

УДК 622.248

## Разработка гидравлического ударного механизма для ликвидации прихватов бурового снаряда в скважинах с низким уровнем промывочной жидкости

Каракозов А. А.<sup>1</sup>, Рязанов А. Н.<sup>1</sup>, Парфенюк С. Н.<sup>1</sup>, Сагайдак И. Д.<sup>2</sup>, Дерягина Д. А.<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Донецкий национальный технический университет, Донецк, Украина

<sup>2</sup> Первомайское ШПУ ГХК «Специшахтобурение», Донецк, Украина

Поступила в редакцию 01.03.11, принята к печати 18.03.11

### Аннотация

В настоящей статье представлены результаты теоретического анализа рабочего цикла гидравлического ударного механизма для ликвидации прихватов бурового снаряда в скважинах с низким уровнем промывочной жидкости, реализующего для разгона бойка давление столба жидкости в бурильной колонне.

Ключевые слова: ударный механизм, прихват, рабочий цикл, анализ.

Прихваты бурового снаряда являются одним из наиболее тяжёлых видов аварий в геологоразведочном бурении. Несмотря на значительные успехи как в разработке мер по их предупреждению, так и в создании новых технических средств для борьбы с ними, на ликвидацию прихватов ежегодно затрачиваются значительные силы и средства.

При борьбе с прихватами в бурении достаточно широко используются ударные механизмы (УМЛП), причём их принципиальные схемы [1, 2] достаточно традиционны и не претерпели существенных изменений на протяжении многих лет. В Донецком национальном техническом университете (ДонНТУ) был предложен ряд устройств, реализующих для разгона бойка давление столба жидкости в скважине [3, 4]. Однако эти устройства не могут использоваться в случаях, когда прихваты обусловлены резким падением уровня жидкости в скважине вследствие поглощения промывочной жидкости, что очень часто наблюдается при бурении скважин на полях угольных шахт Донбасса. Для работы в подобных ситуациях в ДонНТУ была предложена новая конструктивная схема ударного механизма, по которой получен патент на полезную модель [5].

Конструктивная схема устройства показана на рис. 1. В состав устройства входят корпус 1 с радиальными отверстиями 2, верхним и нижним переходниками 3 и 4 и уступом 5 на внутренней поверхности. С корпусом 1 соединены наковальня 6 и перегородка 7 с клапаном 8. Шток 9 с ограничителем 10 и радиальными отверстиями 11 установлен в осевых отверстиях наковальни 6 и перегородки 7, при этом радиальные отверстия 11 в штоке 9 размещены ниже перегородки 7. Между уступом 5 и ограничителем 10 располагается поршень-боек 12. В нижнем

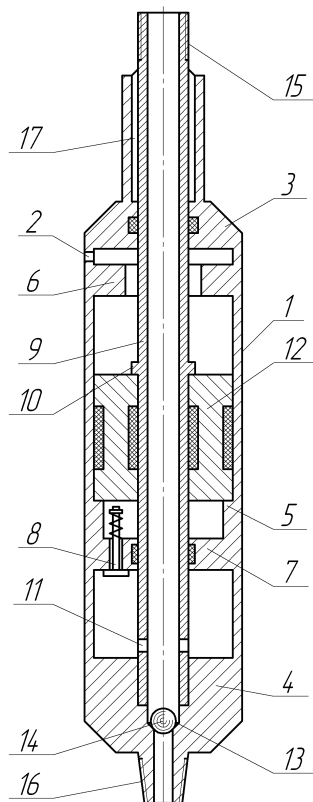


Рис. 1. Конструктивная схема ударного механизма

переходнике 4 выполнено седло 13 обратного клапана 14. В верхней части штока 9 выполнена резьба 15 для соединения с бурильными трубами, а в нижнем переходнике 4 корпуса 1 – резьба 16 для соединения с прихваченным снарядом. Между штоком 9 и верхним переходником 3 выполнены шлицы 17.

Устройство работает следующим образом. При использовании после возникновения прихвата в скважине, оно спускается к прихваченной части снаряда на бурильных трубах. При этом обратный клапан 14 может отсутствовать. Тогда, в случае необходимости, промывка забоя скважины осуществляется через осевые каналы устройства. При соединении устройства с прихваченным буровым снарядом вращение от бурильных труб передается на него через шток 9, шлицы 17, верхний переходник 3 и корпус 1. Затем по бурильным трубам сбрасывается обратный клапан 14, который, попадая в седло 13, перекрывает осевой канал в нижнем переходнике 4. Далее бурильные трубы заполняют промывочной жидкостью таким образом, чтобы уровень жидкости в них был значительно выше уровня жидкости в скважине. При этом обратный клапан 14 не дает жидкости вытекать из полости бурильных труб.

Для нанесения удара дают натяжение бурильным трубам и поднимают шток 9 в крайнее верхнее положение. При этом радиальные отверстия 11 в штоке 9 поднимаются выше перегородки 7 и соединяются с полостью под поршнем-бойком 12, и в нее начинает перетекать жидкость из полости бурильных труб. Поскольку давление под поршнем-бойком 12 больше, чем над ним (уровень жидкости в бурильных трубах значительно больше, чем в скважине), то поршень-боек 12 двигается вверх и наносит удар по наковальне 6. При этом жидкость из полости над поршнем-бойком 12 выдавливается в скважину через отверстия 2.

