УДК 631.17+621.891

Теория взаимодействия вибрационных рабочих органов с почвой

Theory of interaction between vibratory tillage tools and soil

И. Я. ФЕДОРЕНКО, д-р техн. наук

Алтайский государственный аграрный университет, Барнаул, Россия, ijfedorenko@mail.ru

I. Ya. FEDORENKO, DSc in Engineering

Altai State Agrarian University, Barnaul, Russia, ijfedorenko@mail.ru

Статья посвящена математическому моделированию взаимодействия вибрационных рабочих органов с почвой. Большинство исследований по использованию вибраций в процессах обработки почвы дает противоречивые результаты в том, что касается их технологической и энергетической эффективности. Проблема математического описания взаимодействия вибрационных рабочих органов с почвой весьма сложна и обусловлена в первую очередь разнообразием физико-механических свойств объекта обработки. В статье изучаются чисто механические эффекты вибраций применительно к процессам обработки почвы. Цель исследования — выявить закономерности, характеризующие воздействие вибраций на почву, раскрыть механизм преобразования сопротивления вибрационных рабочих органов к вязкому типу трения. Анализ сопротивления вибрационных рабочих органов проведен на основе анализа рациональной формулы академика В. П. Горячкина. Почва была идеализирована в виде вязкопластичной среды. Рассматривался случай синусоидальных колебаний рабочего органа дополнительно к его поступательному движению. Проанализировано действие вибраций на все три составляющие сопротивления почвообрабатывающих орудий: трения, деформации, инерции. Использованы методы дифференциального и интегрального исчисления. Показано, что под действием вибраций изменяются все составляющие сопротивления почвы, причем эффект может быть как положительным, так и отрицательным. Снижение сопротивления возможно в случае, когда амплитуда вибрационной скорости рабочего органа превосходит его поступательную скорость. Соответственно, могут быть уменьшены и затраты энергии со стороны тягового механизма трактора. Однако общие затраты энергии, включая энергозатраты вибровозбудителя, не уменьшаются в сравнении с работой обычных рабочих органов. Эти теоретические результаты подтверждаются экспериментальными исследованиями А. А. Дубровского. Линеаризация тягового сопротивления вибрационных рабочих органов (его зависимость от поступательной скорости) в статье объясняется на основе общих законов механики без привлечения гипотез о физическом изменении свойств почвы.

Ключевые слова: почва; вибрационные рабочие органы; сопротивление почвообрабатывающих орудий.

The study deals with mathematical simulation of the interaction between vibratory tillage tools and soil. Most studies on the use of vibrations in tillage processes give conflicting results about their technological and energy efficiency. The issue of mathematical description of the interaction between vibratory tillage tools and soil is quite complicated and primarily determined by a variety of physical and mechanical properties of the object of tillage. This paper studies purely mechanical effects of vibrations as applied to tillage processes. The research goal is to reveal the patterns that characterize the vibration effects on the soil, and to determine the mechanism of the conversion of the resistance of vibratory tillage tools to a viscous type of friction. The analysis of the resistance of vibratory tillage tools is carried out based on the analysis of the rational equation by academician V. P. Goryachkin. The soil is idealized as a viscous and plastic medium. The case of sinusoidal variations of a tillage tool in addition to its translational motion is investigated. The effect of vibrations on all three resistance components of tillage tool (friction, deformation and inertia) is analyzed. The methods of differential and integral calculus are used. It is shown that all the components of the soil resistance change under the effect of vibrations; the effect may be both positive and negative. Resistance reduction is possible in the case when the amplitude of the vibration velocity of tillage tool exceeds its translational velocity. Respectively, the power consumption of tractor traction mechanism may also be reduced. However, the overall power consumption, including the power consumption of the vibration exciter, is not reduced as compared to the operation of conventional tillage tools. These theoretical results are proved by the experimental studies of A. A. Dubrovskiy. The linearization of the traction resistance of the vibratory tillage tools (its dependence on the translational velocity) is explained in this study based on the general laws of mechanics, without using hypotheses on physical change of soil properties.

Keywords: soil; vibratory tillage tools; resistance of tillage equipment.

