Механика взаимодействия рабочих органов на упругой подвеске с почвой

Кушнарев А. С.– д. т. н., проф., чл. кор. УААН – УкрНИИПИТ им. Л. Погорелого
Шевченко И. А.– к.т.н., доц.,Запорожская государственная инженерная академия
Дюжаев В.П.–к.т.н., доц.,Таврийский государственный агротехнологический университет
Кушнарев С. А. – к.т.н., доц., Национальный научный центр ИМЭС ХУААН.

Одним из путей повышения качества работы почвообрабатывающих орудий и снижения энергоёмкости обработки почвы является создание конструкций упругих механизмов, устанавливаемых между рабочим органом и рамой машины (упругие механизмы -упругие подвески).

Такие механизмы позволяют появлятся самовозбуждаемым колебаниям рабочих органов, ведущим к улучшению очистки рабочих органов от нависаний растительных остатков и почвы, а также снижению тягового сопротивления. Эффект самовозбуждаемости колебаний может найти широкое применение во многих технологических процессах в земледельческой механике. В настоящее время производители почвообрабатывающей техники широко используют эту идею.

Упругие механизмы используются в следующих вариантах:

- трехзвенный механизм с одним упругим звеном (рис. 1а);
-пятизвенный с одним упругим звеном (рис. 1б);
-упругая стойка или упругие элементы навески (1в).