Для нанесения повторного удара бурильные трубы подаются вниз. Шток 9 ограничителем 10 давит на поршень-боек 12 и перемещает его вниз до уступа 5. При этом жидкость из-под поршня-бойка 12 перетекает в полость бурильных труб через отверстия 11. Когда они сравняются с перегородкой 7, жидкость из-под поршня-бойка 12 будет перетекать в полость бурильных труб через клапан 8.

Удары, которые передаются на прихваченный снаряд во время работы устройства, приводят к освобождению снаряда от прихвата.

Устройство также может включаться в состав бурового снаряда. При этом в процессе бурения скважины крутящий момент на забой передается шлицами 17, осевая нагрузка – ограничителем 10 на поршень-боек 12 и уступ 5 корпуса 1. В случае возникновения прихвата обратный клапан 14 сбрасывают по бурильным трубам и он садится в седло 13. Дальнейшая работа устройства аналогична приведенной выше.

Основным параметром, определяющим эффективность работы устройства, является скорость его бойка в момент удара. Поэтому для определения энергетических характеристик механизма в конкретных условиях эксплуатации необходимо установление закономерностей изменения скорости бойка во времени в зависимости от конструктивных и технологических факторов, основанное на детальном анализе рабочего цикла УМЛП.

Ниже представлены результаты разработки математической модели рабочего цикла гидравлического ударного механизма для ликвидации прихватов бурового снаряда в скважинах с низким уровнем промывочной жидкости.

Математическая модель рабочего цикла предложенного УМЛП составлена на основании ранее разработанных моделей работы [3, 6] ударных механизмов, реализующих для разгона бойка давление столба жидкости в скважине, с учетом следующих допущений:

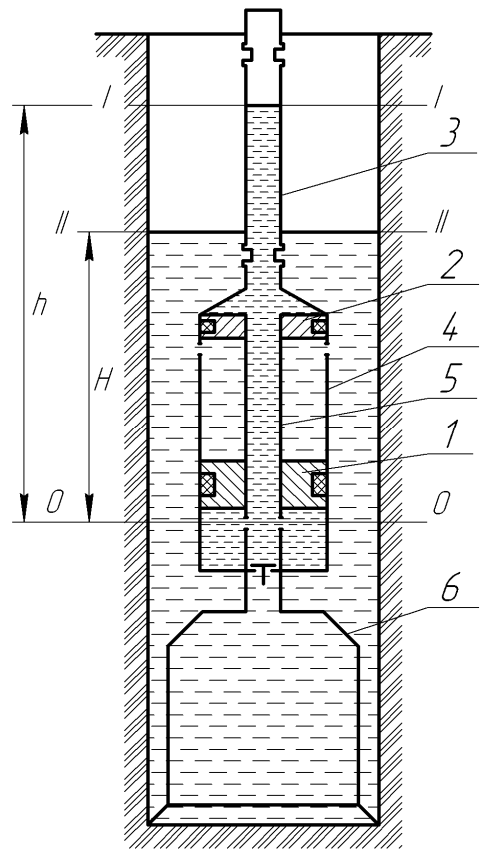


Рис. 2. Схема к анализу рабочего цикла УМЛП: 1 – поршень-бойк; 2 – наковальня; 3 – бурильные трубы; 4 – корпус; 5 – шток; 6 – прихваченный снаряд

1. Буровой снаряд расположен концентрично относительно оси скважины.
2. Не учитываются потери напора и инерционный напор жидкости в корпусе механизма.
3. Не учитывается изменение уровня жидкости в скважине и бурильных трубах в процессе работы ударного механизма.
4. Учитывалось, что в случае малых затуханий волновой характер движения жидкости практически полностью сохраняется. Поэтому без большой погрешности в этом случае из уравнения движения бойка можно исключить слагаемое, учитывающее затухание волновых процессов при воздействии на боек волны повышенного давления [7].

Схема к анализу рабочего цикла УМЛП приведена на рис. 2. При работе поршень-боёк, разгоняясь под действием перепада давления между бурильными трубами и скважиной, наносит удар по наковальне, который через шток, передаётся на прихваченный снаряд.

Уравнение движения бойка под действием разности давления жидкости в бурильных трубах и скважине примет вид:

$$m\ddot{x} = pF - R - mg, \quad (1)$$

где  $m$  – масса поршня-бойка, кг;  $\ddot{x}$  – ускорение бойка, м/с<sup>2</sup>;  $p$  – давление жидкости в цилиндре механизма, Па;  $F$  – рабочая площадь поршня-бойка, м<sup>2</sup>;  $R$  – сила механического трения в цилиндре механизма, Н;  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

При определении значения  $p$  следует иметь в виду, что перемещение поршня-бойка происходит за счет волны повышенного давления [8], образующейся при обеспечении свободного доступа жидкости через распределительные отверстия в подпоршневую камеру (упругое расширение столба жидкости), и силы, обусловленной разностью уровней жидкости в скважине и бурильных трубах. С учетом вышеизложенного, давление на поршень-боёк можно определить по формуле:

$$p = \rho g(h - H) + \rho c(V_0 - \dot{x}), \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $h$  – высота столба жидкости в бурильных трубах, м;  $H$  – уровень жидкости в скважине, м;  $c$  – скорость распространения гидроударной волны, м/с;  $V_0$  – скорость течения жидкости в цилиндре механизма, м/с;  $\dot{x}$  – скорость перемещения бойка, м/с.

