

ПОВЫШЕНИЕ ТЯГОВО-СЦЕПНЫХ СВОЙСТВ КОЛЕСНОГО ТРАКТОРА НА ТРАНСПОРТНЫХ ОПЕРАЦИЯХ

Селиванов Н.И., Аверьянов В.В., Запрудский В.Н.

Красноярский государственный аграрный университет, Красноярск, Россия

Обоснованы параметры буксирного устройства с гидравлическим догрузателем для повышения тягово-сцепных свойств и проходимости колесного трактора при агрегатировании с двухосными прицепами в сложных дорожных условиях.

Ключевые слова: *буксирное устройство, прицеп, схема сил, сцепной вес, трактор.*

IMPROVEMENT OF TRACTION-CHAIN PROPERTIES OF A WHEEL TRACTOR IN TRANSPORT OPERATIONS

Selivanov N. I., Averyanov V. V., Zaprudsky V. N.

Krasnoyarsk state agrarian university, Krasnoyarsk, Russia

The parameters of the towing device with a hydraulic loader are substantiated to increase the towing and towing properties and the cross-country ability of the wheeled tractor when aggregated with biaxial trailers in difficult road conditions.

Keywords: *towing device, trailer, force diagram, towing weight, tractor.*

Широкое применение универсально-пропашных колесных 4к4а тракторов в составе транспортных агрегатов характеризуется воздействием природно-производственных факторов, ограничивающих реализацию их потенциальных возможностей. На сельских дорогах с низким коэффициентом сцепления φ и высоким сопротивлением передвижению f (пашня, разбитые и мокрые грунтовые и снежные дороги, снежная целина и т.п) существенно ухудшаются тягово-сцепные свойства трактора и показатели эффективности агрегата.

Для увеличения сцепного веса трактора широко используют следующие способы и средства [1-5]: пассивные-установка съемных балластных грузов на колесах и передних кронштейнах, заполнение шин водой; активные-механические и гидравлические догрузатели весом агрегатируемого многоосного прицепа. Характерными недостатками указанных способов и средств являются большая трудоемкость установки съемного балласта, сложность и высокая стоимость устройств, повышенный расход топлива на участках дороги с улучшенным покрытием.

Цель работы – обоснование параметров буксирного устройства с гидравлическим догрузателем для повышения тягово-сцепных свойств колесного трактора при работе с двухосными прицепами.

Для повышения тягово-сцепных свойств колесного 4к4а трактора в составе транспортного агрегата с двухосным прицепом рассмотрена схема буксирного устройства, догружающего его задние ведущие колеса (рис.1). Буксирное устройство содержит шарнирно соединенные прицепной крюк 2 трактора 1 и дышло 5 прицепа 8. На дышле установлен кронштейн 4, шарнирно связанный через тягу 3 с рычагом 6 заднего гидроцилиндра 7.

Усилие P_u на штоке гидроцилиндра 7 трактора через рычаг 6 воздействует на тягу 3, расположенную под углом γ к дышлу 5, силой P_2 . Ее горизонтальная $X_2 = P_2 \cdot \cos \gamma$ и вертикальная $R_2 = P_2 \cdot \sin \gamma$ составляющие в шарнирном узле переносят часть веса прицепа $\Delta G_n = R_n$ на трактор через силу R и момент $M_2 = X_2 \cdot h_n$.

