

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО УГЛА ПОВОРОТА БУРОВОЙ ШТАНГИ МЕХАНИЧЕСКОГО ПЕРФОРАТОРА С УДАРНЫМ УЗЛОМ НА ОСНОВЕ МПС

*В данной работе рассматривается принципиальное отличие процесса поворота буровой штанги в механическом перфораторе с ударным узлом на основе МПС и на основе диаграмм перемещений звеньев определены соотношения длин для определения оптимального размера второго коромысла привода поворотной муфты.*

*Ключевые слова: буровой штанга, перфоратор, диаграмма, ударный импульс.*

## DETERMINATION OF THE OPTIMAL ANGLE OF ROTATION OF THE DRILL ROD MECHANICAL PUNCH WITH THE HAMMER ASSEMBLY ON THE BASIS OF THE IPU

*In this paper we consider the fundamental difference between the process of rotation of the drill rod in mechanical punch with impact node-based meas and on the basis of units of displacement diagrams defined ratio of the lengths to determine the optimal size of the second drive rocker swivel coupling.*

*Keywords: drilling rod, hammer, chart, and shock pulse.*

Как известно механические перфораторы класса МПР с ударным узлом на основе механизмов переменной структуры (МПС) относятся к числу перфораторов работающих по ударно-поворотному принципу, в которых за каждый полный оборот кривошипа ударного МПС, качательное движение его ведомого звена коромысла механическим путем преобразовывается в единичную ударную энергию бойка. Ударный импульс от бойка через волновод передается к буровой штанге и от него к обрабатываемой среде. Этот процесс повторяется, и каждый очередной удар инструментом наносится к обрабатываемой среде с поворотом его на некоторый так называемый технологически необходимый угол.

Угол поворота буровой штанги в механическом перфораторе МПР, также на основе механической поворотной муфты (храпового механизма). Однако действие храпового механизма происходит в принудительном порядке, поскольку поворотная муфта через коническую передачу и механический привод имеет постоянную кинематическую связь с кривошипом ударника. Величина угла поворота буровой штанги зависит от соотношения геометрических параметров двух коромыслового привода, величины передаточного отношения пар конической передачи и самой храповой пары.

На рис.1., представлена принципиально-кинематическая схема механического ручного перфоратора МПР. Согласно принципиальной схеме гидравлический двигатель 1 со шлицами на выходном валу, входя в зацепление с соответствующими шлицами шестерни 3, вращает его. Вращение от шестерни 3 передается в конической шестерне 4, находящаяся в постоянном зубчатом зацеплении с ним, которая является кривошипом ударного узла на основе механизмов переменной структуры. Далее вращение от кривошипа 4 через шатун 5 преобразуется в качательное движение коромысла – бойка 6. В момент выстраивания звеньев в одну линию коромысло - боек наносит удар по торцу волновода 7, находящийся в постоянном контакте с инструментом 15 перфоратора. Следствием этого, ударная волна, проходя через волновод 7, передается в буровой штанге 15 и от нее к обрабатываемой среде.

