

ЖДАНОВИЧ Ч. И., канд. техн. наук, доц.,
доцент каф. «Тракторы»
E-mail: chzhdanovich@bntu.by

Белорусский национальный технический университет, г. Минск, Республика Беларусь

Поступила в редакцию 05.10.2022

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА ТРАКТОРА В СОСТАВЕ ПАХОТНОГО АГРЕГАТА

В системе традиционного земледелия широко применяется вспашка почв. Для повышения качества вспашки и производительности пахотных агрегатов используют мощные тракторы и оборотные полунавесные плуги. Связь трактора с плугом осуществляется посредством навесного устройства с электрогидравлической системой автоматического регулирования глубины обработки почвы. Для выбора типа и параметров системы автоматического регулирования глубины обработки почвы, согласования режимов работы трактора и плуга целесообразно на стадии проектирования иметь возможность проведения кинематического и силового анализа навесного устройства, определения угловых перемещений, воспринимаемых датчиком положения и сил, воздействующих на датчики усилий. С этой целью разработана математическая модель навесного устройства трактора, агрегируемого с полунавесным оборотным плугом. При разработке модели проведен анализ угловых перемещений тяг, раскосов, рычагов навесного устройства в режиме настройки глубины пахоты и режиме пахоты, а также величины и направления сил, действующих на них. Также учитывается тяговое сопротивление плуга и работа системы автоматического регулирования глубины обработки почвы. Математическая модель позволяет определять угловые перемещения, воспринимаемые датчиком положения и силы, воздействующие на датчики усилий, усилие, создаваемое гидроцилиндром и давление жидкости в гидроцилиндре, а также провести кинематический и силовой анализ навесного устройства трактора.

Ключевые слова: математическая модель, кинематический анализ, силовой анализ, пахотный агрегат, навесное устройство трактора, система автоматического регулирования, глубина пахоты, датчик усилия, датчик положения.

Введение

Вспашка полей плугами остается одним из основных приемов обработки почвы в нашей стране. Для выполнения сельскохозяйственных работ в оптимальные агротехнические сроки, с учетом фактической контурности полей, требуемых объемов выполнения работ и производительности агрегатов, наибольший объем пахотных работ (70 %) приходится на тракторы тяговых классов 5–6 [1]. Для их загрузки широко внедряются оборотные 8-10-корпусные полунавесные плуги [2]. Для связи трактора с плугом предназначено навесное устройство с электрогидравлической системой регулирования. Рекомендуется использовать смешанный (позиционно-силовой) способ автоматического регулирования глубины пахоты [3, 4]. Система автоматического регулирования, при отклонении тягового сопротивления плуга (измеряется

датчиком усилия) или его позиции относительно остова трактора (измеряется датчиком положения) от заданных, гидравлической системы трактора, путем подъема или опускания нижних тяг заднего навесного устройства трактора, проводит коррекцию глубины вспашки, т. е. приподнимает (выглубляет) или опускает (заглубляет) передний конец несущей балки плуга.

Для исследования тяговой динамики пахотного агрегата актуальной задачей является кинематический и силовой анализ навесного устройства, определение угловых перемещений поворотного рычага, связанного с датчиком положения, определение сил, действующих на датчик усилия.

Работа электрогидравлической системы автоматического регулирования достаточно подробно исследована в работах [5–9], однако в

них не определены угловые перемещения, воспринимаемые датчиком положения, а также силы, воздействующие на датчики усилий.

В работах [10–12] описан процесс перевода навесной машины из рабочего положения в транспортное, проведен кинематический и силовой анализ навесного устройства при таком переводе, определены передаточного числа механизма навески, рассчитаны усилия в верхней и нижних тягах при работе трактора с навесным плугом. В работе [13] представлена методика определения усилий, действующих на тяги и рычаги навесного устройства после измерения общего тягового усилия орудия. В работе [14] разработана математическая модель полунавесного оборотного плуга, позволяющая определять силы сопротивления плуга, анализировать составляющие сил, действующих на его навеску. Однако в них также не исследуются угловые перемещения, воспринимаемые датчиком положения и силы, воздействующие на датчики усилий.

Цель работы – разработать математическую модель навесного устройства трактора агрегируемого с полунавесным оборотным плугом для проведения его кинематического и силового анализа, определения угловых перемещений, воспринимаемых датчиком положения и сил, воздействующих на датчики усилий.

Математическая модель для кинематического анализа навесного устройства

В проекции на продольную плоскость симметрии трактора навесное устройство представляет собой плоский рычажный механизм, структура которого для тракторов отечественного и зарубежного производства отличается лишь конструктивным исполнением и размерами. Необходимым условием преобразования пространственной геометрической модели навесного устройства в плоскую является параллельность между собой осей, проходящих через центры всех его шарниров [10].

Рассмотрим навесное устройство в режиме настройки глубины пахоты. Агрегатирование плуга с трактором производится на ровной площадке. Навеска плуга шарнирно соединяется с нижними тягами АВ и верхней тягой DC навесного устройства трактора (рисунок 1). Глубина пахоты устанавливается рукояткой силового регулятора трактора при проходе первой борозды. На втором проходе необходимо откорректировать глубину пахоты. Для этого необходимо выровнять раму плуга так, чтобы она была параллельна поверхности почвы. При этом плоскость присоединительного треугольника будет располагаться вертикально [15].

