Записки Ленинградского ордена Ленина, ордена Октябрьской Революции
и ордена Трудового Красного Знамени горного института им.Г.В.Плеханова, 1983, т.97

УДК 622.271.6

ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ГИДРОИМПУЛЬСАТОРОВ ДЛЯ ГИДРОШАХТ

А.Б.НЕЗАМЕТДИНОВ, А.С.СМОРОДИН

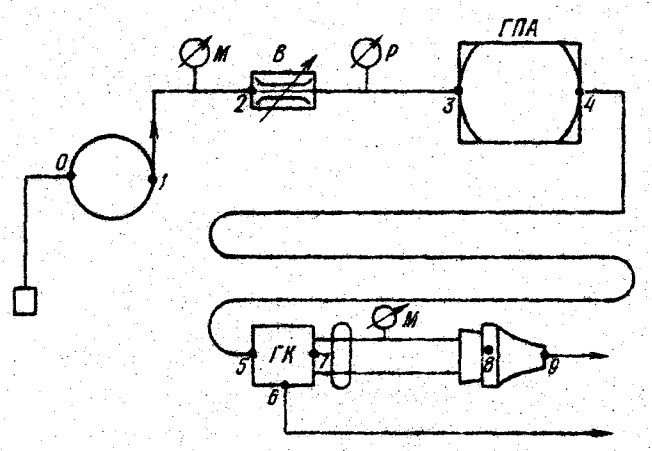


Рис.1. Схема гидроимпульсной установки
0-1 - насос ЦНС-105х482; 1-2 - трубопровод диаметром 125 мм; 2-3 - трубопровод диаметром 76 мм; 3-4 - гидропневмоаккумулятор (ГПА); 4-5 - ударный трубопровод диаметром 110 мм; 6 - сливной насадок; 5-7 - генератор колебаний (ГК); 7-8 - ствол гидромонитора ГМДЦ-3м; 8-9 рабочий насадок; *М* - манометр; *Р* - расходомер; *В* - вентиль

Для гидроотбойки угля подземным способом кроме стационарных струй применяются импульсные и пульсирующие [3, 4, 5].

Разработанные в Донецком политехническом институте новые конструкции гидроимпульсаторов используют принцип создания повторяющихся гидравлических ударов (повышения давления) за счет изменения гидравлического сопротивления системы (рис.I) [5].

Расчет гидроимпульсатора по Л.Бержерону [2] в графоаналитической форме выполнен в работе [6], ниже предлагается расчет в аналитической форме, позволяющий определять параметры режима с учетом и без учета гидравлических потерь по длине участка для резонансного режима. Метод может быть развит на таранный режим.

Характеристики сливной части системы и участка 7-8-9 (рис.I) можно представить уравнениями соответственно [6]:

$$p = \rho a_c Q^2; \quad p = \rho a_г Q^2, \qquad (I)$$

где a_c и $a_г$ - коэффициенты сопротивления сопел на сливе и на ГК; p - давление на выходе сопла; Q - расход жидкости, м^3/с; ρ - плотность жидкости, кг/м^3. Потери по длине не учитываются.

Приращение давления в трубопроводе при прямом гидравлическом ударе по формуле Н.Е.Жуковского [4] $\Delta p = e(Q - Q_0)$, e постоянная гидравлического удара

$$e = \rho c / F, \qquad (2)$$

где Q_0 – расход жидкости без учета потерь при установившемся режиме в системе гидроимпульсатора на участке 4–5; c – скорость распространения волны в трубопроводе, м/с; F – площадь сечения трубопровода, м^2.

Уравнения гидравлического удара [4] при движении волны против течения и по течению соответственно

$$p - p_i = e(Q - Q_i); \quad p - p_i = -e(Q - Q_i), \qquad (3)$$

где Q – расход жидкости, м^3/с; p – давление в системе трубопровода, Па; индекс i обозначает точку с известными значениями p и Q.

При установившемся течении в пределах гидроимпульсаторного тракта, которое имеет место, когда поршень-клапан посажен на седло, поток истекает через сливной насадок, при этом (рис.2) при $t \le 0$ расход $Q = Q_0$, давление $p = p_0$, а повышение давления $\Delta p = \Delta p_0 = 0$, где p_0 – давление жидкости в трубопроводе в установившемся режиме.

При перемещении поршня-клапана возникает гидравлический удар, жидкость под давлением Δp начинает выбрасываться из рабочего насадка и условия, определяющие течение на выходе, меняются.

