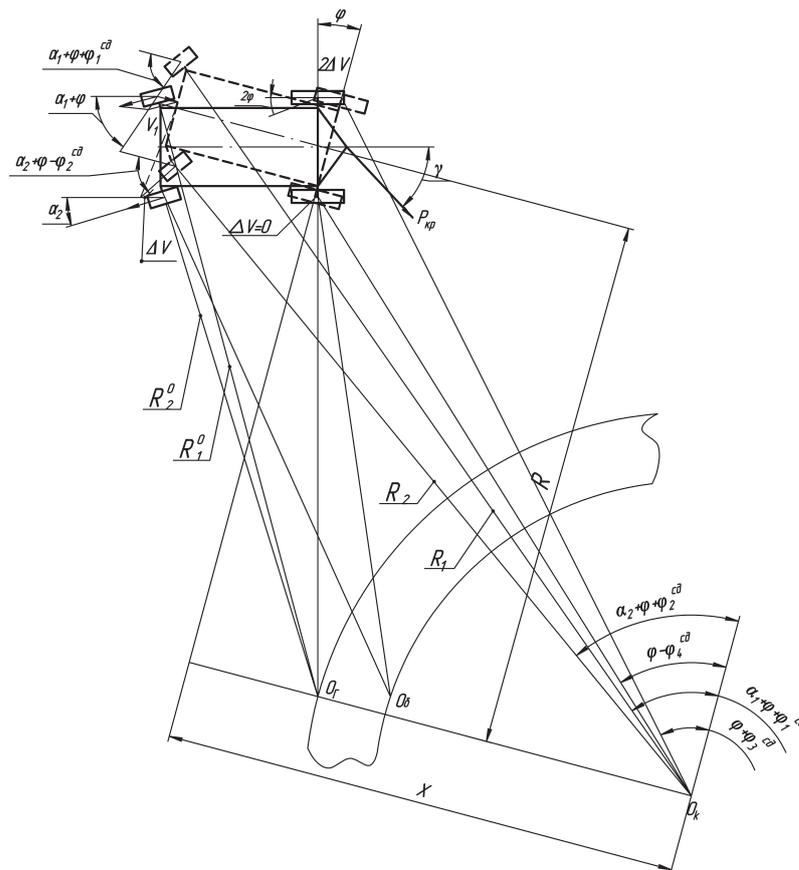


Рис. 5. Кинематическая схема поворота трактора со слабыми передними колесами: сплошная линия – начальное положение корпуса трактора при вхождении в поворот, штриховая линия – конечное положение корпуса трактора при установившемся повороте

Соотношение путей S_1^{Π} и S_2^{Π} определяется относительными поворотами колес вокруг полюса трения $S_1^{\Pi} = (a_T + B)\varphi$ и $a_T \varphi = S_2^{\Pi}$, а также вокруг центра МКД ПВМ

$$\frac{S_1^{\Pi} - S_2^{\Pi}}{2} = \frac{B}{2}\varphi.$$

В векторной форме: $\overline{O_2^0 O_2} = \overline{O_2^0 P} + \overline{P O_2}$.

На рис. 5 произведено геометрическое суммирование скоростей

$$\begin{aligned} \overline{V}_1 &= \overline{V}_1^0 - \overline{\Delta V}, & \overline{V}_3 &= \overline{V}_3^0 - 2\overline{\Delta V}, \\ \overline{V}_2 &= \overline{V}_2^0 + \overline{\Delta V}, & \overline{V}_4 &= \overline{V}_4^0 + \overline{\Delta V}. \end{aligned}$$

где

$$\begin{aligned} V_1^0 &= R_1^0 \omega_{\theta}, & V_3^0 &= R_3^0 \omega_{\theta}, \\ V_2^0 &= R_2^0 \omega_{\theta}, & V_4^0 &= R_4^0 \omega_{\theta}, \quad 2\Delta V = B\Delta\omega_{\kappa}. \end{aligned}$$

Векторы скоростей V_i^0 приложены в центрах колес и направлены перпендикулярно радиусом R_i^0 . Векторы скоростей ΔV направлены параллельно корпусу, повернутому на угол φ . Результирующие скорости перенесем в центры колес повернутого корпуса. Они направлены под следующими углами к корпусу трактора:

– передних колес:

$$\begin{aligned} i = 1 & \text{ под углом к продольной оси трактора } \alpha_1 + \varphi - \varphi_1^{\text{сд}}, \\ i = 2 & \text{ под углом к продольной оси трактора } \alpha_2 + \varphi^+ + \varphi_2^{\text{сд}}; \end{aligned}$$

– задних колес:

$$\begin{aligned} i = 3 & \text{ под углом к продольной оси трактора } \varphi - \varphi_3^{\text{сд}}, \\ i = 4 & \text{ под углом к продольной оси трактора } \varphi + \varphi_4^{\text{сд}}. \end{aligned}$$

Проведем перпендикулярно результирующим скоростям лучи до пересечения их в т. O_{κ} – кинематическом центре скоростей. Два других центра геометрический O_T и силовой O_{θ} перемещаются по окружностям вокруг кинематического центра.

