

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

ЦЕНТРАЛЬНОУКРАЇНСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



ЗБІРНИК ТЕЗ ДОПОВІДЕЙ

**ХІІ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ СТУДЕНТІВ,
АСПРАНТІВ ТА МОЛОДИХ УЧЕНИХ**

**«ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ МАШИН І
ОБЛАДНАННЯ»**

18-20 квітня 2018 року

Кропивницький – 2018

Збірник тез доповідей XII Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих науковців «Підвищення надійності машин і обладнання». – Кропивницький: ЦНТУ, 2018. – 179 с.

ОРГАНІЗАЦІЙНИЙ КОМІТЕТ КОНФЕРЕНЦІЇ:

Голова – Левченко О.М., д-р. екон. наук, проф., проректор з наукової роботи Центральноукраїнського національного технічного університету.

Заступник голови – Аулін В.В., д-р. техн. наук, проф. кафедри експлуатації та ремонту машин Центральноукраїнського національного технічного університету.

Секретар – Лисенко С.В., канд. техн. наук, доц. кафедри експлуатації та ремонту машин Центральноукраїнського національного технічного університету.

Члени оргкомітету:

Яцун В.В., канд. техн. наук, доцент, декан факультету проектування та експлуатації машин Центральноукраїнського національного технічного університету;

Магопєць С.О., канд. техн. наук, доцент, заст. завідувача кафедри експлуатації та ремонту машин Центральноукраїнського національного технічного університету;

Тихий А.А. – канд. техн. наук, голова ради молодих учених Центральноукраїнського національного технічного університету;

Ворона Т.В., фахівець I категорії відділу МОВ Центральноукраїнського національного технічного університету.

Редакційна колегія: Черновол М. І., д-р техн. наук, проф. (відповідальний редактор); Аулін В. В., д-р техн. наук, проф. (заст. відп. редактора); Лисенко С. В., канд. техн. наук, доц. (відповідальний секретар); Кулешков Ю. В., д-р. техн. наук, проф.; Солових Є.К., д-р. техн. наук, проф.; Мажейка О. Й., канд. техн. наук, проф.

Адреса редакційної колегії: 25006, м. Кропивницький, пр. Університетський, 8, Центральноукраїнський національний технічний університет, тел. (0522) 390-473, 551-049.

Відповідальна за випуск: Ворона Т.В.

Збірник містить тези доповідей за матеріалами XII Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів, аспірантів та молодих науковців «Підвищення надійності машин і обладнання», що відбулась 18-20 квітня 2018 року на базі кафедри експлуатації та ремонту машин Центральноукраїнського національного технічного університету.

Матеріали збірника публікуються у авторській редакції.

**ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ АМОРТИЗАТОРОВ
НА ХАРАКТЕРИСТИКИ ИХ ЗАТУХАЮЩИХ КОЛЕБАНИЙ**

И.С. КРУК¹, доц., канд. техн. наук,

Ю.С.БИЗА¹, доц., канд. ф.-м. наук,

С.Н. ГЕРУК², доц., канд. техн. наук

Разнообразие конструкций и размеров штанг требует обоснованного подхода к разработке систем их стабилизации, основанного на рациональном использовании характеристик и параметров установки амортизаторов. Рассмотрим эффективность гашения колебаний штанги парой амортизаторов, установленных под углом α к горизонтальной плоскости (рисунок 1).

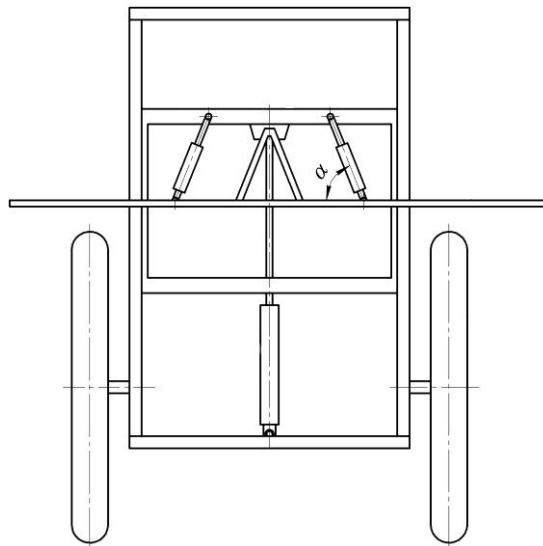


Рисунок 1. – Схема к расчету амортизаторов системы стабилизации штанги

Эффективность работы предложенной системы стабилизации определяется коэффициентом сопротивления амортизаторов и углом α их установки к горизонтальной плоскости. Рассмотрим процесс колебания системы в вертикальной плоскости и их гашения амортизаторами.

Движение штанги относительно опоры штанги на подвижной рамке может быть описано уравнением Лагранжа второго рода [1–3]

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

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_{Π} – обобщенная сила; E_k – кинетическая энергия системы

$$E_k = \frac{1}{2} a \dot{q}^2, \quad (2)$$

где a – инерционный коэффициент системы.

Принимая за обобщенную координату угол поворота штанги $q = \varphi$, уравнение (1) примет вид

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial E_k}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial E_k}{\partial \varphi} = Q_d,$$

где Q_d – обобщенная диссипативная сила сопротивления амортизаторов

$$Q_d = -\mu \dot{\varphi}, \quad (3)$$

где μ – коэффициент сопротивления амортизаторов.

