



УДК 621.878

Земдиханов Минсур Миналимович

кандидат технических наук, доцент

E-mail: mr.minsur@mail.ru

Казанский государственный архитектурно-строительный университет

Адрес организации: 420043, Россия, г. Казань, ул. Зеленая, д. 1

Халиуллин Дамир Тагирович

кандидат технических наук, доцент

E-mail: damirtag@mail.ru

Казанский государственный аграрный университет

Адрес организации: 420015, Россия, г. Казань, ул. К. Маркса, д. 65

Определение сил взаимодействия вибрационного рабочего органа землеройной машины с грунтом

Аннотация

Постановка задачи. Цель исследования – выявить силовые факторы взаимодействия автоколебательного рабочего органа землеройной машины с грунтом и определить его конструктивные и технологические параметры.

Результаты. Получено уравнение автоколебательного движения ножа рабочего органа землеройной машины в зависимости его конструктивных параметров и технологических свойств грунта.

Выводы. Полученные результаты могут быть использованы при разработке и определении оптимальных конструктивных параметров автоколебательных рабочих органов землеройных машин для конкретных условий их работы.

Ключевые слова: рабочий орган, колебательное движение, нож, землеройная машина.

Введение

Повысить производительность землеройных и землеройно-транспортных машин можно путем увеличения мощности двигателя и напорных усилий. При этом за единицу времени перемещается большее количество грунта. Другим направлением повышения производительности землеройно-транспортных машин являются совершенствование их технологической схемы и конструкций рабочих органов. Последнее позволяет, не увеличивая мощность и напорное усилие землеройно-транспортной машины, повысить ее производительность путем снижения сил сопротивления грунта, возникающих при взаимодействии рабочего органа с ним.

Снизить силы сопротивления, действующие на рабочие органы землеройно-транспортных машин, которые выполняют землеройные или землеройно-транспортные операции, можно и другими путями, основанными на применении вибрации, удара или взрыва. Рабочие органы, таких машин, называют активными [1, 2].

К вибрационным относятся такие рабочие органы, на которых устанавливают источники вибрации, сообщающие им колебания определенной частоты и направления. Возникающие при этом импульсные нагрузки разрушают грунт и тем самым способствуют снижению сопротивления внедрению в него рабочего органа [3, 4].

В землеройных машинах с ножевыми, отвальными рабочими органами вибрации сообщаются обычно отвалу или ножу отвала.

Недостатком вибрационных землеройных и землеройно-транспортных рабочих органов является сложность конструкции, а также зачастую более высокая суммарная энергоемкость [5].

Поэтому, интерес представляют рабочие органы землеройных и землеройно-транспортных машин особой конструкции, в которых колебательное движение ножа или отвала происходит за счет неоднородности структуры грунта, и соответственно и силы сопротивления рабочему органу, т.е. возникают автоколебания рабочего органа при взаимодействии с грунтом. В отличие от рабочих органов с активным приводом они не

требуют подвода дополнительной энергии, следовательно, имеют меньшую энергоёмкость и более простую конструкцию. Вместе с тем они обладают всеми преимуществами рабочих органов с активным приводом [6-8].

Схема предлагаемого вибрационного рабочего органа

Нами предлагается схема вибрационного рабочего органа, например, ножа 1 поворотного отвала бульдозера или автогрейдера, который может быть установлен под углом γ_0 в плане, с возможностью поворота вокруг вертикальной оси OZ , проходящей через носок ножа перпендикулярно к плоскости рисунка (рис.). При этом нож 1 подпружинен пружиной 3, которая также может быть выполнена в виде торсионного вала, проходящего через ось OZ .

