

УДК 658.012.011.56

В.Б. ПОПОВ, канд. техн. наук, доц.; С.А. ТЮРИН, канд. техн. наук, доц.
Гомельский государственный технический университет имени П.О. Сухого, г. Гомель, Республика Беларусь

АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ СВЯЗИ МЕЖДУ КОМПОНЕНТАМИ МЕХАНИЗМА АГРЕГАТИРОВАНИЯ КОСИЛКИ САМОХОДНОЙ CS140

В работе представлено математическое описание и связь между компонентами механизма агрегатирования энергосредства косилки самоходной CS140 и его адаптера. Особенностью механизма агрегатирования CS140 является использование в составе механизмов навески и вывешивания адаптера одних и тех же звеньев. Поэтому для успешной модернизации необходимо определение взаимного влияния изменения внутренних параметров механизма навески на изменение выходных параметров механизма вывешивания адаптера.

Ключевые слова: косилка самоходная, механизм агрегатирования, механизма вывешивания адаптера, механизм навески, гидроцилиндр, передаточное число

Введение. Применение мощной кормоуборочной техники эффективно при скашивании и укладке трав в валок жатками с большой шириной захвата. При этом прицепные валковые жатки из-за особенностей конструкции не могут обеспечить ширину захвата, сравнимую с работой самоходных кормоуборочных комбайнов и косилок. В связи с этим наиболее перспективным направлением для скашивания трав с последующим их подбором и измельчением мощными кормоуборочными

комбайнами является применение косилок самоходных с широкозахватными валковыми жатками [1].

Косилка самоходная (рисунки 1, 2) предназначена для скашивания и укладки в валок трав, зерновых колосовых, зернобобовых, крупяных и других культур.

Косилка предусматривает возможность агрегатирования и работы сменными рабочими органами (адаптерами):

- с жаткой валковой с шириной захвата 9,2 м;
- с жаткой ротационной с шириной захвата 4 м.

Особенностью данной конструкции (рисунок 3) является то, что механизм агрегатирования состоит из механизма навески (МН) — основного компонента подъемно-навесного устройства (ПНУ) — и механизма вывешивания адаптера (МВА).

ПНУ косилки CS140 состоит из объемного гидропривода (ГП) и МН, выполненного по четырехточечной схеме (см. рисунок 3). МН состоит из опор 1, в которых при помощи осей 2 установлены рычаги 3. На опорах 1 крепятся кронштейны 4, в которых установлены гидроцилиндры 5, которые через упор с пазом 6 воздействуют на рычаги 3. На раме машины шарнирно закреплены гидроцилиндры 5, которые связаны с рычагами 3 и служат для подъема адаптера навесным устройством в верхнее положение. Опускание происходит за счет собственного веса адаптера или за счет гидроцилиндров 5 при отсутствии адаптера.

