

ДИНАМИКА РАБОЧЕГО ОРГАНА ПЛУГА ПОД ДЕЙСТВИЕМ ВИБРАЦИЙ

А. Р. Ялалетдинов¹, И. Р. Рахимов^{1,2}, А. П. Куликова², И. В. Бычков^{3,a},
Д. А. Кузьмин³, Д. А. Ялалетдинов², М. О. Усик³, В. А. Толкачев³

¹ООО «Челябинский компрессорный завод», Челябинск, Россия

²Южно-Уральский государственный аграрный университет, Челябинск, Россия

³Челябинский государственный университет, Челябинск, Россия

^abychkov@csu.ru

Предложена математическая модель для описания движения рабочего органа плуга при учёте вибрационного воздействия. Модель применена для моделирования движения рабочего органа плуга при неравномерной скорости тягового агрегата. Обнаружено, что при наборе скорости возникает стационарное смещение рабочего органа плуга, а также происходит уменьшение амплитуды колебаний и выход на стационарный режим с небольшой амплитудой в несколько миллиметров. Удельная мощность также выходит на стационарное значение с течением времени. Параметры установившихся колебаний зависят от стационарного значения скорости движения и свойств грунта.

Ключевые слова: моделирование физических процессов, обработка почвы, вибрации.

Введение

Выполнение агротехнических операций при возделывании сельскохозяйственных культур и уборке урожая сопровождается чрезмерным уплотнением почвы, нарушением её физико-механических свойств, теплового и водно-воздушного режима, что приводит к снижению потенциальной плодородности почв. Применение в сельском хозяйстве почвообрабатывающих машин обусловлено необходимостью сохранения и повышения плодородия почвы на всей глубине размещения корневой системы растений, что способствует максимизации урожая сельскохозяйственных культур.

Вопрос экономии ресурсов в сельском хозяйстве особо актуален. Одним из перспективных направлений решения данной проблемы является снижение тягового сопротивления без потерь качества обработки почвы и производительности сельхозтехники [1]. Добиться этого возможно за счёт снижения веса конструкции орудия и совершенствования геометрии рабочих органов или уменьшения силы трения почвы о поверхности рабочих органов за счёт увеличения подвижности рабочих органов. Применение второго варианта представляется более рациональным, поскольку не влечёт за собой значительного усложнения конструкции орудия, а значит, предотвращает увеличение металлоёмкости, снижение надёжности [2]. Одним из способов увеличения подвижности рабочих органов является вибрационное воздействие. Преимуществом вибрационной обработки почвы является её точное воздействие на определённые слои почвы, что может приводить к улучшению качества почвенного покрова и повышению эффективности использования земельных

ресурсов. Вибрационные методы также могут быть использованы для снижения затрат на производство, так как могут заменять более традиционные и трудоёмкие способы обработки почвы, такие как пахота.

Эффект вибрации проявляется наиболее полно при использовании устройств, реализующих переменные фазы деформации и разрушения почвы, а также неоднородность её структуры [3]. Применительно к рыхлительным рабочим органам разработаны различные способы подпружинивания как стоек рам, так и долот и лемехов плоскорезных лап. Однако только одними пружинными элементами в большинстве случаев невозможно достичь максимального эффекта от применения вибрации. Для решения этой проблемы были предложены методы обеспечения устойчивых колебаний в самонастраивающемся режиме. Для этого рабочий орган с почвой следует рассматривать как единую колебательную систему. Такой единой системой может выступать дисковый рабочий орган шестиугольной формы [4; 5]. Для различных типов почв предлагается использовать различные формы дисков.

В простейшем представлении у вибрирующего инструмента возникают микроперемещения материала или его частиц по рабочей поверхности, и коэффициент трения уменьшается. Теоретически можно представить, что коэффициент трения не меняется, а возникают микроперелёты частиц вообще без сил трения, но практический эффект уменьшения силы трения тот же самый. В любом случае, вибрирующие почвообрабатывающие органы имеют меньшее тяговое сопротивление, чем пассивные. В лабораторных опытах было установлено, что коэффициент трения почвы по стальной поверхности, равный 0.61, при вибрации с частотой 22–24 Гц и амплитудой 2–4 мм уменьшается до 0.50, то есть на 18 % [6]. Применение вибрации при обработке почвы оказывается эффективным, если правильно выбрано направление колебаний. Его выбор зависит от скорости вибрации [7; 8], которая вычисляется по зависимости $V = \omega A$ [9], где A — амплитуда колебаний, ω — циклическая частота.

Колебания должны происходить таким образом, чтобы наблюдались мгновенные отрывы инструмента от почвы с последующим ударом. Тогда почва распадается на мелкие фракции, а их взаимное перемещение облегчается. Скорость вибрации должна превышать скорость движения, если направление колебаний совпадает с направлением движения, иначе микроотрывов не будет [10]. Различают два типа вибрации — принудительную и спонтанную. Принудительная вибрация возникает от действия механизма привода и требует дополнительных затрат энергии. Обычно это высокочастотная вибрация и, как правило, с небольшой амплитудой. У неё высокая скорость, поэтому она эффективна с любым направлением колебаний. Её эффективность проявляется в уменьшении тягового сопротивления орудия. Но затраты энергии на её привод всегда превышают экономию от снижения тягового сопротивления [11], поэтому она невыгодна из экономических соображений.

Спонтанная вибрация рабочего органа возникает от переменного сопротивления почвы при условии пружинистых свойств его стойки. Этот вид вибрации имеет низкую частоту, не превышающую 10 Гц, и увеличенную амплитуду. Но всё равно, несмотря на амплитуду, скорость спонтанной вибрации меньше скорости движения агрегата, и направление колебаний нежелательно ориентировать по направлению движения плуга, как это предлагается в некоторых запатентованных технических решениях [12–14].