Введение

История попыток использования вибраций в почвообрабатывающих машинах насчитывает несколько десятков лет. Большинство этих исследований дают противоречивые результаты и не позволяют в настоящее время однозначно утверждать о технологической или энергетической эффективности вибраций в процессах обработки почвы. Исключение составляют лишь автоколебательные рабочие органы, используемые в серийно выпускаемых боронах и культиваторах. В связи с этим возникает закономерный вопрос о принципиальной возможности улучшить процессы обработки почвы с помощью вынужденных колебаний.

Проблема математического описания взаимодействия вибрационных рабочих органов с почвой весьма сложна и обусловлена в первую очередь разнообразием физико-механических свойств объекта обработки. Данная проблема может быть условно разделена на две составляющие. Первая из них связана с изучением чисто механических эффектов вибраций, которые возникают при осуществлении различных технологических процессов, в т.ч. и при обработке почвы, но не приводят к реальным изменениям технологических свойств почвы. Другая часть предполагает отыскание зависимостей и эффектов вибраций, проявляющихся только при обработке почвы в силу ее специфических свойств.

В данной статье предпринята попытка максимально углубиться в первую часть проблемы, изучив чисто механическое действие вибраций. Показано, что на основе такого подхода объясняются многие экспериментально

выявленные закономерности вибраций. В исследовании использован опыт моделирования вибрационных процессов в смежных областях науки [1].

Цель исследования

Цель исследования — выявить закономерности, характеризующие чисто механическое действие вибраций на почву, раскрыть механизм преобразования сопротивления вибрационных рабочих органов к вязкому типу трения.

Материалы и методы

Сопротивление большинства почвообрабатывающих орудий может быть рассчитано на основе рациональной формулы В. П. Горячкина:

$$P(V) = fG + kab + \varepsilon abV^2, \quad (1)$$

где P — сила тяги трактора или общее сопротивление почвообрабатывающей машины; G — вес машины; f — коэффициент трения рабочих органов о почву; a, b — глубина обработки почвы и ширина пласта; k — удельное сопротивление почвы резанию; V — рабочая скорость; ε — коэффициент пропорциональности.

Таким образом, согласно этой формуле почва сопротивляется обработке вследствие трения (первый член формулы), деформации (второй член) и инерции (третий член).

В. П. Горячкин полагал, что третий член его формулы обусловлен отбрасыванием почвы в сторону. Более поздние исследования позволили установить, что первый и второй члены также в некоторой степени зависят от скорости орудия [2]. Будем считать, что первый и второй члены представлены некоторыми средними величинами, а третий член аккумулирует все зависимости от скорости, в т.ч. вязкие свойства почвы.

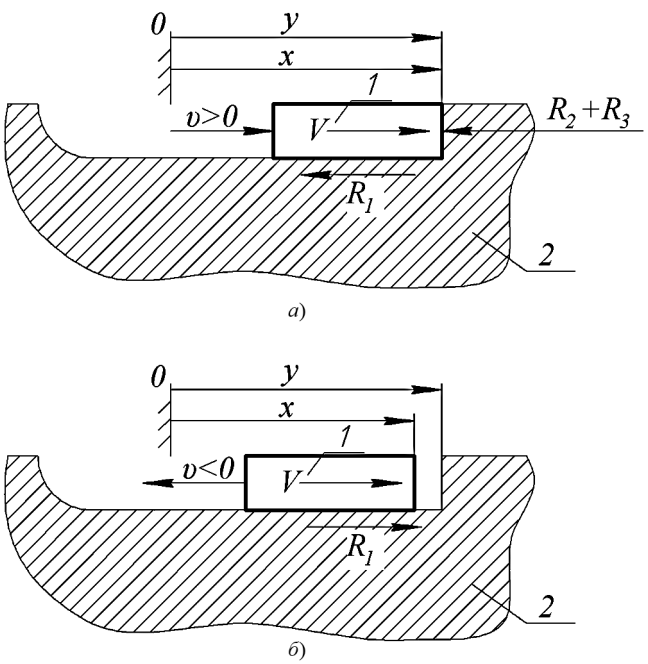


Рис. 1. Схема, поясняющая взаимодействие рабочего органа с почвой:

а — при деформировании почвы; *б* — при отходе рабочего органа назад

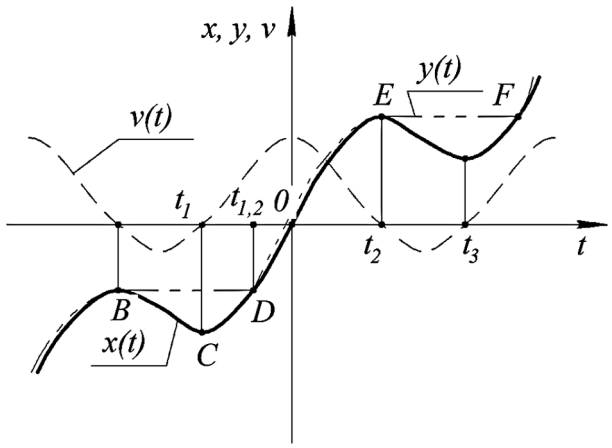


Рис. 2. Совмещенный график перемещения $x(t)$ и скорости $v(t)$ рабочего органа, а также кривая перемещения почвы $y(t)$ для $V/(A\omega) = 0{,}5$

Адаптируем формулу (1) для случая, когда рабочий орган помимо основного движения со скоростью V совершает продольные колебательные движения с амплитудой A и угловой частотой ω.

В этом случае полная скорость v рабочего органа определяется формулой:

$$v = V + A\omega\cos\omega t, \quad (2)$$

причем предполагается, что $A\omega > V$.

В соответствии с последним условием, рабочий орган будет перемещаться относительно почвы не только вперед в направлении технологически необходимого движения, но и назад. Это положение проиллюстрировано на рис. 1, где рабочий орган изображен в виде деформатора *1* простой формы, взаимодействующего с почвой *2*. Технологически требуемое перемещение со скоростью V направлено вправо.

Формула В. П. Горячкина не дает полной информации о виде деформации почвы. Если для движения с постоянной скоростью это не обязательно при расчетах сопротивления, то для вибрационных рабочих органов это весьма существенно.

Идеализируем почву в виде вязкопластичной среды. Это означает, что при отходе рабочего органа назад (см. рис. 1, *б*) его лобовина теряет контакт с почвой.

То же самое иллюстрирует рис. 2, где представлен совмещенный график скорости $v(t)$ и перемещения $x(t)$ лобовины рабочего органа, а также перемещения $y(t)$ среза почвы, контактирующей с лобовиной рабочего органа.

Видно, что при $V/(A\omega) < 1$ рабочий орган совершает движения не только вперед (например за время $t_1...t_2$), но и назад (например в промежуток времени $t_2...t_3$). Сами моменты времени t_1, t_2 и t_3 соответствуют остановкам рабочего органа, поскольку $v = 0$.

Найдем моменты остановки рабочего органа:

$$v = V + A\omega\cos\omega t = 0;$$

$$t_1 = -\frac{1}{\omega}\arccos\left(-\frac{V}{A\omega}\right);$$

$$t_2 = \frac{1}{\omega}\arccos\left(-\frac{V}{A\omega}\right);$$

$$t_3 = -\frac{1}{\omega}\arccos\left(-\frac{V}{A\omega}\right) + \frac{2\pi}{\omega}.$$

Кривая $y(t)$ движения почвы перед лобовиной рабочего органа (штрихпунктирная линия на рис. 2) не совсем соответствует кривой движения рабочего органа. Есть участки по времени (один из них обозначен на рис. 2 отрезком BD), где лобовина рабочего органа при его отходе назад отрывается от почвы. Почва же в этом случае остается неподвижной.