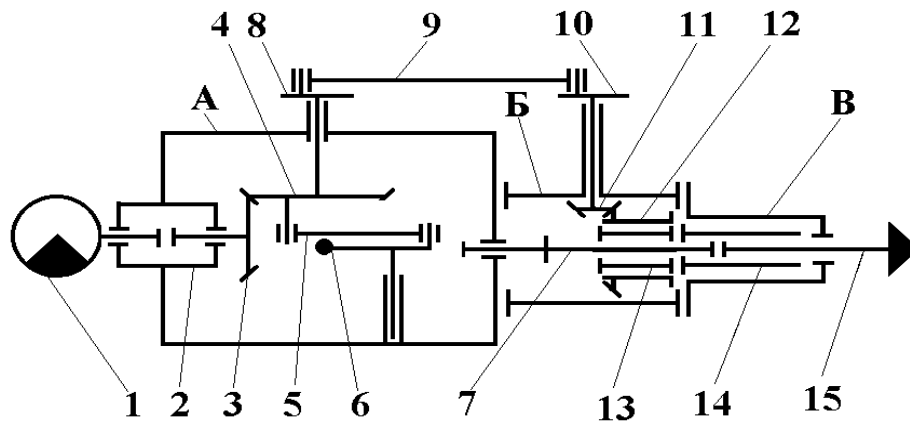


Рис.1. Кинематическая схема перфоратора соосным расположением поворотной муфты

А) - основной корпус; Б) – средний корпус; В) - вспомогательный корпус

Для поворота буровой штанги, как видно, из принципиально-кинематической схемы, на обратном торцовом конце кривошипа ударника жестко через шпоночное соединение закреплено первое коромысло 8, которое через шатун 9, соединяясь, приводит в качательное движение второе коромысло 10. В свою очередь коромысло 10, жестко соединено с конической шестерней 11, которая находится в постоянном зацеплении с коническими зубьями храпового кольца 12. Внутренняя цилиндрическая часть храпового кольца имеет трапецеидальные прямые зубья для зацепления с подпружиненными собачками смонтированными во втулки 13 храпового механизма. Тем самым храповое кольцо контактируется храповой втулкой 13 посредством подпружиненных собачек. Храповая втулка в нижней части имеет шлицы для соединения со шлицами гранбуksы. Вгранбуksу в свою очередь вставлен хвостовик буровой штанги. Следствием этого, гранбуksа повернет буровую штангу на величину угла качения храповой втулки. Далее процесс повторяется.

Как было отмечено, что в качестве механического привода поворотной муфты используется плоский двух коромысловый четырехзвенный механизм. При этом в механизме наибольшую длину имеет шатун, а длину первого коромысла необходимо принять постоянной. Но для определения соотношения длин звеньев в теории механизмов и машин имеется формула для составления диаграмм перемещений звеньев. В двух коромысловом приводе максимального угла поворота можно получить с корректировкой длины второго коромысла 10.

Таким образом, для определения предельных размеров коромысла 10, воспользуемся известной формулой в теории механизмов и машин. На рис. 2 представлены диаграммы перемещений бойка ( $\varphi_4$ ) ударного механизма переменной структуры и коромысла ( $\varphi_6$ ) механического двух коромыслового привода поворотной муфты, в следующих значениях длины коромысла шарнирно-четырёхзвенного механизма  $l_4=10$  мм;  $l_4=15$  мм;  $l_4=20$  мм, при постоянных значениях длины кривошипа  $l_5=5$  мм и шатуна  $l_7=140$  мм. Из диаграмм перемещений следует, что с увеличением длины коромысла двух коромыслового механизма угол качения его заметно снижается (примерно на 20%). При этом коромысло с минимальным значением длины  $l_4=10$  мм имеет максимальный угол качения. Однако в процессе эксплуатации механического привода с коромыслом длиной  $l_4=10$  мм на особых точках механизма, в частности в крайних его положениях, происходит заклинивание всего привода поворотной муфты. В результате этого происходит расшатывание корпусов перфоратора. Это может привести к поломкам звеньев механизма и ударника. Поэтому при разработке и создании привода поворотной муфты длина второго коромысла не должен быть менее 10 мм.

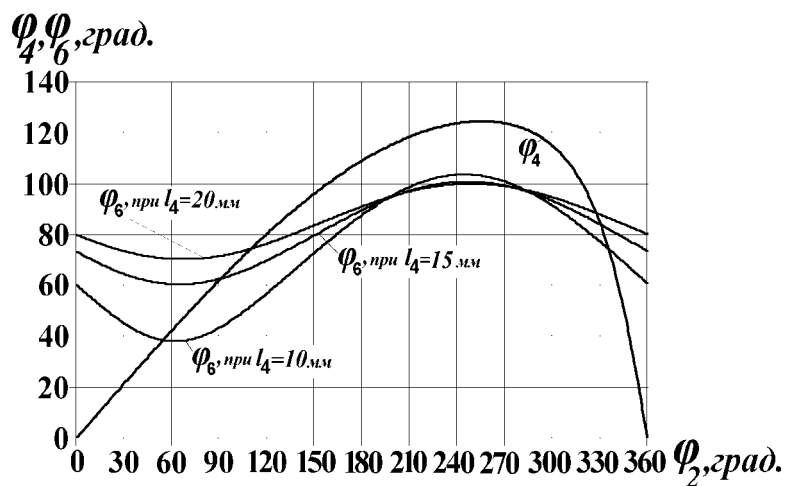


Рис. 2. К определению длины коромысла механического привода поворотной муфты

Интересно отметить, что и чрезмерное увеличение длины коромысла также нежелательно. Так как, при длине 20 мм, поворот инструмента отсутствует. Это связано с работой храпового механизма, который при малом угле поворота не успевает войти в зацепление с втулкой. Так как, для успешной работы деталей храпового механизма, для качественной зацеплений зубьев муфты требуется как минимум  $30^\circ$  ему поворота. Отсюда следует, что при длине второго коромысла 20 мм не обеспечивается даже эти минимальные градусы поворота муфты.