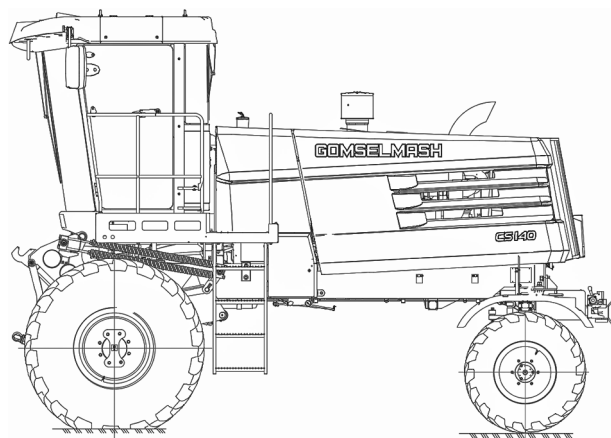


Рисунок 1 — Общий вид самоходного энергосредства косилки CS140

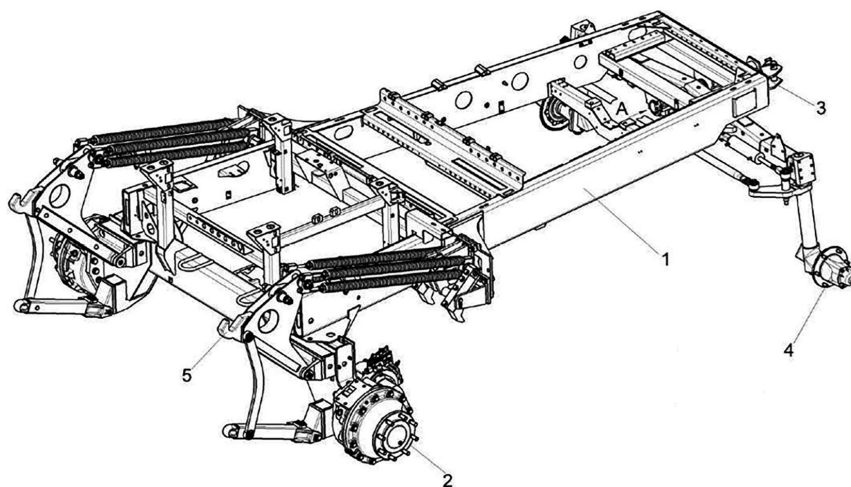


Рисунок 2 — Шасси: 1 — рама; 2 — установка моста; 3 — установка тягово-сцепного устройства; 4 — мост управляемых колес; 5 — установка механизма навески

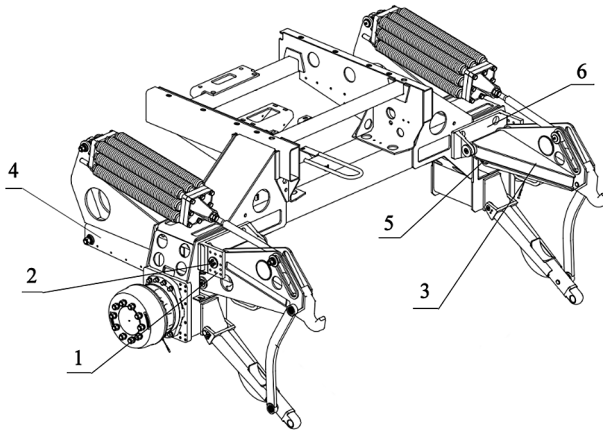


Рисунок 3 — Закрепленные на раме косилки CS140 подъемно-навесное устройство и механизм вывешивания адаптера: 1 — опора; 2 — ось; 3 — рычаг; 4 — кронштейн; 5 — гидроцилиндр; 6 — упор с пазом

Целью работы является математическое определение связи между основными выходными параметрами вышеупомянутых компонентов механизма агрегатирования — МН и МВА.

Формализованное описание процесса подъема адаптера. Вес адаптеров и удаление их центров тяжести от оси подвеса МН имеют тенденцию к росту [2], причем расчетная траектория подъема адаптера может быть воспроизведена, если обеспечена достаточная грузоподъемность ПНУ [2]. Требования, предъявляемые к ПНУ в режиме перевода адаптера из рабочего в транспортное положение, определяются в соответствующем стандарте [3], а также исходя из функционального назначения CS140 [1].

Поворотные рычаги и нижние тяги МН самоходного шасси связываются с адаптером (АД) через четырехточечный присоединительный прямоугольник, образуемый шарнирами поворотных рычагов и нижних тяг МН (см. рисунок 3). Для упрощения функциональной ма-

тематической модели (ФММ) спроецируем характерные точки пространственной геометрической схемы МН на продольную плоскость симметрии самоходного измельчителя. В результате получим плоский аналог геометрической модели МН (рисунки 4 и 5). В замкнутой кинематической цепи, состоящей из рамы измельчителя, гидроцилиндра, звеньев МН и АД, ход поршня гидроцилиндра соответствует изменению обобщенной (входной) координаты МН, а изменение положения центра тяжести адаптера — изменению выходной координаты.

