

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ И ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ВЛИЯНИЯ КОЭФФИЦИЕНТА
НАИБОЛЬШЕГО ЗВЕНА “А” НА ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ В ЗОНЕ
УДАРА СХЕМ С. АБДРАИМОВА С НАИБОЛЬШИМ ОСНОВАНИЕМ**

Бакиров Б.Б., Шадиев М.И. научные сотрудники НИЦ проблем машиностроения им С.Абдраимова ИА КР, Институт Машиноведения НАН КР, г.Бишкек, Кыргызстан, e-mail:engineer2013@inbox.ru

В работе рассматривается три разновидности схемы кривошипно-коромыслового ударного механизма переменной структуры С.Абдраимова с наибольшим основанием, а также влияние коэффициента наибольшего звена “а” на их кинематические параметры.

Ключевые слова: Шарнирно-рычажный механизм переменной структуры, кривошип, шатун, коромысло, длина основания.

**DEFINITION AND ESTIMATION OF DEGREE OF INFLUENCE OF FACTOR OF THE
GREATEST LINK "AND" ON THE TRANSFER RELATION IN A ZONE OF BLOW OF
SCHEMES OF S.ABDRAIMOVA WITH THE GREATEST BASIS.**

Bakirov B.B., Shadiev M.I. research staff FACE DOWNWARDS problems of mechanical engineering it S.Abdraimova of news agency KR, Institute Mashinovedeniya NAN KR, Bishkek, Kyrgyzstan, e-mail:engineer2013@inbox.ru

In work influence of factor of the greatest link "and" on their kinematic parameters is considered three versions of the scheme kрivoshіpno-koromyslovogo the shock mechanism of variable structure of S.Abdraimova with the greatest basis, and also.

Keywords: Articulated linkage of variable structure, crank, connecting rod, rocker arm, the length of the base.

Как показывает анализ предшествующих работ [1, 2, 3], коэффициент кинематического восстановления скорости ударного механизма определяется: $R_{кин} = \frac{U_{31+}}{U_{31-}}$ где U_{31+} - послеударное, U_{31-} - предударное передаточное отношения, существенно влияет на работоспособность всего механизма. В свою очередь, вопрос влияния соотношений длин звеньев на передаточное отношение мало изучен. Вместе с тем, с этими параметрами связаны основные показатели ударных машин и устройств, определяющих их технологическую эффективность. В связи с этим исследование данного вопроса является актуальными.

Для проведения исследования будем рассматривать три разновидности схемы С.Абдраимова с наибольшим основанием со следующими соотношениями длин звеньев:

$$l_1 < l_2 < l_3 < l_0 \quad (1)$$

$$l_1 < l_2 = l_3 < l_0 \quad (2)$$

$$l_1 < l_3 < l_2 < l_0 \quad (3)$$

где l_1, l_2, l_3, l_0 – соответственно длины кривошипа, шатуна, коромысла и основания. Кинематическая схема механизма показана на рисунке 1.

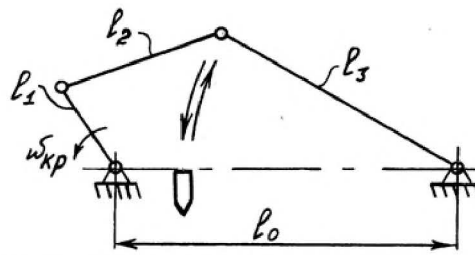


Рис.1. Кинематическая схема кривошипно-коромыслового ударного механизма с наибольшим основанием.

Известно, что кривошипно-коромысловые ударные механизмы имеют послеударные и передударные передаточные отношения, которые определяются следующими формулами: после удара - при угле поворота кривошипа $\varphi_I = 0$; $U_{31+} = U_{31}(0) = [(\lambda_0 \lambda_2 / \lambda_3)^{1/2} - 1] / (1 + \lambda_0)$,

(4)

а до удара - при угле поворота кривошипа $\varphi_I = 2\pi$;

$$U_{31-} = U_{31}(2\pi) = -[(\lambda_0 \lambda_2 / \lambda_3)^{1/2} + 1] / (1 + \lambda_0), \quad (5)$$

где $\lambda_1 = l_1 / l_1 = 1$, $\lambda_2 = l_2 / l_1$, $\lambda_3 = l_3 / l_1$, $\lambda_0 = l_0 / l_1$, - относительные длины звеньев.

Далее варьируя коэффициент наибольшего звена \mathbf{a} ($\mathbf{a} = \frac{\lambda_0}{\lambda_1}$) в пределах от 2 до 10, нами были получены графики зависимости передаточных отношений и коэффициента восстановления скорости от межопорного расстояния для трех разновидностей схем механизма представленные на рисунках 2, 3, 4.

(На рисунках а-передаточное отношение; б-коэффициент кинематического восстановления скорости).