Введем обозначения для формулы В. П. Горячкина:

$$\bar{R}_1 = fG;$$

$$\bar{R}_2 = kab;$$

$$\bar{R}_3 = \varepsilon ab v^2.$$

Для вибрационных рабочих органов выражение (1) представим в виде:

$$P = R_1 + R_2 + R_3,$$

где $R_1 = \bar{R}_1 \operatorname{sign} v$;

$$R_2 = \begin{cases} \bar{R}_2 \text{ при } x = y;\ v > 0; \\ 0 \text{ при } x < y; \end{cases}$$

$$R_3 = \begin{cases} \bar{R}_3 \text{ при } x = y;\ v > 0; \\ 0 \text{ при } x < y. \end{cases}$$

При этом движение границы почвы, контактирующей с рабочим органом, происходит только при $x = y$ и $\dot{x} > 0$, поэтому уравнение движения этой границы будет следующим:

$$\dot{y} = \begin{cases} 0 \text{ при } x < y \text{ или } x = y;\ \dot{x} < 0; \\ \dot{x} \text{ при } x = y;\ \dot{x} > 0. \end{cases}$$

Усредним за период колебаний составляющие R_1, R_2 и R_3.

Сила R_1 представляет собой кулонову силу сухого трения. Из рис. 3 видно, что в промежутке времени $(t_2 - t_1)$ рабочий орган скользит относительно почвы вперед, в промежутке времени $(t_3 - t_2)$ — назад. Сила трения при этом меняет знак, поэтому ее среднее значение за период колебаний будет меньше R_1 [3, 4]:

$$\langle R_1 \rangle = \bar{R}_1 \frac{2}{\pi}\arcsin\frac{V}{A\omega},$$

где знак $\langle ... \rangle$ означает усреднение за период колебаний.

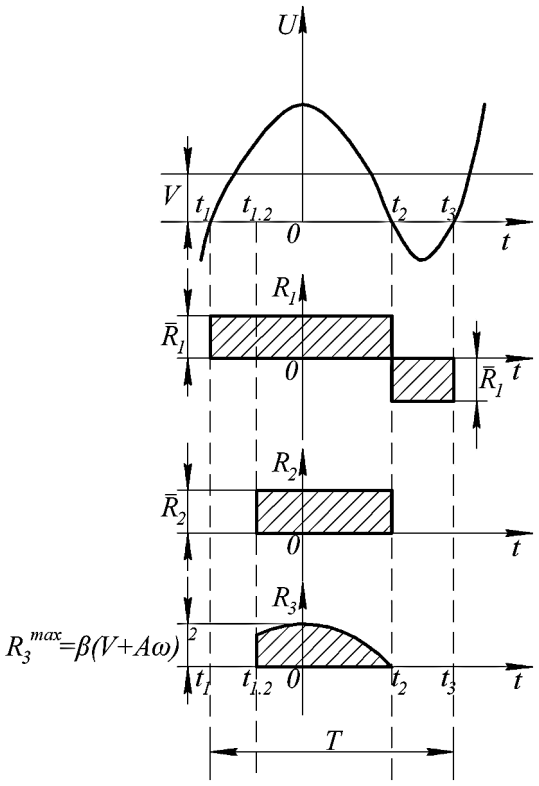


Рис. 3. Изменение составляющих сопротивления почвы R_1, R_2 и R_3 за период колебаний T

Сопоставление этой составляющей сопротивления при вибрациях и без них дает результат:

$$\frac{\langle R_1 \rangle}{\bar{R}} = \frac{2}{\pi}\arcsin\frac{V}{A\omega}.$$

Как видно, при вибрациях эта составляющая сопротивления зависит от скорости V (признак вязкого трения) и может быть существенно снижена (рис. 4, *а*).

В связи с инерционностью машинно-тракторного агрегата тяговый механизм трактора будет воспринимать именно осредненную нагрузку. Это касается всех составляющих тягового сопротивления орудия, а не только $\bar{R}_1$.

Среднее за период колебаний сопротивление R_2 подсчитаем следующим образом:

$$\langle R_2 \rangle = \frac{1}{T}[\bar{R}_2(t_2 - t_{1,2})] = \frac{\omega}{2\pi}[\bar{R}_2(t_2 - t_{1,2})].$$

