

Заключение

Решением первой задачи явилось принципиальное изменение конфигурации канала I аспирации в рабочей зоне. Путем проведения многочисленных опытов была решена и вторая задача. В результате проведенных исследований практически восстановлена работоспособность зерноочистительной машины СВУ-60 и обеспечена таким образом ее эффективная работа в технологических линиях вышеупомянутых хозяйств.

Библиографический список

1. Леканов С.В., Стрикунов Н.И., Тарасов Б.Т. Зерноочистительные машины: учебное пособие. – Барнаул: Изд-во АГАУ, 2010. – 88 с.
2. Шафоростов В.Д., Припоров И.Е. Исследование воздушной системы зерноочистительной машины МВУ-1500 // Масличные культуры. Научно-технический бюллетень Всероссийского научно-исследовательского института масличных культур. – 2008. – Вып. 2 (139). – С. 84-86.
3. Припоров И.Е. Пути повышения эффективности работы вертикальных пневматических каналов воздушно-решетных зерноочистительных машин // Научное обеспечение агропромышленного комплекса: матер. V Всерос. науч.-практ. конф. молодых ученых. – Краснодар: КубГАУ, 2011. – С. 450-451.
4. Гортинский В.В., Демский А.Б., Борискин М.А. Процессы сепарирования на зерноперерабатывающих предприятиях. – М.: Колос, 1980. – 304 с.
5. Обоснование размеров осадочных камер двухаспираторной пневмосистемы зерноочистительной машины // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2016. – Вып. 4 (51). – С. 87-95.
6. Сайтов В.Е. Совершенствование технологического процесса воздушно-решетных зерно- и семяочистительных машин: рекомендации. – Киров: Вятская ГСХА, 2008. – 87 с.

7. Тарабрин Д.С. Совершенствование процесса после-решетной пневмосепарации зернового вороха в зерноочистительных машинах // Вестник Воронежского государственного аграрного университета. – 2017. – Вып. 1 (52). – С. 102-108.

References

1. Lekanov S.V., Strikunov N.I., Tarasov B.T. Zernoochistitelnye mashiny: uchebnoe posobie. – Barnaul: Izd-vo AGAU, 2010. – 88 s.
2. Shaforostov V.D., Priporov I.E. Issledovanie vozdushnoy sistemy zernoochistitelnoy mashiny MVU-1500 // Maslichnye kultury. Nauchno-tehnicheskiy byulleten Vserossiyskogo nauchno-issledovatel'skogo instituta maslichnykh kultur. – 2008. – Vyp. 2 (139). – S. 84-86.
3. Priporov I.E. Puti povysheniya effektivnosti raboty vertikalnykh pnevmaticheskikh kanalov vozduшно-reshetnykh zernoochistitelnykh mashin // Nauchnoe obespechenie agropromyshlennogo kompleksa: materialy V Vseros. nauch.-prakt. konf. molodykh uchenykh. – Krasnodar: KubGAU, 2011. – S. 450-451.
4. Gortinskiy V.V., Demskiy A.B., Boriskin M.A. Protsessy separirovaniya na zernopererabatyvayushchikh predpriyatiyakh. – M.: Kolos, 1980. – 304 s.
5. Gievskiy A.M. i dr. Obosnovanie razmerov osadochnykh kamer dvukhaspiratsionnoy pnevmosistemy zernoochistitelnoy mashiny // Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2016. – Vyp. 4 (51). – S. 87-95.
6. Saitov V.E. Sovershenstvovanie tekhnologicheskogo protsessa vozduшно-reshetnykh zerno- i semyaочistitelnykh mashin (rekomendatsii). – Kirov: Vyatskaya GSKhA, 2008. – 87 s.
7. Tarabrin D.S. Sovershenstvovanie protsessa poslereshetnoypnevмосeparatsii zernovogo vorokha v zernoochistitelnykh mashinakh // Vestnik Voronezhskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2017. – Vyp. 1 (52). – S. 102-108.



УДК 631.363.28

И.Я. Федоренко
I.Ya. Fedorenko

ЧИСЛЕННО-АНАЛИТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАНИЙ ЗУБА ПРУЖИННОЙ БОРОНЫ

NUMERICAL ANALYTIC SIMULATION OF TOOTH FLUCTUATIONS IN A SPRING-TOOTH HARROW

Ключевые слова: пружинная борона, зуб бороны, автоколебания, численное решение, устойчивость, фазовая плоскость, предельный цикл.