Перекосы рамы в поперечном направлении устраняются регулировкой раскосов PQ навесного устройства трактора [3, 4].

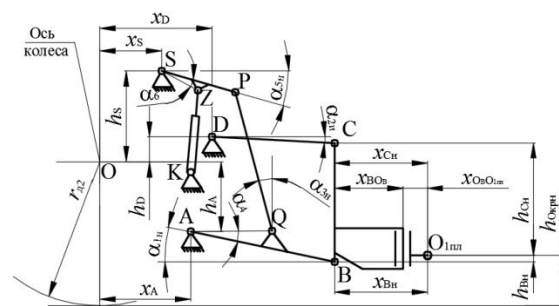


Рисунок 1 – Схема навесного устройства трактора, агрегируемого с полунавесным плугом в режиме настройки глубины пахоты

Рассмотрим положение тяг, раскосов, рычагов навесного устройства трактора в режиме настройки глубины пахоты (рисунок 1). Поскольку плоскость присоединительного треугольника располагается вертикально, расстояние по горизонтали от шарнира $O_{пл1}$, соединяющего навеску плуга с его рамой, до шарниров В и С будет одинаковым:

$$x_{Вн} = x_{Сн} = x_{ВО_В} + x_{О_В O_{пл1}},$$

где $x_{ВО_В}$ – расстояние по горизонтали от вертикального шарнира $O_В$ до точки В соединения нижних тяг с плугом; $x_{О_В O_{пл1}}$ – проекция расстояния между шарнирами $O_В$ и $O_{пл1}$ плуга на ось х.

Высота расположения горизонтального шарнира $O_{пл1}$, соединяющего навеску плуга с его рамой, над поверхностью поля зависит от глубины пахоты

$$h_{O_{крн}} = h_{O_1} - a,$$

где h_{O_1} – высота расположения оси шарнира $O_{пл1}$ над подошвой плуга; a – глубина пахоты [14, рисунок 2].

Угол наклона нижних тяг АВ

$$\alpha_{1н} = \arcsin \frac{r_{д2} - h_A - h_{O_{крн}} + h_{Вн}}{l_{AB}},$$

где $r_{д2}$ – динамический радиус колеса заднего моста трактора; h_A – расстояние по вертикали от оси колеса до точки А крепления нижних тяг; $h_{Вн}$ – расстояние по вертикали от точки В

до $O_{\text{пл}}$ в режиме настройки плуга; l_{AB} – длина нижних тяг.

Угол наклона верхней тяги DC

$$\alpha_{2\text{н}} = \arctg \frac{r_{\text{д2}} + h_{\text{D}} - h_{\text{Oкpn}} - h_{\text{Cн}}}{x_{\text{A}} + l_{\text{AB}} \cos \alpha_{1\text{н}} - x_{\text{D}}},$$

где h_{D} – расстояние по вертикали от оси колеса до точки D крепления верхней тяги; $h_{\text{Cн}}$ – расстояние по вертикали от точки C до $O_{\text{пл}}$ в режиме настройки плуга; x_{A} – расстояние по горизонтали от оси колеса до точки A крепления нижних тяг; x_{D} – расстояние по горизонтали от оси колеса до точки D крепления верхней тяги.

Длина верхней тяги

$$l_{\text{DC}} = \frac{x_{\text{A}} + l_{\text{AB}} \cos \alpha_{1\text{н}} - x_{\text{D}}}{\cos \alpha_{2\text{н}}}.$$

Для определения углов наклона подъемного рычага SP и раскоса PQ рассмотрим шарнирно-четырёхзвенный механизм SPQA образованный подъемным рычагом, раскосами и нижними тягами (рисунок 2).

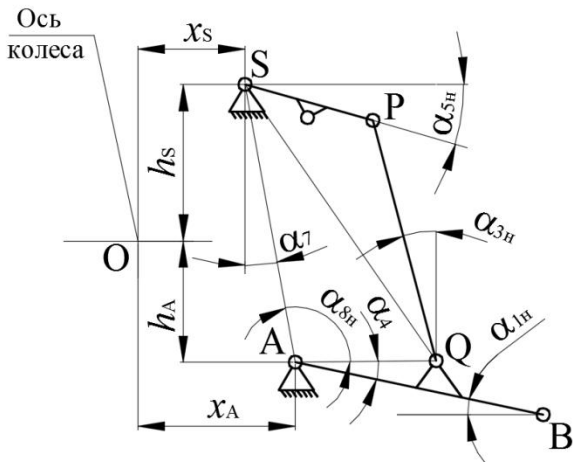


Рисунок 2 – Схема для определения углов наклона подъемного рычага и раскоса

Определим вспомогательный угол $\alpha_{8\text{н}}$

$$\alpha_{8\text{н}} = 90 + \alpha_7 + \alpha_{1\text{н}} - \alpha_4,$$

где α_4 – угол между нижними тягами AB и линией AQ соединяющей ось крепления нижних тяг A и ось крепления раскоса Q к нижней тяге (у некоторых марок тракторов он равен нулю); α_7 – угол отклонения от вертикали линии SA соединяющей оси крепления подъемного рычага S и нижних тяг A:

$$\alpha_7 = \arctg \frac{x_{\text{A}} - x_{\text{S}}}{h_{\text{A}} + h_{\text{S}}},$$

где x_{S} – расстояние по горизонтали от оси колеса до оси S крепления подъемного рычага; h_{S} – расстояние по вертикали от оси колеса до оси S крепления подъемного рычага.

