

Г. С. Горин¹, Д. М. Ганусевич²¹УО «Белорусский государственный аграрный технический университет»
г. Минск, Республика Беларусь²Белорусский национальный технический университет
г. Минск, Республика Беларусь**РАЗРАБОТКА ОСНОВ НЕТРАДИЦИОННОЙ ТЕОРИИ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ
ТРАКТОРА И НАВЕСНОГО СЕЛЬХОЗОРУДИЯ**

Аннотация. Изложены предпосылки для уточнения теории взаимодействия трактора и навесного сельхозорудия. Получены уравнения кинематики (связи малых взаимных продольно-угловых перемещений трактора и навесного сельхозорудия) и их динамики в результате названных перемещений.

Ключевые слова: трактор, балластирование, эксплуатационные настройки МТА, навесное сельхозорудие.

G. S. Gorin¹, D. M. Ganusevich²¹EI “Belarusian State Agrarian Technical University”
Minsk, Republic of Belarus²Belarusian National Technical University
Minsk, Republic of Belarus**DEVELOPMENT OF THE FUNDAMENTALS OF A NON-TRADITIONAL THEORY
OF INTERACTION OF A TRACTOR AND MOUNTED AGRICULTURAL IMPLEMENTS**

Abstract. The prerequisites for clarifying the theory of interaction between a tractor and mounted agricultural implements are outlined. Equations of kinematics (relationships between small mutual longitudinal-angular movements of the tractor and mounted agricultural implements) and their dynamics as a result of these movements are obtained.

Keywords: tractor, ballasting, operational settings of a machine-tractor unit, mounted agricultural implements.

Часть I. Предпосылки для уточнения традиционной теории

Результаты оценки энергетической эффективности одного и того же МТА существенно зависят от эксплуатационных настроек последнего.

Пример 1. Приводим экспериментальные данные по изучению влияния балластирования трактора «Беларус 3022» в агрегате с навесным глубокорыхлителем КГР-40, опыты выполнены Белорусской МИС [1] с 8-кратной повторностью, чтобы исключить случайные факторы, влияющие на результаты. Масса серийных грузов составила 1350 кг. Их навешивали на трактор спереди.

Установлено, что при работе трактора без балластных грузов с распределением веса в статике на передние колеса $G_{12} = 23,5$ кН и на задние $G_{34} = 123,3$ кН названный МТА работал со скоростью $v = 5,5$ км/ч. При этом достигнута производительность $W = 2,2$ га/ч, а расход топлива на гектар составил 16,73 кг/га. При работе с балластными грузами и распределением веса $G_{12} = 48,8$ кН, $G_{34} = 111,50$ кН достигнуты существенно лучшие результаты: $v = 6,4$ км/ч, $W = 2,56$ га/ч, расход топлива на гектар 15,08 кг/га.

Результирующее буксование при балластировании трактора передненавешенными грузами составило $\delta = 9\%$, при работе без балластирования $\delta = 18,8\%$. В то же время при работе с полунавесными орудиями балластирование трактора передненавешенными грузами незначительно снижало буксование его колес.

Пример 2. Эксперименты, выполненные в Литовском университете сельского хозяйства [2], показали, что на буксование трактора МТЗ-82 в агрегате с плугом ПЛН-3-35 большое влияние оказывают угол α_{CD} наклона верхней тяги НУ и перемещения опорного колеса плуга вдоль рамы:

максимальное буксование $\delta_{\max} = 27\%$ трактор имел, если угол наклона верхней тяги мал $\alpha_{CD} = 7^\circ$, а продольное расстояние от оси подвеса B до оси опорного колеса минимальное $l_{nl} = 0,55$ м; промежуточное буксование $\delta_{np} = 23\%$ получено при сочетании $\alpha_{CD} = 16^\circ$ и $l_{nl} = 0,55$ м; минимальное буксование $\delta_{\min} = 9\%$ трактор имел, если угол наклона верхней тяги максимальный $\alpha_{CD} = 16^\circ$, а опорное колесо отодвинуто на максимальное расстояние от оси подвеса $l_{nl} = 2,35$ м.

