

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА УДАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ ДЛЯ ЛИКВИДАЦИИ ПРИХВАТОВ БУРОВОГО СНАРЯДА

Кандидат технических наук А.А.КАРАКОЗОВ (ДонГТУ).

Применение ударных механизмов (УМ) является одним из наиболее эффективных способов ликвидации прихватов бурового снаряда. К настоящему времени разработано большое количество подобных устройств, ориентированных на борьбу с авариями в нефтяных и газовых скважинах. Подавляющее большинство из них относится к механизмам, реализующим энергию упругой деформации бурильной колонны. Подобные устройства рекомендуются и к использованию в разведочных скважинах. Уже разработаны достаточно надежные конструкции УМ, ориентированные на работу в скважинах диаметром 76 и 93 мм. Но до сих пор для подобных устройств не разработана точная методика расчета рабочих параметров, которая могла бы являться научной основой для проектирования новых технических средств и технологии их использования.

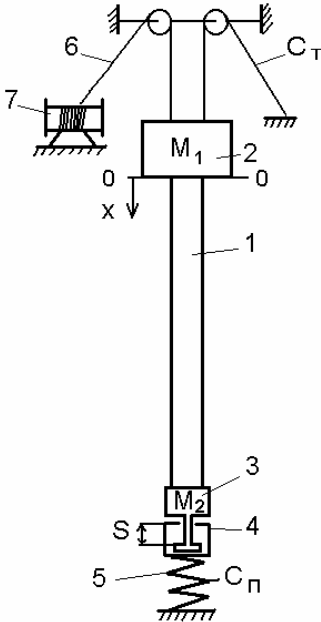


Рис.1. Расчетная схема для анализа рабочего цикла УМ: 1 – талевая система; 2 – бурильная колонна; 3 – прихваченный снаряд; 4 – корпус устройства.

Существующие в настоящее время методики расчета усилий, сообщаемых прихваченному снаряду при работе УМ [1, 2, 3, 4, 5], основываются на использовании упрощенных математических моделей, которые не совсем точно описывают динамические процессы в бурильной колонне и в ряде случаев дают ошибочные результаты.

В настоящей статье предлагается математическое описание рабочего цикла ударного механизма, реализующего энергию упругой деформации бурильной колонны. При анализе рабочего цикла ударного механизма использовалась расчетная схема, представленная на рис.1. В практике разведочного бурения ударные механизмы обычно применяются для ликвидации прихватов колонковых наборов, длина которых на один-два порядка меньше длины бурильных труб. В этом случае справедливо рассматривать их, соответственно, как пружину и упругий стержень с равномерно распределенной массой. Кроме того, в момент соударения бойка с наковальной устройства допускается рассматривать прихваченный снаряд неподвижным, поскольку, за время от момента размыкания замка УМ до удара, колебания в нем практически затухают. Талевая система представлена в виде упругой нити. Масса талевой системы учитывается в виде сосредоточенной массы M_1 , связанной с верхней частью упругого стержня, а включаемые в состав снаряда утяжеленные бурильные трубы – массой M_2 , закрепленной на нижнем торце бурильной колонны. Поскольку эффективность применения УМ определяется не только величиной ударной силы, но и возбуждаемыми в колонне волновыми процессами [3], то рабочий цикл механизма исследуется на всем его протяжении до нарушения контакта между бойком и корпусом в момент прихода отраженной волны растяжения к нижнему торцу колонны бурильных труб.

Для дальнейших расчетов принимаются следующие обозначения: x - текущая координата по оси колонны, m ; u - перемещение сечения колонны с координатой x , m ; t - текущее значение времени, s ; t_i - текущее значение времени для конкретной фазы рабочего цикла, s ; c - скорость распространения волны упругой деформации в материале труб, m/s ; P - растягивающая нагрузка приложенная сверху веса колонны, H ; z - коэффициент жесткости талевой системы; Q - вес бурильной колонны, H ; l, l_c - длины бурильной колонны, прихваченного снаряда, m ; F, F_c - площади поперечного сечения бурильной колонны, прихваченного снаряда, m^2 ; E, E_c - модуль упругости бурильных труб, снаряда, Па. Индексы в виде римских цифр над переменной обозначают ее принадлежность к соответствующей фазе рабочего цикла ударного механизма. Расшифровка других обозначений приведена по ходу описания.

