

УДК 622.24.085

С. Н. Парфенюк

ГВУЗ «Донецкий национальный технический университет», Донецк, Украина

Исследование рабочих процессов в гидроударнике двойного действия на фазе перестановки клапанов при ходе бойка вниз

В статье рассматривается динамика движения клапанов гидроударника двойного действия с дифференциальным поршнем при ходе бойка вниз. Предложенная математическая модель рабочих процессов учитывает влияние упругих свойств жидкости и подводящего трубопровода, а также местных гидравлических сопротивлений на движение элементов гидроударника. Сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными показало адекватность предложенного подхода к исследованию рабочих процессов в гидроударнике на фазе перестановки клапанов.

Ключевые слова: гидроударник, перестановка клапанов, моделирование.

Ударно-вращательный способ бурения скважин позволяет повысить эффективность буровых работ [1]. Перспективным является реализация этого способа бурения с применением гидроударников (ГУ) двойного действия с дифференциальным поршнем, имеющих более высокие энергетические показатели в сравнении с серийно выпускаемыми.

Клапанная группа является важнейшим звеном ГУ, поскольку обеспечивает его нормальное функционирование. Во многом рабочие характеристики ГУ определяются параметрами клапанов и характером их работы. Поэтому вопрос о движении клапанной группы и его влиянии на протекание рабочего цикла является важным для изучения рабочего процесса ГУ и определения его характеристик. Ранее были установлены зависимости, описывающие движение бойка при перестановке клапанной группы на его ходе вверх [2]. Процесс, предшествующий соударению бойка с наковальной при его ходе вниз с учётом динамики клапанной группы, до сих пор подробно не рассматривался.

Рассмотрим конструкцию гидродвигателя ГУ двойного действия с дифференциальным поршнем [3], которая показана на рис. 1. Условно разделим внутренний объем гидроударника на камеры, которые будут характеризоваться одинаковым давлением, при этом разность давлений между камерами будет определяться величиной гидравлических сопротивлений при перетоке жидкости между камерами. Следует отметить, что объем некоторых камер может изменяться в зависимости от положения элементов ГУ при их движении.

В гидроударнике выделим следующие камеры: Камера А – камера впускного клапана, которая соединена с нагнетательным трубопроводом, а также с подпоршневой полостью гидродвигателя ГУ. Объем камеры будет изменяться из-за движения впускного клапана. Давление в камере – p_n .

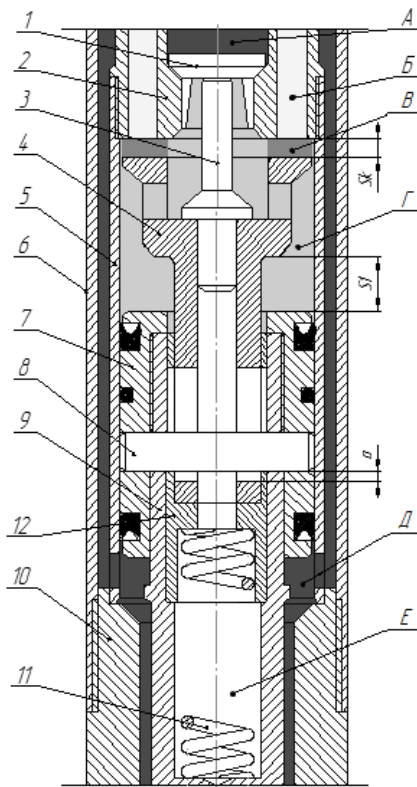


Рис. 1. Конструкция гидродвигателя гидроударника двойного действия с дифференциальным поршнем.

1 – впускной клапан; 2 – клапанная коробка; 3 – толкатель; 4 – выпускной клапан; 5 – цилиндр; 6 – корпус; 7 – поршень; 8 – палец; 9 – шток бойка; 10 – верхняя наковальня; 11 – клапанная пружина; 12 – втулка компенсационная; А, Б, Г, Д, Е – камеры гидродвигателя.

Камера Б – камера бойка (на рисунке показаны только выхлопные каналы), соединяется с камерой В прилегания выпускного клапана через ряд выхлопных каналов в клапанной коробке и с внешней средой. Величиной гидравлических сопротивлений на пути жидкости из камеры бойка во внешнюю среду мы пренебрегаем. Для ГУ без внешнего кожуха камера бойка будет отсутствовать, и камера прилегания выпускного клапана будет соединена через выхлопные каналы в клапанной коробке непосредственно с внешней средой. Объем камеры изменяется при перемещении бойка. Давление в камере будем считать равным давлению во внешней среде p_a .

Камера В – камера прилегания выпускного клапана, которая ограничивается снизу верхним торцом выпускного клапана, сверху – нижним торцом клапанной коробки, по периметру камеры имеется щель, высота которой равна расстоянию между выпускным клапаном и клапанной коробкой. Эта щель соединяет камеру В с камерой Г. Объем камеры изменяется пропорционально величине перемещения клапана относительно клапанной коробки при движении выпускного клапана. Давление в камере – p_{npil} .

