

где F - стоимость валовой продукции, тенге, которая представляет собой валовой сбор (23836,31 тн) умноженный на сравнительную цену за 1 тн риса (150000 тенге).

Четвертая группа ограничений показывает необходимость обязательного выполнения уборки риса на площади 4500 га за агротехнический срок.

$$\sum_{j=1}^n \omega_j \cdot x_j \leq \frac{S}{T},$$

где T - агротехнический срок уборки риса, дни; ω - производительность в переводе на 10 часов работы при подборе и обмолоте валков, га/день.

$$7,4x_1 + 10,6x_2 + 13,5x_3 + 6,4x_4 + 14,1x_5 \leq \frac{4500}{25},$$

$$7,4x_1 + 10,6x_2 + 13,5x_3 + 6,4x_4 + 14,1x_5 \geq 180.$$

По своему содержанию переменные x_1, x_2, x_3, x_4, x_5 могут принимать лишь целые неотрицательные значения, т.е. $x_{1,2,3,4,5} > 0$, x_j - целые числа.

В результате математического метода обоснования выбора модели рисоуборочных комбайнов рациональным будет использование 13 комбайнов марки Tiscano 580, которые позволяют получить максимальную прибыль в размере 3765,46 млн.тенге, сократить эксплуатационные затраты и обеспечить резерв основных запасных частей.

Литература

1. Практикум по математическому моделированию экономических процессов в сельском хозяйстве/А.Ф.Карпенко [и др.]. М.: Агрпромиздат, 1985. – 269 с.
2. Экономико-математические методы и прикладные модели / В.В. Федосеев [и др.]. М.: ЮНИТИ, 1999. – 391 с.

УДК 629.114.2

О СВЯЗИ МЕЖДУ РЕЖИМАМИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ПОДЪЕМНО-НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА УНИВЕРСАЛЬНОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО СРЕДСТВА

Попов В.Б., к.т.н., доцент
ГГТУ, г. Гомель, Республика Беларусь

Подъемно-навесное устройство (ПНУ) (рис.1а), как часть универсального энергетического средства (УЭС), регулярно функционирует в трех основных режимах [1] - рабочем, транспортном и режиме перевода навесной машины из рабочего положения в транспортное.

Связь между режимами функционирования выражается через общие выходные параметры функциональных математических моделей (ФММ), описывающих соответствующие режимы.

Координаты всех подвижных шарниров механизма навески (МН) и характерных точек замкнутой кинематической цепи (рис.1б) определяются относительно УЭС. В частности, координаты оси подвеса МН - P_{56} определяются по выражениям:

$$X_{56}(S) = X_{05} + L_{56} \cdot \cos \varphi_5(S), \quad Y_{56}(S) = Y_{05} + L_{56} \cdot \sin \varphi_5(S), \quad (1)$$

где, X_{05}, Y_{05} - координаты шарнира P_{05} на раме УЭС; φ_i - угол, образуемый соответствующим звеном, в правой декартовой системе координат.

Следует отметить, что часть выходных параметров режима перевода навесной машины из рабочего положения в транспортное (рис.1б) присутствует и в формализованном описании двух других режимов. Отличие состоит в диапазоне и характере изменения обобщенной координаты - S . В режиме “перевода” S изменяется от значения соответствующего началу

подъема НМ до конечного значения, соответствующего её транспортному положению. В технологическом режиме S колеблется около положения соответствующего рабочему положению оси подвеса, в транспортном режиме НМ колеблется вместе с УЭС.

