

Заключение

Установленная траектория и полученные зависимости для определения скорости движения пласта почвы при сходе с укороченной лемешно-отвальной поверхности могут быть применены при проектировании рабочих органов и проведении исследований затрат мощности, необходимой на выполнение технологического процесса роторами комбинированного плуга.

Список использованной литературы

1. Исследование эксплуатационных показателей плуга с комбинированными рабочими органами / Мисуно О.И., Легенький С.А., Осирко А.И.. Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК : докл. респ. науч.-практ. конф. на 21-й Международной специализированной выставке «Белагро-2011» (г. Минск, 9 июня 2011 г.) / М-во сел. хоз. и прод. РБ, РО «Белагросервис», УО БГАТУ; редкол: Н.А. Лабушев и [др.] – Минск : ГИВЦ Минсельхозпрода, 2012.

УДК 631.363

ОБОСНОВАНИЕ СХЕМЫ НАВЕШИВАНИЯ ШТАНГИ И ПАРАМЕТРОВ УСТАНОВКИ ДЕМПФИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ СИСТЕМЫ ГАШЕНИЯ ЕЕ КОЛЕБАНИЙ

И.С. Крук¹, к.т.н., доцент, [Ю.С. Биза]¹, к.ф.-м.н., доцент,
Т.П. Кот¹, к.т.н., Ю.В. Чигарев^{1,2}, д.ф.-м.н., профессор,
Я.Р. Каминьский³, д.т.н.

¹*Белорусский государственный аграрный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь*

²*Западнопоморский технологический университет,
г. Щетин, Республика Польша*

³*Варшавский университет естественных наук,
г. Варшава, Республика Польша*

Введение

Движение опрыскивателя по полю неизменно сопровождается возмущениями, возникающими в результате копирования ходовыми колесами неровностей, которые через раму передаются всем его

узлам и могут привести к поломкам несущей конструкции штанги. Поэтому изучение процесса колебаний штанги сельскохозяйственных опрыскивателей, разработка и модернизация систем гашения ее колебаний, является актуальным и важным.

Основная часть

На основании проведенного анализа систем стабилизации в конструкциях современных опрыскивателей была предложена схема навешивания штанги и система ее стабилизации (рисунок 1).

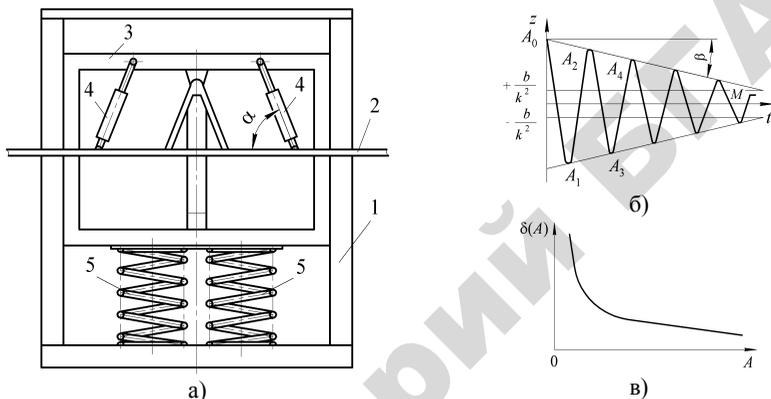


Рисунок 1. – Схема и графики к расчету пружин системы стабилизации штанги

Рамка 1 шарнирно закреплена на параллелограммном механизме изменения высоты установки штанги 2, соединенном с рамой опрыскивателя. В направляющих, выполненных в виде обращенного вовнутрь швеллера, рамки 1 с возможностью свободного вертикального перемещения установлена подвижная рамка 3, нижняя сторона которой опирается на две цилиндрические пружины сжатия, которые установлены на основании рамки 1. Данное конструктивное исполнение позволяет обеспечить подвижной рамке одну степень свободы, гасить колебания системы в вертикальной плоскости и обеспечить плавность ходы штанги при копировании колес опрыскивателя неровностей поля. Сила трения скольжения (металл по металлу) между подвижной рамкой, пластиной и направляющими остова позволяет эффективно гасить колебания пружин, избежать установки дополнительных амортизаторов и раскачивания всей системы. Штанга 2 подвешена на подвижной рамке 3 с воз-

возможностью свободного перемещения. Дополнительными элементами, обеспечивающими гашение колебаний штанги в вертикальной плоскости, являются амортизаторы 4.

Колебательное поступательное движение подвижной рамки, имеющей одну степень свободы в вертикальной плоскости, может быть описано уравнением Лагранжа второго рода [1,2]

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial q} = Q_n + Q_T, \quad (1)$$

где t – время; q – обобщенная координата; \dot{q} – обобщенная скорость (для поступательного движения системы в направляющих $\dot{q}_2 = \dot{z} = v = v_c$); Q_n – обобщенная потенциальная сила двух параллельных пружин, $Q_n = -\frac{\partial E_n}{\partial q_2}$, (E_n – потенциальная энергия системы), $E_n = cz^2$, (c – жесткость одной пружины), $Q_n = -2cz$; Q_T – обобщенная сила трения, $Q_T = -\mu \operatorname{sgn} \dot{z}$, (μ – обобщенный коэффициент сопротивления системы). E_k – кинетическая энергия системы, $E_k = \frac{1}{2} m \dot{q}^2$, (m – масса системы).

