



Геллер Ю. А.

*Забайкальский
государственный
университет*

УДК 621.878

АКТИВНЫЕ СРЕДСТВА ВИБРОЗАЩИТЫ ЗЕМЛЕРОЙНЫХ МАШИН НА ПРИМЕРЕ РЫХЛИТЕЛЯ С АККУМУЛЯТОРОМ ЭНЕРГИИ

Розглядається проблема побудови активного динамічного гасителя коливань, в ролі якого виступає робоче устаткування землерійних машин. На підставі математичного апарату показана можливість ефективного захисту базової машини і оператора в широкій смузі частот зовнішніх дій.

The problem of construction of active dynamic extinguisher of vibrations, which the working equipment of earthmovers plays role of, is examined. On the basis of mathematical vehicle possibility of effective defence of base machine and operator is rotined in the wide bar of frequencies of external influences.

Исполнительные органы землеройных машин при взаимодействии с грунтовым массивом испытывают значительные динамические нагрузки, которые по звеньям кинематической цепи предаются на базовую машину. Как следствие эти нагрузки вызывают вибрацию машины. Вызванные вибрацией нагрузки отрицательно сказываются на состоянии здоровья оператора, качестве выполняемых им операций и его работоспособности, снижают долговечность и надежность базовой машины.

Повышение единичной мощности базовых машин, увеличение рабочих скоростей, применение рабочих органов активного действия способствуют возрастанию вибрационной нагруженности землеройной техники [1,...,5].

Снижение вибрационных нагрузок, передаваемых на базовую машину, может быть осуществлено оснащением землеройной техники виброзащитными устройствами пассивного или активного действия [6, ..., 8].

В современных условиях особое внимание уделяется эффективному ведению технологических процессов, обеспечивающему высокую производительность, минимальные энергозатраты, комфортность условий работы. Поэтому желательно, чтобы рабочее оборудование сочетало в себе и функции непосредственно свойственные землеройной технике, и функции гасителя колебаний, и устройства, способного энергию, высвобождаемую при гашении, направлять на

разрушение грунта. Этот принцип – принцип «замыкания» динамических нагрузок на рабочем оборудовании и грунте лег в основу создания класса землеройных машин [10,...,21].

Целью настоящей работы является получение математической модели, объясняющей принцип гашения динамических нагрузок, передаваемых на базовую машину на примере рыхлителя с аккумулятором энергии [13,15,22,...,25], являющегося представителем предлагаемого класса землеройных машин.

Рабочее оборудование рыхлителя (рис. 1,а, б, в) состоит из корпуса 1, жестко соединенного с привалочной плитой базовой машины, зуба 2, штанг 3 и 4 стойки рабочего органа, тяги 5, гидроцилиндра 6 управления поворотом тяги и аккумулятора энергии 7, имеющего возможность адаптивной связи с датчиками режима движения базовой машины и датчиками, определяющими механические свойства грунта (например, зуб копир). Адаптивная связь позволяет управлять параметрами аккумулятора энергии (жесткостью, величиной предварительного поджатия, параметрами жесткости при перемещении рабочего органа в прямом и обратном направлениях) в зависимости от механических свойств грунта и режимов движения базовой машины.

Параллелограмная подвеска рабочего органа [13] позволяет поддерживать постоянный угол резания ($30...40^{\circ}$) в зависимости от свойств разрабатываемого грунта [4].

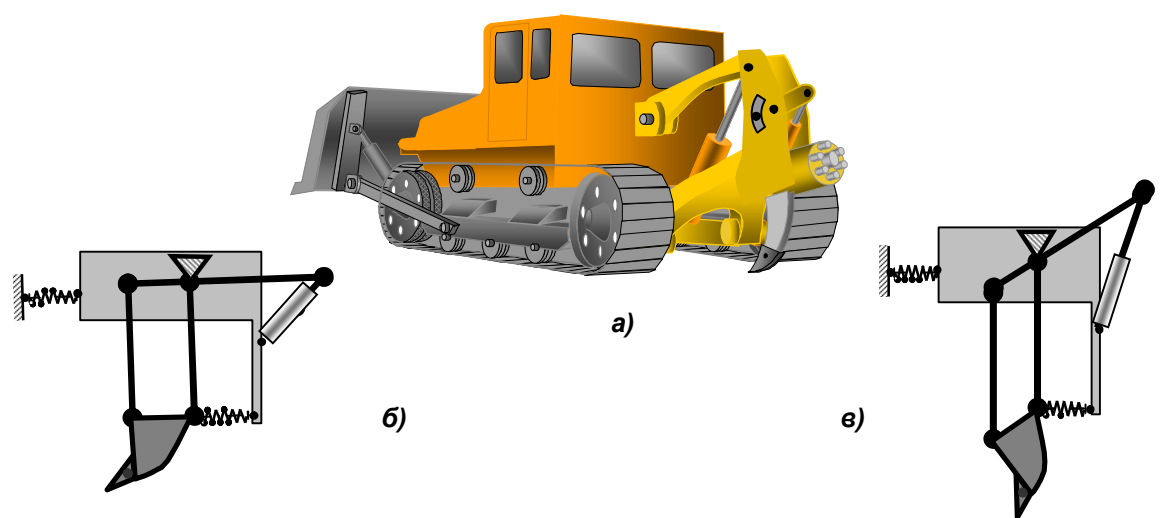


Рис. 1. Рыхлитель с аккумулятором энергии: а – общий вид; б – схема рыхлителя при установившемся режиме движения; в – схема рыхлителя в момент заглубления режущей части рабочего органа на расчетную глубину