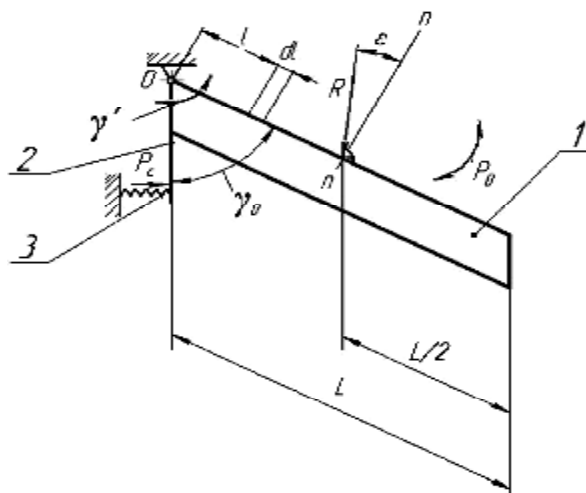


Рис. Схема сил, действующих на рабочий орган (иллюстрация авторов)

Теоретическое исследование влияния конструктивных параметров рабочего органа и технологических свойств грунта на характер колебательного движения ножа землеройной машины

Рассмотрев процесс взаимодействия ножа рабочего органа с грунтом, и определив влияние его параметров на процесс колебаний, можно записать уравнение его движения.

Была исследована система с двумя степенями свободы, совершающая колебательное движение относительно вертикальной оси OZ и движущаяся поступательно со скоростью V_e (рис.).

На рис. показана схема сил, действующих на нож 1 рабочего органа, который закреплен с возможностью поворота вокруг вертикальной оси OZ . Нож 1 подпружинен пружиной 3, действующей на вилку 2 таким образом, что момент M_R силы R , являющейся горизонтальной проекцией главного вектора силы сопротивления грунта на направление поступательного движения ножа, уравнивается моментом M_C , создаваемым силой P_C , действующей на вилку ножа со стороны пружины 3.

Такая схема крепления ножа рабочего органа требует применения пружин с большой жесткостью, следовательно, появляется возможность иметь систему с высокой собственной частотой колебаний, определяемой по выражению:

$$w_0 = \frac{1}{2p} \sqrt{\frac{c}{J}}, \quad (1)$$

где c – жесткость системы к повороту ножа, Н м/рад; J – момент инерции ножа относительно вертикальной оси, кгм². Чем выше частота колебаний рабочего органа, тем выше эффект от его колебательного движения, который выражается в том числе и в снижении тягового сопротивления землеройной машины [9].

При движении ножа рабочего органа, изменения сопротивления грунта вызывают поворот ножа от состояния равновесия с углом между направлением движения землеройной машины и линией лезвия ножа равной γ_0 , при котором моменты M_R и M_C взаимно

уравновешены, на некоторый угол γ . Нож, выведенный из равновесия, начнет совершать колебательное движение. Энергия колебаний при этом убывает из-за неизбежных потерь на трение в грунте. Однако, непостоянство параметров грунта, как неоднородной среды, приводит к возникновению все новых колебаний с разной амплитудой.

В данной схеме частоту собственных колебаний можно регулировать изменением крутильной жесткости системы, т.е. применением пружин 3 (рис.) с различной жесткостью, а также применением вместе пружины 3 с вилкой 2 торсионного вала проходящего через ось OZ .

На нож также действует момент M_D от диссипативных сил P_D грунта, противодействует колебательному движению ножа. Тогда вибрационное движение ножа рабочего органа землеройной машины может быть описано следующим уравнением:

$$J\ddot{\gamma} = M_R + M_C + M_D, \quad (2)$$

где $\ddot{\gamma}$ – угловое ускорение ножа вокруг оси OZ ; M_R – момент силы R ; M_C – момент силы P_C ; M_D – суммарный момент диссипативных сил P_D .

При получении уравнения колебательного движения можно рассмотреть два варианта крепления ножа: первый вариант, когда ось поворота ножа проходит через крайний левый носок лезвия ножа (рис.); второй вариант, когда ось находится на некотором расстоянии от линии лезвия лапы. Рассмотрим здесь первый вариант рабочего органа.

Как видно из схемы, момент M_R силы R определяется по выражению:

$$M_R = R \frac{L}{2} \cos \varepsilon, \quad (3)$$

где L – длина лезвия ножа; ε – угол трения ножа о почву при поступательном движении машины.