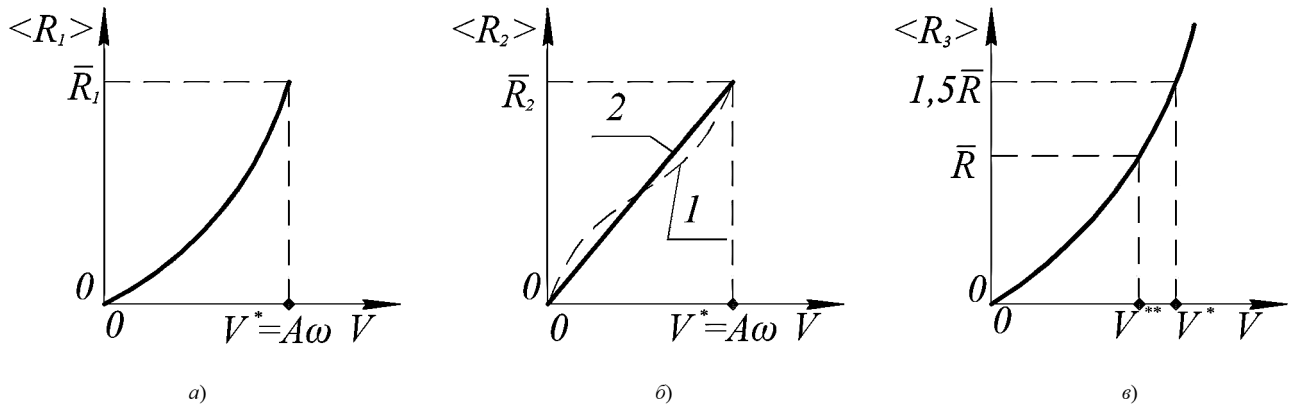
Последующие вычисления дают результат:

$$\langle R_2 \rangle \approx \bar{R}_2 \frac{V}{A\omega}.$$

Таким образом, составляющая $\bar{R}_2$ также стала зависеть от скорости V, т. е. по отношению к медленной скорости V произошла линеаризация этой силы (см. рис. 4).

Соответствующее относительное снижение второй составляющей определяется выражением:

$$\frac{\langle R_2 \rangle}{\bar{R}_2} \approx \frac{V}{A\omega}.$$



а) *б*) *в*)

Рис. 4. Графики, иллюстрирующие снижение и линеаризацию составляющих формулы В. П. Горячкина, — реальная *1* и приближенная *2* зависимости $\langle R_2 \rangle$ от V

Перейдем к подсчету среднего за период значения R_3:

$$\langle R_3 \rangle = \frac{1}{T}\int_{t_{1,2}}^{t_2} \beta v^2 = \frac{\omega\beta}{2\pi}\int_{t_{1,2}}^{t_2} (V + A\omega\cos\omega t)^2 dt,$$

где $\beta = \varepsilon ab$.

Вычисление определенного интеграла I данного выражения приводит к зависимости:

$$\langle R_3 \rangle = \frac{\beta}{4}\frac{\omega}{2\pi}\left\{\frac{4\pi}{\omega}\frac{V}{A\omega}(2V^2 + A^2\omega^2) + 8AV(\sin\omega t_2 - \right.$$

$$\left. - \sin\omega t_{1,2}) + A^2\omega[\sin(2\omega t_2) - \sin(2\omega t_{1,2})]\right\}.$$

При значениях $V/(A\omega)$, равных 0 или 1, члены с тригонометрическими функциями обращаются в нуль, поэтому имеем:

1) $\langle R_3 \rangle = 0$ при $V/(A\omega) = 0$;

2) $\langle R_3 \rangle = \frac{\beta}{2}(2V^2 + A^2\omega^2) = \frac{3}{2}\beta V^2$ при $V/(A\omega) = 1$.

Следовательно, для этой составляющей сопротивления зависимость от скорости V остается, однако при больших значениях показателя $V/(A\omega)$ вибрации дают увеличение сопротивления в сравнении с безвибрационными движениями рабочего органа. В частности, при $V/(A\omega) = 1$ имеет место увеличение сопротивления в 1,5 раза (см. рис. 4, *в*). Снижение этого сопротивления возможно лишь при некотором уменьшении скорости до значения $V^{**} < A\omega$. Соответствующее значение $V^{**}/(A\omega)$ составляет примерно 0,75.

