

К ОБОСНОВАНИЮ ТЕОРИИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПРУЖИН СЖАТИЯ В СИСТЕМАХ ГАШЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ ШТАНГИ ОПРЫСКИВАТЕЛЯ

Дашков В.Н.¹, д.т.н, профессор, Крук И.С.¹, к.т.н., доцент,
Биза Ю.С.¹, к.ф.-м.н., доцент, Павловски Т.², д.т.н., профессор,
Каминский Э.³, д.т.н., профессор, Нукешев С.О.⁴, д.т.н., доцент

¹Белорусский государственный аграрный технический университет, Республика Беларусь;

²Промышленный институт сельскохозяйственных машин, Республика Польша;

³Институт технологическо-природоведческий в Фалентах, Республика Польша;

⁴Казахстанский аграрный университет им. С. Сейфуллина, Республика Казахстан

Аннотация

Обоснована необходимость использования пружин сжатия в конструкциях систем гашения колебаний штанги полевых опрыскивателей. Приведены теоретические исследования работы пружин в процессе обеспечения плавности хода штанги.

Введение

Движение опрыскивателя по полю неизменно сопровождается возмущениями, возникающими в результате копирования ходовыми колесами неровностей и передающимися через раму всем его узлам и деталям. При движении может возникнуть случай одновременного наезда колес на препятствие или попадания их в неровность, что приводит к мгновенному существенному увеличению величины вертикальной нагрузки, передаваемой штанге. При этом установлены под углом к вертикальной плоскости амортизаторы не обеспечивают мгновенного затухания амплитуды колебаний, что отрицательно сказывается на прочности и долговечности несущей конструкции штанги. Поэтому изучение процесса колебаний штанги сельскохозяйственных опрыскивателей, на основании которого разрабатываются конструкции систем ее стабилизации, является важным звеном на стадиях проектирования и испытания машин.

Основная часть

На основании проведенного анализа конструкций современных полевых штанговых опрыскивателей [1, 2, 3], нами предложена система стабилизации штанги (рис. 1), относящаяся к пассивным и основанная на использовании упруго-демпферных элементов гашения колебаний. Система навешивания штанги и гашения ее колебаний состоит из закрепленного на шасси опрыскивателя и выполненного из швеллера с параллельными сторонами портала 1, внутри которого с возможностью вертикального перемещения установлена рамка 2 в виде прямоугольника, к которой присоединен верхний конец гидроцилиндра 3 регулировки высоты установки много секционной штанги 4. Нижний конец гидроцилиндра закреплен на расположенной внутри портала с зазорами относительно его вертикальных направляющих горизонтальной пластине 5, нижняя поверхность которой опирается на вертикально установленные винтовые цилиндрические пружины сжатия 6, нижние торцы которых опираются на нижнюю внутреннюю горизонтальную поверхность портала. Верхняя часть рамки 2 содержит параллельную направлению движения шасси горизонтальную ось, на которую навешена центральная секция штанги 4, соединенная посредством амортизаторов 7 с рамкой.

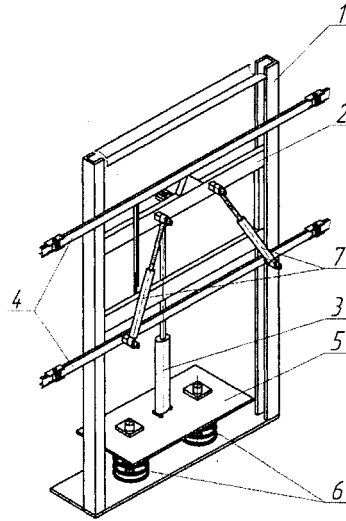


Рис. 1. Схема к расчету вертикальных пружин: 1 – портал; 2 – рамка; 3 – гидроцилиндр изменения высоты установки штанги; 4 – штанга подвижная рамка; 5 – горизонтальная пластина; 6 – пружины сжатия; 7 – амортизаторы

Данная система гашения колебаний работает следующим образом. При одновременном наезде опорных колес опрыскивателя на препятствие возникает возмущающая сила, которая выводит штангу 4 опрыскивателя из положения равновесия и приводит к ее вертикальным колебаниям распределительной штанги. Рамка 2 имеет одну степень свободы и может совершать движения только в вертикальной плоскости, двигаясь в направляющих пазах несущего портала 1. При этом расположенный на большой поверхности в зазорах между рамкой 2 и направляющими портала 1 вязкий слой пластичной смазки, например, солидола, в значительной степени демпфирует и гасит колебания рамки 2 и штанги 4, подвешенной шарнирно на рамке 2. Пружины 6, установленные между опорной пластиной 7 и порталом 1 сглаживают возмущающую силу, передающуюся от несущего остова 1 к упорной пластине 6, гидроцилиндру 3, рамке 2 и штанге 4. Амортизаторы 7 сглаживают колебания, возникающие от воздействия пружин, и позволяют быстро привести конструкцию штанги опрыскивателя в положение равновесия и покоя.