7. Уравнение кинематики межосевого блокированного привода. Предложенная расчетная схема позволяет объяснить, почему при повороте с тяговой нагрузкой у тракторов «Беларус 2522» передние колеса «тянут», хотя $K_R > K_V$. В самом деле, если в формуле (1) без учета углов увода

$$R^0 = \frac{L}{\text{tg}\alpha_{12}},$$

$$R_3^0 = R^0 + 0,5B, \quad R_1^0 = \frac{R_3^0}{\cos\alpha_1},$$

$$R_4^0 = R^0 - 0,5B, \quad R_2^0 = \frac{R_4^0}{\cos\alpha_2},$$

то поворот с кинематическим уводом колес, вызванный работой МКД ПВМ и ЗВМ, приводит к развороту корпуса трактора на угол φ вокруг колеса $i = 4$.

Длины суммарных начальных перемещений колес $i = 1$ и 2 определим из условия откатывания вокруг центра колеса $i = 4$ внешнего колеса $i = 1$ назад, а внутреннего вперед:

$$r_1^\Sigma = \sqrt{\left[\left(a_T + \frac{B_{12}}{2} \right) + \frac{B_{12}}{2} \right]^2 + L^2 \cos^2 \alpha_{12}} = 3,065 \text{ м},$$

$$r_2^\Sigma = \sqrt{\left[\left(a_T + \frac{B_{12}}{2} \right) - \frac{B_{12}}{2} \right]^2 + L^2 \cos^2 \alpha_{12}} = 2,555 \text{ м}. \quad (4)$$

Здесь $a_T = L \sin \alpha_{12}$, $B_{12} = B / \cos \alpha_{12} = 1,807 \text{ м}$.

При этом остальные колеса откатываются назад на следующие расстояния:

$$S_1^\Sigma = 2\pi r_1^\Sigma \varphi,$$

$$S_2^\Sigma = 2\pi r_2^\Sigma \varphi,$$

$$S_3 = 2\pi B_{12} \varphi.$$

Тогда

$$K_R = \frac{2\pi(R_1^0 + R_2^0) - \Delta S_1 - \Delta S_2}{2\pi(R_3^0 + R_4^0) - \Delta S_3}. \quad (5)$$

Если $\alpha_1 = 20^\circ$, $\alpha_2 = 24^\circ$, $L = 2,55 \text{ м}$, $B_{12} = B_{34} = 1,7 \text{ м}$, $\varphi = 17^\circ$ (угол φ следует подставлять в радианах), $R^0 = 6,67 \text{ м}$, $R_1^0 = 7,91 \text{ м}$, $R_2^0 = 6,26 \text{ м}$, $R_3^0 = 7,52 \text{ м}$, $R_4^0 = 5,82 \text{ м}$, $a_T = 0,955 \text{ м}$, то $S_1 = 5,70 \text{ м}$, $S_2 = 4,74 \text{ м}$, $S_3 = 5,37 \text{ м}$.

Тогда

$$K_R = \frac{2\pi[(7,91 + 6,26) + (0,907 + 0,754)]}{2\pi[(7,52 + 5,82) + 0,503]} = 0,986.$$

В результате откатывания назад внешних колес кинематическое несоответствие уменьшилось с $K_R^0 = 1,055$ до $K_R = 0,98 \approx K_V$ (у мощных тракторов). Экспериментально установлено, что у тракторов «Беларус 2522» класса тяги 50 кН угол кинематического увода колес $\varphi \approx 15^\circ$, $K_R \approx 0,9 \approx K_V$.

Визуальные наблюдения показали, что у реальной ходовой системы в начальной стадии поворота внешние колеса откатываются назад, подключая ПВМ путем снижения K_R , что также свидетельствует о реальности предложенной расчетной схемы. Уравнение (5) получено при условии, что колеса трактора не буксуют.

В контактах с почвой i -колес трактора с МБП проявляются буксования колес, которые из-за действия ДТР отличаются на величину $\Delta\delta_i$ от рассчитанных δ_i^0 по характеристикам прямолинейного движения для трактора с МДП. Теоретические скорости вращения колес проявляются в центрах вращения колес, расположенных на поперечных расстояниях – эксцентриситетах Δ_i от плоскости качения колеса

$$\Delta_i = R_i^0 (\delta_i^0 \pm \Delta\delta_i).$$

Кроме того, будем учитывать перемещения качения колес S_1, S_2, S_3 , вызванные поворотом корпуса вокруг полюса трения. С учетом изложенного перепишем уравнение (5) в следующем виде:

$$K_V = \frac{\frac{R_1^0 + \frac{S_1}{2\pi}}{1 - \delta_1^0 \pm \Delta\delta_1 - \Delta\delta_{12}} + \frac{R_2^0 + \frac{S_2}{2\pi}}{1 - \delta_2^0 \pm \Delta\delta_2 - \Delta\delta_{12}}}{\frac{R_3^0 + \frac{S_3}{2\pi}}{1 - \delta_3^0 \pm \Delta\delta_3 + \Delta\delta_{34}} + \frac{R_4^0 + \frac{S_4}{2\pi}}{1 - \delta_4^0 \pm \Delta\delta_4 + \Delta\delta_{34}}}. \quad (6)$$

Для трактора с МБП и $K_V = 1,05$ при повороте с $P_{кр} = 12\text{кН}$, подставив из табл. 1 в формулу $\delta_1^0 - \Delta\delta_1 + \Delta\delta_{12} = 0,02$, $\delta_2^0 - \Delta\delta_2 + \Delta\delta_{12} = 0,10$, $\delta_3^0 - \Delta\delta_3 - \Delta\delta_{34} = 0,115$, $\delta_4^0 \pm \Delta\delta_4 - \Delta\delta_{34} = 0,153$, получим

$$K_V = \frac{\frac{7,91 + 3,065 \cdot 0,296}{0,98} + \frac{6,26 + 2,55 \cdot 0,296}{0,9}}{\frac{7,52 + 1,7 \cdot 0,296}{0,885} + \frac{5,82}{0,85}} = 1,055.$$

Таким образом, расчеты по уравнению (6) подтвердили данные эксперимента (табл. 1).

