
ПОДПОКРОВНЫЙ РЫХЛИТЕЛЬ С ПРУЖИННЫМ КРОТОВАТЕЛЕМ

**Юрий Федорович Казаков
Владимир Порфирьевич Мазяров
Владимир Николаевич Батманов**

Чувашская государственная сельскохозяйственная академия

Щелевание с нарезанием дрены способствует защите склонов от водной эрозии, обеспечивает увеличение влагоемкости почвы. Использование в качестве дренера кротователя жесткой конструкции с возможностью отклонения его тягового узла от направления поступательной скорости способствует снижению тягового сопротивления. Для дальнейшего снижения сопротивления рабочего органа предложено изготовить кротователь в виде пружины с нежесткой тягой. Это повышает способность рабочего органа непрерывно приспосабливаться к изменяющимся почвенным условиям. При сжатии пружины в тяговой опоре и растяжении витков кротователя скорость центра масс, отдельных витков будет меньше скорости орудия. Скорость кротователя кратковременно может превысить скорость орудия при возврате пружины в исходное состояние после ее предельного растяжения. Анализ уравнения колебаний кротователя, представленного в виде одномассовой нелинейно-упругой системы, движущейся в вязкой среде, позволил выявить конструкционные, технологические факторы, управляя которыми можно повысить качество рыхления и снизить удельные энергозатраты. Колебаниям способствуют изменчивость свойств почвы, нелинейная упругая характеристика рабочего органа, непостоянство скоростей точек его рабочей поверхности. Амплитуда и частота колебаний системы «чизельный нож – пружина в тяговой опоре – пружинный кротователь» зависят от изменения наружного диаметра витков кротователя, закономерности изменения упругой характеристики тягово-опорного узла, способа крепления черенкового ножа на раме орудия. При этом происходит кинематическое изменение угла резания элементов витков, выполненных в виде клина, наклоненного к оси пружинной проволоки под углом 10...20°. Экспериментальные исследования макетного образца рыхлителя с пружинным кротователем, проведенные в условиях почвенного канала, подтвердили стабилизирующую роль системы пружин и снижение затрат энергии при обработке почвы.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: почва, подпокроевое рыхление, пружинный кротователь, тяговое сопротивление, факторы, влияющие на тяговое сопротивление.

SUBSOILER WITH SPRING-TYPE MOLE PLOW

**Yuri F. Kazakov
Vladimir P. Mazarov
Vladimir N. Batmanov**

Chuvash State Agricultural Academy

Soil slitting with cutting the drain helps to protect the slopes from water erosion and provides an increase in soil moisture capacity. The mole blade can be represented by a rigid-structure mole plow with the possibility of deviation of its traction unit from the direction of ground speed; this contributes to the reduction of traction resistance. For further reduction of resistance of the working body the authors have proposed to manufacture a mole plow in the form of a spring with non-rigid traction. This increases the ability of the working body to continuously adapt to changing soil conditions. When the spring is compressed in the traction support and the coils of the mole plow are stretched, the center-of-mass velocity of individual coils will be less than the speed of the tool. The speed of the mole plow can momentarily exceed the speed of the tool when the spring returns to its original position after its ultimate stretching. The analysis of the oscillation equation of the mole plow represented as a single-mass nonlinear elastic system moving in a viscous medium revealed the certain structural and technological factors, and if these factors are managed correctly the quality of soil tillage can be improved and the reduction of the specific energy consumption can be achieved. Oscillations can be initiated by the variability of soil properties, nonlinear elastic characteristics of the working body, and inconstancy of velocities of the points of the working surface. The amplitude and frequency of oscillations of the system of 'chisel blade – spring in the traction support – spring-type mole plow' depend on the changes in the outer diameter of coils of the mole plow, the pattern of changes in the elastic characteristics of the traction support unit, and the method of mounting the knife cutter on the tool frame. In this case there is a kinematic change in the cutting angle of the coil elements made in the form of a wedge inclined to the axis of the spring wire at the angle of 10-20°. Experimental studies of a mockup test model of a subsoiler with a spring-type mole plow performed in the conditions of a tillage bin confirmed the stabilizing role of the spring system and the reduction of energy consumption during tillage.

