

Сравнительные испытания коронок БА10 диаметром 59 мм, проведенные в производственных условиях, показали, что коронки матрицей КИАМ не уступают по показателям коронкам с вольфрамсодержащей матрицей (табл.5).

Табл. 5. Результаты сравнительных испытаний алмазных буровых коронок

Показатели	БА10	БС01	02ИЗ СВ 40/60
Категория пород по буримости	9,8	9,8	9,8
Количество отработанных коронок, шт.	12	10	60
Средняя проходка на коронку, м	18,0	12,4	5,7
Средняя механическая скорость бурения, м/ч	2,20	1,70	1,80

Таким образом, анализируя представленные данные, можно сделать вывод, что повысить эффективность бурения скважин инструментом из СА возможно путем их дополнительной обработки, а именно: металлизацией, электромагнитной сортировкой, а также за счет использования в качестве матричных материалов адгезионно-активных сплавов, которые позволяют удерживать алмазы в матрице до полного их износа. Все эти мероприятия, а также применение гальванического способа изготовления бурового инструмента позволяют в полном объеме использовать СА с максимальной эффективностью.

#### Библиографический список

1. Синтетические алмазы в геологоразведочном бурении / Под ред. В.Н.Бакуля. — К.: Наукова думка, 1978. — 232 с.
2. Бугаев А.А., Чистяков Е.М., Фадеева Л.А. Исследование работоспособности геологоразведочных коронок, оснащенных металлизированными алмазами // Сб. науч. трудов «Разрушение горных пород инструментом из сверхтвердых материалов». — К.: ИСМ АН Украины, 1980. — С. 105–109.
3. Дерягин Б.В., Чураев В.М., Муллер В.М. Поверхностные силы. — М.: Наука, 1985. — 398 с.
4. Ильницкая Г.Д. Оценка дефектности поверхности алмазов по адгезионным свойствам // Сб. науч. трудов «Физико-химические свойства сверхтвердых материалов и методы их анализа». — К.: ИСМ НАН Украины, 1987. — С. 33–39.
5. Невструев Г.Ф., Ильницкая Г.Д. Влияние различных факторов на процесс получения порошков повышенного качества адгезионно-активной сепарацией // Сб. науч. трудов «Исследования взаимодействия различных форм углерода с газовыми и жидкими средами». — К.: ИСМ НАН Украины, 1986. — С. 25–31.

© Богданов Р.К., Исонкин А.М., Загора А.П., 2005

УДК 681.518.54

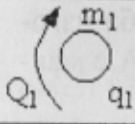
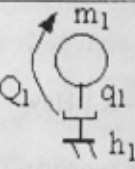

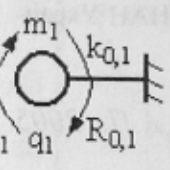
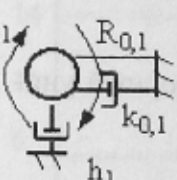
Кандидаты техн. наук МЕЩЕРЯКОВ Л.И., ДУДЛЯ Н.А., (Национальный горный университет, г. Днепрпетровск)

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ГИДРОУДАРНИКОВ, ВХОДЯЩИХ В СОСТАВ ОПЕРАТОРНОЙ ФОРМЫ ЦЕПНЫХ ДРОБЕЙ

Классические динамические модели буровых установок композиционно могут составляться из двоякого рода идеализированных элементов: сосредоточенных масс

и безынертных упругих соединений. При этом численные значения параметров элементов и структура соединения однозначно определяют динамические свойства модели. Часто используемый в качестве элемента механических систем демпфер для решения задач диагностирования можно заменить введением соответствующих коэффициентов диссипации [1,3,4], чтобы учесть реальные энергетические потери, возникающие при движении составляющих элементов любого бурового станка. Приняв для обозначения достаточно удобное графическое изображение и индексацию оригиналов элементов электромеханических систем [1,3], можно сосредоточенную массу представить в виде окружности, а безынертное упругое соединение изобразить отрезком прямой с соответствующими обозначениями, как показано в первом столбце табл. 1. При этом элементы буровой установки, рассматриваемые в движении с рассеянием энергии, можно отобразить соответствующими схемами этого столбца (табл. 1).

Табл. 1. Аналитическое описание моделей математических ожиданий изображений элементов буровых установок