Для определения значений повышения давления Δp_1 и соответствующего ему расхода при истечении Q_1 необходимо совместно решить уравнения (1) и (2); отбросив, как не имеющий физического смысла, отрицательный корень, получим

$$Q_1 = -\frac{\varepsilon_1}{2} + \sqrt{\frac{\varepsilon_1^2}{4} + \frac{p_0}{\rho a_r} + \varepsilon_1 Q_0}; \quad p_1 = \rho a_r Q_1^2; \quad \Delta p_1 = p_1 - p_0;$$
$$\Delta Q_1 = Q_1 - Q_0 = -(Q_0 - Q_1); \quad \varepsilon_1 = c/F a_r. \qquad (4)$$

где ε_1 – характеристика, зависящая от сопротивления рабочего насадка.

Волна повышения давления Δp_1 и понижения расхода ΔQ_1 в течение полуфазы $t = \theta/2 = L/c$ (здесь L – длина трубопровода на участке 4–5) распространяется до гидропневмоаккумулятора, расход при этом падает от Q_0 до Q_1.

Поскольку принято, что у гидроаккумулятора поддерживается постоянное давление $p = p_0$ или $\Delta p = 0$, от точки 4 волна отражается полностью. Тогда $\Delta p_2 = p_2 - p_1 = e(Q_2 - Q_1)$ и $p_2 = p_0$, следовательно,

$$\Delta p_2 = -\Delta p_1; \quad p_2 = 0; \quad \Delta Q = Q_2 - Q_1 = Q_1 - Q_0 = \Delta Q_1; \quad Q_2 = 2Q_1 - Q_0. \qquad (5)$$

Отраженная волна $(-\Delta p_2; -\Delta Q_2)$ распространяется от точки 4 к точке 5 и к концу фазы гидравлического удара $t = \theta = 2L/c$ (рис.2) давление на участке 4–5 падает до p_0 (повышение давления равно нулю), а расход до $Q_2 = -Q_0 + 2Q_1$. Если $2Q_1 \le Q_0$, то расход Q_2 может стать отрицательным.

В конце первой фазы происходит мгновенное перемещение поршня-клапана от левого седла к правому, и режим течения снова меняется; кончается

