

О ВОЗМОЖНОСТИ ВОЗНИКНОВЕНИЯ ПАРАМЕТРИЧЕСКИХ КОЛЕБАНИЙ И РЕЗОНАНСОВ В КУЛЬТИВАТОРАХ С УПРУГОЙ ПОДВЕСКОЙ РАБОЧИХ ОРГАНОВ

EMERGENCE OF PARAMETRIC VIBRATIONS AND RESONANCES IN THE CULTIVATORS WITH AN ELASTIC SUSPENSION OF TILLAGE TOOLS

Юрий Човнюк¹, Михайло Діктерук², Юрий Гуменюк¹

¹ Национальный университет биоресурсов и природопользования Украины, г. Киев, Украина

² Киевский национальный университет строительства и архитектуры, г. Киев, Украина
E-mail: ugmsg@ukr.net

Gauta 2013-03-21, pateikta spaudai 2013-09-02

Исследование вибрационного действия рабочих органов культиваторов на обрабатываемую почву показали возможность значительного (20% и больше) снижения тягового сопротивления почвообрабатывающих машин, а также улучшения агротехнических показателей процесса возделывания почвы. Расчеты рациональных параметров взаимодействия рабочих органов с почвой (при которых наблюдается снижение тягового сопротивления) могут вестись на основании двух концепций обмена энергией между рабочим органом и обрабатываемой средой.

Первая концепция – в системе возникает главный резонанс, то есть частота колебаний лапы культиватора совпадает с частотой колебаний почвы. Эта концепция касается линейных задач.

Вторая концепция, – с учетом существенной нелинейности лапы и почвы как упруго-вязко-пластичной среды, в системе возникает субрезонанс, при которой частота колебаний лапы почти равна (асимптотически) частоте колебаний почвы. Соответствующие параметры подвески можно выбрать, используя теорию параметрических колебаний. Таким периодически изменяемым параметром является жесткость упругой подвески при условии, что характеристика восстанавливающей силы является нелинейной.

В статье рассмотрены условия возникновения и устойчивости параметрических колебаний и резонансов в культиваторах с упругой подвеской рабочих органов, определены значения длины волны скола почвы в зависимости от скорости движения почвообрабатывающего агрегата и частоты собственных колебаний системы. В рамках моделей уравнений Матье-Хилла и Мейсснера получены аналитические соотношения, описывающие области неустойчивости параметрических колебаний, которые возможны в культиваторах с упругой подвеской рабочих органов.

Параметрические колебания, резонансы, культиватор, упругая подвеска, рабочий орган.

Введение

Эффективность производства продукции растениеводства связана с повышением качества возделывания почвы. Повышение эффективности технологических процессов и разработка энергосберегающих технологий возможны лишь путем применения инновационных технологий, которые базируются на эффективном использовании знаний о природе физических явлений. К таким явлениям относятся механические колебания рабочих органов на упругой подвеске.

Среди возможных путей снижения тягового сопротивления почвообрабатывающих машин большое значение приобретает вибрационное действие рабочих органов на обрабатываемую почву, которое позволяет уменьшить сопротивление перемещению рабочих органов в почве и повысить качество ее возделывания.

Исследования в этом направлении доказали возможность значительно (20% и больше) снижения тягового сопротивления почвообрабатывающих машин [7, 8, 9, 10, 12]. Лапы на упругой подвеске обеспечивают эффективность рыхления почвы на 5...15% выше, чем лапы на жесткой подвеске [11]. Поверхность колеблющихся рабочих органов меньше заливает почвой и забивается сорняками. Таким образом, увеличивается коэффициент полезного действия почвообрабатывающих машин. Под действием вибрационных нагрузок почва разрушается при напряжениях значительно меньших чем предельная граница прочности при статичных нагрузках.

Если к почве кроме статичного усилия приложить вибрационную нагрузку, вызывающую волны напряжений, то в результате уменьшения диссипации энергии сопротивление почвы разрушению от постоянной нагрузки резко снижается (поскольку уменьшаются силы сопротивления-трения).

Изменение величины силы сопротивления не влияет на движение рабочего органа на жесткой подвеске, но вызывает колебания упругой подвески, которые можно использовать для обеспечения эффекта вибрационного действия.