В результате динамического анализа взаимодействия зуба пружинной бороны с почвой получены нелинейные дифференциальные уравнения, являющиеся математической моделью данного процесса. Аналитическое и числен-

ное (компьютерное) её исследование показало, что она адекватно описывает устойчивый процесс автоколебаний зуба бороны. На основе этого анализа могут быть истолкованы все факты, обнаруживаемые в реальных условиях работы бороны. Установлено, что в системе «зуб бороны-почва» происходит мягкое возбуждение автоколебаний, которые носят осцилляторный характер. Показано, что при определенной характеристике сопротивления почвы коле-

бания зуба могут возникать даже без воздействия случайных пульсаций сопротивления. Для инженерного расчета автоколебательных рабочих органов борон предложены формулы, определяющие основные параметры автоколебаний в зависимости от характеристик зуба и обрабатываемой почвы.

Keywords: *spring-tooth harrow, harrow tooth, oscillations, numerical solution, stability, phase plane, limit cycle.*

As a result of dynamic interaction analysis of a tooth of spring harrow with the soil, nonlinear differential equations are obtained which form mathematical model of this process. The analytical and numerical (computer) study shows that it ade-

quately describes the steady process of the auto-oscillations of the tooth of harrow. All facts, detected under the actual conditions for the work of harrow, may be interpreted on the basis of this analysis. It is found that in the system "the tooth of harrow - the soil" occurs the soft excitation of the auto-oscillations, which bear oscillator nature. It is shown that with the specific resistance characteristics of the soil of the fluctuation of tooth they may appear even without the action of the random pulsations of resistance. The formulas which determine the basic parameters of auto-oscillations depending on the characteristics of tooth and workable soil are proposed for the engineering calculation of the self-oscillatory operating units of harrow.

Федоренко Иван Ярославович, д.т.н., проф., зав. каф. «Механизация производства и переработки сельскохозяйственной продукции», Алтайский государственный аграрный университет. Тел/факс: (3852) 62-83-26. E-mail: IJFedorenko@mail.ru.

Fedorenko Ivan Yaroslavovich, Dr. Tech. Sci., Prof., Head, Chair of Agricultural Production Mechanization and Processing, Altai State Agricultural University. Ph.: (3852) 62-83-26. E-mail: ijfedorenko@mail.ru.

Введение

Автоколебательные рабочие органы почвообрабатывающих машин стали реальностью наших дней, обеспечивая существенный технологический и энергетический эффект [1, 2]. В частности, к автоколебательным рабочим органам относятся зубья пружинных борон. Отечественными и зарубежными предприятиями выпускается целая гамма таких борон.

Пружинные зубья борон весьма просты по устройству, но их рабочий процесс весьма сложен. Сегодня не существует общепризнанной теории взаимодействия зубьев с почвой, сопровождающегося автоколебаниями.

В связи со сказанным встает вопрос рационального проектирования таких рабочих органов, опираясь на теорию автоколебательных процессов.

Объект исследования

Рассмотрим расчетную схему взаимодействия зуба с почвой (рис. 1).

Зуб совершает сложное абсолютное движение: переносное с постоянной поступательной скоростью V заделки зуба и относительные угловые колебания с центром в точке O .

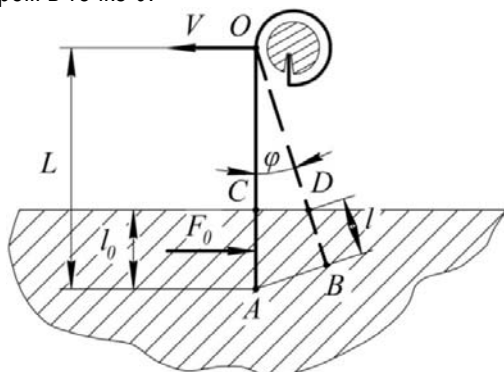


Рис. 1. Расчетная схема взаимодействия зуба с почвой

Нас интересуют в первую очередь относительное движение зуба, связь этого движения с параметрами зуба, скоростью V и характеристиками почвы.