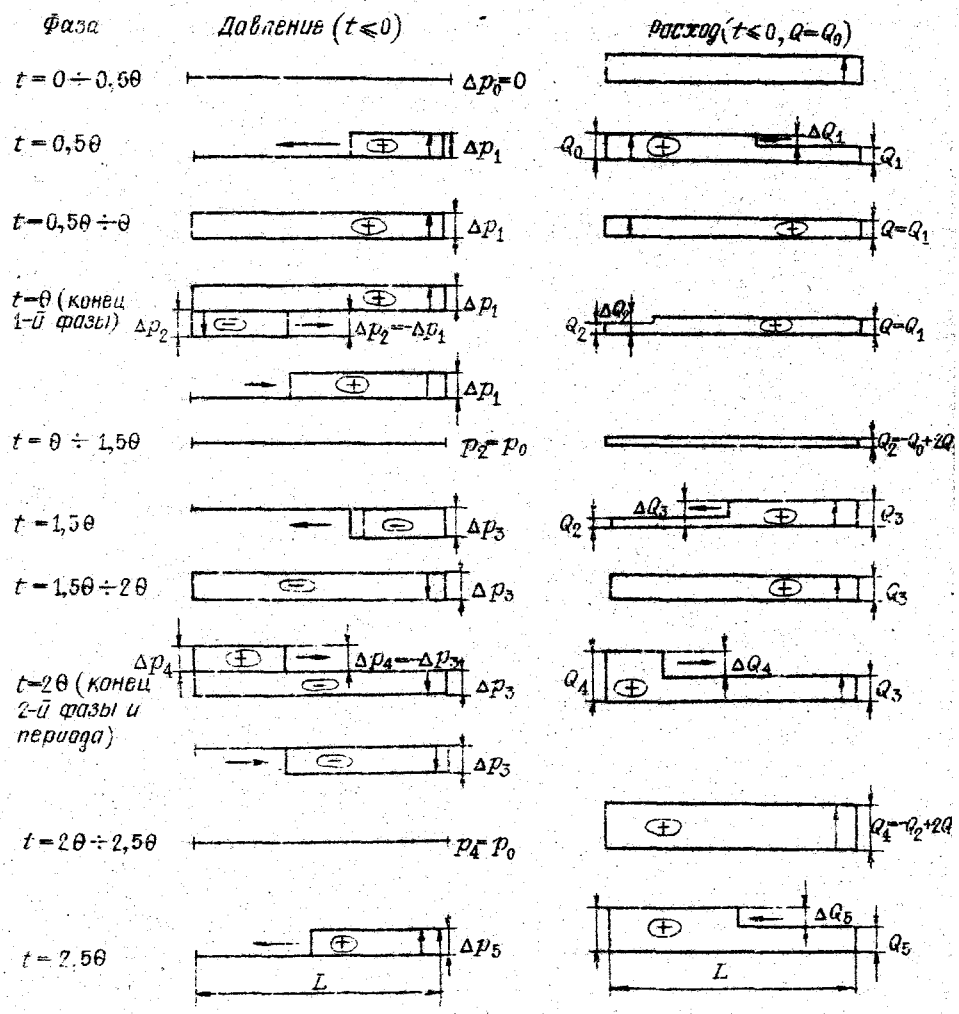


Рис.2. Схема фазовых процессов на участке 4–5
Знаком плюс обозначена прямая ударная волна, знаком минус – отраженная

рабочий период и начинается слив через насадок, причем давление у насадка резко падает. Понижение давления Δp_3 найдем из решения уравнений (3 так как волна распространяется вниз по течению. Передвижение поршня возбуждает новые колебания в системе:

$$-\Delta p_3 = p_0 - p_3 = -c(Q_2 - Q_3); \quad p_3 = p_0 - \Delta p_3 = \rho a_c Q_3^2.$$

Решив эти уравнения, получим

$$Q_3 = -\frac{\varepsilon_2}{2} + \sqrt{\frac{\varepsilon_2^2}{4} + \frac{p_0}{\rho a_c}} + \varepsilon_2 Q_2; \quad p_3 = \rho a_c Q_3^2; \quad \Delta p_3 = -(p_0 - p_3); \quad \Delta Q_3 = Q_3 - Q_2, \quad (6$$

где ε_2 – характеристика, зависящая от сопротивления сливного насадка, $\varepsilon_2 = c/Fa_c$.

Волна возмущений $(-\Delta p_3, \Delta Q_3)$, распространяясь вверх по течению за интервал времени, равный полуфазе, к моменту времени $t = 3/2\theta$, достигнет точки 4, от которой отразится полностью:

$$\Delta p_4 = p_4 - p_3 = e(Q_4 - Q_3); \quad p = p_0.$$

Решив эти уравнения, получим

$$\Delta p_4 = p_0 - p_3 = -(p_3 - p_0) = -\Delta p_3; \ \Delta Q_4 = Q_4 - Q_3 = Q_3 - Q_2 = \Delta Q_3; \ p_4 = 0; \ Q_4 = 2Q_3 - Q_2. \quad (7)$$

Отраженная от точки 4 волна $(\Delta p_4; \Delta Q_4)$ к концу второй фазы, т.е. к моменту времени $t = 2\theta = 4L/c$ достигает точки 7 и давление в системе в пределах тракта 7–4 вновь становится равным p_0 (повышение давления равно нулю), а расход становится равным Q_4, что вызывает новое повышение давления Δp_3. В дальнейшем автоколебательный процесс повторяется с периодом, равным двум фазам 2θ.

Расчет с учетом трения [I] дан с применением характеристик дифференциальных уравнений гидроудара, причем при решении определяются средние на характеристиках расходы. Соответствующие уравнения в пределах одного участка трубопровода имеют вид: при $x - at = \text{const}$ (здесь a – скоростная характеристика для выбора параметров трубопровода)

$$S_2 \pm \frac{\varepsilon\delta}{2} = S_1; \quad R_1 \pm \frac{\varepsilon\delta}{2} = R_2;$$

при $x + at = \text{const}$

$$S = (Q - \varepsilon H)/2; \quad R = (Q + \varepsilon H)/2,$$

где S и R – осредненные характеристики для расчета гидравлического удара (индексы обозначают номер точки в схеме расчета); ε – характеристика, зависящая от сопротивления насадка, $\varepsilon = gF/c$; δ – потери напора по длине $l = x_2 - x_1$, м,

$$\delta = \frac{1}{K^2}\int_{x_1}^{x_2} Q^2 dx = \frac{Q_{ср}^2}{K^2} l;$$

x – координата оси трубы; t – время, с; H – пьезометрический напор, м; Q и $Q_{ср}$ – фактический и осредненный расходы, м^3/с; K – модуль расхода; положительное направление расхода принято обратным x, знак перед δ должен соответствовать знаку расхода.