При заглублении рабочего органа в грунт угол резания должен составлять примерно 60° [4]. Изменение угла производится через рычаг 5 гидроцилиндром 6 [15]. На начальном этапе исследования можно предположить, что гидроцилиндр 6 обладает упругими свойствами. Базовая машина (основной объект) взаимодействует с опорной поверхностью через гусеничный движитель и трансмиссию. Связи между базовой машиной и опорной поверхностью обладают так же упругими свойствами. Таким образом, рабочее оборудование рыхлителя представляет собой

подпружиненную массу, соединенную с базовой машиной системой рычагов первого и второго рода [8]. В этой связи упруго – инерционные свойства механической системы «опорная поверхность - гусеничный движитель, трансмиссия - базовая машина - аккумулятор энергии - рабочий орган - грунт» представляют интерес при анализе перераспределения колебательной энергии между объектом (базовой машиной) и гасителем колебаний (рабочим оборудованием). Расчетная схема механической системы представлена на рис. 2.

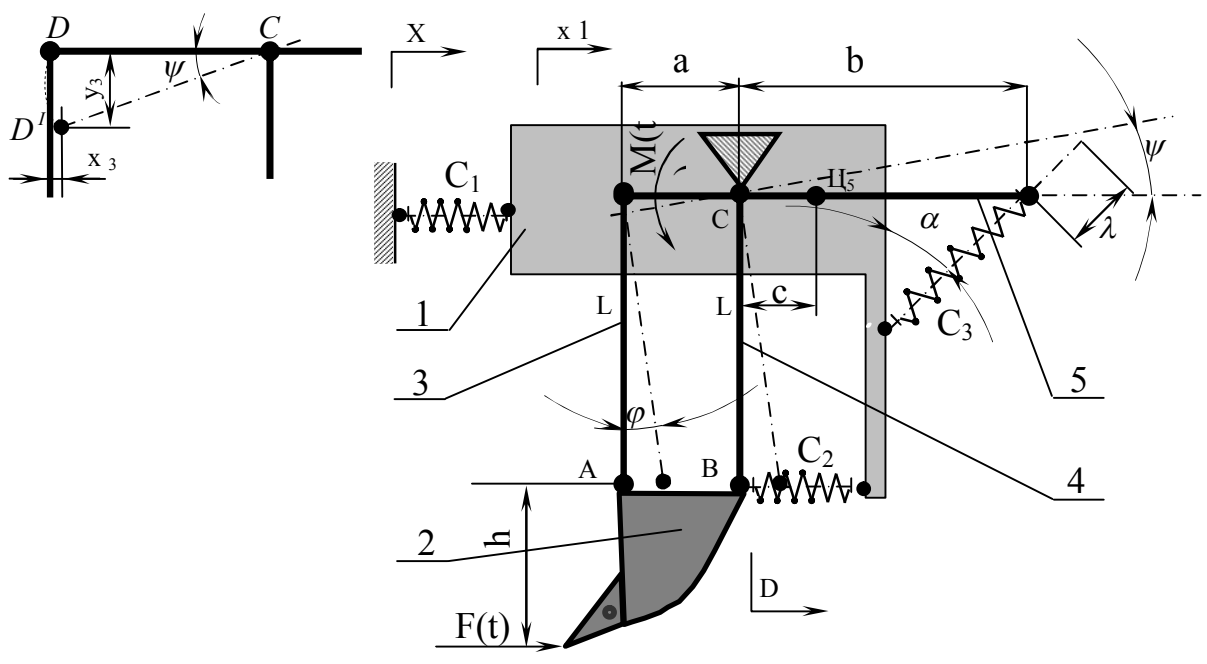
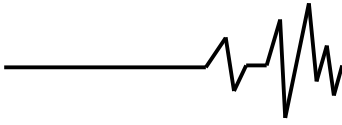


Рис. 2. Расчетная схема механической системы



Для математического описания движения механической системы составим систему из 3-х уравнений Лагранжа 2-го рода. В качестве обобщенных координат примем: X_1 - перемещение основного объекта. При этом полагаем, что корпус рыхлительного оборудования и базовая машина представляют единую жесткую систему, перемещающуюся вдоль горизонтальной оси; X_2 - перемещение зуба и подвижных концов штанг стойки; ψ - угол поворота тяги 5 относительно корпуса рыхлителя.