Пример 3. В работе [3] приводятся результаты агрокинематического анализа взаимных перемещений (дифферентов) гусеничного трактора и сельхозорудия, а также звеньев НУ. Установлено, что поломки опорных катков, раскосов и тяг НУ возникали из-за несовершенства кинематики НУ. Предлагается снизить негативные последствия дифферентов трактора, для чего следует предусмотреть двухсторонний компенсатор-амортизатор, позволяющий изменять длину верхней тяги НУ. Устранение «избыточных» связей между трактором и сельхозорудием способствует повышению тягового КПД и снижению усилий в звеньях НУ. Признаком «избыточных» связей является, например, появление усилий сжатия в верхней тяге НУ. Тем не менее, очевидно, что в последнем эксперименте нормальная нагрузка на опорное колесо орудия минимальная, а взаимные перемещения трактора и сельхозорудия в продольно-вертикальной плоскости возможны (не «стеснены»).

Пример 4. Компания Lemken разработала 8-корпусный гибридный плуг Lemken Vari Tansanit 8 со встроенным в верхнюю тягу гидроцилиндром [4]. В рабочем положении в названном гидроцилиндре создают давление подпора, что позволяет догрузить трактор массой плуга 1,6 т, при этом требуется балластировать трактор спереди грузом 1,5–2,0 т.

Таким образом, из экспериментальных данных, полученных из независимых источников, следует, что путем конструктивного совершенствования эксплуатационных настроек МТА (установкой надлежащего балласта, угла наклона верхней тяги НУ и перемещением опорного колеса плуга вдоль рамы, совершенствованием кинематики НУ, догрузкой колес трактора встроенным в верхнюю тягу гидроцилиндром) можно достичь существенного улучшения тягово-энергетических показателей МТА.

Объяснить столь существенные энергетические эффекты, следующие из приведенных экспериментальных данных, невозможно, исходя из известной традиционной теории [5, 6, 7]. Поэтому потребовалось разработать основы нетрадиционной теории силового взаимодействия трактора и навесного сельхозорудия, которая учитывает их малые взаимные перемещения.

Основные положения нетрадиционной теории взаимодействия трактора и сельхозорудия с учетом малых взаимных перемещений приведены в наших работах [5–12].

На рис. 1 приведены схемы сил, действующих на навесной МТА в продольно-вертикальной плоскости при установившемся движении с дифферентом корпуса трактора назад: a – с растяжением верхней тяги навески, если $\alpha_{CD} = 20^\circ$ и $\psi > 0$; b – со сжатием верхней тяги, если $\alpha_{CD} = 10^\circ$ и $\psi < 0$.

Координатные оси проведены: вертикальная ΣZ через ось подвеса B и направлена вниз, горизонтальная ΣX – через точку контакта опорных колес трактора и направлена вперед. Начало оси координат принято в точке их пересечения.

Малые взаимные перемещения обозначены:

– трактора:

z – вертикальные центров упругости подвески (ЦУП) Названные перемещения ЦУП z вызваны упругими перемещениями подвески) и/или шин (ЦУШ);

φ – угол поворота (дифферента) корпуса вокруг ЦУП. Названный угол дифферента корпуса трактора назад вследствие прогибов шин и переезда неровностей макро- и микрорельефа может достигнуть 3° ;

– навесного орудия:

q_{nl} – вертикальные опорного колеса, причем, через q_{nl}^0 обозначена осадка почвы при движении по ровной поверхности, а через Δq_{nl} – дополнительная осадка почвы неровности;

ψ – угол поворота рамы сельхозорудия вокруг оси опорного колеса.

Кроме перечисленных параметров на показатели силового взаимодействия трактора и навесного сельхозорудия существенно влияют расположение центров вращения тяг навески (ЦВТН) – точки пересечения в продольной плоскости осей верхней и нижних тяг, а также центра упругости

