

УДК 622.271

ИЙРИ МУУНАК-ТЕРМЕЛГИЧ СОККУ МЕХАНИЗМДҮҮ ЖАБДЫЛГАН БУРГУЛООЧУ МАШИНАНЫН РАЦИОНАЛДУУ БЕРҮҮ КҮЧҮ

О РАЦИОНАЛЬНОМ УСИЛИИ ПОДАЧИ БУРИЛЬНОЙ МАШИНЫ С КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВЫМ УДАРНЫМ МЕХАНИЗМОМ

ON THE RATIONAL FEED FORCE OF A DRILLING MACHINE WITH CRANK-ROCKER IMPACT MECHANISM

В.Э. Еремьянц, Э.С. Абдраимов, Г.М. Райымбекова
V.E. Eremyans, E.S. Abdraimov, G.M. Rayimbekova

Макалада бургулоо учурунда аларды азыктандыруунун рационалдуу күчүн эске алуу менен бургулоочу бургулоо механизмдеринин өлчөм мүнөздөмөлөрүн тандоо критерийлери талкууланат ийри муунак-термелгич механизмдердин динамикасын мүнөздөгөн негизги туюнтмалар келтирилген жана алардын талдоосунун негизинде операторго же орнотуучу түзүлүшкө таасир берүүчү механизмден таасир этүүчү каршы күчтөрүнүн чоңдугуна таасир этүүчү негизги факторлор аныкталган. Мурда сунуш кылынган ыкманы колдонуу менен академик О.Д. Алимов бургулоочу аспаптын аз эскирүүсү менен бургулоонун эң жогорку ылдамдыгын камсыз кылуучу бургулоочу машинанын рационалдуу берүү күчүнө көз карандылыктарды чыгарган. Бул аракеттин чоңдугуна ар кандай факторлордун таасири аныкталган.

В статье рассматриваются критерии для выбора параметров кривошипно-коромысловых бурильных механизмов с учетом рационального усилия их подачи при бурении. Приведены основные формулы, описывающие динамику кривошипно-коромысловых механизмов, и на основе их анализа выявлены основные факторы, влияющие на величину реакции, действующей со стороны ударного механизма на оператора или установочное приспособление. С использованием подхода, предложенного ранее академиком О.Д. Алимовым, выведены зависимости рационального усилия подачи бурильной машины с кривошипно-коромысловым ударным механизмом, обеспечивающего наибольшую скорость бурения при малом износе бурового инструмента. Установлено влияние различных факторов на величину этого усилия.

The article discusses the criteria for choosing the parameters of crank-beam drilling mechanisms, taking into account the rational force of their feeding during drilling. The basic formulas describing the dynamics of crank-rocker

mechanisms are given and, based on their analysis, the main factors influencing the magnitude of the reaction acting from the impact mechanism on the operator or installation device are identified. Using the approach proposed earlier by academician O.D. Alimov derived the dependences of the rational feed force of a drilling machine with a crank-rocker impact mechanism, which provides the highest drilling speed with little wear of the drilling tool. The influence of various factors on the magnitude of this effort has been established.

Туйун создор: ийри муунак-термелгич механизм, бургулоо машинасы, азыктандыруу күчүнүн рационалдуу мааниси.

Ключевые слова: кривошипно-коромысловый ударный механизм, бурильная машина, рациональное значение усилия подачи.

Key words: crank-rocker impact mechanism, drilling machine, rational value of feed force.

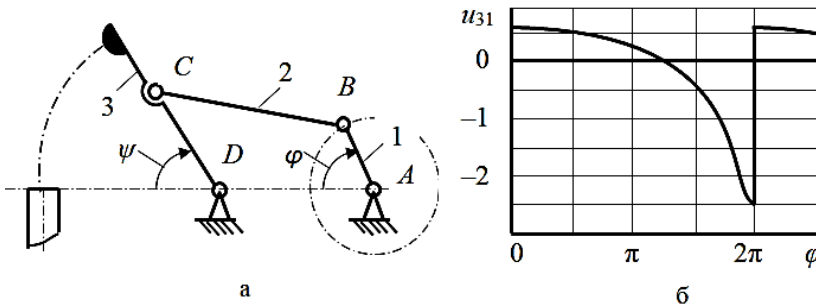
В Институте машиноведения НАН КР с начала 90-х годов прошлого века разрабатывались кривошипно-коромысловые ударные механизмы для бурения горных пород, разрушения прочных грунтов и твердых покрытий, виброударной очистки внутренних поверхностей золошлакопроводов ТЭЦ и приемных бункеров угля.