Силу R можно определить по формуле:

$$R = \frac{R_x}{\sin(\mathbf{e} + \mathbf{g}_0)}, \quad (4)$$

где R_x – проекция силы R в направлении поступательного движения землеройной машины; γ_0 – угол между направлением движения землеройной машины и линией лезвия ножа в плане, когда моменты M_R и M_C взаимно уравновешены и равны соответственно M_R^0 и M_C^0 .

Силу R_x в свою очередь можно записать в следующем виде [9]:

$$R_x = k_0 B_0 = k_0 L \sin \gamma_0, \quad (5)$$

где k_0 – составляющая сопротивления грунта рабочему органу по направлению движения землеройной машины, приходящаяся на единицу ширину захвата, Н/м; B_0 – ширина захвата землеройной машины, когда угол между направлением движения землеройной машины и линией лезвия ножа равен γ_0 .

Подставив R_x из формулы (5) в выражение (4) получим:

$$R = \frac{k_0 L \sin \mathbf{g}_0}{\sin(\mathbf{e} + \mathbf{g}_0)}. \quad (6)$$

Из формул (3) и (6) получим уравнение для определения M_R^0 :

$$M_R^0 = \frac{k_0 L^2 \cos \mathbf{e} \sin \mathbf{g}_0}{2 \sin(\mathbf{e} + \mathbf{g}_0)}. \quad (7)$$

При угле между направлением движения машины и линией лезвия ножа равной γ_0 , момент $M_R^0 = -M_C^0$, то запишем:

$$M_C^0 = - \frac{k_0 L^2 \cos \mathbf{e} \sin \mathbf{g}_0}{2 \sin(\mathbf{e} + \mathbf{g}_0)}. \quad (8)$$

В процессе движения нож совершает колебательное движение, отклоняясь относительно угла γ_0 на угол γ , при этом моменты M_R и M_C определяются по уравнениям:

$$M_R = \frac{k_0 L^2 \cos \mathbf{e} \sin(\mathbf{g}_0 + \mathbf{g})}{2 \sin(\mathbf{e} + \mathbf{g}_0 + \mathbf{g})}, \quad (9)$$

$$M_C = - \frac{k_0 L^2 \cos \mathbf{e} \sin \mathbf{g}_0}{2 \sin(\mathbf{e} + \mathbf{g}_0)} + c\mathbf{g}. \quad (10)$$

Потери энергии в грунте при колебательном движении рабочего органа принимаем с учетом сухого, вязкого и квадратичного трения. Здесь главный момент диссипативных сил является квадратичной функцией угловой скорости $\dot{\varphi}$ и имеет направление против направления поворота ножа [9]:

$$M_D = (b_1 m_1 \operatorname{sgn} \dot{\varphi} + b_2 m_2 \dot{\varphi} + b_3 m_3 \dot{\varphi}^2 \operatorname{sgn} \dot{\varphi}), \tag{11}$$

где b_1, b_2, b_3 – коэффициенты, зависящие от свойств почвы и относящиеся сухому, вязкому и квадратичному трению, соответственно; m_1, m_2, m_3 – коэффициенты, зависящие от конструктивных параметров рабочего органа; $\operatorname{sgn} \dot{\varphi}$ – функция Кронекера, которая имеет значения $-1, 0, 1$ при $\dot{\varphi} < 0, \dot{\varphi} = 0, \dot{\varphi} > 0$, соответственно.

Определим входящие в уравнение (11) коэффициенты m_1, m_2, m_3 , зависящие от конструктивных параметров рабочего органа. Основная часть силы трения грунта об рабочий орган машины, действующей на нож, как известно, приходится на ее лезвие. Значительно меньшая часть силы трения грунта воздействует на верхнюю поверхность ножа [10, 11].

Далее формулу (11) запишем в виде:

$$M_D = (M_1 \operatorname{sgn} \dot{\varphi} + M_2 + M_3 \operatorname{sgn} \dot{\varphi}), \tag{12}$$

где M_1, M_2, M_3 – моменты сопротивления грунта относительно оси поворота ножа, создаваемые силами сухого, вязкого и квадратичного трения.