Тогда уравнение (1) с учетом (2) примет вид:

$$m\ddot{x} = \rho g(h - H)F + \rho cF(V_0 - \dot{x}) - R - mg. \quad (3)$$

Упростив форму записи и выполнив преобразования, уравнение (3) для случая, когда скважина частично заполнена жидкостью ( $H \neq 0$ ) можно переписать в виде

$$\ddot{x} + ax = b, \quad (4)$$

где  $a = \frac{\rho c F}{m}$ ;  $b = \frac{\rho g F h + \rho c F V_0 - R}{m} - g$ .

В результате интегрирования уравнения (4) получим формулу для определения скорости бойка устройства:

$$V = \dot{x} = \left( V_0 + \frac{g(h - H)}{c} - \frac{R + mg}{\rho c F} \right) \left( 1 - e^{-\frac{t \rho c F}{m}} \right), \quad (5)$$

где  $t$  – текущее значение времени, с.

Для нахождения значений  $V_0$  необходимо знать скорость потока в цилиндре механизма, обусловленную разностью уровней жидкости в скважине и бурильных трубах. Значение скорости определяется в результате решения уравнения баланса энергии жидкости, составленного для сечений I-I и II-II (рис.1):

$$\frac{V_1^2}{2g} + h = \frac{V_2^2}{2g} + H + H_{II} + H_{II} + H_B, \quad (6)$$

где  $V_1, V_2$  – скорости движения жидкости соответственно в сечениях I-I и II-II, м/с;  $H_{II}$  – потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений, м;  $H_{II}$  – потери напора на преодоление сил инерции столба жидкости, м;  $H_B$  – потери напора, обусловленные весом бойка, м.

Потери напора на преодоление гидравлических сопротивлений являются суммой местных гидравлических потерь и потерь по длине (пренебрегая потерями напора между корпусом устройства и стенками скважины):

$$H_{\Pi} = (H_{соед} + H_{расш} + H_{вых} + H_{отв} + H_{нап} + H_{нап}) + (H_{ДБТ} + H_{скв}), \quad (7)$$

где  $H_{соед}$  – потери на соединениях внутри колонны бурильных труб, м;  $H_{расш}$  – потери при резком расширении потока жидкости, м;  $H_{вых}$  – потери в выхлопных отверстиях, м;  $H_{отв}$  – потери во впускных отверстиях, м;  $H_{нап}$  – потери при изменении направления движения потока, м;  $H_{ДБТ}$  – потери по длине бурильных труб, м;  $H_{скв}$  – потери по длине скважины, м.

Они определяются по известным формулам гидравлики [9, 10]. Так потери напора на соединениях внутри колонны бурильных труб определяются по формуле:

$$H_{соед} = \xi_1 n_{cl} \frac{k_1^2}{2g} V_0^2, \quad (8)$$

где  $\xi_1 = \beta \left[ \frac{d_{БТ}^2}{d_{соед}^2} - 1 \right]^2$  – коэффициент местных сопротивлений;  $d_{БТ}$ ,  $d_{соед}$  – соответственно

внутренний диаметр бурильных труб и соединений, м;  $\beta$  – коэффициент, учитывающий вид соединений бурильных труб;  $n_{cl}$  – количество соединений внутри колонны труб на участке  $h$ ;

$k_1 = F/F_1$  – коэффициент соотношения площадей;  $F_1 = \frac{\pi d_{БТ}^2}{4}$  – площадь канала бурильных труб, м<sup>2</sup>.

Потери напора при резком расширении потока:

$$H_{расш} = \xi_3 \frac{k_3^2}{2g} V_0^2, \quad (9)$$

где  $\xi_3 = \left( 1 - \frac{F_3}{F_2} \right)^2$  – коэффициент расширения потока;  $F_2 = \frac{\pi}{4} (D_{скв}^2 - D_{БТ}^2)$  – площадь

живого сечения скважины, м<sup>2</sup>;  $D_{скв}$  – диаметр скважины, м;  $D_{БТ}$  – наружный диаметр бурильных

труб, м;  $F_3 = \frac{\pi}{4} (D_{скв}^2 - D_{корп}^2)$  – площадь зазора между корпусом устройства и стенками

скважины, м<sup>2</sup>;  $D_{корп}$  – наружный диаметр корпуса устройства, м;  $k_3 = F/F_3$ .

Потери напора в выхлопных отверстиях корпуса:

$$H_{вых} = \left( \frac{1}{\varepsilon_5} - 1 \right)^2 \frac{1}{2g} V_0^2, \quad (10)$$

где  $\varepsilon_5 = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - \frac{n_{вых} F_{вых}}{F_3}}$  – коэффициент сжатия потока при течении через отверстия;

$n_{вых}$ ,  $F_{вых}$  – соответственно количество и площадь сечения (м<sup>2</sup>) выхлопных отверстий в устройстве.

Потери напора при изменении направления движения жидкости (с учётом величины угла поворота потока):

$$H_{нап} = \frac{k_1^2}{g} V_0^2. \quad (11)$$

Потери напора во впускных отверстиях устройства:

$$H_{отв} = \left( \frac{k_4}{\varepsilon_4} - 1 \right)^2 \frac{1}{2g} V_0^2, \quad (12)$$

где  $\varepsilon_4 = 0,57 + \frac{0,043}{1,1 - \frac{n_{омв} F_{омв}}{F}}$  – коэффициент сжатия потока;  $n_{омв}$ ,  $F_{омв}$  – соответственно

количество и площадь сечения ( $m^2$ ) впускных отверстий;  $k_4 = \frac{F}{n_{омв} F_{омв}}$ .