Алгоритм расчета параметров потока с учетом трения (рис.3), реализованный на ЭВМ ЕС-1033 (программа на Фортране) позволил получить значения p и Q для 15 точек (сечений трубопровода при прохождении волны гидравлического удара от генератора колебаний до гидропневмоаккумулятора и обратно на участке 4–5 (рис.4).

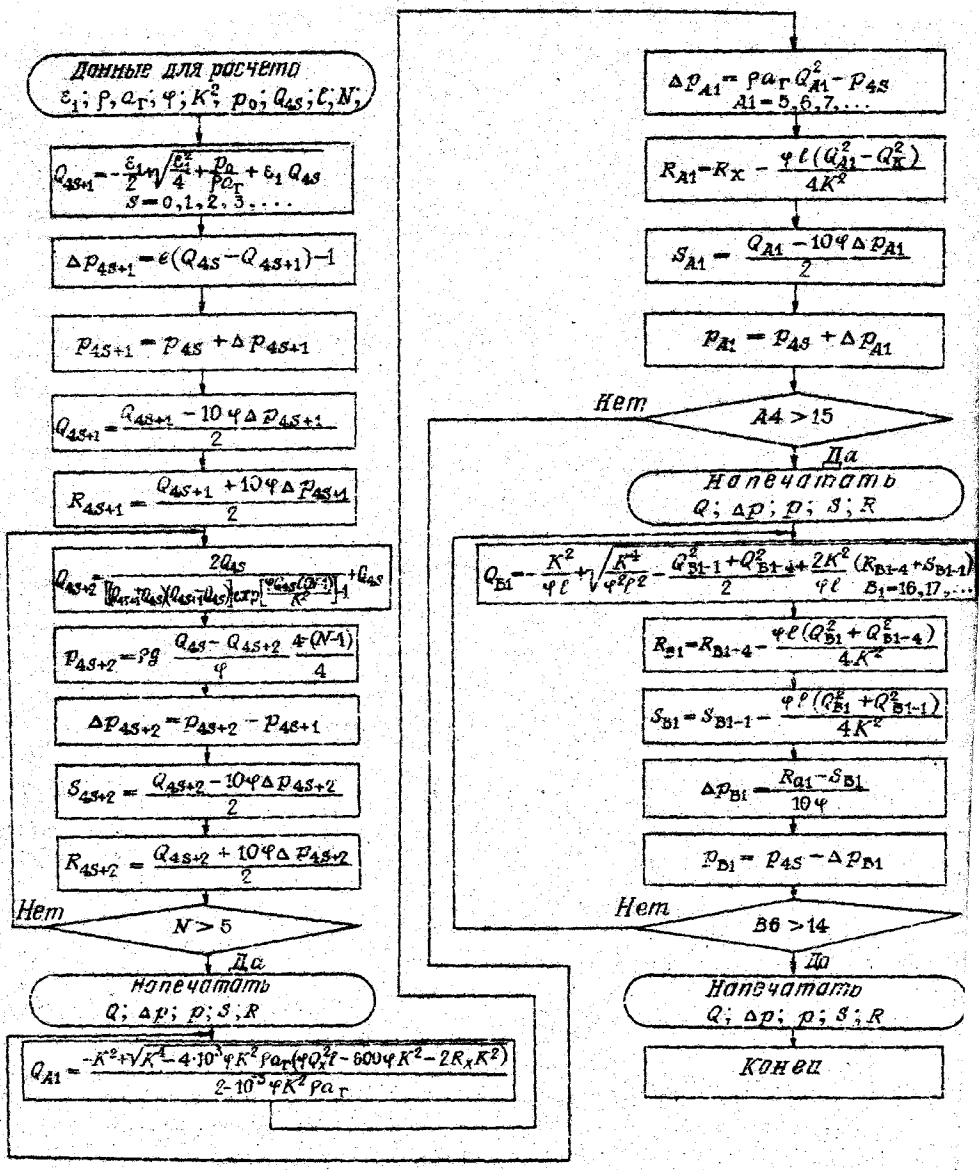


Рис.3. Блок-схема алгоритма расчета параметров гидроимпульсатора с учетом гидравлическ сопротивлений по длине трубопровода

S – номер расчетных точек трубопровода; K^2 – расходная характеристика трубопровода; N – номер точки, для которой рассчитываются параметры; φ – коэффициент сопротивления трубопровода

