

Р.Р. Пакирдинов, Б.Акматов, М.Р.Пакирдинов, Б. Карыбекова, А.С.Жунусалиев
Ст.преп.ОшТУ, преп.ОшТУ, преп.ОшТУ, ст.преп.ОшТУ, ст.преп.ОшТУ
R.R. Pakirdinov, B. Akmatov, M.R. Pakirdinov, B. Karybekova, A.Zhunusaliyev
Senior teacher OshTU, teacher OshTU, teacher OshTU, senior teacher OshTU, senior teacher OshTU

ПОСТРОЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ УДАРНОГО МЕХАНИЗМА ВИБРОПЛИТЫ НА ОСНОВЕ МПС С РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

Определены основные параметры элементов ударного узла машины и разработана динамическая модель машины с ременной передачей.

Ключевые слова: виброплиты, ударный механизм, трамбовка, грунтоуплотняющие машины, электродвигатель.

CONSTRUCTION OF A DYNAMIC MODEL OF THE SHOCK MECHANISM OF VIBRATION PLATES BASED ON MPS WITH BELT TRANSMISSION

The main parameters of the elements of the impact unit of the machine are determined and a dynamic model of the belt-driven machine is developed.

Key words: plate compactors, impact mechanism, rammer, soil compacting machines, electric motor.

При выполнении уплотнительных работ в стесненных условиях и труднодоступных местах, не могут быть использованы крупные грунтоуплотняющие средства, их габариты и силовое воздействие на обрабатываемую среду не соответствуют размерам этих мест и условиям сохранности ответственных элементов, конструкций в них (трубы, кабели, опоры, плиты балки и т.п.) [1]. В таких условиях уплотнение грунтов производится преимущественно малогабаритными ручными трамбовками и виброплитами, где не требуется высокая производительность. В связи с этой проблемой в Инженерной Академии КР разработан «виброплита» на основе МПС (рис.1) [3].

В качестве основного параметра в ручных грунтоуплотняющих машинах принимается энергия удара. Этот параметр в значительной мере характеризует эффективность работы ударных машин и может быть использован как критерий качества ударного механизма трамбовки. Но судить о качестве машины в целом, принимая за критерий энергию единичного удара башмака нецелесообразно, так как эффективность работы машины зависит также и от числа ударов и скорости перемещения [1].



Рис.1. Общий вид ручной виброплиты с МПС.

В связи с этим возникла необходимость проведения динамического анализа данной машины и оценки основных параметров ударного узла, таких как энергия удара, частота ударов, момент двигателя, предупредная угловая скорость кривошипа и т.д.

Процесс взаимодействия коромысла-бойка с волноводом и передачи энергии в обрабатываемую среду представляют собой отдельную задачу, и в данной работе не рассматривается. Нашей целью является динамическое моделирование силовой трансмиссии от электродвигателя до коромысла-ударного элемента машины.

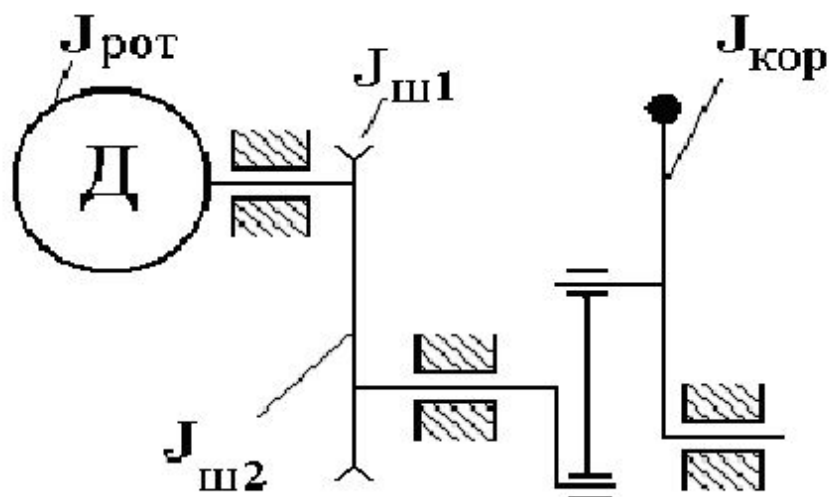


Рис.2. Кинематическая схема ручной трамбовки.

Составляем, динамическая модель состоящего из двигателя, ведущего шкива, шкив- колесо

установленное на валу кривошипа. На рис.2 и 3. представлена кинематическая схема и динамический модель ударного узла ручной трамбовки с механизмом переменной структуры. В ней ротор двигателя представлен в виде жесткой массы с моментом инерции J_p .

На валу двигателя установлен ведущий шкив с моментом инерции $J_{ш1}$ посредством шпоночных соединений с коэффициентом жесткости c_{12} . Ведущий шкив в свою очередь зацеплен с шкив - колесом $J_{ш2}$, которой установлено на валу кривошипа с помощью шпоночного соединения с коэффициентом жесткости c_{23} . Кривошип соединен с коромыслом $J_{кор}$ через шатун. Коромысло имеет переменный момент инерции, зависящий от угла поворота кривошипа.

