© С.Г. Фролов, 2007

УДК 622.23

С.Г. Фролов

АНАЛИЗ НАГРУЖЕНИЯ ИНСТРУМЕНТА БУРОВЫХ МАШИН УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ

Семинар № 20

Буровые коронки испытывают двойное нагружение. С одной стороны, это статические нагрузки, связанные с напрессовкой или навинчиванием коронки на штангу, а с другой – непосредственно ударные динамические нагрузки.

Полную и четкую картину силового нагружения коронок представить пока трудно.

Явление удара и использование его в практических целях известно давно, однако и до сих пор многие стороны природы этого сложного физического процесса не изучены всесторонне. Особенно слабо разработан теоретический аспект поведения материалов, подвергаемых ударно-циклическому воздействию. Объясняется это тем, что нагружаемые ударом материалы испытывают силы, действующие в точке контакта локально. При этом данные силы прикладываются и снимаются в очень короткий промежуток времени, в результате чего возникает сложное волновое поле напряжения, которое затем распространяется на всю систему путем многократного отражения. В силу этих причин математическое описание процесса удара в общем виде оказывается настолько сложным, что выходит за рамки современных возможностей теории упругости, в связи с чем для решения частных инженерных задач приходится применять эмпирические зависимости, которые давая прикладное решение не вели бы одновременно к недопустимым ошибкам количественного и качественного характера. Теоретическое описание физической природы удара началось с Галилея, Ньютона, Гюйгенса и продолжено последующими работами Ламе, Клапейрона, Навье, Пуассона, Сен-Венана и др.

Длительное время в динамических расчетах доминировали сформулированные Ньютоном принципы классической (механической) теории удара, на основании которой энергия соударяющихся жестких тел равна суммарной кинетической энергии системы.

Герцем для описания соударения двух или более тел была предложена контактная теория удара, в которой силовая характеристика торцевого упругого элемента соударяющихся тел выражается функцией [1, 3]:

$$\Phi = k \cdot l^{3/2},$$

где k – коэффициент, зависящий от кривизны и материала контактирующих поверхностей; l – величина сближения центров масс соударяющихся тел.

Решение многих инженерных задач стало возможным благодаря работам Сен-Венана, создавшего волновую теорию удара. Согласно этой теории для упругих тел амплитуда напряжений ударного импульса при распространении волн описывается выражением [3]:

$$\sigma = (v_{цб}/c) \cdot E \cdot \exp\{-(m_2 \cdot t / m_1)\},$$

где $v_{цб}$ – скорость соударения; c – скорость ударной волны; E – модуль упру-

гости материала; t – время соударения; m_1, m_2 – массы соударяющихся тел.

В последние годы теоретические разработки в области прикладной теории удара продолжены работами Е.В. Александрова и В.Б. Соколинского [4]. Предложено графоаналитическое решение задачи о двух соударяющихся телах, энергия удара которых может быть определена по формуле:

$$A = 4 \cdot A_0 \cdot (a_1 \cdot a_2) / (a_1 + a_2)^2,$$

где A_0 – начальная энергия ударника; a_1; a_2 – динамические жесткости соударяющихся тел.

Проведенный анализ ударных систем показал, что процесс передачи силовых импульсов определяется геометрическими характеристиками соударяющихся тел. При многоступенчатом исполнении элементов системы передача силовых импульсов происходит при многократном изменении величины импульса. Так, если силовой импульс встретит на своем пути местное сужение поперечного сечения стержня, то в сужении создаются напряжения, превышающие амплитуду первоначального импульса. При многоступенчатом ударнике силы и напряжения, действующие в инструменте, являются переменными. Таким образом, расчеты ударной системы следует проводить для каждой ступени элементов системы и комплексной характеристикой элемента является приведенная динамическая жесткость.

Максимальное напряжение в ударной системе «боек – штанга» определяется по формуле:

$$\sigma_{max} = 0{,}5 \cdot [1 - q_1 + (1 - q_1)^2 \cdot q_2] \cdot (v_{уд} \cdot E/c),$$

где q_1, q_2 – геометрические коэффициенты соударяющихся тел; $v_{уд}$ – скорость ударника; E – модуль упругости стержня штанги.

Во всех известных решениях динамических теорий упругости, показано, что напряжения и деформации распространяются от площади контакта с конечными скоростями, которые зависят от плотности материала ρ и его упругих свойств,

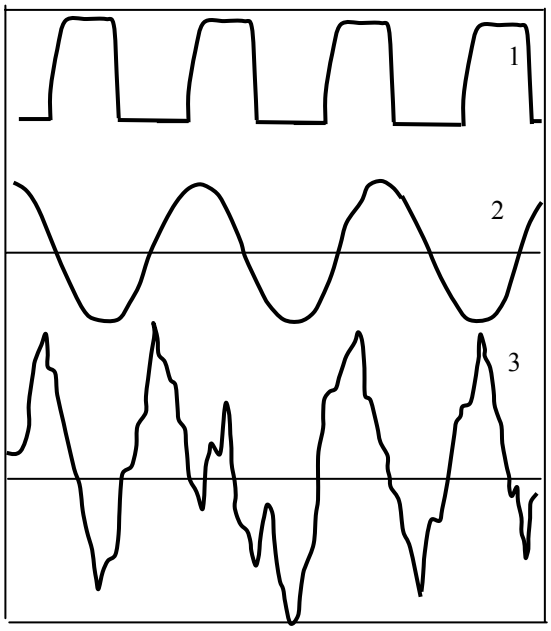
$$c = (E/\rho)^{0,5}.$$

Данная зависимость получена при условии, что во время удара волны упругих деформаций передаются по элементам ударной системы в обоих направлениях как по цельному волноводу.