Разобьем четырехзвенный механизм SPQA на два треугольнике ASQ и QSP и используя теорему косинусов определим длину их общей стороны SQ и далее – вспомогательный угол ASQ

$$\angle \text{ASQ} = \arcsin \frac{l_{\text{AQ}} \sin \alpha_{8\text{н}}}{\sqrt{l_{\text{SA}}^2 + l_{\text{AQ}}^2 - 2l_{\text{SA}}l_{\text{AQ}} \cos \alpha_{8\text{н}}}},$$

где l_{AQ} – расстояние между осью крепления нижних тяг A и осью крепления раскоса Q к нижней тяге (длина отрезка AQ); l_{SA} – расстояние между осью крепления подъемного рычага S и осью крепления нижних тяг A (длина отрезка SA), $l_{\text{SA}} = \sqrt{(x_{\text{A}} - x_{\text{S}})^2 + (h_{\text{A}} + h_{\text{S}})^2}$.

Зная все стороны треугольника QSP и используя теорему косинусов, определим вспомогательный угол QSP

$$\angle \text{QSP} = \arccos \frac{l_{\text{SP}}^2 - l_{\text{PQ}}^2 + l_{\text{SA}}^2 + l_{\text{AQ}}^2 - 2l_{\text{SA}}l_{\text{AQ}} \cos \alpha_{8\text{н}}}{2l_{\text{SP}} \sqrt{l_{\text{SA}}^2 + l_{\text{AQ}}^2 - 2l_{\text{SA}}l_{\text{AQ}} \cos \alpha_{8\text{н}}}},$$

где l_{SP} – длина подъемного рычага SP; l_{PQ} – длина раскоса PQ.

Угол отклонения от горизонтали подъемного рычага PS

$$\alpha_{5\text{н}} = 90 - \alpha_7 - \angle \text{ASQ} - \angle \text{QSP}.$$

Угол наклона раскоса PQ к вертикали

$$\alpha_{3\text{н}} = \arcsin \frac{x_{\text{A}} + l_{\text{AQ}} \cos(\alpha_{1\text{н}} - \alpha_4) - x_{\text{S}} - l_{\text{PS}} \cos \alpha_{5\text{н}}}{l_{\text{QP}}}.$$

Рассмотрим работу навесного устройства в режиме пахоты. Углы наклона тяг и раскосов, в процессе пахоты постоянно изменяются. При отклонении сопротивления плуга от заданного, система автоматического регулирования глубины пахоты гидроцилиндрами, через подъемные рычаги и раскосы, изменяет угол наклона нижних тяг (рисунок 3).

Угол наклона нижних тяг в рабочем режиме выразим зависимостью

$$\alpha_1 = \alpha_{1н} + \Delta\alpha_1,$$

где $\Delta\alpha_1$ – изменение угла наклона нижних тяг системой автоматического регулирования глубины пахоты.

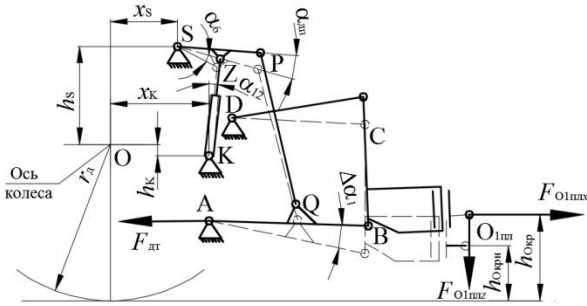


Рисунок 3 – Схема навесного устройства трактора, агрегируемого с полунавесным плугом в режиме пахоты

Для определения углов наклона верхней тяги DC и плоскости присоединительного треугольника CB рассмотрим шарнирно-четырёхзвенный механизм ADCB образованный верхней тягой, плоскость присоединительного треугольника и нижними тягами (рисунок 4).

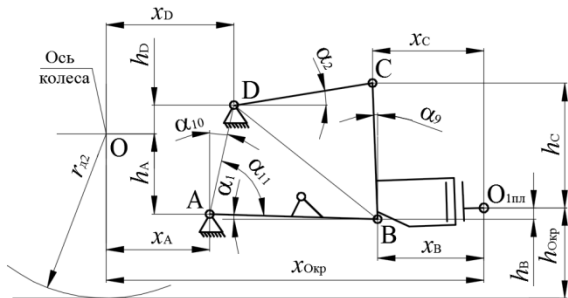


Рисунок 4 – Схема для определения углов наклона верхней тяги и плоскости присоединительного треугольника в режиме пахоты

