

УДК 631.3.024.028

## УМЕНЬШЕНИЕ ДИАПАЗОНА СРАБАТЫВАНИЯ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНОГО УСТРОЙСТВА МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА СИЛОСОПРОВОДА КОРМОУБОРОЧНОГО КОМБАЙНА

**В. Б. ПОПОВ**

Учреждение образования «Гомельский государственный  
технический университет имени П. О. Сухого»,  
Республика Беларусь

**А. Д. КОНЯВСКИЙ, Д. В. ДЖАСОВ**

Научно-технический центр комбайностроения  
ОАО «Гомсельмаш», Республика Беларусь

**Ключевые слова:** силосопровод, рычажный механизм, предохранительное устройство, векторный способ.

### Введение

Силосопровод кормоуборочного комбайна предназначен для транспортирования и направления потока измельченной растительной массы в емкость транспортного средства.

Функционально он должен обладать прочностью и подвижностью, достаточными для обеспечения поворота вокруг собственной оси не менее, чем на 180 градусов. Разные схемные решения механизма поворота силосопровода (МПС) обеспечивают подвижность силосопровода в зоне крепления к его неподвижному основанию при помощи гидропривода [1]. В настоящее время поворот силосопровода на кормоуборочных комбайнах, выпускаемых ОАО «Гомсельмаш», обеспечивается применением червячной передачи.

На рис. 1 изображен МПС с предохранительным устройством (ПУ).

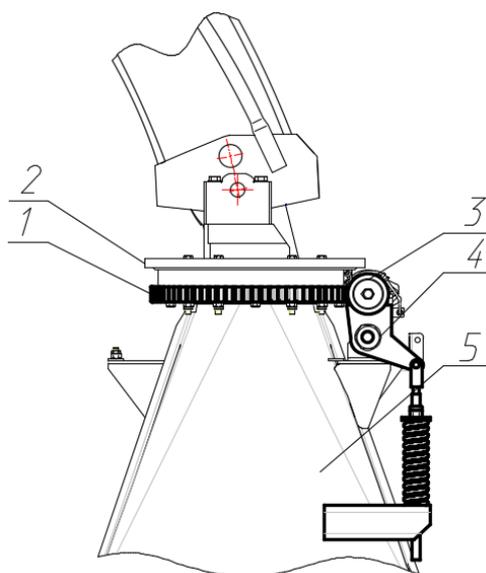


Рис. 1. Механизм поворота силосопровода с предохранительным устройством

Механизм поворота силосопровода состоит из червячного колеса  $1$ , расположенного на поворотном основании силосопровода  $2$ , и червяка  $3$ , установленного на тумбе  $5$  комбайна. В качестве привода МПС используют гидромотор. Для предохранения силосопровода от повреждений при упоре в препятствие во время поворота применяется предохранительное устройство, представляющее собой подпружиненный рычаг  $4$ , с установленным на нем червяком  $3$ , ось поворота которого расположена на тумбе  $5$ .

Вызванная внешним воздействием остановка поворота силосопровода, движимого вращающимся червяком, приводимым в свою очередь гидромотором, вызывает отклонение рычага  $4$ . Предохранение силосопровода от повреждения обеспечивается путем перещелкивания червяка при его выходе из зацепления в крайнее положение. Такой вариант защитного устройства прост и самодостаточен, однако при его проектировании необходимо учитывать некоторые особенности. Как правило, при вращении силосопровода и остановке его внешним воздействием предохранительное устройство срабатывает. Однако в процессе реверса силосопровода возможно возникновение ситуации, когда ПУ не срабатывает.

Цель работы: формирование математической модели функционирования предохранительного устройства, обеспечивающей уменьшение диапазона изменений крутящего момента на червячном колесе во время выхода червяка из зацепления.

#### Формирование функциональной математической модели

Проиллюстрируем процесс проектирования ПУ МПС на примере одного из вариантов конструкции, установленном на комплексе высокопроизводительном кормоборочном КВК-800, серийно выпускаемом ОАО «Гомсельмаш».