Потери по длине бурильных труб можно определить по формуле:

$$H_{ДБТ} = \lambda_1 \frac{\ell_1 k_1^2}{2d_{БТ} g} V_0^2, \quad (13)$$

где  $\lambda_1$  – коэффициент гидравлических сопротивлений;  $\ell_1$  – длина участка бурильных труб, м ( $\ell_1 = h$ ).

Потери по длине скважины складываются из непосредственно потерь по длине и потерь на местных сопротивлениях (соединениях бурильных труб) – для труб муфто-замкового соединения:

$$H_{скв} = \left( \lambda_2 \frac{\ell_2}{\Delta_2} + \xi_2 n_{c2} \right) \frac{k_2^2}{2g} V_0^2, \quad (14)$$

где  $\lambda_2$  – коэффициент гидравлических сопротивлений;  $\ell_2$  – длина участка бурильных труб, находящихся в жидкости, м;  $\ell_2 = H - \ell_y$ ; ( $\ell_y$  – длина устройства, м);  $\Delta_2 = D_{скв} - D_{БТ}$ ;

$\xi_2 = 6 \left( \frac{D_{скв}^2 - D_{БТ}^2}{D_{скв}^2 - D_{соед}^2} - 1 \right)^2$  – коэффициент потерь в местных сопротивлениях;  $n_{c2}$  – количество соединений бурильных труб на участке  $H$ ;  $k_2 = \frac{F}{F_2}$ .

Потери напора на преодоление сил инерции складываются из следующих составляющих:

$$H_{И} = H_{ИБТ} + H_{Искв} + H_{ИБ}, \quad (15)$$

где  $H_{ИБТ}$  – потери на преодоление сил инерции столба жидкости в бурильных трубах;  $H_{Искв}$  – потери на преодоление сил инерции столба жидкости в скважине;  $H_{ИБ}$  – потери на преодоление сил инерции движения бойка.

Значения потерь можно определить по следующим формулам:

$$H_{ИБТ} = \frac{k_1 h}{g} \cdot \frac{dV_0}{dt}; \quad H_{Искв} = \frac{k_2 \ell_2}{g} \cdot \frac{dV_0}{dt}; \quad H_{ИБ} = \frac{m}{\rho g F} \cdot \frac{dV_0}{dt}. \quad (16)$$

Потери напора, обусловленные весом бойка, определяются по формуле:

$$H_{Б} = \frac{mg + R}{\rho g F} \quad (17)$$

После подстановки выражений и упрощения получим уравнение следующего вида:

$$\theta_1 \frac{dV_0}{dt} + \theta_2 V_0^2 + H_{ДБТ} + H_{скв} + \theta_3 = 0, \quad (18)$$

где  $\theta_1 = \frac{1}{g} \left( \frac{m}{\rho F} + k_2 \ell_2 + k_1 h \right)$ ;

$$\theta_2 = \frac{1}{2g} \left[ k_2^2 + k_1^2 + \xi_1 n_{c1} k_1^2 + \xi_3 k_3^2 + \left( \frac{k_4}{\varepsilon_4} - 1 \right)^2 + \left( \frac{1}{\varepsilon_5} - 1 \right)^2 \right]; \quad \theta_3 = H - h + \frac{mg + R}{\rho g F}.$$

Поскольку величины  $H_{ДБТ}$  и  $H_{скв}$  зависят от величины  $V_0$ , а вид их представления определяется видом и режимами течения жидкости, то рассмотрим следующие случаи.

### 1. Ньютоновская жидкость

При ламинарном режиме течения выражение для определения коэффициента гидравлических сопротивлений имеет вид

$$\lambda = \frac{64}{Re}, \quad (19)$$

где  $Re$  – число Рейнольдса.

Значение числа Рейнольдса определяется по известной формуле:

$$Re = Vd/\nu \quad (20)$$

где  $V$  – скорость течения жидкости, м/с;  $d$  – диаметр канала течения, м;  $\nu$  – кинематическая вязкость жидкости, м<sup>2</sup>/с.

Подставляя соответствующие значения, получим следующие выражения:

$$H_{дбт} = \theta_4 V_0, \text{ где } \theta_4 = \frac{32k_1 \ell_1 \nu}{d_{бт}^2 g}; H_{скв} = \theta_5 V_0^2 + \theta_6 V_0, \text{ где } \theta_5 = \frac{k_2^2 \xi_2 n_{c2}}{2g}; \theta_6 = \frac{32k_2 \ell_2 \nu}{\Delta_2^2 g}.$$

В результате уравнение (18) примет вид:

$$\frac{dV_0}{dt} + AV_0^2 + BV_0 + C = 0, \quad (21)$$

$$\text{где } A = \frac{\theta_2 + \theta_5}{\theta_1}; B = \frac{\theta_4 + \theta_6}{\theta_1}; C = \frac{\theta_3}{\theta_1}.$$

При турбулентном режиме течения выражение для определения коэффициента гидравлических сопротивлений имеет вид:

$$\lambda = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}}. \quad (22)$$

После подстановки получим:

$$H_{дбт} = \theta_7 V_0^{\frac{7}{4}}, \text{ где } \theta_7 = \frac{0,1582k_1 \ell_1 \nu \left( \frac{d_{бт} k_1}{\nu} \right)^{\frac{3}{4}}}{d_{бт}^2 g};$$

$$H_{скв} = \theta_5 V_0^2 + \theta_8 V_0^{\frac{7}{4}}, \text{ где } \theta_8 = \frac{0,1582k_2 \ell_2 \nu \left( \frac{\Delta_2 k_2}{\nu} \right)^{\frac{3}{4}}}{\Delta_2^2 g};$$

В результате уравнение (18) примет вид:

$$\frac{dV_0}{dt} + AV_0^2 + DV_0^{\frac{7}{4}} + C = 0, \quad (23)$$

$$\text{где } D = \frac{\theta_7 + \theta_8}{\theta_1}.$$

## 2. Неньютоновская жидкость

При рассмотрении рабочего цикла УМЛП в расчётах для неньютоновской жидкости использовалась модель Шведова-Бингама [10].