Определим вспомогательный угол α_{11}

$$\alpha_{11} = 90 + \alpha_1 - \alpha_{10},$$

где α_{10} – угол отклонения от вертикали линии DA, соединяющей оси крепления верхней тяги D и нижних тяг A

$$\alpha_{10} = \arctg \frac{x_D - x_A}{h_D + h_A}.$$

Разобьем четырехзвенный механизм ADCB на два треугольнике ADB и BDC и используя теорему косинусов определим длину их общей стороны DB и далее – вспомогательный угол ADB:

$$\angle ADB = \arcsin \frac{l_{AB} \sin \alpha_{11}}{\sqrt{l_{AD}^2 + l_{AB}^2 - 2l_{AD}l_{AB} \cos \alpha_{11}}},$$

где l_{AD} – расстояние между осью крепления нижних тяг A и осью крепления верхней тяги D (длина отрезка AD)

$$l_{AD} = \sqrt{(x_D - x_A)^2 + (h_D + h_A)^2}.$$

Зная стороны треугольника ADB и используя теорему косинусов, определим вспомогательный угол BDA

$$\angle BDA = \arccos \frac{l_{DC}^2 - l_{CB}^2 + l_{DA}^2 + l_{AB}^2 - 2l_{DA}l_{AB} \cos \alpha_{11}}{2l_{DC} \sqrt{l_{DA}^2 + l_{AB}^2 - 2l_{DA}l_{AB} \cos \alpha_{11}}},$$

где l_{CB} – расстояние между нижними и верхними шарнирами стойки навески плуга, $l_{CB} = h_{BH} + h_{CH}$ (рисунок 1).

Угол отклонения от горизонтали верхней тяги DC

$$\alpha_2 = \angle ADB + \angle BDC - 90 - \alpha_{10}.$$

Угол наклона плоскости присоединительного треугольника CB к вертикали

$$\alpha_9 = \arcsin \frac{x_A + l_{AB} \cos \alpha_1 - x_D - l_{DC} \cos \alpha_2}{l_{CB}}.$$

Определим расстояние по горизонтали и вертикали от шарнира $O_{пл1}$, соединяющего навеску плуга с его рамой, до шарниров B и C

$$x_B = (x_{BO_B} + x_{O_B O_{пл1}}) \cos \alpha_9 - h_{BH} \sin \alpha_9;$$

$$x_C = h_C \sin \alpha_9 + (x_{BO_B} + x_{O_B O_{пл1}}) \cos \alpha_9;$$

$$h_B = h_{BH} \cos \alpha_9 + (x_{BO_B} + x_{O_B O_{пл1}}) \sin \alpha_9;$$

$$h_C = h_{CH} \cos \alpha_9 - (x_{BO_B} + x_{O_B O_{пл1}}) \sin \alpha_9.$$

Также определим высоту расположения горизонтального шарнира $O_{пл1}$, соединяющего навеску плуга с его рамой, над поверхностью поля и его расстояние от оси колеса:

$$h_{O_{кр}} = r_{д2} - h_A - l_{AB} \sin \alpha_1 + h_{BH} \cos \alpha_9 + (x_{BO_B} + x_{O_B O_{пл1}}) \sin \alpha_9;$$

$$x_{O_{кр}} = x_A + l_{AB} \cos \alpha_1 + (x_{BO_B} + x_{O_B O_{пл1}}) \cos \alpha_9 - h_B \sin \alpha_9.$$

Далее определим изменение расположения горизонтального шарнира $O_{пл1}$, соединяющего навеску плуга с его рамой, над поверхностью поля

$$\Delta h_{O_{кр}} = h_{O_{кр}} - h_{O_{крн}}.$$

Что позволяет определить угол наклона β передней балки плуга

$$\beta = \arcsin \frac{\Delta h_{O_{кр}}}{x_{O_2}},$$

где x_{O_2} – проекция на ось x расстояние между осями шарниров $O_{1пл}$ и $O_{2пл}$ [14, рисунок 2].

Для определения углов наклона подъемного рычага SP и раскоса PQ в режиме пахоты рассмотрим шарнирно-четырёхзвенного механизма $SPQA$ (рисунок 2), только на схеме и в аналитических выражениях вместо углов полученных при настройке пахотного агрегата $\alpha_{1н}, \alpha_{3н}, \alpha_{5н}, \alpha_{8н}$ будем использовать углы полученные в режиме пахоты. Вспомогательный угол α_8

$$\alpha_8 = 90 + \alpha_7 + \alpha_1 - \alpha_4,$$

Угол отклонения от горизонтали подъемного рычага PS

$$\alpha_5 = 90 - \alpha_7 - \arcsin \frac{l_{AQ} \sin \alpha_8}{\sqrt{l_{SA}^2 + l_{AQ}^2 - 2l_{SA}l_{AQ} \cos \alpha_8}} - \arccos \frac{l_{SP}^2 - l_{PQ}^2 + l_{SA}^2 + l_{AQ}^2 - 2l_{SA}l_{AQ} \cos \alpha_8}{2l_{SP} \sqrt{l_{SA}^2 + l_{AQ}^2 - 2l_{SA}l_{AQ} \cos \alpha_8}}.$$

Угол наклона раскоса PQ к вертикали

$$\alpha_3 = \arcsin \frac{x_A + l_{AQ} \cos(\alpha_{1н} - \alpha_4) - x_S - l_{PS} \cos \alpha_5}{l_{QP}}.$$