Основоположителем в создании и практическом использовании таких механизмов являлся академик Международной инженерной академии, первый президент Инженерной академии Кыргызстана С. Абдраимов. Поэтому в дальнейшем эти механизмы получили название «кривошипно-коромысловые механизмы С. Абдраимова». Позже, в 1998 году, на эти механизмы С. Абдраимовым и Э.С. Абдраимовым был получен Евразийский патент № 000370 [1].

Все эти механизмы создавались по одинаковой кинематической схеме, показанной на рисунке 1,а. Механизм состоит из кривошипа 1, шатуна 2 и коромысла 3. Существует три разновидности таких механизмов: с наибольшим шатуном, наибольшим основанием и наибольшим коромыслом. Каждый из этих механизмов имеет свои области применения.

Исторически первыми появились кривошипно-коромысловые ударные механизмы ПРП с наибольшим шатуном [2]. Они предназначались для образования отверстий в стенах при строительных работах и имели ручной привод. Их масса составляла 1,5 – 2 кг при энергии удара до 1 Дж. В последующем они были оснащены элект-

трическим приводом, их мощности увеличивались, и на их основе были созданы отбойные молотки МРЭ-6 с энергией удара до 30 Дж. При частоте ударов 16,7 Гц их масса составляла 14 кг.



1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – коромысло.

Рисунок 1 – Кинематическая схема кривошипно-коромыслового ударного механизма МО-10 (а) и график передаточной функции от кривошипа к коромыслу (б)

В последующем в молотках МОМ энергия удара увеличилась до 55 Дж при частоте ударов 23 Гц. Параллельно развивалась и теория таких механизмов [3–5]. Результаты дальнейшего совершенствования и исследования ручных отбойных молотков были обобщены в монографии [6].

На следующем этапе развития этого направления были созданы и апробированы на практике машины МО-10 для очистки внутренних поверхностей труб золошлакопроводов и угольных бункеров Бишкекской ТЭЦ [7–10]. Они имели массу 50–60 кг, оснащались электрическим или гидравлическим приводом. Их энергия удара достигала 100–140 Дж при частоте ударов от 6 до 10 Гц.

По схеме с наибольшим шатуном был создан и самый мощный на сегодняшний день отбойный молот МО-100 для разрушения прочных покрытий и бетонных сооружений. Он навешивался на манипулятор экскаватора ЭО-2615 «Беларусь» вместо ковша [11, 12]. При массе 250 кг его энергия удара достигала 1200 Дж при частоте ударов 5–8 Гц.

Но практика показала, что для очистки золошлакопроводов и угольных бункеров более перспективными являются кривошипно-коромысловые механизмы с наибольшим основанием. Они имеют

относительно небольшую энергию удара, ограниченную прочностью обрабатываемой поверхности при большой частоте ударов. Последнее позволяет увеличивать скорость перемещения ударной машины вдоль золотшлагопровода без нарушения его поверхности, а следовательно, позволяет увеличить производительность данной операции.

Теоретические и экспериментальные исследования, проведенные в работах [13, 14], показывают, что механизмы с наибольшим коромыслом перспективны для уплотнения грунтов, железнодорожных насыпей и т.д. Они обладают большой энергией удара при малой частоте ударов.

Одной из проблем при эксплуатации этих машин, как и любых машин ударного действия, является снижение динамических реакций, действующих на оператора или на базовую машину. Источниками этих реакций являются: неуравновешенность коромысла в процессе его движения с переменной скоростью, а также реакция T , действующая на ось коромысла при ударе по инструменту.