Для определения коэффициента гидравлических сопротивлений могут использоваться различные зависимости, предложенные рядом авторов. Поэтому было проведено сравнение трёх математических моделей, которые отличаются формулами для расчета  $\lambda$  [10, 11, 12].

### 1 модель

При ламинарном режиме течения коэффициент гидравлических сопротивлений имеет вид:

$$\lambda = \frac{64}{Re^*}, \quad (24)$$

где  $Re^*$  – обобщенное число Рейнольдса.

Для данного вида жидкости значение обобщённого числа Рейнольдса можно определить по формуле:

$$Re^* = \frac{Vd\rho}{\eta + \frac{\tau_0 d}{6V}}, \quad (25)$$

где  $\eta$  – структурная вязкость, Па·с;  $\tau_0$  – динамическое напряжение сдвига, Па. Подставляя соответствующие значения, получим следующие выражения:

$$H_{дБТ} = \theta_9 V_0 + \theta_{10}, \text{ где } \theta_9 = \frac{32\eta k_1 \ell_1}{d_{БТ}^2 g \rho}; \theta_{10} = \frac{16l_1 \tau_0}{3d_{БТ} g \rho};$$

$$H_{скв} = \theta_5 V_0^2 + \theta_{11} V_0 + \theta_{12}, \text{ где } \theta_{11} = \frac{32\eta k_2 \ell_2}{\Delta_2^2 g \rho}; \theta_{12} = \frac{16l_2 \tau_0}{3\Delta_2 g \rho};$$

В результате уравнение (18) преобразовывается к виду:

$$\frac{dV_0}{dt} + AV_0^2 + EV_0 + F = 0, \quad (26)$$

$$\text{где } E = \frac{\theta_9 + \theta_{11}}{\theta_1}; F = \frac{\theta_3 + \theta_{10} + \theta_{12}}{\theta_1}.$$

При турбулентном режиме течения жидкости независимо от формы живого сечения коэффициент гидравлических сопротивлений определяется по формуле Р.И.Шищенко:

$$\lambda = \frac{0,075}{\sqrt[8]{\text{Re}^*}}. \quad (27)$$

Тогда

$$H_{дБТ} = (\theta_{13} V_0 + \theta_{14}) \left( \frac{\theta_{15} V_0^2}{\theta_{16} + \theta_{17} V_0} \right)^{\frac{7}{8}}, \text{ где } \theta_{13} = \frac{0,18\eta k_1 \ell_1}{d_{БТ}^2 g \rho}; \theta_{14} = \frac{0,03l_1 \tau_0}{d_{БТ} g \rho}; \theta_{15} = d_{БТ} k_1^2 \rho;$$

$$\theta_{16} = d_{БТ} \tau_0; \theta_{17} = 6\eta k_1.$$

$$H_{скв} = \theta_{18} V_0^2 + (\theta_{19} V_0 + \theta_{20}) \left( \frac{\theta_{21} V_0^2}{\theta_{22} + \theta_{23} V_0} \right)^{\frac{7}{8}}, \text{ где } \theta_{18} = \frac{k_2 \xi_2 n_{c2}}{2g}; \theta_{19} = \frac{0,18\eta k_2 \ell_2}{\Delta_2^2 g \rho}; \theta_{20} = \frac{0,03l_2 \tau_0}{\Delta_2 g \rho},$$

$$\theta_{21} = \Delta_2 k_2^2 \rho; \theta_{22} = \Delta_2 \tau_0; \theta_{23} = 6\eta k_2.$$

Подставляем данные выражения в уравнение (18) и получаем:

$$\frac{dV_0}{dt} + JV_0^2 + \frac{1}{\theta_1} (\theta_{13} V_0 + \theta_{14}) \left( \frac{\theta_{15} V_0^2}{\theta_{16} + \theta_{17} V_0} \right)^{\frac{7}{8}} + \frac{1}{\theta_1} (\theta_{19} V_0 + \theta_{20}) \left( \frac{\theta_{21} V_0^2}{\theta_{22} + \theta_{23} V_0} \right)^{\frac{7}{8}} + C = 0, \quad (28)$$

$$\text{где } J = \frac{\theta_2 + \theta_{18}}{\theta_1}.$$

## 2 модель

Для определения коэффициента гидравлических сопротивлений в кольцевом пространстве при ламинарном режиме используется формула Р.И.Шищенко и К.А.Ибатулова:

$$\lambda = \frac{80}{\text{Re}^*}. \quad (29)$$

Подставляя соответствующие значения, получаем:

$$H_{дБТ} = \theta_{24} V_0 + \theta_{25}, \text{ где } \theta_{24} = \frac{40\eta k_1 \ell_1}{d_{БТ} g \rho}; \theta_{25} = \frac{20l_1 \tau_0}{3d_{БТ} g \rho};$$

$$H_{скв} = \theta_5 V_0^2 + \theta_{26} V_0 + \theta_{27}, \text{ где } \theta_{26} = \frac{40\eta k_2 \ell_2}{\Delta_2 g \rho}; \theta_{27} = \frac{20l_2 \tau_0}{3\Delta_2 g \rho}.$$

Уравнение (18) преобразовывается к виду:

$$\frac{dV_0}{dt} + AV_0^2 + GV_0 + H = 0, \quad (30)$$

где  $G = \frac{\theta_{24} + \theta_{26}}{\theta_1}$ ;  $H = \frac{\theta_3 + \theta_{25} + \theta_{27}}{\theta_1}$ .