Пусть в нерабочем (ненапряженном) состоянии зуб занимает строго вертикальное положение (в действительности при бороновании зуб настраивается на исходное отклонение в $5-15^\circ$ в сторону, противоположную движению). Вертикальность нам нужна для упрощения теоретических выкладок.

Если бы зуб не пружинил, то при работе он оставался бы вертикальным и его сопротивление составило:

$$F_0 = kl_0 d, \quad (1)$$

где k – удельное сопротивление зуба, зависящее от скорости агрегата $k = 1,9 - 7,8$ Н/см² (в среднем $k \approx 5$ Н/см²) [3];

l_0 – глубина погружения зуба в почву (обычно не превышает 0,1 м);

d – диаметр зуба или его поперечный размер (чаще всего 0,01 м).

Момент от сопротивления почвы относительно точки O в этом случае бы составил:

$$M_0 = F_0(L - 0,5l_0) = kdl_0(L - 0,5l_0), \quad (2)$$

где L – общая длина зуба (обычно 0,40-0,45 м).

В процессе работы пружинящий зуб отклоняется при взаимодействии с почвой. Его некоторое промежуточное положение АВ обозначено на рисунке 1 пунктиром. При этом будем считать, что в процессе колебаний зуб сохраняет прямолинейную форму и свою длину, а колебания происходят только в продольной вертикальной плоскости.

Угол отклонения зуба обозначим при этом символом ϕ . При отклонении зуба глубина его погружения в почву уменьшается, т.е. $l < l_0$. Анализ геометрии отклоненного зуба позволяет записать формулу для момента, действующего на зуб в его отклоненном состоянии:

$$M(\varphi) = 0,5kd \left[L^2 - \frac{(L-l_0)^2}{\cos^2 \varphi} \right] \quad (3)$$

Из тригонометрии известна формула:

$$\cos^2 \varphi = \frac{1}{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}.$$

С её учетом формулу (3) можно записать в виде

$$M(\varphi) = 0,5kd[L^2 - (L - l_0)^2(1 + \operatorname{tg}^2 \varphi)]. \quad (4)$$

После преобразований, с учетом малости угла φ , будем иметь

$$M(\varphi) = M_0 - M_1 \cdot \varphi^2, \quad (5)$$

где $M_0 = kdl_0(L - 0,5l_0)$;

$$M_1 = kdl_0 \frac{(L-l_0)^2}{2l_0} - \text{изменяемая часть момента}$$

сопротивления.

Формулу (5) можно представить и по-другому

$$M(\varphi) = F(h_0 - h_1 \cdot \varphi^2), \quad (6)$$

где $F = kdl_0$ – сила сопротивления зуба;

$$h_0 = L - 0,5l_0 - \text{плечо момента } M_0; \quad (7)$$

$$h_1 = (L - l_0)^2 / (2l_0) - \text{плечо момента } M_1. \quad (8)$$

Обратимся теперь к силе сопротивления F . До сих пор мы подразумевали, что она постоянна. Как показывают многочисленные натурные эксперименты, эта сила через посредство k может изменяться в широких пределах. Она зависит как от скорости агрегата V , так и колебательной скорости, т.е. относительной скорости зуба и почвы

$$F(\dot{\varphi}, V) = F(V - r\dot{\varphi}),$$

где r – расстояние от точки O до точки приложения силы F как равнодействующей (рис. 1);

$\dot{\varphi}$ – угловая скорость колебаний зуба.

С некоторым приближением можно положить

$$r \approx L - 0,5l_0. \quad (9)$$

Недавние тщательные эксперименты показали, что действительно зависимость силы трения (это большая часть сопротивления зуба) стали по почве от скорости имеет падающий участок [4]. Это необходимое условие возбуждения автоколебаний.

В общем случае характеристика сопротивления имеет вид, показанный на рисунке 2.