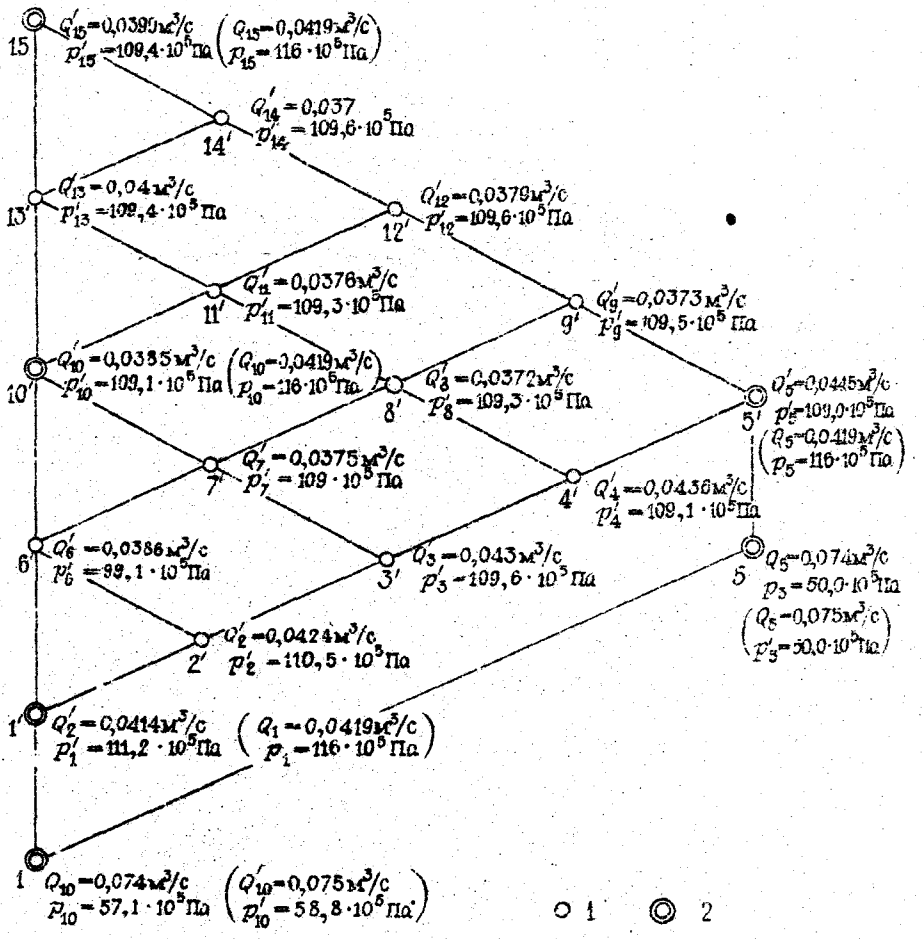


Рис.4. Схема распределения параметров гидроимпульсатора с учетом потерь (1) и без учета потерь (2) по длине трубопровода

Сравнивая значения параметров в однотипных точках, можно отметить, что количественные значения давлений в одноименных точках при учете трения и без него мало отличаются, но качественная разница значительна.

Давление по длине трубопровода меняется плавно, а при отражении волны скачком, что хорошо согласуется с практическими наблюдениями [3]. Исключение составляет гидропневмоаккумулятор, в котором давление всегда постоянно.

Расчеты показывают, что в отличие от длинных трубопроводов, трение в системе гидроимпульсатора не влияет на параметры потока в нем, особенно из-за автоматически возобновляющихся скачков давления. Но учет влияния

трения позволяет точнее определить давление и расходы в узлах гидросим-пульсатора и разработать наиболее надежную схему расчета его элементов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Асатур К.Г. Расчет гидравлического удара с учетом сил трения - Гидротехническ строительство, 1957, № 3.

2. Л.Бержерон. От гидравлического удара в трубах до разряда в электрической сет М., Гостехиздат, 1962.

3. Гладких М.Ф., Никифоров М.А. Об эффективности применения гидроударных по высителей давления при гидромониторной выемке угля. - Труды ВНИИГидроугля, 1979, вып.

4. Жуковский Н.Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах. М.-Л., Гостех-издат, 1949.

5. Тимошенко Г.М., Лененко С.А. Создание и исследование гидроимпульсаторов для гидрошахт. - Труды ВНИИГидроугля. 1975, вып. 36.

6. Тимошенко Г.М. Расчет основных параметров гидроударного резонансного повыси ля давления. - В кн.: Разработка месторождений полезных ископаемых. Киев, Техника, 1968 Вып. 13.