

Пакирдинов Р.Р., Кукчаев М.М.,
Пакирдинов М.Р., Кулуев Ж.О., Кулубеков М.О.

Исследование динамики ручной трамбовки на основе МПС с гидравлическим приводом

Маслостанции большинства дорожно-строительных машин снабжены гидронасосами НШ-32 с производительностью 38л/мин, что позволяет применять гидросистему СДМ в качестве источника питания предложенной трамбовки. Ручная трамбовка соединяется с распределителем СДМ через рукава высокого давления. В качестве приводного двигателя трамбовки использован гидравлический двигатель типа НШ-10Е [6].

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, 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 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

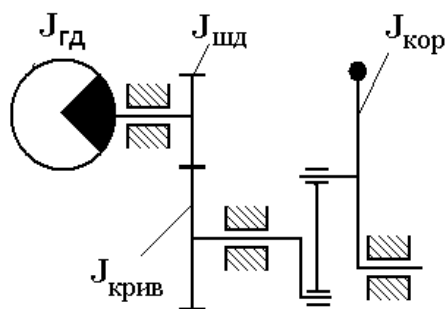


Рис.1. Кинематическая схема ручной трамбовки.

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.

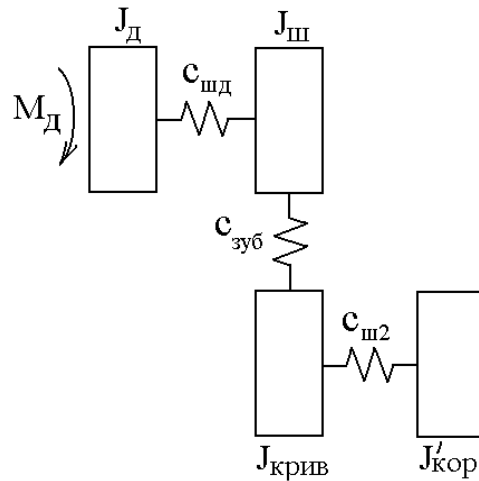


Рис.2. Общая динамическая модель ударного механизма.

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.

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.

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 $e_{ш1} \cdot 10^{-6}$ $1/\text{Н} \cdot \text{м}$	$e_{шд}$	$e_{ш1}$	$e_{шк}$	
	132	8,6	32,7	

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

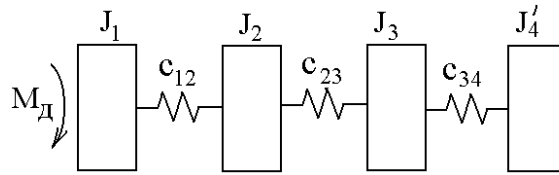


Рис.3. Динамическая модель механизма, приведенная к валу гидродвигателя.

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

Таблица 2.

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 $c_{шп} \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{м}$	C_{12}	C_{23}	C_{34}	
	7,56	84	3,8	
Податливость $e_{шп} \cdot 10^{-6} \text{ 1/Н} \cdot \text{м}$	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:

$$K^2 \gg (2\pi f)^2 \quad (1)$$

Квадрат наименьшей частоты составляет:

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

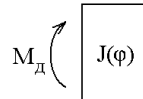


Рис.4.

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 ротора, который зависит от угла поворота двигателя:

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

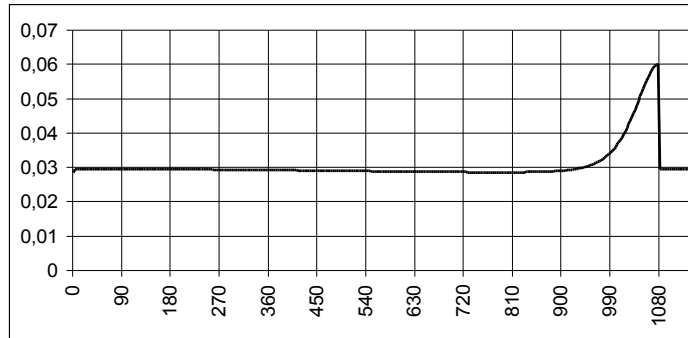


Рис.5. Зависимость момента инерции одномассовой модели (ось X), приведенная к валу двигателя, от угла поворота двигателяφ (ось Y).

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

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

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.