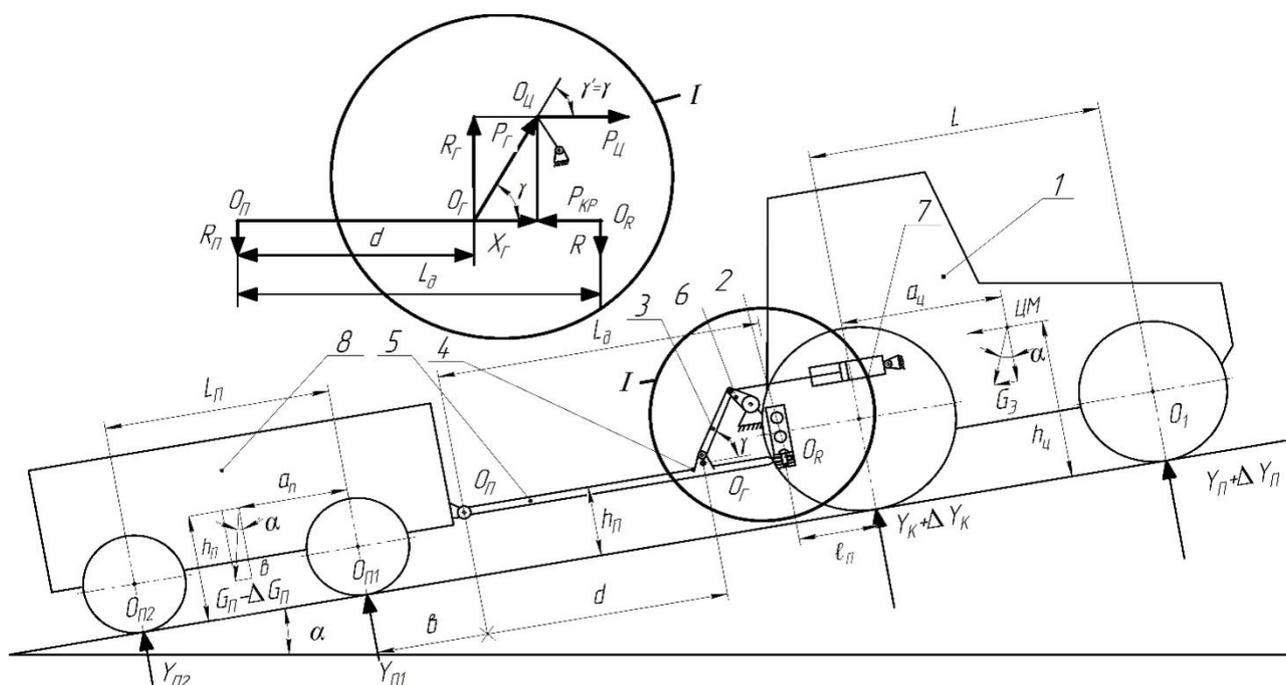


Рисунок 1 – Схема сил при движении транспортного агрегата

Соотношение сил и уравнения равновесия дышла прицепа под воздействием силы P_2 имеют вид

$$\begin{cases} R_n + R - R_2 = 0; \\ R_n \cdot L_d - R_2(L_d - d) = 0; \\ RL_d - R_2 \cdot d = 0, \end{cases} \quad (1)$$

тогда

$$\begin{cases} R_2 = R_n \cdot L_d / (L_d - d); \\ R = R_2 \cdot d / L_d = R_n \cdot d / (L_d - d). \end{cases} \quad (2)$$

Для определения догрузки задних колес ΔY_k трактора в режиме рабочего хода составим уравнение моментов относительно точки O_1 из условия $\sum M_{O_1} = 0$

$$-R(\ell_n + L) - P_{кр} \cdot h_n + (Y_k + \Delta Y_k) \cdot L - G_{\Delta} [(L - a_u) \cdot \cos \alpha + h_u \cdot \sin \alpha] + X_2 \cdot h_n - M_f = 0, \quad (3)$$

где $P_{кр} = G_{\Pi} \cdot f_{\Pi}$ – тяговое усилие на перемещение прицепа весом G_n и коэффициентом сопротивления перекачиванию f_{Π} ; G_{Δ} – вес трактора, приложенный в центре масс с абсциссой $\alpha_{ц}$ и ординатой h_u ; h_n – высота точки

прицепа относительно дороги при $\gamma_{II} = 0$; $M_f = G_3 \cdot f \cdot r_g$ – момент сопротивления качению трактора при коэффициенте сопротивления f и радиусе задних колес r_g .

При равномерном движении в режиме рабочего хода по горизонтальному участку $\alpha = 0$, тогда

$$\Delta Y_{\kappa} = \frac{R(L + \ell_n) + P_{кр} \cdot h_n + G_3(L - a_u) - Y_{\kappa} \cdot L - X_2 \cdot h_n + M_f}{L}. \quad (4)$$

Учитывая, что при $R = 0$ и $M_f = idem$

$$\begin{aligned} Y_{\kappa} \cdot L &= G_3(L - a_u) + M_f + P_{кр} \cdot \square_n, \\ \Delta Y_{\kappa} &= \frac{R(L + \ell_n) - X_2 \cdot h_n}{L}, \end{aligned} \quad (5)$$

или

$$\Delta Y_{\kappa} = R \left(1 + \frac{\ell_n}{L} \right) - X_2 \cdot \frac{h_n}{L}. \quad (6)$$

Таким образом, величина догрузки задних колес ΔY_{κ} пропорциональна силе R при установленном соотношении ℓ_n/L . Снижению догрузки способствует увеличение горизонтальной составляющей силы P_2 за счет угла наклона тяги γ при $h_n/L = const$.