Результаты и их обсуждение

Таким образом, можно утверждать, что при $V/(A\omega) < 0{,}75$ вибрации уменьшают все три составляющие формулы В. П. Горячкина. Однако общее снижение сопротивления может наблюдаться и при больших значениях $V/(A\omega)$ из промежутка $0{,}75 < V/(A\omega) < 1$. Дело в том, что сопротивления R_1 и R_2 в сумме общего сопротивления составляют около 70 % [2]. Они начинают снижаться при $V/(A\omega) < 1$, и если это снижение в сумме превосходит увеличение третьего слагаемого, то общий эффект снижения сопротивления будет положительным. Может быть и отрицательный эффект, когда при $V/(A\omega) > 1$ общее сопротивление за счет третьей составляющей увеличивается.

Снижение сопротивления вибрационных рабочих органов и его зависимость от скорости часто истолковывают как проявление почвой (под действием вибраций) свойств вязкой жидкости, т. е. почва становится якобы вибровязкой. Это явление может быть обусловлено чисто механическим эффектом вибраций, который нужно рассматривать по отношению к медленному движению со скоростью V. В отношении суммарного движения со скоростью v свойства почвы никак не изменяются. Преодоление части сопротивлений берет на себя вибровозбудитель, соответственно, сопротивление, приходящееся на тяговый механизм трактора, уменьшается.

Общий вывод таков: с помощью вибраций рабочих органов возможно снижение сопротивления почвообрабатывающих машин, преодолеваемого тяговым механизмом трактора. Соответственно, уменьшаются и затраты энергии со стороны тягового механизма трактора. Однако не следует забывать, что на работу вибровозбудителя также затрачивается энергия, которая передается через вал отбора мощности или гидросистему трактора. Общие затраты энергии на обработку почвы по данной теории не могут быть снижены с помощью вибраций.

Возьмем, например, составляющую $\bar{R}_1$ — силу сухого трения. При вибрациях имеют место скольжения рабочего органа относительно почвы не только вперед, как при обычной обработке, но и назад. Следовательно, путь силы трения существенно увеличивается, а это ведет к повышению энергозатрат [4].

Путь силы $\bar{R}_2$ при вибрациях рабочего органа не изменяется, поэтому энергозатраты остаются прежними.

Наконец, третья составляющая $R_3(v)$ зависит от квадрата скорости. Поскольку при вибрациях суммарная скорость v при прямом ходе увеличивается ($v > V$), то увеличиваются и затраты энергии.

Налицо, казалось бы, парадокс: усилия уменьшаются, а затраты энергии возрастают. Однако, как было показано, это объясняется простыми законами механики.

А. А. Дубровский приводит на основе анализа большого количества исследований следующие экспериментальные результаты [5]:

1) зависимость тягового усилия — монотонно возрастающая функция от $V/(A\omega)$, при этом эффект вибрации с повышением скорости неизменно уменьшается и может стать даже отрицательным;

2) снижения тягового усилия не наблюдается при $V/(A\omega) \geq 1$;

3) работа почвообрабатывающего орудия, несмотря на снижение тяговой мощности, зачастую оказывается энергетически невыгодной.

Все эти экспериментальные факты были объяснены с помощью изложенной выше теории.

Применение вибраций в современных почвообрабатывающих машинах затруднено в связи с высокими поступательными скоростями (более 6—7 км/ч [6]). Это диктует необходимость поддержания высоких параметров A и ω вынужденных колебаний, что технически трудно (а порой и невозможно) осуществить.

Тем не менее в целом эта идея плодотворна для машин, работающих на малых рабочих скоростях. При вибрационных рабочих органах мощность двигателя трактора реализуется не только через тяговый механизм, но и через вал отбора мощности или гидросистему трактора. На некоторых типах почв возможно не просто механическое преобразование, а реальное снижение под действием вибраций их характеристик. В этом случае можно надеяться на общее снижение энергозатрат при обработке почвы. Не будем также забывать об автоколебательных рабочих органах почвообрабатывающих машин, которые не имеют вибропривода, но реализуют большие размахи колебаний рабочего органа.