Эта проблема особенно актуальна при использовании кривошипно-коромысловых ударных механизмов для бурения поверхностных слоев космических тел с целью изучения их структуры и свойств [15]. Это связано с тем, что буровые установки для космических исследований создаются из легких материалов: сплавов титана, алюминия, магния, поскольку от веса установки зависят затраты на ее доставку к месту работы. Во-вторых, силы тяжести на ближайших планетах и космических телах меньше, чем в земных условиях. Например, на Луне – в шесть раз, на Марсе и Меркурии – в 2,65 раза, на Венере в – 1,13 раза. Поэтому снижение реакции от работы ударного механизма на оператора или установочное приспособление в этих условиях становится особенно актуальным.

Как отмечается в работе [16], реакция T , действующая на ось коромысла при ударе, может быть существенно уменьшена правильным выбором формы коромысла. В качестве примера на рисунке 2 показана форма коромысла, используемого в ударных механизмах МО-10 и МО-100.

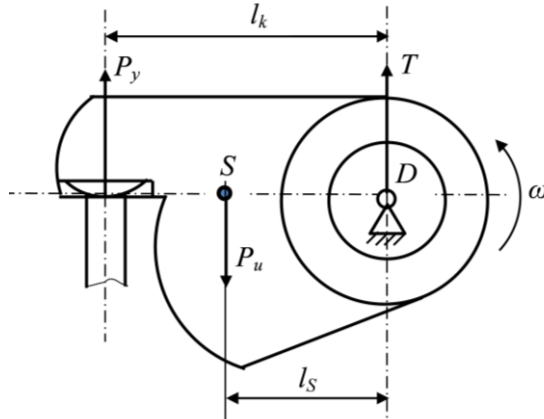


Рисунок 2 – Конструктивная схема коромысла

Из курса теоретической механики известно, что сила T , действующая на ось вращающегося тела, определяется по формуле

$$T = -\left(1 - \frac{ml_s l_k}{J}\right) P_y, \quad (1)$$

где P_y – усилие в контакте соударяющихся тел, m – масса коромысла, кг; J – момент инерции коромысла, кгм²; l_s и l_k – соответственно расстояние от оси вращения коромысла D до его центра масс S и точки контакта коромысла с инструментом, м.

Из формулы (1) следует, что для того, чтобы ударная реакция не передавалась на ось коромысла, необходимо выполнение условия:

$$\frac{J}{m} = l_s l_k. \quad (2)$$

На рисунке 1,б видно, что передаточная функция от кривошипа к коромыслу u_{31} имеет сложный вид, и с увеличением угла поворота кривошипа от нуля до 2π скорость коромысла может изменяться в несколько раз. Соответственно будут изменяться и инерционные силы, действующие на ось коромысла, а следовательно, и реакции, действующие на оператора или установочное приспособление машины. В связи с этим задачей данной работы являлся поиск возможностей уменьшения этих сил.

В работе [17] на примере кривошипно-коромыслового молота МО-100 были подробно рассмотрены инерционные силы, действующие на ось коромысла при его неравномерном движении (рисунок 3).

При этом получены следующие формулы для определения горизонтальной R_x и вертикальной R_y сил, действующих на корпус ударного механизма при его работе:

$$R_x = R_{12} \cos(\alpha - \beta) - R_{03}^n \cos(\psi - \alpha) - R_{03}^\tau \sin(\psi - \alpha); \quad (3)$$

$$R_y = R_{12} \sin(\alpha - \beta) + R_{03}^n \sin(\psi - \alpha) - R_{03}^\tau \cos(\psi - \alpha), \quad (4)$$

где

$$R_{12} = \frac{P_u^\tau \cos \alpha + P_u^n \sin \alpha + R_{03}^\tau}{\sin(\psi - \beta)} = \frac{M_u + P_u^\tau l_s}{l_3 \sin(\psi - \beta)}; \quad (5)$$

$$R_{03}^n = \frac{P_u^n \sin(\psi + \alpha - \beta) + P_u^\tau \cos(\psi + \alpha - \beta) + R_{03}^\tau \cos(\psi - \beta)}{\sin(\psi - \beta)}; \quad (6)$$

$$R_{03}^\tau = \frac{M_u}{l_3} + P_u^\tau \left(\frac{l_s}{l_3} - \cos \alpha \right) - P_u^n \sin \alpha, \quad (7)$$

P_u^n, P_u^τ – соответственно нормальные и тангенциальные составляющие силы инерции коромысла, действующие на его ось; M_u – момент инерции коромысла; P_{03}^n, P_{03}^τ – реакции, действующие в кинематической паре D ; R_{12} – реакция, действующая в кинематической паре B ; φ, β, ψ – углы поворота соответственно кривошипа, шатуна и коромысла (рисунок 1, а); угол α показан на рисунке 3.