В действительности при определенных соотношениях площадей поперечных сечений и длин элементов ударной системы происходит ее периодическое размыкание силами отраженных волн и, соответственно, изменение скоростей деформаций в прямых и отраженных волнах.

Это различие для некоторых наиболее распространенных разновидностей ударного нагружения материалов хорошо видно из сравнительной схемы (рис. 1). На схеме показан характер волнового нагружения материалов в трех, чаще всего встречающихся, ударно-циклических вариантах: стационарном, пульсирующем, нестационарном. Последний случай ударного нагружения, характерный практически для всех реальных ударных систем, сопровождается размыканием системы и снижением скорости ударной волны. Для этого случая характерно и то, что в отдельные моменты времени волны напряжений могут вследствие многократных отражений в элементах конструкций става интерферировать и перегружать отдельные участки соударяющихся частей, усложняя общую картину про-цесса. Это существенно затрудняет

оценку силовых факторов в соударяющихся элементах бурового става и, в конечном итоге, не позволяет



Формы импульсов напряжений: *1* – пульсирующий; *2* – гармонический; *3* – нестационарный

дать для них надежный прочностной расчет.

Наиболее обстоятельные работы в области изучения статических напря-жений в корпусах конусных коронок выполнены Алимовым О.Д., Манжосовым В.К., Дворниковым Л.Т., Зайцевым В.И., Чувилиным М.А. и др.

При бурении наибольшую долю нагрузки составляют осевые напряжения σос, которые распирают корпус юбки, и изгибающие напряжения σизг, имеющие максимальное значение вблизи днища. Значительные напряжения растяжения испытывает головная часть в зоне пайки твердосплавного вооружения.

Величины напряжений составляют [5]:

$$\sigma_{oc} = P_з \cdot ((1/S_1) + (R_1/ W_1)),$$

$$\sigma_{изu} = (M + P_з \cdot R_2) / W_2,$$

где $P_з$ – усилие запасовки; S_1 – площадь опасного сечения; R_1; R_2 – осевой и радиальный эксцентриситеты; W_1; W_2 – моменты сопротивления опасных сечений; M – изгибающий момент.

Указанные напряжения определяются по довольно простым формулам, не отражающим, по всей вероятности, в полной мере величину данных напряжений.

Обстоятельные исследования статических напряжений в корпусах конусных коронок выполнены Манжосовым В.К., который установил, что усилие запрессовки и распрессовки буровых коронок существенно зависит как от геометрических соотношений соединяемых элементов, так и от условий монтажа и демонтажа. Так, запрессовка элементов конусного соединения обусловливает неравномерное распределение контактных давлений в сопряжении, величина которых определяется зависимостью [6]:

$$P_i = P[1 \pm (Z_{max} \Delta\alpha \cdot (0{,}5 - (\varepsilon/\varepsilon_{max}))/(C \cdot tg\alpha)],$$

где P – давление при $\Delta\alpha = 0$; Z_{max} – длина конуса сопряжения; α – угол уклона конуса; C – величина осевого смещения элементов при запрессовке; ε, ε_{max} – безразмерная координата оси.

Выполненный в данной работе анализ напряженного состояния элементов показал, что при сопряжении по схеме «конус штанги – торец коронки» достигается более равномерное распределение напряжений и деформаций и снижение их амплитудных значений. Показано, что наиболее рациональными допусками (в минутах) на угол уклона α для конуса штанги являются $\alpha(^{+9}_{-3})$, а для

коронки – $\alpha(^{+3}_{-9})$. Исследование распрессовки элементов конусного соединения позволили установить следующую зависимость, определяющую усилие распрессовки:

$$P_\gamma = K_з \cdot (0{,}21 - tg\alpha) \cdot P_з / (0{,}14 + tg\alpha),$$

где $K_з$ – коэффициент, учитывающий влияние различных эксплуатационных факторов на распрессовку.

Выводы

1. В целом, можно констатировать, что динамические характеристики коронок различного назначения исследованы менее обстоятельно и еще недостаточно изучены. По-видимому, это связано не только со сложной природой нагружения элементов бурового става, но и с тем, что трудно фиксировать импульсы напряжений в корпусе коронки, которые из-за многократности побочных эффектов невозможно пока получить в явном виде. Поэтому технику и методику замера динамических напряжений в буровых коронках необходимо совершенствовать.

2. Оценку статических напряжений в корпусах коронок следует производить с учетом конструктивных особенностей и эксплуатационных факторов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Кильчевский Н.А.* Теория соударения твердых тел. – ГТТИ, 1949.
2. *Штаерман И.Я.* Контактная задача теории упругости. – Гостехиздат, 1949.
3. *Соколовский В.В.* Распространение упруго-вязко-пластичных волн в стержнях. Прикладная математика и механика. – ГТТИ, 1948.
4. *Александров Е.В., Соколинский В.Б.* Прикладная теория и расчеты ударных систем. – М.: Наука, 1969.
5. *Алимов О.Д., Дворников Л.Т.* Бурильные машины: Основы расчета и проектирования бурильных машин вращательного и вращательно-ударного действия. – М.: Машиностроение, 1976. – 295 с.
6. *Манжосов В.К. и др.* Конусные соединения бурового инструмента и методы их расчета. – Фрунзе, 1974.

Коротко об авторах

Фролов С.Г. – профессор, кандидат технических наук, Уральский государственный горный университет.