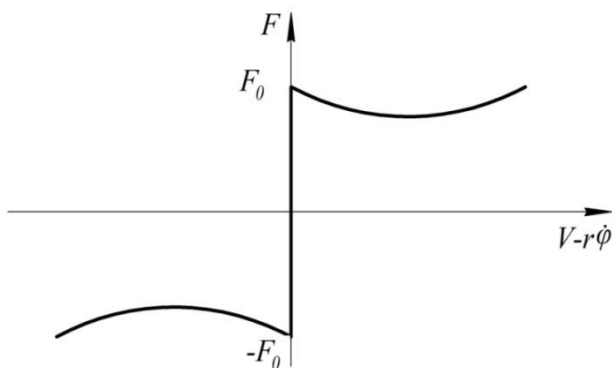


Рис. 2. Зависимость сопротивления зуба бороны от относительной скорости скольжения в почве

Эта зависимость, как известно, хорошо аппроксимируется трехзвенной формулой [5]

$$F(\dot{\varphi}, V) = F_0 \operatorname{sign}(V - r\dot{\varphi}) - b_1(V - r\dot{\varphi}) + b_2(V - r\dot{\varphi})^3, \quad (10)$$

где F_0 , b_1 , b_2 – экспериментально определяемые параметры.

Дифференциальное уравнение угловых колебаний зуба вокруг точки O запишем в виде

$$J\ddot{\varphi} + c\dot{\varphi} = F(\dot{\varphi}, V) \cdot (h_0 - h_1\varphi^2), \quad (11)$$

где J – момент инерции зуба;

c – угловая жесткость зуба;

$F(\dot{\varphi}, V)$ – сила трения по выражению (10).

Разделив все члены уравнения (11) на J , получим

$$\ddot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi = \omega_0^2 \cdot c^{-1} \cdot F(\dot{\varphi}, V)(h_0 - h_1\varphi^2), \quad (12)$$

где $\omega_0 = \sqrt{c/J}$ – угловая частота свободных колебаний зуба.

Введем далее обозначения

$$\theta_0(\dot{\varphi}, V) = \frac{F(\dot{\varphi}, V)h_0}{c}, \quad \theta_1(\dot{\varphi}, V) = \frac{F(\dot{\varphi}, V)h_1}{c}.$$

Величины $\theta_0(\dot{\varphi}, V)$ и $\theta_1(\dot{\varphi}, V)$ имеют смысл углов (в радианах), на которые отклоняется зуб при действии моментов $F(\dot{\varphi}, V)h_0$ и $F(\dot{\varphi}, V)h_1$.

С учетом этих обозначений уравнение (12) можно записать в компактном виде

$$\ddot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi = \omega_0^2 [\theta_0(\dot{\varphi}, V) - \theta_1(\dot{\varphi}, V) \cdot \varphi^2]. \quad (13)$$

К уравнению (13) нужно присоединить ограничение по максимальному отклонению зуба φ_n , вытекающее из условия

$$\varphi \leq \arccos \frac{L-l_0}{L} \leq \varphi_n.$$

Это ограничение можно интерпретировать по-другому, дополнив уравнение (13) еще одним уравнением

$$\begin{cases} \ddot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi = \omega_0^2 [\theta_0(\dot{\varphi}, V) - \theta_1(\dot{\varphi}, V) \cdot \varphi^2], & \text{если } \varphi \leq \varphi_n; \\ \ddot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi = 0, & \text{если } \varphi > \varphi_n. \end{cases} \quad (14)$$

Это и есть основные дифференциальные уравнения колебаний зуба бороны, т.е. математическая модель работы зуба.

Второе из этих уравнений отражает тот факт, что если при колебаниях зуб выходит из почвы, то ее сопротивление становится равным 0.

Учитывая большие скорости боронования (15-17 км/ч), в дальнейших аналитических расчетах будем предполагать, что

$$\dot{\varphi}_{\max} < V.$$

Ограничимся также случаем, когда $\varphi \leq \varphi_n$.

На основе анализа уравнений (14) процесс автоколебаний представляется в следующем виде. При движении машинно-тракторного агрегата зуб под действием почвы отклоняется назад по ходу движения, занимая новое положение φ_0 . Но это положение неустойчиво, поскольку характеристика трения (10) содержит члены, зависящие от относительной скорости (как положительного, так и отрицательного знака). Поэтому малые случайные отклонения от положения φ_0 раскачиваются, а большие – гасятся. В результате система приходит к какому-то стационарному режиму с определенным размахом колебаний. Переведем

далее эти утверждения на язык математических формул.