Для коромысла механизмов МО-10 и МО-100 угол α известен и составляет 55° . Углы ψ и β зависят от угла поворота кривошипа φ и определяются по формулам [18]:

$$\psi(\varphi) = \pi - \arctg\left(\frac{\sin \varphi}{\lambda_0 - \cos \varphi}\right) - \arccos\left(\frac{\lambda_3^2 - \lambda_2^2 + 1 + \lambda_0^2 - 2\lambda_0 \cos \varphi}{2\lambda_3 \sqrt{1 + \lambda_0^2 - 2\lambda_0 \cos \varphi}}\right), \quad (8)$$

$$\beta(\varphi) = \arccos\left(\frac{\lambda_2^2 - \lambda_3^2 + \lambda_0^2 + 1 - 2\lambda_0 \cos\varphi}{2\lambda_2 \sqrt{1 + \lambda_0^2 - 2\lambda_0 \cos\varphi}}\right) - \arctg\left(\frac{\sin\varphi}{\lambda_0 - \cos\varphi}\right). \quad (9)$$

Силы инерции, действующие на коромысло, с учетом соотношения (2) определялись как:

$$P_u^n = Gu_{31}^2; P_u^\tau = Gu'_{31}; M_u = J_3 \omega_1^2 u'_{31} = Gl_k u'_{31} \text{ ,} \quad (10)$$

где $G = m_3 l_S \omega_1^2$, P_u^n , P_u^t – нормальная и тангенциальная составляющие силы инерции коромысла, Н; M_u – момент инерции коромысла относительно его оси вращения, Нм; m_3 – масса коромысла, кг; ω_1 – угловая скорость кривошипа, с^{-1} ; u_{31} , u_{31}' – передаточные отношения или передаточные функции первого и второго порядка от коромысла к кривошипу; J – момент инерции коромысла, кгм^2 ; l_k – расстояние от оси коромысла D до точки его соударения с инструментом, м (рисунок 2).

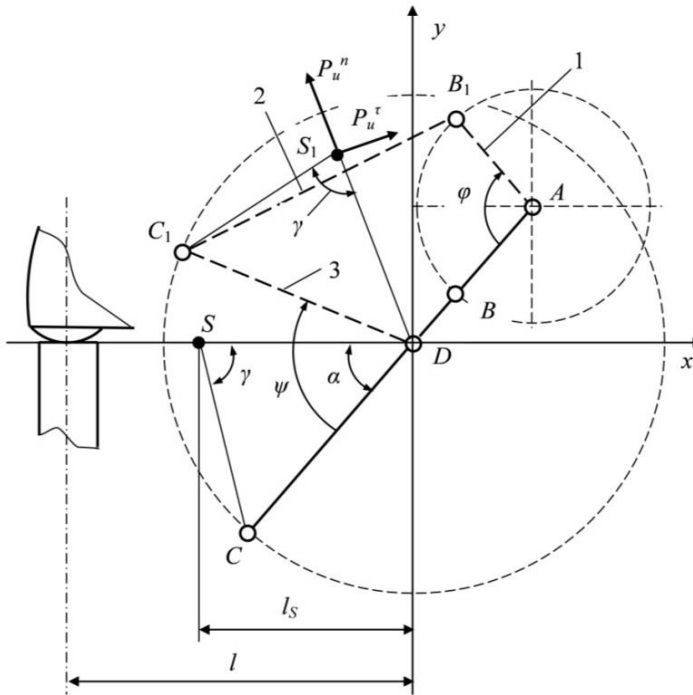


Рисунок 3 – К определению инерционных сил, действующих на ось коромысла [17]