Вычислим кинетическую энергию механической системы.

$$T = T_1 + T_2 + T_{3П} + T_{3B} + T_{4П} + T_{4B} + T_5$$

где T_1 - кинетическая энергия основного

объекта. $T_1 = \frac{m_1 \dot{x}_1^2}{2}$; T_2 - кинетическая энергия

зуба. $T_2 = \frac{m_2 \dot{x}_2^2}{2} + J_{2B} \frac{\dot{\psi}^2}{2}$; $T_{3П}$ - кинетическая

энергия поступательного движения штанги 3.

$$T_{3П} = \frac{m_3 \left[\left(\dot{x}_1 + \dot{x}_3 \right)^2 + \dot{y}_3^2 \right]}{2}$$

Учитывая, что при малых углах ($< 10^0$) $\sin \psi \approx \psi$, $\cos \psi \approx 1$, получим $x_3 \approx 0$, $y_3 \approx a \psi$. Тогда

$$T_{3П} \approx \frac{m_3 \left[\dot{x}_1^2 + \left(a \dot{\psi} \right)^2 \right]}{2}; \quad T_{3B} - \text{кинетическая}$$

энергия вращательного движения штанги 3.

$$T_{3B} = J_{3D} \frac{\dot{\varphi}^2}{2} = \frac{m_3 L_3^2 \left[\dot{x}_2 - \left(\dot{x}_1 + \dot{x}_3 \right) \right]^2}{2 L_3^2} \approx \frac{m_3 \left(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 \right)^2}{2};$$

$T_{4П}$ - кинетическая энергия поступательного

движения штанги 4. $T_{4П} = \frac{m_4 \dot{x}_1^2}{2}$. Допустим

$$m_4 = m_3. \quad \text{Тогда} \quad T_{4П} = \frac{m_3 \dot{x}_1^2}{2}; T_{4B} -$$

кинетическая энергия вращательного движения штанги 4.

$$T_{4B} = J_{4C} \frac{\dot{\varphi}^2}{2} = \frac{m_4 L_4^2 \left(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 \right)^2}{2 L_4^2} = \frac{m_3 \left(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 \right)^2}{2}; T_5$$

- кинетическая энергия тяги 5.

$$T_5 = \frac{m_5 \dot{x}_1^2}{2} + J_{5C} \frac{\dot{\psi}^2}{2}. \quad J_{5C} = J_{5Ц} + m_5 c^2 = \frac{m_5 (a+b)^2}{12} +$$

$+ m_5 c^2 = \frac{m_5 \left\{ (a+b)^2 + 12c^2 \right\}}{12}$. Тогда получим

$$T_5 = \frac{m_5 \dot{x}_1^2}{2} + \frac{m_5 \left\{ (a+b)^2 + 12c^2 \right\} \dot{\psi}^2}{2}; \quad m_1, \dots, m_5 -$$

массы тел механической системы; J_2, \dots, J_5 - моменты инерции тел механической системы относительно выбранных точек приведения.

Полная кинетическая энергия системы равна:

$$T = m_1 \frac{\dot{x}_1^2}{2} + m_2 \frac{\dot{x}_2^2}{2} + J_{2B} \frac{\dot{\psi}^2}{2} + 2 m_3 \frac{\dot{x}_1^2}{2} + \frac{2}{3} m_3 \frac{\left(\dot{x}_2 - \dot{x}_1 \right)^2}{2} + m_3 \frac{\left(a \dot{\psi} \right)^2}{2} + m_5 \frac{\dot{x}_1^2}{2} + m_5 \frac{\left\{ (a+b)^2 + 12c^2 \right\} \dot{\psi}^2}{2}. \quad (1)$$

Вычислим потенциальную энергию механической системы. Полагая потенциальную энергию тел, движущихся в поле силы тяжести за полный цикл движения равной нулю, получим:

$$\Pi = \Pi_1 + \Pi_2 + \Pi_3,$$

где Π_1 - потенциальная энергия упругих сил гусеничного движителя и трансмиссии.

$\Pi_1 = \frac{c_1 (x_1 - X)^2}{2}$; Π_2 - потенциальная энергия упругих сил аккумулятора энергии.