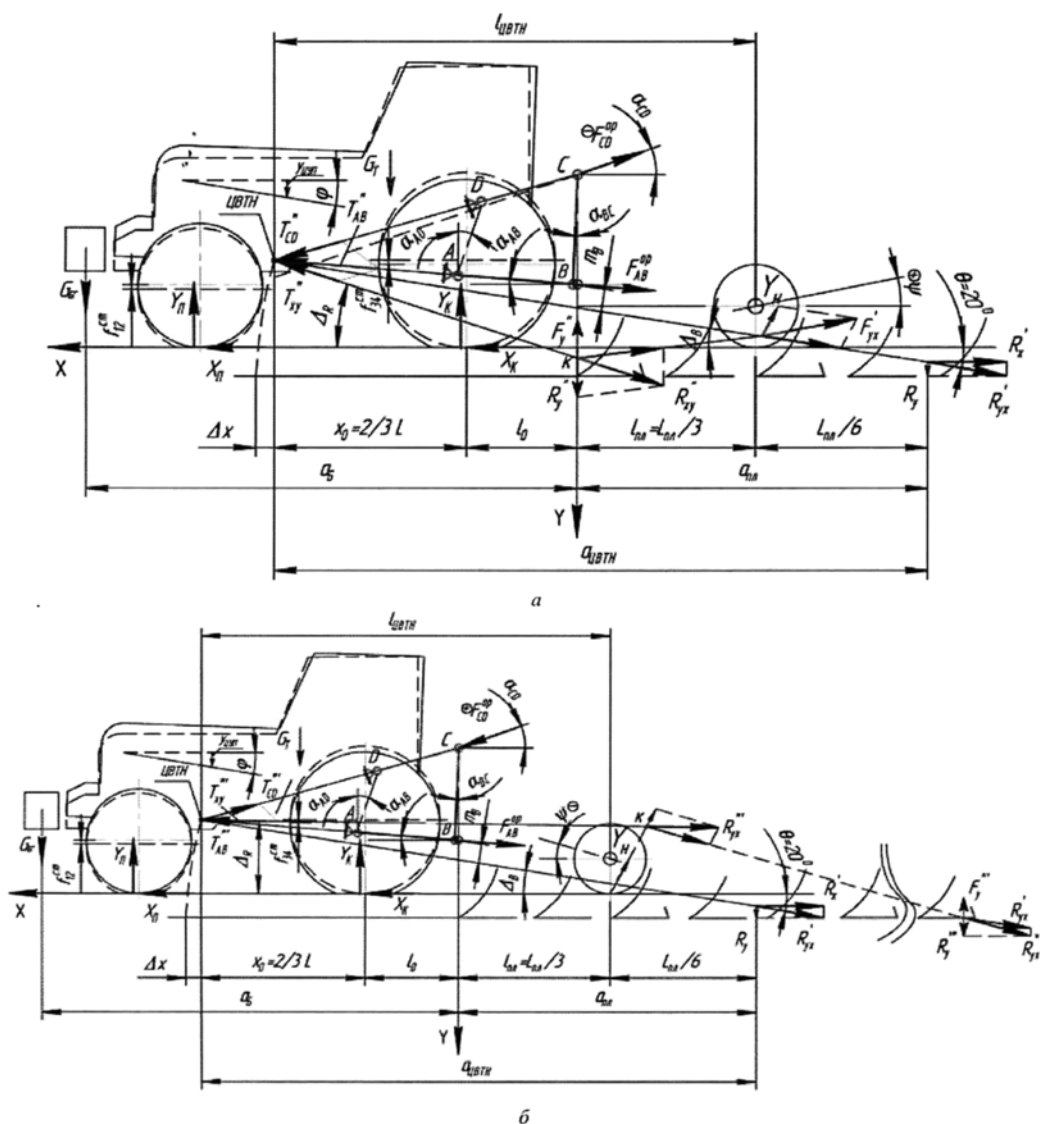


Рис. 1. Схема сил, действующих на навесной МТА в продольно-вертикальной плоскости при установившемся движении с дифференсом корпуса трактора назад:
 а – с растяжением верхней тяги навески, если $\alpha_{CD} = 20^\circ$ и $\psi > 0$; б – со сжатием верхней тяги, если $\alpha_{CD} = 10^\circ$ и $\psi < 0$

подвески (ЦУП) – точка, вокруг которой поворачивается корпус трактора и перемещается по нормали к опорной поверхности. Перемещения ЦУП вызваны упругими перемещениями подвески и шин. Колесные тракторы обычно не имеют подвески. Поэтому более уместно обозначить данную точку как центр упругости шин (ЦУШ).

При прогибах шин колес ЗВМ $f_3 \approx +0,05$ дифференс корпуса трактора назад составит

$$\varphi = \frac{f_{СП} - f_{СК}}{L} = \frac{0,03\text{ м} - 0,05\text{ м}}{3\text{ м}} \approx -2^\circ,$$

а вертикальное перемещение тягово-сцепного устройства (ТСУ) $f_{ТСУ} = 0,05 \dots 0,06 \text{ м}$.