Передаточные функции определяются по формулам [18]:

$$u_{31}(\varphi) = \frac{1}{d_1} \left[1 - \lambda_0 + 2\lambda_0 \sin^2 \frac{\varphi}{2} + \frac{2\lambda_0 \sin^2 \frac{\varphi}{2} - \lambda_2 (1 - \lambda_0) \cos \frac{\varphi}{2}}{\sqrt{\frac{\lambda_2 \lambda_3}{\lambda_0} - \sin^2 \frac{\varphi}{2}}} \right] \quad (11)$$

$$u_{31} = -\frac{\sin \frac{\varphi}{2}}{4(a - y^2)^2} \left[2y(b - a) + \frac{[g + 2(c - a)]y^4 + g(c - 3a)y^2 + acg}{\sqrt{(g + y^2)^3}} \right], \quad (12)$$

где $d_1 = 1 + \lambda_0^2 - 2\lambda_0 \cos \varphi$, $a = (1 + \lambda_0^2) / \lambda_0$;

$$b = \frac{(1 + \lambda_0)}{2\lambda_0}; c = 1 - \frac{\lambda_2(1 - \lambda_0)}{2\lambda_0}; g = \left(\frac{\lambda_2 \lambda_3}{\lambda_0} \right) - 1.$$

В качестве примера на рисунке 4 приведены графики зависимости реакций R_x и R_y , действующих на корпус ударного механизма, от угла поворота кривошипа φ и от времени t для молота МО-100 [17]. Площади, лежащие под этими кривыми, представляют собой

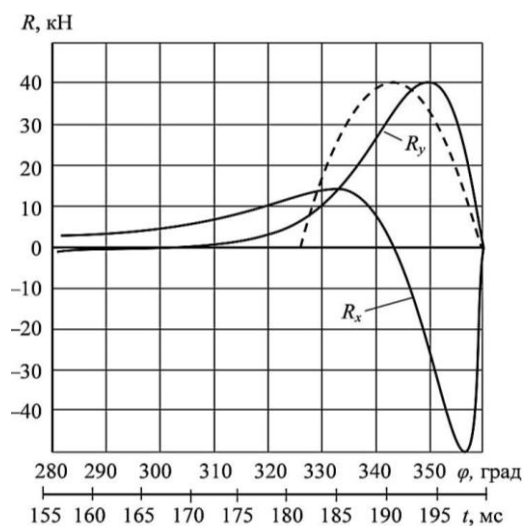


Рисунок 4 – Зависимости реакций, действующих на корпус ударного механизма МО -100 от угла поворота кривошипа φ и времени t . [17]

импульсы сил, действующих на корпус ударного механизма при его работе.

На рисунке видно, что площади под кривой R_x с различными знаками примерно одинаковы. Это означает, что под действием этих импульсов корпус будет совершать небольшие горизонтальные колебания относительно положения равновесия, каждый раз возвращаясь к моменту удара в одну и ту же точку.

В механизмах МО-100

и МО-10 относительные длины звеньев λ_i , представляющие собой отношение длин звеньев к длине кривошипа, одинаковые и имеют следующие значения:

$$\lambda_1 = 1, \lambda_2 = 3,125, \lambda_3 = 2,5, \lambda_0 = 1,625.$$

Следовательно, для механизма МО-10 графики функций $R(\varphi)$ будут иметь такой же вид, но другие численные значения, поскольку массы и моменты инерции в этих механизмах различные. Это подтверждается и результатами исследований ударного механизма МО-10, используемого для очистки внутренних поверхностей угольных бункеров [8]. В обоих случаях наибольшее значение вертикальной реакции, действующей на ось коромысла при его разгоне, соответствует углу поворота кривошипа на 350° .

