

УДК 622.24.053:534-16

Крутильный удар бурильной колонны при заклинивании режущего инструмента

Улитин Г. М., Петтик Ю. В.

Донецкий национальный технический университет, Донецк, Украина

Аннотация

Приведено теоретическое исследование задачи о крутильных бурильной колонны ступенчато-переменной жесткости при возникновении крутильного удара. Получены зависимости, позволяющие решать любую задачу на определение собственных частот и на вынужденные колебания такой механической системы.

Решение народно-хозяйственных задач по обеспечению Украины сырьевыми и топливно-энергетическими ресурсами напрямую связано с увеличением объемов разведочных буровых работ, что обуславливает необходимость дальнейшего совершенствования технологии бурения. При этом важное значение имеет повышение эффективности, надежности и долговечности бурового оборудования.

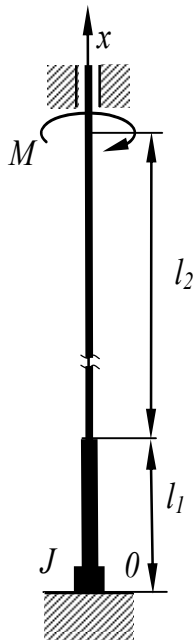


Рис. 1. Расчетная схема бурильной колонны

Известно, что эксплуатация буровых установок напрямую связана с динамическими процессами, протекающими в них. Крутильные колебания и ударные процессы в бурильной колонне являются одним из основных источников поломок технологического оборудования, что приводит к тяжелым авариям и многомесячным простоям на буровых участках. Поэтому, обстоятельное изучение динамики буровых установок является важным условием их эффективного проектирования и рациональной, безаварийной эксплуатации. Остановимся подробно на задаче об ударе при заклинивании режущего инструмента.

Целью данной работы является исследование крутильного удара двухступенчатой бурильной колонны, как наиболее типичного случая в технологии бурения.

Аналогичные задачи были рассмотрены

для однородной бурильной колонны в работах [1–4].

Математическая модель крутильных колебаний такой системы (рис. 1) приводится к следующим граничным задачам:

$$\frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial t^2} = a_1^2 \frac{\partial^2 \varphi_1}{\partial x^2}, \quad \varphi_1(0, t) = 0; \quad (1)$$

$$\frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial t^2} - a_2^2 \frac{\partial^2 \varphi_2}{\partial x^2} = \frac{M}{J} \delta(x - l), \quad \varphi_2'(l, t) = 0 \quad (2)$$

с начальными условиями

$$\varphi(x; 0) = 0, \quad \dot{\varphi}(x, t) = \dot{\varphi}_0. \quad (3)$$

Здесь: M – крутящий момент; J – момент инерции режущего инструмента; $l = l_1 + l_1$ – глубина бурения; $\dot{\varphi}_0$ – угловая скорость вращения бурильной колонны; $\delta(x-l)$ – дельта-функция Дирака; $\varphi_i(x, t)$ – углы закручивания поперечных сечений i – го участка, $a_i^2 = \frac{G_i J_{p,i}}{J_{0,i}}$, G_i – модуль упругости второго рода, $J_{p,i}$ – полярный момент инерции площади поперечного сечения; $J_{0,i}$ – момент инерции массы единичной длины участка системы относительно оси вращения ($i = 1, 2$).

Углы закручивания поперечных сечений колонны представим

$$\varphi(x, t) = \sum_{k=1}^2 (e(l_i - x) - e(l_{i-1} - x)) \varphi_i(x, t)$$

Кроме того, необходимо удовлетворить и условиям сопряжения участков при $x = l_1$:

$$\begin{aligned} \varphi_1(l_1, t) &= \varphi_2(l_1, t); \\ G_1 J_{p,1} \varphi_1'(l_1, t) &= G_2 J_{p,2} \varphi_2'(l_1, t). \end{aligned} \quad (4)$$

Условия (4) в собственных функциях $X_{n,i}(x)$ граничных задач (1–2) имеют вид

$$\begin{aligned} X_{n,1}(l_1) &= X_{n,2}(l_1); \\ G_1 J_{p,1} X'_{n,1}(l_1) &= G_2 J_{p,2} X'_{n,2}(l_1). \end{aligned} \quad (5)$$