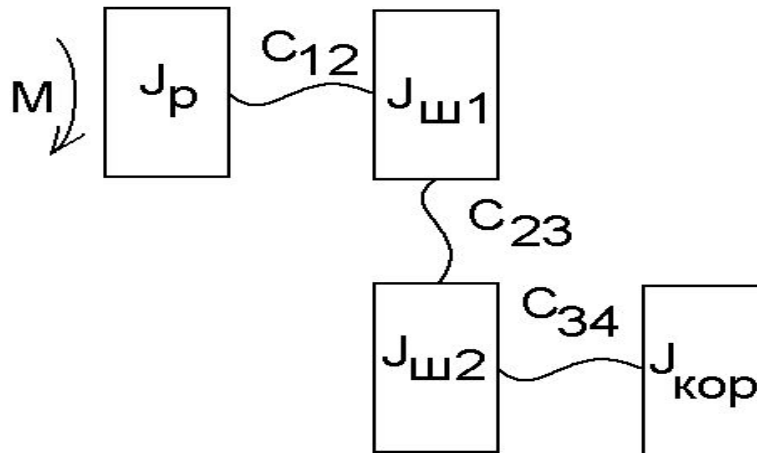


Рис.2. Динамическая модель ударного узла машины.

Используя традиционной методики расчета, приведенные в работе [2], определяем инерционные моменты ротора двигателя, зубчатой шестерни и колеса. Так как жесткость этих звеньев намного больше жесткостей остальных звеньев, то представляем их с определенными моментами инерции как жесткие массы.

2. Определяем коэффициенты жесткости и податливости звеньев. К таким звеньям относятся шпоночное соединение и ременная передача. В расчете они приведены безинерционными упругими элементами с соответствующими податливостями.

J_d - момент инерции двигателя;

$J_{ш1}$ - момент инерции ведущего шкива;

$J_{ш2}$ - момент инерции шкив-колеса, установленного на валу кривошипа;

$J_{кор}$ - переменный момент инерции коромысла, зависящий от угла поворота кривошипа;

$c_{ш12}$ - коэффициент жесткости шпонки вала ротора, на котором установлена ведущая шестерня;

c_{23} - коэффициент жесткости ременной передачи между шкивом 1 и шкив-колесом 2;

c_{34} - коэффициент жесткости шпонки шкив-колеса;

В табл.1 приведены инерционные моменты звеньев механизма, коэффициенты жесткости и податливости.

В таблице приведены параметры звеньев ударного узла машины.

Момент инерции $J \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	$J_{рот}$	$J_{ш1}$	$J_{ш2}$	$J_{кор}$
	33	31	103	18,94
Жесткость $C \cdot 10^{-3} \text{ Н} \cdot \text{м}$	7,56	0,6	30,5	
Податливость $E \cdot 10^{-6} \text{ 1/Н} \cdot \text{м}$	132	1666	32,2	

Для упрощения расчета ударного узла машины все параметры звеньев приведем к валу

двигателя (рис.3)

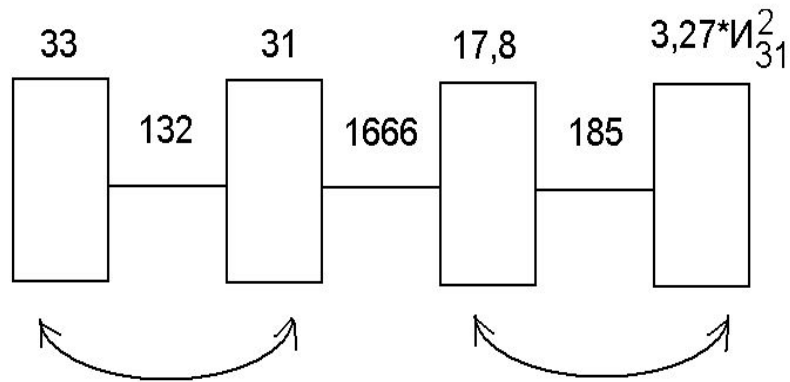
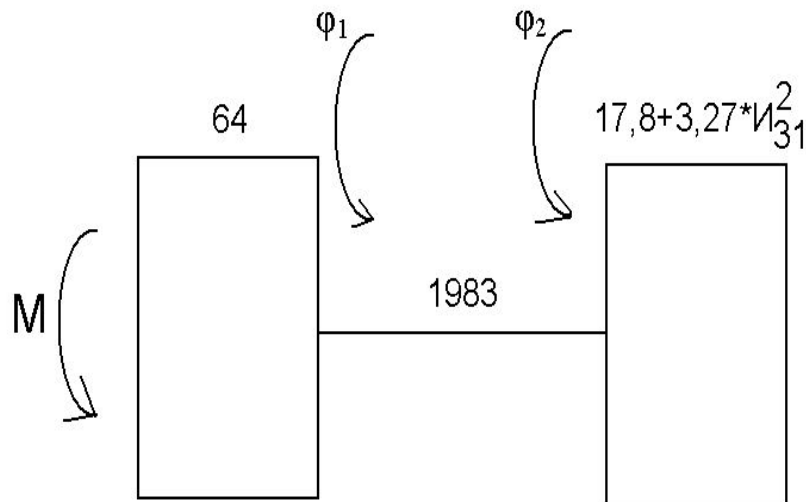


Рис.3 Динамическая модель механизма приведенные к валу двигателя.

