

УДК 621.01

**РОТАЦИОНДУК ТЕРМЕЛГИЧТИН ТЕРМЕЛҮҮЛӨРҮНҮН
ДЫМЫП ӨЧҮҮСҮНӨ АР КАНДАЙ ӨЛЧӨМ
МҮНӨЗДӨГҮЧТӨРҮНҮН ТААСИРИН БААЛОО**

**ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ РАЗЛИЧНЫХ ПАРАМЕТРОВ НА
ЗАТУХАНИЕ КОЛЕБАНИЙ РОТАЦИОННОГО МАЯТНИКА**

**EVALUATION OF THE INFLUENCE OF VARIOUS
PARAM-ETERS ON THE DAMPING OF THE OSCILLATIONS
OF A ROTARY PENDULUM**

Кынатбекова Н. Н.

Kynatbekova N. N.

Бул иште айлануучу ротордон жана учунда ургучу бар өзөктүү элементи камтыган эки термелгичтен турган ротациондук термелгичтүү ургулооч механизмдин динамикалык үлгүсү каралган. Тогоолордун катышы, ургучтун күү ийинкүчү жана термелгичтин роторго карата бурчунун өзгөрүүшү аттуу өлчөм мүнөздөгүчтөрүнүн ротациондук термелгичтүү ургулооч механизмдин кичине термелүүлөрүнүн ротордун бир айлануусунда дымып өчүүсүнө таасир этүүсүнүн талдоосу аткарылды. Ар кандай тогоолордун узундуктарынын катышы жана ар түрдүү ургучтун формасынын күү ийинкүчтөрү үчүн ротациондук термелгичтин термелүүлөрүнүн дымып өчүүсүнүн коэффициентинин аналитикалык көзкарандылыгы түзүлдү. Ар кандай өлчөм мүнөздөгүчтөрүнүн өзгөрүүсүнө байланыштуу термелгичтин термелүүсүнүн дымып өчүүсүнүн коэффициентинин аныкталган маанилери динамикалык үлгүнүн кийинки эсептөөсүнө жол түзөт жана ротациондук термелгичтүү ургулооч механизмдерди долбоорлоо мүмкүндүк берет.

В данной работе рассматривается динамическая модель ротационно-маятникового ударного механизма, состоящего из вращающегося ротора и двух маятников, содержащих стержневые элементы, на конце которых расположены бойки. Проведен анализ влияния таких параметров, как соотношение длин звеньев, момент инерции бойка и угол поворота маятника относительно ротора на затухание малых колебаний ротационно-маятникового ударного механизма за один оборот ротора. Составлены аналитические зависимости изменения коэффициента затухания колебаний ротационного маятника относительно ротора при разных соотношениях длин звеньев и моментов инерции бойка для различных его форм. Установленные значения коэффициента затухания колебаний маятника в зависимости от изменения величин различных параметров позволяют в дальнейшем выбрать путь решения уравнения динамической модели и для проектирования ротационно-маятниковых ударных механизмов.

In this paper, we consider a dynamic model of a rotary-pendulum impact mechanism consisting of a rotating rotor and two pendulums containing rod elements, at the end of which there are strikers. The analysis of the influence of such parameters as: the ratio of link lengths, the moment of inertia of the striker and the angle of rotation of the pendulum relative to the rotor on the attenuation of small oscillations of the rotary-pendulum impact mechanism for one rotation of the rotor is carried out. The analytical dependences of the change in the damping coefficient of the oscillations of the rotary pendulum relative to the rotor, with different ratios of the lengths of the links and the moments of inertia of the striker for its various forms, are compiled. The established values of the damping coefficient of the pendulum oscillations, depending on the change in the values of various parameters, allow us to further choose the way to solve the equation of the dynamic model and for the design of rotary-pendulum shock mechanisms.

Түйүн сөздөр: ротациондук-термелгичтүү ургулооч механизм; динамикалык үлгү; термелүүнүн дымын өчүүсү; ургучтун күү ийинкүчү; тогоолордун узундуктарынын катнашы.

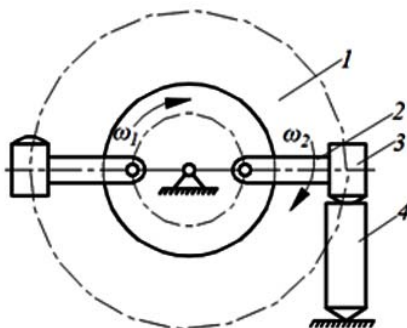
Ключевые слова: ротационно-маятниковый ударный механизм; динамическая модель; затухание колебаний; момент инерции бойка; соотношение длин звеньев.

