

УДК 622.232.06

## МАКСИМАЛЬНЫЕ КРУТИЛЬНЫЕ НАГРУЗКИ В ТРАНСМИССИЯХ БУРОВЫХ И КАМЕРОВЫЕМОЧНЫХ МАШИН ДЛЯ БЕЗЛЮДНОЙ ВЫЕМКИ УГЛЯ КАК СИСТЕМАХ С РАСПРЕДЕЛЁННЫМИ ПАРАМЕТРАМИ

Горбатов П.А., докт. тех. наук, проф., ДонГТУ,  
Бойко Г.Г., Косарев В.В., инж., Донгипроуглемаш

*В статье представлены результаты теоретических и экспериментальных исследований формирования и определения максимальных пиковых крутильных нагрузок в трансмиссиях горных машин, включающих звено с распределёнными параметрами.*

*The results of theoretical and experimental investigations of formation and calculation of maximum peak torsional loads in transmissions of mining machines including a long shaft with distributed parameters are stated in the article.*

Буровые установки (типа Б4, Б7,5, Б15, Б100-200, СБГ-1м и др.), предназначенные для выбуривания в шахтных условиях скважин различного назначения, и машины для безлюдной выемки угля камерами (типа БЗМ-1М1, БШК-2Д и др.) отличаются наличием одного или двух длинных трансмиссионных валов, передающих вращение от двигателя к исполнительным органам по всей длине скважины или камеры.

Экспериментальные работы [1], выполненные в Донгипроуглемаше, показали, что трансмиссионные валы этих машин, состоящие из отдельных секций (штанг), можно рассматривать как однородные стержни, характеризующиеся распределёнными по длине упругими и инерционными параметрами.

Динамическая модель такой машины состоит из электро- или пневмопривода, трансмиссионного вала длиной  $L$ , м, с распределёнными крутильной податливостью  $k_1$ ,  $H^{-1} \cdot m^{-2}$ , и моментом инерции  $k_2$ , кг·м, и исполнительного органа, преодолевающего сопротивление забоя  $M_c(t)$ , рис.1:

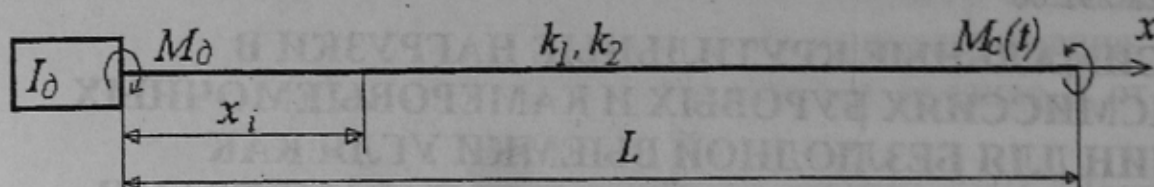


Рис. 1 - Динамическая модель буровой установки

На рисунке 1 обозначены:  $I_0$  - момент инерции ротора двигателя с присоединёнными к нему вращающимися деталями редуктора,  $\text{кг}\cdot\text{м}^2$ ;  $x_i$  - координата, характеризующая положение рассматриваемого сечения, м;  $M_0$  - крутящий момент, развиваемый двигателем согласно его механической характеристике, Н·м.

Максимальные пиковые нагрузки кручения наиболее часто возникают в трансмиссии в переходных режимах при встрече исполнительного органа с жёстким препятствием при полной или частичной его остановке, а также при прихвате става обвалившимися породами в любом месте скважины или камеры. По скорости нарастания нагрузки такие режимы работы следует рассматривать как ударные, высокоскоростные режимы нагружения [2].

Для расчёта переходных процессов в ударных режимах нагружения рассматриваемой системы с распределёнными параметрами нами был применён и развит численный метод, основанный на представлении системы в виде импульсных цепей и использовании в качестве математического аппарата дискретного преобразования Лапласа и теории импульсных систем [3, 4]. Развитие заключается в создании возможности задания закона изменения момента сил сопротивления  $M_c(t)$  на исполнительном органе, соответствующего решаемой задаче, за счёт установления и использования достаточно корректных для решения настоящей задачи граничных и начальных условий и представления статической механической характеристики двигателей  $M_0$  в виде кусочно-линейных функций.

Результаты расчёта процесса изменения крутящего момента  $M_{кр}$  и угловой скорости  $\omega$  в начальном сечении вала, примыкающем к электродвигателю ( $x=0$ ) при жёстком заклинивании исполнительного органа, выполненные в работе [5], приведены на рис.2 сплошными толстыми линиями. Статическая механическая характеристика электродвигателя аппроксимирована двумя прямолинейными участками, изображёнными сплошными тонкими линиями. Штриховыми линиями здесь представлены результаты расчётов переходных процессов

без учёта волновых явлений. Рассматривались трансмиссии длиной 10, 50 и 100 метров. Расчёты выполнены для экспериментальной установки КТП для безлюдной выемки угля, разработанной в Донгипроуглемаше. На этой же установке были выполнены и натурные исследования процесса формирования максимальных крутильных нагрузок.