Определяем моменты M_1, M_2, M_3 в форме следующих интегралов:

$$M_1 = b_1 \int_0^L \dot{\varphi} dl = b_1 \frac{L^2}{2}, \tag{13}$$

$$M_2 = b_2 \int_0^L \dot{\varphi}_l dl = b_2 \int_0^L \dot{\varphi}_l^2 dl = b_2 \frac{L^3}{3}, \tag{14}$$

$$M_3 = b_3 \int_0^L \dot{\varphi}_l^2 dl = b_3 \int_0^L \dot{\varphi}_l^3 dl = b_3 \frac{L^4}{4}, \tag{15}$$

где l – расстояние от центра поворота ножа до отрезка dl на лезвии ножа; $\dot{\varphi}_l$ – скорость отрезка лезвия dl при колебательном движении ножа.

Тогда m_1, m_2, m_3 определяются по следующим выражениям:

$$m_1 = \frac{L^2}{2}; \quad m_2 = \frac{L^3}{3}; \quad m_3 = \frac{L^4}{4}. \tag{16}$$

После соответствующих преобразований уравнение (2) колебательного движения ножа рабочего органа имеет вид:

$$J \ddot{\varphi} + \frac{k_0 L^2 \cos \epsilon}{2 \dot{\varphi} \sin(\epsilon + g_0 + g)} \dot{\varphi} \sin(g_0 + g) - \frac{\sin g_0}{\sin(\epsilon + g_0)} \dot{\varphi} + c \dot{\varphi} - \frac{c}{\dot{\varphi}} b_1 \frac{L^2}{2} \operatorname{sgn} \dot{\varphi} + b_2 \frac{L^3}{3} \dot{\varphi} + b_3 \frac{L^4}{4} \dot{\varphi}^2 \operatorname{sgn} \dot{\varphi} = 0 \tag{17}$$

или, введя обозначения, получим:

$$A_0 \dot{\varphi} \frac{\dot{\varphi} \sin(g_0 + g)}{\dot{\varphi} \sin(\epsilon + g_0 + g)} - \frac{\sin g_0}{\sin(\epsilon + g_0)} \dot{\varphi} - A_c \dot{\varphi} + A_2 \dot{\varphi} + (A_1 + A_3 \dot{\varphi}) \operatorname{sgn} \dot{\varphi} = 0, \tag{18}$$

где

$$A_0 = \frac{k_0 L^2 \cos \epsilon}{2J}; \quad A_c = \frac{c}{J}; \quad A_1 = \frac{b_1 L^2}{2J}; \quad A_2 = \frac{b_2 L^3}{3J}; \quad A_3 = \frac{b_3 L^4}{4J}.$$

Заключение

Таким образом, получено уравнение колебательного движения рабочего органа землеройной машины в зависимости от его конструктивных параметров и технологических свойств грунта, которое может быть использовано при определении оптимальных параметров машины для конкретных условий работы.

