

Теоретические исследования работы виброударного рабочего органа культиватора в системе с трением почвы

Л.Ф. Бабицкий, д.т.н., профессор, В.В. Шевченко, ассистент, ФГАОУ ВО Крымский ФУ

Принцип работы почвообрабатывающих машин основан на механическом воздействии деформатора на почву. Роль деформатора выполняют рабочие

органы, имеющие различия как по форме, так и по конструктивному исполнению. Форма рабочего органа определяется с учётом физико-механических свойств почвы, основным из которых при этом является введённый нами деформационный показатель почвы [1]. С использованием основного

интегрального уравнения контактной задачи он позволяет непосредственно перейти от деформационных свойств почвы к оптимальной форме рабочего органа с учётом трения его о почву [2, 3]. Трение почвы обычно выделяется в её фундаментальные свойства. От величины коэффициентов трения зависит как энергетика почвообрабатывающих машин, так и качественные показатели обработки почвы. Коэффициенты трения почвы изменяются в значительных диапазонах для различных типов почв и их влажности [4, 5]. Поэтому коэффициенты трения позволяют исследовать характер взаимодействия рабочих органов с почвой и учитывать при рассмотрении сопротивления движению их в почве.

Цель исследования – установить закономерности возникновения и поддержания устойчивых колебаний культиваторной лапы в почве, обеспечивающих снижение тягового сопротивления и улучшение качественных показателей работы.

Материал, методы и результаты исследования.

При установлении закономерности колебательных процессов использовались методы теоретической механики и механики сплошной среды.

В процессе обработки почвы на движущийся рабочий орган под действием тягового усилия действует сила сопротивления почвы P и сила трения $F_{тр}$ о почву, направленные противоположно движению (рис.).

В системе с трением рабочего органа о почву при её обработке трение препятствует движению деформатора и коэффициент трения является положительной величиной. Положительное сопротивление почвы и коэффициент трения о неё рабочего органа соответствуют тому, что на преодоление сил трения расходуется энергия. Составим уравнение движения, представленного на рисунке, подпружиненного в нижней части рабочего органа в виде:

$$m_{np} \frac{d^2 y}{dt^2} + k \frac{dy}{dt} + C_1 y = 0, \quad (1)$$

где k – положительный коэффициент трения рабочего органа о почву;

C_1 – положительный коэффициент упругости нижней пружины;

y – текущая координата;

m_{np} – масса, приведённая к оси подпружинивания и равная:

$$m_{np} = m \frac{h}{h_1}, \quad (2)$$

где m – масса рабочего органа;

h и h_1 – плечи приложения сил (рис.).

Умножая все члены уравнения (1) на $\frac{dy}{dt}$ и беря

интеграл за промежуток времени от 0 до α , получим:

$$m_{np} \int_0^\alpha \frac{d^2 y}{dt^2} \cdot \frac{dy}{dt} dt + \int_0^\alpha k \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 dt + \int_0^\alpha C_1 y \frac{dy}{dt} dt = 0. \quad (3)$$

После проведения интегрирования получим:

$$\frac{m_{np}}{2} \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 \Big|_0^\alpha + \frac{C_1 y^2}{2} \Big|_0^\alpha = - \int_0^\alpha k \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 dt. \quad (4)$$

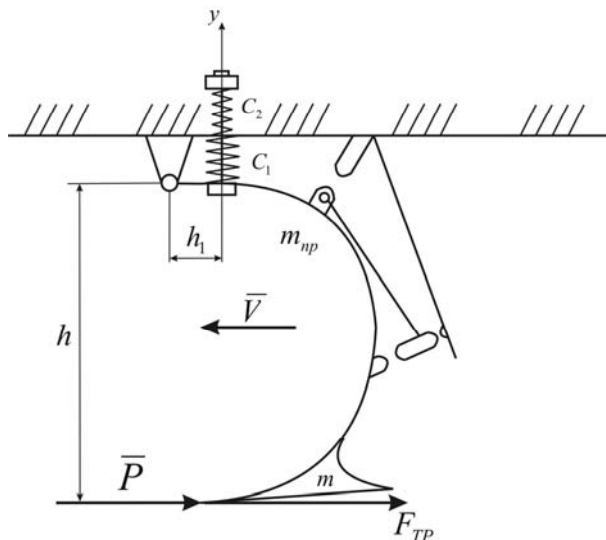


Рис. – Схема взаимодействия подпружиненного виброударного рабочего органа с почвой

В левой части уравнения (4) составляющие члены выражают изменение кинетической и потенциальной энергии системы «рабочий орган – почва» за промежуток времени от 0 до α , а их сумма определяет изменение полной энергии всей представленной системы за указанный промежуток времени. Если коэффициент трения k рабочего органа о почву больше нуля, то стоящий справа интеграл положителен и энергия системы убывает, так как изменение энергии отрицательное. Уменьшение энергии происходит за счёт потерь энергии на трение рабочего органа о почву.

В случае отрицательных значений k и C_1 произошло бы возрастание энергии и трение было бы источником энергии. Это не может быть осуществимо в системе, не обладающей собственным источником энергии, так как в ней коэффициенты трения k и упругости C_1 всегда положительны.