Цикл работы ударного механизма описывается волновым уравнением продольных колебаний упругого стержня.

$$u_{tt} - c^2 u_{xx} = 0 \tag{1}$$

Он разделяется на три этапа, отличающимися друг от друга граничными и начальными условиями:

1. Фаза разгона, при которой накопленная в трубах энергия упругой деформации переходит в кинетическую энергию бурильной колонны. Этап начинается в момент размыкания замка УМ и заканчивается в момент T_1 контакта бойка с корпусом устройства. При этом верхний конец бурильных труб рассматривается упруго закрепленным при свободном нижнем торце.
2. Фаза удара, при которой боек взаимодействует с корпусом УМ, а на верхний конец бурильных труб продолжает действовать упругая сила со стороны талевой системы. Этап заканчивается в момент времени T_2 , когда $u''(0, T_2) = -uc$, где u_c - статическое положение равновесия талевой системы под действием веса бурильной колонны, m . При этом верхний торец колонны разгружается от действия силы упругости талевой системы и далее рассматривается свободным.
3. Фаза удара, при которой контакт бойка с корпусом продолжается, а верхний конец бурильных труб ненагружен. Этап заканчивается в момент прихода отраженной волны растяжения к контактному сечению бойка с наковальной УМ при $T_3 = 2l/c - T_1 - T_2$.

Следует отметить, что при значениях растягивающей силы, не превышающих веса колонны, вторая фаза длится до окончания рабочего цикла.

Уравнение (1) решается методом разделения переменных (метод Фурье). Начальные условия для первого этапа ($t_1=0$):

- перемещение сечения колонны с координатой x равно сумме упругих деформаций участка бурильных труб от 0 до x

$$u^I(x, 0) = Px/(EF) \tag{2}$$

- сечения колонны с координатой x неподвижны
$$u^I_t(x, 0) = 0 \tag{3}$$

Граничные условия для первого этапа записываются следующим образом (для $t_1 \in [0; T_1]$):

- упругая сила в верхнем сечении ($x=0$) бурильной колонны:
$$EFu^I_x(0, t_1) = zu^I(0, t_1) + M_1 u^I_{tt}(0, t_1) + P \tag{4}$$

- нижний торец бурильной колонны ($x=l$):
$$u^I_x(l, t_1) = -M_1 u^I_{tt}(l, t_1) \tag{5}$$

Для решения уравнения (1) необходимо привести граничные условия к однородным, для чего представим искомую функцию в виде

$$u(x, t) = v(x, t) + U, \tag{6}$$

где $U = -P/z$.

Тогда функция v определяется из уравнения

$$v_{tt} - c^2 v_{xx} = 0 \tag{7}$$

с краевыми условиями

$$v^I(x, 0) = Px/(EF) + P/z = \varphi(x) \tag{8}$$

$$v_x^I(x, 0) = 0 \quad (9)$$

$$EFv_x^I(0, t_1) = zv^I(0, t_1) + M_1v_{tt}(0, t_1) \quad (10)$$

$$v_x^I(l, t_1) = -M_1v_{tt}(l, t_1). \quad (11)$$

Решением уравнения (7) является функция

$$v^I(x, t) = \sum_{k=1}^{\infty} A_k \cos \lambda_k ct (\cos \lambda_k x + \mu_k \sin \lambda_k x), \quad (12)$$