Для математического моделирования процесса подъема адаптера были разработаны формализованные описания процедур геометрического, кинематического и силового анализа [4]. Геометрический анализ замкнутой кинематической цепи был выполнен по методу замкнутых векторных контуров и подробно рассмотрен в [5]. В результате геометрического анализа определяются углы (см. рисунок 5), образуемые векторами, имитирующими звенья МН, в правой декартовой системе координат, координаты подвижных шарниров МН и характерных точек. В результате анализа структуры плоской кинематической цепи имеем одноподвижный шестизвенный механизм, изменение обобщенной координаты которого ($S - \Pi_{01}\Pi_{23}$) однозначно связано с положением его выходного звена L_4 .

В частности, координаты оси подвеса МН Π_{45} определяются по выражениям:

$$\begin{aligned} X_{45}(S) &= X_{05} + L_5 \cdot \cos \varphi_5(S); \\ Y_{45}(S) &= Y_{05} + L_5 \cdot \sin \varphi_5(S), \end{aligned} \quad (1)$$

где X_{05} , Y_{05} — координаты неподвижного шарнира Π_{05} на раме самоходного шасси; φ_i — угол, образуемый соответствующим звеном, в правой декартовой системе координат.

Координаты характерной точки — центра тяжести адаптера — определяются в соответствии с выражениями:

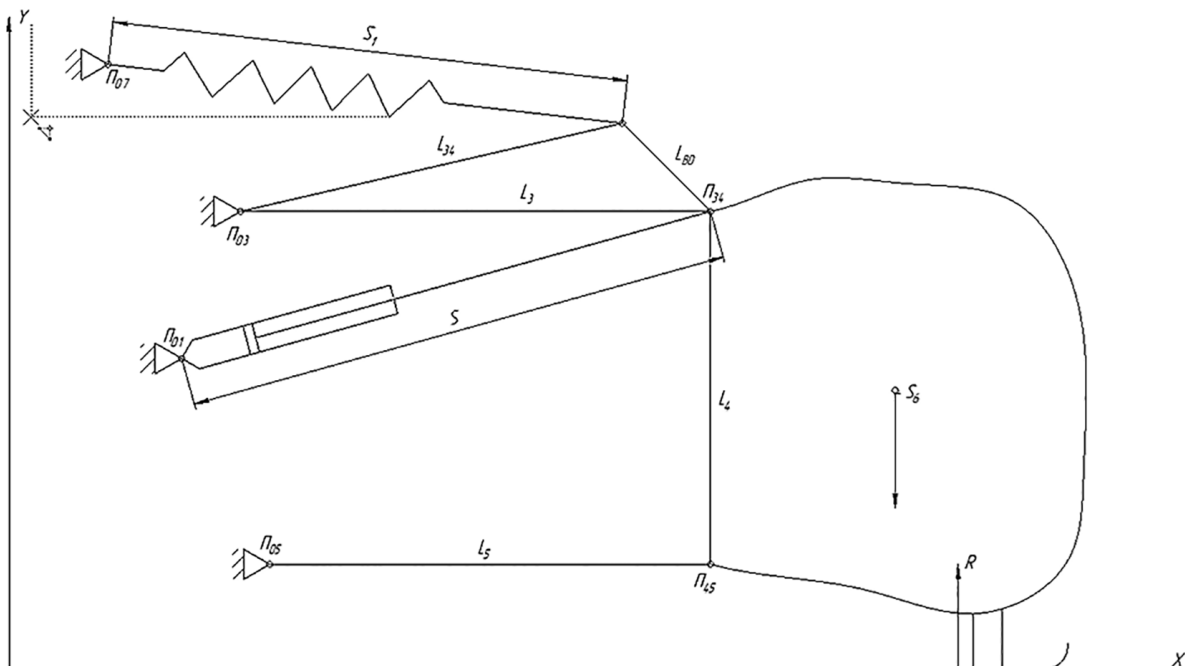


Рисунок 4 — Плоский аналог механизма навески и механизма вывешивания адаптера

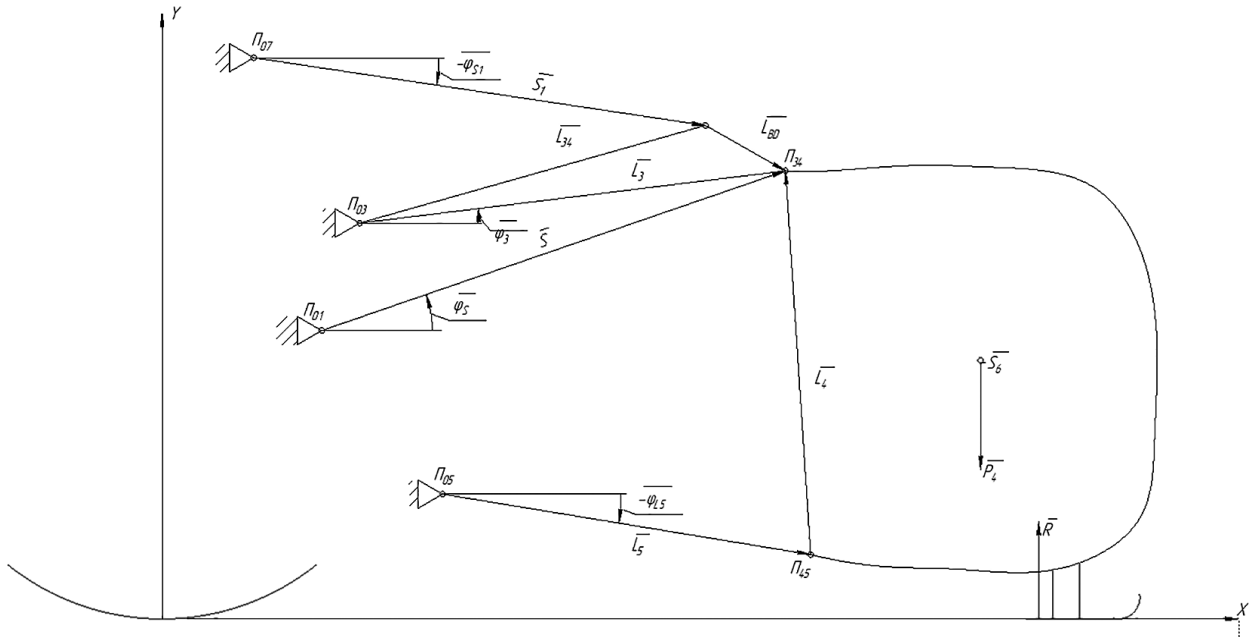


Рисунок 5 — Геометрическая (векторная) интерпретация механизма навески и механизма вывешивания адаптера

$$X_{S4}(S) = X_{45}(S) + L_{S4} \cdot \cos[\varphi_4(S) + \varphi_{S4}]; \quad (2)$$

$$Y_{S4}(S) = Y_{45}(S) + L_{S4} \cdot \sin[\varphi_4(S) + \varphi_{S4}], \quad (3)$$

где L_{S4} и φ_{S4} — характеристики (модуль и направление) вектора, проведенного от оси подвеса к центру тяжести навесного адаптера.

Аналитические выражения (1)–(3) представляют собой функции положения для центров шарниров звеньев МН CS140 и центра тяжести адаптера, одновременно необходимые для формирования процедур кинематического и силового анализа.

Процедура кинематического анализа формируется в соответствии со структурой МН путем дифференцирования по независимой переменной t уравнений, описывающих замкнутые векторные контуры [5]. Определение аналогов угловых скоростей звеньев МН ведется в прямом порядке, начиная с поворотного рычага. Так, дифференцируя по обобщенной координате выражение для угла $\varphi_3(S)$, получим аналог угловой скорости подъемного рычага:

$$\varphi'_3(S) = \frac{d\varphi_3}{dS} = \frac{2 \cdot S}{\sqrt{4 \cdot L_{13}^2 \cdot L_3^2 - [S^2 - (L_{13}^2 + L_3^2)]^2}}. \quad (4)$$