Потенциальная энергия системы состоит только из потенциальной энергии полей сил тяжести

$$(E_{\Pi}^T = P z_c = 0, \text{ так как } z_c = z_0 = 0).$$

С учетом зависимостей (2) и (3) уравнение (1) примет вид

$$a \ddot{\varphi} = -\mu \dot{\varphi}, \quad \text{или} \quad a \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = -\mu \frac{d\varphi}{dt}. \quad (4)$$

Понижая порядок дифференциального уравнения, зависимость (4) представим в виде

$$\frac{d\omega}{dt} = -\frac{\mu}{a} \omega. \quad (5)$$

Разделяя переменные и интегрируя зависимость (5), получим

$$\int_0^{\omega} \frac{d\omega}{\omega} = -b \int_0^t dt, \quad \text{или} \quad \ln \omega = -bt + C_1, \quad (6)$$

где $b = \frac{\mu}{a}$; C_1 – постоянная интегрирования.

Постоянная интегрирования может быть найдена по начальным условиям. При $t = 0$ зависимость (6) примет вид

$$C_1 = \ln \omega_0.$$

Таким образом

$$\ln \omega = -bt + \ln \omega_0, \quad \text{или} \quad \ln \frac{\omega}{\omega_0} = -bt. \quad (7)$$

Потенцируя полученное выражение, имеем

$$\omega = \omega_0 e^{-bt} = \omega_0 e^{-\frac{\mu}{a}t}, \quad \text{или} \quad \frac{d\varphi}{dt} = \omega_0 e^{-bt} = \omega_0 e^{-\frac{\mu}{a}t}. \quad (8)$$

Разделяя переменные и интегрируя зависимость (8), получим

$$\int_0^\varphi d\varphi = \omega_0 \int_0^t e^{-bt} dt, \quad \text{или} \quad \varphi = -\frac{\omega_0}{b} e^{-bt} + C_2, \quad (9)$$

где C_2 – постоянная интегрирования.

Принимая, что после воздействия штанга получит начальное отклонение на угол φ_0 , по начальным условиям при $t = 0$ из уравнения (9), получим

$$C_2 = \varphi_0 + \frac{\omega_0}{b}.$$

В конечной форме выражение (9) запишется как

$$\varphi = \varphi_0 + \frac{\omega_0}{b} (1 - e^{-bt}) = \varphi_0 + \frac{\omega_0}{b} \left(1 - e^{-\frac{\mu}{a}t} \right). \quad (10)$$

На основании полученной зависимости можно построить следующие графические зависимости (рисунок 2).

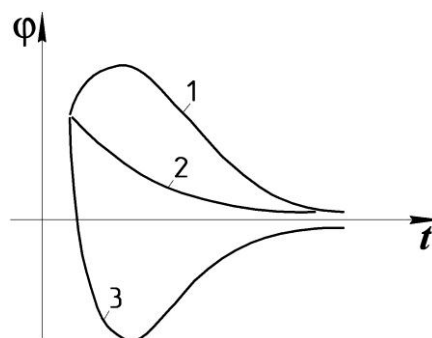


Рисунок 2. – Графическое решение зависимости 10

1- $\dot{\varphi}_0 > 0$; 2- $\dot{\varphi}_0 < 0$ ($\dot{\varphi}_0$ мало); 3- $\dot{\varphi}_0 < 0$ ($\dot{\varphi}_0$ большое)

Заключение

В конструкциях систем стабилизации штанги используются различные демпфирующие элементы, наибольшее из которых – амортизаторы. Рациональное сочетание их характеристик и параметров установки позволяет обеспечить эффективность процесса гашения колебаний в вертикальной плоскости.

В результате проведенных исследований получены зависимости, позволяющие описать процесс затухающих колебаний штанги в зависимости от коэффициента сопротивления амортизаторов и угла их установки относительно горизонтальной плоскости.

Полученные результаты могут использоваться на стадии проектирования штанговых сельскохозяйственных опрыскивателей.

Литература

1. Тарг С.М. Курс теоретической механики: Учеб. для вузов. – М.: Высш. шк., 1986. – 416 с.
2. Пановко Я.Г. Введение в теорию механических колебаний. Учебное пособие. – М.: Наука, 1980. – 272 с.
3. Чигарев, А.В. Теоретическая механика. Решение задач : учеб. пособие / А.В. Чигарев, Ю.В. Чигарев, И.С. Крук. – Минск : ИВЦ Минфина, 2016. – 478 с.

УДК 631.312

ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК, ДЕЙСТВУЮЩИХ НА КОМБИНИРОВАННЫЙ ПАХОТНЫЙ АГРЕГАТ С КАТКОВОЙ ПРИСТАВКОЙ

Ф.И. НАЗАРОВ¹, *ас.*,

И.С. КРУК¹, *доц., канд. техн. наук,*

Д.С. МАЗУР¹, *ст.*

С.Н. ГЕРУК², *доц., канд. техн. наук*

В настоящее время широкое применение в конструкциях пахотных агрегатов получили приставки, рабочими органами которых являются почвообрабатывающие катки различных конструкций. Они позволяют повысить качество основной обработки почвы путем поверхностной обработки почвенных пластов. В зависимости от способа агрегатирования приставки делятся на: навешиваемые спереди трактора, навешиваемые на раму плуга и прицепные [1].