Часть II. Кинематика взаимных перемещений трактора и навесного сельхозорудия

Вывод и анализ уравнения кинематических связей. В аналитической механике подобные задачи решают, используя метод и коэффициенты Лагранжа. Обозначим длины тяг и стойки НУ r_i и углы их наклона α_i (рис. 2) соответственно: r_{DC} и α_{DC} – верхней тяги; r_{BC} и α_{BC} – стойки; r_{AB} и α_{AB} – нижней тяги.

Обозначим также через r_{AD} длину отрезка, соединяющего шарниры крепления тяг НУ на тракторе, а через α_{AD} – угол его наклона к вертикали. В соответствии с рис. 2 запишем проекции длин отрезков r_{AB} – нижней тяги, r_{DC} – верхней тяги; r_{BC} – стойки, r_{AD} – отрезка, соединяющего шарниры крепления тяг НУ на тракторе, на продольную и вертикальные оси:

$$\left. \begin{aligned} r_{AD} \cos \alpha_{AD} + r_{DC} \sin \alpha_{DC} &= r_{BC} \cos \alpha_{BC} + r_{AB} \sin \alpha_{AB} \\ r_{AD} \sin \alpha_{AD} + r_{DC} \cos \alpha_{DC} &= r_{BC} \sin \alpha_{BC} + r_{AB} \cos \alpha_{AB} \end{aligned} \right\}.$$

Отсюда выразим тангенс угла наклона отрезка AD :

$$\operatorname{tg} \alpha_{AD} = \frac{r_{BC} \sin \alpha_{BC} + r_{AB} \cos \alpha_{AB} - r_{DC} \cos \alpha_{DC}}{r_{BC} \cos \alpha_{BC} + r_{AB} \sin \alpha_{AB} - r_{DC} \sin \alpha_{DC}}. \quad (1)$$

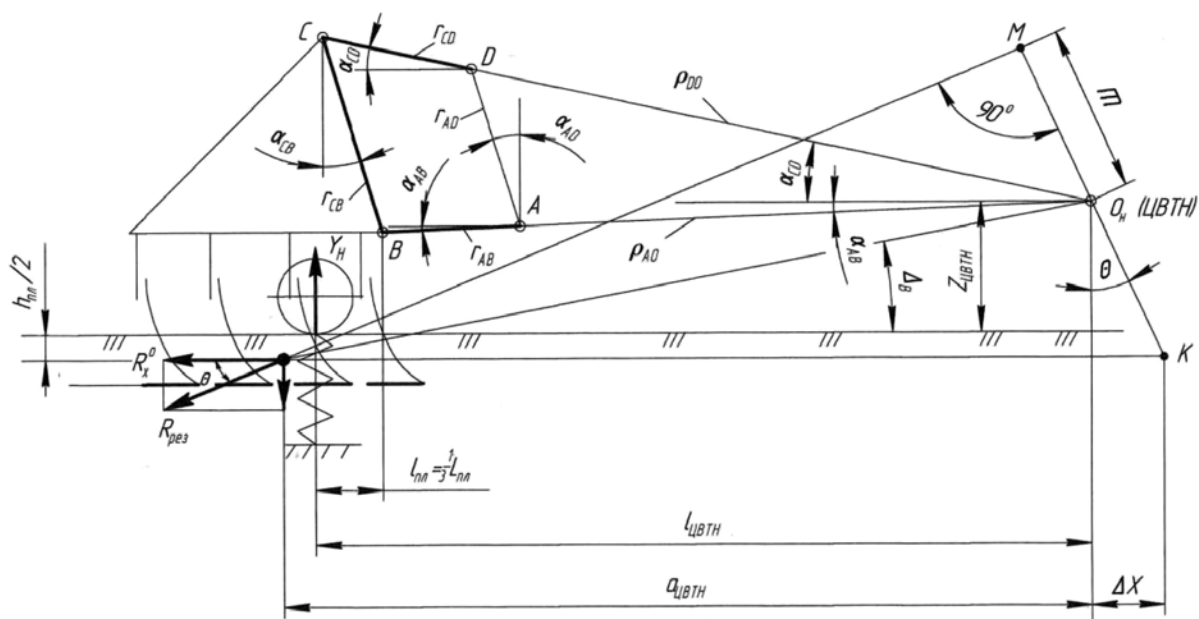


Рис. 2. Схема заднего навесного устройства (ЗНУ) – (направление движения вправо)