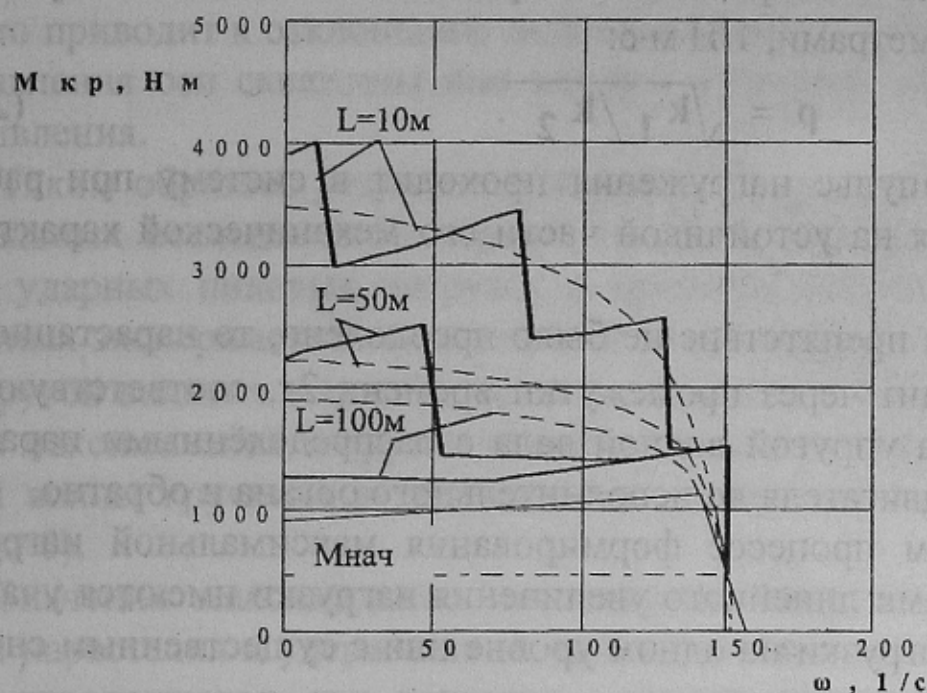


Рис. 2 - Переходные процессы в трансмиссии при встрече с жестким препятствием

Приведенные на рис.2 результаты расчетов переходных процессов в рассматриваемой системе четко отражают нелинейный волновой характер процесса формирования максимальных нагрузок в трансмиссии, заключающийся в ступенчатом нарастании нагрузки за несколько периодически повторяющихся этапов.

Первый импульс нагрузки в сечении вала, примыкающем к электродвигателю (при  $x=0$ ), наступает через промежуток времени  $\tau$ , равный времени пробега упругой волной звена с распределенными параметрами от исполнительного органа до ротора двигателя  $\tau = L/a$ , с; где  $a$  — скорость распространения упругой волны, м/с.

В результате подтвержденных экспериментами теоретических исследований [5] установлено, что значение крутящего момента, возникающего в системе при действии первого импульса упругой волны, не зависит от длины вала и момента инерции ротора двигателя с при-

соединёнными к нему массами, и с достаточной точностью может быть определено по формуле:

$$M_{max} = M_{нач} + 2\omega_{нач} / \rho. \quad (1)$$

Здесь:  $M_{нач}$  и  $\omega_{нач}$  являются начальными условиями формирования импульса, соответствующими устойчивой рабочей ветви механической характеристики двигателя (штрих-пунктирные линии на рис.2);  $\rho$  - волновое сопротивление трансмиссии как звена с распределёнными параметрами, 1/Н·м·с:

$$\rho = \sqrt{k_1 / k_2}. \quad (2)$$

Первый импульс нагружения проходит в систему при работе электродвигателя на устойчивой части его механической характеристики.

Затем, если препятствие не было преодолено, то нарастание нагрузки происходит через промежутки времени  $2\tau$ , соответствующие времени пробега упругой волной вала с распределёнными параметрами от ротора двигателя до исполнительного органа и обратно.

В волновом процессе формирования максимальной нагрузки между импульсами линейного увеличения нагрузки имеются участки с удержанием нагрузки на одном уровне или с существенным снижением её.

Эти участки соответствуют прохождению обратной волны разрежения. Из приведенных на рис.2 графиков видно, что при определённой длине трансмиссии второй этап нарастания нагрузки вообще может и не наступить.