Рис.1а.Трехзвенные с одним упругим звеном

Рис.1б.Пятизвенные с одним упругим звеном

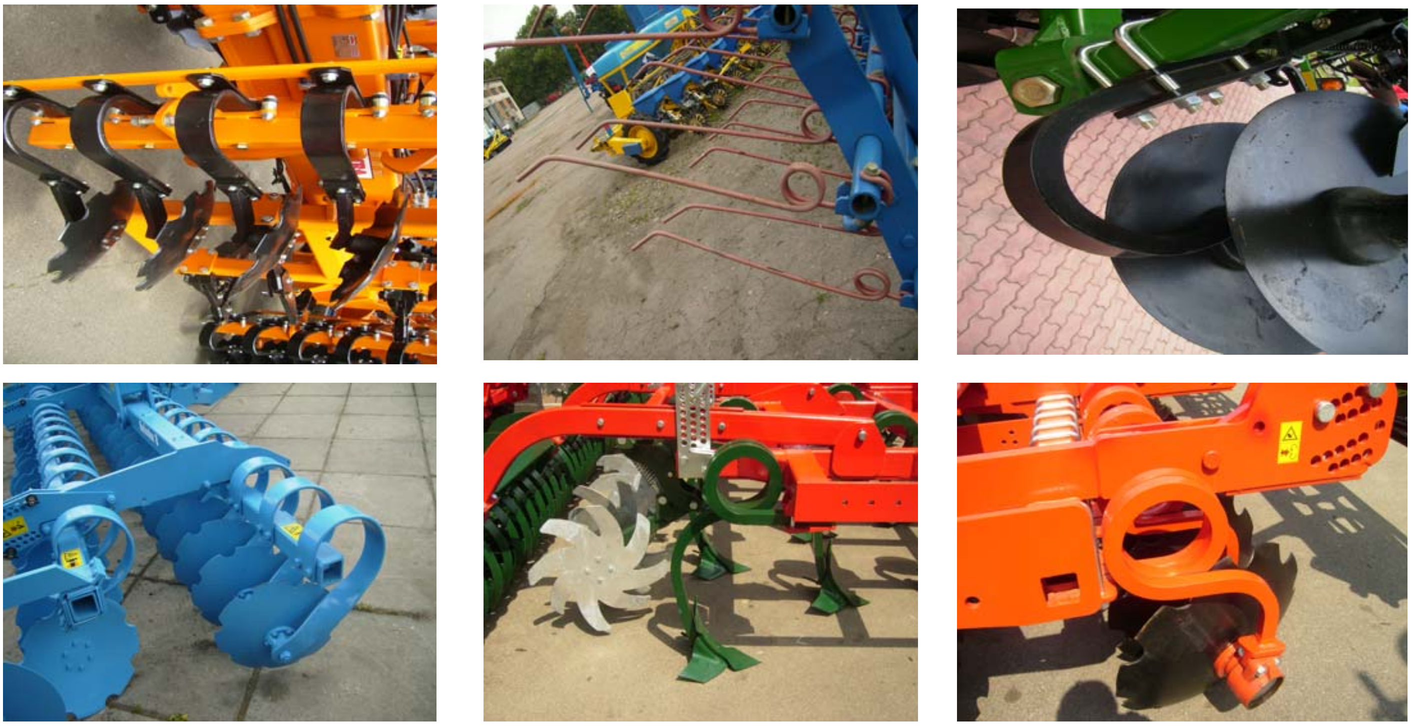

Рис.1 в.Упругая подвеска

Анализ таких упругих механизмов показывает, что несмотря на широкий спектр конструктивных решений все они имеют нелинейную жесткость.

Однако сегодня мы не имеем достаточно глубокого анализа и метода расчета таких механизмов. К сожалению они, как правило, многими конструкторами рассматриваются как предохранительные устройства, а не источники самовозбуждения колебаний.

Исследование характеристики жесткости (Шевченко И. А. [1], Кушнарев С. А. [2] и др.) показали, что графики силовых характеристик всех вышеперечисленных систем имеет нелинейный характер (рис. 2).

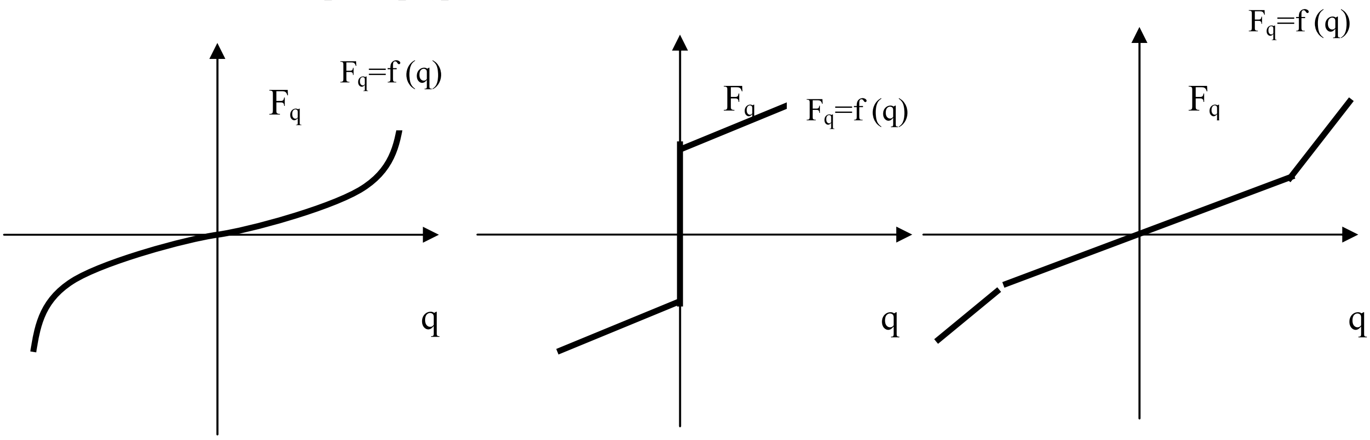

Рис.2.Некоторые варианты нелинейной характеристики восстанавливающей силы

Однако на этом не заканчиваются источники нелинейности в постановке задач механики взаимодействия рабочих органов на упругой подвеске со средой.

Есть еще ряд источников нелинейности – это и присоединенная к рабочему органу масса почвы, (величина переменная во времени) и нелинейное трение (вязкость) среды (рис. 3) и особенности конструкции навески.

