

Выбор оптимальных параметров струеформирующего ствола

Автор: Коломиец В. С., Зуйков А. Л.

Источник: Научные труды Донецкого национально технического университета. Серия «Горная механика», выпуск 101. Донецк: ДонНТУ – 2005, – С. 44–50

Аннотация

Коломиец В. С., Зуйков А. Л. Выбор оптимальных параметров струеформирующего ствола. *Представлен графоаналитический расчет зависимости безразмерного давления в импульсе от определяющих его факторов, а также получена зависимость оптимального внутреннего диаметра ствола от диаметра насадка*
The graphic-analytical calculation of dependence of dimensionless pressure in an impulse from it determinatives is represented, and also collected dependence of optimum internal diameter of trunk from the diameter of sprayer.

Вопросам изучения гидравлического разрушения угля было уделено достаточно большое внимание рядом научных организаций [1, 2]. За это время накоплен и обработан, с использованием теории подобия и математической статистики, обширный материал, необходимый для установления зависимостей производительности гидроотбойки от основных определяющих факторов для самых разнообразных горно-геологических условий. Этими же исследованиями было отмечено значительное превосходство водяной струи импульсного характера в сравнение со стационарной. Это проявляется в знакопеременной нагрузке в виде сжимающих растягивающих усилий, которые приводят к появлению дополнительной системы эксплуатационных трещин.

Дальнейшие исследования импульсной струи показали, что добиться дополнительного роста производительности гидроотбойки импульсными струями, можно за счет наложения на передний фронт импульса всплеска давления [3]. При этом нет необходимости иметь большую энергию всплеска на всем протяжении выстреливаемого импульса. Достаточно иметь всплеск большой мощности и малой продолжительности с последующим квазистационарным натеканием струи при меньшем давлении.

Так в работе [4] были представлены исследования направленные на проведение сравнительного анализа струй прерывистого характера без повышения давления и импульсных – с кратковременным всплеском.

Результаты исследований показали, что применение последних позволяет в 1,5–2,5 раза снизить энергоемкость разрушения и повысить производительность гидроотбойки.

В настоящее время, для формирования импульсной струи используется генератор импульсов релаксационного типа [5], конструкция которого отвечает современным требованиям техники безопасности и условиям ведения горных работ на угольных шахтах с традиционной («сухой») технологией. Однако, в тоже время, принцип работы генератора не позволяет формировать всплеск давления в импульсе, о котором говорилось ранее. Единственным источником таких всплесков является струеформирующий ствол, во внутренней полости которого имеет место неустановившееся течение рабочей жидкости во время выстрела.

На рис. 1 представлены графики изменения величины всплеска давления (точка Н) от внутреннего диаметра ствола (а) и от диаметра насадка (б), где точка Н является пересечением характеристик ударной волны и насадка. Из анализа графиков можно отметить значительное влияние диаметров последних на величину всплеска давления в импульсе. При этом обеспечить максимальную величину этого давления, возможно за счет оптимального соотношения между диаметрами ствола и насадка. Поэтому на данном этапе развития гидроимпульсной техники является весьма актуальным разрешение данного вопроса, с целью снижения энергоемкости и повышения производительности гидроотбойки.

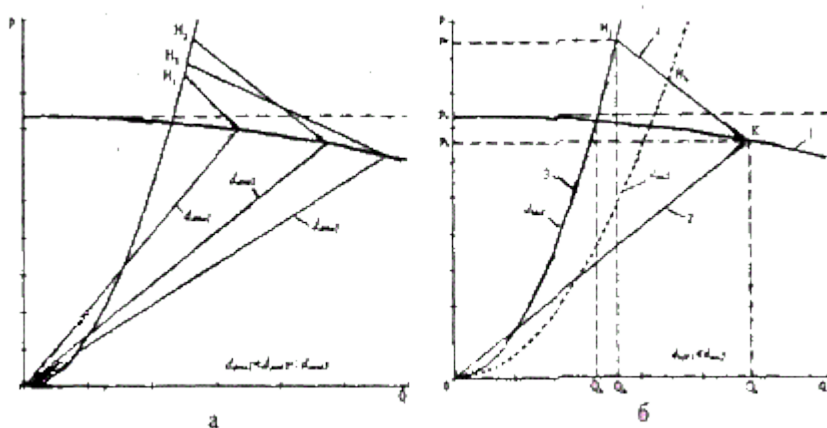


Рисунок 1 - Анализ зависимостей амплитуды всплеска давления перед насадком от параметров струеформирующего ствола

Данное выражение можно найти из приведенного графика на рис. 1,б, на котором представлена часть процесса распространения ударной волны до момента всплеска давления перед насадком.