Эффективность работы предложенной системы стабилизации определяется характеристиками и параметрами установки пружин и амортизаторов (острый угол наклона к горизонтальной поверхности). Рассмотрим процесс колебания системы в вертикальной плоскости и работу пружин. Колебательное поступательное движение системы с одной степенью свободы в вертикальной плоскости может быть описано уравнением Лагранжа второго рода [4, 5, 6].

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q} = Q_{\text{п}} + Q_{\text{т}}, \quad (1)$$

где: t – время;

q – обобщенная координата;

\dot{q} – обобщенная скорость (для поступательного движения системы в направляющих

$\dot{q}_2 = \dot{z} = \vartheta = \vartheta_c$);

$Q_{\text{п}}$ – обобщенная потенциальная сила двух параллельных пружин;

$Q_{\text{т}}$ – обобщенная сила трения;

E_k – кинетическая энергия системы.

$$E_k = \frac{1}{2} a \dot{q}^2 = \frac{1}{2} m \vartheta_c^2 = \frac{1}{2} m \dot{z}^2 = \frac{1}{2} m \dot{q}^2,$$

где a – коэффициент инерции системы ($a = m$, m – масса системы).

Обобщенная потенциальная сила двух параллельных пружин равна:

$$Q_{\text{п}} = -\frac{\partial E_{\text{п}}}{\partial q_2},$$

где $E_{\text{п}}$ – потенциальная энергия системы.

Для принятых обобщенных координат $q = z$, при этом потенциальная энергия равна

$$E_{\text{п}} = \frac{2cq^2}{2} = \frac{2cz^2}{2} = cz^2,$$

где: $2c$ – жесткость пары пружин (c – жесткость одной пружины).

Откуда

$$Q_{\text{п}} = -2cz.$$

Предположим, что величина силы трения рамки в направляющих не зависит от скорости, тогда имеем случай обобщенной силы кулоновского трения, которая может быть представлена в виде:

$$Q_{\text{т}} = Q_{\text{к}} = -\mu \operatorname{sgn} \dot{q}_2 = -\mu \operatorname{sgn} \dot{z},$$

где μ – обобщенный коэффициент сопротивления системы.

Тогда уравнение (1) примет вид:

$$m\ddot{z} = -2cz - \mu \operatorname{sgn} \dot{z},$$

или

$$\ddot{z} + k^2 z + b \operatorname{sgn} \dot{z} = 0, \quad (2)$$

где: $b = \frac{\mu}{m}$; $k = \sqrt{\frac{2c}{m}}$.

Знак в последнем члене уравнения (2) определяется знаком скорости \dot{z} .

Пусть, например, после толчкового возмущения система отклоняется от положения равновесия на величину $z = A_0$. Примем данное положение за начальное, приняв $t = 0$ и $\dot{z} = 0$ и рассмотрим движение, начиная от этого положения. Тогда в первом интервале движения скорость отрицательна и в уравнении (2) перед третьим членом должен быть принят знак «минус». Для этого интервала уравнение (2) представим в виде:

$$\ddot{z} + k^2 z - b = 0. \quad (2')$$

Решения данного неоднородного дифференциального уравнения ищем в виде:

$$z = z_1 + z_2,$$

где: z_1 – общее решение однородного уравнения $\ddot{z} + k^2 z = 0$ имеет вид:

$$z_1 = C_1 \sin kt + C_2 \cos kt, \quad (3)$$

где: C_1 и C_2 – постоянные интегрирования определяются начальными условиями.

Частное решение уравнения (2') z_2 ищем в виде $z_2 = B$. Решим уравнение (2') относительно z_2 получим:

$$k^2 B = b: \text{ откуда } B = \frac{b}{k^2}.$$

Тогда общее решение уравнения (2') имеет вид:

$$z = C_1 \sin kt + C_2 \cos kt + \frac{b}{k^2}, \quad (4)$$

а уравнение для скорости:

$$\dot{z} = C_1 k \cos kt - C_2 k \sin kt. \quad (5)$$

Принимая во внимание, что при $t = 0$ $z_0 = A_0$ и $\dot{z}_0 = 0$, из уравнения (4) находим:

$$C_2 = A_0 - \frac{b}{k^2}, \quad (6)$$

а из уравнения (5) – $C_1 = 0$.