В результате получим угол поворота подъемного рычага $\alpha_{нд}$ (рисунок 3), который изменяется позиционным датчиком, преобразуется в электрический сигнал и используется для управления глубиной обработки почвы при позиционном и смешанном позиционно-силовом способах регулирования глубины обработки почвы

$$\alpha_{нд} = \alpha_5 - \alpha_{5н}.$$

Рассматривая треугольник KSZ (рисунки 1 и 3) определим значение угла KSZ

$$\angle KSZ = 90 - \arctg \frac{x_K - x_S}{h_K + h_S} - \alpha_5 - \alpha_6,$$

где h_K – расстояние по вертикали от оси колеса до точки K крепления проушины гидроцилиндра; x_K – расстояние по горизонтали от оси колеса до точки K крепления проушины гидроцилиндра; α_6 – угол между подъемным рычагом SP и линией SZ соединяющей ось крепления подъемных рычагов S и ось крепления проушины штока гидроцилиндра Z к подъемному рычагу.

Используя теорему косинусов, определим длину гидроцилиндра l_{KZ} между проушинами K и Z

$$l_{KZ} = \sqrt{l_{SK}^2 + l_{SZ}^2 - 2l_{SK}l_{SZ} \cos \angle KSZ},$$

где l_{SK} – расстояние между осью крепления подъемного рычага S и осью крепления проушины гидроцилиндра K (длина отрезка SK), $l_{SK} = \sqrt{(x_K - x_S)^2 + (h_K + h_S)^2}$; l_{SZ} – расстояние между осью крепления подъемных рычагов S и осью крепления проушины штока гидроцилиндра Z (длина отрезка SZ).

Используя теорему об углах, образованных двумя параллельными прямыми и секущей, определим угол наклона гидроцилиндра α_{12} к вертикали

$$\alpha_{12} = \arccos \frac{l_{SK}^2 + l_{SZ}^2 - l_{KZ}^2}{2l_{SK}l_{SZ}} - \arctg \frac{x_K - x_S}{h_K + h_S}.$$

Математическая модель для силового анализа навесного устройства

Рассмотрим расчетную схему навесного устройства трактора, соединенную с навеской полунавесного оборотного плуга (рисунок 3). На шарнир $O_{пл1}$, соединяющий навеску плуга с его рамой, действуют горизонтальная $F_{O_{плк}}$ и вертикальная $F_{O_{плл}}$ составляющие силы сопротивления плуга, которые определим в соответствии с работой [14]. Данные силы через навеску плуга и, далее, через нижние тяги AB , верхнюю тягу DC , раскосы PQ и рычаги SP навески трактора передаются на остов трактора. Причем

датчик усилия [16] системы силового регулирования глубины пахоты измеряет только горизонтальную составляющую усилия $F_{дт}$ в шарнирах нижних тяг навесного устройства.

Используя принцип освобожденности от связей, разобьем навесное устройство на элементы, заменим связи силами-реакциями связей и рассмотрим равновесие навески плуга, нижних рычагов и подъемного рычага (рисунок 5).

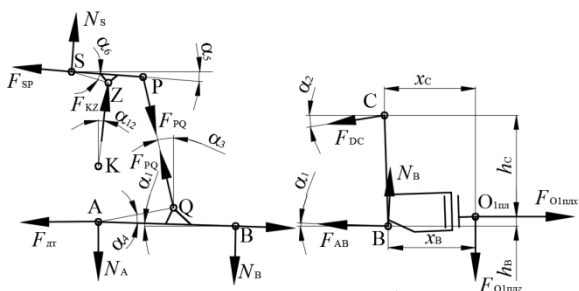


Рисунок 5 – Схема для определения нагрузок в навесном устройстве

Составим уравнения равновесия навески плуга:

$$\begin{aligned} \sum X = 0: \\ F_{O1nx} - F_{AB} \cos \alpha_1 - F_{CD} \cos \alpha_2 + N_B \sin \alpha_1 = 0; \\ \sum Z = 0: \\ F_{AB} \sin \alpha_1 - F_{CD} \sin \alpha_2 + N_B \cos \alpha_1 - F_{O1nz} = 0; \\ \sum M_{O1n1} = 0: \\ -F_{AB} x_B \sin \alpha_1 - F_{AB} h_B \cos \alpha_1 + F_{CD} x_C \sin \alpha_2 + \\ + F_{CD} h_C \cos \alpha_2 - N_B x_B \cos \alpha_1 + N_B h_B \sin \alpha_1 = 0. \end{aligned}$$

где F_{AB} – продольное усилие в нижних тягах; F_{CD} – усилие в верхней тяге; N_B – нормальная составляющая усилия в шарнире В.