На текущий момент практически отсутствуют модели, позволяющие адекватно описывать динамику рабочего органа плуга с учётом вибраций. В данной работе рассматривается математическая модель процесса обработки почвы с использова-

нием вибрации плуга. Рассмотрена простейшая математическая модель, анализ которой даёт понять степень воздействия того или иного процесса обработки почвы.

Для возбуждения вибрации рабочего органа плуга можно использовать различные методы, такие как электромагнитный или гидравлический привод.

1. Уравнение движения рабочего органа плуга

Представим, что плуг является физическим маятником массой m и длиной l , точка закрепления O , а центр тяжести находится в точке C , x — расстояние от точки закрепления до точки центра тяжести (рис. 1).

Уравнение движения может быть получено из формализма Лагранжа. Для физического маятника лагранжиан можно записать в виде $L = T - U$, где T — кинетическая энергия, а U — потенциальная энергия.

Кинетическая энергия маятника складывается из двух составляющих: кинетической энергии поступательного движения центра масс маятника и кинетической энергии его вращения вокруг точки подвеса. Первая составляющая равна: $T_1 = \frac{1}{2}m\dot{h}^2$, где h — расстояние от точки подвеса до центра масс, \dot{h} — его скорость. Вторая составляющая кинетической энергии связана с угловым движением рабочего органа вокруг точки подвеса и определяется выражением $T_2 = \frac{1}{2}m(h^2 + r^2)\dot{\varphi}^2$, где φ — угол отклонения центра масс от вертикали, а $\dot{\varphi}$ — угловая скорость рабочего органа, r — эффективный радиус инерции относительно оси, проходящей через центр тяжести.

Потенциальная энергия рабочего органа связана с высотой его центра масс над точкой подвеса и определяется как $U_1 = mgh(1 - \cos \varphi)$, где g — ускорение свободного падения.

Таким образом, лагранжиан системы может быть записан как

$$L = \frac{1}{2}m\dot{h}^2 + \frac{1}{2}m(h^2 + r^2)\dot{\varphi}^2 - mgh(1 - \cos \varphi).$$

Для получения уравнений движения системы мы можем использовать уравнения Лагранжа:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = 0,$$

где q_i — обобщённые координаты системы. Таким образом, уравнения движения физического маятника из формализма Лагранжа имеют вид

$$\ddot{h} - h\dot{\varphi}^2 + g \cos \varphi = 0, \quad (h^2 + r^2)\ddot{\varphi} + 2mh\dot{h}\dot{\varphi} + mgh \sin \varphi = 0.$$

Для случая малых колебаний можно сделать приближение $\sin \varphi \approx \varphi$, $\cos \varphi \approx 1 - \varphi^2$ и положить $r = \text{const}$, так как расстояние от точки подвеса до центра масс маятника не меняется. Подставляя эти приближения в уравнения движения, получим уравнение

$$m(h^2 + r^2)\ddot{\varphi} + mgh\varphi = 0. \quad (1)$$

Или, разделив уравнение (1) на $m(h^2 + r^2)$, получим классическое уравнение гармонического осциллятора:

$$\ddot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi = 0, \quad \omega_0^2 = \frac{g}{\lambda} = \frac{gh}{h^2 + r^2}.$$

Здесь λ — приведённая длина физического маятника.

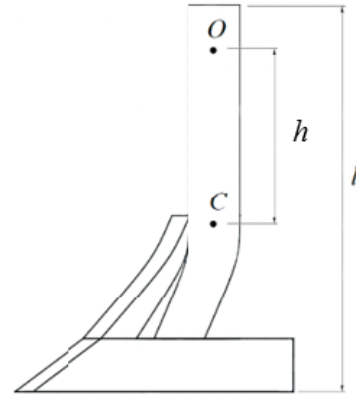


Рис. 1. Схема рабочего органа плуга

2. Влияние пружины на колебания рабочего органа

Теперь рассмотрим процесс вспашки почвы. Рассмотрим схему движения плуга, представленную на рис. 2. Предположим, что глубина вспашки a в процессе движения скорость трактора $V(t)$ изменяется со временем.

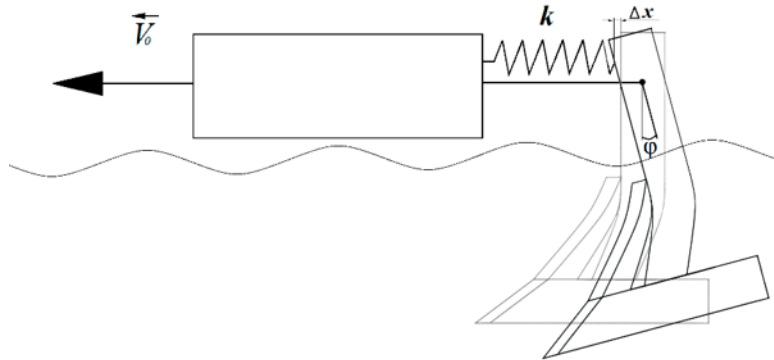


Рис. 2. Схема движения плуга

Рассмотрим сначала собственные колебания в системе как колебания физического маятника. Момент инерции относительно оси, проходящей через точку подвеса, может быть выражен по теореме Штейнера:

$$I = I_0 + mh^2 = m(h^2 + r^2), \quad (2)$$

где I_0 — момент инерции рабочего органа относительно центра тяжести, h — расстояние от точки подвеса до центра тяжести, r — эффективный радиус инерции относительно оси, проходящей через центр тяжести.