Для анализа характеристики ПУ и оценки необходимости ее изменения разработаем его функциональную математическую модель (ФММ). В качестве оценочного критерия работы ПУ целесообразно принять крутящий момент на червячном колесе в процессе выхода червяка из зацепления, являющимся основным силовым показателем нагруженности силосопровода при его остановке внешним препятствием.

Расчетная схема ПУ представлена на рис. 2.

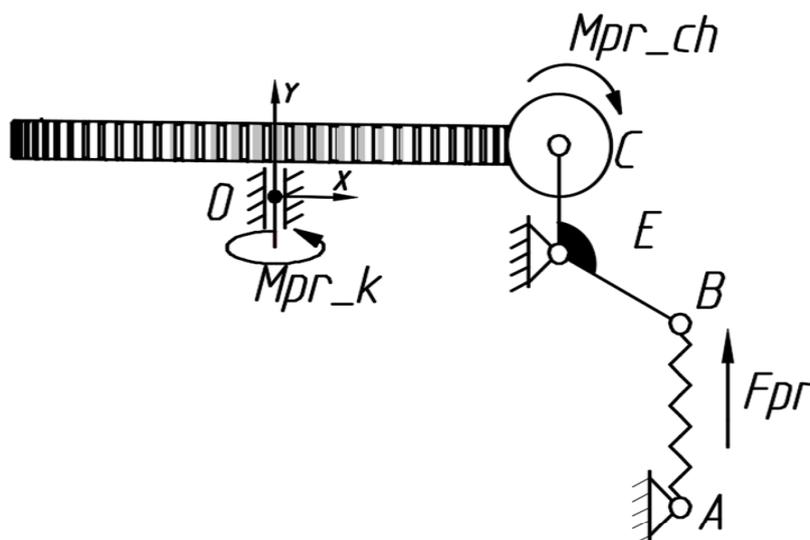


Рис. 2. Расчетная схема предохранительного устройства

Для формирования ФММ воспользуемся векторным способом описания рычажных механизмов, широко представленным в научных публикациях [2]–[5].

В качестве обобщенной координаты для описания работы ПУ удобно принять изменение глубины контакта червяка с зубчатым колесом в процессе выхода из зацепления, определяемого выражением

$$x = x_{\min}, (x_{\min} + hx) \dots x_{\max}, \quad (1)$$

где  $x$  – обобщенная координата;  $x_{\min}$  и  $x_{\max}$  – минимальное и максимальное значение обобщенной координаты соответственно;  $hx$  – шаг изменения обобщенной координаты.

Положение всех подвижных точек и звеньев описываемого ПУ является функцией перемещения входного звена, т. е. функцией от обобщенной координаты. Следовательно, и все векторы, описывающие положение ПУ, также являются функциями от обобщенной координаты. Таким образом, имеем вектор-функции, которые в совокупности описывают положение всего ПУ в зависимости от значения обобщенной координаты. В приведенном ниже математическом описании вектор-функциями являются все векторы, после обозначения которых в скобках указана обобщенная координата. Там где обобщенная координата после обозначения вектора отсутствует, вектор не является функцией, а является неподвижной точкой.

Положение всех подвижных точек ПУ описываем функционально аналогично представленным в работе [6]. После формализованного описания положения всех точек ПУ определяем деформацию пружины:

$$dpr(x) = L_0 - Lpr(x), \quad (2)$$

где  $L_0$  – длина пружины между зацепами в свободном состоянии.

Зная деформацию пружины, находим силу по выражению (3) в зависимости от обобщенной координаты:

$$Fpr(x) = c_{pr} \cdot dpr \cdot z, \quad (3)$$

где  $c_{pr}$  – жесткость пружины;  $z$  – количество пружин в блоке.