$\Pi_2 = \frac{c_2 (x_2 - x_1)^2}{2}$; Π_3 - потенциальная энергия упругих сил жидкости гидроцилиндра

поворота тяги 5. $\Pi_3 = \frac{c_3 \lambda^2}{2}$. Установим

взаимосвязь между перемещением λ конца пружины 3 и углом поворота ψ тяги 5. Для

этого приведем жесткость пружины C_3 к точке

D. Воспользовавшись условием равенства работ на виртуальном перемещении, получим:

$$\frac{c_3 \lambda^2}{2} = \frac{c_{np} y_D^2}{2}, \quad y_D = \lambda \frac{a}{b} \cos \alpha,$$

$$\lambda = y_D \frac{b}{a \cos \alpha} = \frac{\psi a b}{a \cos \alpha} = \frac{\psi b}{\cos \alpha},$$

$$c_{np} = \frac{c_3 b^2}{a^2 \cos \alpha}. \quad \text{Тогда} \quad \Pi_3 = \frac{c_{np} y_D^2}{2} =$$

$$= \frac{c_3 (a \psi b)^2}{2 (a \cos \alpha)^2} = c_3 \frac{(b \psi)^2}{2 \cos^2 \alpha}.$$

Потенциальная энергия механической системы равна:



$$\Pi = \frac{c_1(x_1 - X)^2}{2} + \frac{c_2(x_2 - x_1)^2}{2} + \frac{c_3(b\psi)^2}{2\cos^2\alpha}. \quad (2)$$

Вычислим частные производные от кинетической и потенциальной энергии

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} = m_1 \dot{x}_1 + 2m_3 \dot{x}_1 - \frac{2}{3}m_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + m_5 \dot{x}_1;$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} = m_2 \dot{x}_2 + \frac{2}{3}m_3(\dot{x}_2 - \dot{x}_1);$$

$$\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} = \left\{ J_{2B} + m_3 a^2 + m_5 \frac{[(a^2 + b^2) + 12c^2]}{12} \right\} \dot{\psi};$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_1} \right) = \left(m_1 + \frac{8}{3}m_3 + m_5 \right) \ddot{x}_1 - \frac{2}{3}m_3 \ddot{x}_2;$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}_2} \right) = \left(m_2 + \frac{2}{3}m_3 \right) \ddot{x}_2 - \frac{2}{3}m_3 \ddot{x}_1;$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\psi}} \right) = (J_{2B} + m_3 a^2 + J_{5C}) \ddot{\psi} = \\ = \left(J_{2B} + m_3 a^2 + m_5 \frac{[(a+b)^2 + 12c^2]}{12} \right) \ddot{\psi};$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x_1} = c_1(x_1 - X) - c_2(x_2 - x_1);$$

$$\frac{\partial \Pi}{\partial x_2} = c_2(x_2 - x_1); \quad \frac{\partial \Pi}{\partial \psi} = c_3 \frac{b^2 \psi}{\cos^2 \alpha}.$$

С учетом найденных частных производных уравнения Лагранжа второго рода примут вид:

$$\left(m_1 + \frac{8}{3}m_3 + m_5 \right) \ddot{x}_1 - \frac{2}{3}m_3 \ddot{x}_2 + (c_1 + c_2)x_1 - c_2 x_2 = c_1 X;$$

$$\left(m_2 + \frac{2}{3}m_3 \right) \ddot{x}_2 - \frac{2}{3}m_3 \ddot{x}_1 + c_2 x_2 - c_2 x_1 = F(t); \quad (3)$$

$$\left(J_{2B} + m_3 a^2 + m_5 \frac{[(a+b)^2 + 12c^2]}{12} \right) \ddot{\psi} + c_3 \frac{b^2 \psi}{\cos^2 \alpha} = M(t).$$

Обозначим в системе уравнений (3)

$$\left(m_1 + \frac{8}{3}m_3 + m_5 \right) = m_{np1}; \quad \left(m_2 + \frac{2}{3}m_3 \right) = m_{np2};$$

$$\left(J_{2B} + m_3 a^2 + m_5 \frac{[(a+b)^2 + 12c^2]}{12} \right) = J_{np}.$$

В этом случае уравнения (3) примут следующий вид:

$$m_{np1} \ddot{x}_1 - \frac{2}{3}m_3 \ddot{x}_2 + (c_1 + c_2)x_1 - c_2 x_2 = c_1 X;$$

$$m_{np2} \ddot{x}_2 - \frac{2}{3}m_3 \ddot{x}_1 + c_2 x_2 - c_2 x_1 = F(t); \quad (4)$$

$$J_{np} \ddot{\psi} + c_3 \frac{b^2 \psi}{\cos^2 \alpha} = M(t).$$

Предположим, сила, действующая на механическую систему, носит гармонический характер $F(t) = F_0 \sin(\omega t)$ и приложена к звену 2. Момент $M(t)$, приложен к рычагу 5 и связан с силой $F(t)$ следующей зависимостью: $M(t) = F(t)h = F_0 h \sin(\omega t)$.