KEYWORDS: soil, subsoil tillage, spring-type mole plow, traction resistance, factors affecting traction resistance.

В целях защиты почв от водной эрозии, повышения инфильтрационных свойств проводится глубокое рыхление, кротование с щелеванием [12, 14]. Увеличение влагоемкости пласта щелеванием [15] и кротованием на глубину ниже критической использованием рабочих органов жесткой конструкции [13] сопровождается возрастанием энергозатрат. Теоретические и экспериментальные исследования подпочвенного кротователя-рыхлителя с жесткими лучами в виде логарифмической спирали при глубине обработки меньше критической дали положительные результаты [5].

Направление дальнейшего совершенствования щелевателей и кротователей связано с увеличением числа степеней свободы рабочего органа – применением пружины в тяговом звене рыхлителя (рис. 1).

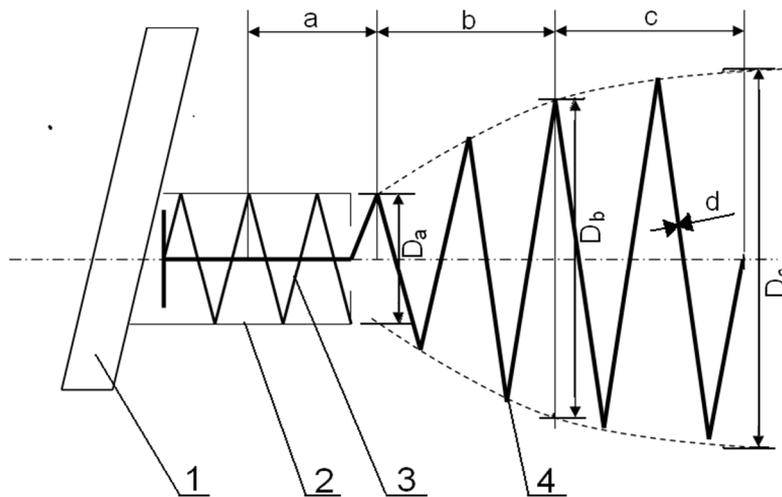


Рис. 1. Схема рыхлителя с пружинным кротователем:
 1 – черенковый нож; 2 – дренаж (тяговая опора);
 3 – упругий элемент тяговой опоры; 4 – пружинный кротователь

Это решение позволяет растянуть во времени процесс входа рыхлителя в работу, тем самым снизить пик тягового сопротивления в момент трогания почвообрабатывающего агрегата с места. Более широкими возможностями приспосабливаться к изменяющимся почвенным условиям обладает рыхлитель в виде конической пружины [3]. При наличии пружины в тягово-опорном узле такой кротователь будет обладать обобщенной упругой характеристикой переменной жесткости, как продольной, так и поперечной. Скорость центра масс кротователя, его отдельных витков будет отличаться от скорости чизельного ножа, в который смонтирована тяговая опора.

При сжатии пружины в опоре и растяжении витков кротователя скорость центра масс, отдельных витков будет меньше скорости рамы орудия и ножа. При возврате пружины в исходное состояние после предельного растяжения скорость центра масс кротователя, отдельных витков кратковременно может превысить скорость тягового узла. Кроме того, кротователь будет адаптироваться в почвенном пласте ввиду непостоянства свойств почвы. Рабочий орган будет отклоняться в сторону почвенного пласта с наименьшей прочностью внутрпочвенных связей.

Увеличение степени свободы рабочих элементов при их взаимодействии с почвой позволяет провести крошение почвы с минимальными затратами энергии. Это может быть достигнуто установкой ножей жесткой конструкции на сферических опорах с возможностью отклонения их от продольно-вертикальной плоскости [13], формированием условий воздействия на пласт одновременно в различных направлениях [3, 8].

Таким образом, ожидаемый режим работы подпокровного рыхлителя в виде пружины – колебательный. В работе [11] рассмотрено взаимодействие подпружиненного корпуса плуга с почвой, получено уравнение квазигармонических колебаний. Установлены факторы, влияющие на параметры колебания рабочего органа: упруго-вязкая характеристика почвы, собственная частота колебаний, упругая характеристика пружины. Пружина непосредственно не взаимодействовала с почвой.