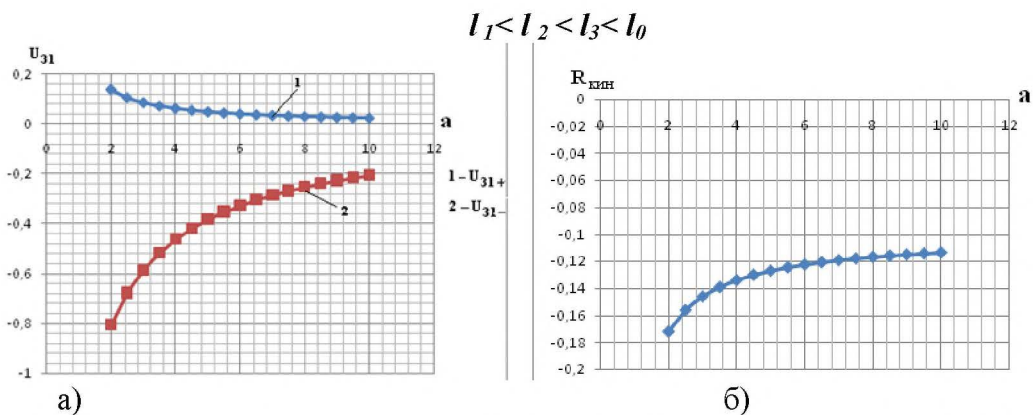


Рис.2. Графики зависимость U_{31+} (а), U_{31-} (а) и $R_{кин}$ (а) для схемы $l_1 < l_2 < l_3 < l_0$.

$$l_1 < l_2 = l_3 < l_0$$

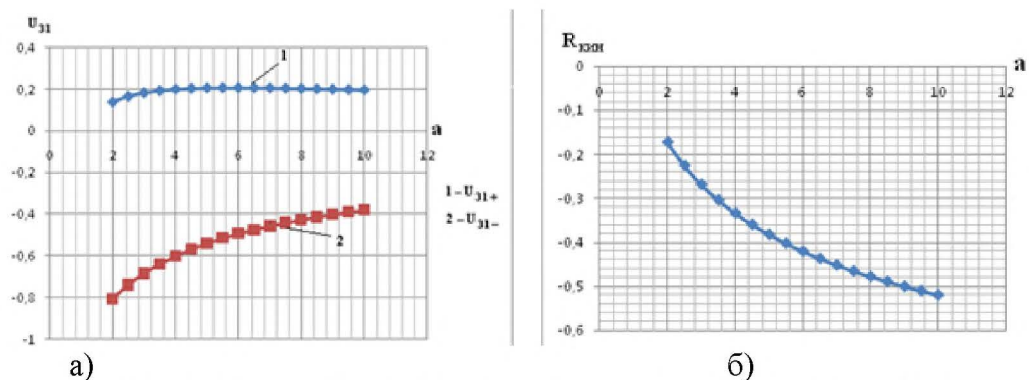


Рис.3. Графики зависимость U_{31+} (а), U_{31-} (а) и $R_{кин}$ (а) для схемы

$$l_1 < l_2 = l_3 < l_0.$$

$$l_1 < l_3 < l_2 < l_0$$

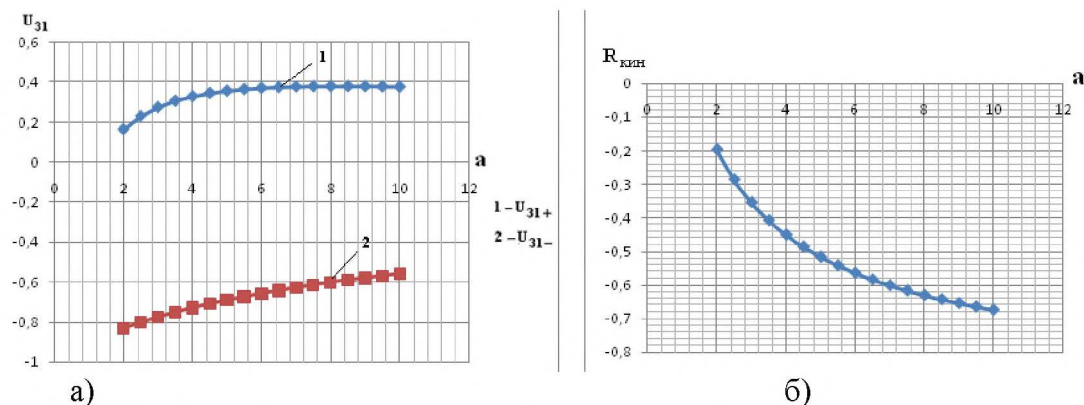


Рис.3. Графики зависимости $U_{31+}(a)$, $U_{31-}(a)$ и $R_{кин}(a)$ для схемы $l_1 < l_3 < l_2 < l_0$.

Таким образом, полученные графики позволяют провести оценку влияния параметра a на кинематические свойства и выходные характеристики ударной машины.

Как видно из рисунка 2а, для схемы механизма с соотношениями длин звеньев $l_1 < l_2 < l_3 < l_0$ с изменением параметра a в пределах от 2 до 10 наблюдалось равномерное уменьшение послеударных передаточных отношений U_{31+} , а предударное передаточное отношение U_{31-} , наоборот интенсивно возрастает. А также, с увеличением коэффициента a происходит увеличение коэффициента кинематического восстановления скорости $R_{кин}$.

