

УДК 621.869.4: 658

**МОДЕРНИЗАЦИЯ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ЖАТКИ
КОСИЛКИ КПП-4,2**
MODERNIZATION OF THE MECHANISM OF HEADER LIFTING
OF THE MOWER KPP-4,2

В.Б. Попов, канд. техн. наук, доц.,
Гомельский государственный технический университет
им. П.О. Сухого, г. Гомель, Беларусь
V. Popov, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Pavel Sukhoi State Technical University of Gomel, Republic of Belarus

Представлена методика выбора параметров рабочего гидроцилиндра механизма подъема жатки. Она опирается на разработанную функциональную математическую модель процесса подъема жатки.

The technique of choosing the parameters of the working hydraulic cylinder of the header lifting mechanism is presented. It is based on the developed functional mathematical model of the header lifting process.

Ключевые слова: автоматизированное проектирование, косилка, жатка, механизм подъема, гидроцилиндр, передаточное число, приведенная нагрузка.

Keywords: computer-aided design, mower, header, lifting mechanism, hydraulic cylinder, gear ratio, reduced load.

ВВЕДЕНИЕ

Необходимым компонентом автоматизированного проектирования мобильных сельскохозяйственных машин (МСХМ) являются функциональные математические модели (ФММ). Они характеризуют режимы работы, входящих в состав МСХМ механизмов, обеспечивают выбор их рациональных параметров.

Цель работы – анализ процесса подъема жатки на основе сформированной ФММ и формулировка рекомендаций относительно выбора соответствующих параметров гидроцилиндров.

АНАЛИЗ НАГРУЖЕННОСТИ ГИДРОЦИЛИНДРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ЖАТКИ

Проектирование механизма подъема жатки (МПЖ) КПП-4,2 связано, в том числе, с выбором рациональных параметров его звеньев и рабочего гидроцилиндра (ГЦ) гидропривода. Геометрическая модель МПЖ представляет пространственный шарнирно-рычажный механизм, симметричный относительно продольной плоскости симметрии жатки. Проецируя МПЖ на продольную плоскость симметрии, получаем плоский аналог пространственного механизма, который по классификации Асура-Артоболевского идентифицируется как одноподвижный шестизвенный (рисунок 1). При этом положение его выходной координаты - центра тяжести жатки – S_6 однозначно связано с изменением обобщенной координаты – S , расстоянием между центрами шарниров гильзы и штока ГЦ ($\Pi_{01} - \Pi_{23}$).

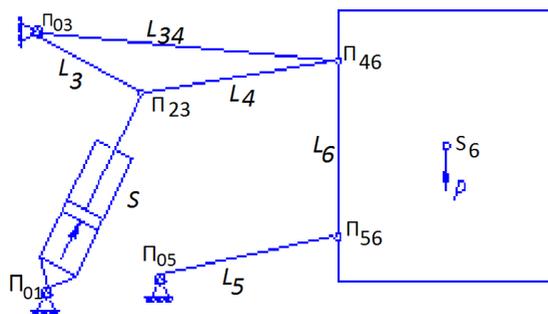


Рисунок 1 – Схема плоского аналога механизма подъема жатки косилки КПП-4,2

Особенностями рассматриваемых механизмов являются тихоходность и относительно высокая внешняя нагрузка. Геометрический и кинематический анализ МПЖ выполнялись по известной методике [1].

Полагая звенья МПЖ несжимаемыми, последовательно выполняем геометрический и кинематический анализ механизма. В его основе лежит метод замкнутых векторных контуров, предложенный Зиновьевым [1]. В результате анализа определяются координаты центра тяжести жатки и передаточное число $I(S)$ МПЖ.

$$I(S) = \dot{\varphi}_3(S) \cdot U_{53}(S) \cdot [L_5 \cdot \cos \varphi_5(S) + U_{65}(S) \cdot L_{56} \cdot \cos(\varphi_6(S) + \varphi_{56})], \quad (1)$$

где $\dot{\varphi}_3(S)$ – аналог угловой скорости; $U_{53}(S), U_{65}(S)$ – передаточные отношения; L_5, L_{56} – модули векторов (длины звеньев МПЖ); $\varphi_5(S), \varphi_6(S)$ – углы, образуемые звеньями МПЖ в правой декартовой системе координат.

Аналитическое выражение для передаточного числа МПЖ позволяет определить пропорциональную ему полезную нагрузку $F(S)$ на гидроцилиндре:

$$F(S) = P \cdot I(S), \quad (2)$$

Передаточное число также существенно влияет на грузоподъемность G_S механизма:

$$G_S = \frac{P_{ци}^{\max} \cdot F_c - [F_{ин}^{np}(S) + F_{тр}^{np}(S)]}{I(S)_{\max}}, \quad (3)$$

где $P_{ци}^{\max}$ – максимальное давление в ГЦ; F_c – площадь поршня ГЦ; $F_{ин}^{np}(S)$ – приведенная сила инерции и $F_{тр}^{np}(S)$ – приведенная сила трения [1], определенные для значения обобщенной координаты, соответствующей максимальной величине передаточного числа.