Тогда уравнение (1) примет вид

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

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

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

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

$$\ddot{z} + k^2 z - b = 0. \quad (3)$$

Решения данного неоднородного дифференциального уравнения ищем в виде $z = z_1 + z_2$ (z_1 – общее решение однородного уравнения $\ddot{z} + k^2 z = 0$, z_2 – частное решение уравнения).

$$z_1 = C_1 \sin kt + C_2 \cos kt,$$

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

Частное решение уравнения (3) ищем в виде $z_2 = B$

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

Тогда общее решение уравнения (3) с учетом начальных условий ($t = 0$ $z_0 = A_0$ и $\dot{z}_0 = 0$) примет вид

$$z = \left(A_0 - \frac{b}{k^2} \right) \cos kt + \frac{b}{k^2}, \quad \text{или} \quad \dot{z} = - \left(A_0 - \frac{b}{k^2} \right) k \sin kt. \quad (4)$$

Через промежуток времени, когда произведение kt будет равно π , скорость \dot{z} еще раз обращается в нуль. Это значит, система достигает своего наибольшего отклонения A_1 по другую сторону от состояния равновесия и соответственно от начала координат

$$A_1 = \left(A_0 - \frac{b}{k^2} \right) \cos \pi + \frac{b}{k^2} = -A_0 + \frac{2b}{k^2}. \quad (5)$$

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. $|A_1| > \frac{b}{k^2}$, 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

$$\ddot{z} + k^2 z + b = 0. \quad (6)$$

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 (6) примет вид

$$z = \left(A_1 + \frac{b}{k^2} \right) \cos kt - \frac{b}{k^2}. \quad (7)$$

Тогда в конце второго интервала движения (еще раз при $kt = \pi$) из уравнения (7) получим следующее отклонение

$$A_2 = -A_1 - \frac{2b}{k^2}.$$

С учетом (5) найдем изменение отклонения системы от равновесия за полный период 2π

$$A_2 = A_0 - \frac{4b}{k^2}. \quad (8)$$

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 $z(t)$, которую можно записать дифференциальным уравнением

$$\frac{dA}{dt} T = -\frac{4b}{k^2}, \quad (9)$$

где T – период колебаний.

Интегрируя зависимость (9), получим уравнение для огибающей кривой: $A = A_0 - \frac{2\mu}{cT}$. Видно, что тангенс угла ее наклона к горизонтальной оси равен $\operatorname{tg}\beta = \frac{2\mu}{cT}$. 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. Очевидно, что график колебаний будет состоять из отрезков синусоиды с одинаковым периодом и убывающей амплитудой (рисунок 1,б). 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

М). При эффективной работе системы стабилизации штанги точка М должна быть как можно ближе к началу координат и колебательное движение затухать за один цикл. Логарифмический декремент затухающих колебаний равен $\delta = \ln \frac{A_i}{A_{i+1}}$. Если $\Delta A_i = A_{i+1} - A_i$

мало по сравнению с A_i , то можно записать как

$$\delta = \ln \frac{A_{i+1} - A_i}{A_{i+1}} = \ln \left(1 - \frac{\Delta A_i}{A_{i+1}} \right) \approx -\frac{\Delta A_i}{A_i} \approx \frac{2\mu}{cA}$$

Таким образом, для случая кулоновского трения логарифмический декремент колебаний увеличивается с уменьшением амплитуды (рисунок 1, в).

Заключение

Получены зависимости, позволяющие определить параметры колебаний штанги и рассчитать элементы системы ее стабилизации в вертикальной плоскости при использовании дополнительных демпфирующих пружинных элементов.

Список использованной литературы

1. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. Учебное пособие. – М.: Наука, 1980. – 272 с.

УДК 681.518.3

ОБЕСПЕЧЕНИЕ ТРЕБУЕМОГО КАЧЕСТВА ВОЖДЕНИЯ МАШИННО-ТРАКТОРНЫХ АГРЕГАТОВ

Р.В.Балбуцкий¹, В.К. Клыбик², к.т.н., доцент

¹Белорусский государственный аграрный технический университет,
г. Минск, Республика Беларусь

²РУП «НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства»,
г. Минск, Республика Беларусь

Введение

Машинно-тракторные агрегаты (МТА) широко применяются при выполнении всего комплекса полевых работ. Для обеспечения должной результативности данных мероприятий необходимо повысить качество вождения МТА, так как оно непосредственно влияет на конечный результат всего процесса.