Конструктивно упругое крепление выполняется в различных вариантах, - обычно конструкция лапы культиватора вибрационного действия включает пружины/подрессорники, или же сама стойкая исполняет роль упругого элемента Установка дополнительного (второго) упругого элемента вызывает скачкообразное изменение жесткости системы и система становится существенно нелинейной.

По мнению авторов данной работы, в существенно нелинейных системах возможны параметрические колебания, которые еще недостаточно изучены и поэтому требуют дальнейших исследований (в частности: условия возникновения, устойчивости, существование и т.п.).

Состояние вопроса

Механико-технологические основы применения почвообрабатывающих машин с упругой подвеской рабочих органов рассмотрены в трудах [1-4]. В этих работах сделана попытка обосновать параметры упругой подвески рабочих органов на основе изучения основных фаз деформации и разрушения почвы. Исследования показали, что замена жесткой подвески рабочего органа на упругую обеспечивает на 10...15% снижение гребнистости поверхности поля (высота гребней), вызывает увеличение на 10...15% степени рыхления почвы, позволяет на 60...70% снизить налипание почвы на рабочих органах, а также на 20...30% уменьшается износ рабочего органа.

Авторы [3, 4] для анализа колебаний механической системы предлагают сначала установить необходимую упругую характеристику этой системы, то есть графическую или аналитическую зависимость между статической нагрузкой на систему (F) и соответствующим этой силе (нагрузке) смещением (q). Анализ упругих характеристик конструкций колебательных систем показал, что системы, которые имеют один упругий элемент, имеют линейный характер восстанавливающей силы. Конструкции, которые состоят из нескольких упругих элементов, имеют нелинейную зависимость между прилагаемой нагрузкой и перемещением. В связи с этим можно допустить, что использование нелинейной характеристики системы, в частности, кусочно-линейной, улучшит энергетические и агротехнические показатели упругой подвески почвообрабатывающего рабочего органа.

Соответствующие параметры подвески можно выбрать, используя теорию параметрических колебаний [3, 4]. Таким периодически изменяемым параметром является жесткость упругой подвески при условии, что характеристика восстанавливающей силы является нелинейной (рис 1).

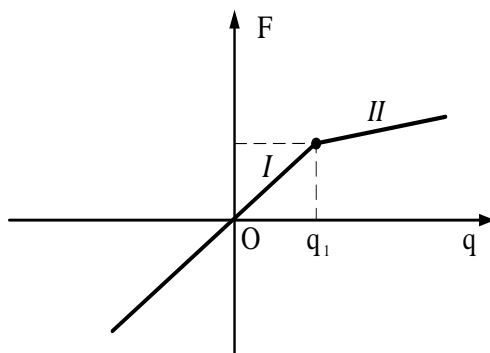


Рис. 1. Жесткость упругой подвески при нелинейной характеристике восстанавливающих сил [3].

Fig. 1. Stiffness of resilient suspension in case of nonlinear characteristic of restoring force [4].

Такой вид имеет характеристика восстанавливающей силы в подвеске, выполненной по схеме, на рис. 2.

Точка излома характеристики, на рис.1, определяется усилием предварительного сжатия цилиндрической пружины, поэтому ее положение легко регулируется.

Если под действием периодически изменяющейся силы сопротивления почвы рабочий орган перемещается из участка I на участок II характеристики и в обратном направлении, то при этом происходят периодические изменения параметров подвески - жесткости - и возможен параметрический резонанс [3]. Математическая модель данной задачи, которая представлена в [4, 5], по мнению авторов данной работы до конца не исследована. Особенно это касается условий устойчивости колебаний такого типа и возможности их возбуждения.

Цель исследований

Цель данной работы заключается в определении основных закономерностей генерации параметрических колебаний и условий их существования в культиваторах с упругой подвеской рабочих органов. При этом принята за основу модель из работ [3, 4], которая адекватно описывает сам процесс поддержки параметрических колебаний системы, которая, по сути, является существенно-нелинейной [5].