Камера Г – камера надпоршневой полости цилиндра. Соединена с камерой А через канал, контролирующийся впускным клапаном. В камере размещен выпускной клапан. Объем камеры изменяется при движении бойка: при ходе вниз – увеличивается, а при ходе вверх – уменьшается. Изменение объема прямопропорционально перемещению поршня. Давление в камере – p_6 .

Камера Д – камера подпоршневой полости гидродвигателя, которая сообщается с камерой впускного клапана через кольцевое пространство между корпусом ГУ и отверстиями в цилиндре гидродвигателя. Поскольку величина гидравлических сопротивлений между камерами А и Д незначительна, то эти камеры могут рассматриваться как единое целое. Объем камеры Д будет изменяться при движении бойка. Давление в камере равно давлению в камере А.

Камера Е – камера клапанной пружины, соединенная с камерой Г надпоршневой полости кольцевым зазором между хвостовиком выпускного клапана и поршнем, а при наличии клапанной втулки – через зазоры между втулкой и поршнем и между втулкой и хвостовиком выпускного клапана. Камера изменяет свой объем при относительном перемещении поршня и выпускного клапана, при этом изменение пропорционально величине перемещения выпускного клапана относительно бойка. Давление в камере – p_{np} .

Схема соединения камер, а также величины перетоков жидкости между ними показаны на рис. 2.

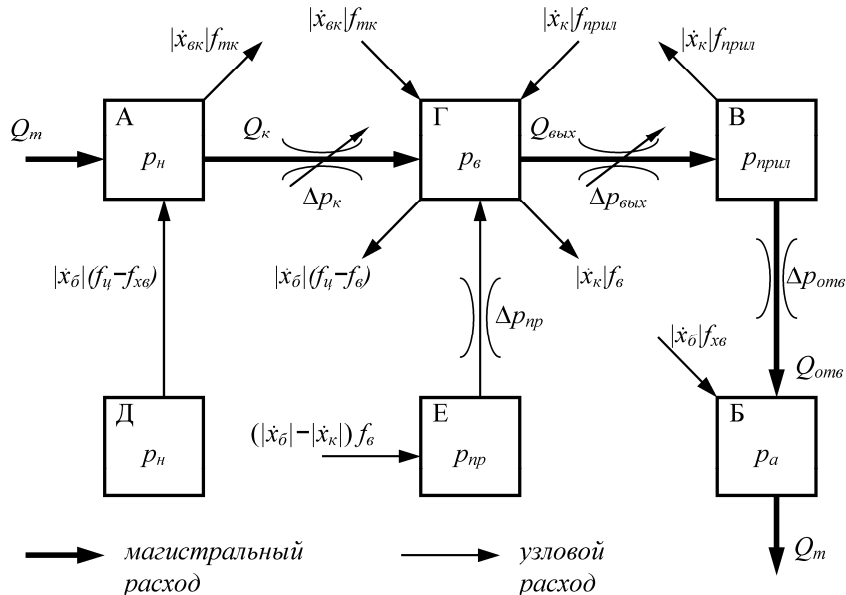


Рис. 2. Схема соединения камер ГУ и перетоков жидкости между ними

Здесь и в дальнейшем, используются следующие обозначения:

$f_{ц}, f_{xв}$ – соответственно, площадь цилиндра и площадь хвостовика бойка;

$f_{тк}$ – площадь тарелки впускного клапана;

f_{npil} – суммарная площадь поверхностей прилегания выпускного клапана к торцу клапанной коробки;

f_6 – площадь компенсационной втулки;

Q_m – расход жидкости из нагнетательного трубопровода;
 Q_k – расход жидкости через щель впускного клапана;
 $Q_{вых}$ – расход жидкости через щель выпускного клапана;
 $Q_{отв}$ – расход жидкости через выхлопные отверстия в клапанной коробке;
 Δp_k – перепад давления на щели впускного клапана;
 $\Delta p_{вых}$ – перепад давления на щели выпускного клапана;
 Δp_{np} – перепад давления на сопротивлениях между камерами Е и Г;
 $\Delta p_{отв}$ – перепад давления на отверстиях клапанной коробки.

Следует отметить, что при составлении схемы учтены перетоки жидкости, вызванные изменением положения элементов ГУ при их движении, например, впускного и выпускного клапанов на границах камер. Подобное движение приводит к изменению количества жидкости, протекающего непосредственно через границу между камерами, т. е. через гидравлическое сопротивление. Анализ схемы показал, что, с точки зрения гидравлики [4–6], гидродвигатель ГУ может рассматриваться как сложная гидравлическая сеть с несколькими узлами и, следовательно, для определения расхода жидкости между узлами можно использовать существующую методику для гидравлических сетей. При этом изменение объема камеры учитывается путем добавления соответствующего узлового расхода жидкости.