Keywords: rotary-pendulum impact mechanism; dynamic model; vibration damping; the moment of inertia of the striker; the ratio of the lengths of the links.

В Институте машиноведения и автоматики НАН КР на протяжении многих лет ведутся работы по созданию перспективных машин для горного дела и строительства. В предшествующие годы в этом институте были разработаны гидравлические бурильные и отбойные машины [1], молоты для разрушения горных пород и твердых покрытий [2], технические средства отделения блоков камня от массива [3], ударные машины различного назначения на основе механизмов переменной структуры [4, 5] и другие машины для горного дела и строительства.

Начиная с 2016 года лаборатория камнедобывающих комплексов (КДК) Института машиноведения и автоматики НАН КР занимается созданием нового ротационно-маятникового ударного механизма [6] для нужд горной промышленности и строительства. Ранее такие механизмы нашли применение в испытательных стендах при исследовании влияния ударных нагрузок на колебания и прочность аппаратуры, ударно-усталостное разрушение материалов и других процессов, связанных с виброударными нагрузками [7].

Под ротационно-маятниковыми ударными механизмами понимают механизм, состоящий из вращающегося ротора 1 (рис. 1) и маятника, состоящего из стержневой элемента 2, на конце которого расположен боек 3, имеющий определенную форму.



1 – ротор, 2 – стержневой элемент, 3 – боек, 4 – инструмент.
Рисунок 1 – Ротационно-маятниковый ударный механизм

Принцип работы данного механизма заключается в следующем. При вращении ротора 1 звено 2 (стержневой элемент) с течением времени под действием сил инерции располагается на одной линии со звеном 1 (ротором) и наносит удар по инструменту, опирающемуся на обрабатываемый объект.

В лаборатории КДК был создан экспериментальный образец ротационно-маятникового ударного механизма для разрушения горных пород и твердых материалов.

Ранее исследования динамики таких механизмов не проводились, что затрудняло выбор их рациональных параметров. В связи с этим была поставлена задача разработки и исследования динамической модели этого механизма с целью изучения влияния различных параметров на его работу и научного обоснования их выбора.

С этой целью был проведен кинетостатический расчет данного механизма графоаналитическим методом с допущением, что ведущее звено вращается равномерно, т.е. $\omega_1 = \text{const}$ [8]. Результаты кинетостатического расчета показали, что реактивные силы в шарнирах и опоре не превышают 1 кН от сил инерции.

Однако результаты проведенных экспериментальных исследований опытного образца ударного механизма показали существенные колебания угловой скорости ротора, вызванные реакциями, действующими на ротор при ударах [9]. В связи с этим в работе [10] была

предложена методика выбора рациональных параметров ударной системы ротационного ударного механизма, при которых ударные реакции, действующие на ротор, исключаются или минимизируются.

В работе [11] предложена динамическая модель рассматриваемого механизма, полученная при следующих допущениях:

1. Ротор 1 вращается с постоянной угловой скоростью ω_1 .
2. Силы тяжести звеньев намного меньше инерционных сил, и ими можно пренебречь.
3. Масса стержня 2 пренебрежимо мала по сравнению с массой бойка 3, и ей можно пренебречь.

При этих допущениях динамическая модель описывается следующей формулой:

$$\ddot{\psi} + \dot{\psi}^2 g \sin \psi + b \sin \psi = 0. \quad (1)$$

где ψ – угол поворота маятника относительно ротора, рад;

$$\psi = \varphi_2 - \varphi_1,$$

φ_2 , φ_1 – углы поворота соответственно маятника и ротора относительно горизонтальной оси.

g – коэффициент, обеспечивающий затухание колебаний маятника:

$$g = \left(\frac{J_{2c} k (k^2 + 1 + 2k \cos \psi)}{J_{2c} + 2m_2 l_2^2 (k^2 + 1 + 2k \cos \psi)} \right); \quad b = \frac{2m_2 l_2^2 \omega_1^2 k (k^2 + 1 + 2k \cos \psi)}{J_{2c} + 2m_2 l_2^2 (k^2 + 1 + 2k \cos \psi)} \quad (2)$$

здесь J_{2c} – момент инерции бойка относительно его центра масс, кгм²; m_2 – масса бойка, кг; l_2 – длина маятника, м; l_1 – расстояние от центра ротора до оси маятника, м; рад; k – коэффициент соотношения длин звеньев, $k = l_1/l_2$.

Как отмечается в работе [11], по структуре зависимость (1) – это известное в теории колебаний уравнение затухающих колебаний маятника, когда затухание пропорционально квадрату его скорости. Из уравнения (1) видно, что динамика рассматриваемого ротационно-маятникового ударного механизма зависит от коэффициента g , который обеспечивает это затухание, а этот коэффициент в свою очередь зависит от параметров бойка и соотношения длин звеньев k .