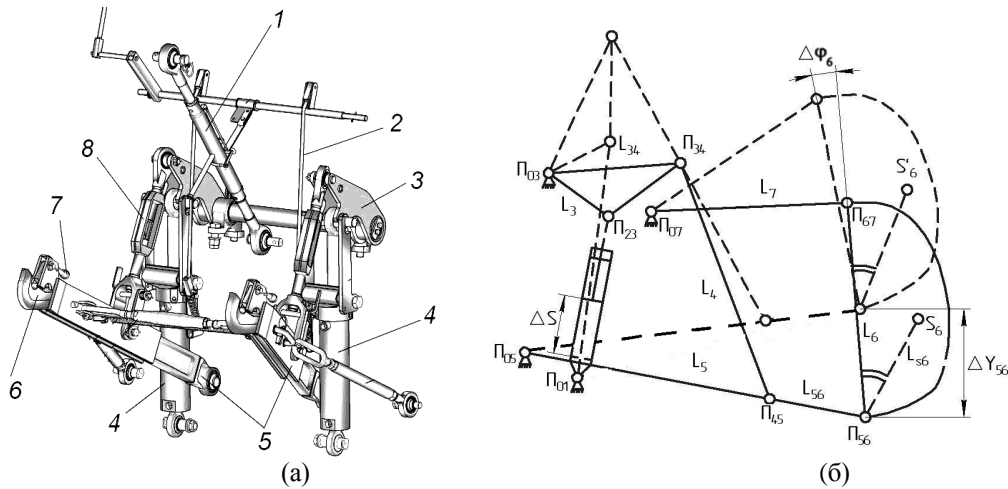


Рисунок 1 - Подъемно-навесное устройство (а) и схема плоского аналога механизма навески в рабочем и транспортном положениях (б):

1 – тяга верхняя; 2 – тяга механизма фиксации; 3 – рычаг поворотный;
4 – гидроцилиндры; 5 – тяги нижние; 6 – захват; 7 – ручка фиксатора; 8 – раскос.

При этом координаты характерной точки - центра тяжести НМ определяются в соответствии с выражениями:

$$X_{S_6}(S) = X_{S_6}(S) + L_{S_6} \cdot \cos[\varphi_6(S) + \varphi_{S_6}] \quad Y_{S_6}(S) = Y_{S_6}(S) + L_{S_6} \cdot \sin[\varphi_6(S) + \varphi_{S_6}], \quad (2)$$

где L_{S_6} и φ_{S_6} - характеристики вектора, проведенного от оси подвеса в центр тяжести рабочего орудия.

Аналитические выражения для передаточных чисел МН [2] определяются в процедуре кинематического анализа на оси подвеса - $I_m(S)$ и для конкретной НМ - $I_{S_6}(S)$:

$$I_m(S) = \varphi'_3(S) \cdot U_{53}(S) \cdot L_{S_6} \cdot \cos[\varphi_5(S)] \quad (3)$$

где $\varphi'_3(S)$ - аналог угловой скорости звена поворотного рычага; $U_{53}(S)$ - передаточное отношение; $L_{S_6}, \varphi_5(S)$ - длина нижней тяги и угол, образуемый ею в правой декартовой системе координат.

$$I_{S_6}(S) = \varphi'_3(S) \cdot U_{53}(S) \cdot \{L_{S_6} \cdot \cos[\varphi_5(S)] + U_{65}(S) \cdot L_{S_6} \cdot \cos[\varphi_6(S) + \varphi_{S_6}]\}, \quad (4)$$

где L_{S_6}, φ_{S_6} - вектор, равный расстоянию от оси подвеса до центра тяжести НМ и угол между ним и НМ, представленной звеном L_6 .

Зная $I_{S_6}(S)$ можно, не выполняя силовой анализ кинематической цепи, включающей МН и НМ, оценить нагрузку, передаваемую от навесной машины (P_6) через звенья МН на шток гидроцилиндра в любом положении оси подвеса:

$$F_g(S) = P_6 \cdot I_{S_6}(S) \quad (5)$$

В рабочем режиме мы имеем стохастические колебания оси подвеса МН относительно её рабочего положения. Выходные (геометрические, кинематические и силовые) параметры

Секция 1: Технологии и техническое обеспечение сельскохозяйственного производства

ПНУ привязаны к изменяющейся обобщенной координате, соответствующей изменяющемуся положению оси подвеса.