Передаточные отношения $U_{53}(S)$ и $U_{43}(S)$, связывающие между собой угловые скорости (или аналоги этих скоростей) звеньев L_4 и L_3 , а также L_5 и L_4 , определяются в результате последовательного кинематического анализа замкнутого контура Π_{03} , Π_{34} , Π_{45} , Π_{05} (рисунок 5):

$$U_{53}(S) = \frac{d\varphi_5(S)}{d\varphi_3(S)} = \frac{L_{34} \cdot \sin[\varphi_{34}(S) - \varphi_4(S)]}{L_5 \cdot \sin[\varphi_5(S) - \varphi_4(S)]}, \quad (5)$$

$$U_{43}(S) = \frac{d\varphi_4(S)}{d\varphi_3(S)} = \frac{L_3 \cdot \sin[\varphi_5(S) - \varphi_{34}(S)]}{L_4 \cdot \sin[\varphi_{34}(S) - \varphi_4(S)]}. \quad (6)$$

Для данной структурной схемы МН справедливы следующие соотношения:

$$\varphi'_5(S) = \varphi'_3(S) \cdot U_{53}(S); \quad \varphi'_4(S) = \varphi'_3(S) \cdot U_{43}(S), \quad (7)$$

где $\varphi'_5(S)$, $\varphi'_4(S)$ — аналоги угловых скоростей звеньев L_5 и L_4 , связывающие угловые скорости подъемного рычага, нижней тяги и выходного звена кинематической цепи — L_4 .

Передаточное число МН представляет собой аналог вертикальной скорости центра тяжести адаптера [6], зависящий только от внутренних параметров МН:

$$I_S(S) = \varphi'_3 \cdot U_{53} \cdot [L_5 \cdot \cos \varphi_5 + U_{43} \cdot L_{S4} \cdot \cos(\varphi_4 + \varphi_{S4})]. \quad (8)$$

В соответствии с установившейся практикой проектирования [2] выявлены два выходных кинематических параметра МН: передаточные числа на оси подвеса $I_m(S)$ и в центре тяжести навесной машины $I_S(S)$. Передаточное число МН на оси подвеса определяется в предположении, что там находится центр тяжести адаптера и оно равно первому слагаемому в выражении (8)

$$I_m(S) = \varphi'_3 \cdot U_{53} \cdot L_5 \cdot \cos \varphi_5. \quad (9)$$

Формализация описания силового анализа замкнутой кинематической цепи состоит в определении сил, действующих в шарнирах звеньев, и выполняется по группам Ассур в порядке обратного кинематического анализа по известной методике [5]. При этом не учитываются вес звеньев МН и возникающие в процессе их движения силы инерции.

Другим компонентом ПНУ является гидропривод, описание которого представлено в [2], [7]. В данной работе изменение в гидроприводе не предполагается.

Грузоподъемность ПНУ самоходного измельчителя рассматривается здесь по аналогии с грузоподъемностью ПНУ трактора [8] и определяется массой (или весом) поднимаемого груза при максимально развиваемой величине усилия $F_{шт}^{max}$ на штоке гидроцилиндра (гидроцилиндров) МН как:

$$m = \frac{F_{шт}^{max} \cdot \eta_{МН}}{I(S) \cdot g}, \quad (10)$$

где g — ускорение свободного падения; $\eta_{МН}$ — КПД механизма навески.

Следует отметить, что в данном выражении КПД МН принимается постоянным и уточняется по резуль-

татам испытаний; влияние приведенной силы инерции не учитывается; основное передаточное число МН определяется из плана скоростей как отношение вертикальной скорости центра тяжести навесной машины к скорости поршня гидроцилиндра (ГЦ). В результате расчет грузоподъемности ПНУ трактора на ранней стадии его проектирования относительно трудоемок и приближителен.

В то же время расширение шлейфа агрегируемых с самоходным шасси рабочих машин и орудий, сопровождающееся ростом их массово-геометрических характеристик, конфликтует с ограниченной мощностью гидропривода ПНУ. Поэтому для модернизации ПНУ в режиме автоматизированного проектирования необходимо более точное описание его грузоподъемности. С этой целью выражение (10) было уточнено.

