

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 этим 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.

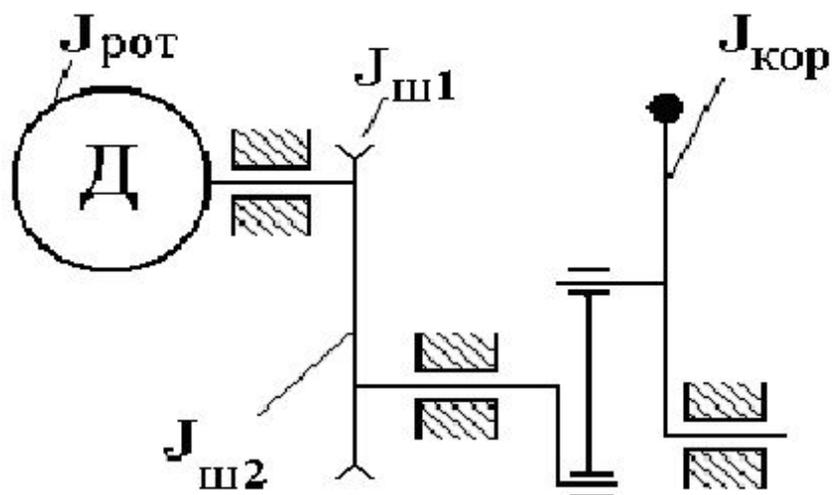


Рис.2. Кинематическая схема ручной трамбовки.

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.

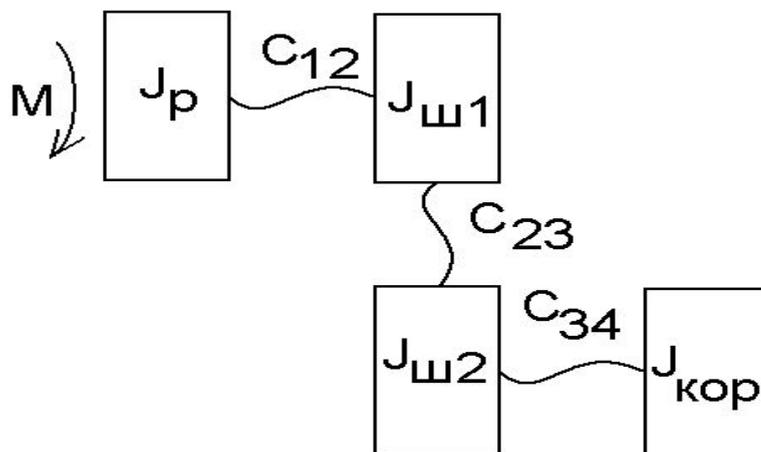


Рис.2. Динамическая модель ударного узла машины.

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)

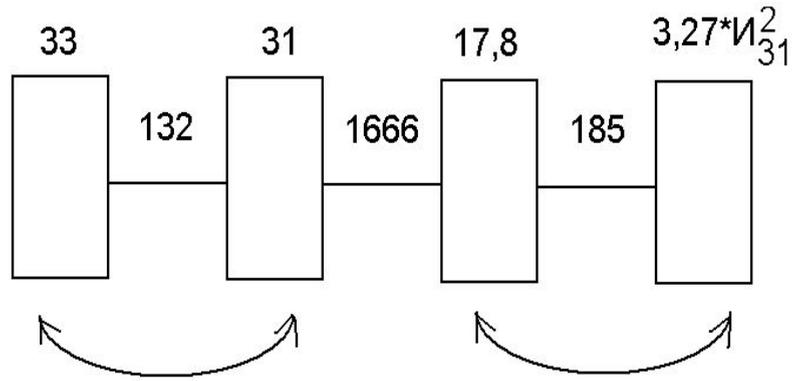
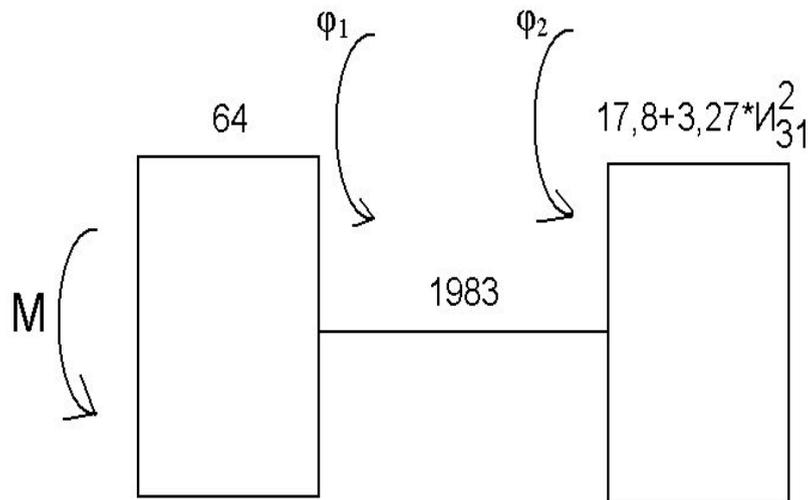


Рис.3 Динамическая модель механизма приведенные к валу двигателя.

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

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

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

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

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

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

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

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.