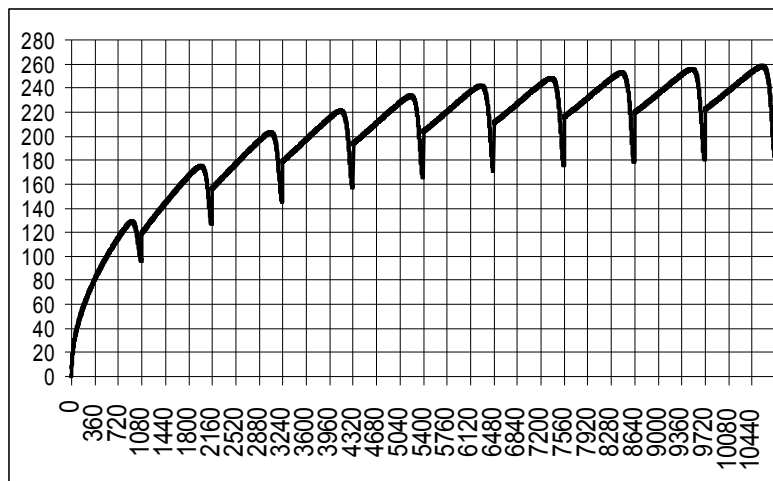


Рис. 6. Зависимость угловой скорости двигателя (ось X) от угла поворота ротора φ (ось Y)

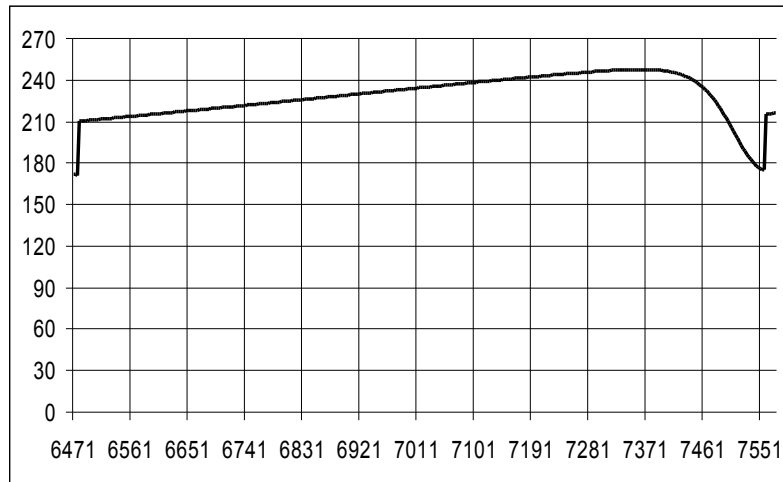


Рис. 7. Зависимость угловой скорости двигателя (ось X) от угла поворота ротора φ (ось Y) в одном цикле.

Из графика видно, что угловая скорость гидродвигателя после удара мгновенно увеличивается, и за короткий промежуток движения вала гидродвигателя угловая скорость резко возрастает до $\omega=210\text{с}^{-1}$. Затем угловая скорость вала гидродвигателя возрастает в связи с уменьшением передаточного отношения ударного механизма (рис.2.). После небольшого промежутка времени (примерно $\varphi=800^\circ$) угловая скорость гидродвигателя снова уменьшается, в связи с резким увеличением передаточного отношения ударного механизма трамбовки до $\omega=170\text{с}^{-1}$ 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 2.6.

№	Наименование	Величины
1	Предударная угловая скорость кривошипа, с^{-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. - Фрунзе, 1985.-32с.
2. Абидов А.О. Динамика отбойного молотка с ударным механизмом переменной структуры. – Бишкек: Илим, 2001. -115с.
3. Еремьянц В.Э. Построение и анализ динамических моделей механизмов. Часть 1. Учебно-методическое пособие/ Кыргызско-Российский Славянской Университет. - Бишкек, 2000.

4. *Еремьянц В.Э.* Построение и анализ динамических моделей механизмов. Часть 2. Учебно-методическое пособие/ Кыргызско-Российский Славянской Университет. - Бишкек, 2001.
5. *Зиялиев К.Ж.* Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. – Бишкек: Илим, 2005.
6. *Молдокеев М.Т.* Разработка и создание отбойного молотка на основе механизма переменной структуры с гидроприводом. Автореф. дисс.... канд. техн. наук. - Бишкек, 2000.- 19с.
7. *Пакирдинов Р.Р.* Разработка и создание ручных грунтоуплотняющих машин на основе механизма переменной структуры. Автореф. дисс.... канд. техн. наук. - Бишкек, 2008.- 19с.

* * *