Плечо действия силы растяжения пружины вокруг оси поворота рычага определяем из выражения (4) как составляющую по оси  $Z$  векторного произведения вектора  $EB(x)$  на орт вектора  $AB(x)$ :

$$hpr(x) = (EB(x) \times ort(AB(x)))_Z. \quad (4)$$

Аналогично по выражениям (5) и (6) определяем плечи тангенциальной и радиальной составляющих сил на червяке от силы действия пружины:

$$h_{FR}(x) = (EC(x) \times ort(-X))_Z; \quad (5)$$

$$h_{FT}(x) = (EC(x) \times ort(Y))_Z + 0,5d_{ch}, \quad (6)$$

где  $d_{ch}$  – диаметр червяка.

Из условия равновесия моментов сил, действующих на рычаг, и с учетом выражений (4)–(6) окончательно определяем момент на колесе силосопровода по выражению

$$Mpr_K(x) = \frac{Fpr(x)hpr(x)dk}{2000(\operatorname{tg}(\alpha)h_{FR}(x) \pm \operatorname{tg}(\gamma + \rho)h_{FT}(x))}, \quad (7)$$

где  $dk$  – диаметр колеса червячной передачи;  $\alpha$  – угол профиля червяка;  $\rho$  – угол трения.

Знак «±» в формуле (7) учитывает направление вращения силосопровода (по или против часовой стрелки).

Для полноты анализа работы МПС определим момент, необходимый для поворота силосопровода, возникающий от его собственного веса. Для этого определим реакции, возникающие на шариках в стыке поворота.

Схема для определения момента, необходимого для поворота силосопровода, представлена на рис. 3.

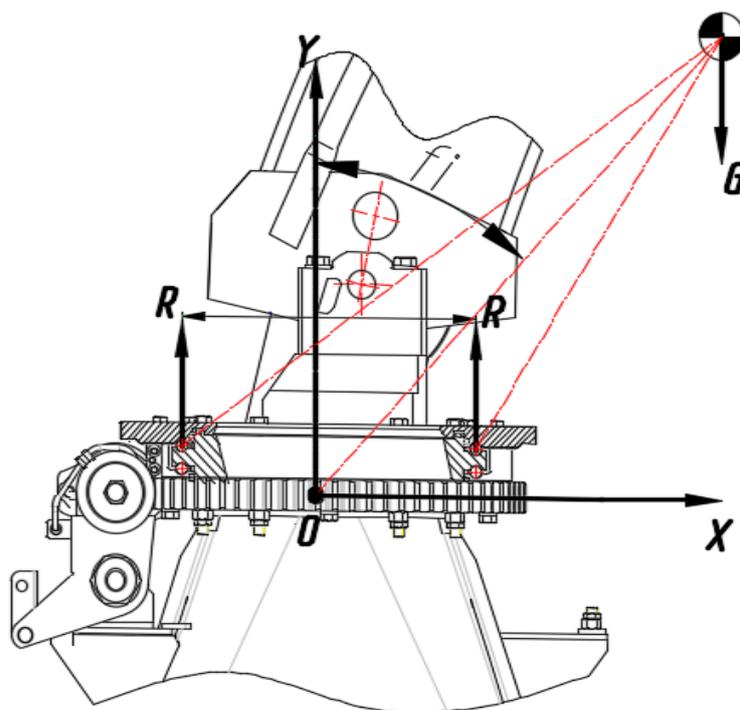


Рис. 3. Схема для определения потребного момента

Согласно сведениям из классической механики, весовой момент запишем как произведение веса силосопровода на вектор его центра масс:

$$M_{Gg} = M_g H_g, \quad (8)$$

где  $M_g$  – вес силосопровода;  $H_g = (OG \times \text{ort}(-Y))_2$  – вектор центра масс;  $OG$  – координата центра масс по оси  $X$ .

Реакция от весового момента в стыке поворота определяется как отношение

$$R_g = \frac{M_{Gg}}{D}. \quad (9)$$

Реакции, возникающие в шариках в стыке поворота, определяются как отношение разности вектора центра масс и половины диаметра возникновения реакций к этому диаметру и имеют вид:

$$R = M_g \frac{-H_g \pm \frac{D}{2}}{D}. \quad (10)$$

Сила трения в стыке поворота определяется как произведение реакции, возникающей в шариках, на коэффициент трения:

$$F_{tr\_r} = RF_{tr}, \quad (11)$$

где  $f_{tr}$  – коэффициент трения в стыке червячного зацепления.