Основные результаты и обсуждение

Рассмотрим условия возникновения параметрического резонанса [3], обозначив: C_1 - жесткость цилиндрической пружины; C_2 - жесткость стойки; l_1, l_2 - геометрические размеры стойки в соответствии с рисунком 2. Тогда жесткость подвески C_I на участке I: $C_I = C_1$, а на участке II:

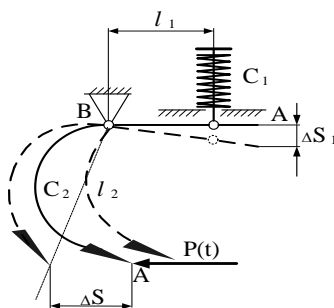


Рис.2. Конструктивная схема рабочего органа с нелинейной характеристикой восстанавливающих сил

Fig. 2. Constructive scheme of tillage tool with nonlinear characteristic of restoring force

$$C_{II} = \frac{C_1 C_2 l_1}{C_1 l_1 + C_2 l_2} \quad (1)$$

Обозначим через m массу лапы, почвы, которая на ней находится, и массу фрагмента стойки, который принимает участие в колебаниях. Дифференциальное уравнение, описывающее движение системы:

$$m \frac{d^2 q}{dt^2} + \eta \frac{dq}{dt} C(q) q = P(t) \quad (2)$$

Здесь сохраненные обозначения работы [3]:

$$C(q) = \begin{cases} C_I, & \text{при } q \leq q_1; \\ C_{II}, & \text{при } q \geq q_1. \end{cases} \quad (3)$$

Для определения условий параметрического возбуждения колебаний следует рассмотреть соответствующее однородное уравнение, которое может быть записано в виде:

$$\frac{d^2 q}{dt^2} + 2\varepsilon \frac{dq}{dt} + K_0^2 (1 + \mu) q = 0, \quad (4)$$

где $\varepsilon = \frac{\eta}{2m}$; $K_0^2 = \frac{C_I + C_{II}}{2m}$; $\mu = \frac{C_I - C_{II}}{C_I + C_{II}}$;

T - период изменения параметра удельной (на единицу массы системы) жесткости от значения $K_0^2 (1 + \mu)$ к значению $K_0^2 (1 - \mu)$ и назад.

Период T определяется соотношением [3]:

$$T = \frac{l_{ск}}{v_{агр}}, \quad (5)$$

где $l_{ск}$ - длина волны скалывания почвы (зависит от глубины обработки и формы рабочего органа культиватора);

$v_{агр}$ - скорость движения почвообрабатывающего агрегата.

Введем обозначение:

$$\bar{\mu} = \frac{\mu}{2}; q(t) = e^{-\varepsilon t} u(t) \quad (6)$$

тогда уравнение (4) можно записать следующим образом (для функции времени $t - u(t)$):

$$\begin{cases} \frac{d^2 u}{dt^2} + K_0^2 \left[1 - \frac{\varepsilon^2}{K_0^2} + 2\tilde{\mu} \Phi(t) \right] u = 0 \\ \Phi(t) \begin{cases} 1, \text{ если } 0 < t \leq \frac{T}{2} \\ -1, \text{ если } \frac{T}{2} < t \leq T \end{cases} \end{cases} \quad (7)$$

Уравнение (7) можно представить в виде:

$$\frac{d^2 u}{dt^2} + \omega_0^2 [1 + 2\tilde{\mu}^* \Phi(t)] u = 0, \quad (8)$$

где

$$\begin{cases} \omega_0^2 = K_0^2 \left(1 - \frac{\varepsilon^2}{K_0^2} \right); \\ 2\tilde{\mu}^* = \frac{2\tilde{\mu}}{\left(1 - \frac{\varepsilon^2}{K_0^2} \right)}. \end{cases} \quad (9)$$

Уравнение (8) является классическим уравнением Матье-Хилла [6].

Области неустойчивости уравнения Матье-Хилла в плоскости параметров $(\mu^*; \omega)$ подходят вплотную к частотным соотношениям:

$$\omega = \frac{2\pi}{T} = \frac{2\omega_0}{p}, p = 1, 2, 3 \dots \quad (10)$$

В дальнейшем рассматриваем кусочно-постоянное параметрическое возбуждение в системе, которая описывается уравнением Мейсснера (это в сущности уравнение (8) из $\Phi(t)$, записанной в виде (7)).