Уравнение движения имеет обычный вид:

$$I \frac{d^2\varphi}{dt^2} = - \sum_i M_i,$$

где $\sum_i M_i$ — суммарный момент всех действующих на рабочий орган плуга сил относительно оси вращения. В рассматриваемом случае этот момент обусловлен действием силы тяжести и силы упругости, возникающей при деформации пружины: $\sum_i M_i = M_T + M_y$. Момент, вызванный силой тяжести, зависит от угла отклонения рабочего органа от положения равновесия: $M_T = mgh \cdot \sin \varphi$. Момент, вызванный силой упругости, зависит от деформации пружины Δx , которая связана с углом отклонения следующим образом: $\Delta x = d \cdot \sin \varphi$, где d — расстояние от оси вращения до точки крепления пружины к рабочему органу. Момент упругой силы тогда равен $M_y = kd^2 \cdot \sin \varphi$, и уравнение движения может быть записано в следующем виде:

$$I \frac{d^2\varphi}{dt^2} = - (mgh + kd^2) \sin \varphi.$$

Для малых отклонений уравнение движения может быть сведено к уравнению гармонического осциллятора:

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \frac{(mgh + kd^2)}{m(h^2 + r^2)} \varphi = 0.$$

Частота собственных колебаний в таком случае может быть вычислена следующим образом:

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{(mgh + kd^2)}{m(h^2 + r^2)}} = \sqrt{\frac{(mgh + \frac{kd^2}{h})}{m\lambda}}. \quad (3)$$

Полагая массу рабочего органа $m \approx 200$ кг, приведённую длину рабочего органа плуга $\lambda \approx 0.5$ м, расстояние от точки подвеса до центра тяжести $h \approx 0.4$ м, расстояние от точки подвеса до точки крепления пружины $d \approx 0.05$ м и жёсткость пружины $k \approx 80000$ Н/м, можно оценить частоту собственных колебаний рабочего органа $\omega_0 \approx 5$ рад/с. Изменяя жёсткость пружины, можно подстраивать частоту собственных колебаний рабочего органа плуга. На рис. 3 приведена зависимость частоты собственных колебаний рабочего органа плуга от жёсткости пружины.

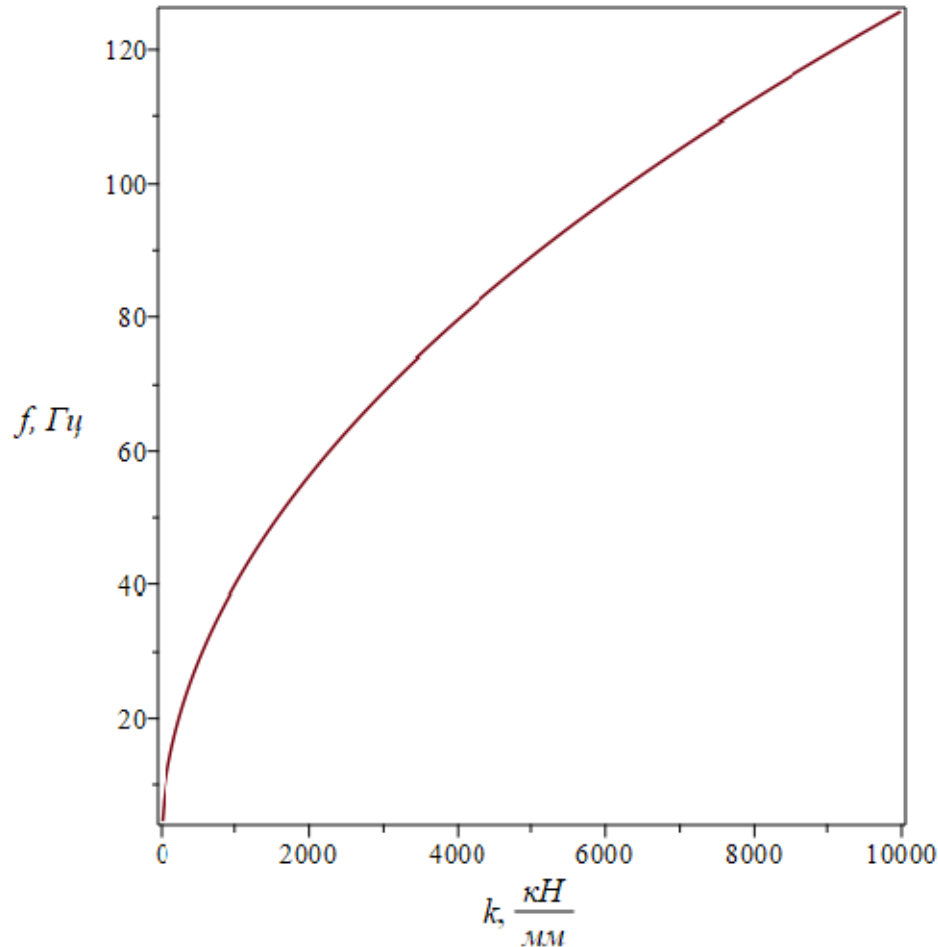


Рис. 3. Зависимость частоты собственных колебаний рабочего органа плуга от жёсткости пружины

3. Учёт сопротивления грунта при вспашке

Учтём теперь сопротивление грунта в процессе вспашки. При рассматриваемом движении на рабочий орган плуга будет создаваться сила сопротивления грунта, которая, с одной стороны, будет выводить его из вертикального положения, а с другой — приводить к диссипации энергии вибраций. Для оценки этой силы воспользуемся рациональной формулой Горячкина, используемой для оценки тягового сопротивления плугов [15]:

$$R_{\text{пл}} = m_{\text{пл}} g f_t + K_n a b n + \varepsilon a b n v^2, \quad (4)$$