Составим уравнение для расходов жидкости для каждого узла получим следующие зависимости:

$$Q_m + |\dot{x}_\delta| (f_u - f_{xв}) - |\dot{x}_{вк}| f_{mk} - Q_k = 0, \quad Q_{вых} = Q_k - |\dot{x}_\delta| f_u + |\dot{x}_{вк}| f_{mk} + |\dot{x}_k| f_{прил} \quad (1)$$

$$Q_{отв} = Q_k - |\dot{x}_\delta| f_u + |\dot{x}_{вк}| f_{mk}, \quad Q_{np} = (|\dot{x}_\delta| - |\dot{x}_k|) f_\delta.$$

Полученные величины расходов жидкости между камерами, с учетом соответствующих гидравлических сопротивлений, позволяют определить величины потерь давления на этих сопротивлениях, и, следовательно, определить величину давления в каждой камере.

Зависимости для определения величин гидравлических сопротивлений будем выбирать исходя из предположения, что потери давления будут аналогичны потерям как для внезапного изменения сечения трубопровода [7–8].

Таким образом, для канала между камерами А и Г (щель впускного клапана):

$$\Delta p_k = A Q_k^2, \quad (2)$$

$$A = \xi_k \frac{\rho}{2(f_u - f_\delta)^2}, \quad \xi_k = \left(\frac{f_u - f_\delta}{f_u \varepsilon} - 1 \right)^2,$$

где $f_u = \pi \sin(45^\circ) x_k \left(d_{mk} - \frac{x_k}{2} \right)$ – площадь щели между впускным клапаном и седлом (угол седла клапана равен 45°) клапанной коробки (площадь боковой поверхности усеченного конуса); d_{mk} – диаметр тарелки впускного клапана; ε – коэффициент сжатия потока.

Для канала между камерами Г и В (щель выпускного клапана, рис. 3):

$$\Delta p_{вых} = B(Q_k + C)^2, \quad (3)$$

$$B = \xi_{вых} \frac{\rho}{2f_{прил}^2}, \quad C = -|\dot{x}_\delta| f_u + |\dot{x}_{вк}| f_{mk} + |\dot{x}_k| f_{прил}, \quad \xi_{вых} = \left(\frac{f_{прил}}{f_{цвых} \varepsilon} - 1 \right)^2, \quad f_{цвых} = \ell_{вых} n_{вых} (S_k - x_k).$$

где $\ell_{вых}$ – периметр одной поверхности прилегания тарелки выпускного клапана к торцу клапанной коробки (рис. 4); $n_{вых}$ – количество таких поверхностей клапанной коробки (для исследуемой конструкции $n_{вых} = 2$); S_k – ход клапана (см. рис. 1).

Для канала между камерами В и Б (выхлопные отверстия в клапанной коробке) (рис. 3а):

$$\Delta p_{отв} = D(Q_k + E)^2, \quad (4)$$

$$D = \left(\frac{1}{\varepsilon} - 1 \right)^2 \frac{\rho}{2f_{отв}^2}, \quad E = -|\dot{x}_\delta| f_u + |\dot{x}_{вк}| f_{mk},$$

где $f_{отв}$ – суммарная площадь сечения выхлопных отверстий.

В последнем случае коэффициент гидравлических сопротивлений будем определять как потери только на сжатие потока, поскольку выхлопные каналы соединены с внешней средой.

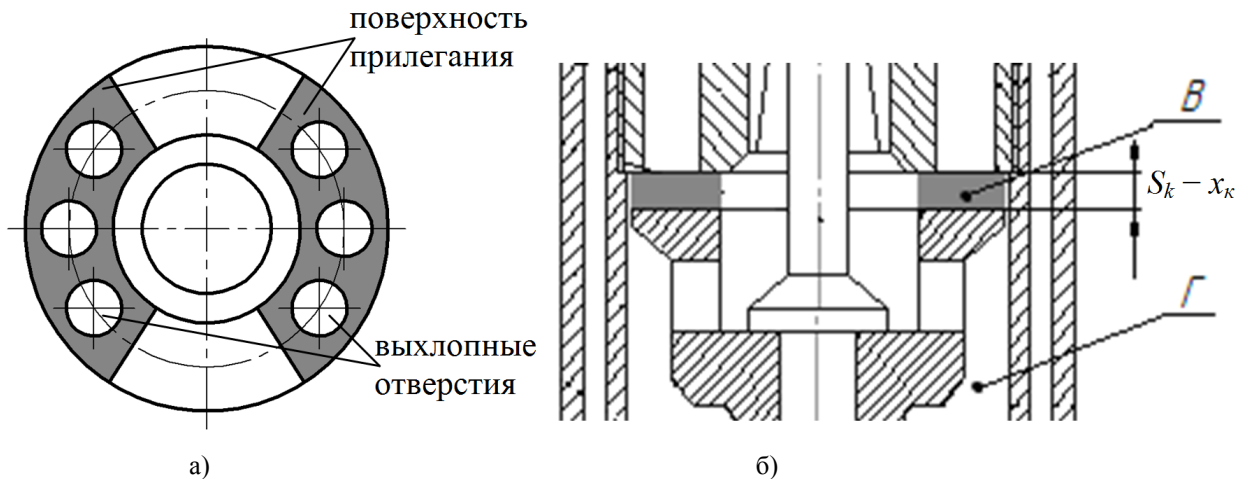


Рис. 3. К определению площади сечения канала между камерами Г и В
а) горизонтальный вид поверхности прилегания; б) фронтальный вид щели выпускного клапана.