Осуществив известные преобразования с выражением (10), получим аналитическое выражение для грузоподъемности ПНУ самоходного измельчителя:

$$G_S = \frac{P_{шт}^{max} \cdot F_C - [F_{тр}^{np}(S^\circ) + F_{ин}^{np}(S^\circ)]}{I(S^\circ)}, \quad (11)$$

где $F_{тр}^{np}$ — приведенная сила трения; $F_{ин}^{np}$ — приведенная сила инерции; S° — значение обобщенной координаты, соответствующее максимальному значению основного передаточного числа МН.

Как следует из выражения (11), грузоподъемность ПНУ — это его интегральный показатель, зависящий как от параметров гидропривода, так и от МН. Следует отметить, что основное передаточное число МН ПНУ изменяется по мере подъема АД, а его максимальное значение ограничивает вес адаптера, который можно перевести при помощи ПНУ в транспортное положение.

Снижение потерь кормов в процессе уборки самоходной косилкой связано в том числе и с обеспечением правильного функционирования МВА. МВА предназначен для качественного копирования рельефа башмаками жатки или подборщика в заданном диапазоне вертикального перемещения адаптера относительно самоходного измельчителя. При этом башмаки адаптера должны иметь постоянный контакт с почвой, а нагрузка на них должна оставаться в заданных пределах, поэтому наиболее полной характеристикой, описывающей процесс копирования, является реакция под башмаками адаптера.

Так как в МН и МВА используются одни и те же звенья (см. рисунок 3), то функции положения для МВА идентичны функциям положения МН.

Следует отметить, что передаточные числа МВА, представляющие отношения вертикальных составляющих скоростей характерных точек и скорости растяжения-сжатия пружин, зависят только от внутренних параметров МВА и имеют вид:

$$I_{S4}(S) = \Phi'_3 \cdot U_{53} \cdot [L_5 \cdot \cos \varphi_5 + U_{43} \cdot L_{S4} \cdot \cos(\varphi_4 + \varphi_{S4})]; \quad (12)$$

$$I_M(S) = \Phi'_3(S) \times [U_{53}(S) \cdot L_5 \cdot \cos(\varphi_5(S)) + U_{43}(S) \cdot L_M \cdot \cos(\varphi_6(S) + \varphi_M)], \quad (13)$$

где $\Phi'_3(S)$ — аналог угловой скорости звена $\Pi_{03}\Pi_{23}$; U_{43} , U_{53} — передаточные отношения, связывающие угловые скорости звеньев $\Pi_{03}\Pi_{45}$, $\Pi_{45}\Pi_{56}$, $\Pi_{05}\Pi_{56}$.

Предварительное растяжение пружин МВА у неподвижной самоходной косилки компенсирует приведенную нагрузку и определяет силу давления башмаков на опорную поверхность в положении статического равновесия [9], [10]. Подтвержденная экспериментально величина предварительного растяжения пружины $\Delta X(S_0)$ рассчитывается по выражению:

$$\Delta X(S_0) = \frac{P_4 \cdot I_{S4}(S_0) - R_0 \cdot I_M(S_0)}{C}, \quad (14)$$

где C — жесткость пружины (блока пружин); R_0 — настраиваемая сила давления башмака при равенстве вертикальных координат точек контакта с поверхностью у него и колеса самоходного шасси; P_4 — доля веса адаптера на башмаке.