Цель исследований – выявление основных факторов, влияющих на энергетические и технологические показатели подпокровного рыхлителя с пружинным кротователем, и обоснование путей управления ими.

Теоретические исследования выполнены на основе теории случайных колебаний одномассовой нелинейно-упругой системы, движущейся в вязкой среде.

Экспериментальные исследования макетного образца рыхлителя с пружинным кротователем выполнены в условиях почвенного канала института энергетики и механики Мордовского государственного университета. Контрольным рабочим органом был принят рыхлитель с рабочим органом, представляющим собой жесткий четырехлучевой кротователь.

Колебательное движение пружинного кротователя будем рассматривать как гармоническое возмущение демпфированных нелинейных осцилляторов [4].

В общем случае можно записать

$$x'' + 2Dx' + x = x_0 \cos \eta \tau .$$

Допустим, что имеют место линейное демпфирование обрабатываемой среды и восстанавливающая сила, пропорциональная отклонению в третьей степени – αx^3 .

Подставим в исходное уравнение колебаний

$$\ddot{x} + f(x, \dot{x}) = x_e(t) \tag{1}$$

следующие функции:

$$x_e(t) = \omega_0^2 x_0 \cos \Omega t , \tag{2}$$

$$f(x, \dot{x}) = d\dot{x} + \omega_0^2(x + \alpha x^3), \tag{3}$$

где Ω – собственная частота возмущающей силы.

Если ввести безразмерное время $\tau = \omega_0 t$, то уравнение движения примет следующий вид:

$$x'' + 2Dx' + x + \alpha x^3 = x_0 \cos \eta \tau , \tag{4}$$

где D – относительный коэффициент демпфирования;

η – относительная частота возмущающей силы.

Решим уравнение (4) приближенным образом методом гармонического баланса [4]. Предварительно заменим жесткую восстанавливающую силу αx^3 линейным выражением с коэффициентом, зависящим от отклонения: $\alpha x^3 \rightarrow a^* x$, где

$$a^* = \frac{\alpha}{\pi A} \int_0^{2\pi} A^3 \cos^4 \eta \tau d(\eta \tau) = \frac{3\alpha A^3}{4} . \tag{5}$$

Введем относительную собственную частоту пружинного кротователя η_A , также зависящую от отклонения.

С учетом соотношения (5) допустим, что

$$1 + a^* = 1 + \frac{3}{4} \alpha A^2 = \eta_A^2 . \tag{6}$$

Тогда уравнение (4) приведет к виду

$$x'' + 2Dx' + \eta_A^2 x^3 = x_0 \cos \eta \tau . \tag{7}$$

Периодическим решением уравнения (7) будет

$$x = A \cos(\eta \tau - \psi) , \tag{8}$$

$$A = x_0 V_A = \frac{x_0}{\sqrt{(\eta_A^2 - \eta^2)^2 + 4D^2 \eta^2}}; \quad (9)$$

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{2D\eta}{\eta_A^2 - \eta^2}. \quad (10)$$

Выражения (9) и (10) показывают, что гармоническое колебание происходит с амплитудой xV_A и отстает по фазе от возмущающего воздействия на угол ψ . При этом x_0 является мерой величины возмущения, а V_A показывает, во сколько раз амплитуда колебаний A отличается от амплитуды возмущения x_0 .

Так как в соответствии с выражением (6) величина η_A зависит от амплитуды A , равенство (9) рассматриваем как уравнение для A

$$A^2 \left[(\eta_A^2 - \eta^2)^2 + 4D^2 \eta^2 \right] = x_0^2. \quad (11)$$

Установим характер зависимости частоты от амплитуды $\eta = \eta(A)$.