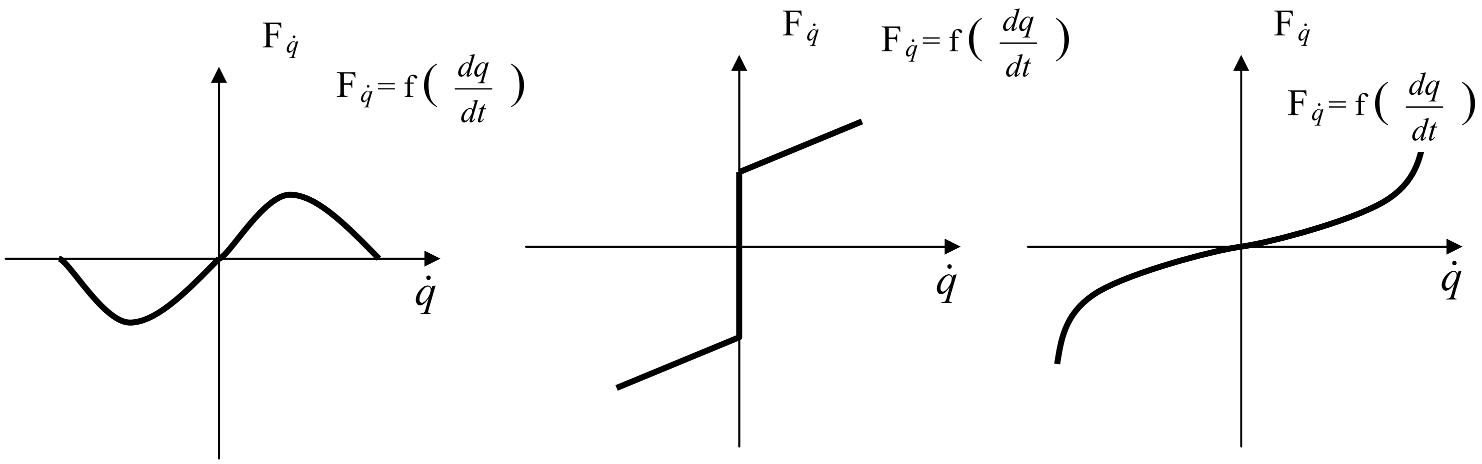

Рис.3.Некоторые варианты нелинейной характеристики вязкости (трения)

Все эти причины иногда вносят непреодолимые трудности в постановке задач механики взаимодействия рабочих органов на упругой подвеске с почвой.

Нелинейные колебания обладают широким спектром специфических механических явлений и эффектов, использования которых в технологических процессах сулит значительную технологическую и энергитическую эффективности.

Остановимся на некоторых из эффектов.

<u>- Супергармонические и субгармонические колебания.</u>

При действии гармонической вынуждающей силы на систему с нелинейной восстанавливающей силой кроме гармонических колебаний одновременно возбуждаются колебания с частотами $m\omega$, кратными частотами возбуждения (m – целое число), называемые супергармоническими, и субгармоническими колебаниями с частотами $\frac{\omega}{m}$, причем амплитуды этих колебаний могут превосходить амплитуду первой гармоники.

- Синхронизация и самозахват

Явление синхронизации состоит в том, что несколько искусственно созданных или природных объектов, совершающих колебательные или вращательные движения с различными частотами (угловыми скоростями),при отсутствии взаимодействия , даже при весьма слабых связей (взаимодействий) начинают двигаться с одинаковыми или соизмеримыми частотами (угловыми скоростями), причем устанавливаются определенные фазовые соотношения между колебаниями и вращениями.

Синхронизацию можно рассматривать как одно из проявлений тенденции материальных форм к самоорганизации, т. е. к упорядочности. Практические примеры. 1. Несколько электродвигателей устанавливаются на одной раме. Выключается один из двигателей. Но …….. его ротор не останавливается, а продолжает вращение с определенной угловой скоростью. 2. Упругие S – образные стойки (на примере бороны БП-8). .
Выведите из состояния равновесия одну стойку и вы увидите, как начинают колебаться все другие стойки, на которые мы не воздействовали .

<u>- Эффект Зоммерфельда.</u>

Механический эффект связан с переходом с одного участка амплитудно – частотной характеристики нелинейной системы на другой.

Приводит к застреванию, если это касается двигателей, на числе оборотов вблизи резонансной частоты, возрастание амплитуды колебаний без заметного изменения частоты при увеличении мощности и быстрый переход ’’срыв’’резонансной частоты, сопровождающий резким уменьшением амплитуды.