Определив величину потерь давлений на преодоление гидравлических сопротивлений, запишем выражения для давлений в камерах ГУ:

$$p_n = p_e + \Delta p_k, \quad p_e = p_{прл} + \Delta p_{вых}, \quad p_{прл} = p_a + \Delta p_{отв}, \quad p_{пр} = p_e \pm \Delta p_{пр} \quad (5)$$

где знак «+» используется при уменьшении объема камеры Е пружины, а знак «-» – соответственно, при увеличении её объема.

Аналогично определим:

– при уменьшении объема камеры Е:

$$\Delta p_{пр} = \xi_{пр} \frac{\rho}{2} (\dot{x}_e - \dot{x}_k)^2, \quad (6)$$

где $\xi_{пр} = \left(\frac{f_e}{f_{упр} \varepsilon} - 1 \right)^2$; $f_{упр}$ – площадь сечения канала между камерами Е и Г (зазоры между

штулкой и поршнем и между штулкой и хвостовиком выпускного клапана);

– при увеличении объема камеры Е:

$$\Delta p_{пр} = \xi_{пр} \frac{\rho}{2} \left(\frac{(\dot{x}_e - \dot{x}_k) f_e}{f_y - f_e} \right)^2, \quad (7)$$

где $\xi_{пр} = \left(\frac{f_y - f_e}{f_{упр} \varepsilon} - 1 \right)^2$;

При этом с учетом (5) можно записать:

$$p_n = p_a + \Delta p_k + \Delta p_{вых} + \Delta p_{отв}, \quad (8)$$

т. е. давление в нагнетательном трубопроводе будет определяться потерями давления на преодоление гидравлических сопротивлений при протекании жидкости через гидродвигатель ГУ.

Анализ протекания процесса показывает, что при перестановке клапанов ГУ имеет место соединение нагнетательного трубопровода с внешней средой из-за того, что в промежуточном положении впускной и выпускной клапаны одновременно находятся в открытом положении. Поэтому величина расхода жидкости в ГУ из нагнетательного трубопровода будет определяться величиной давления p_n [9]. С другой стороны, расход жидкости в нагнетательном трубопроводе определяется подачей насоса, которую принято считать постоянной – $Q_0 = \text{const}$. Разрешение данного противоречия требует учета сжимаемости жидкости и упругих свойств трубопровода. И если сжимаемостью жидкости в пределах камер ГУ мы можем пренебречь, то подобное

предположение для нагнетательного трубопровода будет неверным.

Известно, что изменение скорости течения жидкости приводит к возникновению явления гидравлического удара. Поскольку этот процесс связан со сжимаемостью жидкости и трубопровода, то это явление приводит и к изменению расхода жидкости из нагнетательного трубопровода при изменении давления. Поэтому нагнетательный трубопровод может рассматриваться как камера с изменяющимся объемом, давление в которой будет пропорционально его изменению.

Определим данный коэффициент пропорциональности как

$$\beta = \Delta V / p_n, \quad (9)$$

где ΔV – абсолютное изменение объема камеры трубопровода.

Методика определения ΔV с учетом радиальной деформации трубопровода была рассмотрена ранее [2].

Рассматривая изменения объема во времени, приходим к дифференциальному уравнению, связывающему изменение давления с дополнительным расходом жидкости, вызванным изменением объема трубопровода. Добавим этот расход на схему перетоков (рис. 2), и учтя его для уравнения узла А (1), после преобразования получим следующее уравнение:

$$\frac{dp_n}{dt} = \frac{1}{\beta} (Q_0 + \dot{x}_{\text{вк}} f_{\text{мк}} - \dot{x}_{\text{б}} (f_{\text{ц}} - f_{\text{хв}}) - Q_{\text{к}}), \quad (10)$$

Поскольку зависимости для определения величин давлений в камерах ГУ определены, то можно составить уравнения динамики движения его элементов. Схема сил, действующих на элементы ГУ, показана на рис. 4. Примем, что ось изменения координаты элементов будет направлена вверх, а начало координат соответствует крайнему нижнему положению бойка.