Если предположить, что вышеуказанная система имеет собственный объём энергии, то можно принять допущение, что энергия системы вырастет за счёт трения. Такое трение будет иметь уже иной смысл. Так как в уравнении (4) оно характеризуется тем же членом дифференциального уравнения, что и обычное трение, т.е. членом, содержащим $\frac{dy}{dt}$, то в этом случае вводим термин «отрицательное трение».

На рисунке предложена схема подпружиненного виброударного рабочего органа культиватора, в которой возникает отрицательное трение. Движущийся в почве со скоростью \bar{V} С-образный рабочий орган массой m установлен на раме с вращательным шарниром посредством нижней сжимной пружины устройства C_1 и верхней разжимной пружины упругостью C_2 , отличной от упругости нижней пружины. Сила трения рабочего органа о почву является сложной функцией относительно скорости рабочего органа и почвы.

Если обозначить смещение рабочего органа на оси установки пружин через y , а его скорость через \dot{y} , то сила трения о почву, действующая на рабочий орган массой m_{np} , как функция относительной скорости $V = V_0 - \dot{y}$, может быть записана в виде:

$$P(V_0 - \dot{y}).$$

Обозначая приведённый коэффициент упругости пружин через C и принимая пропорциональными первой степени скорости все силы трения рабочего органа о почву, получим дифференциальное уравнение смещения почвообрабатывающего рабочего органа в направлении оси y в следующем виде:

$$m_{np}\ddot{y} + k \frac{dy}{dt} + c_y = P(V_0 - \dot{y}). \quad (5)$$

Правая часть уравнения характеризует зависимость силы трения от положительной скорости V , т.е. является характеристикой трения. Рассмотрение функции в первой части уравнения (5) можно ограничить областью, в которой намного меньше V_0 . Разложение функции в этой области в ряд вблизи значений V_0 примет вид:

$$P(V_0 - \dot{y}) = P(V_0) - \dot{y}P'(V_0) + \dots$$

Ограничившись первым членом этого ряда, получим уравнение движения почвообрабатывающего рабочего органа в следующем виде:

$$m_{np}\ddot{y} + [k + P'(V_0)]\dot{y} + c_y = P(V_0). \quad (6)$$

Правый постоянный член дифференциального уравнения (6) характеризует только смещение равновесия в направлении оси подпружинивания рабочего органа. Знак и величина коэффициента второго составляющего члена левой части уравнения $(k + P'(V_0))$, стоящего при \dot{y} , зависят от вида характеристики трения рабочего органа о почву. Величина $P(V_0)$ отображает угол наклона характеристики трения в точке V_0 и в случае снижающейся характеристики трения $P(V_0)$ становится меньше нуля. При крутом спаде характеристики трения в области V_0 получаем $[k + P'(V_0)]$ меньше нуля и уравнение (6) описывает систему с отрицательным трением.

Реализация такого процесса практически осуществляется в системе с подпружиненным виброударным почвообрабатывающим рабочим органом, так как характеристики трения почв оптимальной для обработки влажности всегда имеют возникающие при определённых скоростях и чередующихся

фазах деформации и разрушения почвы значительные участки достаточно крутого спадания.

В этих возникающих областях почвообрабатывающий подпружиненный виброударный рабочий орган будет представлять собой систему с отрицательным трением. Исходя из вышеизложенного, мы пришли к системе с отрицательным трением, ограничившись областью, в которой скорость смещения рабочего органа $\left| \dot{y} \right|$ намного меньше начальной скорости. Это ограничение является важным, так как при рассмотрении вышеприведённой системы будет иметь существенное значение.

Выводы.

1. Наличие областей с отрицательным трением приводит к возникновению и поддержанию устойчивых автоколебаний рабочего органа в почве, что способствует снижению сопротивления продвижению его в почве и улучшению качества обработки почвы.

2. Различная упругость нижней сжимной пружины C_1 и верхней разжимной пружины C_2 поддерживает устойчивое возникновение областей с отрицательным трением в автоколебательном процессе механической обработки почвы. Это активизирует виброударную работу установленных на S -образной стойке бойка с наковальной и маятникового ударного механизма. Поддержанию автоколебательного процесса рабочего органа способствует переменное сопротивление при реализации фаз деформации и разрушения почвы.

Литература

1. Бабицкий Л.Ф. Біонічні напрями розробки ґрунтообробних машин. К.: Урожай, 1998. 164 с.
2. Бабицкий Л.Ф., Москалевич В.Ю., Соболевский И.В. Основы бионических исследований. Симферополь: ЧП «Антиква», 2014. 328 с.
3. Бабицкий Л.Ф., Москалевич В.Ю., Соболевский И.В. Бионико-механические основы сельскохозяйственных машин. Теория и методы // ISBN 978-3-659-85703-4. LAP LAMBERT Academic Publishing, Deutschland/ Германия, 2016. 384 с.
4. Бабицкий Л.Ф., Соболевский И.В., Куклин В.А. Обоснование конструкции устройства для определения динамического деформационного показателя почвы // Известия сельскохозяйственной науки Тавриды. Симферополь, 2016. № 8 (171). С. 50–54.
5. Бабицкий Л.Ф., Соболевский И.В., Куклин В.А. Обоснование конструктивных параметров гибкой бороны // Вісник Українського відділення Міжнародної академії аграрної освіти. Запоріжжє, 2016. № 4. С. 61–68.