8. Уравнения кинематических связей.

8.1. Выбор расчетной схемы. На рис. 6 показаны основные построения кинематики поворота трактора с кинематическим опережением в приводе передних колес. Примем, что контур реального трактора по центрам колес при $\alpha_{12} = 0$ имеет форму четырехугольника. Пусть при повороте реального трактора правое колесо, поворачиваясь вокруг шкворня (отмечено кружочком), смещается вперед, а внутреннее левое колесо аналогичным образом смещается назад.

Для упрощения изложения примем полупространственную расчетную схему: колеса расположим в точках пересечения плоскостей качения колес с лучом, проведенным из геометрического центра через центр ПВМ. Назовем данный луч базовым. Базовым будет также луч, проведенный из геометрического центра через ось задних колес. В дальнейшем от них будем производить построения.

При такой расчетной схеме внешнее колесо смещено от нейтрального положения вперед на продольное расстояние

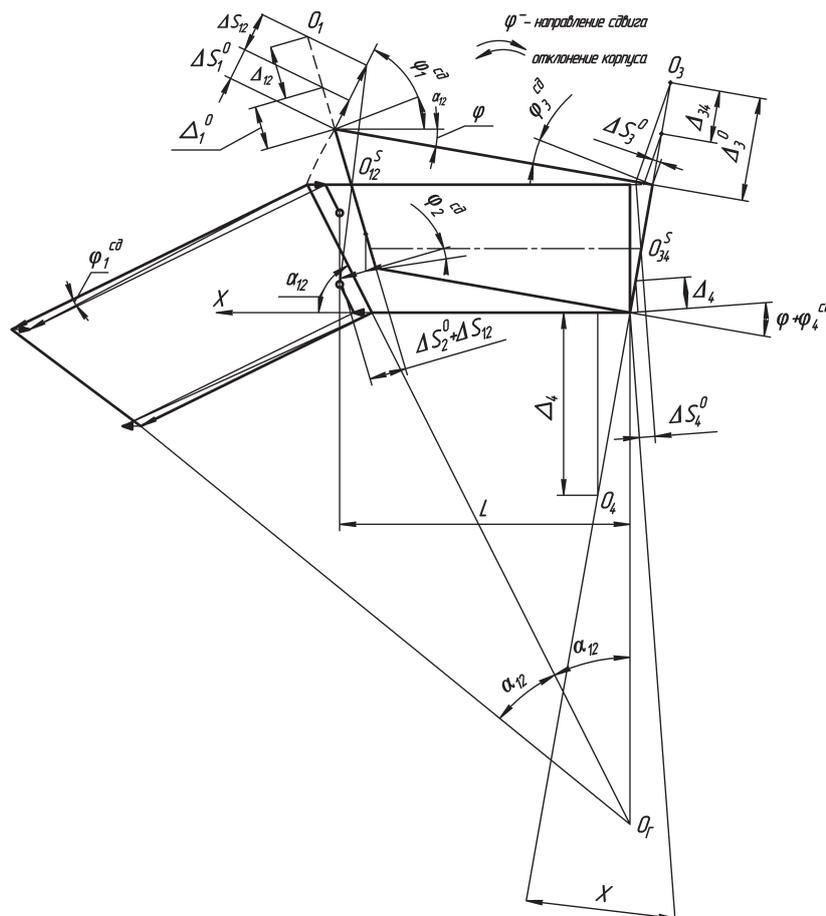


Рис. 6. Полупространственная схема к расчету сдвиговых деформаций почвы колесами $K > K_R$

$$S_1^{\text{cx}} = \frac{B}{2} \sin \alpha_{12} \cos \alpha_{12} = \frac{B \sin 2\alpha_{12}}{4},$$

а внутреннее колесо на такое же расстояние назад: $S_2^{\text{cx}} = -S_1^{\text{cx}}$. При $B = 1,68$ м, $\alpha_{12} = 22^\circ$, $S_2^{\text{cx}} = -S_1^{\text{cx}} = 0,292$ м, $L_{13} = 2,84$ м, $L_{24} = 2,26$ м.

У реального трактора названные продольные смещения центров контактов колес $S_1^p = l_{\text{ц}} \sin \alpha_1$, $S_2^p = l_{\text{ц}} \sin \alpha_2$, где $l_{\text{ц}}$ – длина поворотной цапфы ($l_{\text{ц}} = 0,35$ м). Если $\alpha_1 = 20^\circ$, $\alpha_2 = 24^\circ$, тогда $S_1 = 0,127$ м, $S_2 = -0,156$ м.

Таким образом, в полупространственной расчетной схеме продольные смещения центров контактов передних колес обоих бортов больше на $S_1^{\text{cx}} - S_1^p = 0,14 - 0,16$ м. Принятое допущение, однако, существенно упрощает расчетную схему и целесообразно при изложении общих принципов теории. Для проверки предложенных теоретических положений далее излагаем алгоритм обработки экспериментальных данных, приведенных в табл. 1.