Аналогично, как и в работе [3], можно получить

$$\begin{aligned} (\omega_n^2 - \omega_m^2) \int_0^l X_n X_m dx &= \left(a_1^2 - a_2^2 \frac{G_1 J_{p,1}}{G_2 J_{p,2}} \right) \times \\ &\times (X_{n,1}(l_1) X'_{m,1}(l_1) - X_{m,1}(l_1) X'_{n,1}(l_1)). \end{aligned} \quad (6)$$

Из выражения (6) следует, что ортогональность собственных функций возможна только при условии равенства погонных моментов инерции участков системы ($J_{0,1} = J_{0,2}$), т. е. когда система представляет собой однородный стержень. Таким образом получаем условие ортогональности с весом

$$\rho(x) = \sum_{i=1}^2 J_{0,i} (e(l_i - x) - e(l_{i-1} - x)). \quad (7)$$

Для квадрата нормы имеем формулу [3] для рассматриваемой задачи

$$\begin{aligned} \Delta_n^2 &= \int_0^l \rho(x) X_n^2(x) dx = \frac{1}{2} \frac{G_1 J_{p,1} l_1}{\omega_n^2} (X'_{n,1}(l_1))^2 \cdot \left(1 - \frac{G_1 J_{p,1}}{G_2 J_{p,2}} \right) + \\ &+ \frac{J_{0,1} l X_{n,1}^2(l_1)}{2} \left(1 - \frac{J_{0,2}}{J_{0,1}} \right) + \frac{l J_{0,2}}{2} X_{n,2}^2(l). \end{aligned} \quad (8)$$

Формулы (7) и (8) позволяют решать любую задачу на вынужденные колебания такой механической системы.

Собственные функции, с учетом первого условия задачи (1), возьмем в виде

$$\begin{aligned} X_{n,1} &= A_{n,1} \sin k_{n,1}x \\ X_{n,2} &= A_{n,2} \sin k_{n,2}x + B_{n,2} \cos k_{n,2}x, \end{aligned} \quad (9)$$

где $k_{n,i} = \frac{\omega_n}{a_i}$ ($i = 1, 2$), $k_{n,1}a_1 = k_{n,2}a_2$.

Неопределенные коэффициенты $A_{n,1}$, $A_{n,2}$, $B_{n,2}$ определяются из условий сопряжения (5) и последнего граничного условия (2). Полученную однородную систему линейных алгебраических уравнений представим следующим образом

$$\begin{cases} A_{n,1} \sin k_{n,1}l_1 - A_{n,2} \sin k_{n,2}l_1 - B_{n,2} \cos k_{n,2}l_1 = 0; \\ A_{n,1} \cos k_{n,1}l_1 - A_{n,2} \alpha \cos k_{n,2}l_1 + B_{n,2} \alpha \sin k_{n,2}l_1 = 0; \\ A_{n,2} \cos k_{n,2}l - B_{n,2} \sin k_{n,2}l = 0, \end{cases} \quad (10)$$

где $\alpha = \sqrt{\frac{G_2 J_{p,2} J_{0,2}}{G_1 J_{p,1} J_{0,1}}}$.

Если приравнять определитель однородной системы (10) нулю, то получим уравнение для определения собственных значений $\lambda_{n,1}$, которые определяют спектр собственных частот колебаний

$$\cos \lambda_{n,1} \cdot \cos \eta \lambda_{n,1} - \alpha \sin \lambda_{n,1} \sin \eta \lambda_{n,1} = 0, \quad (11)$$

где $\eta = \frac{a_1 l_2}{a_2 l_1}$; $\lambda_{n,1} = k_{n,1} l_1$.

Из уравнения (11) следует частный случай однородной колонны при $\eta = 0$, $\alpha = 1$, который приводит к собственным числам $\lambda_n = \frac{\pi}{2}(2n - 1)$ [1].

Зная собственные числа, можно находить собственные частоты колебаний буровой колонны.