Таким образом, в общем виде, система дифференциально-алгебраических уравнений, описывающих динамику движения клапанов и бойка ГУ на этапе перестановки клапанов вниз, будет иметь следующий вид:

$$\begin{cases} m_{\text{б}} \ddot{x}_{\text{б}} = p_n (f_{\text{ц}} - f_{\text{хв}}) + p_a f_{\text{хв}} - p_{\text{в}} (f_{\text{ц}} - f_{\text{в}}) - p_{\text{нр}} f_{\text{в}} - G_{\text{б}} + F_{\text{трб}}, \\ m_{\text{к}} \ddot{x}_{\text{к}} = p_{\text{в}} f_{\text{нрл}} + p_{\text{нр}} f_{\text{в}} - p_{\text{в}} f_{\text{в}} - p_{\text{нрл}} f_{\text{нрл}} - G_{\text{к}}, \\ m_{\text{вк}} \ddot{x}_{\text{вк}} = p_{\text{в}} f_{\text{мк}} - p_n f_{\text{мк}} - G_{\text{вк}}, \\ \frac{dp_n}{dt} = \frac{1}{\beta} (Q_0 + \dot{x}_{\text{вк}} f_{\text{мк}} - \dot{x}_{\text{б}} (f_{\text{ц}} - f_{\text{хв}}) - Q_{\text{к}}), \\ p_n = p_{\text{в}} + \Delta p_{\text{к}}, \quad p_{\text{в}} = p_{\text{нрл}} + \Delta p_{\text{вых}}, \quad p_{\text{нрл}} = p_a + \Delta p_{\text{отс}}, \quad p_{\text{нр}} = p_{\text{в}} \pm \Delta p_{\text{нр}}; \end{cases} \quad (11)$$

здесь $m_{\text{б}}$, $m_{\text{к}}$, $m_{\text{вк}}$ – соответственно, масса бойка, выпускного и впускного клапанов; $G_{\text{б}}$, $G_{\text{к}}$, $G_{\text{вк}}$ – соответственно, вес бойка, выпускного и впускного клапанов; $F_{\text{трб}}$ – сила трения при движении бойка.

Исходя из характера взаимодействия между элементами ГУ, можно выделить следующие фазы перестановки клапанов при движении его бойка вниз.

Фаза 1. Отрыв выпускного клапана от торца клапанной коробки за счет удара поршня по хвостовику клапана и совместное движение клапанов вниз.

Учитывая начальные скорости и массы элементов по известным зависимостям [10, 11] можно определить начальные скорости элементов для данной фазы с учетом коэффициента восстановления. При этом начальную скорость впускного клапана принимаем равной нулю, т. к. для рассматриваемого ГУ он механически не связан с выпускным клапаном и в начальный момент будет двигаться самостоятельно. При этом используются следующие выражения для определения начальных скоростей клапанов после соударения [10, 11]:

$$v_{\text{бн}} = \frac{(m_{\text{б}} - km_{\text{к}})v_{\text{б0}} + (1+k)v_{\text{к0}}m_{\text{к}}}{m_{\text{б}} + m_{\text{к}}}, \quad v_{\text{кн}} = \frac{(m_{\text{к}} - km_{\text{б}})v_{\text{к0}} + (1+k)v_{\text{б0}}m_{\text{б}}}{m_{\text{б}} + m_{\text{к}}}$$

Скорость бойка $v_{\text{б0}}$ до соударения с выпускным клапаном может определяться по существующей методике [12], либо по результатам экспериментальных исследований, а скорости клапанов в начальный момент времени принимались равными нулю. Величина коэффициента восстановления скорости k определялась исходя из анализа экспериментальных осциллограмм до и после соударения бойка с клапаном, и составляла 0,82 для условий эксперимента.

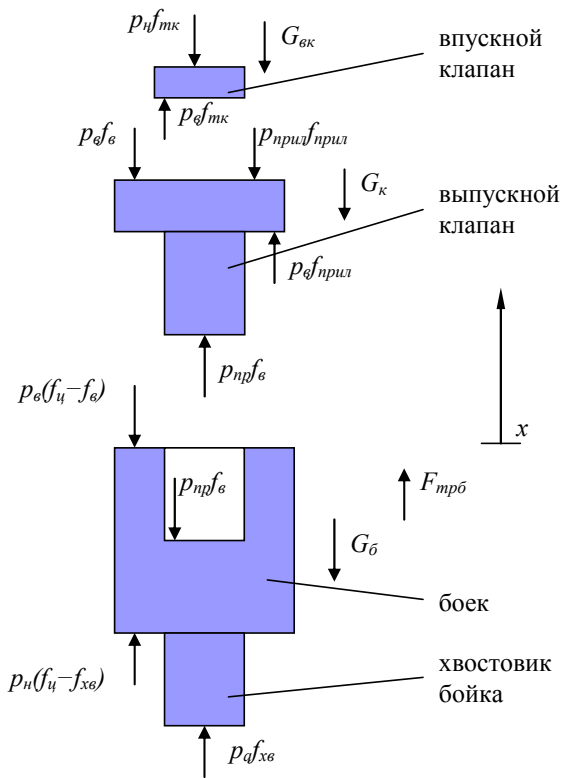


Рис. 4. Схема сил, действующих на элементы гидроударника

Решение данной системы дифференциально-алгебраических уравнений (11) будем искать при следующих начальных условиях:

$$x_{б}(0) = S_{к} - a; \quad x_{к}(0) = S_{к} - \Delta S_{к}; \quad x_{вк}(0) = S_{к} - \Delta S_{к};$$

$$\dot{x}_{б}(0) = v_{бн}; \quad \dot{x}_{к}(0) = v_{кн}; \quad \dot{x}_{вк}(0) = 0;$$