Относительно η^2 уравнение (11) представляет собой квадратное уравнение. После подстановки (6) в уравнение (11) последнее принимает вид

$$\eta^2 - 2 \left(1 + \frac{3\alpha A^2}{4} - 2D^2 \right) \eta^2 + \left[\left(1 + \frac{3\alpha A^2}{4} - \frac{x_0^2}{A^2} \right) \right] = 0.$$

Решением этого уравнения будет

$$\eta_{1,2}^2 = \left(1 + \frac{3\alpha A^2}{4} - 2D^2 \right) \pm \sqrt{\frac{x_0^2}{A^2} - 4D^2 \left(1 + \frac{3\alpha A^2}{4} - D^2 \right)}. \quad (12)$$

Отсюда видно, что для каждой амплитуды A можно найти соответствующее значение η . В зависимости от величины входящих в это уравнение параметров некоторому фиксированному значению η будут соответствовать три значения амплитуды A , т. е. три возможных решения уравнения: два, одно или ни одного действительного решения для η . Кроме коэффициента демпфирования D существенное влияние на η оказывают параметр α – характеристика упругих свойств пружины, а также амплитуда x_0 .

Изменение условий демпфирования происходит в результате воздействия на пласт чизельного ножа и встроенного в него дренаера. В результате формируется сеть трещин различной интенсивности. Демпфирование зависит также от физико-механических свойств почвы. Изменение параметра α конструктивными методами приводит к изменению собственной частоты колебаний, следовательно, будет изменяться и относительная частота колебаний η . Таким образом, различной будет и амплитуда A . В соответствии с формулой (10) это относится и к углу сдвига фаз ψ .

Изменяя соотношение между частотой возмущающей силы и частотой собственных колебаний системы, можно получить вынужденные колебания с разными амплитудами [10].

Анализ уравнения (12) позволил выявить основные технологические и конструктивные факторы, влияющие на процесс автоколебания, способствующие управлению качеством работы и удельными энергозатратами: изменчивость свойств почвы, нелинейность упругой характеристики рабочего органа и непостоянство скоростей точек рабочей поверхности.

Непостоянство свойств почвы состоит, в первую очередь, в изменчивости продольной твердости, влажности, механического состава [7, 8]. Непостоянство свойств рабочего органа обусловлено его принципиальной особенностью: пружинный кротователь является механизмом, в котором происходит непрерывное изменение взаимоположения функциональных элементов – чизельного ножа и витков кротователя, что обусловлено упругими свойствами его тягово-опорного узла.

Упругая характеристика колеблющейся системы «чизельный нож – пружина в тяговой опоре – пружинный кротователь» зависит от закономерности изменения наружного диаметра витков по длине кротователя, упругой характеристики составных элементов тягово-опорного узла, характера крепления чизельного ножа на раме орудия. В результате колебаний будет происходить кинематическое изменение угла резания элементов витков, угла атаки элементов витков, их кривизны, способствуя самоочищению витков от почвенного нароста.

Генерирование колебаний возникает также из-за непостоянства скорости рамы орудия, обусловленного особенностями движения трактора, неровностями опорной поверхности, а также конструкцией механизма навески. Неравномерность поступательной скорости трактора является результатом перераспределения ведущих моментов по движителям, неравномерности крутящего момента и частоты вращения коленчатого вала двигателя.

Изменение частоты возмущения колеблющейся системы может быть достигнуто технологически и конструкционно.

Технологически оно достигается изменением глубины обработки, степени заглубления кротователя, направления орудия с кротователем по отношению к направлению рядков предыдущей культуры. В последнем случае фактически изменяются расстояние между уплотненными междурядьями, длина переуплотненной полосы, преодолеваемая системой «чизельный нож – кротователь». При этом непрерывно изменяются размеры и плотность комков почвы, отрываемых долотом чизеля от дна борозды, высота и направление гребешков – линий отрыва комков.

Конструкционное изменение частоты возмущения обусловлено упругими характеристиками кротователя и пружин в тяговой опоре, а также особенностями их установки: с зазором, без зазора, предварительным заневоливанием. Регулирование упругой характеристики пружинного кротователя, а значит, частоты и амплитуды возмущающей силы достигается изменением диаметра и площади сечения прутка вдоль витков кротователя в определенных пределах, рациональным выбором формы сечения пружинного прутка (в частности, в виде прямоугольника, эллипса). Поперечные сечения пружинного прутка по мере удаления от первого тягового витка могут быть переменными как по величине, так и по форме, способствуя достижению многовариантной жесткости колеблющейся системы.