Принимая в качестве частных решений системы (4) выражения $x_1 = A_1 \sin(\omega t)$, $x_2 = A_2 \sin(\omega t)$, $\psi = \psi_0 \sin(\omega t)$, а также их

$$\text{производные} \quad \ddot{x}_1 = -A_1 \omega^2 \sin(\omega t),$$

$$\ddot{x}_2 = -A_2 \omega^2 \sin(\omega t), \quad \ddot{\psi} = -\psi_0 \omega^2 \sin(\omega t),$$

получим

$$-A_1 m_{np1} \omega^2 + A_1(c_1 + c_2) + A_2 \frac{2}{3}m_3 \omega^2 - c_2 A_2 = 0; \quad (5)$$

$$A_1 \frac{2}{3}m_3 \omega^2 - c_2 A_1 - A_2 m_{np2} \omega^2 + c_2 A_2 = F_0; \quad (6)$$

$$\psi_0 J_{np} \omega^2 + c_3 \frac{b^2}{\cos^2 \alpha} \psi_0 = F_0 h. \quad (7)$$

Из уравнения (7)

$$\psi_0 = \frac{F_0 h}{J_{np} \omega^2 + c_3 \frac{b^2}{\cos^2 \alpha}}. \quad (8)$$

C_3 в уравнении (8) представляет упругие свойства жидкости гидроцилиндра поворота тяги 5. Учитывая, что сжимаемость распространенных минеральных масел в естественных условиях составляет примерно 0,6 % на каждые 10 МПа [9], можно сказать, что $C_3 \gg C_2$, а, следовательно, $\psi_0 \approx 0$.

Левые части уравнений (5) и (6) не зависят от внешних воздействий и определяют свойства системы однородных уравнений относительно A_1 и A_2 :

$$[(c_1 + c_2) - m_{np1} \omega^2] A_1 - \left(c_2 + \frac{2}{3}m_3 \omega^2 \right) A_2 = 0; \quad (9)$$

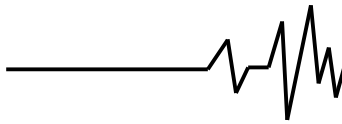
$$- \left(c_2 + \frac{2}{3}m_3 \omega^2 \right) A_1 + (c_2 - m_{np2} \omega^2) A_2 = 0.$$

Приравняв к нулю определитель, составленный из коэффициентов при A_1 и A_2 :

$$\Delta = [(c_1 + c_2) - m_{np1} \omega^2] (c_2 - m_{np2} \omega^2) -$$

$$- \left(c_2 + \frac{2}{3}m_3 \omega^2 \right)^2 = 0,$$

найдем значения собственных частот



$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{1}{2} \frac{m_{np1}c_2 + m_{np2}(c_1 + c_2) + \frac{4}{3}m_3c_2}{m_{np1}m_{np2} + \left(\frac{2}{3}m_3\right)^2}} \pm \sqrt{\frac{1}{4} \left[\frac{m_{np1}c_2 + m_{np2}(c_1 + c_2) + \frac{4}{3}m_3c_2}{m_{np1}m_{np2} + \left(\frac{2}{3}m_3\right)^2} \right]^2 - \frac{c_1c_2}{m_{np1}m_{np2} + \left(\frac{2}{3}m_3\right)^2}}. \quad (11)$$

Следовательно, колебания системы, в общем случае, могут происходить на двух частотах.

Общие решения первых двух уравнений системы (4) будут иметь вид:

$$\begin{aligned} x_1 &= A_1^1 \sin(\omega_1 t + \varphi) + A_1^2 \sin(\omega_2 t + \varphi); \\ x_2 &= A_2^1 \sin(\omega_1 t + \varphi) + A_2^2 \sin(\omega_2 t + \varphi), \end{aligned} \quad (12)$$

где ω_1 и ω_2 – первая и вторая собственные

частоты (индексы у амплитуд обозначают: подстрочная нумерация – номер масс, надстрочная – номер частоты).

Рассмотрим представленную на рис. 3 зависимость частоты главных колебаний от упруго – инерционных свойств механической системы (жесткость упругих элементов c_1 и c_2 принята равной 200 кН/м , $m_3 = m_4 = m_5 = 0,1 \text{ м}_2$).