где $\Delta S_{к}$ – величина зазора между толкателем и выпускным клапаном.

Величину начального значения расхода жидкости через впускной клапан $Q_{к}(0)$, можно определить, исходя из выражения (7) для давления в зависимости от расхода жидкости через гидроударник, с учетом соотношений (2)–(4), решив соответствующее квадратное уравнение относительно $Q_{к}$:

$$p_{н} = A Q_{к}^2 + B(Q_{к} + C)^2 + D(Q_{к} + E)^2 \quad (12)$$

При этом начальное значение $p_{н}(0)$ будет соответствовать давлению, установившееся на конец фазы рабочего хода бойка, которое определяется расчетным путем по известной методике [12], либо по результатам эксперимента. Начальные значения для давления в остальных камерах рассчитывались по вышеприведенным соотношениям, связывающим давления между собой, с учетом полученного значения $Q_{к}(0)$. Давление во внешней среде принимаем равным $p_{а} = 0$.

Окончанию данной фазы будет соответствовать момент времени, когда впускной клапан снова соприкоснется в выпускным, что соответствует выполнению условия:

$$x_{к} - x_{вк} - \Delta S_{к} = 0$$

Фаза 2. Совместное движение клапанов до взаимодействия с поршнем-бойком. На данной фазе будем рассматривать систему впускной–выпускной клапана как единое целое. Первым отличием от предшествующей фазы является отсутствие одного отдельного элемента – впускного клапана, поскольку теперь он перемещается вместе с выпускным клапаном. Вторым отличием является наличие резкого изменение скорости элементов – скорость впускного клапана в результате удара становится равной скорости выпускного клапана (считаем, что происходит неупругий удар и слипание тел), что приводит к перераспределению расходов жидкости через гидравлические сопротивления. Подобная ситуация приводит к необходимости определения начальных условий для $Q_{к}$ и давлений в камерах по описанной выше методике.

Фаза 3. Совместное движение поршня-бойка и клапанов.

После контакта с хвостовиком клапана поршень-боек будет воздействовать на него, поэтому можно рассматривать их в движении как единое целое тело. По аналогии со второй фазой, имеет место резкое изменение скорости элементов из-за удара поршня-бойка по выпускному клапану, что также потребует перерасчета значений для начальных условий. Другой особенностью является отсутствие движения выпускного клапана относительно поршня-бойка и следовательно равенству давлений в камерах E и Г из-за отсутствия перетока жидкости между ними. Окончанием фазы будет момент, когда суммарное усилие, действующее на систему клапанов, сменит свое направление и станет сонаправленным с вектором скорости бойка, что соответствует выполнению условия:

$$p_{в}f_{нрл} - p_{нрл}f_{нрл} + p_{в}f_{мк} - p_{н}f_{мк} - G_{вк} - G_{к} = 0 \quad (13)$$

Фаза 4. Система клапанов опережает поршень-боек.

После выполнения условия (13) система впускной клапан – выпускной клапан начнет

опережать боек. Из-за движения выпускного клапана относительно бойка давление в камере Е будет определяться величиной гидравлических сопротивлений от перетекания жидкости между камерами Е и Г согласно выражению (6).

Следует отметить, что в зависимости от соотношения геометрических параметров, а также скоростей элементов ГУ, некоторые фазы могут отсутствовать. Например, при значительной массе выпускного клапана поршень-бок не успеет догнать выпускной клапан до закрытия впускного клапана, и, следовательно, фаза их совместного движения будет отсутствовать.

При составлении данной модели использовались также следующие допущения:

1. В явном виде не учитывается процесс распространения гидроударных волн по трубопроводу. Однако используемый подход, связывающий изменение объема нагнетательного трубопровода с давлением в нем, позволяет косвенно учесть это явление.
2. При рассмотрении гидравлических сопротивлений не учитывается их взаимное влияние, не учтены малые сопротивления, связанные, например, с изменением направления течения жидкости и т. д. Однако, как будет отмечено ниже, сравнение результатов моделирования с результатами экспериментальных исследований показало допустимость такого подхода.