Для определения разгрузки передних колес ΔY_n используем $\sum M_{O2} = 0$;

$$- \left((Y_n + \Delta Y_n)L + G_3 \cdot a_u - P_{кр} \cdot h_n + M_f + X_2 \cdot h_n - R \cdot \ell_n \right) = 0, \quad (7)$$

откуда

$$\Delta Y_n = \frac{G_3 \cdot a_u + X_2 \cdot h_n - P_{кр} \cdot h_n - Y_n \cdot L - M_f - R \cdot \ell_n}{L}. \quad (8)$$

С учетом величины реакции Y_{II} при $R = 0$

$$Y_n = (G_3 \cdot a_u - M_f - P_{кр} \cdot \square_n) / L,$$

тогда

$$\Delta Y_n = X_2 \cdot \frac{h_n}{L} - R \frac{\ell_n}{L}. \quad (9)$$

Общее увеличение сцепного веса трактора

$$\Delta Y_{\kappa} + \Delta Y_n = R. \quad (10)$$

Полученные уравнения расчета ΔY_{κ} и ΔY_n показывают, что происходит догрузка задней оси и разгрузка передней. Однако в условиях недостаточного сцепления, потери устойчивости и управляемости не происходит.

Величину силы R_n определим из условия $\sum M_{OII2} = 0$.

$$R_n(L_n + \vartheta) + G_n \cdot (L_n - a_n) - \Delta G_n(L_n - a_n) + P_{кр} \cdot h_n - Y_{n1} \cdot L_n - M_{fn} = 0 \quad (11)$$

Приняв неизменность составляющих уравнения при $R_n = 0$, получим

$$R_n = \frac{\Delta G_n(L_n - a_n)}{(L_n + \vartheta)} \quad (12)$$

При $a_n = 0,5L_n$ величина силы R_n , при заданной величине ΔG_n , определится соотношением базы прицепа L_n и расстоянием от оси O_{n1} до

шарнирного соединения дышла. Соотношение части веса прицепа, перенесенной на трактор ΔG_n , силами R_2 и R определим с учетом (2) и (12)

$$\begin{cases} R_2 = \frac{\Delta G_n(L_n - a_n)}{(L_n + \square)} \cdot \frac{L_g}{(L_g - d)}; \\ R = \frac{\Delta G_n(L_n - a_n) \cdot d}{(L_n + \square)(L_g - d)}. \end{cases} \quad (13)$$

Взаимосвязь вертикальной составляющей подъемной силы R_2 и нагрузки на сцепное устройство трактора R выразится из уравнения моментов относительно точки O_{n_2}

$$R = R_2 \left(1 - \frac{(L_g - d)}{g} \right) + (G_n - \Delta G_n) \cdot \frac{f_n \cdot h_n}{g}, \quad (14)$$

где $g = (L_g + \square + L_n)$.

Сила $P_{ц}$ на штоке гидроцилиндра, при $\gamma' = \gamma$ для обеспечения догрузки R , составит

$$P_{ц} = R \cdot L_g / d \cdot \sin \gamma \cdot \cos \gamma$$

Давление в гидроцилиндре p при этом

$$p = P_{ц} / S_n = 4R \cdot L_d / (d \cdot \pi D^2 \cdot \sin \gamma \cdot \cos \gamma) \quad (15)$$

Давление в гидроцилиндре зависит от угла наклона тяги γ , соотношения L_g/d величины силы R и диаметра D поршня. Таким образом, изменением давления рабочей жидкости в гидроцилиндре можно управлять догрузкой задних колес и повышать тягово-сцепные свойства трактора на транспортных операциях.