В зависимости от характера механических причин, обуславливающих возбуждение колебательных режимов, все механизмы колебаний академик АН УССР Кононенко В. О., разделил на три класса:

а) внешнего (периодического, почти периодического, импульсивного возбуждения); Этот класс задач можно представить в виде 2-х подклассов:

- системы со случайным внешним возбуждением, не содержащим никаких других источников возбуждения;
- системы с периодическим внешним возбуждением;

б) параметрического возбуждения; Этот класс задач может также быть представлен в виде 2-х подклассов:

- системы со случайным параметрическим возбуждением;
- системы с периодическим внешним возбуждением;

в) автоколебальные.

Уравнение движения рабочих органов, устанавливаемых на упругой подвеске с нелинейной характеристикой жесткости, имеет вид

$$A\ddot{S} + B\dot{S} + CS = \overline{P}(t)$$

где **A** – матрица коэффициентов инерции (приведенные массы и приведенные моменты инерции);

B – матрица приведенных коэффициентов диссипации;

C – матрица приведенных квазиупругих характеристик;

S – матрица – столбец обобщенных координат (вектор обобщенных координат).

В этом уравнении нелинейности проявляется не только в квазиупругих характеристиках, но и в коэффициентах инерции и коэффициентах диссипации.

Отнесение задач колебаний к тому или иному классу и подклассу ведет к специфическим требованиям к искомым параметрам.

Так, <u>характерные задачи для автоколебательных систем</u> заключаются в определении частот и размахов установившихся автоколебаний, исследование устойчивости установившихся режимов, изучение переходных процессов.

<u>Характерной задачей для систем с вынужденными колебаниями</u> является построение амплитудно – частотных характеристик, определение резонансных амплитуд и условий срыва амплитуд ,выявление супергармонических и субгармонических колебаний.

<u>Характерные задачи систем с параметрическим возбуждением</u> заключатся в определении границ области устойчивости и условий возникновения параметрического резонанса (в линейной постановке с учетом линейного сопротивления);определение амплитуд установившихся параметрических колебаний в зоне параметрического резонанса (в нелинейной постановке).

Для решения задач оптимизации параметров упругой навески необходимо построить математическую модель изучаемого объекта на основании эксперементального анализа колебательных процессов в системе, изучаем динамическую систему, на вход которой поступают воздействия, обусловленные сопротивлением обрабатываемой среды. Результат этих воздействий – реакция системы в виде поведения тягового сопротивления рабочего органа во времени (по пути). По результатам анализа поведения тягового сопротивления по времени требуется определить, какой из следующих типов представляет данная колебательная система:

1. Автоколебательная система, в которой при отсутствии внешних возмущений возможны устойчивые периодические колебания.
2. Система со случайным внешним возбуждением, не содержащая никаких других источников колебаний.
3. Система со случайным параметрическим возбуждением.
4. Система с периодическим внешним возбуждением.
5. Система с периодическим параметрическим возбуждением.

М. Ф. Диментберг [3], предлагает следующие критерии распознавания:

- критерии V, основанные на анализе плотности вероятности P(V) квадрата амплитуды наблюдаемого процесса, причем V_0 –функция P(V) является монотонно убывающей при всех V = 0; V_1 - функция P(V) является возрастающей хотя бы в пределах одного интервала полуоси V>0;

- критерии Ф, основанные на анализе плотности вероятности фазы наблюдаемого процесса , причем Φ_0 – фаза имеет равномерное распределение на интервале $[0;2\pi]$; Φ_1 – функция имеет один максимум на интервале $[0;2\pi]$; Φ_2 – функция имеет два максимума на интервале $[0;2\pi]$.

Выше перечисленные критерии распознавания сведены в таблицу 1. Номер строки, соответствующей каждой графе таблицы, указывает тип системы, рассматриваемой в качестве проверяемой гипотезы, номер столбца указывает тип системы, рассматриваемой в качестве альтернативы.

Табл. 1.