Список библиографических ссылок

1. Лапшин В. Л., Демаков Е. И. Упруго-вязко-пластичная модель для моделирования процессов вибросепарации // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2008. № 12. С. 285–288.
2. Кузнецова В. Н., Кузнецов И. С. Моделирование процесса контактного взаимодействия рабочих органов землеройных и землеройно-транспортных машин с мерзлым грунтом // Вестник СибАДИ. 2018. № 15 (2). С. 189–198.
3. Способ регулирования параметров колебаний вибрационных рабочих органов и устройство для его осуществления : пат. № 2231241 Рос. Федерация. заявл. 07.12.01; опубл. 27.09.04, Бюл. № 27. 6 с.
4. Sakharov R. L., Nikolaeva R. V., Gatiyatullin M. H., Makhmutov M. M. Modeling the dynamics of the chassis of construction machines // Journal of Physics: Conference Series. 2016. Т. 738. № 1. P. 119–121.
5. Третьяков А. И. Анализ конструкторско-исследовательских работ по вибрационным рабочим органам лесных почвообрабатывающих орудий // Воронежский научно-технический вестник. 2013 № 3 (5). С. 90–101.
6. Дорожная фреза с виброприводом : пат. № 2614847 ; заявл. 23.12.14 ; опубл. 29.03.17, Бюл. № 19. 5 с.
7. Batke W., Siebeck J., Halama H., Ricci M., Tintrup F. Tooth cap for construction machinery, US Patent D463460, 2002.
8. Bruce D. Earth working sweep, US Patent 20030010157, 2003.
9. Панов И. М., Ветохин В. И. Физические основы механики почв // Киев : Феникс, 2008. 266 с.
10. Киселева Л. Н., Кузнецова В. Н. Основные принципы математического моделирования процесса взаимодействия рабочего органа подкапывающей машины с разрабатываемым грунтом // Вестник СибАДИ. 2011. № 2. С. 5–9.
11. Horst Konig. Maschinen im Baubetrieb. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2008. 354 p.

Zemdikhanov Minsur Minalimovich

candidate of technical sciences, associate professor

E-mail: mr.minsur@mail.ru

Kazan State University of Architecture and Engineering

The organization address: 420043, Russia, Kazan, Zelenaya st., 1

Khaliullin Damir Tagirovich

candidate of technical sciences, associate professor

E-mail: damirtag@mail.ru

Kazan State Agrarian University

The organization address: 420015, Russia, Kazan, K. Marks st., 65

**Determination of the interaction forces
of the vibrate working body of digging machine with the soil****Abstract**

Problem statement. The purpose of the study is to identify the force factors of interaction of the self-oscillating working body of the earth-moving machine with the soil and to determine its design and technological parameters.

Results. The equation of the self-oscillating motion of the knife of the working body of the earth-moving machine is obtained depending on its design parameters and technological properties of the soil.

Conclusions. The obtained results can be used in the development and determination of optimal design parameters of self-oscillating working bodies of earthmoving machines for specific conditions of their work.

Keywords: working body, oscillatory motion, knife, earthmoving machine.

References

1. Lapshin V. L., Demakov E. I. Elastic-visco-plastic model for simulation of vibration separation processes // Gorniy informatsionno-analtichesky bulletin. 2008. № 12. P. 285–288.
2. Kuznetsova V. N., Kuznetsov I. S. Simulation of the contact process interactions of land-moving and earth-transport machines working bodies with frozen soil // Vestnik SibADI. 2018. № 15 (2). P. 189–198.
3. A method of regulating the parameters of vibration of the working bodies and the device for its implementation : patent 2231241 of the Rus. Federation ; decl. 07.12.2001; publ. 29.03.2017. Bull. in № 27. 5 p.
4. Sakhapov R. L., Nikolaeva R. V., Gatiyatullin M. H., Makhmutov M. M. Modeling the dynamics of the chassis of construction machines // Journal of Physics: Conference Series. 2016. T. 738. № 1. P. 119–121.
5. Tretyakov, A. I. Analysis of design research in the vibrating working bodies of forestry of tillers // Voronezhskiy nauchno-tehnicheskiy vestnik. 2013. № 3 (5). P. 90–101.
6. Road milling cutter with vibration drive : patent 2614847 of the Rus. Federation ; decl. 23.12.2014; publ. 29.03.2017. Bull. in № 19. 5 p.
7. Batke W., Siebeck J., Halama H., Ricci M., Tintrup F. Tooth cap for construction machinery, US Patent D463460, 2002.
8. Bruce D. Earth working sweep, US Patent 20030010157, 2003.
9. Panov I. M., Vetohin V. I. Physical foundations of mechanics of soils // Kyiv : Feniks. 2008. 266 p.
10. Kiseleva L. N., Kuznetsova V. N. The basic principles of mathematical modeling of the interaction of the working body of the digging machine with the developed soil // Vestnik SibADI. 2011. № 2. P. 5–9.
11. Horst Konig. Maschinen im Baubetrieb. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2008. 354 p.