Продифференцируем полученные уравнения и полагаем, что приращения углов α_{BC} и α_{AD} равны малым углам ϕ и ψ :

$$d\alpha_{AD} = \phi, \quad d\alpha_{BC} = \psi, \quad (2)$$

$$\left. \begin{aligned} -r_{AD} \sin \alpha_{AD} d\alpha_{AD} + r_{DC} \cos \alpha_{DC} d\alpha_{DC} &= -r_{BC} \sin \alpha_{BC} d\alpha_{BC} + r_{AB} \cos \alpha_{AB} d\alpha_{AB} \\ r_{AD} \cos \alpha_{AD} d\alpha_{AD} + r_{DC} \sin \alpha_{DC} d\alpha_{DC} &= -r_{BC} \cos \alpha_{BC} d\alpha_{BC} + r_{AB} \sin \alpha_{AB} d\alpha_{AB} \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

где $d\alpha_{AB}$ – приращение угла наклона нижней тяги НУ.

Введем обозначения

$$\begin{aligned} K_1 &= \frac{r_{BC} \cos(\alpha_{DC} + \alpha_{BC})}{r_{AD} \cos(\alpha_{DC} + \alpha_{AD})}, \\ K_2 &= \frac{r_{AB} \sin(\alpha_{DC} - \alpha_{AB})}{r_{AD} \cos(\alpha_{DC} + \alpha_{AD})}. \end{aligned} \quad (4)$$

Тогда, исключая члены системы уравнений, содержащие $d\alpha_{DC}$ запишем

$$\phi = K_1 \psi + K_2 d\alpha_{AB}. \quad (5)$$

Изменяя положение ЦВТН, например, путем перестановки точки D (рис. 2) крепления верхней тяги НУ на тракторе, можно изменять продольную координату $l_{ЦВТН}$ – расстояние до оси опорного колеса навесного орудия. Чем больше $l_{ЦВТН}$, тем меньше влияют на нормальную нагрузку Y_H относительные перемещения трактора и сельхозорудия.

Если колесо орудия движется со смятием почвы без отрыва от поверхности поля, то приращение угла $d\alpha_{DC}$

$$d\alpha_{AB} = \frac{(z - \varphi l_{A \text{ ЦУП}}) - (q_{пл} + \psi l_{пл})}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}}. \quad (6)$$

Подставив выражение для $d\alpha_{AB}$ в предыдущую формулу (6), получим уравнение связи перемещений трактора и сельхозорудия:

$$f(\varphi, \psi, z, q_{пл}) = \varphi \left[1 + K_2 \times \frac{l_{A \text{ ЦУП}}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] - \psi \left[K_1 - K_2 \frac{l_{пл}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] + (q_{пл} - z) \left[\frac{K_2}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] = 0. \quad (7)$$

Здесь продольные расстояния: $l_{A \text{ ЦУП}}$ – от ЦУП до переднего шарнира нижней тяги (точка А); $l_{пл}$ – от заднего шарнира нижней тяги (точка В) до опорного колеса сельхозорудия.

Из треугольников $O_{цвtn}AB$ и $O_{цвtn}CD$ (рис. 2) по теореме синусов получим:

$$\frac{r_{AD}}{\sin(\alpha_{DC} + \alpha_{AB})} = \frac{\rho_{AO_{цвtn}}}{\sin(90^\circ - \alpha_{DC} - \alpha_{AD})} = \frac{\rho_{AO_{цвtn}}}{\cos(\alpha_{DC} + \alpha_{AD})}. \quad (8)$$

Откуда

$$\frac{1}{\rho_{AO_{цвtn}}} = \frac{\sin(\alpha_{DC} - \alpha_{AB})}{r_{AD} \cos(\alpha_{DC} + \alpha_{AD})}. \quad (9)$$

Преобразуем выражение (9):

$$\frac{K_2}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} = \frac{\sin(\alpha_{DC} - \alpha_{AB})}{r_{AD} \cos(\alpha_{DC} + \alpha_{AD}) \cos \alpha_{AB}} = \frac{1}{\rho_{AO_{цвtn}} \cos \alpha_{AB}}.$$

Расстояние $\rho_{AO_{цвtn}}$ – от точки А до ЦВТН.