Критерии распознавания класса и подкласса нелинейных колебаний

альтернатива	**1**	**2**	**3**	**4**	**5**
гипотеза					
1	-	V_1, Φ_1	V_1	Φ_0	Φ_0
2	V_0	-	V	V_0, Φ_0	V_0, Φ_0
3	V_0	V	-	V_0, Φ_0	V_0, Φ_0
4	Φ_1	V_1, Φ_1	V_1, Φ_1	-	V_1, Φ_1
5	Φ_2	V_1, Φ_2	V_1, Φ_2	V_1, Φ_2	-

Для выбора математической модели колебательного процесса методом идентификации необходимо:

- записать реализации выходного процесса – тягового сопротивления рабочего органа P(t) в условиях рядового функционирования;
- обработать полученную информацию на ЭВМ, получив в результате статистическую характеристику процессов – плотность вероятности квадрата амплитуды $P(V_1)$, $P(V_0)$, $P(V_1)$ и плотность вероятности фазы Φ_0, Φ_1, Φ_2.
- в соответствии с критерием распознавания определить к какому из приведенных типов колебательных систем относится исследуемый процесс.

Для решения вопроса, как организовать измерение функции, для которой необходимо проверить наличие или отсутствие свойства монотонности, необходимо осуществить сглаживание результатов измерений и выбрать точки измерений оптимальным образом. М. Ф. Диментбергом для этого предлагается алгоритм, названный «критерий значимой разности ».

Алгоритм содержит следующую последовательность операций:

1. выбирается достаточно большое число N точек измерения x_i так, чтобы наличие участков немонотонности функции p(x) в пределах любого из подинтервалов $(x_{i+1}-x_i)$, i=1,…,N можно было считать маловероятным;
2. вычисляют последовательные разности $(p_i – p_{i+1})$ измеренных значений функции $p_j=p(x_j)$, j=1,…,N. Разность считается значимой, если $[p_j - p_{j+1}] > c\cdot p_j$, где c – принятый порог точности (принимаем c = 5 %);
3. если разность пары значений $p_к$, $p_{к+1}$ не будет значимой, т.е. $[p_к – p_{к+1}] < c\cdot p_к$, то соответствующие точки измерений объединяются: вычисляется среднее значение $1/2\ (p_к – p_{к+1})$ которое сравнивается с соседними значениями функции $p_{к+1}$ и $p_{к+2}$;
4. в результате такого последовательного объединения в соответствии с условием значимой разности получится новая последовательность значений функции $p'_к$, k =

1, …, M (M < N), все члены которой будут удовлетворять условию значимой разности;

5. решение о наличии или отсутствии свойства монотонности функции p(x) выносится на основании результатов проверки наличия или отсутствия этого свойства у сглаженной последовательности $p'_к$.

Данная методика нами апробирована при идентификации динамической системы «корпус плуга на упругой подвеске-почва» [4]. В результате обработки осциллограмм реализаций тягового сопротивления корпуса плуга получена плотность вероятности квадрата амплитуды. По таблице проверяем гипотезу 2 против альтернативы 1, определяем, представляет процесс x (t) чисто вынужденные колебания системы или это автоколебательный процесс возбужденный случайным воздействием. В качестве критерия распознавания используем разницу в плотностях вероятности квадрата амплитуды процесса x (t) , которая определяется по экспоненциальной зависимости:

$$W(V_i) = \frac{1}{2\sigma^2} \exp\left(- \frac{V_i}{2\sigma^2} \right),$$

Где σ^2 - дисперсия процесса, $V_i = A_i$ = квадрат амплитуды процесса x (t).

