

Пакирдинов Рустам Рахматуллаевич – к.т.н., доцент,
Абсамат кызы Гулиза – преподаватель,
Султанбай уулу Адилет – преподаватель,
Маметазим уулу Маметкадыр – магистрант,
Ошский технологический университет

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ РУЧНОЙ ТРАМБОВКИ НА ОСНОВЕ МПС С ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРИВОДОМ

Разработана динамическая модель ручной электротрамбовки с гидроприводом. По результатам динамического анализа машины установлены угловые скорости и момент ротора двигателя в момент удара, частота ударов, энергия удара и выбрано оптимальное передаточное отношение от двигателя к валу кривошипа. Установлено время разгона приводного гидродвигателя, и оно зависит, от инерционной массы зубчатого колеса.

Ключевые слова: Ручная трамбовка, гидродвигатель, динамический анализ, угловая скорость, кривошип.

Pakirdinov Rustam Rakhmatullaevich –Ph.D., associate professor,
Absamat gizi Guliza - lecturer,
Sultanbai uulu Adilet - lecturer,
Mametazim uulu Mametkadyr - graduate student,
Osh technological university

RESEARCH OF THE DYNAMICS OF MANUAL TRAMBOVKA ON THE BASIS OF MPS WITH HYDRAULIC ACTUATOR

A dynamic model of manual electro-ramming with a hydraulic drive is developed. Based on the results of the dynamic analysis of the machine, the angular velocities and the moment of the rotor of the engine at the moment of impact, the frequency of impacts, the impact energy are determined and the optimum gear ratio from the engine to the crank shaft is selected. The time of acceleration of the drive hydraulic motor is determined, and it depends on the inertia mass of the gear wheel.

Key words: Manual tamping, hydraulic motor, dynamic analysis, angular velocity, crank.

В работе [7] подтверждена работоспособность ручной трамбовки с механизмом переменной структуры с электрическим приводом. Анализируя работы [6] поставлена задача, в качестве приводного двигателя трамбовки использовать гидравлический двигатель типа НШ-10Е.

Известно, что основным параметром в ручных машинах считается энергия удара. Этот параметр в значительной мере характеризует эффективность работы ударных машин и может быть использован как критерий качества ударного механизма трамбовки.

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

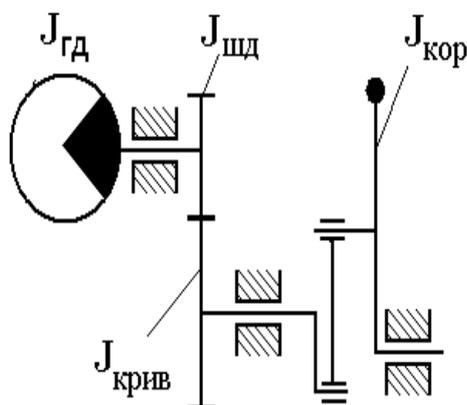
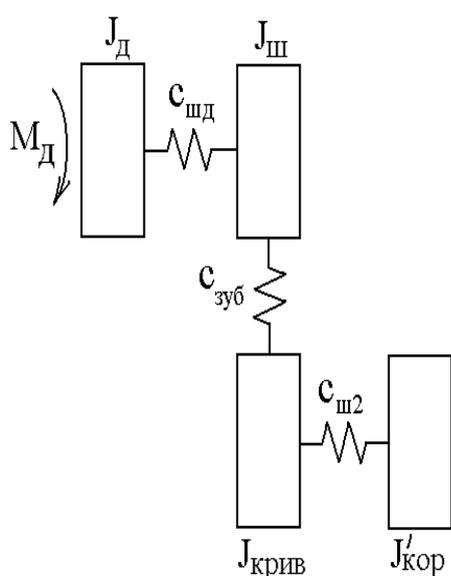


Рис.1. Кинематическая схема ручной трамбовки

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 гидродвигателя до коромысла-ударного элемента машины. Следует отметить, что частота ударов существующих ручных грунтоуплотняющих машин составляет от 8 до 12 Гц. Учитывая это, динамический анализ проводим для передаточного отношения от гидродвигателя к кривошипу $i=3$, так как это передаточное отношения соответствует частоты ударов 8 Гц. На рис.1. представлена кинематическая схема ударного узла ручной трамбовки с механизмом переменной структуры.

В ней внутренние шестерни гидродвигателя (без учета момент инерции жидкости гидродвигателя) представлен в виде жесткой массы с моментом инерции $J_{гд}$. На валу гидродвигателя установлена ведущая шестерня с моментом инерции $J_{шд}$ посредством шпоночных соединений с коэффициентом жесткости $c_{шд}$. Ведущая шестерня в свою очередь зацеплена с зубчатым колесом $J_{крив}$, которой установлено на валу кривошипа с помощью шпоночного соединения с коэффициентом жесткости $c_{ш2}$. Кривошип соединен с коромыслом $J_{кор}$ через шатун. Коромысло имеет переменный момент инерции, зависящий от угла поворота кривошипа.