Применительно к трактору Беларусь 82.1 догрузку $R=4,50$ кН при $d/L_g = 0,8$, $\gamma = \gamma' = 60^\circ$, $l_n/L = 0,21$ обеспечивает давление рабочей жидкости в гидроцилиндре $p=1,65$ МПа (рис.2). Догрузка задних колес составляет $\Delta Y_k = 4,72$ кН при разгрузке передних $\Delta Y_n = -0,22$ кН. Увеличение сцепного веса на 11-12% приводит к соответствующему повышению касательной силы тяги и снижению буксования на 3-5% при сохранении управляемости трактора.

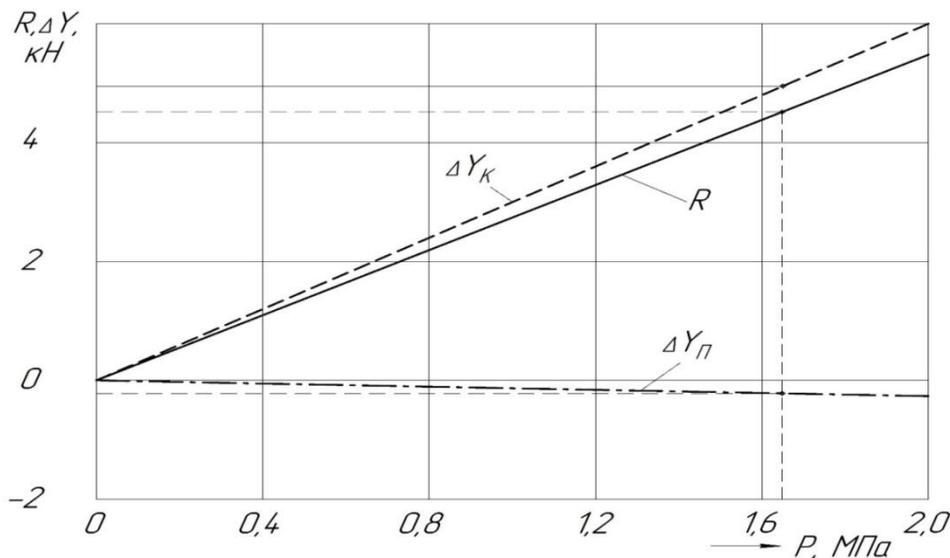


Рисунок 2 – Влияние давления в гидроцилиндре на изменение сцепного веса и догрузку ведущих колес трактора Беларусь 82.1

Выводы

1. Предложена схема и обосновано соотношение параметров буксирного устройства гидравлическим догрузителем для повышения тягово-сцепных свойств колесного 4к4а трактора при работе с двухосными прицепами.

2. Использование буксирного устройства гидроувеличителем сцепного веса трактора Беларусь 82.1 при давлении рабочей жидкости $p=1,65$ МПа обеспечивает увеличение сцепного веса на 11-12% и снижение буксования на 3-5% при сохранении управляемости.

Литература

1. Бердов, Е.И. Повышение тягово-сцепных свойств тракторного транспортного агрегата / Е. И. Бердов, Ю. Г. Горшков, А. А. Калугин [Текст] // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2015. - № 2. - С. 22-23. - ISSN 0206-572X.

2. Бурдыкин, В. Д. Усовершенствованное устройство для повышения проходимости колесных тракторов / В. Л. Бурдыкин // Тракторы и сельхозмашины. - 2009. - N 9. - С. 40-41. - ISSN 0235-8573.

3. Пат. № 2482974 РФ, МПТ В60D 1/00, В62D 53/04, А01В 59/04. Автоматический корректор сцепного веса для увеличения проходимости и повышения производительности колесных тракторов при их агрегатировании с прицепами / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов; - №2482974, заявл. 2011-12-15; опубл. 27.05.2013 г.

4. Пат. № 2484979 РФ, МПТ В60D 1/00, А01В 59/04, В62D53/04. Тросовый увеличитель сцепного веса колесных транспортных средств при их агрегатировании с прицепами / С.В. Щитов, Е.Е. Кузнецов, З.Ф. Кривуца, О.А. Кузнецова; - №2484979, заявл. 2012-03-22; опубл. 20.06.2013 г.

5. Пат. № 2497706 РФ, МПТ В62D 53/04, А01В59/04, В60D 1/00. Тягово-догрузочное устройство тракторного прицепа, агрегируемого посредством гидрокрюка / Н.Ф. Скурятин, А.В. Бондарев, Е.В. Соловьев, И.С. Максимов И.С; - №2497706, заявл. 2012.03.27; опубл. 10.11.2013 г.