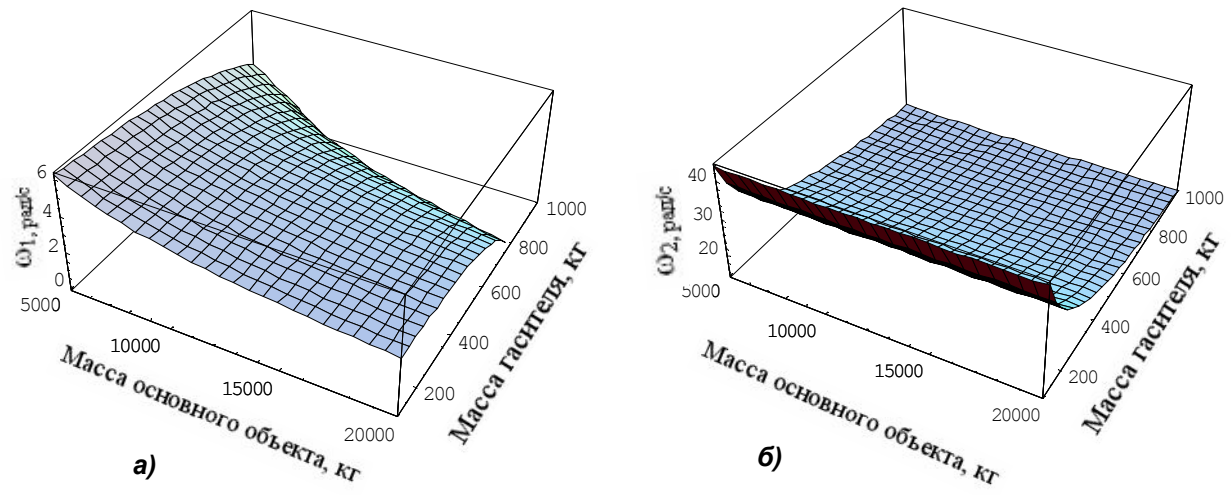


Рис. 3. Зависимость частоты главных колебаний от упруго – инерционных свойств механической системы: а – синфазные колебания; б – антифазные колебания

Из анализа графических зависимостей можно сказать, вторая собственная частота выше первой; при колебаниях по первой форме масса основного объекта и гасителя колебаний движутся в фазе (синфазно), при колебаниях по второй форме – в противофазе (антифазно). При соответствующем возбуждении процесс колебаний может происходить на одной из главных частот ω_1 или ω_2 , т.е. когда в уравнениях (12) будут отсутствовать первые или вторые члены.

Из уравнений (9) определим коэффициент формы колебаний

$$\mu = \frac{A_2}{A_1} = \frac{(c_1 + c_2) - m_{np1}\omega^2}{c_2 + \frac{2}{3}m_3\omega^2} = \frac{c_2 + \frac{2}{3}m_3\omega^2}{c_2 + m_{np2}\omega^2}. \quad (13)$$

На рис. 4 представлена графическая зависимость формы колебаний μ от упруго – инерционных свойств механической системы.

На основании графической зависимости можно сказать, что при антифазном движении (рис. 4, б) амплитуда гасителя колебаний (при соответствующих упруго – инерционных параметрах механической системы) много больше амплитуды колебаний основного объекта.

Вычислим парциальные частоты механической системы (6)

$$\omega_{b1} = \sqrt{\frac{c_{11}}{a_{11}}} = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m_1 + \frac{11}{30}m_2}}; \quad \omega_{b2} = \sqrt{\frac{c_{22}}{a_{22}}} = \sqrt{\frac{16c_2}{15m_2}}. \quad (14)$$

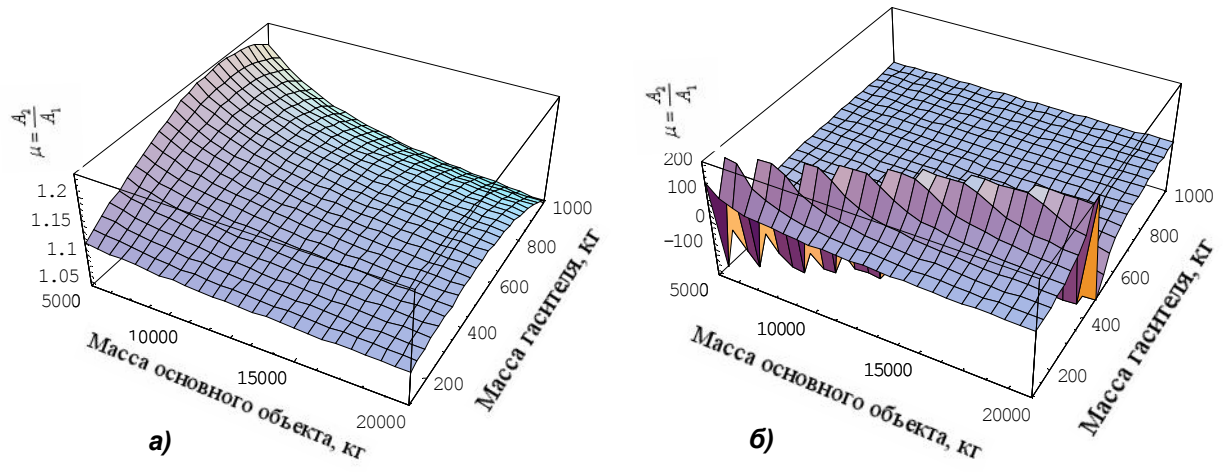
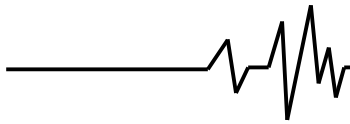


Рис. 4. Зависимость отношения амплитуд главных колебаний от упруго-инерционных свойств механической системы: а – синфазные колебания; б – антифазные колебания