где f_t — коэффициент сопротивления протаскиванию, значение коэффициента f_t зависит от типа почв, их агрофона, конструкции плугов и находится в пределах 0,4–1,0. K_n — удельное сопротивление почвы Н/м², a — глубина вспашки, м, b — ширина захвата, м, n — количество корпусов. Величина K_n зависит от типа почв

и степени их освоенности. Для глинистых и дерново-подзолистых почв значение K_n в 2,3–2,6 раза больше, чем для легкосуглинистых и супесчаных. При вспашке после уборки зерновых значение K_n на 10–20 % меньше в сравнении с обработкой травяного пласта. Коэффициент скоростного сопротивления ε зависит от типа почв, геометрических форм рабочих поверхностей плужных корпусов. При скоростях вспашки v до 5 км/ч коэффициент ε незначительно (2–3 %) изменяет общую силу. С увеличением скорости движения до 12 км/ч сопротивление плугов с традиционными корпусами существенно возрастает. Для пахоты на скоростях 12–15 км/ч применяют скоростные рабочие поверхности плужных корпусов, в которых уменьшено значение коэффициента ε .

4. Моделирование колебаний рабочего органа

С учётом приведённых выражений можно составить уравнение движения рабочего органа плуга с учётом влияния почвы:

$$\frac{d^2x(t)}{dt^2} + \alpha + \beta \left(v(t) + \frac{dx(t)}{dt} \right)^2 + \omega_0^2 (X(t) - x(t)) = A \cos(\omega t), \quad (5)$$

где введены следующие обозначения: $\alpha = m_{\text{пл}} g f_t + K_n a b n / I = 0.1\text{--}1.0$ Н/(кг·м²), $\beta = \varepsilon a b n / I = 0.01\text{--}1.0$ Н·с/(кг·м³), I — момент инерции рабочего органа плуга (2), ω_0 — частота собственных колебаний, определённая ранее в уравнении (3) (~ 4.12 рад/с), $x(t)$ — величина деформации пружины, $X(t)$ — координата точки крепления плуга к трактору. Решив уравнение движения, можно будет оценить мощность, затрачиваемую на преодоление силы сопротивления почвы $P(t)$:

$$P(t) = R_{\text{пл}}(t) \frac{dx(t)}{dt}.$$

Для моделирования реалистичной ситуации будем считать, что скорость трактора нарастает до некоторого стационарного значения v_0 следующим образом: $v(t) = v_0 / (1 + \exp(-t))$. Такая зависимость скорости от времени соответствует ситуации, когда трактор начинает ускоряться, постепенно увеличивая тягу (ускорение). Максимальное ускорение соответствует моменту времени $t = 0$. Затем ускорение плавно уменьшается до 0 и трактор движется с постоянной стационарной скоростью v_0 .

Рассмотрим сначала режим стационарного движения трактора $v(t) = v_0$. В таком случае при небольших амплитудах и частотах колебаний динамическое слагаемое в силе сопротивления из уравнения (5) можно представить в виде

$$\beta \left(v(t) + \frac{dx(t)}{dt} \right)^2 \approx \beta v_0^2 + 2\beta v_0 \frac{dx(t)}{dt}. \quad (6)$$

Такое приближение справедливо при выполнении условия $\omega x_{\text{max}} \ll v_0$, что при скорости трактора 5 км/ч выполняется при смещениях порядка нескольких сантиметров для частот до десятков герц. При больших скоростях трактора условие остаётся справедливым для более высоких частот колебаний. В таком случае уравнение (6) преобразуется к виду

$$\frac{d^2x(t)}{dt^2} + 2\beta v_0 \frac{dx(t)}{dt} + \omega_0^2 x(t) = A \cos(\omega t) - \alpha - \beta v_0^2.$$

Представляя отклонение $x(t)$ в виде суммы постоянного отклонения x_0 и изменяющейся части $\Delta x(t)$: $x(t) = x_0 + \Delta x(t)$, можно выделить уравнение для $\Delta x(t)$ и оценить величину x_0 :

$$x_0 = -\frac{\alpha + \beta v_0^2}{\omega_0^2}, \quad \frac{d^2 \Delta x(t)}{dt^2} + 2\beta v_0 \frac{d\Delta x(t)}{dt} + \omega_0^2 \Delta x(t) = A \cos(\omega t). \quad (7)$$

Заметим, что уравнение (7) имеет стандартный для теории колебаний вид уравнения гармонического осциллятора под действием вынуждающей силы [16]. Резонансная частота определяется следующим образом: $\Omega = (\omega_0^2 - 4\beta^2 v_0^2)^{1/2}$. Зависимость амплитуды колебаний от частоты $\Delta x(\omega)$ в таком осцилляторе имеет вид [17]

$$\Delta x(\omega) = \frac{A}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\beta^2 v_0^2 \omega^2}}. \quad (8)$$

В качестве параметров, характеризующих свойства почвы, выберем некоторые характерные значения, попадающие примерно в середину диапазона возможных значений: $\alpha = 0.2 \text{ Н}/(\text{кг}\cdot\text{м}^2)$, $\beta = 0.1 \text{ Н}\cdot\text{с}/(\text{кг}\cdot\text{м}^3)$. На рис. 4 приведена амплитудно-частотная характеристика колебаний при различной скорости движения трактора.