Тогда уравнение связи приобретает следующий вид:

$$f(\varphi, \psi, z_{ЦУП}, q_{пл}) = \varphi \left(1 + \frac{l_{A \text{ ЦУП}}}{\rho_{AO_{цвtn}} \cos \alpha_{AB}} \right) - \psi \left(K_1 - \frac{l_{пл}}{\rho_{AO_{цвtn}} \cos \alpha_{AB}} \right) + \frac{q_{пл} - z_{ЦУП}}{\rho_{AO_{цвtn}} \cos \alpha_{AB}} = 0. \quad (10)$$

$$K_1 = \frac{\rho_{O_{цвtn}B}}{\rho_{AO_{цвtn}}} = \frac{\rho_{O_{цвtn}A} + r_{AB}}{\rho_{AO_{цвtn}}}.$$

Здесь

$$K_1 = \frac{\rho_{BO_{цвtn}} \rho_{OB}}{\rho_{AO_{цвtn}}} = \frac{\rho_{AO_{цвtn}} + r_{AB}}{\rho_{AO_{цвtn}}}.$$

Из уравнения связи (10) следует, что воздействие трактора на сельхозорудие наименьшее, если выражение при угле дифферента трактора φ стремится к нулю:

$$1 - \frac{l_{A \text{ ЦУП}}}{\rho_{AO_{цвtn}} \cos \alpha_{AB}} = \frac{\rho_{AO_{цвtn}} \cos \alpha_{AB} - l_{A \text{ ЦУП}}}{\rho_{AO_{цвtn}} \cos \alpha_{AB}}.$$

Выражение в числителе равно нулю, если ЦВТН и ЦУП совпадают.

Воздействие орудия на трактор наименьшее, если D в уравнении (10) выражение (11) при ψ стремится к нулю

$$K_1 - \frac{l_{ПЛ}}{\rho_{АОцетн} \cos \alpha_{AB}} = \frac{\rho_{OB}}{\rho_{OA}} = \frac{\rho_{АОцетн} + r_{AB}}{\rho_{АОцетн}} - \frac{l_{ПЛ}}{\rho_{АОцетн} \cos \alpha_{AB}} = \frac{(\rho_{АОцетн} + r_{AB}) \cos \alpha_{AB} - l_{ПЛ}}{\rho_{АОцетн} \cos \alpha_{AB}}. \quad (11)$$

Выражение в числителе равно нулю, если продольное расстояние от оси подвеса (точка В) до оси опорного колеса орудия равно аналогичному расстоянию от В до ЦВТН.

Выделив члены, содержащие $\rho_{АО} \cos \alpha_{AB}$, уравнение связи (10) перепишем в следующем виде

$$(q_{ПЛ} - z) - \phi l_{АЦУП} + \psi L_{нл} = \rho_{АОцетн} \cos \alpha_{AB} (\psi K_1 - \phi). \quad (12)$$

На рис. 2 проведем дополнительные построения. Проведем через ЦВТН перпендикуляр к направлению действия реакции $R_{рез}$ и выразим:

– продольное расстояние:

$$\Delta x = \frac{z_{ЦВТН}}{\operatorname{tg} (\theta \pm \psi)},$$

– плечо действия заглубляющего момента:

$$m = (a_{цетн} + \Delta x) \sin \theta - \frac{z_{ЦВТН}}{\sin(90 - \theta \pm \psi)}.$$

Расчет начальных условий. В статике, если тяговое усилие и скорость движения ($P_{KP} = 0$, $V = 0$), корпус трактора приобретает некоторые начальные отклонения:

– вертикальное перемещение ЦУП $z = z_0 = f_{CT}$,

– дифферент $\phi = \phi_0$,

– угол регулируют, чтобы $\psi = \psi_0$ – из условия равномерности глубины хода корпусов плуга,

$\Delta q_{ПЛ}$ – дополнительная деформация почвы под воздействием сил веса и тяговой нагрузки при переезде неровности.

Поворот рамы вокруг опорного колеса вызывает неравномерность глубины почвообработки по длине сельхозорудия: $\Delta h_{нл} = L_{нл} \sin \psi$.

Из условия равномерности хода по глубине корпус сельхозорудия обычно устанавливают путем регулировок горизонтально ($\psi^0 = 0$). Тогда в статике

$$q_{нл}^0 = z^0 - \phi^0 (\rho_{АОцетн} \cos \alpha_{AB} - l_{АЦУП}).$$

Из последней формулы следует, что если $\rho_{АО} \cos \alpha_{AB} \approx l_{АЦУП}$, т. е. ЦВТН совпадает с ЦУП, то угловые перемещения корпуса трактора не вызывают поворот корпуса сельхозорудия.