Решая систему трех уравнений относительно трех неизвестных получим

$$F_{AB} = \frac{A}{B},$$

где A и B – вспомогательные коэффициенты

$$\begin{aligned} A = F_{O1nx} (x_C \sin \alpha_2 \cos \alpha_1 + h_C \cos \alpha_1 \cos \alpha_2 + \\ + h_B \sin \alpha_1 \cos \alpha_2 \operatorname{tg} \alpha_2 - x_B \cos \alpha_2 \cos \alpha_1 \operatorname{tg} \alpha_2) + \\ + F_{O1nz} (x_C \sin \alpha_1 \sin \alpha_2 + h_C \sin \alpha_1 \cos \alpha_2 - \\ - x_B \cos \alpha_2 \cos \alpha_1 + h_B \cos \alpha_2 \sin \alpha_1); \\ B = x_C \sin \alpha_2 - x_B \sin \alpha_2 + h_C \cos \alpha_2 + h_B \cos \alpha_2; \\ F_{CD} = \frac{F_{O1nx} \cos \alpha_1 + F_{O1nz} \sin \alpha_1 - F_{AB}}{\cos \alpha_1 \cos \alpha_2 - \sin \alpha_1 \sin \alpha_2}; \end{aligned}$$

$$N_B = \frac{F_{AB} (\sin \alpha_1 + \cos \alpha_1 \operatorname{tg} \alpha_2) - F_{O1nx} \operatorname{tg} \alpha_2 - F_{O1nz}}{\sin \alpha_1 \operatorname{tg} \alpha_2 - \cos \alpha_1}.$$

Рассмотрим равновесие нижней тяги. На схеме показаны силы, воспринимаемые двумя нижними тягами (рисунок 5). Допустим, что обе тяги воспринимают одинаковые нагрузки, равные половине общей. Силы, воспринимаемые одной нижней тягой, в уравнениях будем записывать с индексом «1»

$$\begin{aligned} \sum M_A = 0: \\ F_{PQ1} l_{AQ} \cos(\alpha_1 - \alpha_4 + \alpha_3) - N_{B1} l_{AB} = 0. \end{aligned}$$

Из полученного уравнения выразим растягивающее усилие в раскосе F_{PQ1}

$$F_{PQ1} = \frac{N_{B1} l_{AB}}{l_{AQ} \cos(\alpha_1 - \alpha_4 + \alpha_3)}.$$

Просуммируем проекции всех сил на оси координат совмещенные с силами $F_{дт}$ и N_A . Определим силу действующую на датчик усилия $F_{дт}$ и перпендикулярную ей силу N_A

$$\begin{aligned} F_{дт1} = F_{AB1} \cos \alpha_1 - F_{PQ1} \sin \alpha_3 - N_{B1} \sin \alpha_1, \\ N_{A1} = F_{PQ1} \cos \alpha_3 - F_{AB1} \sin \alpha_1 - N_{B1} \cos \alpha_1. \end{aligned}$$

Для оценки величины силы воспринимаемой датчиками усилия введем коэффициент восприятия силы датчиками $k_{дт}$ при пахоте

$$k_{дт} = \frac{2F_{дт1}}{F_{O1n1}},$$

где F_{O1n1} – сила сопротивления плуга

$$F_{O1n1} = \sqrt{F_{O1nx}^2 + F_{O1nz}^2}.$$

Рассмотрим равновесие подъемного рычага.

$$F_{KZ1} l_{SZ} \cos(\alpha_5 + \alpha_6 - \alpha_{12}) - F_{PQ1} l_{SP} \cos(\alpha_5 + \alpha_3) = 0.$$

Из полученного уравнения выразим усилие, создаваемое гидроцилиндром F_{KZ1} :

$$F_{KZ1} = \frac{F_{PQ1} l_{SP} \cos(\alpha_5 + \alpha_3)}{l_{SZ} \cos(\alpha_5 + \alpha_6 - \alpha_{12})}.$$

Определим давление жидкости в гидроцилиндре $p_{гц}$, пренебрегая трением в нем ввиду его малости:

$$p_{гц} = \frac{F_{KZ1}}{A_{гп}},$$

где $A_{гп}$ – площадь поршня гидроцилиндра.

Просуммируем проекции всех сил, действующих на подъемный рычаг, на оси координат, совмещенные с силами F_{SP} и N_S . Определим силы действующую на шарнир S вдоль подъемного рычага F_{SP1} и перпендикулярную ему N_{S1}

$$F_{SP1} = F_{KZ1} \sin(\alpha_{12} - \alpha_5) + F_{PQ1} \sin(\alpha_5 + \alpha_3);$$

$$N_{S1} = F_{PQ1} \cos(\alpha_5 + \alpha_3) - F_{KZ1} \cos(\alpha_{12} - \alpha_5).$$

Приведенные выше уравнения представляют собой математическую модель навесного устройства трактора, агрегируемого с полунавесным оборотным плугом, и позволяют определить угловые перемещения, воспринимаемые датчиком положения и силы, воздействующие на датчики усилий, а также провести его кинематический и силовой анализ.

Заключение

Разработана математическая модель навесного устройства трактора, агрегируемого с полунавесным оборотным плугом, на основании анализа угловых перемещений и координат расположения осей шарниров ее тяг, раскосов, рычагов в режиме настройки глубины пахоты и режиме пахоты, а также величины и направления сил, действующих на них, учитывающая тяговое сопротивление плуга и работу системы автоматического регулирования глубины пахоты, позволяющая определять угловые перемещения, воспринимаемые датчиком положения и силы, воздействующие на датчики усилий, усилие создаваемое гидроцилиндром и давление жидкости в гидроцилиндре, а также провести кинематический и силовой анализ навесного устройства трактора.