С другой стороны, анализ экспериментальных данных, полученных во время натурных исследований процесса формирования максимальных нагрузок на стенде [1], а также изучение осциллографических записей крутящих моментов, выполненных при работе в представительных шахтных условиях других машин с длинной трансмиссией (например, КМД-72), показали, что при формировании максимальных пиковых нагрузок в реальных условиях работы трансмиссии волновой процесс в полной мере не развивается. При этом подавляющее большинство реализаций максимальных ударных нагрузок приводят к значениям нагрузки, меньшим или приближающимся к максимальному амплитудному значению для первого импульса возмущения упругой волны, возможного для данной трансмиссии с конкретными динамическими свойствами.

Ограниченное развитие волнового процесса заключается в отсутствии скачкообразного, ступенчатого роста пиковой нагрузки и объясняется отсутствием устойчивого удержания нагрузки на исполнительном органе в течение времени более  $2\tau$  из-за:

- нарушения стабильности контакта системы "исполнительный орган - забой",

- недостаточной поперечной жёсткости става буровой установки, что приводит к отклонению исполнительного органа от заданного направления оси скважины или камеры в сторону наименьшего сопротивления.

Таким образом, результаты анализа теоретических и экспериментальных исследований создают предпосылки для поиска максимума ударных пиковых нагрузок в пределах зафиксированной при натуральных экспериментах фактической длительности переднего фронта упругой волны  $\tau \leq t_{\phi} < 3\tau$ , то есть до момента возможного увеличения максимальной нагрузки за счёт наложения второй ступени упругой волны кручения в сечении вала, примыкающем к двигателю (при  $x=0$ ).

Значения максимальных импульсных нагрузок, для которых время нарастания и удержания не достигает  $3\tau$ , с достаточной точностью определяются, как доказано экспериментальными исследованиями, по формуле (1) с учётом начальных значений  $M_{нач}$  и  $\omega_{нач}$  по механической характеристике электродвигателя.

Экспериментальными исследованиями показано, что в реальных условиях работы буровых установок и машин для безлюдной выемки угля пиковые нагрузки, превышающие максимальное значение для первого этапа роста волны кручения, встречаются крайне редко. Это может происходить при заклинивании исполнительного органа или при жёстком захвате вращающегося бурового (или бурошнекового) става обрушившимися породами в любом месте скважины или камеры.

Прохождение таких высоких единичных нагрузок в трансмиссию ограничивается запасом прочности деталей, воспринимающих эти нагрузки, когда указанное увеличение нагрузки приводит к трудноустрашимым поломкам.

Однако рассчитывать трансмиссии на прочность по уровню нагрузки, соответствующей наложению второй ступени (этапа) нарастания импульса упругой волны, когда время нарастания и удержания нагрузки больше  $3\tau$ , экономически нецелесообразно.

Последнее следует из того факта, что утяжеление конструкции става с целью увеличения прочности приводит к уменьшению податливости  $k_1$  и увеличению момента инерции  $k_2$ , при этом волновое сопротивление  $\rho$  уменьшается, а динамическая составляющая  $M_{\text{дин}}$  импульсной нагрузки увеличивается [см. формулы (1) и (2)].

Постоянно формирующиеся в трансмиссии крутильные нагрузки, для которых время формирования  $t_{\text{ф}}$  переднего фронта упругой волны меньше  $\tau$  ( $t_{\text{ф}} < \tau$ ), являются неотъемлемой составной частью установившегося случайного процесса работы машины по разрушению забоя.

Таким образом, синтез результатов экспериментальных и теоретических исследований, выполненных на основе волновых представлений о процессе формирования максимальных нагрузок, позволяет сделать следующие выводы:

1) пиковые нагрузки кручения, соответствующие действию первого импульса упругой волны, могут формироваться как в сравнительно коротких, так и в длинных трансмиссиях буровых машин;

2) динамическая составляющая максимальных крутильных нагрузок определяется начальными условиями и волновыми свойствами трансмиссии как звена с распределёнными параметрами;

3) изменяя в конструктивно возможных пределах волновые параметры трансмиссии, можно влиять на величину динамической составляющей пиковой нагрузки;

4) при расчётах на статическую прочность элементов трансмиссий буровых и выемочных машин, включающих звено с распределёнными параметрами, следует выполнять проверку их на действие первого импульса упругой волны.

#### Список источников

1. Бойко Г.Г., Зверев М.Ф. Экспериментальное определение скорости распространения упругой деформации сдвига // Горные машины и автоматика. М.: ЦНИЭИуголь, 1975. - №7. - С. 35-37.
2. Волошенко-Климовицкий Ю. Я. Динамический предел текучести. - М.: Наука, 1965. - 179с.
3. Кадымов Я.Б. Переходные процессы в системах с распределёнными параметрами. - М.: Наука, 1968. - 191с.
4. Цыпкин Я.З. Теория линейных импульсных систем. - М.: Физматгиз, 1963. - 548с.
5. Ахмедов А.А., Мамедов А.И., Алиев Н.Х., Бойко Г.Г. Исследование переходного процесса в электроприводе, включающем звено с распределёнными параметрами // За технический прогресс. - Баку: 1975. - №9. - С. 22-24.