Запишем первое уравнение системы (14) в виде двух уравнений 1-го порядка

$$\frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi}; \quad (15)$$

$$\frac{d\dot{\varphi}}{dt} = -\omega_0^2 \varphi + \omega_0^2 [\theta_0(\dot{\varphi}, V) - \theta_1(\dot{\varphi}, V) \cdot \varphi^2].$$

Особая точка, соответствующая состоянию равновесия (покоя) φ_0 , о которой говорилось ранее, определяется из алгебраических уравнений

$$0 = \dot{\varphi}; \quad (16)$$

$$0 = \omega_0^2 \varphi_0 + \omega_0^2 [\theta_0(V) - \theta_1(V)] \cdot \varphi_0^2, \quad (17)$$

где $\theta_0(V)$ и $\theta_1(V)$ – значения данных параметров при $\dot{\varphi} = 0$.

Из последнего уравнения следует

$$\theta_1(V) \cdot \varphi_0^2 + \varphi_0 - \theta_0(V) = 0. \quad (18)$$

Решение этого алгебраического уравнения приводит к результату

$$\varphi_{0(1,2)} = \frac{-1 \pm \sqrt{1 + 4\theta_0(V)\theta_1(V)}}{2\theta_1(V)}. \quad (19)$$

Физический смысл имеет только корень со знаком «+» перед радикалом.

Важное место при исследовании автоколебаний занимает определение характера особых точек. Если состояние равновесия неустойчиво и соответствующая ему точка на фазовом портрете окружена предельным устойчивым циклом, то самовозбуждение автоколебательной называется мягким. Если состояние равновесия устойчиво и соответствующая ему точка окружена неустойчивым предельным циклом, который в свою очередь окружен устойчивым предельным циклом, то для возбуждения автоколебаний необходимо достаточно большое начальное возмущение (т.е. жесткое возбуждение) [5].

Попробуем выявить характер особой точки линейным анализом.

Для этого линеаризуем первое дифференциальное уравнение системы (14) в окрестности точки φ_0 , для чего рассмотрим малые отклонения зуба от этой точки, введя новую координату

$$\eta = \varphi - \varphi_0. \quad (20)$$

Отсюда имеем

$$\varphi = \varphi_0 + \eta; \dot{\varphi} = \dot{\eta}; \ddot{\varphi} = \ddot{\eta}. \quad (21)$$

Представляя эти величины в уравнение (13), будем иметь

$$\ddot{\eta} + \omega_0^2(\varphi_0 + \eta) = \omega_0^2 \cdot c^{-1} [(F_0 - b_1(V - r\dot{\eta}) + b_2(V - r\dot{\eta})^3) \cdot [h_0 - h_1(\varphi_0 + \eta)^2]]. \quad (22)$$

Поскольку рассматриваем малые колебания, то примем $V - r\dot{\eta} \approx V$. Пренебрежём также квадратичными по η членами. После преобразований уравнение (22) принимает простой вид

$$\ddot{\eta} + \omega_0^2(1 + 2\theta_1(V)\varphi_0)\eta = 0. \quad (23)$$

Таким образом, в линейном приближении получили уравнение гармонических незатухающих колебаний. По классификации особых точек (точек равновесия) данная принадлежит к типу «центр». Для определения устойчивости таких точек обычно недостаточно линейного приближения и нужен анализ исходного нелинейного уравнения, в данном случае уравнения (22).

Хотя приемы такого исследования известны [5], и нет методических препятствий для их применения к уравнению (22), получаемые выражения очень громоздки.

Поэтому предпочли дальнейшее исследование провести на основе численных методов и их реализации в системе Mathcad, которая хорошо зарекомендовала себя при решении различных задач земледельческой механики [6].

Полученное же линейное уравнение (23) дает нам возможность определить частоту ω возбуждаемых автоколебаний, которые, как будет показано далее, имеют место в нашей системе:

$$\omega = \omega_0 \sqrt{1 + 2\theta_1(V)\varphi_0}. \quad (24)$$

Численному анализу подвергли исходное уравнение (14). Первейшая цель таких исследований – выявить наличие предельных циклов, замкнутых кривых по фазовой плоскости как образа автоколебаний. На рисунках 3 и 4 показаны две машинные реализации уравнения (14). Видно, что независимо от начальных условий траектории навиваются на одну и ту же замкнутую кривую с внешней и внутренней стороны. Это и есть доказательство существования устойчивых предельных циклов и генерации устойчивых автоколебаний. Причем реализуется мягкий режим возбуждения автоколебаний, поскольку они возбуждаются как при $\varphi(0) = 0$, так и при $\varphi(0) = \varphi_0$.