Экспериментальные исследования рабочего органа в составе чизельного ножа и кротователя в виде конической пружины, изготовленной по геометрическим параметрам, полученным в результате многокритериальной оптимизации [6], проведены в почвенном канале. На тяговой станции была собрана установка, состоящая из чизельного ножа со встроенным дреном, к которому крепили пружинный кротователь, диаметр начального витка которого $D_a = 0,045$ м, а диаметр прутка $d = 9$ мм (рис. 1). В качестве контрольного рабочего органа использовали четырехлучевой кротователь подпокровного рыхлителя РП-2,4, диаметр конечного витка пружины которого $D_c = 0,25$ м, т. е. равен диаметру основания лучевого кротователя рыхлителя РП-2,4 [5]. Испытания проводились при скорости движения тяговой станции 0,29 м/с и глубине обработки 0,25 м.

Изменение тягового сопротивления чизельного ножа с пружиной и жестким рыхлителем на этапах вступления в работу и установившегося движения представлены на рисунке 2. На I и II этапах тяговое сопротивление чизельного ножа с конической пружиной имеет колебательный характер.

По величине и характеру изменения графики имеют несущественные отличия. Однако суммарная работа прохода чизеля с пружиной, представленная площадью под кривой, несколько меньше, чем у кротователя с жесткими лучами рыхлителя РП-2,4. Это объясняется меньшей площадью контакта витка пружины с почвой по сравнению с лучами кротователя.

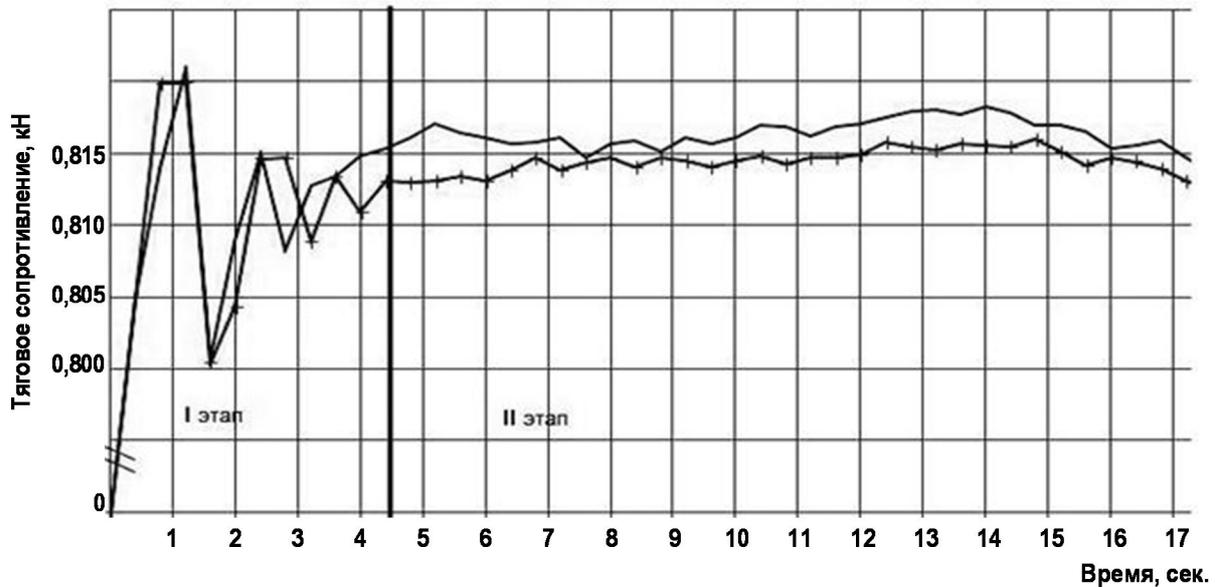


Рис. 2. Графики изменения тягового сопротивления рыхлителя подпокровного кротователя РП-2,4 (—) и конической пружины (-|-)

В ходе экспериментов было установлено, что на витках кротователя из прутка круглого сечения местами образуются почвенные наросты. Для пояснения влияния упругих свойств кротователя на процесс их формирования и срыва рассмотрим взаимодействие почвы и витка круглого сечения с уплотненным ядром (рис. 3).