Поскольку функция $\Phi(t)$ - кусочно-постоянная, тогда фундаментальная система решений и, соответственно, матрица перехода могут быть построены в замкнутом виде в элементарных функциях [6].

Границы областей неустойчивости вычисляются из условия:

$$|f_1(T) + f_2^1(T)| = 2, \quad (11)$$

где $f_1(T)$ и $f_2^1(T)$ - решения уравнения (8), которые удовлетворяют начальным условиям: $f_1(0) = 1$; $f_1^1(0) = 0$; $f_2^1(0) = 1$

Условие (11) для уравнения Мейсснера (8) имеет вид:

$$\left\{ \cos\left(\frac{S_1 T}{2}\right) \cos\left(\frac{S_2 T}{2}\right) - \frac{(S_1^2 + S_2^2)}{2S_1^2 S_2^2} \sin\left(\frac{S_1 T}{2}\right) \sin\left(\frac{S_2 T}{2}\right) \right\} = 1$$

$$S_{1,2} = \omega_0 \sqrt{1 \pm 2\tilde{\mu}^*} \quad (13)$$

Области неустойчивости для уравнения Мейсснера представлены на рис. 3. Характерным для этой системы является «перекручивание» областей неустойчивости [6].

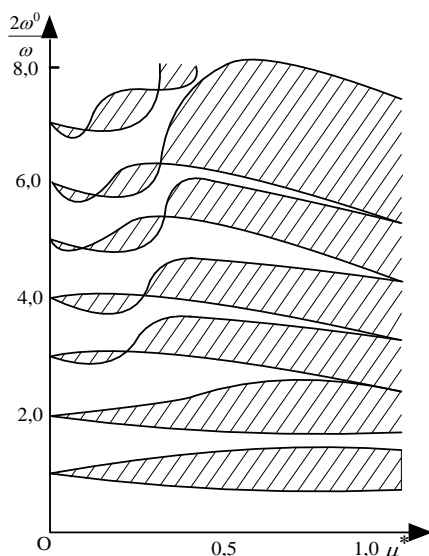


Рис. 3. Области неустойчивости для уравнения Мейсснера (8) [6].
Fig.3. Areas of instability for Meissner's equation (8) [6].

Критические значения коэффициентов возбуждения

Наименьшее значение коэффициента возбуждения, при котором возможно возникновение неустойчивости (т.н. критическое) для главного параметрического резонанса в системе $\omega \approx 2K_0$ определяется из соотношения:

$$\mu_{\text{крит.}}^{(1)} \approx \frac{4\varepsilon}{K_0} \quad (14)$$

Для второго резонанса $\omega \approx \frac{2K_0}{2} = K_0$ имеем:

$$\tilde{\mu}_{\text{крит.}}^{(2)} \approx \left(\frac{2\varepsilon}{K_0}\right)^{1/2} = \frac{\mu}{2} \Rightarrow \mu_{\text{крит.}}^{(2)} \approx 2\left(\frac{2\varepsilon}{K_0}\right)^{1/2} \quad (15)$$

Для p -ой области неустойчивости $\omega \approx \frac{2K_0}{p}$ получим:

$$\mu_{\text{крит.}}^{(p)} \approx 2\left(\frac{2\varepsilon}{K_0}\right)^{1/p} \quad (16)$$

Уточненные значения для $\mu_{\text{крит.}}^{*(1)}$ находим из соотношений:

$$\mu_{\text{крит.}}^{*(1)} \approx \frac{2\varepsilon}{\omega_0}, \text{ при } \omega = \frac{2\omega_0}{1} \quad (17)$$

$$\mu_{\text{крит.}}^{*(2)} \approx \left(\frac{2\varepsilon}{\omega_0}\right)^{1/2}, \text{ при } \omega = \frac{2\omega_0}{2} = \omega_0 \quad (18)$$

$$\mu_{\text{крит.}}^{*(p)} \approx \left(\frac{2\varepsilon}{\omega_0}\right)^{1/p}, \text{ при } \omega = \frac{2\omega_0}{p} \quad (19)$$