По характеру полученных кривых можно констатировать, что установившиеся колебания близки к синусоидальным. Таким образом, наша система имеет осцилляторный тип.

В ходе численных экспериментов были проверены также формулы для определения точки смещения автоколебаний φ_0 (19) и их частоты ω (24). Можно констатировать, что с приемлемой для инженерных расчетов погрешностью (3-7%) они могут быть использованы при проектировании борон.

Следовательно, в первом приближении автоколебания в нашей системе можно описать законом

$$\varphi = \varphi_0 + \varphi_A \cdot \cos \omega t, \quad (25)$$

где φ_A – полуразмах автоколебаний.

Приближенно полуразмах автоколебаний может быть определен из следующих соображений. Анализ численных экспериментов показал, что для большинства режимов имеет место приближенное соотношение

$$V - r\dot{\varphi}_{max} \approx 0, \text{ или } \dot{\varphi}_{max} = \frac{V}{r}.$$

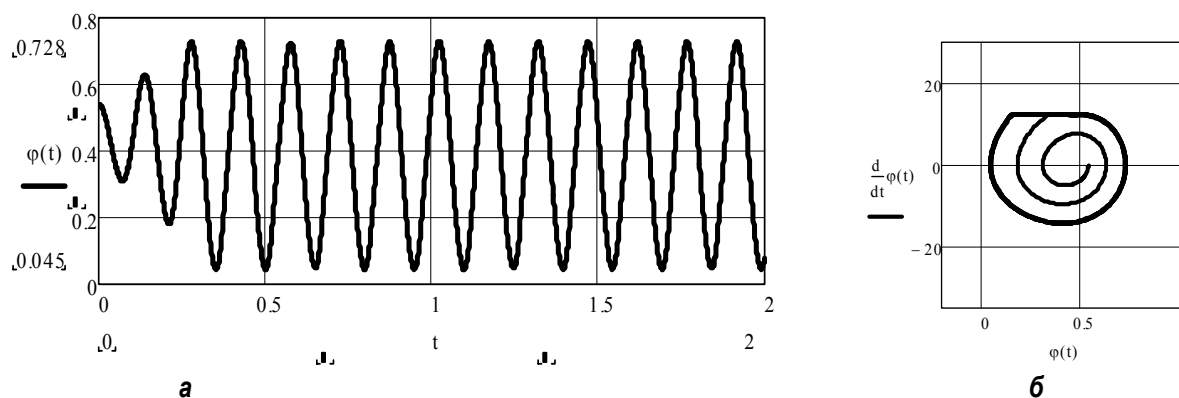


Рис. 3. График (а) и фазовый портрет (б) автоколебаний при начальных условиях, находящихся внутри предельного цикла: $\omega_0 = 30 \text{ с}^{-1}$; $V = 5 \text{ м/с}$