Приведенная к штоку ГЦ сила инерции определяется по выражению:

$$F_{ин}^{np}(S) = m_6 \cdot a_{S6}(S) \cdot I(S) + J_6 \cdot \varepsilon_6(S) \cdot \dot{\varphi}_6(S), \quad (4)$$

где $a_{S6}(S), \varepsilon_6(S)$ – соответственно линейное и угловое ускорение жатки; m_6, J_6 – соответственно масса и момент инерции жатки; $\dot{\varphi}_6(S)$ – аналог угловой скорости жатки.

Для тихоходных механизмов, к которым относится МПЖ, учет силы инерции актуален только в случае, когда максимальная величина полезной нагрузки и приведенной силы трения приближается к максимальной движущей силе, развиваемой гидроцилиндрами.

На рисунке 2 приведен процент загрузки ГЦ в зависимости от их типоразмера в процессе подъема жатки.

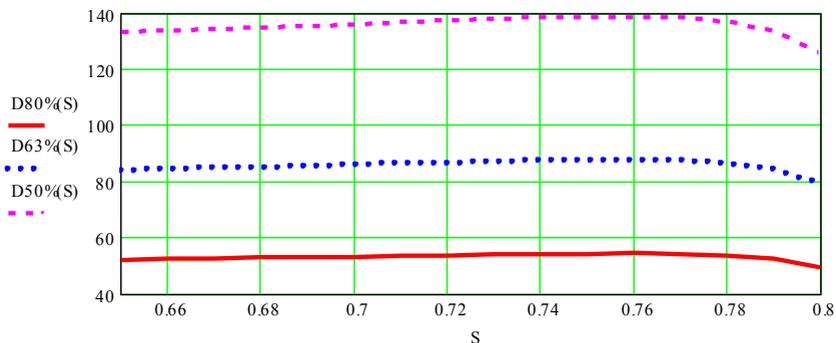


Рисунок 2 – Нагрузка на гидроцилиндрах МПЖ в процессе подъема жатки в процентах от максимально развиваемых на штоках ГЦ сил ($D = 80$, $D = 63$, $D = 50$)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Расчет нагруженности гидроцилиндров в процессе подъема жатки позволяет сделать вывод о том, что более экономичным и рациональным будет использование в МПЖ гидроцилиндров с диаметром поршня 63 мм. Использование этих ГЦ при установившемся режиме подъема жатки загружает их до 80–84 %, в то время как применяемые в серийных КПП-4,2 гидроцилиндры с диаметром поршня 80 мм загружены не более чем на 55 %.

Предлагаемая здесь методика сравнительного анализа нагруженности ГЦ МПЖ распространяется на автоматизированное проектирование других механизмов МСХМ, например, представляемых их четырехзвенными и восьмизвенными аналогами. При соответствующей доработке методика может быть также использована при автоматизированном проектировании идентичных по структуре механизмов строительного-дорожного и землеройного машин [2].

ЛИТЕРАТУРА

1. Попов, В.Б. Математическое моделирование подъемно-навесных устройств мобильных энергетических средств / В.Б. Попов. – Гомель. ГГТУ им. П.О. Сухого, 2016. – 251с.: ил.

2. Попов, В. Б. Математическое моделирование функционирования механизмов подъема и поворота траверсы фронтального погрузчика / В. Б. Попов, П.В. Авраменко // Сборник тезисов докладов МНПК “Инновационные технологии в агропромышленном комплексе – сегодня и завтра” НТЦК, 2017, С 104–105.

Представлено 20.05.2020

УДК 621.869.4: 658

ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЖЕННОСТИ ВЕРХНЕЙ И НИЖНЕЙ ТЯГ МЕХАНИЗМА НАВЕСКИ ТРАКТОРА СО СТОРОНЫ АГРЕГАТИРУЕМОГО НАВЕСНОГО ПЛУГА **DETERMINATION OF THE LOAD OF THE UPPER AND LOWER LINKS OF THE TRACTOR LINKAGE MECHANISM FROM THE SIDE OF THE MOUNTED PLOW**

В.Б. Попов, канд. техн. наук, доц.,

Гомельский государственный технический университет
им. П.О. Сухого, г. Гомель, Беларусь

V. Popov, Ph.D. in Engineering, Associate Professor,
Pavel Sukhoi State Technical University of Gomel, Republic of Belarus

Представлена методика расчета нагрузки тяг механизма навески трактора общего назначения со стороны навесного плуга. Она включает схему действующих сил, исходную систему уравнений и результат её решения в виде аналитических выражений для расчета действующих в тягах сил.

The method of calculating the load of the linkage of a general-purpose tractor from the side of the mounted plow is presented. It includes a scheme of acting forces, the original system of equations and the result of