Отбойные молотки МО-10 для разрушения твердых покрытий и бетонных сооружений имели следующие параметры:

$$m_3 = 3,62 \text{ кг}, J_3 = 19,55 \cdot 10^{-3} \text{ кгм}^2, l_s = 54 \text{ мм}, l_k = 100 \text{ мм}.$$

После подстановки в формулы (8) – (12) значений λ_i , получим:

$$u_{31}^2(350^\circ) = 11,614, u_{31}'(350^\circ) = -4,791, \\ \psi(350^\circ) = 57,39^\circ, \beta(350^\circ) = 32,83^\circ.$$

При этом:

$$P_u^n = 11,614G, P_u = -4,791G, M_u = -0,479G, G = 7,714 f^2.$$

Возвращаясь к формулам (4) – (7), найдем:

$$R_{03}^n = -16,319G, R_{03} = -19,061G, R_{12} = -29,580G.$$

При частоте ударов 5 Гц $G = 192,9 \text{ Н}$, $R_y = 1388,5 \text{ Н}$.

Из полученных результатов следует, что максимальное значение вертикальной реакции R_y в ударном механизме МО-10 достаточно большое, а ее величина пропорциональна квадрату угловой скорости кривошипа, которая связана с частотой ударов. Поэтому одним из наиболее простых способов уменьшения реакции R_y является снижение частоты ударов. Например, уменьшение частоты ударов вдвое от 5 до 2,5 Гц позволит уменьшить реакцию R_y в четыре раза.

Вторым ресурсом снижения этой реакции является уменьшение массы, момента инерции и выбор рациональной формы коро-

мысла. С уменьшением массы коромысла и расстояния l_s реакция, действующая на оператора машины, будет уменьшаться пропорционально этим параметрам.

Решая вопрос снижения усилия, действующего на оператора, необходимо учитывать и влияние этого усилия на процесс бурения. Здесь следует обратиться к работам академика О.Д. Алимова о взаимосвязи основных параметров машин ударного действия с усилием подачи, начатым еще 70 лет назад [19].

Проводя экспериментальные исследования процесса бурения горных пород пневматическими перфораторами, он обнаружил, что существует оптимальное значение усилия подачи, при котором обеспечивается наибольшая скорость бурения при минимальном износе инструмента.

Продолжая работы по определению рационального значения усилия подачи бурильной машины [20, 21], он вводит допущение, что «...при постоянной скорости бурения и достаточно большом промежутке времени по сравнению с длительностью одного цикла хода ударника можно принять, что система «корпус-ударник» движется поступательно вдоль оси x с постоянной скоростью». При этом изменение количества движения рассматриваемой системы на любом промежутке времени равно нулю.

Следует отметить, что под словом «ударник» в работах [19–21] понимается боек ударного механизма. Для системы тел «корпус ударной машины-бойк» он, используя теорему об изменении количества движения, записывает:

$$m_k V(t) - m_k V(0) = \int_0^t P_i dt, \quad (13)$$

m_k , V_k – соответственно масса и скорость перемещения корпуса бурильной машины.

Принимая, что на достаточно большом промежутке времени можно считать, что скорость движения буровой машины постоянная и изменение ее количества движения за один цикл работы равно нулю, а средние значения усилия подачи и сил трения являются постоянными по величине и направлению, он приходит к уравнению:

$$P_n t = \int_0^t P_1 dt + \int_0^t P_2 dt + Ct, \quad (14)$$

где P_n – средняя величина усилия подачи за один цикл работы ударного механизма, первый интеграл в правой части уравнения – это импульс сил, действующих в контакте бойка с инструментом, второй интеграл – это импульс сил, действующий в контакте корпуса ударного механизма с ограничительным буртиком инструмента. Третья составляющая C включает в себя постоянные силы, не зависящие от режима работы машины: силу тяжести бурильной машины G_m , угол наклона шпура и т.д.

После вычисления интегралов в работе [13] это уравнение приводится к виду:

$$P_n = (1 - R +) f \sqrt{2Am_y} - C, \quad (15)$$

где R – коэффициент восстановления скорости бойка после удара по инструменту; ξ – коэффициент, равный отношению силы, действующей на корпус ударного механизма при холостом ходе (взводе) бойка, к силе, действующей при рабочем ходе (разгоне бойка), f – частота ударов, Гц; A – энергия удара, Дж; m_y – масса ударника (бойка), кг; C – сила тяжести ударного механизма с учетом наклона инструмента к горизонтальной поверхности, а также силы инерции трубопроводов, крепящихся к пневматическим или гидравлическим бурильным механизмам.