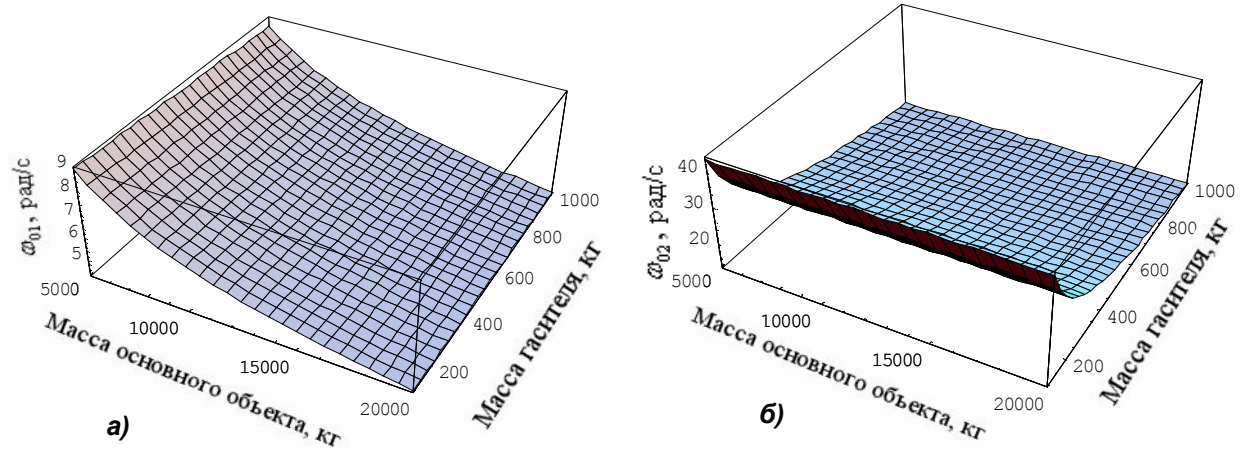


Рис. 5. Зависимость парциальных частот от упруго-инерционных свойств механической системы: а – базовый объект; б – гаситель колебаний

В соответствии с уравнениями (14) построим графические зависимости парциальных частот от упруго-инерционных свойств механической системы (Рис. 5).

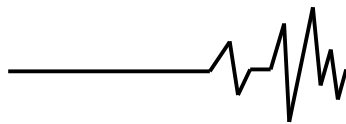
Сопоставляя, главные частоты (рис. 3) и парциальные (рис. 5), можно сказать, что частота главных колебаний при антифазном движении сопоставима с парциальной частотой гасителя колебаний. При этом амплитуда колебаний гасителя колебаний больше амплитуды колебаний базового объекта (рис. 4). Т. е. собственная частота колебаний массы m_2 должна равняться такой, что бы амплитуда колебаний базового объекта была минимальной, а это соответствует условию, при котором парциальная частота совпадала с частотой возмущающей силы.

В результате проведенных исследований можно сделать следующие выводы.

Установлена аналитическая зависимость влияния упруго-инерционных свойств на АЧХ механической системы «опорная поверхность - гусеничный движитель, трансмиссия - базовая машина - аккумулятор энергии - рабочий орган - грунт». По-существу, рабочий орган в совокупности с аккумулятором энергии являются активной виброзащитной системой, позволяющей автоматически управлять вибрационным состоянием базовой машины. Наряду с последним, согласование парциальной частоты гасителя колебаний с частотой возмущающей силы позволяет проводить земляные работы с минимальными энергозатратами.

Литература

- 1. Артемьев К.А. Дорожные машины. Ч.
- 2. Машины два устройства дорожных покрытий