Потребный момент для поворота силосопровода на колесе от веса силосопровода определяется как произведение сил трения в стыке поворота на плечо его действия:

$$M_{kr\_kol\_g} = F_{tr\_r} \cdot 0,5D \cdot 10^{-3}. \quad (12)$$

Потребный момент для поворота силосопровода на червяке от его веса определяется как отношение потребного момента на червячном колесе к произведению передаточного отношения и КПД червячной передачи и имеет вид:

$$M_{kr\_ch\_g} = \frac{M_{kr\_kol\_g}}{i\eta_{ch}}, \quad (13)$$

где  $i$  – передаточное отношение червячной передачи;  $\eta_{ch}$  – КПД червячной передачи.

Таким образом, сформированная выше ФММ ПУ и поворота силосопровода позволяет выполнять как анализ работоспособности конструкции, так и оптимизацию ее параметров.

#### Результаты и их обсуждение

По результатам расчета, выполненным при помощи сформированной ФММ, построим характеристику изменения крутящего момента на червячном колесе в процессе выхода червяка из зацепления (при вращении его в противоположные стороны). На рис. 4 представлена такая характеристика для одного из вариантов ПУ МПС комбайна КВК-800, который условно назовем исходным вариантом.

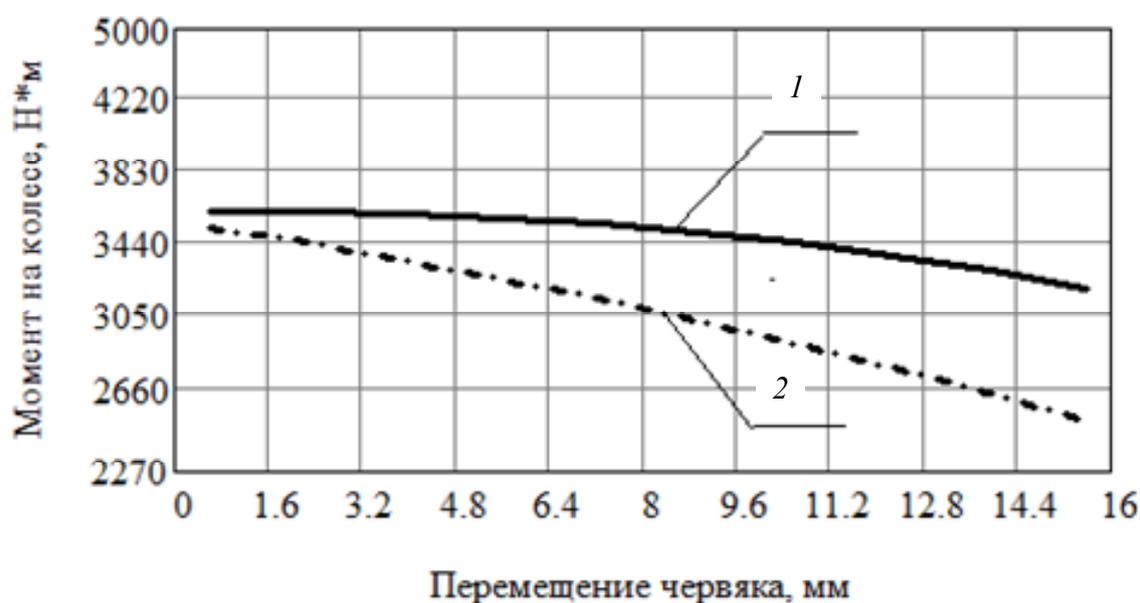


Рис. 4. Изменение крутящего момента на червячном колесе в процессе выхода червяка из зацепления для исходного варианта:

- 1 – момент на колесе при вращении червяка по часовой стрелке;
- 2 – момент на колесе при вращении червяка против часовой стрелки

Как видно из рис. 4, крутящий момент на червячном колесе в начальный момент выхода червяка из зацепления отличается на 2 % при вращении червяка в противоположные стороны, а в конечный момент выхода из зацепления отличается на 46 %, что существенно. Кроме того, при вращении червяка по часовой стрелке в процессе выхода из зацепления момент падает на 11 %, при вращении червяка против часовой стрелки в процессе выхода из зацепления момент падает на 30 %, что также является нежелательным эффектом.