Известно [13–15], что аналитическое решение полученных систем дифференциально-алгебраических уравнений в общем виде невозможно. Поэтому для решения систем дифференциально-алгебраических уравнений, описывающих движение элементов ГУ на различных фазах, использовались численные методы, реализованные в пакете MathCAD 13 [16–18]. Результаты решения для условий эксперимента приведены на рис. 5.

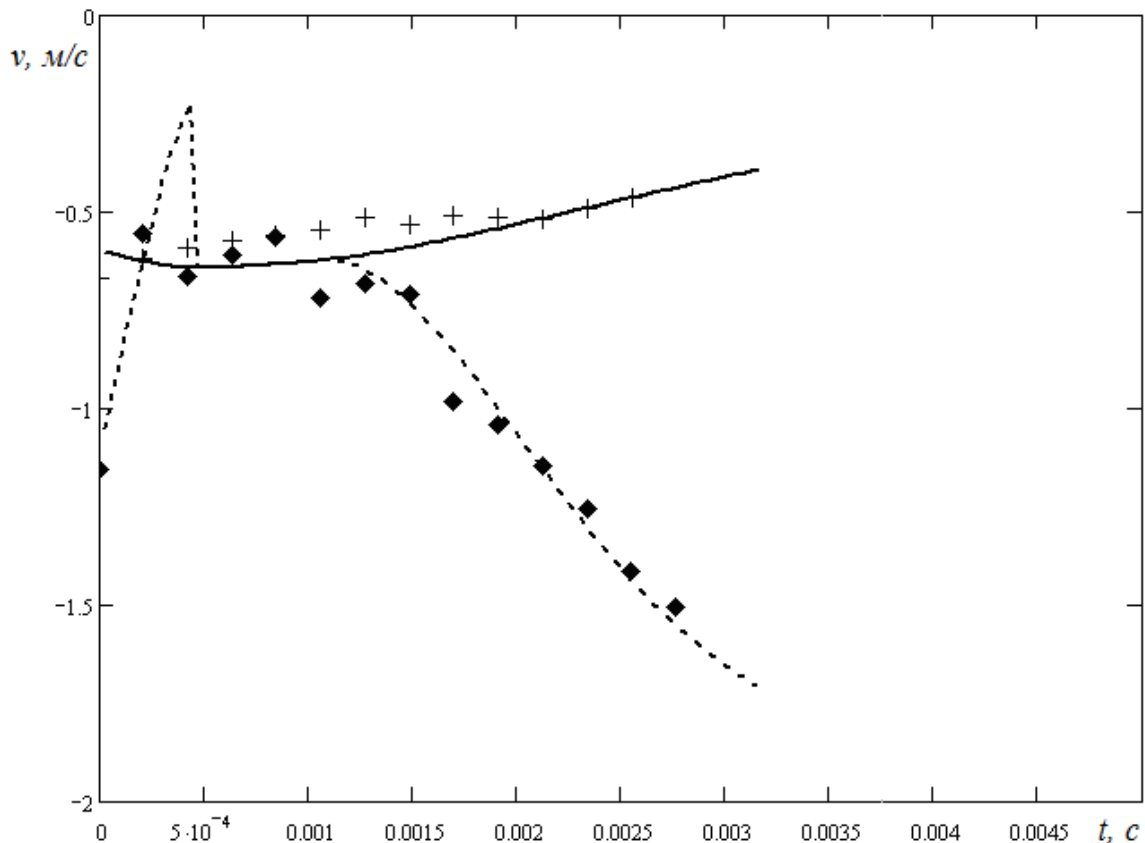


Рис. 5. Результаты моделирования процесса перестановки клапанов вниз.

Для моделирования: ———— – скорость бойка, - - - - - – скорость выпускного клапана; для экспериментальных исследований: + + + – скорость бойка, ◆ ◆ ◆ – скорость выпускного клапана.

Таким образом, сравнение результатов моделирования с экспериментальными данными показывает, что предложенная математическая модель может использоваться для исследования динамики движения элементов ГУ двойного действия с дифференциальным поршнем с клапаным распределением жидкости на этапе перестановки клапанов вниз. Полученная математическая

модель при використанні чисельних методів рішення диференціальних рівнянь являється досить зручною для дослідження впливу різних параметрів клапанної групи на динаміку руху елементів ГУ. При цьому в результаті моделювання можуть бути отримані значення швидкостей і координат елементів ГУ, тисків в його камерах, а також величини витрат рідини між камерами в заданий момент часу, що дозволить оцінити ступінь впливу динаміки руху клапанів при ході бойка вниз на робочі характеристики гідрударника.