- / К.А. Артемьев, Т.В. Алексеева, В.Г. Белокрылов [и др.]. - М.: Машиностроение, 1982.-396 с.
2. Баловнев В.И. Дорожно-строительные машины с рабочим органами интенсифицирующего действия / В.И. Баловнев. - М.: Машиностроение, 1981. - 223 с.
3. Ветров Ю.А., Баладинский В.Л. Машины для специальных земляных работ: учебн. пособие для вузов. - К.: Выща шк., 1980. - 192 с.
4. Зеленин А.Н. Основы разрушения грунтов механическими способами / А.Н. Зеленин. - М.: Машиностроение, 1968.- 375 с.
5. Станевский В.П. Совершенствование рабочего процесса землеройных машин / В.П. Станевский. - К.: Выща шк., 1984. - 128 с.
6. Лойцянский Л.Г. Курс теоретической механики. Т 2. Динамика / Л. Г. Лойцянский, А. И. Лурье.- М.: Наука, 1983.- 640 с.
7. Корнев Б.Г. Динамические гасители колебаний. Теория и технические приложения. / Б.Г. Корнев, П.М. Резников. - М.: Наука., 1963. - 535 с.
8. Елисеев С.В. Динамический синтез в обобщенных задачах виброзащиты и виброизоляции технических объектов./ С.В. Елисеев, Ю.Н. Резник, А.П. Хоменко, А.А. Засядько.- Иркутск: Изд-во Иркут. гос. ун-та, 2008.- 523 с.
9. Башта Т.М. Объемные гидравлические приводы / Т.М. Башта.- М.: Машиностроение, 1969. - 628 с.
10. Геллер Ю.А. Способ механической разработки грунтов; Заявка на предполагаемое изобретение. RU 2008116379. Приоритет от 05.11. 2008. опубликована 27.10.2009. - Бюл. № 30.
11. Геллер Ю.А. Создание эффективной техники на примере машин для специальных земляных работ, действующих по принципу замыкания динамических нагрузок на рыхлительном оборудовании и грунте: монография.- Чита: ЗабГУ, 2011.- 217 с.
12. Геллер Ю.А. Анализ причин, влияющих на динамическое нагружение рыхлительного оборудование, и поиск резервов, обеспечивающих эффективное разрушение грунта // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. - Иркутск: ИрГУПС, 2010. - Вып. 4 (28). - С. 57-64.
13. А.с. 815169 СССР МКИ³ E 02 F 5/30. Рыхлитель / Н.П. Безручко, Ю.А. Геллер (СССР). - № 2727234/29-03; заявл. 22.02.79; опубл. 23.03.81, Бюл. № 11.-2 с.
14. А.с. №889805 СССР, МКИ³ E02F 5/30. Рыхлитель / Н.П. Безручко, Ю.А. Геллер, А.А. Киричек, В.П. Козлов, А.П. Гаршин (СССР). - №2892666/29-03; заявл. 07.03.80; опубл. 15.12.81, Бюл. №46.- 3 с.
15. А.с. 939672 СССР МКИ³ E 02 F 5/30. Рыхлитель / Н.П. Безручко, Ю.А. Геллер, А.А. Киричек (СССР).- № 3222893/29-03; заявл. 24.12.80; опубл. 30.06.82, Бюл. № 24.- 3 с.
16. А.с. 968558 СССР, МКИ³ E 02 F 5/30. Устройство для разработки прочных грунтов / Н.П. Безручко, Ю.А. Геллер, А.А. Киричек (СССР).- № 3272533/29-03; заявл.03.04.81; опубл. 23.10.82, Бюл. № 39.- 4с.
17. А.с. 1304465 (РФ), МКИ³ E 02 F 5/30. Рыхлитель / Ю.А. Геллер, А. А. Киричек, Н.Е. Курбатов, Е.П. Маккаевев (РФ). - № 3700504/29-03; заявл. 10.02.84; опубл. 15.12.86, Бюл. № 33.- 4 с.
18. Пат. 2222669 (РФ), МКИ 7 E 02 F 5/30. Вибрационный рыхлитель / Ю.А. Геллер (РФ); заявитель и патентообладатель Чит. гос. ун-т. - № 2001114130; Заяв. 23.05.01; Опубл. 27.01.04. - Бюл. № 3. - 5 с.
19. Пат. 2367747 (РФ), МКИ 7 E 02 F 5/30. Вибрационный рыхлитель / Ю.А. Геллер (РФ); заявитель и патентообладатель Чит. гос. ун-т. - № 2008116382; Заяв. 24.04.08; Опубл. 20.09.09. - Бюл. № 26. - 7 с.
20. Пат. 2372447 (РФ), МКИ 7 E 02 F 5/30. Рыхлитель ударного действия / Ю.А. Геллер (РФ); заявитель и патентообладатель Чит. гос. ун-т. - № 2008120282; Заяв. от 21.05.08; Опубл. 10.11.09. - Бюл. № 31. -5 с.
21. Пат. 2380489 (РФ), МКИ 7 E 02 F 5/30. Рыхлитель ударного действия / Ю.А. Геллер (РФ); заявитель и патентообладатель Чит. гос. ун-т. - № 2008116381; Заяв. 24.04.08; Опубл.27.01.10. - Бюл. № 3. - 4 с.
22. А.с. 994650 СССР, МКИ³ E 02 F 5/30. Рыхлитель для разработки мерзлых и прочных грунтов / Н.П. Безручко, Ю.А. Геллер, А.А. Киричек (СССР). - № 2892665/29-03; заявл. 07.03.80; опубл. 07.02.83, Бюл. № 5.- 4 с.
23. А.с. 1016445 СССР, МКИ³ E 02 F 5/30. Рыхлитель / Ю.А. Геллер, А.А. Киричек, Н.П. Безручко, Г.Р. Круглов (СССР). - № 3399226/29-03; заявл.24.02.82; опубл. 07.05.83, Бюл. № 17.- 4 с
24. Пат. 1176944 (РФ), МКИ³ E 02 F 5/30. Рыхлитель / Ю.А. Геллер (РФ); заявитель и патентообладатель Чит. гос. ун-т. - № 3709935/29-03; Заяв. 02.01.84; Опубл. 07.09.85. - Бюл. № 33.-4 с.
25. Геллер Ю.А. Рыхлитель с пружинным аккумулятором энергии двухстороннего действия; Заявка на предполагаемое изобретение. RU 2010146238. Решение о выдаче патента от 01.12. 2011.