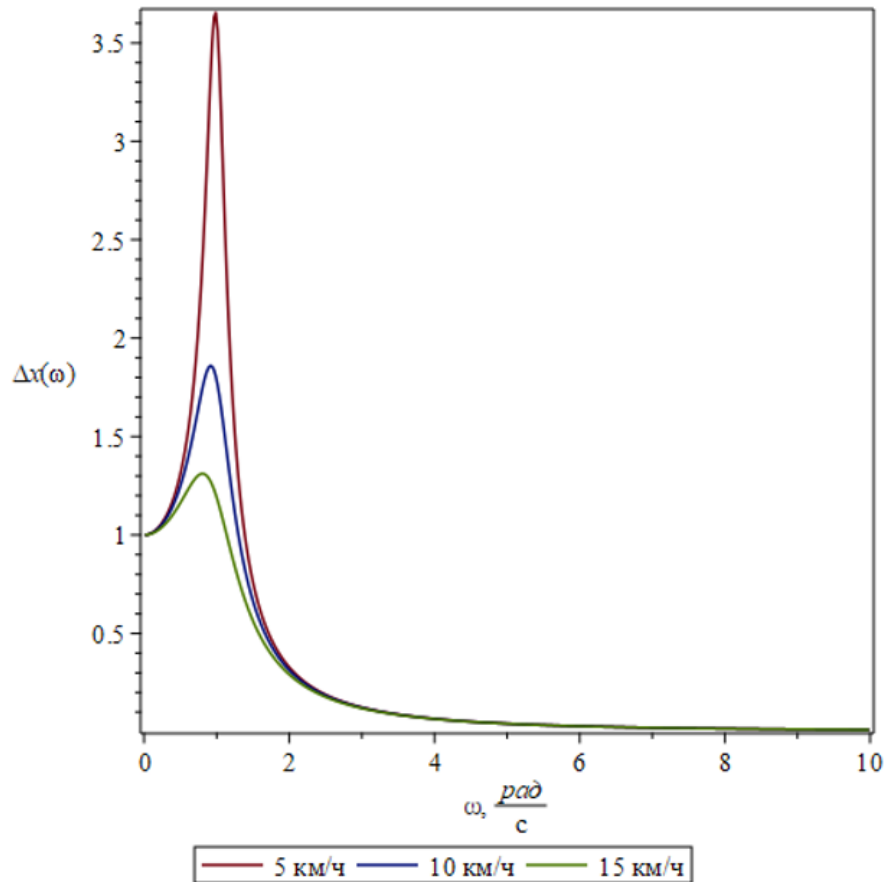


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика колебаний рабочего органа плуга при различной скорости движения трактора

Видно, что увеличение скорости движения трактора приводит к снижению амплитуды колебаний при неизменной амплитуде вынуждающей силы и также к незначительному смещению резонансной частоты в область более низких частот.

Положим частоту вынуждающей силы равной 10 Гц. Результаты временной эволюции отклонения рабочего органа плуга и удельной мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления почвы, приведены на рис. 5.

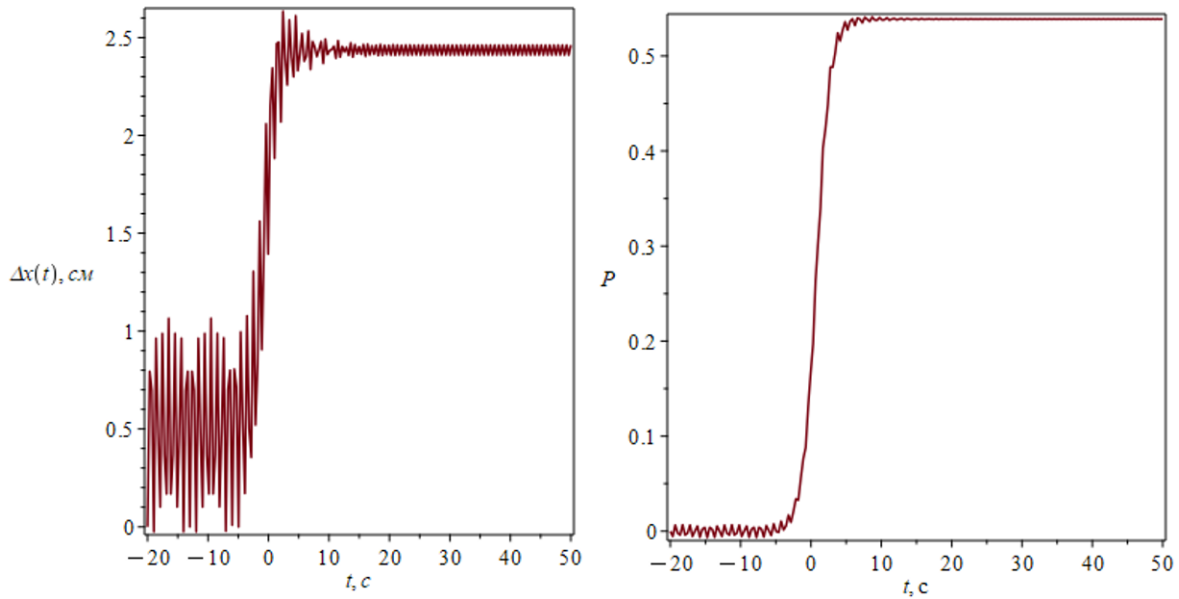


Рис. 5. Зависимость смещения рабочего органа плуга и удельной мощности, затрачиваемой на преодоление сопротивления почвы, от времени при разгоне трактора до скорости 5 км/ч