где λ_k – положительные корни уравнения

$$tg \lambda l = \frac{\alpha_1 - \alpha_2 \lambda^2}{\alpha_3 \lambda - \alpha_4 \lambda^3}, \quad (13)$$

$$\alpha_1 = EFz; \alpha_2 = EFc^2(M_1 + M_2); \alpha_3 = E^2F^2 + c^2zM_2; \alpha_4 = c^4M_1M_2;$$

$$\mu_k = (z - M_1c^2\lambda_k^2) / EF\lambda_k;$$

Значение A_k определяется из выражения

$$A_k = \frac{1}{\|\Phi_k(x)\|^2} \left[\rho_0 \int_0^l \varphi(x) \Phi_k(x) dx + M_1 \varphi(0) \Phi_k(0) + M_2 \varphi(l) \Phi_k(l) \right], \quad (14)$$

где ρ_0 – линейная плотность бурильной колонны;

$$\Phi_k(x) = \cos \lambda_k x + \mu_k \sin \lambda_k x;$$

$$\|\Phi_k(x)\|^2 = \int_0^l [\rho_0 + M_1 \delta(x) + M_2 \delta(x-l)] \Phi_k^2(x) dx =$$

$$= \rho_0 \left[\frac{1 - \mu_k}{4\lambda_k} \sin 2\lambda_k l + l(1 + \mu_k^2) / 2 + \mu_k / \lambda_k \sin^2 \lambda_k l \right] + M_1 + M_2(1 + \mu_k \sin 2\lambda_k l)$$

Тогда решением уравнения (1) для первого этапа является функция

$$u^I(x, t) = -P/z + \sum_{k=1}^{\infty} A_k \cos \lambda_k ct (\cos \lambda_k x + \mu_k \sin \lambda_k x), \quad (15)$$

Решение уравнения (1) для второго и третьего этапов аналогично вышеприведенному для первого этапа (изменяются только краевые условия). При рассмотрении второго этапа следует учесть, что его начальными условиями будут значения $u^I(x, T_1)$ и $u_t^I(x, T_1)$. Граничные условия записываются следующим образом (для $t_2 \in [0; T_2]$):

- упругая сила в верхнем сечении ($x=0$) бурильной колонны:

$$EFu_x^{II}(0, t_2) = zu^{II}(0, t_2) + M_1u_{tt}^{II}(0, t_2) + P \quad (16)$$

- нижний торец бурильной колонны ($x=l$):

$$u_x^{II}(l, t_2) = -M_1u_{tt}^{II}(l, t_2) - G[u^{II}(l, t_2) - u_0] \quad (17)$$

где $G = E_c F_c / (l, EF)$, $u_0 = u^I(l, T_1)$.

При рассмотрении третьего этапа учитывается, что его начальными условиями являются значения $u^{II}(x, T_2)$ и $u_t^{II}(x, T_2)$. Граничные условия имеют вид (для $t_3 \in [0; T_3]$):

- упругая сила в верхнем сечении ($x=0$) бурильной колонны равна 0:

$$u_x^{III}(0, t_3) = 0 \quad (18)$$

- нижний торец бурильной колонны ($x=l$):

$$u_x^{III}(l, t_3) = -M_1u_{tt}^{III}(l, t_3) - G[u^{III}(l, t_3) - u_0] \quad (19)$$

Зная функции перемещения нижнего сечения бурильной колонны в течение второй и третьей фаз работы ударного механизма, можно определить величину усилия P_y , действующего на прихваченный буровой снаряд:

$$P_y = 2E_c F_c / l_c [u^{II} - u^{III}(l, t_2 - \tau) - u_0]. \quad (20)$$

Для решения уравнений (1) разработана и реализована программа для персонального компьютера на языке Delphi 3.0. В состав программы входят модули, последовательно выполняющие следующие функции: ввод исходных данных; расчет собственных значений краевых задач и частот колебаний для 1-3 этапов работы ударного механизма; определение перемещения сечений бурильной колонны с координатами 0 и l на протяжении рабочего цикла; расчет усилия в прихваченном снаряде в течение второй и третьей фаз работы механизма при варьировании длительности первой фазы.