Если $z_0 = 0$, $\phi^0(-)$, $\rho_{АОцетн} \cos \alpha_{AB} - l_{АЦУП} > 0$, то $\Delta q_{ПЛ}^0 < 0$, опорное колесо навесного орудия разгружается.

Если $z_0 = 0$, $\phi^0(+)$, $\rho_{АОцетн} \cos \alpha_{AB} - l_{АЦУП} < 0$, то $\Delta q_{ПЛ}^0 > 0$, опорное колесо навесного орудия догружается.

При $\psi = 0$ уравнение связи запишем в следующем виде:

$$z^0 - \phi^0 \left(\frac{r_{AB} \cos \alpha_{AB}}{K_2} - l_{АЦУП} \right) - (q_{ПЛ} - \Delta q_{ПЛ}^0) = 0. \quad (13)$$

Для того, чтобы при движении с тяговой нагрузкой, когда $\phi = 0$, корпус орудия $\psi = 0$ выровнялся в статике, корпус сельхозорудия необходимо повернуть вокруг оси опорного колеса на угол ψ^0 :

$$\psi^0 = \frac{\phi^0 \left(1 + \frac{K_2 l_{АЦУП}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right) - \frac{K_2 (z_{cm}^0 - q_{нл}^0)}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}}}{K_1 - \frac{K_2 l_{нл}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}}}.$$

С учетом начальных условий перепишем уравнение связи в следующем виде:

$$(\varphi - \varphi^0) \left[1 + K_2 \times \frac{L_{\text{ЦУП}}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] - (\psi - \psi^0) \left[K_1 - K_2 \frac{L_{nl}}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] + (q_{III} - z) \left[\frac{K_2}{r_{AB} \cos \alpha_{AB}} \right] = 0. \quad (14)$$

В действительности регулировку горизонтальности и высоты пахоты навесного орудия производят при статических дифферентах трактора и $\varphi^0 \neq 0$, $\psi^0 = 0$.

Поэтому при дифференте трактора $\varphi - \varphi^0$, корпус орудия получит дифферент ψ^0 назад.

Список использованных источников

1. Специальные испытания по оценке эффективности использования передних балластных грузов тракторов марки «БЕЛАРУС-2522ДВ» и «БЕЛАРУС-3022ДВ»: отчет № 129Б8/1 / ГУ «Белорусская МИС». – 30.10.2008. – 21 с.
2. Якулявичюс, А. Зависимость буксования ведущих колес трактора от установки опорного колеса плуга / А. Якулявичюс // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2008. – № 8. – С. 23–25.
3. Огрызков, Е. П. Агрокинематический анализ навесных систем «трактор – плуг» / Е. П. Огрызков, П. В. Огрызков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. – № 12. – С. 15–17.
4. Такой тяжелый и все-таки такой легкий. Испытания плуга Lemken Vari Tansanit 8 // Современная с.-х. техника и оборудование. – 2007. – № 3. – С. 34–35.
5. Чудаков, Д. А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д. А. Чудаков. – М.: Агропромиздат, 1972. – 382 с.
6. Сельскохозяйственные машины. Теория и технологический расчет / Б. Г. Турбин [и др.]. – Л.: Машиностроение, 1967. – 577 с.
7. Тракторы: Теория: учебник. / В. В. Гуськов [и др.]: под общ. ред. В. В. Гуськова. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
8. Горин, Г. С. Влияние малых взаимных перемещений трактора и навесного сельхозорудия на тяговую и общую динамику их взаимодействия / Г. С. Горин, А. В. Захаров, А. В. Ващула // Вес. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. аграр. наук. – 2009. – № 4. – С. 97–107.
9. Горин, Г. С. Влияние малых взаимных перемещений трактора и полунавесного, прицепного сельхозорудия на тяговую и общую динамику их взаимодействия / Г. С. Горин, А. В. Захаров, А. В. Ващула // Вес. Нац. акад. наук Беларуси. Сер. аграр. наук. – 2010. – № 2. – С. 105–112.
10. Горин, Г. С. Общая и тяговая динамика поддресоренного гусеничного трактора с задненавесным орудием. Кинематика / Г. С. Горин // Агропанорама. – 2013. – № 4. – С. 3–7.
11. Горин, Г. С. Общая и тяговая динамика поддресоренного гусеничного трактора с задненавесным орудием. Динамика / Г. С. Горин // Агропанорама. – 2013. – № 5. – С. 2–6.