Литература

1. Состояние и тенденции парка сельскохозяйственных тракторов Республики Беларусь / Д. А. Дубовик, Н. П. Амельченко, А. Г. Стасилевич [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения. – 2021. – Т. 10. – С. 23–27.
2. Лепешкин, Н. Для гладкой вспашки различных почв [Электронный ресурс] / РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства» – Режим доступа: <https://belagromech.by/news/dlya-gladkoj-vspashki-razlichnyh-pochv/> – Дата доступа: 14.09.2022.
3. Плуги ППО-7-40К, ППО-8-40К. Руководство по эксплуатации. – 46 с. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://mrz.by/media/file/binary/2019/7/28/180192180755/re-ppo-7-40k-ppo-8-40k-konvertirovan_pdf.pdf?srv=cms. – Дата доступа: 14.09.2022.
4. Плуг полунавесной оборотный ППОВ-8-45-01 Руководство по эксплуатации. – 43 с. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <http://blrkomplekt.by/upload/uf/49a/49a773e9c89f571f65b2750ddaf203cc.pdf>. – Дата доступа: 14.09.2022.
5. Снижение буксования пахотного агрегата при силовом регулировании / Е. Я. Строк [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения. – 2016. – Т. 5. – С. 135–138.
6. Строк, Е. Я. Разработка обобщенной динамической модели тракторного агрегата с электрогидравлическим приводом навесного устройства / Е. Я. Строк, Л. Д. Бельчик, П. А. Зорич // Актуальные вопросы машиноведения. – 2017. – Т. 6. – С. 177–180. – EDN TATXZD.
7. Снижение непроизводительных затрат мощности при управлении рабочими органами пахотного агрегата / Е. Я. Строк [и др.] // Актуальные вопросы машиноведения. – 2019. – Т. 8. – С. 95–99.
8. Лурье, З. Я. Моделирование рабочего процесса мехатронного гидроагрегата навесного оборудования трактора с обратной связью по усилию / З. Я. Лурье, Е. Н. Цента, А. И. Панченко // Промислова гидравліка і пневматика. – 2016. – № 2. – С. 53–69.
9. Основные направления совершенствования объемных гидроприводов навесного оборудования сельскохозяйственных тракторов / В. Б. Самородов [и др.] // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. : Автобіле- та тракторобудування: зб. наук. пр. – Харків : НТУ «ХПІ», 2018. – № 49 (1325). – С. 21–31.
10. Попов, В. Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В. Б. Попов // Вестник ГГТУ им. П. О. Сухого: научно-практический журнал. – 2000. – № 2. – С. 25–29.
11. Попов, В. Б. Математическое моделирование подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В. Б. Попов. – Гомель. ГГТУ им. П. О. Сухого, 2016. – 251с.
12. Попов, В. Б. Определения нагруженности верхней и нижней тяг механизма навески

трактора со стороны агрегируемого навесного плуга / В. Б. Попов // Автотракторостроение и автомобильный транспорт: сборник научных трудов: в 2 т. / Белорусский национальный технический университет, Автотракторный факультет; редкол.: Д. В. Капский (отв. ред.) [и др.]. – Минск : БНТУ, 2020. – Т. 1. – С. 231–235.

13. Захаров, А. В. Определение усилий, действующих на тяги и рычаги навесного устройства, по результатам динамометрирования / А. В. Захаров, И. О. Захарова, А. В. Ващула // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве : материалы Международной научно-технической конференции: в 3-х т., Минск, 10–11 октября 2012 года / Редакция: П. П. Казакевич (гл. ред.), О. О. Дударев. – Т. 1. – Минск: Республиканское унитарное предприятие «Научно-практический центр

Национальной академии наук Беларуси по механизации сельского хозяйства», 2012. – С. 232–235.

14. Жданович, Ч. И. Математическое моделирование тягового сопротивления полунавесного оборотного плуга / Ч. И. Жданович // Актуальные вопросы машиноведения. – 2019. – Т. 8. – С. 108–111.

15. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6–8. Типы, основные параметры и размеры: ГОСТ 10677-2001. – Минск, 2002. – 11 с.

16. Система управления навесными устройствами мобильных машин / ОАО «Измеритель» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://izmeritel.by/products/avtotraktornaya-elektronika/sistema-upravleniya-navesnyimi-ustrojstvami-mobilnyix-mashin>. – Дата доступа: 21.09.2022.

UDC 621.86.07:51-7

ZHDANOVICH Cheslav I., PhD in Engineering, Associate Professor,
Associate Professor
E-mail: chzhdanovich@bntu.by

Belarusian National Technical University, Minsk, Republic of Belarus

Received 05 October 2022

MATHEMATICAL MODEL OF A TRACTOR ATTACHMENT AS PART OF AN ARABLE UNIT

In the system of traditional agriculture, plowing of soils is widely used. To improve the quality of plowing and productivity of arable units, powerful tractors and revolving semi-mounted plows are used. The tractor is connected to the plow by means of a mounted device with an electrohydraulic system for automatic regulation of the depth of tillage. To select the type and parameters of the automatic control system for the depth of tillage, to coordinate the operating modes of the tractor and the plow, it is advisable at the design stage to be able to carry out kinematic and force analysis of the attachment device, to determine the angular movements of the position sensor and the forces acting on the force sensors. For this purpose, a mathematical model of a tractor attachment, aggregated with a semi-mounted revolving plow, has been developed. When developing the model, the analysis of angular displacements of rods, braces, levers of the attachment device in the mode of setting the depth of plowing and plowing mode, as well as the magnitude and direction of forces acting on them, was carried out. The traction resistance of the plow and the operation of the automatic control system for the depth of tillage are also taken into account. The mathematical model makes it possible to determine the angular displacements perceived by the position sensor and the forces acting on the force sensors, the force generated by the hydraulic cylinder and the fluid pressure in the hydraulic cylinder, as well as to conduct kinematic and force analysis of the tractor attachment.