Для определения оптимальных параметров необходимо рассмотреть характеристики 1, 2, 3 и 4. Первоначально из графика необходимо определить параметры т. К с координатой (p_k, Q_k) решив совместно уравнения для характеристик 1 и 2:

$$\begin{cases} p_x = p_0 - \rho \cdot g \cdot a_n \cdot Q_x^2 \\ p_x = \frac{\rho \cdot c}{S_{стг}} \cdot Q_x \end{cases} \quad (1,2)$$

где $a_n = a_{стг} + a_{кл}$ – сумма гидравлических сопротивлений проточной части ствола и клапана, соответственно, $c^2/м^5$;

$S_{стг}$ – внутренняя площадь ствола, $м^2$.

Перед насадком ударная волна отразится. Параметры отраженной волны определяют величину всплеска давления и соответствуют координате точки пересечения характеристик 3 и 4:

$$\begin{cases} p_n = \rho \cdot g \cdot a_{нас} \cdot Q_n^2 \\ p_n = p_k + \frac{\rho \cdot c}{S_{стг}} \cdot (Q_x + Q_n) \end{cases}$$

где $a_{нас}$ – гидравлическое сопротивление насадка, $c^2/м^5$.

Для получения обобщенных выводов, упрощения выкладок и распространение результатов на весь класс используемых на практике стволов задачу следует решать в безразмерных параметрах.

Введем следующие безразмерные параметры:

- расхода:

$$w_k = \frac{Q_k}{Q_0} \quad \text{и} \quad w_n = \frac{Q_n}{Q_0},$$

где Q_k и Q_n – расходы в точках К и Н, $м^3/с$.

Q_0 – расход при установившемся режиме, $м^3/с$.

- давления:

$$q_k = \frac{p_k}{p_0} \quad \text{и} \quad q_n = \frac{p_n}{p_0},$$

- потери давления в проточной части в установившемся режиме:

$$n = \frac{\rho \cdot g \cdot a_n \cdot Q_0^2}{p_0},$$

где p_0 – давление в характерной точке до возмущения потока, МПа;

p_n, k – давления в точках К и Н, МПа.

После подстановки полученных безразмерных параметров в уравнении (1) – (4), последние примут следующий вид:

$$q_k = 1 - n \cdot w_k^2; \quad (5)$$

$$q_k = m \cdot w_k; \quad (6)$$

$$q_k = (1 - n) \cdot w_k^2; \quad (7)$$

$$q_n = q_k + m \cdot (w_k - w_n) \quad (8)$$

В уравнениях (6) и (8) $m = \frac{\rho \cdot c \cdot Q_0}{P_0 \cdot S_m}$ – критерий ствола.

Из изложенного выше следует, что безразмерный параметр потерь n , можно переписать следующим образом

$$n = \frac{a_n}{a_n + a_{\text{нар}}} \quad (9)$$

Используя полученные выражения в безразмерной форме (5) – (8) определим зависимость безразмерного параметра всплеска давления q_n перед насадком.

Из уравнения (6) получим:

$$w_k = \frac{q_k}{m}$$

Подставив значение w_k в уравнение (5) найдем:

$$q_k = 1 - n \cdot \left(\frac{q_k}{m}\right)^2$$

Решив последнее уравнение, определим его корни:

$$q_k = \frac{-1 \pm \sqrt{1 + 4 \cdot \left(\frac{n}{m^2}\right)}}{2 \cdot \frac{n}{m^2}}$$

Так как параметр q_k должен иметь положительное значение ($q_k > 0$), то:

$$q_k = \frac{m^2}{2 \cdot n} \cdot \left(\sqrt{1 + 4 \cdot \frac{n}{m^2}} - 1 \right) \quad (10)$$

Из уравнения (7) получим:

$$w_k = \sqrt{\frac{q_k}{1 - n}} \quad (11)$$

Подставив в уравнение (8) значение w_n из (11), а также значение $m \cdot w_k$ из уравнения (6) и q_k из уравнения (10) получим:

$$q_n = \frac{m^2}{n} \left(\sqrt{1 + 4 \frac{n}{m^2}} - 1 \right) - m \cdot \sqrt{1 - n} \quad (12)$$

Решив уравнение (12) установим, что

$$q_n = \frac{-\frac{m^2}{1-n} + \sqrt{\frac{m^2}{(1-n)^2} + \frac{4 \cdot m^4}{n^2} \cdot \left(\sqrt{1 + 4 \cdot \frac{n}{m^2}} - 1 \right)^2}}{2}$$