Анализ полученных теоретических зависимостей позволяет сделать следующие выводы. При значениях масс M_1 и M_2 , соответствующих условиям разведочного бурения, наблюдается практически прямолинейно возрастающая зависимость максимальных значений скорости бояка механизма и динамического усилия в прихваченном снаряде от величины предварительного натяжения бурильной колонны. Скорость бояка нарастает по мере снижения массы M_2 . Это приводит к увеличению динамических нагрузок в прихваченном снаряде. Линия, описывающая изменение динамической нагрузки, действующей на аварийный снаряд, имеет вид близкий к прямоугольному импульсу. При этом амплитуда импульса зависит от величины предварительного натяжения колонны.

При увеличении хода бояка механизма длительность силового импульса, действующего на прихваченный снаряд, прямолинейно снижается до нуля. При этом угол наклона прямой к оси абсцисс уменьшается по мере роста усилия натяжения и уменьшении диаметра бурильной колонны. Таким образом, для каждого значения P можно легко найти пороговое значение S , при превышении которого удар по прихваченному снаряду отсутствует.

Сравнение полученных данных с ранее проведенными исследованиями [6] показали, что при значениях коэффициентов затухания колебаний, соответствующих случаю вертикальных и слабонаклонных скважин, течение процесса с большой точностью описывается уравнением (1), т.е. для условий подавляющего большинства скважин учетом затухания колебаний можно пренебречь. Таким образом, скорость движения бояка и максимальное значение динамической нагрузки практически зависят только от величины предварительного натяжения бурильной колонны. При этом изменение рабочего хода бояка УМ не оказывает существенного влияния на эти параметры, а только определяет длительность силового воздействия на прихваченный инструмент. Поэтому, поскольку ход бояка должен обеспечивать максимальную ударную нагрузку и длительность силового воздействия на зону прихвата, то его величину необходимо принимать из условия, что за время пробега бояка к наковальне должно про-

изойти затухание колебаний в прихваченном снаряде, неизбежно возникающих при размыкании замка механизма. В случае невыполнения этого ограничения возможно существенное ослабление ударной нагрузки, если соударение будет происходить при движении бойка и наковальни в одном направлении. Регулирование величины ударной нагрузки, возбуждаемой в аварийном снаряде при работе УМ, наиболее целесообразно производить путем изменения усилия предварительного натяжения бурильной колонны.

Предложенная методика расчета рабочих параметров ударных механизмов для ликвидации прихватов бурового снаряда, реализующих энергию упругой деформации бурильной колонны, позволяет оценить силовое воздействие на прихваченный инструмент с учетом влияния технологических факторов и конструктивных размеров устройства. Полученные данные позволяют выбирать энергетические и конструктивные параметры УМ в зависимости от конкретных условий эксплуатации и могут служить основой для проведения проектно-конструкторских работ.

Библиографический список

1. Рязанцев Н.Ф. К вопросу работы гидравлического яса // Изв.вузов, Сер. "Нефть и газ".-1963.-N 5.-С.21-26.
2. Самогой А.К. Предупреждение и ликвидация прихватов труб при бурении скважин.-М.: Недра, 1979.-182 с.
3. Юртаев В.Г. Динамика буровых установок.-М.:Недра,1982.-156 с.
4. Skeem M.R.,Friedman M.B. and Walker B.H. Drillstring Dynamics During Jar Operation.- Journal of Petroleum Technology,Nov., 1979.
5. Ферштер А.В., Блейх Б.А., Шейнбаум С.А. Выбор оптимальных условий работы яса // Нефтяное хозяйство.-1977.-N 2.-С.17-19.
6. Каракозов А.А. Разработка и исследование ударных механизмов для ликвидации прихватов в скважине: Дисс. на соиск. уч. степ. канд. техн. наук. – Донецк, ДПИ, 1993.