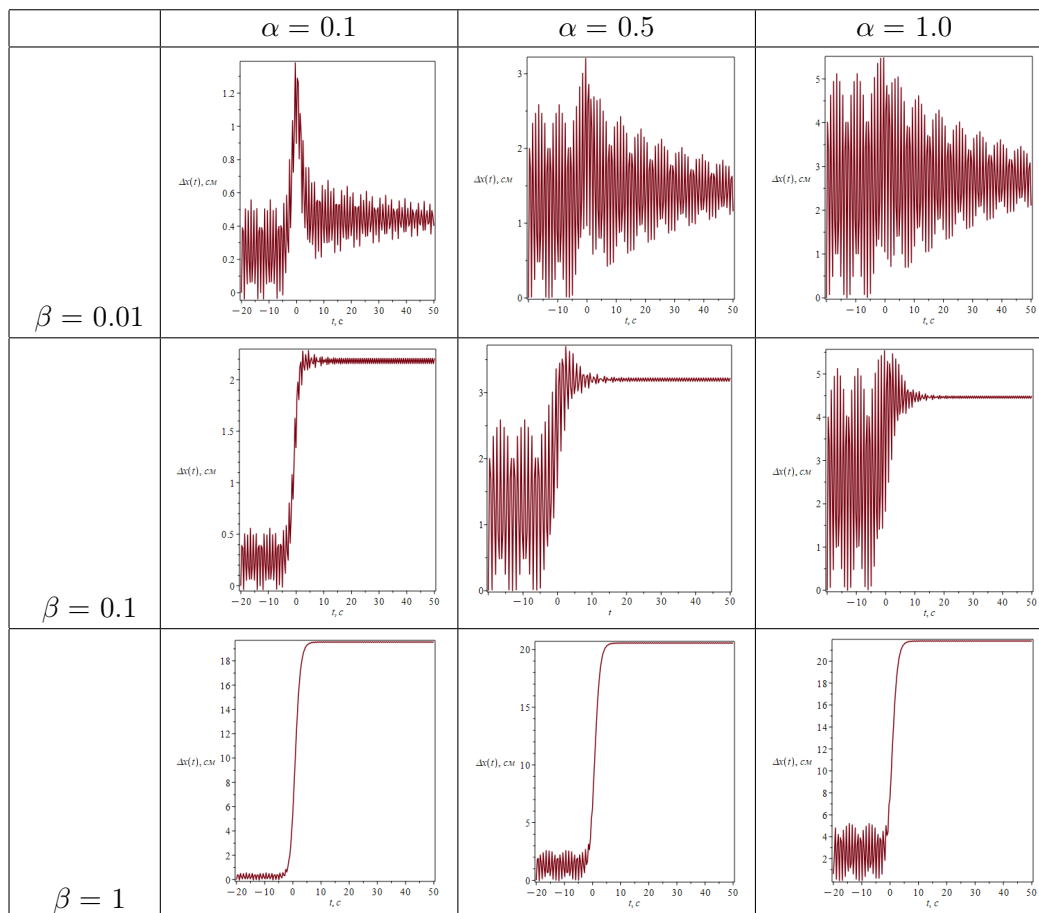
Можно заметить, что при наборе трактором скорости возникает стационарное смещение рабочего органа плуга, согласующееся с формулой (8). Также при наборе скорости происходит уменьшение амплитуды колебаний и выход на стационарный режим с небольшой амплитудой, около нескольких миллиметров. Удельная мощность также выходит на некоторое стационарное значение с течением времени. Исследуем теперь влияние типа почв, геометрии рабочего органа плуга и глубины вспашки. Все эти параметры входят в величины $\alpha = m_{пл}gf_t + K_n abnI$, $\beta = \varepsilon abn/I$ из уравнения (5). Динамика колебаний рабочего органа плуга в зависимости от параметров α и β приведена в таблице.

Из результатов моделирования видно, что увеличение параметра α приводит к росту как стационарного отклонения рабочего органа плуга, так и амплитуды колебаний и удельной мощности. Рост параметра β приводит к уменьшению амплитуды колебаний рабочего органа, однако также существенно увеличивает стационарное отклонение, что нежелательно для соблюдения условий агродопуска, так как большие отклонения рабочего органа плуга от вертикали приводят к существенному уменьшению глубины обработки почвы. Таким образом, оптимальными значениями параметров являются значения $\alpha = 0.1\text{--}0.5 \text{ Н}/(\text{кг}\cdot\text{м}^2)$, $\beta = 0.05\text{--}0.2 \text{ Н}\cdot\text{с}/(\text{кг}\cdot\text{м}^3)$. На практике изменять геометрию рабочего органа плуга, а также глубину обработки почвы во время работы невозможно, поэтому представляет интерес рассмотрение возможности изменять свойства почвы, дополнительно проводя обработку сжатым воздухом, подрыхляя её, снижая сопротивление, как следствие, уменьшая параметры α и β .

Заключение и выводы

В результате проведённых исследований можно выработать ряд рекомендаций для практического внедрения изученных технологий. При применении вибраций для обработки почвы частота вибраций должна быть существенно выше резонансной частоты рабочего органа плуга. В противном случае большая амплитуда колебаний может привести к нарушению условий обработки почвы, непостоянной глубине обработки.

Временные зависимости отклонения рабочего органа плуга от состояния равновесия при различных параметрах почвы



Также обработка почв при помощи вибраций неплохо подходит для достаточно тяжёлых типов почв с не очень большими значениями коэффициента скоростного сопротивления. Увеличение скорости обработки приводит к небольшому снижению резонансной частоты и амплитуды колебаний.

Оптимальный для обработки набор параметров задаётся следующими значениями: $\alpha = (m_{пл}gf_t + K_n abn)/I = 0.1-0.5 \text{ Н}/(\text{кг}\cdot\text{м}^2)$ и $\beta = \varepsilon abn/I = 0.05-0.2 \text{ Н}\cdot\text{с}/(\text{кг}\cdot\text{м}^3)$. Исходя из указанных диапазонов значений, можно подобрать оптимальные параметры рабочих органов плуга в зависимости от общего веса, требуемой глубины обработки и типа почв.