Задачей данной работы являлось установление этих зависимостей.

Введём безразмерный коэффициент ξ , учитывающий соотношение размеров маятника и бойка:

$$\xi = 2m_2 l_2^2 / J_{2c}, \quad (3)$$

В частном случае, когда боек имеет форму параллелепипеда, коэффициент ξ определяется как [11]:

$$\xi = 24l_2^2 / (a^2 + c^2), \quad (4)$$

где a и c – размеры бойка в плоскости движения маятника, м. для цилиндрического бойка:

$$\xi = 24l_2^2 / (3r_u^2 + h^2), \quad (5)$$

где r_m и h – радиус и высота цилиндра, м. для бойка в форме шара:

$$\xi = 5l_2^2 / 2r_u^2, \quad (6)$$

где r_m – радиус шара, м.

Тогда формула (2) для определения коэффициента g примет вид:

$$g = \left(\frac{k(k^2 + 1 + 2k \cos \psi)}{1 + \xi(k^2 + 1 + 2k \cos \psi)} \right); \quad (7)$$

Из этой формулы следует, что коэффициент g зависит от трех параметров: отношения длин звеньев k , отношения размеров маятника и бойка ξ и угла поворота маятника относительно ротора ψ .

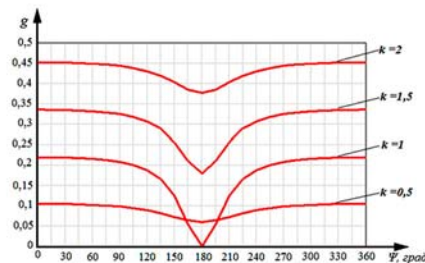


Рисунок 2 – График зависимости $g(\psi)$ при разных k , когда боек имеет форму параллелепипеда

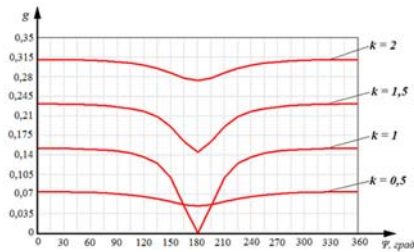


Рисунок 3 – График зависимости $g(\psi)$ при разных k , когда боек имеет форму цилиндра

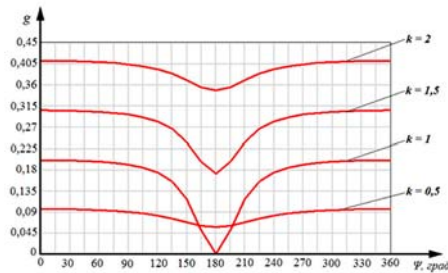


Рисунок 4 – График зависимости $g(\psi)$ при разных k , когда боек имеет форму шара

Из вышеприведенных графиков видно, что при углах $\psi=0^{\circ}-120^{\circ}$ значения коэффициента g изменяются незначительно, а при углах $\psi=120^{\circ}-180^{\circ}$ резко снижаются до определенного минимального значения, зависящего от коэффициента k . Затем этот процесс повторяется в обратном порядке. При этом характер полученных зависимостей для различных форм бойка примерно одинаковый и отличается только численными значениями. Чем больше соотношение длин звеньев k , тем больше значения коэффициента g , что является положительным качеством с точки зрения затухания колебаний.

На рисунке 4 приведен график изменения коэффициента ξ в зависимости от длины маятника при различной форме бойка. При расчете масса бойка принималась постоянной и равной $m^2 = 1,34$ кг. Данное значение соответствует конструкции бойка экспериментального образца ударного механизма, на котором проводились экспериментальные исследования [9].

Из графика 5 видно, что форма бойка существенно влияет на значение безразмерного коэффициента, т.е. когда боек имеет форму шара, затухание колебаний происходит быстрее, чем когда боек имеет другие формы.

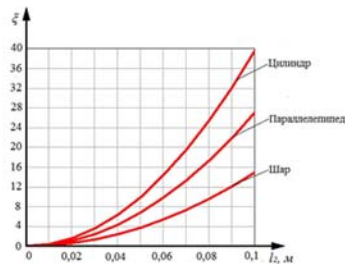


Рисунок 5 – График зависимости безразмерного коэффициента ξ от длины стержня при разной форме бойка.

Ниже, на рисунках 6 – 8, приведены графики зависимостей коэффициента g от угла поворота маятника относительно ротора ψ при разных соотношениях длин звеньев k и при разных формах бойка (коэффициенте ξ).