Коэффициент полезного действия МН непостоянен из-за изменяющейся силы трения (F_{mp}^{np}) [2] и для любого положения оси подвеса МН определяется по выражению:

$$\eta = \frac{F_g}{F_g + F_{mp}^{np}}. \quad (6)$$

Важной характеристикой навесного пахотного агрегата является положение мгновенного центра вращения (МЦВ) навесной машины (рис. 2) в рабочем режиме [1], которое определяют устойчивость хода плуга, характер его заглубления в почву, нагрузку на опорном колесе и перераспределение нагрузки по осям УЭС.

$$X_p = \frac{(Y_{56} \cdot X_{05} - Y_{05} \cdot X_{56}) \cdot (X_{07} - X_{67}) - (X_{05} - X_{56}) \cdot (Y_{67} \cdot X_{07} - Y_{07} \cdot X_{67})}{(Y_{07} - X_{67}) \cdot (X_{05} - X_{56}) - (X_{07} - X_{67}) \cdot (Y_{05} - Y_{56})}, \quad (7)$$

$$Y_p = X_p \cdot \frac{Y_{56} - Y_{05}}{X_{56} - X_{05}} + \frac{Y_{05} \cdot X_{56} - X_{05} \cdot Y_{56}}{X_{56} - X_{05}}.$$

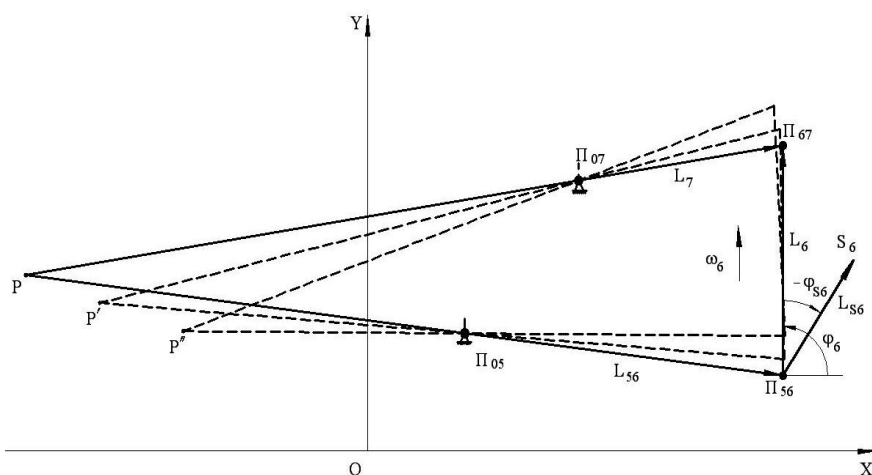


Рисунок 2 Изменение положения полюса МЦВ при качании оси подвеса МН

В режиме транспортного переезда из-за кинематического возбуждения со стороны микрорельефа [3] центры тяжести УЭС и навесной машины совершают сложные колебания в продольной плоскости, приобретая ускорения (\ddot{Y}_{S6}), вызванные контактированием колес УЭС с соответствующим агрофоном:

$$P_6^* = P_6 \pm m_6 \cdot \ddot{Y}_{S6}. \quad (8)$$

При этом нагрузка P_6^* , передающаяся на тяги МН, также носит вероятностный характер, что приводит к переменному характеру силового воздействия на раму УЭС и перераспределению нормальных реакций между передним и задним его мостами. Например, составляющие реакций в шарнирах на оси подвеса определяются стохастически изменяющейся нагрузкой P_6^* и геометрическими параметрами шарниров внешнего четырехзвенника (рис. 1).

$$R_{56}^x = \frac{P_6^* \cdot (X_{S6} - X_{56}) \cdot (X_{67} - X_{07})}{2 \cdot [(X_{56} - X_{67}) \cdot (Y_{67} - Y_{07}) - (Y_{67} - Y_{56}) \cdot (X_{07} - X_{67})]},$$

$$R_{56}^y = P_6^* \cdot \frac{(X_{S6} - X_{67}) \cdot (Y_{67} - Y_{07}) - (Y_{67} - Y_{56}) \cdot (X_{07} - X_{67})}{2 \cdot [(X_{56} - X_{67}) \cdot (Y_{67} - Y_{07}) - (Y_{67} - Y_{56}) \cdot (X_{07} - X_{67})]}.$$