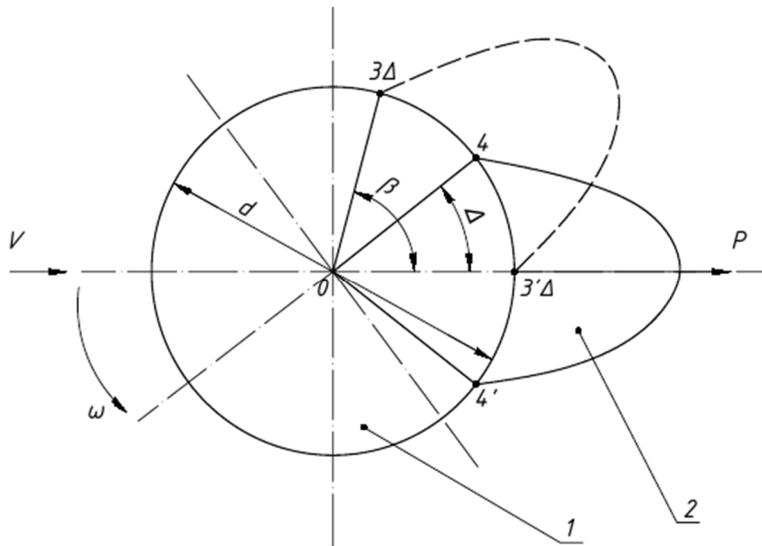


Рис. 3. Поперечное сечение витка пружины 1 с уплотненным ядром почвы 2

При переменных нагрузках случайного характера происходит растягивание и сжатие пружины. Витки рабочего органа, движущиеся со скоростью V , в процессе контакта с почвой совершают колебания. Происходит изменение диаметра витков, их кривизны, положения плоскости витков относительно поперечно-вертикальной плоскости движения. При этом неизбежен частичный разворот плоскости витка в направлении вектора ω , а следовательно, и уплотненного ядра на некоторый угол Δ (участок $3\Delta - 3'\Delta$).

При ускорении режущего элемента возрастают реакция почвы на нарост, ее нормальная и касательная составляющие. За счет разности реакций почвы при развороте плоскости витка произойдет срыв почвенного нароста и изменение угла резания, то есть скалывание отрезаемого комка почвы вовнутрь конической пружины. В этот мо-

мент уменьшится общее сопротивление P рабочего элемента. При дальнейшем движении формируется новое уплотненное ядро (участок 4 – 4'), возможно, на ином месте. В зависимости от количества и расположения наростов на витках кротователя будет происходить перепад тягового сопротивления на разную величину (рис. 2).

При проектировании и совершенствовании почвообрабатывающих рабочих органов необходимо учитывать, что на энергоемкость реального процесса деформации почвы влияет форма рабочего органа [2]. Выполнение поверхности рабочего органа в виде почвенного нароста является способом снижения тягового сопротивления [1].

На основе принципа динамического отображения деформации пласта авторами предложено изготовить кротователь в виде пружины сложной формы, напоминающей почвенный нарост (рис. 4).