Составляем динамическую модель механизма, состоящего из двигателя, зубчатых шестерен и коромысла (рис.2).

1. Используя методики расчета, приведенные в работе [3,4], определяем инерционные моменты шестерни гидродвигателя, 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 зубчатое зацепление шестерни и колеса. В расчете они приведены безинерционными упругими элементами с соответствующими податливостями.

Рис.2. Общая динамическая модель ударного механизма

J_d - момент инерции двигателя; $J_{ш}$ - момент инерции ведущей шестерни; $J_{крив}$ - момент инерции зубчатого колеса, установленного на валу кривошипа; $J_{кор}$ - переменный момент инерции коромысла, зависящий от угла поворота кривошипа; $c_{шд}$ - коэффициент жесткости шпонки вала двигателя, на котором установлена ведущая шестерня; $c_{зуб}$ - коэффициент жесткости зубчатого зацепления между шестерней и зубчатым колесом; $c_{ш2}$ - коэффициент жесткости шпонки зубчатого колеса; $e_{шд}$ - податливость шпонки ведущей шестерни; $e_{зуб}$ - податливость зубчатого зацепления; $e_{шк}$ - податливость шпонки зубчатого колеса.

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

Таблица 1

Параметры динамической системы

Момент инерции $J \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	J_d	$J_{ш}$	$J_{крив}$	$J_{кор}^1$
	8	10	96	18.94
Жесткость $c_{ш1} \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$	$C_{шд}$	$C_{зуб}$	$C_{шк}$	
	7,56	116	30,5	
Податливость $e_{ш1} \cdot 10^{-6} \text{ 1/Н} \cdot \text{м}$	$e_{шд}$	$e_{ш1}$	$e_{шк}$	
	132	8,6	32,7	

Приведение характеристики всех звеньев этой модели к валу двигателя имеет вид, который показан на рис. 3.

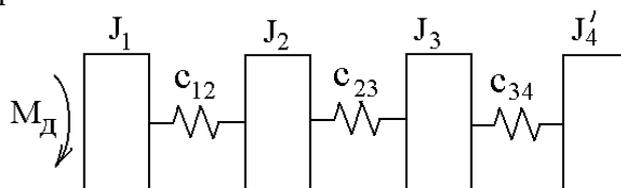


Рис.3. Динамическая модель механизма, приведенная к валу гидродвигателя.

В табл. 2 представлены инерционные моменты звеньев и коэффициенты жесткости и податливости механизма, приведенные к валу гидродвигателя.

Таблица 2

Параметры динамической системы при 8 Гц

Момент инерции $J_d \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{м}^2$	J_1	J_2	J_3	J_4
	8	10	10,6	2,1
Жесткость $c_{ш1} \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$	C_{12}	C_{23}	C_{34}	
	7,56	84	3,8	
Податливость $e_{ш1} \cdot 10^{-6} \text{ 1/Н} \cdot \text{м}$	e_{12}	e_{23}	e_{34}	
	132	8,6	294	

Анализируя работы [3,4] динамическую модель можно рассматривать в виде одномассовой модели с переменным моментом инерции (рис.4), зависящим от угла поворота двигателя, исходя из соблюдения: $K^2 \gg (2\pi f)^2$ (1) Квадрат наименьшей частоты составляет:

$$K^2 = \frac{J_1 + J_2}{e \cdot J_1 \cdot J_2} = 1673 \cdot 10^3 \text{ с}^{-1}$$

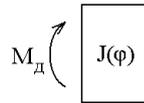


Рис.4. Одно массовая система

Квадрат исследуемой частоты ударов при 10 Гц составляет $(2\pi f)^2=3943 \text{ с}^{-1}$, что намного меньше квадрата собственных частот парциальных систем.

В одномассовой модели момент инерции всех звеньев состоит из постоянных моментов инерции звеньев (момент инерции двигателя, шестерни и приведенного момента инерции кривошипа к валу двигателя) и переменного момента инерции коромысла, приведенного к валу двигателя, который зависит от угла поворота двигателя[3,4]:

$$J_{\Sigma} = J_{const} + J_{кор}(\omega) \quad (2)$$

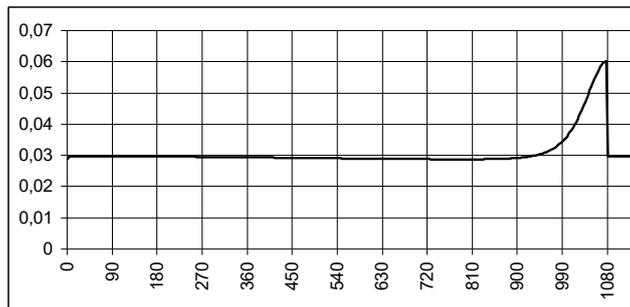


Рис.5. Зависимость момента инерции одномассовой модели (ось X), приведенная к валу двигателя, от угла поворота двигателя φ (ось Y).