Литература

1. Попов, В.Б. Анализ режимов работы подъемно-навесного устройства универсального энергетического средства УЭС–290/450 «Полесье» // Актуальные вопросы машиноведения: сборник научных трудов / Гос. науч. учрежд. «Объед. инст-т машиностроения НАНБ»; редкол.: А.А. Дюжев [и др.]. – Минск, 2012. – Выпуск 1. – С. 99 – 102.
2. Попов, В.Б. Функциональная математическая модель анализа подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств – Механика - 2011: сб. науч. тр. V белорусского конгресса по теорет. и прикладной механике / Объедин. Ин-т машиностроения НАН Беларуси; редкол.: М.С. Высоцкий [и др.]. Минск, 2011. – т.1. с. 169-176.
3. Попов, В.Б. Математическое моделирование мобильного сельскохозяйственного агрегата в режиме транспортного переезда / В.Б. Попов // Вестник ГГТУ им. П.О. Сухого - 2005. - №3 - С. 13-18.

УДК 629

ПРИМЕНЕНИЕ ПНЕВМОЦИЛИНДРОВ С ВНУТРЕННИМ ТОРМОЗНЫМ УСТРОЙСТВОМ

Бартош П.Р., к.т.н., доцент, Филипова Л.Г., Чикилевский Я.А., Розум С.П.
БНТУ, г. Минск, Республика Беларусь

На практике имеется много разнообразных видов пневматических приводов и устройств. Благодаря надежности их работы, простоты управления они получили широкое применение во всех отраслях машиностроения и сельского хозяйства.

В ряде случаев поршни исполнительных устройств перемещаются с большими скоростями, в том числе с циклическим действием. Поэтому к таким устройствам предъявляются повышенные требования.

Очень часто требуются пневматические управляющие устройства с произвольной скоростью движения выходного звена в середине хода и с торможением в конце хода, чтобы избежать удара, недопустимого при выполнении ряда сельскохозяйственных технологических операций.

Можно управляющие устройства приводить в движение регулирующими органами в виде клапанов. При многократном срабатывании запорного элемента, где клапаны перемещаются с большими скоростями при посадке на седло, может происходить интенсивное разрушение уплотнительной кромки седла, что, в итоге приводит к выходу из строя исполнительных устройств. Это вызовет значительные экономические и эксплуатационные потери.

Поэтому для решения данной проблемы используют пневмоцилиндры с различными способами торможения в конце хода. Широкое применение получили пневмоцилиндры, принцип торможения которых заключается в том, что в конце хода канал 1, расположенный в крышке 2 цилиндра, перекрывается мягким тормозным элементом 3 – лепестковой манжетой (Рисунок 1), закрепленным на штоке 4. Уплотнительным элементом являются манжеты 5.

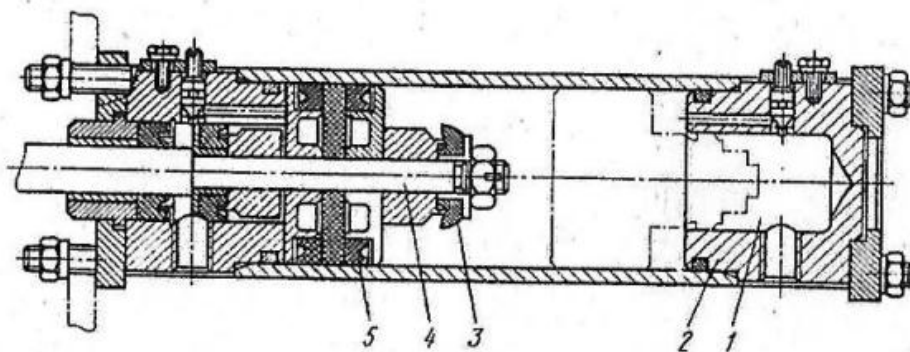


Рисунок 1 – Пневмоцилиндр с тормозным элементом – лепестковой манжетой