Отличие крутящих моментов на червячном колесе при вращении червяка в противоположные стороны объясняется наличием у окружной силы на червяке плеча относительно точки поворота рычага. Так как окружная сила на червяке меняет направление, то при вращении по часовой стрелке имеет место эффект самоусиления, а при вращении против часовой стрелки – эффект самоослабления.

Изменение величины момента на колесе объясняется изменением плеча окружной силы червяка, а также изменением силы на пружине, и плеча ее действия в процессе выхода червяка из зацепления.

Показанная на рис. 4 характеристика является неприемлемой, так как обладает существенной нестабильностью. Допустимый разброс силовых параметров ПУ во всем диапазоне выхода червяка из зацепления при вращении его в противоположные стороны не должен превышать 20 %.

Для обеспечения равенства моментов на колесе при вращении червяка в противоположные стороны необходимо, чтобы плечо окружной силы червяка было равно нулю. Так как в процессе выхода червяка из зацепления это плечо меняется, обеспечить его нулевое значение можно только в одной точке.

На рис. 5 показана характеристика изменения крутящего момента на червячном колесе в процессе выхода червяка из зацепления для варианта ПУ № 1, где обеспечено нулевое значение этого плеча путем подбора взаимного расположения точек *C* и *E* (рис. 2) в начальный момент выхода из зацепления. Компенсация изменения силы на пружине при этом достигнута изменением предварительного натяжения пружины.

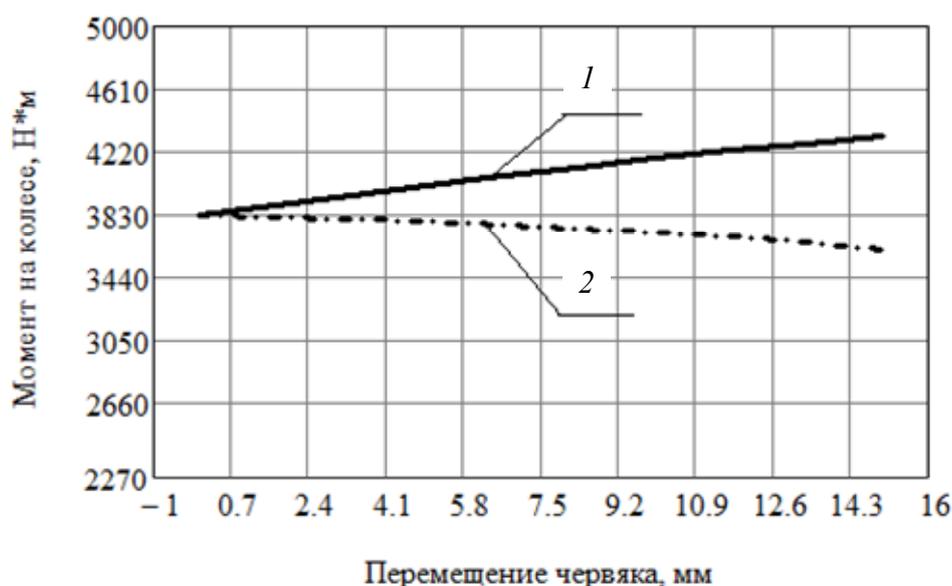


Рис. 5. Изменение крутящего момента на червячном колесе в процессе выхода червяка из зацепления для варианта № 1:

- 1 – момент на колесе при вращении червяка по часовой стрелке;
- 2 – момент на колесе при вращении червяка против часовой стрелки