В таблице 1 представлены значения $\lambda_{\text{ск.}}$ для разных значений $u_{\text{агр.}}$ и линейной частоты собственных колебаний системы $f_0 = \frac{\omega_0}{2\pi}$, где $\lambda_{\text{ск.}}$ определяем из соотношения:

$$\lambda_{\text{ск.}} = \frac{u_{\text{агр.}}}{f_0} \quad (20)$$

Таблица 1. Значение $\lambda_{\text{ск.}}$ для разных $u_{\text{агр.}}$ и частоты собственных колебаний системы f_0 .

Table 1. Value $\lambda_{\text{ск.}}$ for different $u_{\text{агр.}}$ and frequencies of own fluctuations of system f_0 .

Скорость движения почвообрабатывающего агрегата, $u_{\text{агр.}}$, м/с	Частота собственных колебаний системы, f_0 , Гц	Длина волны скола, $\lambda_{\text{ск.}}$, м
1	20	0,05
	40	0,025
	60	0,017
	80	0,0125
2	20	0,1
	40	0,05
	60	0,034
	80	0,025
3	20	0,15
	40	0,075
	60	0,051
	80	0,0375
	100	0,03

Выводы

1. В рамках моделей уравнений Матье-Хилла и Мейсснера получены аналитические соотношения, описывающие области неустойчивости параметрических колебаний, которые возможны в культиваторах с упругой подвеской рабочих органов.

2. Полученные в работе результаты могут быть в дальнейшем использованы для совершенствования и уточнения инженерных методов расчета систем, которые имеют кусочно-постоянную жесткость (т.н. существенно нелинейные механические системы).

Библиографический список

1. Краснощеков, Н. В.; Котов, П. М. К обоснованию жесткости упругой стайки рабочих органов противоэрозионного культиватора КПЭ - 3,8. *Труды ВИСХОМа*. 1970. Вып. 27, С. 161–170.

2. Рябцев, Г. А. Работа культиватора с упругой подвеской лап на повышенных скоростях. *Техника в сельском хозяйстве*. 1974. № 6, С. 84–85.

3. Базаров, В.П. Дополнительный упругий элемент и его влияние на упругую подвеску. *Конструирование и технология производства сельскохозяйственных машин*. 1980. № 10. с.9–11.

4. Кушнарев, А. С.; Волков, Л. Н.; Базаров, В.П. Научные основы проектирования сельскохозяйственных машин. *Научные основы проектирования сельскохозяйственных машин*. Рост ИСХМ, 1980. с.77– 84.

5. Закржевский, М. В. Колебания существенно-нелинейных механических систем. Рига: Зинатне, 1980. 190 с.

6. Вибрации в технике: Справочник в 6-ти томах. М.: Машиностроение, 1979. Т.2. Колебания нелинейных механических систем /Под редакцией И.И. Блехмана. 1978. 352 с.

7. Александрян, К.В. Полевые испытания вибрационных рыхлителей для каменистых почв “киров”. *Труды Армянского НИИ МЭСХ*. Ереван. 1963. Вып. 1. С. 99–107.

8. Александрян, К.В. Экспериментальное исследование влияния вибрации на тяговое сопротивление рыхлителей. *Труды Армянского НИИ МЭСХ*. Ереван. 1963. Вып. 1. С. 83–99.

9. Дубровский, А. А. О влиянии вынужденных колебаний на тяговое сопротивление рабочих органов почвообрабатывающих машин. *Сб. трудов по земледельческой механике*. М.: ВАСХНИЛ, 1956. Т. 3. С. 182–185.

10. Калюжный, Г. Д.; Гойхман, М. М. Исследование работы вибрационного корпуса плуга. *Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства*. 1964. № 6. С. 45–46.

11. Карпуша, П. П. О влиянии конструкции упругого элемента подвески рабочего органа на эффективность работы. *Сб. науч. тр. УСХА*. К., 1977. Вып. 192. С. 15–18.

12. Свирский, Г.Э. О перемещении вибрирующих тел в грунтах. *Труды Кишиневского СХИ*. Кишинев, 1957. Т. 15. С. 261–268.