8.2. *Расчет эксцентриситетов.* Вначале, используя экспериментальные данные, рассчитаем приращения эксцентриситетов центров вращения пятен контакта колес для трактора с МДП, если $\Delta_{12} = 0$ и $\Delta_{34} = 0$:

передних

$$\Delta_1 = R_1^0 \Delta \delta_1, \quad \Delta_2 = R_2^0 \Delta \delta_2, \quad (7)$$

задних

$$\Delta_3 = R_3^0 \Delta \delta_3, \quad \Delta_4 = R_4^0 \Delta \delta_4, \quad (8)$$

и отложим их вдоль осей вращения: у внешних колес наружу от центров задних колес и внутренних – к центру скоростей.

Для трактора с МБП на основе экспериментальных данных также рассчитаем результирующие (суммарные) эксцентриситеты центров вращения колес:

передних

$$\Delta_1^\Sigma = R_1^0 \delta_1, \quad \Delta_2^\Sigma = R_2^0 \delta_2,$$

задних

$$\Delta_3^\Sigma = R_3^0 \delta_3, \quad \Delta_4^\Sigma = R_4^0 \delta_4,$$

и определим центральные эксцентриситеты Δ_{12} колес ПВМ и Δ_{34} – колес ЗВМ:

$$\Delta_{12} = \frac{R_1^0 \Delta \delta_1 + R_2^0 \Delta \delta_2}{2},$$

$$\Delta_{34} = \frac{R_3^0 \Delta \delta_3 + R_4^0 \Delta \delta_4}{2}.$$

При равенстве K_V у тракторов с МБП и МДП центральные эксцентриситеты рассчитаем по следующим формулам:

$$\begin{aligned} \text{если } K_V > K_R, \text{ то} \quad \Delta_{12} &= \Delta_i^0 - \Delta_i, \text{ где } i = 1, 2, \\ \Delta_{34} &= \Delta_i^0 + \Delta_i, \text{ где } i = 3, 4 \end{aligned}$$

(Δ_i^0 – эксцентриситеты, рассчитанные для трактора с МДП);

если $K_V < K_R$, то правила знаков противоположны.

Приращения центральных эксцентриситетов вызваны закруткой трансмиссии НБП и появлением центральных ДТР в результате кинематического рассогласования межосевого привода и кинематики поворота колес.

Тогда в соответствии с экспериментальными данными при $K_V = 1,05$ колеса ПВМ развивают равные касательные силы тяги при меньших буксованиях при МБП, чем при МДП, а задние, наоборот, при больших. Это соответствует схеме приложения ДТР к колесам ПВМ – направленным вперед, на колесах ЗВМ – назад. При $K_V = 0,93$ распределение ДТР противоположное.

8.3. *Расчет сдвиговых деформаций.* Названным эксцентриситетам соответствуют сдвиговые деформации пятен контактов i -колес под действием упругого момента закрутки трансмиссии и отклоняющих моментов. На малых сдвиговых деформациях формируются ДТР. Сдвиговые деформации $\Delta S_i^{сд} = 0$ приложены под углами $\varphi_i^{сд}$ к плоскостям качения i -колес. Сдвиги в результате поворота вокруг полюса трения σ_{12}^S колес ПВМ по часовой стрелке моментом колес ЗВМ направлены под результирующими углами:

колесо $i = 1$ под углом $\alpha_{12} + \varphi_1^{сд}$. Соответствующая боковая сила к нему приложена изнутри колеса от центра скоростей;

колесо $i = 2$ под углом $\alpha_{12} - \varphi_2^{сд}$;

колесо $i = 3$ под углом $\varphi_3^{сд}$ к повернутому на угол φ положению корпуса трактора,

колесо $i = 4$ под углом $-\varphi_4^{сд}$.

Соответствующие сдвиговые деформации определим по таким формулам:

$$\Delta S_1^{сд} = \Delta_1 \sin(\varphi + \varphi_1^{сд}) < 0,$$

$$\Delta S_2^{сд} = \Delta_2 \sin(\varphi - \varphi_2^{сд}) > 0,$$

$$\Delta S_3^{сд} = \Delta_3 \sin(-\varphi + \varphi_3^{сд}) > 0,$$

$$\Delta S_4^{сд} = \Delta_4 \sin(-\varphi - \varphi_4^{сд}) < 0.$$

Обычно при повороте трактора с тяговой нагрузкой сдвиговые деформации $\Delta S_i^{сд}$ колес $i = 1$ и $i = 4$ отрицательны и суммируются с сдвигами буксования, а колес $i = 2$ и $i = 3$ – положительны и вычитаются из сдвигов буксования.

8.4. *Построение плана скоростей.* Соотношения скоростей качения и сдвига колес следует из следующих соображений: в центрах вращения i -колес проявляются теоретические скорости, которые графически представим отрезками $B_{Ti} = R_i^0 \operatorname{tg} \alpha_{12}$.

В контактах i -колес проявляются действительные скорости, которые графически представим отрезками $S_{\Delta i} = R_i^0 (1 - \delta_i) \operatorname{tg} \alpha_{12}$.

Отрезки $S_{\Delta i}$, представляющие в масштабе действительные скорости, следует отложить перпендикулярно лучам $R_1^0, R_2^0, R_3^0, R_4^0$.

Для расчета результирующих скоростей в контактах колес с почвой произведем геометрическое суммирование отрезков, графически представляющих действительные скорости качения колес и сдвигов в контактах i колес с почвой $S_{рез i} = \overline{S_{\Delta i}} + \Delta S_i^{сд}$. В наших экспериментах (табл. 2) сдвиговые деформации не превышали $\Delta S_i^{сд} = 0,16 S_{\Delta i}$.