Для определения  $\lambda$  в трубах при турбулентном режиме используется формула, предложенная Б.И.Мительманом:

$$\lambda = \frac{0,08}{\sqrt[7]{\text{Re}^*}}. \quad (31)$$

Тогда

$$H_{\text{ДБТ}} = (\theta_{28}V_0 + \theta_{29}) \left( \frac{\theta_{15}V_0^2}{\theta_{16} + \theta_{17}V_0} \right)^{\frac{6}{7}}, \text{ где } \theta_{28} = \frac{0,192\eta k_1 \ell_1}{d_{\text{БТ}}^2 g \rho}; \theta_{29} = \frac{0,048\ell_1 \tau_0}{d_{\text{БТ}} g \rho}; \theta_{15} = d_{\text{БТ}} k_1^2 \rho;$$

$$\theta_{16} = d_{\text{БТ}} \tau_0; \theta_{17} = 6\eta k_1.$$

Для определения  $\lambda$  в кольцевом пространстве используется формула, предложенная Р. И. Шищенко и К. А. Ибатуловым

$$\lambda = \frac{0,12}{\sqrt[7]{\text{Re}}} \quad (32)$$

Тогда

$$H_{\text{СКВ}} = \theta_{18}V_0^2 + (\theta_{30}V_0 + \theta_{31}) \left( \frac{\theta_{21}V_0^2}{\theta_{22} + \theta_{23}V_0} \right)^{\frac{6}{7}}, \text{ где } \theta_{18} = \frac{k_2 \xi_2 n_{c2}}{2g}; \theta_{30} = \frac{0,192\eta k_2 \ell_2}{\Delta_2^2 g \rho};$$

$$\theta_{31} = \frac{0,048\ell_2 \tau_0}{\Delta_2 g \rho}; \theta_{21} = \Delta_2 k_2^2 \rho; \theta_{22} = \Delta_2 \tau_0; \theta_{23} = 6\eta k_2.$$

Уравнение (18) принимает вид:

$$\frac{dV_0}{dt} + JV_0^2 + \frac{1}{\theta_1} (\theta_{28}V_0 + \theta_{29}) \left( \frac{\theta_{15}V_0^2}{\theta_{16} + \theta_{17}V_0} \right)^{\frac{6}{7}} + \frac{1}{\theta_1} (\theta_{30}V_0 + \theta_{31}) \left( \frac{\theta_{21}V_0^2}{\theta_{22} + \theta_{23}V_0} \right)^{\frac{6}{7}} + C = 0. \quad (33)$$

### 3 модель

Для ламинарного режима течения жидкости используются зависимости (29), (30).

При турбулентном режиме для определения коэффициента гидравлических сопротивлений в трубах используется формула, предложенная Р. И. Шищенко и К. А. Ибатуловым:

$$\lambda = \frac{0,075}{\sqrt[8]{\text{Re}^*}}. \quad (34)$$

Тогда

$$H_{\text{ДБТ}} = (\theta_{13}V_0 + \theta_{14}) \left( \frac{\theta_{15}V_0^2}{\theta_{16} + \theta_{17}V_0} \right)^{\frac{7}{8}}, \text{ где } \theta_{13} = \frac{0,18\eta k_1 \ell_1}{d_{\text{БТ}}^2 g \rho}; \theta_{14} = \frac{0,03\ell_1 \tau_0}{d_{\text{БТ}} g \rho}; \theta_{15} = d_{\text{БТ}} k_1^2 \rho;$$

$$\theta_{16} = d_{\text{БТ}} \tau_0; \theta_{17} = 6\eta k_1.$$

Для определения  $\lambda$  в кольцевом пространстве используется зависимость, предложенная Е. М. Соловьевым и Р. И. Шищенко:

$$\lambda = \frac{0,09}{\sqrt[8]{\text{Re}^*}} \quad (35)$$

Тогда

$$H_{\text{СКВ}} = \theta_{18}V_0^2 + (\theta_{32}V_0 + \theta_{33}) \left( \frac{\theta_{21}V_0^2}{\theta_{22} + \theta_{23}V_0} \right)^{\frac{7}{8}}, \text{ где } \theta_{18} = \frac{k_2 \xi_2 n_{c2}}{2g}; \theta_{32} = \frac{0,216\eta k_2 \ell_2}{\Delta_2^2 g \rho};$$



$$\theta_{33} = \frac{0,036\ell_2\tau_0}{\Delta_2 g\rho}, \theta_{21} = \Delta_2 k_2^2 \rho; \theta_{22} = \Delta_2 \tau_0; \theta_{23} = 6\eta k_2.$$

Подставляем выражения в уравнение (18) и получаем:

$$\frac{dV_0}{dt} + JV_0^2 + \frac{1}{\theta_1}(\theta_{13}V_0 + \theta_{14})\left(\frac{\theta_{15}V_0^2}{\theta_{16} + \theta_{17}V_0}\right)^{\frac{7}{8}} + \frac{1}{\theta_1}(\theta_{32}V_0 + \theta_{33})\left(\frac{\theta_{21}V_0^2}{\theta_{22} + \theta_{23}V_0}\right)^{\frac{7}{8}} + C = 0. \quad (36)$$

Используя приведенные выше зависимости, при помощи пакета MathCad был определён характер изменения скорости бойка на протяжении рабочего цикла ( $t \leq 2h/c$ ) для различных условий эксплуатации механизма.