Список литературы

1. Мяло В. В., Мяло О. В., Демчук Е. В и др. Механизация растениеводства : учеб. пособие. Омск : Омский ГАУ, 2016.
2. Твердохлебов С. А., Аветисян О. М., Дуков С. С. Обоснование рациональности использования вибрационного орудия для обработки почвы // Политемат. сетевой электрон. науч. журн. Кубан. гос. аграр. ун-та. 2016. № 123 (09). С. 803–814.
3. Нестяк В. С., Кобяков И. Д., Союнов А. С. Тяговое сопротивление дискового лущильника // Тракторы и сельхозмашины. 2012. Т. 79, № 12. С. 32–33.
4. Кобяков И. Д., Евченко А. В., Чупин П. В., Союнов А. С. Лущильник с шестиугольными дисковыми рабочими органами // Тракторы и сельхозмашины. 2008. Т. 75, № 10. С. 14–16.
5. Кобяков И. Д., Союнов А. С. Оптимизация работы шестиугольного дискового ножа // Механизация и электрификация сел. хоз-ва. 2008. № 7. С. 45–46.

6. **Василенко В. В., Афоничев Д. Н., Василенко С. В., Стуров Д. В.** Влияние вибрации на угол трения почвы по рабочему органу // Лесотех. журн. 2013. № 3. С. 123–126.
7. **Кудзаев А. Б., Хадаев В. А., Цгоев А. Э.** Культиватор. Пат. №2276491 РФ, МПК А01В 35/06, МПК А01В 35/24, МПК А01В 61/04. Заявлено 02.07.2003, опубл. 20.05.2006.
8. **Зазуля А. Н., Балашов А. В., Белогорский В. П., Марнов С. В., Михеев Н. В.** Эффективность использования поворотных плугов для гладкой вспашки почвы // Вестн. Мичурин. гос. аграр. ун-та. 2013. № 1. С. 48–52.
9. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. Производственная вибрация, вибрация в помещениях жилых и общественных зданий. Санитарные нормы. М. : Информ.-издат. центр Минздрава России, 1997.
10. **Федоренко И. Я.** Теория взаимодействия вибрационных рабочих органов с почвой // Тракторы и сельхозмашины. 2016. № 3. С. 15–19.
11. **Мяло В. В., Мазуров В. В.** Энергосберегающие технологии при обработке почвы // Вестн. Омск. гос. аграр. ун-та. 2016. № 3 (23). С. 242–246.
12. **Дегтярёв А. Г.** Корпус плуга. А.с. 385543 СССР, МКИ А01В 11/00, А01В 15/00. Заявлено 25.05.1970, опубл. 14.06.1973. Бюл. № 26.
13. **Дзитцоев А. П., Калагова Р. В., Кудзаев А. Б., Хадаев В. А., Цгоев А. Э.** Культиваторная секция. Пат. №2315456 РФ, МПК А01В 35/12, МПК А01В 35/20. Заявлено 29.05.2006, опубл. 27.01.2008.
14. **Кудзаев А. Б., Хадаев В. А., Цгоев А. Э.** Культиватор. Пат. №2275775 РФ, МПК А01В 35/06, МПК А01В 35/12, МПК А01В 35/24, МПК А01В 61/04. Заявлено 01.10.2003, опубл. 10.05.2006.
15. **Горячкин В. П.** Собрание сочинений. Т. 2. М. : Колос, 1965.
16. **Паршаков А. Н.** Физика колебаний : учеб. пособие. Пермь : ПНИПУ, 2010.
17. **Рабинович М. И., Трубецков Д. И.** Введение в теорию колебаний и волн. М. : Наука, 1984.

Поступила в редакцию 11.07.2023.

После переработки 24.08.2023.

Сведения об авторах

Ялалетдинов Альберт Раисович, генеральный директор ООО «Челябинский компрессорный завод», Челябинск, Россия.

Рахимов Ильдар Раисович, доктор технических наук, старший научный сотрудник Института агроинженерии, Южно-Уральский государственный аграрный университет; руководитель ООО «ЧКЗ-Агро» Челябинск, Россия.

Куликова Анастасия Павловна, аспирант, Южно-Уральский государственный аграрный университет, Челябинск, Россия.

Бычков Игорь Валерьевич, доктор физико-математических наук, профессор, профессор кафедры радиофизики и электроники, Челябинский государственный университет, Челябинск, Россия; e-mail: bychkov@csu.ru.

Кузьмин Дмитрий Александрович, доктор физико-математических наук, доцент кафедры радиофизики и электроники, Челябинский государственный университет, Челябинск, Россия; e-mail: kuzminda@csu.ru.

Ялалетдинов Денис Альбертович, аспирант, Южно-Уральский государственный аграрный университет, Челябинск, Россия.

Усик Максим Олегович, аспирант, Челябинский государственный университет, Челябинск, Россия.

Толкачев Валентин Андреевич, старший преподаватель кафедры радиофизики и электроники, Челябинский государственный университет, Челябинск, Россия.

DYNAMICS OF THE PLOW'S WORKING BODY UNDER THE ACTION OF VIBRATIONS

**A.R. Yalaletdinov¹, I.R. Rahimov^{1,2}, A.P. Kulikova², I.V. Bychkov^{3,a},
D.A. Kuzmin³, D.A. Yalaletdinov², M.O. Usik³, V.A. Tolkachev³**

¹*LLC "Chelyabinsk Compressor Plant", Chelyabinsk, Russia*

²*South Ural State Agrarian University, Chelyabinsk, Russia*

³*Chelyabinsk State University, Chelyabinsk, Russia*

^a*bychkov@csu.ru*

The paper proposes a mathematical model for describing the movement of the working body of the plow, taking into account the vibration effect. The model is used to simulate the movement of the working body of the plow with an uneven speed of the traction unit. It was found that when accelerating, a stationary displacement of the working body of the plow occurs, as well as a decrease in the amplitude of oscillations and an exit to a stationary mode with a small amplitude of several millimeters. The specific power also reaches a stationary value over time. The parameters of steady oscillations depend on the stationary value of the speed of movement and the properties of the soil.