Keywords: *mathematical model, arable unit, tractor attachment, automatic control system, force sensor, position sensor.*

References

1. Dubovik D. A. [et al.] (2021) *The state and trends of the agricultural tractor fleet of the Republic of Belarus*. Actual issues of machine science, 10, 23–27. (in Russian).
2. Lepeshkin N. *For smooth plowing of various soils*. Available at: <https://belagromech.by/news/dlya-gladkoj-vspashki-razlichnyh-pochv/> (Accessed 14 September 2022). (in Russian).
3. Plows PPO-7-40K, PPO-8-40K. *Operation manual*. Available at: http://mrz.by/media/file/binary/2019/7/28/180192180755/re-ppo-7-40k-ppo-8-40k-konvertirovan_pdf.pdf?srv=cms (Accessed 14 September 2022). (in Russian).
4. Semi-mounted revolving plow-8-45-01 *Operation manual*. Available at: <http://blrkomplekt.by/upload/uf/49a/49a773e9c89f571f65b2750ddaf203cc.pdf> (Accessed 14 September 2022). (in Russian).
5. Strok E. Ya., Belchik L. D., Alexandrova T. L., Ananchikov A. A. (2016) *Reduction of slipping of the arable unit with power regulation*. Actual issues of machine science, 5, 135–138. – EDN YRHOFR (in Russian).
6. Strok E. Ya., Belchik L. D., Zorich P. A. (2017) Development of a generalized dynamic model of a tractor unit with an electrohydraulic drive of a mounted device. *Actual issues of machine science*, 6, 177–180. (in Russian).
7. Strok E. Ya., Belchik L. D., Ananchikov A. A., Zorich P. A. (2019) *Reduction of unproductive power costs when managing the working bodies of an arable unit*. Actual issues of machine science, 8, 95–99. – EDN HPZHLL. (in Russian).
8. Lurie Z. Ya., Centa E. N., Panchenko A. I. (2016) *Modeling of the workflow of a mechatronic hydraulic unit of tractor attachments with force feedback*. Promislovagidravlika i pneumatics, 2, 53–69 (in Russian).
9. Samorodov V. B., Avrunin G. A., Moroz I. I., Pelipenko E. S. (2018) *The main directions of improving volumetric hydraulic drives of attachments of agricultural tractors*. Visnik natsionnogo technichnog universitetu «KhPI». Ser. : Avtomobileta traktorobuduvannya: zb. nauk. Ave, 49 (1325), 21–31. (in Russian).
10. Popov V. B. (2000) *Analytical expressions of kinematic transfer functions of mechanisms of suspension of energy carriers*. Bulletin of the Sukhoi State Technical University: scientific and Practical Journal, 2, 25–29. (in Russian).
11. Popov V. B. (2016) *Mathematical modeling of lifting and hinged devices of mobile power facilities*. Gomel. GSTU P. O. Sukhoi. P. 251. (in Russian).
12. Popov V. B. (2020) *Determination of the loading of the upper and lower rods of the tractor suspension mechanism from the side of the aggregated mounted plow*. Automotive and automotive transport: collection of scientific papers: in 2 volumes/ Belarusian National Technical University, Faculty of Automotive Engineering; Editorial Board: D. V. Kapsky (ed.) [and others]. Minsk: BNTU. Publ. Vol. 1. P. 231–235. (in Russian).
13. Zakharov A. V., Zakharova I. O., Vashchula A. V. (2012) *Determination of the forces acting on the rods and levers of the attachment device, according to the results of dynamometry*. Scientific and technical progress in agricultural production : Materials of the International Scientific and Technical Conference. In 3 vol., Editorial Board: P.P. Kazakevich (Chief Editor), O. O. Dudarev. Vol. 1. – Minsk: Republican Unitary Enterprise «Scientific and Practical Center of the National Academy of Sciences of Belarus on agricultural mechanization». P. 232–235. (in Russian).
14. Zhdanovich Ch. I. (2019) *Mathematical modeling of traction resistance of a semi-mounted revolving plow*. Actual issues of machine science, 8, 108–111. (in Russian).
15. *State Standard 10677-2001. Mounted rear device of agricultural tractors of classes 0,6 - 8. Types, basic parameters and dimensions*. Minsk. 11. (in Russian).
16. *Control system for attachments of mobile machines*. Available at: <https://izmeritel.by/products/avtotraktornaya-elektronika/sistema-upravleniya-navesnyimi-ustrojstvami-mobilnyix-mashin/>. – Access date: 21.09.2022. (in Russian).