J. Čovniuk, M. Dikteruk, J. Gumeniuk

PARAMETRINIŲ VIRPESIŲ IR REZONANSŲ SUSIDARYMO GALIMYBĖS KULTIVATORIUOSE SU STANDŽIA DARBINIŲ DALIŲ PAKABA

Santrauka

Kultivatoriaus darbinių dalių vibracijos poveikio į dirvą tyrimai įrodė galimybę ženkliai (20 % ir daugiau) sumažinti traukos pasipriešinimo jėgą dirvos dirbimo agregatams bei pagerinti dirvos dirbimo agrotechninius parametrus. Darbinių dalių ir dirvos tarpusavio sąveikos racionalių parametrų skaičiavimas (prie kurių pastebimas traukos jėgos pasipriešinimui sumažėjimas) galimas remiantis dvejomis energijos pokyčio tarp darbinio organo ir dirbamos aplinkos koncepcijomis. Pirmoji koncepcija – sistemoje susidaro didžiausias rezonansas, tai atsitinka kai kultivatoriaus noragėlio virpesių dažnis sutampa su dirvos virpesių dažniu. Antroji koncepcija – įvertinus esančią netiesinę priklausomybę tarp noragėlio ir dirvos, kaip tampriai klampios aplinkos, sistemoje gaunamas superrezonansas, prie kurio noragėlio virpesių dažnis prilygsta dirvos virpesių dažniui. Pakabos atitinkamus parametrus galima parinkti naudojant parametrinių virpesių teoriją. Tokiems periodiškai besikeičiantiems parametrams priskiriamas pakabos standumas, su sąlyga kad atsistatančios jėgos priklausomybės charakteristika yra netiesinė. Straipsnyje analizuojamos kultivatoriaus su standžia darbinių dalių pakaba pastovių virpesių ir rezonansų susidarymo sąlygos, nustatytos dirvos virpesių bangos ilgio priklausomybės nuo dirvos dirbimo agregato greičio ir pačios sistemos virpesių dažnio. Remiantis Mathieu-Hill ir Meissner matematiniu modeliu gautos analitinės priklausomybės aprašančios nestabilių parametrinių virpesių sritis, kurios galimos naudojant kultivatorius su standžia darbinių dalių pakaba.

Parametriniai virpesiai, rezonansai, kultivatorius, stabdi pakaba, darbinė dalis.

EMERGENCE OF PARAMETRIC VIBRATIONS AND RESONANCES IN THE CULTIVATORS WITH AN ELASTIC SUSPENSION OF TILLAGE TOOLS

Abstract

The research devoted to the vibration process of cultivator's tillage tools on the soil cultivated demonstrated the possibility of significant (20% and more) reduction of cultivating machines' tractive resistance, as well as improvement of agrotechnical performance of the soil cultivation. Calculations of rational parameters for tillage tools interaction with the soil (during which the decrease in tractive resistance is observed) may be conducted on the basis of two concepts of energy transfer between the tillage tools and the cultivated environment. The first concept – the key resonance appears in the system, that means that oscillation frequency of cultivator share matches with the oscillation frequency of the soil. This concept refers to the linear problems. The second concept – considering significant nonlinearity of share and visco-elastic-plastic substance of the environment, it should be considered as the most favorable conditions for the occurrence of sub-resonance, that is, the oscillation frequency of share almost equals (asymptotically) to the frequency of oscillation of the soil. Appropriate suspension settings can be selected by using the theory of parametric oscillations. Such periodically variable parameter is the elastic stiffness of the suspension, provided that the characteristic of the restoring force is nonlinear. In the article the conditions for the occurrence and stability of parametric vibrations and resonances in the elastic suspension cultivator shares are described, and found the values of the wavelength of the cleavage of the soil are defined which depend on the speed of tillage aggregate and the natural frequency of the system. It is also defined within the model equations of Mathieu-Hill and Meissner the analytical relations describing the instability areas of parametric variations, which become possible in the cultivators with an elastic suspension of the tillage tools.

Parametrical vibrations, resonances, cultivator, resilient suspension, tillage tool.