8.5. *Расчет углов сдвига и поворота колес ПВМ.* Углы сдвига формируются в результате поворота пятен контакта жестких колес вокруг центров вращения. Если колесо $i = 3$ откатывается назад, то, используя геометрическое сложение скоростей и теорему синусов, для колеса $i = 1$ запишем

$$\frac{R_1^0 \operatorname{tg} \alpha_{12} (1 - \delta_1)}{\sin(\alpha_{12} + \varphi_1^{сд})} = -\frac{0,5 B \operatorname{tg} \varphi}{\sin \varphi_1^{сд}}.$$

Из-за малости углов $\varphi_1^{сд}$ примем $\sin \varphi_1^{сд} \approx \varphi_1^{сд}$, $\cos \varphi_1^{сд} = 1$ и после преобразования приведенного выражения получим:

$$\varphi_1^{сд} = \frac{0,5 B \operatorname{tg} \varphi \sin \alpha_{12}}{R_1^0 \operatorname{tg} \alpha_{12} + 0,5 B \operatorname{tg} \varphi \cos \alpha_{12}}.$$

Если колесо $i = 4$ прокатывается вперед, то для колеса $i = 2$ запишем:

$$\frac{R_2^0 \operatorname{tg} \alpha_{12} (1 - \delta_2)}{\sin(\alpha_{12} - \varphi_2^{\text{сд}})} = \frac{0,5B \operatorname{tg} \varphi}{\sin \varphi_2^{\text{сд}}}.$$

После преобразования приведенного выражения получим

$$\varphi_2^{\text{сд}} = \frac{0,5B \operatorname{tg} \varphi \sin \alpha_{12}}{R_2^0 \operatorname{tg} \alpha_{12} (1 - \delta_2) - 0,5B \operatorname{tg} \varphi \cos \alpha_{12}}.$$

Углы $\varphi_1^{\text{сд}}$ и $\varphi_2^{\text{сд}}$ сдвига колес ПВМ формируются под действием отклоняющего момента, направленного на рис. 6 по часовой стрелке. Аналогичные углы сдвига колес ЗВМ $\varphi_3^{\text{сд}}$ и $\varphi_4^{\text{сд}}$ формируются под действием стабилизирующего момента, создаваемого передними колесами.

Продолжив направления линий сдвига колес $i=1$ и $i=2$, получим их точку пересечения впереди трактора. Продолжив направления линий сдвига колес $i=3$ и $i=4$, получим точку их пересечения позади трактора. Сдвиги колес ПВМ $\Delta S_1^{\text{сд}}$ и $\Delta S_2^{\text{сд}}$ происходят вокруг полюса $O_{S_{12}}$, смещенного относительно продольной оси на расстояние a_{12}^S , а такие же сдвиги колес ЗВМ $\Delta S_3^{\text{сд}}$ и $\Delta S_4^{\text{сд}}$ вокруг полюса $O_{S_{34}}$, смещенного на расстояние a_{34}^S .

Углы бокового увода формируются под действием боковых сил при качении эластичных колес вокруг центра скоростей. Результирующие углы бокового увода $\varphi_{\delta i}$ колес $i=1$ и $i=4$ по направлению и величине совпадают с углами сдвига $\varphi_1^{\text{сд}}$ и $\varphi_4^{\text{сд}}$, и не совпадают с углами сдвига $\varphi_2^{\text{сд}}$ и $\varphi_3^{\text{сд}}$ колес $i=2$ и $i=3$. Разность бокового увода и сдвига для названных колес достигает 10° , что является причиной их повышенного износа.

8.6. Расчет приращений буксования колес $i=1$ и $i=2$, вызванных поворотом рамы на угол φ

$$\Delta \delta_1 = \frac{-\Delta S_1}{R_1^0 \operatorname{tg} \alpha_{12} (1 - \delta_1) - \frac{0,5B \varphi}{\cos \alpha_{12}}},$$

$$\Delta \delta_2 = \frac{\Delta S_2}{R_2^0 \operatorname{tg} \alpha_{12} (1 - \delta_2) - \frac{0,5B \varphi}{\cos \alpha_{12}}}.$$

8.7. Вывод уравнений кинематических связей. Для трактора МДП

$$\Delta S_1 + \Delta S_2 = B \operatorname{tg} \varphi_{12}^{\text{сд}}. \quad (9)$$

Соединим концы векторов ΔS_1 и ΔS_2 штриховой линией и найдем точку O_{12} пересечения описанной штриховой линии с осью вращения передних колес.

Угол между названными линиями обозначим $\varphi_{12}^{\text{сд}}$, тогда

$$\Delta S_1 + \Delta S_2 = \frac{B \operatorname{tg} \varphi_{12}^{\text{сд}}}{\cos \alpha_{12}}. \quad (10)$$

Соединим концы векторов ΔS_3 и ΔS_4 штриховой линией и найдем точку пересечения ее с осью колес, угол между названными линиями обозначим $\varphi_{34}^{\text{сд}}$ (из-за ограничения объемов статьи рисунок не приводится).

На рис. 6 трактор поворачивается с качением колес против часовой стрелки, его корпус отворачивается на угол φ по часовой стрелке в результате откатывания внешних колес. При сдвигах против часовой стрелки задних колес вокруг центров O_3 и O_4 на перемещениях ΔS_3 и ΔS_4 формируются ДТР задних колес, направленные назад. При сдвигах против часовой стрелки передних колес вокруг центров O_1 и O_2 на перемещениях ΔS_1 и ΔS_2 формируются ДТР передних колес, направленные вперед.