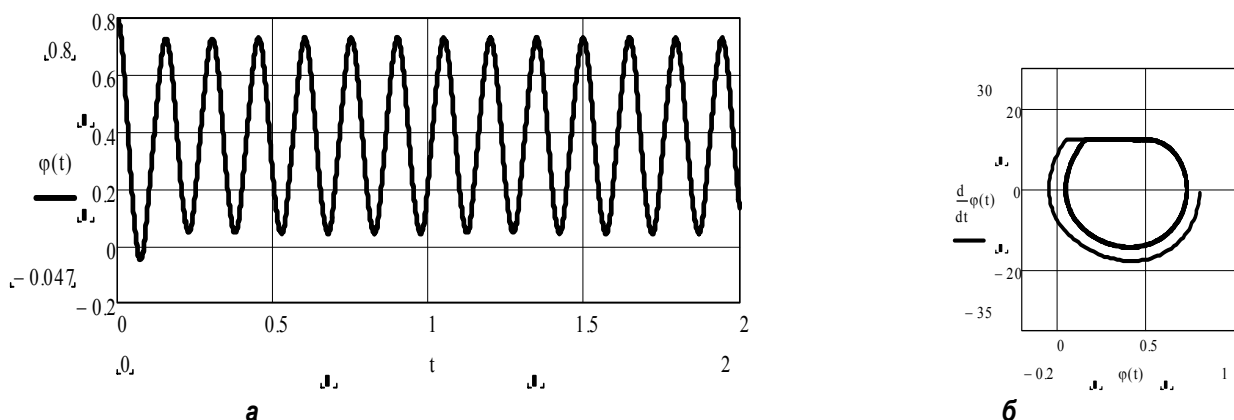


Рис. 4. График (а) и фазовый портрет (б) автоколебаний при начальных условиях, находящихся снаружи предельного цикла: $\omega_0 = 30 \text{ с}^{-1}$; $V = 5 \text{ м/с}$

Поскольку $\dot{\varphi}_{max} = \varphi_A \cdot \omega$, то

$$\varphi_A \approx \frac{V}{\omega \omega_0} \quad (26)$$

Эта формула справедлива для большинства рабочих режимов колебаний зуба борона.

Таким образом, имеется полный набор рабочих формул для определения параметров автоколебаний $\varphi_0, \omega, \varphi_A$.

Дополнительное действие детерминированных и случайных сил в данной автоколебательной системе будет изложено в отдельной статье.

Выводы

1. В результате динамического анализа взаимодействия зуба пружинной бороны с почвой получены нелинейные дифференциальные уравнения (14), являющиеся математической моделью данного процесса. Аналитическое и численное (компьютерное) её исследование показало, что она адекватно описывает устойчивый процесс автоколебаний зуба бороны. На основе этого анализа могут быть истолкованы все факты, обнаруживаемые в реальных условиях работы бороны.

2. Установлено, что в системе «зуб бороны-почва» происходит мягкое возбуждение автоколебаний, кото-

рые носят осцилляторный характер. Показано, что при определенной характеристике сопротивления почвы автоколебания зуба могут возникать даже без воздействия случайных пульсаций сопротивления.

3. Для инженерного расчета автоколебательных рабочих органов борон предложены формулы (19), (24), (25) и (26), определяющие основные параметры автоколебаний в зависимости от характеристик зуба и обрабатываемой почвы.

Библиографический список

1. Кобец А.С. и др. Почвообрабатывающие орудия: современное состояние и перспективы развития // Геотехнічна механіка. – 2013. – № 108. – С. 79-88.
2. Сиразиев Л.Ф., Валиев А.Р. Классификация колебаний и использование их в почвообрабатывающей технике // Вестник Курской с.-х. академии. – 2013. – № 2. – С. 3-5.
3. Клочков А.В. Семенов Л.Ю. Обоснование параметров пружинных зубьев // Мех. и электр. соц. сел. хозяйства. – 1981. – № 3. – С. 22-23.
4. Вилде А. и др. Влияние скорости на сопротивление скольжению почвы по стальной поверхности // Энергообеспечение и энергосбережение в сельском хозяйстве: тр. 6-й Междунар. науч.-техн. конф. – М.: ГНУ ВИЭСХ, 2008. – Ч. 2. – 320 с.

5. Вибрации в технике: справочник. В 6-ти ч. Т. 2. Колебания нелинейных механических систем / под ред. И.И. Блехмана. – М.: Машиностроение, 1979. – 351 с.

6. Жилкин В.А. Подводные камни при решении задач земледельческой механики в системе Mathcad. – Вестник ЧГАУ, Т.55, 2009. – С. 65-80.

References

1. Kobets A.S. i dr. Pochvoobrabatyvayushchie orudiya: sovremennoe sostoyanie i perspektivy razvitiya // Geotekhnichna mekhanika. – 2013. – № 108. – С. 79-88.

2. Siraziev L.F., Valiev A.R. Klassifikatsiya kolebaniy i ispolzovanie ikh v pochvoobrabatyvayushchey tekhnike // Vestnik Kurskoy s.-kh. akademii. – 2013. – № 2. – С. 3-5.