На рис. 3 представлены расчётные зависимости для устройства, предназначенного для эксплуатации в скважинах диаметром 93 мм (бурильная колонна СБТМ-50). Анализ зависимости скорости бойка от величины рабочего хода позволяет сделать вывод о достаточно высоких энергетических параметрах механизма. Ход бойка устройства должен регулироваться в зависимости от уровня жидкости в бурительных трубах ( $h$ ). Целесообразно выбирать его значение, соответствующее времени  $2h/c$ , в случае, если отсутствуют ограничения по общей длине устройства и по прочности его составных частей.

В табл. 1 приведены результаты сравнения разности максимальных скоростей бойка устройства для трех рассмотренных нами расчетных моделей неньютоновской жидкости. Анализ результатов расчета скорости бойка при варьировании конструктивных и технологических параметров показывает, что можно использовать любую модель, но при больших уровнях жидкости в бурительных трубах предпочтение следует отдать первой и второй моделям, поскольку они дают несколько меньшие значения, чем 3-я модель.

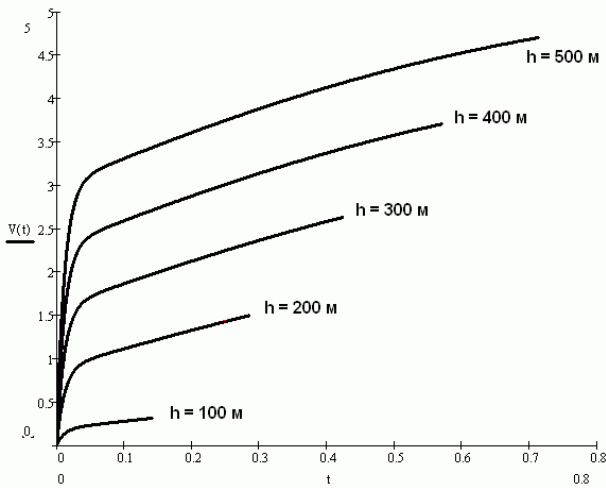


Рис. 3. Зависимость скорости бойка от уровня ньютоновской жидкости (воды) в трубах при  $H=50$  м и  $m=50$  кг

Табл. 1. Сравнение значений максимальной разности скоростей бойка, определенных по трем расчетным моделям для неньютоновской жидкости

$H, \text{ м}$	$\Delta V_{1-2}$	$\frac{\Delta V_{1-2}}{V_1} \times 100, \%$	$\Delta V_{1-3}$	$\frac{\Delta V_{1-3}}{V_1} \times 100, \%$
$h=150 \text{ м}$				
25	-0,001	-0,08	-0,009	-0,727
50	0,002	0,216	0,001	0,108
75	0,004	0,648	0,004	0,648
100	0,005	1,567	0,005	1,567
$h=200 \text{ м}$				
25	-0,003	-0,164	-0,072	-3,95
50	-0,002	-0,132	-0,02	-1,322
75	0,001	0,082	-0,007	-0,58
100	0,003	0,333	0,003	0,3333
125	0,006	0,998	0,006	0,9983
$h=300 \text{ м}$				
25	-0,015	-0,512	-0,144	-4,916
50	-0,01	-0,379	-0,109	-4,136
75	-0,005	-0,213	-0,08	-3,415
100	-0,003	-0,146	-0,056	-2,733
125	0	0	-0,035	-1,993

Примечание.  $\Delta V_{1-2}$  – разность скоростей бойка по 1-й и 2-й моделям;  $\Delta V_{1-3}$  – разность скоростей бойка по 1-й и 3-й моделям;  $V_1$  – скорость бойка по 1-й модели.

Зависимость влияния массы бойка ( $m$ ) на рабочую характеристику устройства представлена в табл. 2. Из полученных данных следует, что с увеличением массы бойка его скорость снижается практически прямолинейно, хотя энергия удара изменяется незначительно. При этом, с увеличением уровня жидкости в бурильных трубах, влияние массы бойка на значение его максимальной скорости в расчётных пределах резко снижается.

Из табл. 3 видно, что повышение уровня жидкости в скважине ( $H$ ) резко снижает скорость бойка, уменьшая ее, в конечном итоге, до нулевой величины.

Табл. 2. Значение максимальной скорости бойка в зависимости от массы бойка при различных уровнях жидкости в трубах.

$m$ , кг	Ньютоновская жидкость			Неньютоновская жидкость		
	$h=100$ м	$h=300$ м	$h=500$ м	$h=100$ м	$h=300$ м	$h=500$ м
20	0,432	2,756	4,806	0,436	2,738	4,702
30	0,392	2,716	4,770	0,401	2,704	4,672
40	0,353	2,676	4,735	0,367	2,669	4,643
50	0,313	2,635	4,699	0,333	2,635	4,613
60	0,274	2,595	4,663	0,299	2,601	4,583
70	0,236	2,556	4,627	0,265	2,567	4,553

Табл. 3. Значение максимальной скорости бойка в зависимости от уровня жидкости в скважине при различных уровнях жидкости в трубах.