Упростив это выражение, получим:

$$q_n = \frac{m^2 \cdot \left(\sqrt{1 + \left(\frac{4 \cdot (1-n)}{n} \cdot \left(\sqrt{1 + 4 \cdot \frac{n}{m^2}} - 1 \right) \right)^2} - 1 \right)}{2 \cdot (1-n)} \quad (13)$$

Значение безразмерного параметра q_n согласно полученной зависимости (13) показывает на сколько всплеск давления перед насадком превышает подводимое. Рассчитанные зависимости q_n от m для $n=0,002, 0,005, 0,01$ и $0,02$ приведены на рис.2,а и свидетельствуют о наличии четко выраженного максимума для q_n при определенном значении n . Анализ представленного графика показал, что оптимальное значение m зависит от сопротивления проточной части. Из рис. 2,а следует, что при уменьшении n оптимальное значение m также снижается.

Так как каждому конкретному значению n соответствует свое оптимальное значение m (рис. 2,а), а параметр m является функцией диаметра ствола $d_{ств}$ при определенном значении p_0 , то для оптимального режима струеформирования существует некоторое оптимальное соотношение диаметра насадка $d_{нас}$ к внутреннему диаметру ствола $d_{ств}$. Рассмотренная характеристика представлена на рис. 2,б.

Графическую зависимость оптимального диаметра ствола от диаметра насадка $d_{оптств} = f(d_{нас})$ можно представить в аналитической форме в виде полинома регрессии первого порядка. Уравнение получено с помощью математического пакета MathCAD методом наименьших квадратов:

$$d_{оптств} = 2,9 \cdot d_{нас} + 0,027$$

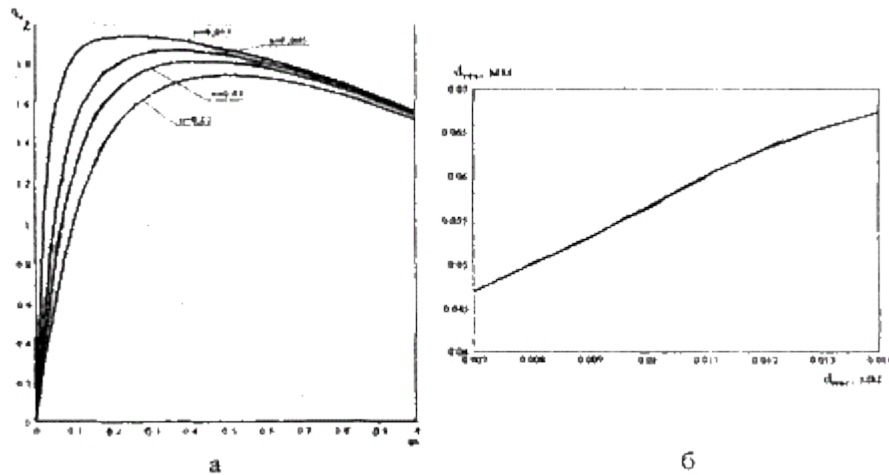


Рисунок 2 - Зависимость изменения безразмерной величины всплеска давления от критерия трубопровода (а) и оптимального диаметра ствола от диаметра насадки (б)

Из вышеизложенного следует, что при выборе оптимальных параметров ствола и насадка теоретически возможно повышение давления в импульсе на 70...90% в сравнении с подводимым (рис. 3,а), что является достаточно высоким показателем, позволяющим обеспечить дополнительный рост эффективности гидроотбойки импульсными струями.

Литература

1. Мучник В. С, Голланд Э. Б., Маркус М. Н. Подземная гидравлическая добыча угля. – М.: Недра, 1986. – 223 с.
2. Цяпко Н. Ф., Чапка Д. М. Гидроотбойка угля на подземных работах. – М.: Госгортехиздат, 1960. – 312 с.
3. Тимошенко В. Г., Кравец В. Г. Пульсирующий гидромонитор с импульсным повышением давления // Уголь Украины. – 1985. – № 5. – С. 24-25.
4. Адамов В. Г. Создание и выбор рациональных параметров импульсных гидромониторов с ударным трубопроводом: Д и с... канд. техн. наук.: 05.05.06. Донецк, 1989. – 273 с
5. Пат. 58823 А Украины, МКИ Е 21 С3/20. Гидроимпульсное устройство / Н.Г. Бойко, А. Д. Гончаров, В. В. Гулин. П. Ф. Зима, В. С. Исадченко, В. С. Коломиец, Н. С. Сургай.