Следующим этапом попытались определить угол поворота буровой штанги перфоратора. Для этого, на рис. 3 представлены диаграммы перемещений бойка ( $\varphi_4$ ) ударного механизма переменной структуры, коромысла ( $\varphi_6$ ) механического привода поворотной муфты и поворотной муфты ( $\alpha$ ) инструмента перфоратора. Диаграмма перемещений звеньев построены при следующих принятых размерах двух коромыслового четырехзвенного механического привода поворотной муфты: кривошип длиной равной  $l_5=5$  мм, шатун длиной равной  $l_6=140$  мм и коромысло длиной равной  $l_4=15$  мм. Передаточное число конической передачи принимается равной  $i = 1,860$ , а угол отступления коромысла механического привода поворотной муфты принимается  $60^\circ$ .

Из диаграммы перемещений звеньев следует, что в точке  $0^\circ$ , коромысло ударного механизма переменной структуры находится в соприкосновении с волноводом перфоратора. По мере вращения кривошипа ударного механизма переменной структуры, через кинематическую связь его коромысло также вращается, причем до тех пор, пока не достигнет  $265^\circ$ , т.е. в верхнее крайнее положение коромысла. Затем, от  $265^\circ$  до  $360^\circ$  происходит быстрый рост скорости коромысла ударного узла и при достижении коромыслом  $360^\circ$  произойдет удар бойком по волноводу. Это происходит в особом положении четырехзвенного механизма ударника. При этом второе коромысло привода поворотной муфты находится в пределах  $\varphi_6 = 0^\circ \div 60^\circ$ , т.е. в режиме холостого хода, а в интервале  $\varphi_6 = 60^\circ \div 245^\circ$  режим рабочего хода и в интервале  $\varphi_6 = 245^\circ \div 360^\circ$  опять, переходить в режим холостого хода. За один оборот кривошипа ударника второе коромысло два раза находится в режиме холостого хода. Рабочий режим поворотной муфты должно совпадать при движении бойка в обратном направлении. Учитывая эти условия и при выше принятых параметрах механического привода поворотной муфты можно обеспечить согласованную работу ударного и поворотного механизмов.

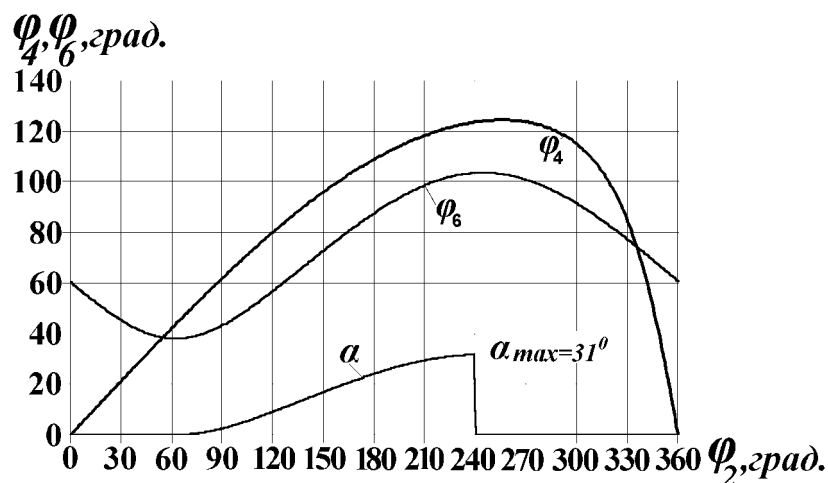


Рис. 3. К определению угла поворота инструмента перфоратора

Кроме того, как видно из диаграммы перемещений ( $\alpha$ ), двух коромысловый поворотный механизм перфоратора буровую штангу повернет на угол равной  $31^\circ$ , что вполне достаточно для обеспечения эффективной работы перфоратора. Так как на практике известно, что для эффективной работы перфораторов ударно-поворотного действия, за один полный оборот буровой штанги должно приходиться не менее трех ударов бойком по торцевой части инструмента. В данном примере за один полный оборот инструмента приходится 11,6 ударов коромыслом по инструменту.

Таким образом, при разработке механического перфоратора с ударным узлом на основе механизмов переменной структуры, нужно придерживаться к следующим рекомендациям. Для эффективной работы перфоратора необходимо иметь длину коромысла  $l_4$  в пределах  $l_4 = 12 \div 18$  мм, длину кривошипа  $l_5 = 5$  мм не более и а длина шатуна в данном случае  $l_6 = 140$  мм, т.е. длина шатуна на качественную работу муфты особо не влияет.

#### Литература:

1. Артоболовский И.И. Теория механизмов и машин. - М.: Наука, 1975. – 640
2. Васильев В.М. Перфораторы. Справочник. - М: Недра, 1989.-216 с.
3. Кадыркулов А.К. Буроударный способ отделения блоков камня перфораторами с ударным механизмом переменной структуры./Автореф. канд. дисс./. Бишкек. 2002 г. 20 с.