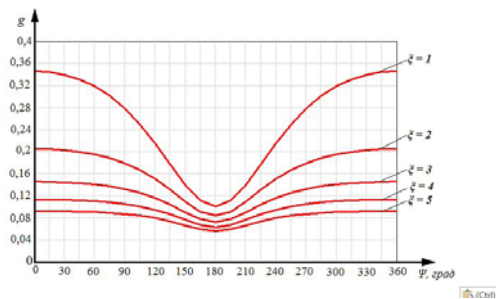


Рисунок 6 – График зависимости $g(\psi)$ при разных ξ и $k = 0,5$

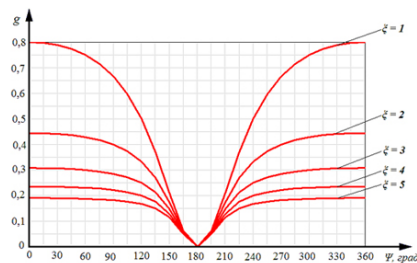


Рисунок 7 – График зависимости $g(\psi)$ при разных ξ и $k = 1$

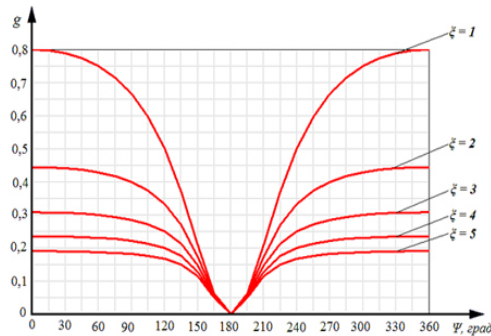


Рисунок 8 – График зависимости $g(\psi)$ при разных ξ и $k = 1,5$

Из анализа рисунков 6 – 8 следует, что чем меньше значение безразмерного коэффициента ξ , тем больше значение коэффициента затухания g , что является положительным качеством с точки зрения затухания колебаний. Но при этом уменьшается диапазон углов ψ , в котором можно считать коэффициент g мало меняющимся.

Установленные зависимости коэффициента g от различных параметров позволяют в дальнейшем выбрать путь решения уравнения динамической модели (1) и на основе анализа полученного решения разработать рекомендации по выбору рациональных параметров ротационно-маятниковых ударных механизмов.

Литература

1. Гидравлические бурильные и отбойные машины./ Под общей ред. академика АН Киргизской ССР О.Д. Алимова. – Фрунзе: «Илим», 1988. – 187 с.
2. Ураимов М., Султаналиев Б.С. Гидравлические молоты. Основы создания, обобщение опыта производства и эксплуатации гидравлических молотов «Импульс». – Бишкек: «Илим», 2003. – 239 с.
3. Алимов О.Д., Мамасаидов М.Т. Технические средства отделения блоков камня от массива. – Фрунзе: «Илим», 1987. – 216 с.
4. Абдраимов С., Джуматаев М.С. Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры. – Бишкек: «Илим», 1993. – 178 с.
5. Еремьянц В.Э., Асанова А.А. Виброударная очистка поверхностей. Очистка кривошипно-коромысловыми ударными механизмами. – Издательский дом Palmarium Academic Publishing, Саарбрюккен, Германия, 2015. – 124 с.

6. Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Кынатбекова Н.Н. Механические ударные механизмы переменной структуры. – Бишкек// Машиноведение. ИМА НАН КР, 2015. – № 2. – С. 3–11.

7. Виноградов В.Н., Сорокин Г.М., Албагачиев А.Ю. Изнашивание при ударе. – М.: Машиностроение, 1982. – 192 с.

8. Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Кынатбекова Н.Н. Результаты уточненного кинетостатического расчета ударного механизма переменной структуры с динамической связью. – Бишкек // Машиноведение. ИМА НАН КР, 2021. – № 2(12). – С. 10–21.

9. Усубалиев Ж., Эликбаев К.Т., Райымбабаев Т.О., Кынатбекова, Н.Н. Результаты экспериментальных исследований образца ударного механизма переменной структуры с динамической связью // Машиноведение. ИМА НАН КР, 2020. – № 1(11). – С.73 – 83.

10. Еремьянц В.Э. Пример выбора рациональных параметров ударной системы ротационного ударного механизма. – Бишкек // Машиноведение. ИМА НАН КР, 2021 – № 1(11). – С.84 – 90.

11. Еремьянц В.Э., Усубалиев Ж., Кынатбекова Н.Н. Динамическая модель ротационного маятника в поле инерционных сил. – С.-Пб. // Современные проблемы теории машин. – № 11. – 2021. – С. 20 – 25.