Известны примеры успешного применения колебаний в тихоходных машинах в смежных отраслях. Сегодня в нашей стране и за рубежом серийно выпускаются вибрационные плуги для ландшафтного дизайна, различные кабеле- и трубоукладчики с прорезанием щелей вибролезвием. Скорость таких машин невелика, например для кабелеукладчика RKP210 она составляет 1—1,5 км/ч (0,288—0,417 м/с). Эта машина оснащена двухвальным дебалансным вибровозбудителем с гидравлическим приводом. Частота колебаний составляет 16—33 Гц (100—207 $с^{-1}$), максимальный размах колебаний рабочего органа достигает 25 мм (A = 0,0125 м). Для самого неблагоприятного случая (V = 0,417 м/с; ω = 100 $с^{-1}$; A = 0,0125 м) соотношение поступательной и вибрационной скоростей составит 0,33. Очевидно, что при таком показателе $V/(A\omega)$ всегда будет наблюдаться снижение сопротивления ножа (по факту 30—60 %) и облегчение работы тягового механизма трактора.

Заключение

На основе изложенного подхода, заключающегося в идеализации почвы в виде вязкопластичной среды и учете только чисто механических эффектов вибраций, можно сделать следующие выводы.

1. Изложенная теория объясняет большинство известных фактов и закономерностей, полученных при испытаниях вибрационных орудий.

2. Снижение сопротивления вибрационных рабочих органов возможно лишь при обеспечении соотношения поступательной V и вибрационной $A\omega$ скоростей $V/(A\omega) < 1$.

3. Снижения энергетических затрат можно добиться лишь в отношении тягового механизма трактора. Общие же затраты (с учетом работы вибропривода) не могут быть уменьшены посредством приложения вибраций.

4. Вынужденные колебания имеет смысл применять для тихоходных почвообрабатывающих машин, рабочие скорости которых не превышают 2—3 км/ч. Автоколебательные рабочие органы реализуют большие амплитуды колебаний, поэтому их использование предпочтительнее.

5. Для отдельных типов почв возможно, в дополнение к изложенному механизму действия вибраций, реальное изменение технологических свойств почвы (предположительно выжимание влаги и ее аккумулирование на рабочих поверхностях рабочих органов, дополнительное разрушение уплотненного ядра перед клином, изменение механизма образования сколов (стружки) и т. д.), приводящее к дополнительному уменьшению силовых и энергетических факторов в системе.

Литература и источники

1. **Неймарк Ю. И.** Математические модели в естествознании и технике. Нижний Новгород: Изд-во ННГУ, 2004. 401 с.
2. **Панов И. М., Ветохин В. И.** Физические основы механики почв. Киев: Феникс, 2008. 266 с.
3. **Блехман И. И.** Вибрационная механика. М.: Физматлит, 1994. 400 с.
4. **Федоренко И. Я.** Механизм трения вибрационных рабочих органов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1986, № 6. С. 14—16.
5. **Дубровский А. А.** Вибрационная техника в сельском хозяйстве. М.: Машиностроение, 1968. 204 с.
6. **Справочник** инженера-механика сельскохозяйственного производства. Ч. 1 / Под ред. В. В. Нунгезера, В. Ф. Федоренко. М.: Росинформагротех, 2011. 372 с.

References

1. Neymark Yu. I. *Matematicheskie modeli v estestvoznanii i tekhnike* [Mathematical models in natural science and engineering]. Nizhny Novgorod, Nizhny Novgorod State University Publ., 2004, 401 p.
2. Panov I. M., Vetokhin V. I. *Fizicheskie osnovy mekhaniki pochv* [Physical foundations of soil mechanics]. Kiev, Feniks Publ., 2008, 266 p.
3. Blekhman I. I. *Vibratsionnaya mekhanika* [Vibration mechanics]. Moscow, Fizmatlit Publ., 1994, 400 p.
4. Fedorenko I. Ya. Friction mechanism of vibratory tools. *Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya sel'skogo khozyaystva*, 1986, no. 6, pp. 14—16 (in Russ.).
5. Dubrovskiy A. A. *Vibratsionnaya tekhnika v sel'skom khozyaistve* [Vibratory equipment in agriculture]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968, 204 p.
6. *Spravochnik inzhenera-mekhanika sel'skokhozyaystvennogo proizvodstva* [Handbook for mechanical engineer in agricultural production]. Under the editorship of V. V. Nungezer, V. F. Fedorenko. P. 1. Moscow, Rosinformagrotekh Publ., 2011, 372 p.