Keywords: *modeling of physical processes, tillage, vibrations.*

References

1. **Myalo V.V., Myalo O.V., Demchuk E.V. et al.** *Mekhanizatsiya rasteniyevodstva* [Mechanization of crop production]. Omsk, Omsk State Agrarian University, 2016. (In Russ.).
2. **Tverdokhlebov S.A., Avetisyan O.M., Dukov S.S.** Obosnovaniye ratsional'nosti ispol'zovaniya vibratsionnogo orudiya dlya obrabotki pochvy [Justification of the rationality of using a vibrating tool for tillage]. *Politematicheskii setevoy elektronnyy nauchnyy zhurnal Kubanskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta* [Polythematic network electronic scientific journal of Kuban State Agrarian University], 2016, no. 123, pp. 803–814. (In Russ.).
3. **Nestyak V.S., Kobayakov I.D., Soyunov A.S.** Tyagovoe soprotivleniye diskovogo luschil'nika [Traction resistance of the disc husker]. *Traktory i sel'khoz mashiny* [Tractors and agricultural machines], 2012, no. 12, pp. 32–33. (In Russ.).
4. **Kobayakov I.D., Evchenko A.V., Chupin P.V., Soyunov A.S.** Lushchil'nik s shestiyugol'nymi diskovymi rabochimi organami [Husker with hexagonal disk working bodies]. *Traktory i sel'khoz mashiny* [Tractors and agricultural machines], 2008, no. 10, pp. 14–16. (In Russ.).
5. **Kobayakov I.D., Soyunov A.S.** Optimizatsiya raboty shestiyugol'nogo diskovogo nozha [Optimization of the work of a hexagonal disk drive]. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva* [Mechanization and electrification of agriculture], 2008, no. 7, pp. 45–46. (In Russ.).
6. **Vasilenko V.V., Afonichev D.N., Vasilenko S.V., Sturov D.V.** Vliyaniye vibratsii na ugol treniya pochvy po rabochemu organu [The effect of vibration on the angle of friction of the soil on the working body]. *Lesotekhnicheskii zhurnal* [Forestry journal], 2013, no. 3, pp. 123–126. (In Russ.).
7. **Kudzaev A.B., Hadaev V.A., Tsgoev A.E.** *Kul'tivator* [Cultivator]. Patent no. 2276491 RF, MPK A01B 35/06, MPK A01B 35/24, MPK A01B 61/04. Declared 02.07.2003, published 20.05.2006. (In Russ.).

8. **Zazulya A.N., Balashov A.V., Belogorskiy V.P., Marnov S.V., Mikheev N.V.** Effektivnost' ispol'zovaniya povorotnykh plugov dlya gladkoy vspashki pochvy [The efficiency of using rotary plows for smooth plowing of the soil]. *Vestnik Michurinskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta* [Bulletin of Michurinsk State Agrarian University], 2013, no. 1, pp. 48–52. (In Russ.).
9. СН 2.2.4/2.1.8.566-96. *Proizvodstvennaya vibratsiya, vibratsiya v pomeshcheniyakh zhilykh i obshchestvennykh zdaniy. Sanitarnye normy* [Industrial vibration, vibration in the premises of residential and public buildings. Sanitary standards]. Moscow, Information and Publishing Center of the Ministry of Healthcare of Russia, 1997. (In Russ.).
10. **Fedorenko I.Ya.** Teoriya vzaimodeystviya vibratsionnykh rabochikh organov s pochvoy [Theory of interaction of vibrational working organs with soil]. *Traktory i sel'khoz mashiny* [Tractors and agricultural machines], 2016, no. 3, pp. 15–19. (In Russ.).
11. **Myalo V.V., Mazurov V.V.** Energosberegayushchiye tekhnologii pri obrabotke pochvy [Energy-saving technologies in soil processing]. *Vestnik Omskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta*, 2016, no. 3 (23), pp. 242–246. (In Russ.).
12. **Degtyarev A.G.** *Korpus pluga* [Plow body]. A.s. 385543 SSSR, MKI A01V 11/00, A01V 15/00. Declared 25.05.1970, published 14.06.1973. Bulletin no. 26. (In Russ.).
13. **Dzitsoev A.P., Kalagova R.V., Kudzaev A.B., Khadaev V.A., Tsgoev A.E.** *Kul'tivatornaya sektsiya* [Cultivator section]. Patent no. 2315456 RF, MPK A01B 35/12, MPK A01B 35/20. Declared 29.05.2006, published 27.01.2008. (In Russ.).
14. **Kudzaev A.B., Khadaev V.A., Tsgoev A.E.** *Kul'tivator* [Cultivator]. Patent no. 22275775 RF, MPK A01B 35/06, MPK A01B 35/12, MPK A01B 35/24, MPK A01B 61/04. Declared 01.10.2003, published 10.05.2006. (In Russ.).
15. **Goryachkin V.P.** *Sobraniye sochineniy* [Collected works]. Vol. 2. Moscow, Kolos Publ., 1965. (In Russ.).
16. **Parshakov A.N.** *Fizika kolebaniy* [Physics of vibrations]. Perm', Perm' National Research Politechnical University, 2010. (In Russ.).
17. **Rabinovich M.I., Trubetskov D.I.** *Vvedeniye v teoriyu kolebaniy i voln* [Introduction to the theory of vibrations and waves]. Moscow, Nauka Publ., 1984. (In Russ.).

Article received 11.07.2023.

Corrections received 24.08.2023.