где: $3,27 \cdot I_{31}^2$ – переменный инерционный момент коромысла, приведенные к валу двигателя зависящие от угла поворота ротора двигателя.

Из этой четырехмассовой динамической модели видно, что податливости между 1 и 2 массой, 2 и 4 массой намного больше, чем 2 и 3 массой. Анализ парциальных систем собственных частот этой модели показывает, что динамическая модель можно рассматривать в виде двухмассовой модели, суммируя инерционные массы 1 и 2, 3 и 4.



Для составления уравнения движения двухмассовой модели используем уравнение Лагранжа 2-рода.

Поставляя выражения для кинетической энергии в уравнения Лагранжа, учитывая, что момент инерции механизма приведенный к валу ротора двигателя является функцией от угла поворота ротора двигателя, пренебрегая силами трения в механизмах, получим следующее уравнения движения машины:

Двухмассовая модель описывается системой двух дифференциальных уравнений;

уравнение Лангража 2-рода

где $L=T-P$

здесь: T - кинетическая энергия; P -потенциальная энергия.

$$\dot{\varphi} = \frac{J_1 \dot{\varphi}_1 + J_2 \dot{\varphi}_2}{2}; \quad \ddot{r} = \frac{\ddot{n}(\varphi_1 - \varphi_2)^2}{2};$$

тогда

$$\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} = J_2 \dot{\varphi}_2 + C(\varphi_1 - \varphi_2) \frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{\varphi}_2}$$

$$1) \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = \frac{\partial}{\partial t} \left(J_2 \dot{\varphi}_2 + C(\varphi_1 - \varphi_2) \frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{\varphi}_2} \right) = \frac{\partial J_2}{\partial t} \dot{\varphi}_2 + \varphi_2 \frac{dJ_2}{dt} \frac{d\varphi_2}{d\dot{\varphi}_2} = J_2 \ddot{\varphi}_2 + \frac{dJ_2}{d\varphi_2} \dot{\varphi}_2 +$$

$$2) + C \left[(\dot{\varphi}_1 - \dot{\varphi}_2) \frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{\varphi}_2} + (\varphi_1 - \varphi_2) \frac{\partial}{\partial t} \right] = \frac{\partial J_2}{\partial \varphi_2} \dot{\varphi}_2 + J_2 \ddot{\varphi}_2 + C(\varphi_1 - \varphi_2) \frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{\varphi}_2} + C(\varphi_1 - \varphi_2) \frac{\partial}{\partial t} \dot{\varphi}_2$$

$$3) \frac{\partial L}{\partial \varphi_2} = \frac{1}{2} \frac{\partial J_2}{\partial \varphi_2} \dot{\varphi}_2^2 + J_2 \dot{\varphi}_2 \frac{\partial \dot{\varphi}_2}{\partial \varphi_2} + C(\varphi_1 - \varphi_2) = 0$$

$$\frac{\partial J_2}{\partial \varphi_2} \dot{\varphi}_2^2 + J_2 \dot{\varphi}_2 + \ddot{N}(\varphi_1 - \varphi_2) \frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{\varphi}_2} + C(\varphi_1 - \varphi_2) \dot{\varphi}_2 - \frac{\partial}{\partial t} \dot{\varphi}_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial \dot{\varphi}_2} - \frac{1}{2} \frac{\partial J_2}{\partial \varphi_2} \dot{\varphi}_2^2 - J_2 \dot{\varphi}_2 \frac{\partial \dot{\varphi}_2}{\partial \varphi_2} - C(\varphi_1 - \varphi_2) = 0$$

$$\frac{\partial J_2}{\partial \varphi_2} \dot{\varphi}_2^2 - C(\varphi_1 - \varphi_2) + D/2 = 0$$

когда $\varphi_1=0; \varphi_2=0. D=0$

$$\frac{\partial J_2}{\partial \varphi_2} \dot{\varphi}_2^2 - C(\varphi_1 - \varphi_2) = 0$$

отсюда получим

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c(\varphi_1 - \varphi_2) = M_\delta \\ \frac{\partial J_2}{\partial \varphi_2} \dot{\varphi}_2^2 - c(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \end{cases}$$

Литература:

1. Новые отечественные и зарубежные ручные и переносные электромеханические машины ударного действия. Центральный научно исследовательский институт информации технико-экономических исследований по строительному, дорожному и коммунальному машиностроению. Обзор. М.: 1976.
2. Еремьянц В.Э. Построение и анализ динамических моделей механизмов. Бишкек-2001 г.
3. Пакирдинов Р.Р. Разработка и создание ручных грунтоуплотняющих машин на основе механизма переменной структуры. Авторефер. дисс. ... канд. тех. наук. – Бишкек, 2008. -19с.