Далее подставим в уравнение (9) выражение для ΔS_3 и ΔS_4 и получим уравнение, связывающее показатели кинематики поворота колес ЗВМ:

$$R_4^0 \Delta \delta_4 \sin(\varphi_4^{\text{сд}} + \varphi) + R_3^0 \Delta \delta_3 \sin(\varphi_3^{\text{сд}} + \varphi) = B \operatorname{tg} \varphi_{34}^{\text{сд}} \quad (12)$$

Аналогичные преобразования сделаем для колес ПВМ;

$$R_1^0 \Delta \delta_1 \sin(\varphi_1^{\text{сд}} + \varphi) - R_2^0 \Delta \delta_2 \sin(\varphi_2^{\text{сд}} + \varphi) = \frac{B \operatorname{tg} \varphi_{12}^{\text{сд}}}{\cos \alpha_{12}}. \quad (13)$$

По нашим расчетам, углы $\varphi_{12}^{\text{сд}}$ и $\operatorname{tg} \varphi_{34}^{\text{сд}}$ находятся в пределах 2–4°, а значения $\Delta \delta_i$ – в пределах до 0,1. Названные линии сдвига проходят:
 через полюса трения колес ПВМ и ЗВМ, если применен МДП;
 через центры вращения O_{12} и O_{34} , образованные центральными эксцентриситетами, если применен МБП ($\Delta_{12} \neq 0$ и $\Delta_{34} \neq 0$). Соблюдаются следующие соотношения:
 для колес ПВМ

$$\frac{\frac{0,5B_{12}}{\cos \alpha_{12}} - e_{12}^S - \Delta_{12}}{\frac{0,5B_{12}}{\cos \alpha_{12}} + e_{12}^S + \Delta_{12}} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{\Delta_1 \sin(\alpha_{12} + \varphi_{12}^{\text{сд}})}{\Delta_2 \sin(\alpha_{12} - \varphi_{12}^{\text{сд}})}, \quad (14)$$

для колес ЗВМ

$$\frac{0,5B_{34} + a_{34}^S + \Delta_{34}}{0,5B_{34} - a_{34}^S - \Delta_{34}} = \frac{\Delta_3 \sin(\varphi + \varphi_3^{\text{сд}})}{\Delta_4 \sin(\varphi + \varphi_4^{\text{сд}})}. \quad (15)$$

Рассчитаем такие центральные сдвиговые деформации в полюсах трения колес ПВМ и ЗВМ, исходя из следующих выражений:

$$\Delta S_{12} = \Delta S_1 \frac{e_{12}^S + \Delta_{12}}{\frac{0,5B}{\cos \alpha_{12}} - e_{12}^S - \Delta_{12}},$$

$$\Delta S_{34} = \Delta S_4 \frac{a_{34}^S + \Delta_{34}}{0,5B - a_{34}^S - \Delta_{34}}.$$

В приведенных кинематических уравнениях (12)–(15) семь неизвестных – $\Delta \delta_1, \Delta \delta_2, \Delta \delta_3, \varphi_{12}^{\text{сд}}, \varphi_{34}^{\text{сд}}$ и φ . Для их расчета следует получить и решить уравнения динамики, приведенные в нашей работе [16].

8.8. Расчет положения кинематического центра скоростей.

$$R_{13} - R_{24} = \frac{L_{13}}{\operatorname{tg}(\alpha_1 + \varphi_1^{\text{сд}} + \varphi) - \operatorname{tg}(\varphi + \varphi_{\delta 3})} - \frac{L_{24}}{\operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_{\delta 2} - \varphi) - \operatorname{tg}(\varphi + \varphi_4^{\text{сд}})} = B_{34},$$

$$x = R_{13} \operatorname{tg}(\varphi + \varphi_{\delta 3}) = R_{24} \operatorname{tg}(\varphi + \varphi_4^{\text{сд}}),$$

$$L + x = R_{13} \operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi_1^{\text{сд}} + \varphi) = R_{24} \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi_{\delta 2} + \varphi).$$

Отсюда

$$\frac{R_{13}}{R_{24}} = \frac{\operatorname{tg}(\varphi + \varphi_{\delta 3})}{\operatorname{tg}(\varphi + \varphi_4^{\text{сд}})} = \frac{\operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi_{\delta 2} + \varphi)}{\operatorname{tg}(\alpha_{12} + \varphi_1^{\text{сд}} + \varphi)}.$$

9. Расшифровка экспериментов. Исходные данные приведены в табл. 1: $\alpha_1 = 20^\circ$, $\alpha_2 = 24^\circ$, $\alpha_3 = 0^\circ$, $\alpha_4 = 0^\circ$, $R_1^0 = 7,02$ м, $R_2^0 = 5,47$ м, $R_3^0 = 6,59$ м, $R_4^0 = 4,91$ м. Для трактора с МДП $\varphi = 5^\circ$, $x = -1,025$ м. Для трактора с МБП $\varphi = 17^\circ$, $x = 2,86$ м, поперечные смещения полюсов трения ЗВМ и ПВМ

$$a_{s34} = 0,5e \frac{N_4 - N_3}{N_3 + N_4} = 0,84 \frac{18,02 - 15,63}{15,63 + 18,02} = 0,06 \text{ м},$$

$$e_{s12} = 0,5e \frac{N_1 - N_2}{N_1 + N_2} = 0,84 \frac{8,5 - 7,8}{7,8 + 8,5} = 0,036 \text{ м}.$$

Результаты расчетов по формулам п. 8 приведены в табл. 2.