Окончательно решение уравнения (2') принимает вид:

$$z = \left(A_0 - \frac{b}{k^2} \right) \cos kt + \frac{b}{k^2}; \quad (7)$$

$$\dot{z} = - \left(A_0 - \frac{b}{k^2} \right) k \sin kt. \quad (8)$$

Через промежуток времени, когда произведение kt будет равно π ($kt = \pi$), скорость \dot{z} еще раз обращается в нуль. Это значит, система достигает своего наибольшего отклонения по другую сторону от состояния равновесия и соответственно от начала координат. Согласно уравнению (7) величина этого отклонения равна:

$$A_1 = \left(A_0 - \frac{b}{k^2} \right) \cos \pi + \frac{b}{k^2} = -A_0 + \frac{2b}{k^2}. \quad (9)$$

Таким образом, по абсолютной величине данное отклонение меньше первоначального на $\frac{2b}{k^2}$.

Если величина A_1 такая, что $2c|A_1| > \mu$, т.е. $k^2|A_1| > b$ (или $|A_1| > \frac{b}{k^2}$), то сила упругости больше силы трения и система начинает двигаться обратно в сторону положительных значения z . Тогда для второго интервала движения, когда скорость положительна ($\dot{z} > 0$) в уравнении (2) перед b должен быть принят знак «плюс» и уравнение движения запишется в виде:

$$\ddot{z} + k^2 z + b = 0. \quad (2'')$$

Принимая начало отсчета времени со второго интервала, начальные условия представим так: $t = 0, z_0 = A_1, \dot{z} = 0$.

В этом случае общее решение уравнения (2'') примет вид:

$$z = C'_1 \sin kt + C'_2 \cos kt - \frac{b}{k^2}, \quad (10)$$

и скорость:

$$\dot{z} = C'_1 k \cos kt - C'_2 k \sin kt - \frac{b}{k^2}. \quad (11)$$

С учетом начальных условий на втором интервале движения при $t = 0$ из уравнения (10), получим:

$$C'_2 = A_1 + \frac{b}{k^2} \text{ и } C'_1 = 0 \quad (12)$$

и окончательно решение уравнения (10) запишем в виде:

$$z = \left(A_1 + \frac{b}{k^2} \right) \cos kt - \frac{b}{k^2}. \quad (13)$$

Тогда в конце второго интервала движения (еще раз при $kt = \pi$) из уравнения (13) получим следующее отклонение:

$$A_2 = -A_1 - \frac{2b}{k^2}. \quad (14)$$

С учетом (9) найдем изменение отклонения системы от равновесия за полный период 2π

$$A_2 = A_0 - \frac{4b}{k^2}. \quad (15)$$

Таким образом, аналогичным образом можно показать, что амплитуда за все последующие периоды уменьшается на одну и ту же величину $\frac{4b}{k^2}$, т.е. последовательность амплитуд образует арифметическую последовательность для огибающей кривой $z(t)$ можно записать дифференциальным уравнением в виде:

$$\frac{dA}{dt} T = -\frac{4b}{k^2}, \quad (16)$$

где: T – период колебаний.

Интегрируем зависимость (16)

$$\int_{A_0}^A dA = -\frac{4b}{k^2 T_0} \int dt.$$

Получим уравнение для огибающей кривой $z(t)$

$$A = A_0 - \frac{4b}{k^2 T} t = A_0 - \frac{2\mu}{cT}, \quad (17)$$

представляющей собой прямую, график которой представлен на рис. 2.

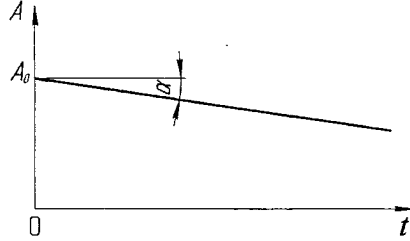


Рис. 2. График огибающей прямой

Из зависимости (17) видно, что тангенс угла ее наклона к оси t равен:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{4b}{k^2 T} = \frac{2\mu}{cT}.$$

Движение системы будет продолжаться до тех пор, пока $|A_i| > \frac{b}{k^2}$ (i – номер рассматриваемого цикла). Если $|A_i| < \frac{b}{k^2}$, тогда сила упругости меньше $2cA_i$, меньше сопротивления и движение системы прекращается.