Для составления уравнения движения одномассовой модели с переменным моментом инерции используем уравнения Лагранжа 2-го рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\omega}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \omega} = M_d - M_c \quad (3)$$

где $T=J\omega^2/2$ -кинетическая энергия механизма; φ, ω-соответственно угол поворота и угловая скорость ротора двигателя; M_d ,- момент движущих сил; M_c -момент сил сопротивления на валу двигателя.

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

$$J \cdot \dot{\omega} + \frac{1}{2} \frac{dJ}{d\varphi} \omega^2 = M_d \quad (4)$$

Для решения этого уравнения использована методика [5]. Составлена программа численного расчета на ЭВМ (Excel) и получены нижеследующие графики. На рис. 5 видно, что угловая скорость гидродвигателя примерно на пятом-шестом цикле входит в установившийся режим.

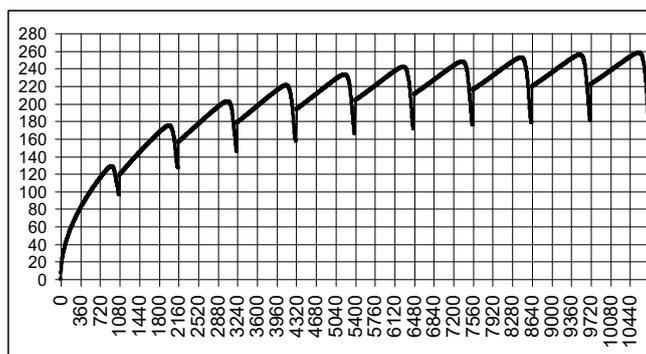


Рис. 6. Зависимость угловой скорости двигателя (ось X) от угла поворота ротора φ (ось Y)

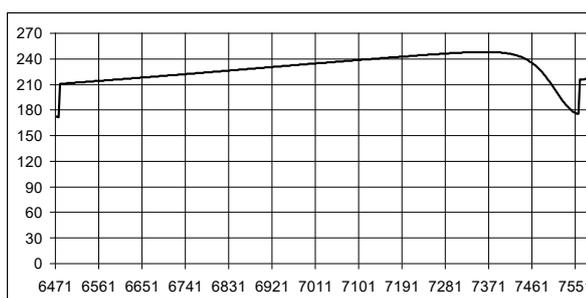


Рис. 7. Зависимость угловой скорости двигателя (ось X) от угла поворота ротора φ (ось Y) в одном цикле.

Из графика видно, что угловая скорость гидродвигателя после удара мгновенно увеличивается, и за короткий промежуток движения вала гидродвигателя угловая скорость резко возрастает до $\omega=210\text{c}^{-1}$. Затем угловая скорость вала гидродвигателя возрастает в связи с уменьшением передаточного отношения ударного механизма (рис.2.). После небольшого промежутка времени (примерно $\varphi=800^0$) угловая скорость гидродвигателя снова уменьшается, в связи с резким увеличением передаточного отношения ударного механизма трамбовки до $\omega=170\text{c}^{-1}$ и в этот момент происходит удар коромысла.

Проанализировав вышеуказанных графиков и числовых данных, можно определить величину энергии единичного удара машины. Средняя угловая скорость двигателя не отличается от номинальной угловой скорости, т.к. вал двигателя в цикле имеет скорость как меньшую, так и большую угловую скорость.

В табл. 2.6 приведены основные показатели ударного узла ручной трамбовки, полученные теоретическим путем.

Таблица 3

Выходные характеристики опытной машины

№	Наименование	Величины
1	Предударная угловая скорость кривошипа, c^{-1}	56
2	Частота ударов, Гц	8
3	Энергия удара, Дж	150
4	Номинальная мощность двигателя, кВт	2
5	Номинальный момент гидродвигателя, Нм	15

Литература:

1. **Абдраимов, С.** Безмуфтовые прессы с механизмами переменной структуры: Автореф. дисс. докт. техн. наук – [Текст] Фрунзе, 1985.-32с.
2. **Абидов, А.О.** Динамика отбойного молотка с ударным механизмом переменной структуры. – [Текст] Бишкек: Илим, 2001. -115с.
3. **Еремьянц, В.Э.** Построение и анализ динамических моделей механизмов. Часть 1. Учебно-методическое пособие/ Кыргызско-Российский Славянской Университет. - [Текст] Бишкек, 2000.
4. **Еремьянц, В.Э.** Построение и анализ динамических моделей механизмов. Часть 2. Учебно-методическое пособие/ Кыргызско-Российский Славянской Университет. - [Текст] Бишкек, 2001.
5. **Зиялиев К.Ж.** Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. – [Текст] Бишкек: Илим, 2005.
6. **Молдокеев, М.Т.** Разработка и создание отбойного молотка на основе механизма переменной структуры с гидроприводом. Автореф. дисс. канд. техн. наук. - [Текст] Бишкек, 2000.- 19с.
7. **Пакирдинов, Р.Р.** Разработка и создание ручных грунтоуплотняющих машин на основе механизма переменной структуры. Автореф. дисс. канд. техн. наук. - [Текст] Бишкек, 2008.- 19с.