Т а б л и ц а 2. Результаты расшифровки экспериментов (данные см. в табл. 1)

| Показатель | Колеса трактора с МДП, $K_V = 1,07, P_{kp} = 12,82$ кН | | | | Колеса трактора с МБП, $K_V = 1,055, P_{kp} = 12,00$ кН | | | |
|---|---|---------|----------------------------------|---------|--|---------|---------------------------|---------|
| | $i = 1$ | $i = 2$ | $i = 3$ | $i = 4$ | $i = 1$ | $i = 2$ | $i = 3$ | $i = 4$ |
| Экспериментальные значения результирующих буксований (табл. 1) | 0,09 | 0,18 | 0,095 | 0,10 | 0,02 | 0,10 | 0,15 | 0,155 |
| Приращения буксований колес $\Delta\delta_i = \delta_i^0 - \delta_i$ | – | – | – | – | –0,07 | –0,08 | 0,055 | 0,05 |
| Центральные буксования | – | – | – | – | $\Delta_{12} = -0,075$ | | $\Delta_{34} = -0,0525$ | |
| Результирующие нецентральные эксцентриситеты, м | 0,632 | 0,9864 | 0,626 | 0,491 | 0,1404 | 0,547 | 0,988 | 0,761 |
| Центральные эксцентриситеты, м | $\Delta_{12} = e_{12}^S = 0,036$ | | $\Delta_{34} = -a_{34}^S = 0,06$ | | $\Delta_{12} = 0,344$ | | $\Delta_{34} = 0,875$ | |
| Суммарные поперечные эксцентриситеты колес Δ_i , м | 0,596 | 0,9486 | 0,632 | 0,497 | –0,204 | 0,203 | 0,113 | –0,114 |
| Углы сдвига φ_i^{cl} колес к плоскости качения, град | 0,58 | –0,80 | 2,0 | –5,2 | 1,78 | –2,84 | 5,0 | –5,7 |
| Сдвиги контактов колес центральные, м | $\Delta S_{12} = 0,0019$ | | $\Delta S_{34} = 0,020$ | | $\Delta S_{12} = -0,072$ | | $\Delta S_{34} = 0,05$ | |
| Сдвиги контактов колес суммарные, м $\Delta S_i^\Sigma = \Delta_i^\Sigma \sin(\varphi + \varphi_i^{cl})$ | 0,058 | 0,0695 | 0,022 | 0,05 | 0,045 | 0,179 | 0,086 | 0,076 |
| Сдвиги контактов колес боковые, м $\Delta S_{Bi} = \Delta S_i^\Sigma \sin \varphi_i^{cl}$ | –0,077 | 0,0885 | 0,002 | 0,03 | –0,017 | 0,107 | 0,036 | 0,026 |
| Приращения боковых сдвигов колес | – | – | – | – | –0,06 | 0,02 | 0,034 | 0,004 |
| Экспериментальные значения углов бокового увода колес, φ_{Bi} , град | 0,58 | –9,3 | –3,5 | –6,9 | 2,12 | 1,53 | –3,7 | –5,7 |
| Разность углов увода $\varphi_i^{cl} - \varphi_{Bi}$, град | 0 | 10,1 | 5,5 | 0 | 0 | 4,37 | –8,7 | 0 |
| Углы сдвига мостов, град | $\varphi_{12}^{cl} = 4,3$ | | $\varphi_{34}^{cl} = 0,92$ | | $\varphi_{12}^{cl} = 1,2$ | | $\varphi_{34}^{cl} = 5,5$ | |

Выполненный анализ позволил выделить из экспериментально определенных показателей кинематики поворота значения компонент буксований, эксцентриситетов центров вращения, сдвигов контактов колес, углов сдвига i -колеса и мостов тракторов с МДП и МБП. Проведенный анализ подтвердил обоснованность предложенной научной гипотезы гибридной теории поворота. Наши исследования касались также динамики установившегося поворота [16], где впервые выделены компоненты паразитных сил – ДТР и предложены не представленные в настоящей работе уравнения динамики установившегося поворота. Всего выделено 19 уравнений кинематики и динамики поворота. Таким образом, созданы реальные предпосылки для создания программ расчета с приемлемой точностью поворачиваемости трактора на основе характеристик одиночных колес. Экспериментально установлены также базы исходных данных – константы аппроксимации названных характеристик.

Выводы

1. При установившемся повороте МТА на базе колесного трактора с простыми МКД углы кинематического увода колес достигают 30° . При повороте трактора с тяговой нагрузкой, даже без последней, это приводит к смещению центра скоростей назад от геометрического на продольные расстояния, сопоставимые с продольной базой трактора. Поворот вокруг кинематического центра вызван снижением скорости внешних колес и увеличением скорости внутренних колес по сравнению с поворотом вокруг геометрического центра. Как следствие, растут радиусы поворота и ширина поворотной полосы при том, что современные МТА и так имеют большую кинематическую длину. Снизить радиусы поворота МТА можно, применяя активные МКД, подобные тем, которые стали применяться на гусеничных тракторах.

2. Для обоснования параметров активного МКД и алгоритма управления последним следует разработать новые теоретические положения. Применяемые группы теорий поворота используют различный математический аппарат и не позволяют решать с приемлемой точностью ряд прикладных задач, чем ограничивается их использование.

3. Предлагаемые теоретические положения так называемой гибридной теории поворота позволяют объяснить и рассчитать особенности кинематики поворота МТА, вызванные работой МКД.