Принимая во внимание (7) и (13), график колебаний будет состоять из отрезков синусоиды одинаковым периодом и убывающей амплитудой (рис. 3). Две горизонтальные прямые $z = \pm \frac{b}{k^2}$ задают зону застоя. Если скорость обращается в нуль в пределах этой зоны, то движение системы прекращается (точка M). При эффективной работе системы стабилизации штанги точка M должна быть как можно ближе к началу координат ($t \rightarrow 0$) и колебательно движение затухать за один цикл.

Логарифмический декремент затухающих колебаний равен:

$$\delta = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}}. \quad (18)$$

Если $\Delta A_i = A_{i+1} - A_i$ мало по сравнению с A_i , то (18) можно записать как:

$$\delta = \ln \frac{A_{i+1} - A_i}{A_{i+1}} = \ln \left(1 - \frac{\Delta A_i}{A_{i+1}} \right) \approx -\frac{\Delta A_i}{A_{i+1}}.$$

В нашем случае $\Delta A = -\frac{4b}{k^2}$, тогда:

$$\delta \approx \frac{4b}{k^2} \frac{1}{A} \approx \frac{2\mu}{cA}$$

Таким образом, для случая кулоновского трения логарифмический декремент колебаний увеличивается с уменьшением амплитуды (рис. 4).

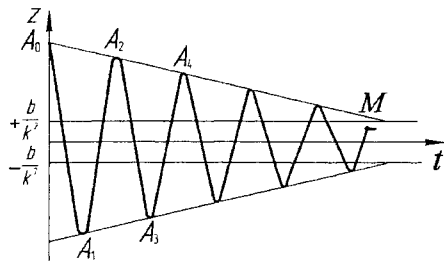


Рис. 3. График колебаний системы

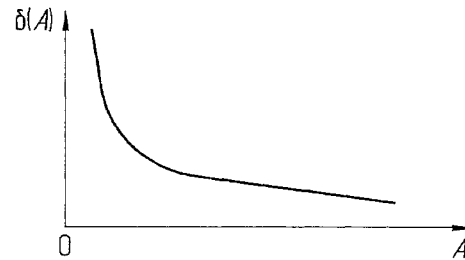


Рис. 4. График зависимости логарифмического декремента колебаний от амплитуды

Заключение

В статье обоснована необходимость использования пружин сжатия в системе стабилизации штанги полевого штангового опрыскивателя. На основе теоретических исследований получены зависимости, позволяющие описать процесс работы пружин сжатия при возникновении возмущений от одновременного наезда на препятствие (попадания в неровность) опорных колес опрыскивателя. В результате этого можно определить параметры колебаний штанги и рассчитать элементы системы ее стабилизации в вертикальной плоскости.

Литература

- [1] Крук, И.С., Пути снижения амплитуды колебаний штанги широкозахватного сельскохозяйственного опрыскивателя / И.С. Крук, А.И. Гайдуковский // Инженерный вестник. – 2006. – № 2 (22). – С. 41–42.
- [2] Kaminski, E. Tłumienie drgan poprzecznych belki opryskiwacza polowego za pomoca amortyzatorow / E. Kaminski, I.S. Kruk // Problemy inzynierii rolniczej. – 2012. – № 2 (76). – С. 83 – 94.
- [3] Крук, И.С. Использование независимой навески и системы стабилизации штанги в конструкциях сельскохозяйственных опрыскивателей / И.С. Крук, А.И. Гайдуковский // Экология и сельскохозяйственная техника : материалы Междунар. научн.-практ. конф. / СЗНИИМЭСХ. – Санкт-Петербург, 2009 г. – т. 2 – С. 191 – 197.
- [4] Биза, Ю.С. Особенности расчета элементов системы стабилизации штанги при одновременном наезде колес опрыскивателя на препятствие / Ю.С. Биза [и др.] // Инженерный вестник. – 2008. – № 2 (26). – С. 70–72.
- [5] Тарг, С.М. Курс теоретической механики / С.М. Тарг – Москва : Высшая школа, 1986. – 416 с.
- [6] Пановко, Я.Г. Введение в теорию механических колебаний / Я.Г. Пановко. – Москва : Наука, 1980. – 272 с.