$H$ , м	Ньютоновская жидкость			Неньютоновская жидкость		
	$h=150$ м	$h=200$ м	$h=300$ м	$h=150$ м	$h=200$ м	$h=300$ м
25	1,214	1,804	2,934	1,237	1,823	2,929
50	0,906	1,495	2,635	0,923	1,513	2,635
75	0,605	1,192	2,339	0,617	1,206	2,342
100	0,311	0,894	2,044	0,319	0,900	2,049
125	0,023	0,599	1,750	0,029	0,601	1,756

По значению предупредительной скорости бойка определяется величина силового воздействия на зону прихвата. Усилие в штоке устройства при ударе определяется по формуле [13]:

$$P_{ш} = V\rho_m c_m \frac{f_1 f_3}{f_1 + f_2 + f_3}, \quad (37)$$

где  $f_1, f_2, f_3$  – площади поперечного сечения, соответственно, бойка, наковальни и штока УМЛП, м<sup>2</sup>;  $\rho_m$  – плотность материала элементов механизма, кг/м<sup>3</sup>;  $c_m$  – скорость распространения ударной волны в элементах устройства, м/с.

Тогда усилие, передаваемое на зону прихвата (с учетом отражения волны упругой деформации от границы прихвата и от перехода со штока на аварийный инструмент), определяется соотношением:

$$P_y = 2\lambda P_{ш}, \quad (38)$$

где  $\lambda = 2/(1 + f_c / f_3)$ ;  $f_c$  – площадь поперечного сечения прихваченного снаряда, м<sup>2</sup>.

Предлагаемая методика расчета позволяет получить основные закономерности работы устройств для ликвидации прихватов бурового снаряда, реализующих для разгона бойка гидростатическое давление жидкости в бурильных трубах. Полученные зависимости, в конечном итоге, дают возможность оценить энергетические показатели механизма в конкретных условиях эксплуатации и являются базой для их проектирования по заданным параметрам.

### Библиографический список

1. Пустовойтенко, И. П. Предупреждение и ликвидация аварий в разведочном бурении / И. П. Пустовойтенко. – М.: Недра, 1988. – 279 с.
2. Kemp G. Oilwell Fishing Operation: Tools and Techniques. – Gulf Publishing Company, Book Division, 1986. – 96 p.

3. Каракозов А. А. Разработка и исследование ударных механизмов для ликвидации прихватов в скважине: дисс. ... канд. техн. наук: 05.15.14: защищена 16.06.1993 / Каракозов Артур Аркадьевич. – Донецк, 1993. – 168 с.
4. Каракозов, А. А. Перспективы создания ударных механизмов для ликвидации прихватов при бурении скважин в сложных условиях / А. А. Каракозов // Сб. Труды ДонГТУ. Серия «Горно-геологическая». – Донецк, ДонГТУ, 2002. – Вып. 45. – С. 54 – 59.
5. Патент на корисну модель № 50850 Україна, Е21В 31/113. Пристрій для ліквідації прихватів бурового снаряда / Каракозов А.А., Парфенюк С.М., Рязанов А.М., Сагайдак І.Д., Дерягіна Д.А.; опубл. 25.06.10, Бюл. №12.
6. Каракозов, А. А. Математическое описание рабочего цикла гидравлических ударных механизмов для ликвидации прихватов / А. А. Каракозов, А. Н. Рязанов, О. И. Калиниченко // Сб. Труды ДонГТУ. Серия «Горно-геологическая». – Донецк, ДонГТУ, 2000. – Вып. 11 – С. 29-37.
7. Чарный, И. А. Неустановившееся движение реальной жидкости в трубах / И. А. Чарный. – М.: Недра, 1975. – 222 с.
8. Фокс, Д. А. Гидравлический анализ неустановившегося течения в трубопроводах: Пер. с англ. / Д. А. Фокс. – М.: Энергоиздат, 1981. – 248 с.
9. Альтшуль, А. Д. Гидравлика и аэродинамика / А. Д. Альтшуль, Л. С. Животовский, Л. П. Иванов. – М.: Стройиздат, 1987. – 413 с.
10. Ивачев, Л. М. Промывка и тампонирувание геологоразведочных скважин: Справочное пособие / Л. М. Ивачёв. – М.: Недра, 1989. – 247 с.
11. Р.И. Шищенко, Б.И. Есьман. Практическая гидравлика в бурении. – М.: Недра, 1966. – 320 с.
12. Р.И. Шищенко, Б.И. Есьман, Кондратенко П.И. Гидравлика промывочных жидкостей. М.: недра, 1976. – 294 с.
13. Александров, Е. В. Прикладная теория и расчет ударных систем / Е. В. Александров, В. Б. Соколинский. – М.: Наука, 1969. – 199 с.

© Каракозов А. А., Рязанов А. Н., Парфенюк С. Н., Сагайдак И. Д., Дерягина Д. А., 2011.

#### **Анотація**

В статті представлені результати теоретичного аналізу робочого циклу гідравлічного ударного механізму для ліквідації прихватів бурового снаряду в свердловинах з низьким рівнем промивальної рідини, який використовує для розгону бойка тиск стовпа рідини в бурильній колоні.

Ключові слова: ударний механізм, прихват, робочий цикл, аналіз.

#### **Abstract**

Article presents results of work cycle theoretical analysis of hydraulic impact tool for stuck pipe recovery in boreholes with low fluid level with use of hydrostatic pressure in drill string for hammer striker acceleration.

Keywords: impact tool, stuck pipe, work cycle, analysis.