В кривошипно-коромысловых механизмах при ударе коромыслом по инструменту и выполнении соотношения (2) ударная реакция не передается на ось коромысла, а следовательно, и на корпус ударного механизма. Поэтому первый интеграл в формуле (14) равен нулю.

Второй интеграл в формуле (14) связан с соударением корпуса ударного механизма с буртиком бурового инструмента. При коэффициенте восстановления скорости корпуса после удара по инструменту, равном нулю, второй интеграл учитывает реакцию R_y , действующую на корпус ударного механизма при разгоне коромысла.

Учитывая, что длительность одного цикла движения ударного механизма равна $1/f$, где f частота ударов, формула (14) для кривошипно-коромыслового ударного механизма примет вид:

$$P_n = f \int_{t_1}^T R_y dt - G_m \cos \theta, \quad (16)$$

где G_m – сила тяжести бурильной машины, Н; θ – угол наклона буримого шпура или скважины к горизонту.

Для упрощения дальнейшего решения в работах [5–11] зависимость $R_y(t)$ заменяется синусоидальным импульсом, имеющим такую же амплитуду H и площадь S , как и реальный импульс (рисунок 4, пунктирная линия). При этом

$$R_y(t) = 0, \quad 0 < t < t_1, \quad (17)$$

$$R_y(t) = H \sin \mu t, \quad t_1 < t < T, \quad (18)$$

где H – амплитуда синусоидального импульса силы, Н; t_1 – начало его действия, с; μ – частота изменения силы, с^{-1} ; T – время одного цикла работы механизма, с.

$$R_y(t) = H \sin \mu t, \quad t_1 < t < T,$$

$$H = 7,715 f^2, \quad \mu = \pi / (T - t_1); t_1 = T - \pi / \mu, T = 1 / f.$$

$$\int_0^{T-t_1} R_y dt = 2H / \mu.$$

Подставляя эти соотношения в формулу (16) и принимая, что угол наклона шпура к горизонту равен 90° , получим:

$$P_n = 15,4G \left(f^2 / \mu \right). \quad (19)$$

Для ударного механизма МО-10 при частоте ударов 5 Гц:

$$t_1 = 0,0185 \text{ с}, \quad T = 0,2 \text{ с}, \quad \mu = 170 \text{ с}^{-1}.$$

При этих значениях:

$$P_n = 250,3 m_3 l_s f^3 \quad (20)$$

или с учетом соотношения (2):

$$P_n = 250,3Jf^3 / l_k. \quad (21)$$

Отсюда следует, что рациональное значение усилия подачи бурильной машины с кривошипно-коромысловым ударным механизмом прямо пропорционально массе или моменту инерции бойка-коромысла и частоте ударов в кубе. Это еще раз подтверждает, что наиболее эффективным способом снижения усилия подачи бурильной машины с кривошипно-коромысловым ударным механизмом является уменьшение частоты ударов.

Например, для машины с ударным механизмом МО-10 при энергии удара 145 Дж и частоте ударов 5 Гц рациональное значение усилия подачи бурильной машины на забой при бурении горизонтальных шпуров равно 1223 Н. При бурении вертикальных шпуров, направленных под углом 90° к горизонту и силе тяжести машины 50 – 60 кг, рациональное значение усилия подачи составляет 623 – 723 Н.

Проведенный анализ показывает, что для ручных машин с кривошипно-коромысловыми ударными механизмами типа МО-10 частота ударов не должна превышать 2,5 – 3 Гц. При этом необходимое усилие подачи не будет превышать 300 – 440 Н.

Литература:

1. Евразийский патент № 000370. Ударный механизм. Патентовладельцы С. Абдраимов, Э.С. Абдраимов. Дата выдачи патента 17.03.98 г.
2. Абдраимов С., Джуматаев М.С., Касымбеков С.Н. Совершенствование конструкции и испытание перфораторов с ручным приводом // Сб. трудов Инженерной академии КР. – Вып. 1. – Бишкек, 1995. – С. 237–242.
3. Еремьянц В.Э. Формирование ударных импульсов в машинах с механизмами переменной структуры //Сб. трудов Инженерной академии КР. – Вып. 1. – Бишкек, 1995. – С. 220–225.
4. Еремьянц В.Э. К определению передаточных функций кривошипно-коромысловых ударных механизмов. //Сборник научных трудов Института машиноведения НАН КР. – Вып.2. – Бишкек, Илим, 2000. – С. 79–84.