Бібліографічний список

1. Ясов, В. Г. Теорія і розрахунок робочих процесів гідрударних бурових машин / В. Г. Ясов. – М. : Недра, 1977. – 153 с.
2. Каракозов, А.А. Розвиток теорії роботи і уточнення методу розрахунок параметрів гідрударників подвійної дії з диференціальним поршнем / Каракозов А.А., Парфенюк С.Н. // Наукові праці ДонНТУ, Серія "Гірничо-геологічна". Випуск 11 (161). – Донецьк, ДонНТУ, 2010. – С. 223-233.
3. Калиниченко, О. И. Гидроударные буровые снаряды и установки для бурения скважин на шельфе / О. И. Калиниченко, П. В. Зыбинский, А. А. Каракозов. – Донецк : «Вебер» (Донецкое отделение), 2007. – 270 с.
4. Коваль, П. В. Гидравлика и гидропривод горных машин: Учебник для вузов по специальности «Горные машины и комплексы» / П. В. Коваль. – М. : Машиностроение, 1979. – 319 с., ил.
5. Башта, Т. М. Машиностроительная гидравлика / Т. М. Башта. – М. : «Машиностроение», 1971. – 672 с.
6. Справочник по расчетам гидравлических и вентиляционных систем. – С.-Пб. : АНО НПО Мир и семья, 2001. 1154 с., ил. – ISBN 5-94365-022-9.
7. Идельчик, И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям : Под ред. М. О. Штейнберга / И. Е. Идельчик. – 3-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1992. – 672 с., ил. – ISBN 5-217-00393-6.
8. Альтшуль, А. Д. Гидравлические сопротивления / А. Д. Альтшуль. – М. : Недра, 1970. – 216 с.
9. Фокс, Д. А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах: Пер. с англ. / Д. А. Фокс. – М. : Энергоиздат, 1981. – 248 с., ил.
10. Кильчевский, Н. А. Теория соударений твердых тел / Н. А. Кильчевский. – Киев : Наукова думка, 1969. – 246 с.
11. Пановко, Я. Г. Основы прикладной теории колебаний и удара / Я. Г. Пановко. – Л. : Машиностроение, 1976. – 320 с.
12. Калиниченко, О. И. Развитие научных основ создания погружных гидроударных снарядов и установок для однорейсового бурения скважин на морском шельфе: Дисс. ... докт. техн. наук: 05.15.10 / Калиниченко Олег Иванович. – Донецк, ДонНТУ, 2002. – 371 с.
13. Хайрер, Э. Решение обыкновенных дифференциальных уравнений. Жесткие и дифференциально-алгебраические задачи. : Пер. с англ. / Э. Хайрер, Г. Ваннер. – М. : Мир, 1999. – 685 с., ил. – ISBN 5-03-003117-0.
14. Чистяков, В. Ф. Избранные главы теории алгебро-дифференциальных систем / В. Ф. Чистяков, А. А. Щеглова. – Новосибирск : Наука, 2003. – 320 с. – ISBN 5-02-031730-06.
15. Brenan, K. E. Numerical solution of initial-value problems in differential-algebraic equations / K. E. Brenan, S. L. Campbell, L. R. Petzold. – Elsevier Science Publishing Co. : Нью Йорк, 1989. – 210 с.
16. Поршнева, С. В. Численные методы на базе Mathcad / С. В. Поршнева, И. В. Беленкова. – С-Пб. : БХВ-Петербург, 2005. – 456с. – ISBN: 5-94157-610-2.
17. Семенов, М. Математическое моделирование в MathCad / М. Семенов. – Минск : Альтекс-А, 2003. – 208 с.
18. Воскобойников, Ю. Программирование и решение задач в пакете Mathcad / Ю. Воскобойников, В. Очков. – Новосибирск : НГАСУ, 2002. – 138 с. – ISBN: 5-7795-0169-6.

Надійшла до редакції 20.12.11

С. М. Парфенюк

ДВНЗ «Донецький національний технічний університет», Донецьк, Україна

Дослідження робочих процесів в гідрударнику подвійної дії на фазі перестановки клапанів під час ходу бойка вниз

В статті розглядається динаміка руху клапанів гідрударника подвійної дії з диференціальним поршнем під час руху бойка вниз. Запропонована математична модель робочих процесів враховує вплив пружних властивостей рідини та трубопроводу, а також місцевих гідравлічних опорів на рух елементів гідро ударника. Порівняння результатів моделювання з експериментальними даними засвідчило адекватність запропонованого підходу до дослідження робочих процесів в гідро ударнику на фазі перестановки клапанів.

Ключові слова: гідрударник, перестановка клапанів, моделювання

S. N. Parfenyuk

Donetsk national technical university, Donetsk, Ukraine

Research of working processes in the double action hydraulic hammer tool on a phase of valves shift at piston downward movement

In article dynamics of movement of valves of the double action hydraulic hammer tool with the differential piston is considered at his downward movement. The offered mathematical model of working processes considers influence of elastic properties of liquid and pipeline, and also local hydraulic resistance on movement of elements of the hydraulic hammer tool. Comparison of results of modeling with experimental data showed adequacy of the offered approach to research of working processes in the hydraulic hammer tool on a phase of valves shift.

Keywords: hydraulic hammer tool, valves shift, modeling.