С учетом первого начального условия (3) и из решения системы (10) получаем выражение для функции

$$\begin{aligned} \varphi(x,t) &= \sum_{n=1}^{\infty} C_n X_n(x) \sin \omega_n t = \\ &= \sum_{n=1}^{\infty} C_n(x) \sin \omega_n t \left\{ \begin{aligned} &\sin k_{n,1}x, \quad 0 \leq x \leq l_1; \\ &\left(\frac{\sin k_{n,1}l_1 \cdot \sin k_{n,2}l}{\cos k_{n,2}l_2} \sin k_{n,2}x + \right. \\ &\left. + \frac{\sin k_{n,1}l_1 \cdot \cos k_{n,2}l}{\cos k_{n,2}l_2} \cos k_{n,2}x \right), \quad l_1 < x \leq l. \end{aligned} \right. \end{aligned} \quad (12)$$

Из второго начального условия (3) определяем

$$C_n = \frac{\dot{\varphi}_0 (J_{0,1} \cdot l_1 + J_{0,2} \cdot l_2)}{\omega_n \Delta_n^2}.$$

Зная коэффициенты C_n , можно вычислить напряжения, обусловленные изменением скорости вращения колонны

$$\tau^{(1)}(x,t) = \begin{cases} G_1 R_1 \frac{\partial \varphi_1}{\partial x}, & 0 \leq x \leq l_1; \\ G_2 R_2 \frac{\partial \varphi_2}{\partial x}, & l_1 < x \leq l; \end{cases} \quad (13)$$

где R_1, R_2 - радиусы соответствующих частей колонны.

К касательным напряжениям (13) необходимо добавить касательным напряжения, которые возникают за счет внезапного приложения сосредоточенного крутящего момента M . Эти напряжения определяются из решения неоднородного волнового уравнения (2) с однородными начальными условиями: $\varphi(x,0) = 0$; $\dot{\varphi}_0(x,t) = 0$.

Значения таких напряжений, как показано в работе [1] для данного случая, не превосходят

$$\tau_{\max}^{(2)} = 2M \left(\frac{R_1}{J_{P,1}} + \frac{R_2}{J_{P,2}} \right). \quad (14)$$

Тогда общие напряжения, возникающие при таком виде удара, в месте соединения режущего инструмента с колонной вычисляются по формуле

$$\tau_{\max}(0,t) = \tau^{(1)}(0,t) + \tau_{\max}^{(2)} = \frac{G_1 R_1 \dot{\varphi}_0 (J_{0,1} l_1 + J_{0,2} l_2)}{a_1} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\sin \omega_n t}{\Delta_n^2} + 2M \left(\frac{R_1}{J_{P,1}} + \frac{R_2}{J_{P,2}} \right).$$

Таким образом, используя формулы (13) и (14) можно проводить исследования напряженно-деформированного состояния всей колонны и, следовательно, изучать ее прочностные свойства.

Библиографический список

1. Шевченко Ф. Л., Улитин Г. М. О разновидностях крутильных ударов возникающих при работе буровых установок и способах их устранения // Совершенствование техники и технологии бурения скважин на твердые полезные ископаемые. – Екатеринбург: УГГА. – 2001. – Вып. 24. – С. 132–138.
2. Шевченко Ф. Л., Улитин Г. М., Петтик Ю. В. Крутильный удар при свободных колебаниях в буровых установках // Прогрессивные технологии и системы машиностроения. – Донецк: ДонГТУ. – 1999. – Вып. 8. – С. 244–247.
3. Улитин Г. М., Петтик Ю. В. Крутильный удар в системах с распределенными параметрами при наличии сосредоточенной массы (Часть 1) // Наукові праці Донецького національного технічного університету. серія: Машинобудування і машинознавство. Випуск 92. – Донецьк; ДонНТУ, – 2005. – С. 272–281.
4. Улитин Г. М., Петтик Ю. В. Крутильный удар в буровых установках с распределенными и сосредоточенными параметрами при внезапной остановке бурового агрегата (Часть 2) // Наукові праці Донецького національного технічного університету. серія: Машинобудування і машинознавство. Випуск 92. – Донецьк; ДонНТУ. – 2005. – С. 282–290.
5. Улитин Г. М., Петтик Ю. В. Крутильные колебания стержневых систем ступенчато-переменной жесткости при наличии сосредоточенных масс // Матеріали міжнародної конференції «Форум гірників – 2007». – Д.: Національний гірничий університет, 2007. – С. 85–89.

© Улитин Г. М., Петтик Ю. В., 2008.