Необходимым и достаточным условием отсутствия автоколебаний в системе является свойство убывания найденной в результате обработки эксперимента функции $W(V_i)$. Выполнение этого условия говорит о том, что процесс x (t) вызван исключительно действием случайных возмущений. Результаты качественной идентификации, приведенные на рис. 4,

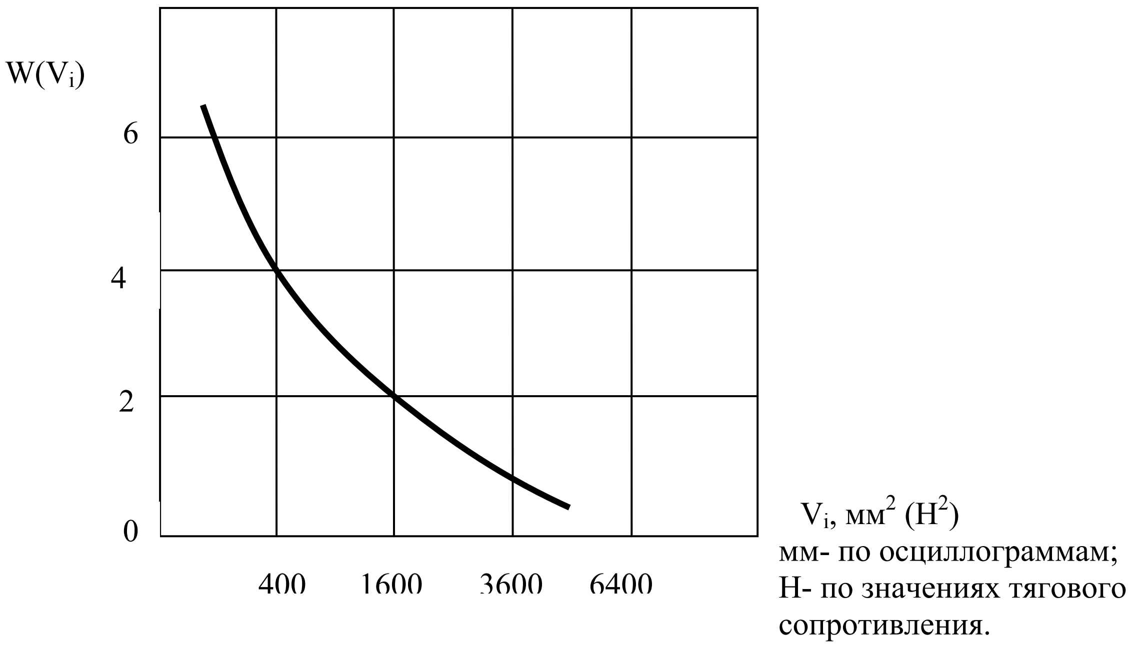

Рис. 4 График плотности вероятности квадрата амплитуды $W(V_i)$ тягового сопротивления корпуса плуга.

и дают достаточно оснований считать, что, поскольку плотность вероятности квадрата амплитуды процесса есть монотонно убывающая функция, колебательная система относится к системам со случайным внешним возбуждением

$$\ddot{x} + 2b\dot{x} + \omega \cdot \left(x + \gamma x^3 \right) = y(t),$$

где y(t) – стационарный центрированный гаусовский случайный процесс;

$\omega^2 = \frac{cL^2}{m}$ - собственная частота системы.

После идентификации появляются новые проблемы – определения коэффициентов уравнения движения. Необходимо определить приведенную массу, которая может быть разной величиной по направлениям координат, приведенные коэффициенты вязкости "в", частоту собственных колебаний и нелинейную жесткость системы.

В разрабатываемых нами рекомендациях по идентификации класса нелинейных колебаний рабочих органов почвообрабатывающих машин и определения оптимальных параметров конструкций упругих подвесок рассмотрены примеры и методы практической реализации расчетов и определений квазиупругих, квазиинерционных коэффициентов.

Литература.

1. Шевченко И. А. Экспериментально - теоретическое обоснование параметров рабочих органов с упругими стойками культиваторов для предпосевной обработки почв. //Дис. кан. тех. наук, Москва, 1988-176с.
2. Кушнарев С. А. Обоснование энергосберегающих технологических процессов обработки почвы и параметров упругих рабочих органов для условий южной степной зоны Украины.//Дис.кан. техн. наук, Глеваха, 1988-194с.
3. Диментберг М. Ф. Нелинейные стохастические задачи механических колебаний. – М, Наука, - 1980. – 368 с.
4. Дюжаев В. П. Построение математической модели колебательной системы рабочий орган – почва// Труды ТГАТА.-Т.5.-Мелитополь, 1998.-С. 77-82.