3. Klochkov A.V., Semenov L.Yu. Obosnovanie parametrov pruzhinnykh zubev // Mekh. i elektr. sots. sel. khozyaystva. – 1981. – № 3. – С. 22-23.

4. Vilde A. i dr. Vliyaniye skorosti na soprotivleniye skolzheniyu pochvy po stalnoy poverkhnosti // Energobespecheniye i energosberezheniye v s.-kh. / Trudy 6-oy Mezhdunarodnoy nauchn.-tekhn. konferentsii. Chast 2. – М.: GNU VIESKh, 2008. – 320 s.

5. Vibratsii v tekhnike: spravochnik. V 6-ti ch. T. 2. Kolebaniya nelineynykh mekhanicheskikh sistem / pod red. I.I. Blekhmana. – М.: Mashinostroeniye, 1979. – 351 s.

6. Zhilkin V.A. Podvodnye kamni pri reshenii zadach zemledelcheskoy mekhaniki v sisteme Mathcad // Vestnik ChGAU. – 2009. – Т. 55. – С. 65-80.



УДК 631.145. 631.17

А.Х. Габаев
A.Kh. Gabayev

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ РАБОТЫ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ БОРЗДООБРАЗУЮЩЕГО РАБОЧЕГО ОРГАНА ДЛЯ РАБОТЫ В УСЛОВИЯХ ПОВЫШЕННОЙ ВЛАЖНОСТИ ПОЧВЫ МЕТОДОМ МНОГОФАКТОРНОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

MATHEMATICAL MODEL OF OPERATION AND IDENTIFICATION OF THE MAIN DESIGN PARAMETERS OF FURROW-FORMING WORKING BODY FOR HIGH MOISTURE CONDITIONS DEVELOPED BY MULTIFACTOR EXPERIMENT METHOD

Ключевые слова: почва, диск, сошник, борозда, диаметр, радиус, толщина, параметр, модель, многофакторный.

Современные отечественные и зарубежные машиностроители предлагают различные модели посевных машин с различными конструкциями сошников. Как правило, зерновые сеялки снабжаются двухдисковыми сошниками, реже однодисковыми сферическими, в основном в той или иной степени отвечающими требованиям к посеву. Однако у предлагаемых посевных машин, на фоне многих положительных качеств имеется ряд недостатков. К положительным следует отнести их достаточно высокую надежность с точки зрения исключения поломок. К недостаткам двухдисковых сошников можно отнести менее равномерное распределение семян по площади питания и невозможность проводить посевные работы вследствие потери работоспособности сошников условиях повышенной влажности почвы. Для устранения присущих стандартным сошникам недостатков нами разработана новая конструкция бороздообразующего рабочего органа, которая позволяет проводить посевные работы в условиях повышенной влажности почвы. Приводятся результаты исследований, посвященные определению соотношении основных конструктивных параметров модернизированного бороздообразующего рабочего органа адаптированного для работы в условиях повышенной влажности почвы. Анализируя результаты проведенных теоретических исследований, нами установлены основные конструктивные параметры, имеющие решающее значение при формировании бороздки для семян модернизирован-

ном бороздообразующим устройством в условиях повышенной влажности почвы. Основными конструктивными параметрами бороздообразующего устройства, не учитывая его подвеску, являются радиус r бороздообразующей накладки, его толщина b и угол α конической части. Результаты проведенных опытов позволили провести математическую обработку результатов теоретических исследований и определить оптимальные конструктивные параметры бороздообразующего устройства методом многофакторного эксперимента.

Keywords: soil, disk, opener, furrow, diameter, radius, thickness, parameter, model, multifactor.

Modern domestic and foreign mechanical engineering manufacturers offer different makes of sowing equipment with different coulter designs; as a rule, grain seeders are supplied with two-disc coulters, rarely – single-disk spherical ones, they mostly to some extent meet the requirements for seeding. However, the proposed sowing machines, along with many positive features, have a number of drawbacks. The positive features their high reliability. The disadvantages of two-disc coulters include less even distribution of seeds and the inability to perform seeding operations due to loss of coulter efficiency under the conditions of high soil moisture. To eliminate the drawbacks of standard coulters, we have developed a new design of a furrow-forming working element which enables to perform seeding under the conditions of high soil moisture. This paper presents the research findings on the determination of the ratio of the