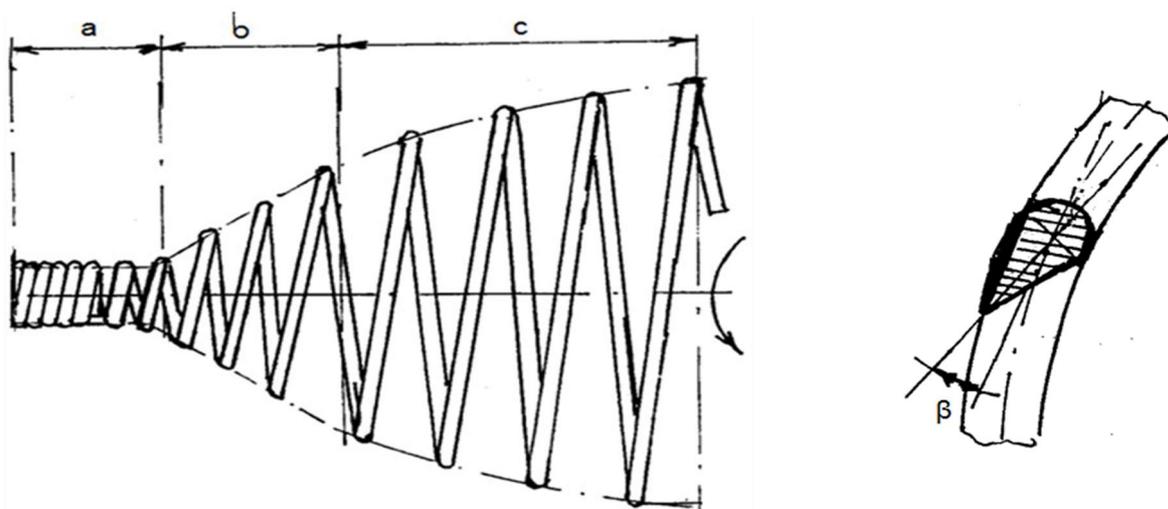


Рис. 4. Пружина рыхлителя сложной формы и поперечное сечение витка рыхлителя:
 а – цилиндрическая часть; б – коническая часть;
 с – завершающая часть (в форме параболоида вращения)

В передней части кротователь представлен в виде цилиндра, в средней – в виде конуса, а в задней – в виде параболоида вращения $y = x^n$, где $n = 0,5 \dots 0,7$ (рис. 4) [9]. Расчеты показали, что угол конуса пружины в ненагруженном состоянии должен составить $15 \dots 25^\circ$ (рис. 4, участок «б»). Поперечное сечение витков рабочей части имеет форму клина, наклоненного к оси под углом $\beta = 10 \dots 20^\circ$.

В целях обеспечения самозатачивания рабочую грань клина следует покрыть износостойким материалом, например, сормайтом.

Выводы

Научная задача снижения удельных затрат энергии при обработке почвы, повышения качества рыхления должна решаться путем адаптации параметров и формы рабочего органа к изменяющимся почвенным условиям и режимам работы.

Для этих целей необходимо использовать комбинированный почвообрабатывающий рабочий орган в виде механизма с многовариантной жесткостью пружины в тяговой опоре и пружинного кротователя. Для предварительного разрушения целостности пласта до встречи с витками кротователя необходим черенковый нож с дреномером.

Для изменения амплитуды и частоты возмущающей силы в широких пределах и поддержания колебаний рабочего органа следует создать высокую частоту его собственных колебаний. Это возможно за счет увеличения жесткости при неизменной массе, а также конструктивных особенностей кротователя. При снижении массы необходимую частоту собственных колебаний можно обеспечить за счет применения материалов с более высокими упругими свойствами для изготовления пружины в тяговой опоре и кротователя, а также за счет выбора рациональной формы сечения прутка по условиям прочности.