В результате проведенного подбора параметров для обеспечения вышеприведенного условия крутящий момент на колесе в начальный момент выхода из зацепления при вращении в противоположные стороны не отличается (рис. 5). В то же время в конечный момент выхода червяка из зацепления моменты отличаются на 19,4 %. Это свидетельствует о существенном уменьшении нестабильности характеристики. В итоге в процессе выхода червяка из зацепления при вращении его по часовой стрелке момент растет на 13 %, а при вращении против часовой стрелки момент падает на 6 %, что является приемлемой величиной.

Таким образом, путем проведенной пошаговой оптимизации механизма добились того, что разброс крутящего момента на червячном колесе во всем диапазоне выхода из зацепления с учетом вращения в противоположные стороны не превышает 20 %, что является удовлетворительной величиной для данного ПУ. Дальнейшая стабилизация характеристики возможна за счет изменения геометрических параметров механизма, но в данной постановке задачи не требуется.

### **Заключение**

На примере одного из вариантов ПУ МПС кормоуборочного комбайна КВК-800 построена его ФММ и выполнен анализ основной характеристики. Выявлено влияние различных параметров ПУ на стабильность характеристики, а также выполнен выбор рациональных параметров ПУ. Определены параметры ПУ, обладающего требуемой стабильностью, а также потребный момент, необходимый для поворота силосопровода, позволяющий подобрать параметры исполнительного механизма, например, гидромотора.

Выявлено, что разница моментов на колесе при вращении червяка в противоположные стороны обусловлена эффектом самоусиления и самоослабления, возникающими за счет изменения направления окружной силы червяка и его переменного плеча относительно точки качания рычага. Изменение величины момента в процессе выхода червяка из зацепления при вращении его в одну из сторон связана с изменением силы на пружине, а также с изменением плеч действующих сил.

Выбор рациональных параметров ПУ, обладающего допустимым диапазоном разброса крутящего момента на колесе, осуществлен за счет взаимного смещения точек качания рычага и точки зацепления червяка в начальном положении, изменения плеча червяка, угла между плечом червяка и плечом пружины и изменения предварительного натяжения пружины.

Выявленные зависимости влияния параметров на стабильность характеристики можно использовать для дальнейшего уменьшения разброса значений и, если это требуется, сделать ее более стабильной.

### **Литература**

1. Попов, В. Б. Автоматизированное проектирование механизма поворота силосопровода кормоуборочного комбайна / В. Б. Попов // Механизация и электрификация сельского хозяйства : сб. науч. тр. – Вып. 41. – С. 218–224.
2. Бронштейн, И. Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов / И. Н. Бронштейн, К. А. Семендяев. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1981. – 544 с.
3. Чупрынин, Ю. В. Алгоритм расчета геометрии ременного контура векторным способом / Ю. В. Чупрынин, А. А. Дюжев // Тракторы и с.-х. машины. – 2005. – № 6. – С. 39–40.

4. Котов, А. В. Применение векторного анализа при проектировании рычажных механизмов / А. В. Котов, Ю. В. Чупрынин // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве : материалы Междунар. науч.-практ. конф., Минск, 2007. – С. 32–37.
5. Джасов, Д. В. Применение векторного анализа для математического описания пространственных рычажных механизмов на примере моста управляемых колес сельскохозяйственной машины / Д. В. Джасов, А. Я. Машук, Ю. В. Чупрынин // Актуальные вопросы машиностроения : сб. науч. тр. – Вып. 2. – Минск, 2013. – С. 102–106.
6. Оптимизация параметров предохранительного элемента механизма поворота силопровода кормоуборочного комбайна / Д. В. Джасов [и др.] // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве : материалы Междунар. науч.-техн. конф., посвящ. 110-летию со дня рождения академика М. Е. Мазекуро, РУП «НПЦ НАН Беларуси». – Минск : Белорус. наука, 2018. – 308 с.

*Получено 03.12.2018 г.*