Система уравнений (12)–(15) гибридной теории установившегося поворота содержит 7 неизвестных кинематических показателей поворота – $\Delta\delta_1, \Delta\delta_2, \Delta\delta_3, \Delta\delta_4, \varphi_{12}^{сд}, \varphi_{34}^{сд}$ и φ . Для их расчета следует получить и решить уравнения динамики, приведенных в нашей работе [16].

4. С учетом предложенных расчетных схем и положений гибридной теории произведена обработка экспериментальных данных о кинематике поворота трактора с МБП и МДП. У трактора с МДП из-за отсутствия в контактах колес паразитных сил даже при почти равном с МБП кинематическом несоответствии в межосевом приводе показатели кинематики поворота существенно отличаются от аналогичных показателей трактора.

5. Выполненный анализ подтвердил, что характеристики силового взаимодействия колес с почвой, полученные для прямолинейного движения, можно использовать для построения моделей поворачиваемости на основе гибридной теории поворота.

Литература

1. *Иофинов, С. А.* Эксплуатация машинно-тракторного парка / С. А. Иофинов. – М.: Колос, 1974. – 480 с.
2. *Ванцевич, В. В.* Синтез приводов к ведущим мостам и колесам многоприводных тягово-транспортных машин: дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.03 / В. В. Ванцевич. – Минск, 1992. – 412 л.
3. *Литвинов, А. С.* Управляемость и устойчивость автомобиля / А. С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
4. *Фаробин, Я. Е.* Теория поворота транспортных машин / Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970. – 174 с.
5. *Горин, Г. С.* Тягово-энергетические параметры агрегатов для выполнения промышленных технологий в растениеводстве: дис. ... д-ра техн. наук: 05.20.01 / Г. С. Горин; ЦНИИМЭСХ. – Минск, 1986. – 376 л.
6. *Скойбеда, А. Т.* К исследованиям влияния схемы привода на поворотливость трактора и МТА / А. Т. Скойбеда, А. А. Шавель, В. М. Яцковский // Тракторы и сельхозмашины. – 1983. – № 6. – С. 9–11.
7. *Горин, Г. С.* Синтез схем поворота трактора с тяговой нагрузки / Г. С. Горин // Проблемы, технологии и механизация разработки месторождений: сб. науч. тр. науч.-техн. конф., посвящ. 100-летию со дня рождения Ф. А. Опейко; БНТУ, г. Минск, 20–23 февр. 2008 г.: в 2 ч. – Минск, 2009. – Ч. 1. – С. 30–34.
8. *Опейко, Ф. А.* Колесный и гусеничный ход / Ф. А. Опейко. – Минск: АСХН БССР, 1960. – 228 с.
9. *Жуковский, Н. Е.* Теория прибора Ромейко-Гурко / Н. Е. Жуковский // Полное собр. соч. – М.: ОНТИ НКТП СССР, 1957. – Т. VIII. – С. 102–106.
10. *Кацыгин, В. В.* Тангенциальные эластичности движителей тракторов 4×4 при взаимодействии с почвой / В. В. Кацыгин, Г. С. Горин // Тракторы и сельхозмашины. – 1980. – № 10. – С. 15–17.
11. *Кацыгин, В. В.* Сопротивление перекачиванию и оптимальное кинематическое несоответствие в приводе ведущих мостов трактора 4×4 / В. В. Кацыгин, Г. С. Горин // Тракторы и сельхозмашины. – 1981. – № 3. – С. 7–9
12. *Горин, Г. С.* Стабилизация корпуса трактора при повороте с тяговой нагрузкой / Г. С. Горин, В. М. Головач // Вес. Нац. акад. наук. Беларусі. Сер. аграр. навук. – 2007. – № 2. – С. 96–102.
13. *Полетаев, А. Ф.* Распределение на повороте нормальных нагрузок на колеса трактора 4×4 со всеми управляемыми и одинаково направленными колесами / А. Ф. Полетаев, Ю. А. Ганькин, Г. В. Голованов // Тракторы и сельхозмашины. – 1983. – № 1 – С. 15–17.
14. *Жданович, Ч. И.* Методика выбора параметров гидромашин механизма поворота гусеничного трактора / Ч. И. Жданович, М. И. Мамонов // Вес. Нац. акад. наук. Беларусі. Сер. аграр. навук. – 2006. – № 4. – С. 92–99.

15. *Гладков, Г. И.* Дифференциалы с управляемым распределением крутящих моментов по колесам автомобиля / Г. И. Гладков, С. А. Лобанов // Автомобильная промышленность. – 2004. – № 5. – С. 36–40.

16. *Горин, Г. С.* Разработка гибридной теории установившегося поворота машинно-тракторного агрегата (МТА). Динамика / Г. С. Горин, В. М. Головач, Я. Ю. Жгут // Агропанорама. – 2011. – № 1. – С. 8–13.

G. S. GORIN

**DEVELOPMENT OF THE HYBRID THEORY OF THE TURN
OF A MACHINE-TRACTOR AGGREGATE. KINEMATICS**

Summary

The article presents the data that prove the necessity to take into consideration the angles of roll steer that are created by the work of interwheel differentials when a tractor turns in a machine-tractor aggregate. The scheme of turn kinematics taking into account the work of interwheel and interaxle differentials, the parameters of a drive gear, the poles of friction of the wheels of a rear drive axle and a front drive axle and the whole system in general is proposed. The scheme of an interaxle drive gear with regard to the work interwheels differentials is corrected.

The methodology for calculation of the indices of kinematics of wheels swinging with a shift on a turn is proposed. On the basis of this methodology the data of research of a tractor – a device with interaxle blocked drive gears and interaxle differential drive gears are analyzed.