Библиографический список

1. Васильев С.И. Совершенствование метода и технических средств для горизонтального измерения твердости почвы при внедрении технологии координатного земледелия : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / С.И. Васильев. – Пенза, 2007. – 19 с.
2. Ветохин В.И. Обоснование формы и параметров рыхлительных рабочих органов с целью снижения энергозатрат на обработку почвы : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01 / В.И. Ветохин. – Москва : ВИСХОМ, 1992. – 232 с.
3. Казаков Ю.Ф. Результаты исследования пружинного кротователя / Ю.Ф. Казаков, В.В. Белов, А.В. Максимов // Известия Международной академии аграрного образования. – Санкт-Петербург, 2016. – Вып. 27 (2). – С. 15–19.
4. Магнус К. Колебания (введение в исследование колебательных систем) / К. Магнус ; пер. с нем. – Москва : Мир, 1982. – 304 с.
5. Мазяров В.П. Разработка и использование опытного образца подпорового рыхлителя с рабочими органами реактивного действия: заключительный отчет НИОКР / В.П. Мазяров, Т.В. Мазярова. – Регистрационный номер ФГНУ «ЦИТиС» № 01201059003, 2011. – 65 с.
6. Медведев В.И. Выбор оптимальных параметров почвообрабатывающей техники с использованием методов виброреологии и многокритериальной оценки / В.И. Медведев. – Чебоксары : ФГОУ ВПО ЧГСХА, 2000. – 98 с.
7. Мониторинг плотности почвы пахотного горизонта в системе точного (управляемого) земледелия / А. Кушнарев, В. Кравчук, С. Кушнарев, В. Дюжаев // Техніка и технології в АПК. – 2010. – № 9 (12). – С. 12–16.
8. Панов И.М. Физические основы механики почв : монография / И.М. Панов, В.И. Ветохин. – Киев : Феникс, 2008. – 266 с.
9. Пат. 2544622 Российская Федерация, МПК А01В 13/16, А01В 13/08, А01В15/00, Е02В 11/02 (2006.01). Подпоровый рыхлитель почвы / А.Г. Васильев, Ю.Ф. Казаков, А.В. Максимов; заявитель и патентообладатель А.Г. Васильев. – № 2014109204 ; заявл.11.03.2014 ; опубл. 20.03.15, Бюл. № 8. – 6 с.
10. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики / С.М. Тарг. – Москва : Высшая школа, 1986. – 246 с.
11. Тимофеев А.И. Введение в современные методы аналитического исследования движения мобильных сельскохозяйственных машин : учеб. пособие / А.И. Тимофеев, Н.М. Флайшер. – Москва : МИИСП имени В.П. Горячкина, 1976. – 54 с.
12. Grisso R.D. Review of Models for Predicting Performance of Narrow Tillage Tool / R.D. Grisso, J.V. Perumpral // American Society of Agricultural Engineers. – 1985. – Vol. 28 (4). – Pp. 1062–1067.
13. Jeffery J.C. The Development of the McConnell Till Aerator Design / J.C. Jeffery // Journal of Agricultural Engineering Research. – 1984. – Vol. 29 (3). – Pp. 257–263.
14. On-the-go measurements of soil penetration resistance on a Swedish Eutric Cambisol / E. Bölenius, G. Rogstrand, J. Arvidsson, B. Stenberg, L. Thylén // International Soil Tillage Research Organization 17th Triennial Conference. – Kiel, Germany, 2006. – Pp. 867–870.
15. Taylor W.E. Equipment for Aerating Bermuda grass Pastures / W.E. Taylor, W.E. McMurphy, G.L. McLaughlin // Transactions of the ASAE. – 1983. – Vol. 24 (2). – Pp. 352–356.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

Принадлежность к организации

Юрий Федорович Казаков – доктор технических наук, профессор кафедры транспортно-технологических машин и комплексов» ФГБОУ ВО «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия», Россия, г. Чебоксары, e-mail: ura.kazakov@mail.ru.

Владимир Порфирьевич Мазяров – кандидат технических наук, доцент кафедры транспортно-технологических машин и комплексов» ФГБОУ ВО «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия», Россия, г. Чебоксары, e-mail: mazyarov@polytech21.ru.

Владимир Николаевич Батманов – кандидат технических наук, доцент кафедры транспортно-технологических машин и комплексов» ФГБОУ ВО «Чувашская государственная сельскохозяйственная академия», Россия, г. Чебоксары, e-mail: bvn.academi-gsxa@yandex.ru.

Дата поступления в редакцию 08.01.2019

Дата принятия к печати 26.01.2019

AUTHOR CREDENTIALS

Affiliations

Yuri F. Kazakov, Doctor of Engineering Sciences, Professor, the Dept. of Transport and Technological Machines and Complexes, Chuvash State Agricultural Academy, Russia, Cheboksary, e-mail: ura.kazakov@mail.ru.

Vladimir P. Mazyarov, Candidate of Engineering Sciences, Docent, the Dept. of Transport and Technological Machines and Complexes, Chuvash State Agricultural Academy, Russia, Cheboksary, e-mail: mazyarov@polytech21.ru.

Vladimir N. Batmanov, Candidate of Engineering Sciences, Docent, the Dept. of Transport and Technological Machines and Complexes, Chuvash State Agricultural Academy, Russia, Cheboksary, e-mail: bvn.academi-gsxa@yandex.ru.

Received January 08, 2019

Accepted January 26, 2019