5. Фокин Ю.А. Передаточные отношения и коэффициенты кинематического восстановления скорости четырехзвенных кривошипных ударных механизмов. // Сборник научных трудов Института машиноведения НАН КР. – Вып.2. – Бишкек, Илим, 2000. – С. 79–84.
6. Абидов А.О. Динамика отбойного молотка с ударным механизмом переменной структуры. – Бишкек: Илим, 2001. – 115 с.
7. Еремьянц В.Э., Асанова А.А. Виброударная очистка поверхностей. Очистка кривошипно-коромысловыми ударными механизмами. Palmarium Academic Publishing, Saarbrücken. Deutschland /Германия. 2015. –124 с.
8. Еремьянц В.Э., Арстанбек А. Влияние жесткости механизма прижима на колебания корпуса ударного механизма МО-10. //Вестник КРСУ, 2017. – Т. 17, №5. – С. 15– 19.
9. Еремьянц В.Э., Арстанбек А. Влияние расположения кинематической пары шатун-коромысло на вибрацию кривошипно-коромысловых ударных механизмов //Транспортное, горное и строительное машиностроение, наука и производство. – СПб.: СПбФ НИЦ МС. №5, 2019. – С. 11–18.
10. Еремьянц В.Э., Фокин Ю.А. О виброперемещении корпуса отбойного молотка //Известия ВУЗов, Горный журнал, 2004, №4. – С. 136–142.
11. Еремьянц В.Э., Атнагулов Т.В., Касымалиев Б.М. Анализ динамики кривошипно-коромыслового молота с гидроприводом. / Проблемы механики современных машин. Материалы III Международной конф. Т. 2. – Улан-Удэ: Изд. ВСГТУ, 2006. – С. 3–6.
12. Еремьянц В.Э., Райымбекова Г.М. К разработке динамической модели манипулятора экскаватора с навесным молотом. //Вестник КРСУ, 2020. –Т. 20. № 4. – С. 33 – 38.
13. Зиялиев К.Ж. Кинематический и динамический анализ шарнирно-четырёхзвенных механизмов переменной структуры с созданием машин высокой мощности. //Бишкек: Илим, 2005. – 196 с.
14. Еремьянц В.Э., Колесников Н.А. Динамика коромысловых ударных систем. // Москва: РУСАЙНС, 2021. – 105 с.

15. Еремянц В.Э. Перспективы использования кривошипно-коромысловых ударных механизмов С. Абдраимова в буровых автоматах-информаторах для космических исследований. //Вестник КРСУ: Т. 23. №12, 2023. – С. 79–87.
16. Еремянц В.Э. Динамика ударных систем. Учебное пособие: В 2ч. Часть 1. //Бишкек: Изд-во КРСУ. – 324 с.
17. Еремянц В.Э., Райымбекова Г.М. Определение реактивных сил, действующих на манипулятор экскаватора ЭО-2621 с навесным молотом МО-100. //Вестник КРСУ, Т.20, №4, 2020. – С. 39–46.
18. Еремянц В.Э. Динамика машин: Учебник. – Бишкек: Изд. КРСУ, 2019. – 332 с.
19. Алимов О.Д. Влияние усилия подачи на скорость бурения пневматическими бурильными молотками. – Известия ТПИ, Т. 75. – Томск, 1954.
20. Алимов О.Д. Взаимосвязь усилия подачи с основными параметрами бурильного молотка. – Известия ТПИ, Т. 108. Исследование бурильных машин. – Металлургиздат, 1959. – С. 70 – 92.
21. Алимов О.Д. О взаимосвязи основных параметров машин ударного действия с усилием подачи. Труды Николаевского кораблестроительного института. Вып. 169. Динамика и прочность судовых машин. Николаев, 1980. – С. 38–44.