Наиболее информативной характеристикой, описывающей процесс копирования, является реакция опорной поверхности под башмаками жатки. Текущая величина силы давления башмака на опорную поверхность зависит от геометрических $\Delta X(S)$ и кинематических параметров МВА $I_{S4}(S)$, $I_M(S_0)$, распределения веса адаптера P_4 на его башмаках, жесткости пружин C :

$$R(S) = \frac{1}{I_M(S)} \cdot [P_4 \cdot I_{S4}(S) - C \cdot \Delta X(S)]. \quad (15)$$

В процессе копирования рельефа вертикальная координата точки контакта башмака с опорной поверхностью Y_M изменит свое расположение относительно точки аналогичного контакта колеса самоходного шасси. В процессе движения ее вертикальные колебания относительно этого (нулевого) уровня сопровождаются соответствующими изменениями S , что приводит к росту растяжения пружины $\Delta X(S)$ при уменьшении Y_M и ее сокращению при росте Y_M . Одновременно с этими параметрами изменяются и передаточные числа (12) и (13) МВА. В результате на уровне Y_M , отличном от нулевого, реакция на башмаке будет отличаться от первоначального значения R_0 .

Сравнение выражений (11) и (15) показывает, что снижение максимального значения основного передаточного числа МН влечет за собой одновременное снижение опорной реакции (15).

Заключение. Определение связи между выходными параметрами и характеристиками МН и МВА позволяет рационально выбрать их внутренние параметры.

Данный подход и соответствующее аналитическое описание функционирования МН и МВА могут быть использованы как для косилки CS140, так и для других самоходных косилок, имеющих аналогичные по структуре механизмы навески и вывешивания.

Список литературы

1. Косилка самоходная CS140. Инструкция по эксплуатации. — Гомель: НТЦК ОАО «ГОМСЕЛЬМАШ», 2024. — 81 с.
2. Попов, В.Б. Математическое моделирование подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В.Б. Попов. — Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2016. — 250 с.
3. Устройство навесное заднее сельскохозяйственных тракторов классов 0,6–8. Типы, основные параметры и размеры (Межгосударственный стандарт): ГОСТ 10677-2001. — Введ. 01.01.2004. — Минск: Изд-во стандартов, 2002. — 8 с.
4. Попов, В.Б. Анализ агрегирования универсального энергетического средства УЭС 290/450 «Полесье» с навесным кормоуборочным комбайном КНК-500 / В.Б. Попов // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. — 2012. — № 4(51). — С. 29–36.

5. Артоболевский, И.И. Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. — 4-е изд., перераб. и доп. — М.: Наука, 1988. — 640 с.
6. Попов, В.Б. Аналитические выражения кинематических передаточных функций механизмов навески энергоносителей / В.Б. Попов // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. — 2000. — № 2. — С. 25–29.
7. Попов, В.Б. Формализованное описание режима работы подъемно-навесного устройства самоходного измельчителя кормоуборочного комбайна «Палессе FS60» / В.Б. Попов // Вестник Брянской ГСХА. — 2017. — № 5(67). — С. 35–43.
8. Гуськов, В.В. Тракторы: учеб. пособие / под. общ. ред. В.В. Гуськова. — Минск: Выш. шк., 1979. — Ч. 3: Конструирование и расчет / В.В. Гуськов, И.П. Ксенович, Ю.Е. Атаманов, А.С. Солонский. — 383 с.
9. Попов, В.Б. Математическое моделирование механизма вывешивания адаптера кормоуборочного комбайна / В.Б. Попов // Тракторы, автомобили, мобильные энергетические средства: проблемы и перспективы развития: докл. междунар. науч.-практ. конф., Минск, 11–14 февр. 2009 г. — Минск, 2009. — С. 113–117.
10. Попов, В.Б. Математическое моделирование механизма вывешивания косилки-плющилки прицепной КПП-4.2 / В.Б. Попов // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого. — 2001. — № 3–4. — С. 17–22.

Popov V.B., Tyurin S.A.

Analytical description of the connection between the components of the aggregation mechanism of the CS140 self-propelled mower

The paper presents a mathematical description and relationship between the components of the CS140 self-propelled mower power aggregation mechanism and its adapters. A feature of the CS140 aggregation mechanism is the use of the same links in the adapter suspension and hanging mechanisms. Therefore, for successful modernization, it is necessary to determine the mutual influence of changes in the internal parameters of the suspension mechanism on changes in the output parameters of the adapter hanging mechanism.

Поступила в редакцию 30.06.2025.