

## **МЕХАНИКА**

## **МЕХАНИКА**

## **MECHANICS**

УДК 621.01

### **ӨЗГӨРМӨЛҮҮ СТРУКТУРАДАГЫ МЕХАНИЗМДИН НЕГИЗИНДЕГИ КУРЛУУ ӨТКӨРГҮЧТҮҮ ВИБРОПЛИТАНЫН ДИНАМИКАЛЫК МОДЕЛИН ИШТЕП ЧЫГУУ**

### **ПОСТРОЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ УДАРНОГО МЕХАНИЗМА ВИБРОПЛИТЫ НА ОСНОВЕ МЕХАНИЗМА ПЕРЕМЕННОЙ СТРУКТУРЫ С РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ**

### **DEVELOPMENT OF DYNAMIC MODELS POWERFUL MECHANISM SHAPING ON THE BASE VSM WITH BELT TRANSACTIONS**

*Э. С. Абдраимов, М. М. Исманов, Р. Р. Пакирдинов, Абсамат кызы Г.  
E. S. Abdraitov, M. M. Ismanov, R. R. Pakirdinov, Absamat kzy G.*

*Макалада ремень өткөргүчтүү өзгөрүлмөлүү структурадагы механизмдин негизинде иштеген кол виброплитасынын математикалык моделин түзүү ирети каралган. Машинанын электр кыймыл өткөргүчү бар эксперименталдык үлгүсү келтирилген. Электр кыймылдаткыч, тиштүү өткөргүч жана коромыслодон турган машинанын динамикалык модели түзүлгөн. Динамикалык моделде кыймылдаткыч роторунукуна барабар инерция моменти, жетелөөчү шкив менен муунактуу валга орнотулган шкив-дөңгөлөк инерциялары жана инерция моменти бар массанын урма механизмдин коромыслосу көрсөтүлгөн. Коромыслонун кривошиптин айлануу бурчуна жараша өзгөрүлмө инерция моменти бар. Лагранж теңдемесине кинетикалык энергиянын туюнтмаларын жайгаштырып, кыймылдаткычтын роторунун валына өткөрүлгөн звенолордун инерция моментин эске алып, механизмдердеги сүрүлүү күчтөрү этибарга алынбай, машинанын кыймылынын теңдемеси алынган.*

*В статье рассматривается порядок составления математической модели ручной виброплиты на основе механизма переменной структуры с ременной передачей. Представлена экспериментального образца машина с электрическим приводом. Построена динамическая модель механизма, состоящего из двигателя, зубчатых шестерен и коромысла. В динамической модели двигатель представлен с моментом инерции, равной моменту инерции ротора двигателя, ведущего шкива и шкив-колеса, установленного на валу кривошипа с инерциями, и коромысла ударного механизма массы с моментом инерции. Коромысло имеет переменный момент инерции, зависящий от угла поворота кривошипа. Подставляя выражение для кинетической энергии в уравнение Лагранжа, учитывая, что момент инерции звеньев, приведенных к валу ротора двигателя, пренебрегая силами трения в механизмах, получено уравнение движения машины.*

*The article discusses the procedure for compiling a mathematical model of a manual vibrating plate based on a variable structure mechanism with a belt drive. An experimental model of an electrically driven machine is presented. A dynamic model of a mechanism consisting of a motor, toothed gears and a rocker arm has been built. In the dynamic model, the engine is represented with a moment of inertia equal to the moment of inertia of the engine rotor, a driving pulley and a pulley-wheel mounted on the crank shaft with inertias and a rocker of the percussion mass mechanism with a moment of inertia. The rocker has a variable moment of inertia, depending on the angle of rotation of the crank. Substituting the expressions for the kinetic energy in the Lagrange equation, taking into account that the moment of inertia of the links reduced to the motor rotor shaft, neglecting the friction forces in the mechanisms, the equation for the motion of the machine is obtained.*

**Түйүн созддор:** озгорулмолуу структурадагы механизми; кол виброплитасы; машинанын математикалык модели; эксперименталдык улгу; асинхрондук кыймылдаткыч.

**Ключевые слова:** механизм переменной структуры; ручная виброплита; экспериментальный образец; математическая модель машины; асинхронный двигатель.