При одинаковой величине размеров шатуна и коромысла ($l_2 = l_3$), с увеличением коэффициента a , т.е. при увеличении межопорного расстояния l_0 (рис. 2а, 2б), можно заметить увеличение послеударных передаточных отношений до значения $a=4$, а после этого, она почти мало изменяется. Величина передаточных отношений перед ударом с увеличением коэффициента a начинает интенсивно увеличиваться, а коэффициент $R_{кин}$ идет на уменьшение.

При схеме соотношений длин звеньев $l_1 < l_3 < l_2 < l_0$ рис. 3а, 3б, когда длина шатуна больше длины коромысла ($l_2 > l_3$), при увеличении коэффициента a происходит равномерное увеличение передаточных отношений до удара и после удара, при этом коэффициент кинематического восстановления скорости $R_{кин}$ начинает интенсивно уменьшаться.

Выводы: Таким образом, проведенные исследования показали, что характер изменения графиков передаточных отношений и коэффициента кинематического восстановления скорости в зависимости от параметра a (для всех разновидностей схем МПС с наибольшим основанием), заметно отличается друг от друга, что создает необходимую предпосылку для расширения области их применения в конструкциях ударных машин и устройств, таких как:

- горные и строительные ручные отбойные молотки; отбойные молоты с различной энергией удара;
- в машинах для очистки бункеров и золошлакопроводов и устройств для отбивки отливок от литников с высокими частотами ударов;
- в виброударных грунтоуплотняющих машинах различных мощностей и типов размеров и т.

Из полученных результатов следует, что при выборе рациональных схемы и соотношений длин звеньев проектируемой ударной машины на основе МПС с наибольшим основанием необходимо учитывать вышеуказанные характеристики зависимостей $U_{31+}(a)$, $U_{31-}(a)$ и $R_{кин}(a)$.

Список литературы

1. Абдраимов С. Шарнирно-рычажные механизмы переменной структуры / С. Абдраимов. – Илим.- 1993. – 178 с.

2. Абдраимов С. Шарнирно-рычажные начальные механизмы переменной структуры / Материалы международной научной конференции Современные технологии и управление качеством в образовании, науке и производстве: опыт адаптации и внедрения/ С. Абдраимов 23-25 мая 2001 г. Часть II Транспорт, энергетика, техника. – Бишкек: КТУ им. И. Разакова.- 2001. - 210-212 с.

3. Абдраимов С. Анализ передаточных отношений шарнирно-четырёхзвенного ударного механизма с наибольшим шатуном. Материалы Международной конференции "Технология и перспективы современного инженерного образования, науки и производства/ С. Абдраимов". - Бишкек: КГТУ им. И. Разакова. 1999.-311с.

4. Фокин Ю.А. Передаточные отношения и коэффициенты кинематического восстановления скорости четырёхзвенных кривошипных ударных механизмов / Ю.А. Фокин Материалы Международной конференции "Механизмы переменной структуры и виброударные машины. Мектеп.- 1999.- 145-152 с.

УДК 623.4.062.2

УДАРНЫЙ МЕХАНИЗМ С ДВУМЯ ПОСТУПАТЕЛЬНЫМИ ЗВЕНЬЯМИ

Толошов Чынгыз Орозалиевич, научный сотрудник Института Машиноведения Национальной Академии Наук Кыргызской Республики г. Бишкек.

В статье рассматривается принцип работы ударного механизма с двумя поступательными звеньями, математическое описание и его геометрические параметры для получения требуемого движения дополнительного ползуна 5.

Механизм предназначен для повышения надежности работы ударных устройств, а также увеличение их срока службы за счет уменьшения нагрузки на опоры кривошипа и повышения частоты удара.

Кинематическая схема ударного механизма представлена на рисунке 1. Преимуществом данного ударного механизма является, что ползун 5 совершает два удара за один оборот кривошипа, а также реакция от удара не передается на опоры кривошипа.

Ключевые слова: механизм, движение, звено, удар, ползун, длина кривошипа, параметры, точка соприкосновения, плоскость, уравнение.

SHOCK MECHANISM WITH TWO TRANSLATIONAL UNITS.

The article discusses the principle of the impact mechanism with two translational units, mathematical description and its geometrical parameters to obtain the desired movement of the slide 5 extra.

The mechanism is designed to increase the reliability of the percussion device, as well as an increase in their lifetime due to load reduction on the crank and increasing strike rate support.

Kinematic impact mechanism is shown in Figure 1. The advantage of this mechanism is the impact that the slider 5 makes two hits in one revolution of the crank, and the reaction of the impact is not transmitted to the crank bearing.

Keywords: mechanism, movement, link, hit, slide, the length of the crank, the parameters of the point of contact, the plane equation.

Рассмотрим принцип работы ударного механизма: при вращении кривошипа 1, движение передается через шатун 2 ползуну 3 и преобразуется в возвратно-поступательное движение в горизонтальной плоскости, а движение ползуна 3 передается через