**Key words:** variable structure mechanism; manual vibrating plate; experimental sample; mathematical model of the machine; asynchronous motor.

Разработка отечественных машин способствует развитию машиностроения, которое выступает отраслью экономики с высокой добавленной стоимостью и поэтому представляет интерес для государства. В период формирования рыночных устоев поддержка отраслей с высокой добавленной стоимостью является объектом

государственной поддержки во многих странах мира, как развивающихся, так и высокоразвитых.

Из-за высокой стоимости ручных импортных грунтоуплотняющих машин их приобретение не под силу многим строительно-дорожным организациям страны. Поэтому труднодоступные участки строительства часто приходится уплотнять ручным способом. Однако в этом случае грунт недостаточно уплотняется и через 2-3 года проседает, что требует больших затрат на ремонтно-восстановительные работы.

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. Как было выше отмечено, на производстве эксплуатируются импортные ручные машины, которые имеют ряд недостатков, а именно сложность ремонта, отсутствие запасных частей машин. В связи с этим данные разработки направлены Инженерной академии Кыргызской Республики для создания отечественных ручных ударных машин, в том числе грунтоуплотняющих, являющихся актуальными.

Одной из разработок Инженерной академии Кыргызской Республики в этом направлении является ручная виброплита на основе механизма переменной структуры (МПС) (рисунок 1). Данная виброплита обеспечивает уплотнение грунта в процессе восстановительных работ на строительстве.

Как известно, 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 один из критериев ударного механизма виброплиты. Но судить о качестве



Рисунок 1– Общий вид ручной виброплиты с МПС

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]. Поэтому для полноценной оценки работы машины необходимо исследование динамики основных элементов и машины в целом.

В качестве рассматриваемых параметров при исследовании динамики элементов являются такие параметры, 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 представляет собой отдельную задачу, и в данной работе она не рассматривается. Целью данной работы является составление математической модели силовой трансмиссией виброплиты от электродвигателя до коромысла – ударного элемента машины.

Исполнительный механизм виброплиты состоит из асинхронного двигателя 1 (рисунок 2), ведущего шкива 2, шкив-колеса 3, кривошипа 4, шатуна 5 и коромысла 6. Для этого на основе кинематической схемы виброплиты составляется динамическая модель, состоящая из двигателя, ведущего шкива, шкив-колеса, установленного на валу кривошипа, и коромысла (рисунок 3).

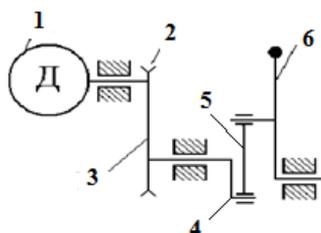
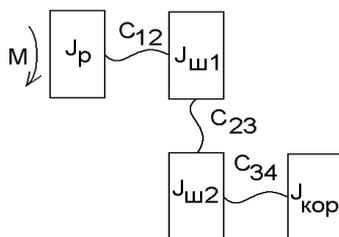


Рисунок 2 – Кинематическая схема ручной трамбовки



$J_p$  – момент инерции двигателя;  $J_{ш1}$  – момент инерции ведущего шкива;  $J_{ш2}$  – момент инерции шкив-колеса;  $J_{кор}$  – переменный момент инерции коромысла, зависящий от угла поворота кривошипа;  $C_{12}$  – коэффициент жесткости шпонки вала ротора, на котором установлена ведущая шестерня;  $C_{23}$  – коэффициент жесткости ременной передачи между шкивом 2 и шкив-колесом 3 (рис. 2);  $C_{34}$  – коэффициент жесткости шпонки шкив-колеса;  $M$  – момент двигателя

Рисунок 3 – Динамическая модель ударного узла машины

В динамической модели двигатель представлен в виде массы с моментом инерции  $J_p$ , равной моменту инерции ротора двигателя, ведущего шкива и шкив-колеса, установленного на валу кривошипа, – в виде масс с моментами инерции  $J_{ш1}$  и  $J_{ш2}$  и коромысла ударного механизма – в виде массы с моментом инерции  $J_{кор}$ . Коромысло имеет переменный момент инерции, зависящий от угла поворота кривошипа. Соединение ведущего шкива с валом двигателя представляется как шпоночное соединение с коэффициентом жесткости  $C_{12}$  и ременная передача между ведущим шкивом и шкив-колесом представлена как ременное соединение с коэффициентом жесткости  $C_{23}$ .

С использованием традиционной методики расчета, приведенной в работе [2], определяются инерционные моменты

ротора двигателя, зубчатых шестерен и коромысла. Так как жесткость этих звеньев намного больше жесткостей остальных звеньев, то они представляются как жесткие массы их с определенными моментами инерции.

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

Таблица 1 – Параметры звеньев ударного узла ручной виброплиты

Момент инерции $J \cdot 10^{-3}$ , кг·м <sup>2</sup>	$J_p$	$J_{ш1}$	$J_{ш2}$	$J_{кор}$
	33	31	103	18,94
Жесткость $C \cdot 10^{-3}$ , Н·м	$C_{12}$	$C_{23}$	$C_{34}$	
	7,56	0,6	30,5	

Для упрощения расчета все параметры звеньев ударного узла машины приводятся к валу двигателя (рисунок 3).

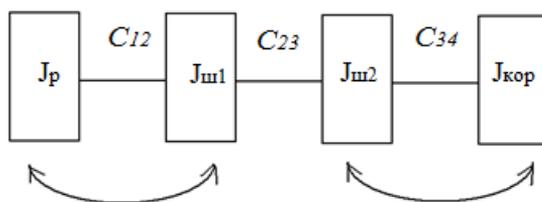


Рисунок 3 – Схема приведения звеньев динамической системы к валу двигателя

Из этой четырехмассовой динамической модели видно, что податливости между 1-й и 2-й массой, 2 и 4-й массой намного больше, чем 2-й и 3-й. Анализ парциальных систем собственных частот этой модели показывает, что динамическую модель можно рассматривать в виде двухмассовой модели, суммируя инерционные массы 1 и 2, 3 и 4 согласно методике, приведенной в работе [2].

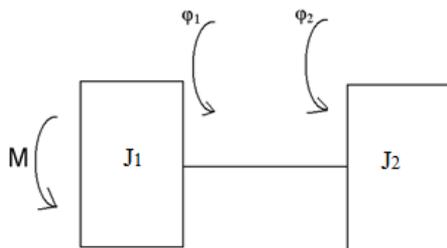


Рисунок 4 – Двухмассовая динамическая система

В итоге четырехмассовая динамическая система упрощается, и образуется двухмассовая динамическая система (рисунок 4).

Для составления уравнения движения двухмассовой системы используется уравнение Лагранжа 2 рода.

Подставляя выражение для кинетической энергии в уравнение Лагранжа, учитывая, что момент инерции звеньев, приведенных к валу ротора двигателя, является функцией от угла поворота ротора двигателя, пренебрегая силами трения в механизмах, получим следующее уравнение движения машины:

$$\begin{cases} J_1 \varphi_1'' + c(\varphi_1 - \varphi_2) = M_\delta \\ \frac{\partial J_2}{\partial \varphi_2} \cdot \frac{\varphi_2'^2}{2} - c(\varphi_1 - \varphi_2) = 0 \end{cases}$$

где  $J_1, J_2$  – переменный момент инерции первой и второй массы, зависящий от угла поворота;  $\varphi_1, \varphi_2$  – угол поворота первой и второй массы.

Данная система уравнений решается численными методами. Для упрощения вычислений используются современные языки программирования. В результате решения системы уравнений будут получены основные кинематические параметры рассматриваемых звеньев и их взаимосвязь.

### Литература

1. Никишин Н. И., Батуев Н. М. Конструкция ударных механизмов ручных машин // Центральный научно-исследовательский институт информации технико-экономических исследований по строительному, дорожному и коммунальному машиностроению. – Вып. 2. – М.: ЦНИИТЭстроймаш, 1980. – С. 30 – 35.
2. Еремянц В. Э. Построение и анализ динамических моделей механизмов. Часть 1. Учебно-методическое пособие / Кыргызско-Российский Славянской университет. – Бишкек, 2000. – С.1 – 60.
3. Пакирдинов Р. Р. Разработка и создание ручных грунтоуплотняющих машин на основе механизма переменной структуры: Авторефер. дисс. ... канд. тех. наук. – Бишкек, 2008. – С.1 – 19.