Эквивалентные схемы	Уравнения движения (УД)	УД в области изображений	Решения в области изображений
	$Q_1(t) = m_1 \ddot{q}_1(t)$	$Q_1 = m_1 s^2 q_1$	$q_1 = \frac{1}{m_1 s^2} Q_1$
	$Q_1(t) = m_1 \ddot{q}_1(t) + h_1 \dot{q}_1(t)$	$Q_1 = m_1 s^2 q_1 + h_1 s q_1$	$q_1 = \frac{1}{m_1 s^2 + h_1 s} Q_1$
	$Q_1(t) = k_{0,1} q_1(t)$	$Q_1 = k_{0,1} q_1$	$q_1 = \frac{1}{k_{0,1}} Q_1$
	$Q_1(t) = h_{0,1} \dot{q}_1(t) + k_{0,1} q_1(t)$	$Q_1 = h_{0,1} s q_1 + k_{0,1} q_1$	$q_1 = \frac{Q_1}{h_{0,1} s + k_{0,1}}$
	$\begin{cases} Q_1(t) = m_1 \ddot{q}_1(t) - R_{0,1}(t) \\ R_{0,1}(t) = -k_{0,1} q_1(t) \end{cases}$	$\begin{cases} Q_1 = m_1 s^2 q_1 - R_{0,1} \\ R_{0,1} = -k_{0,1} q_1 \end{cases}$	$q_1 = \frac{1}{m_1 s^2 + k_{0,1}} Q_1$ $R_{0,1} = -\frac{Q_1}{\frac{m_1}{k_{0,1}} s^2 + 1}$
	$\begin{cases} Q_1(t) = m_1 \ddot{q}_1(t) + h_1 \dot{q}_1(t) - R_{0,1}(t) \\ R_{0,1}(t) = -h_{0,1} \dot{q}_1(t) - k_{0,1} q_1(t) \end{cases}$	$\begin{cases} Q_1 = m_1 s^2 q_1 + h_1 s q_1 - R_{0,1} \\ R_{0,1} = -h_{0,1} s q_1 - k_{0,1} q_1 \end{cases}$	$q_1 = \frac{Q_1}{m_1 s^2 + (h_1 + h_{0,1}) s + k_{0,1}}$ $R_{0,1} = -\frac{(h_{0,1} s + k_{0,1}) Q_1}{m_1 s^2 + (h_1 + h_{0,1}) s + k_{0,1}}$

Свободное движение каждого в отдельности элементарного звена буровой установки (сосредоточенной массы или безынертного упругого соединения) не сопровождается колебаниями [1,3], так как при определенной идеализации является моно-

тонным. Диагностические информационные колебания возникают только при соединении этих звеньев в электромеханическую систему, содержащую, по крайней мере, одну сосредоточенную массу и одно безынертное упругое соединение. Так как первый элемент накапливает кинетическую, а второй потенциальную энергию, то именно при их взаимодействии и возникает порождающий колебания буровой системы энергетический обмен. Такая одномассовая электромеханическая система (ОЭМС), в силу накладываемых ограничений, обеспечивает одномерное движение элементарных элементов буровой установки в виде обобщенных координат состояний в пространстве элементарных состояний, которые могут быть отображением перемещений — либо линейного, соответствующего действию силы  $P$ , либо углового, соответствующего воздействию момента  $M$ .

Формализация движения буровой установки позволяет описать взаимосвязь внешних воздействий и противодействующих реактивных обобщенных сил  $R$  или обобщенных координат  $q$  смещений, вызванных воздействием этих сил. При этом внешнее входное, управляющее воздействие отображается в виде обобщенной силы  $Q$ , а выходная, управляемая величина отображается соответствующим смещением обобщенных координат  $q$ .

Динамика перемещения элементарных составляющих ОЭМС описывается соответственно вторым законом Ньютона для сосредоточенной массы и законом Гука для безынертного упругого соединения в случае заземленного одного конца соединения в виде выражений [1,3,5], представленных во втором столбце табл. 1, где  $m_1$  — коэффициент инерции 1-ой массы, а  $k_{0,1}$  — коэффициент жесткости соединения (0,1). Из представленных в этом столбце табл. 1 эквивалентных схем ОЭМС хорошо видно, что величины  $m_1$  и  $k_{0,1}$  можно принять в качестве переменных состояний соответственно 1-ой массы и (0,1)-го соединения.

Необходимость учета объективного явления рассеивания энергии в звеньях буровой установки под воздействием сил вязкого трения, которое возникает при движении этих звеньев, и обусловленность этого учета для достижения адекватности дисперсионного описания, в случае анализа системы с одним заземленным концом, ведет к выражениям, представленным в третьем столбце табл.1, где соответственно  $h_1$  — коэффициент внешнего трения сосредоточенной массы;  $h_{0,1}$  — коэффициент внутреннего трения безынертного упругого соединения. Уравнения движения ОЭМС с трением будут отображаться тогда согласно [3,4] на основании условия динамического равновесия каждого элемента схемы в виде, представленном в третьем столбце табл. 1. Последующее использование метода прямого преобразования Лапласа позволяет преобразовать полученные дифференциальные уравнения в алгебраические уравнения, переведя их в область изображений согласно представлению третьего и четвертого столбцов табл. 1.

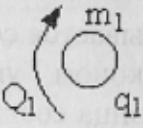
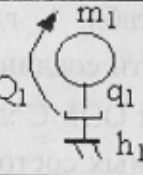
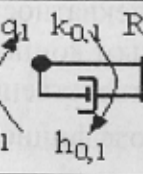
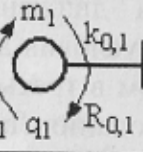
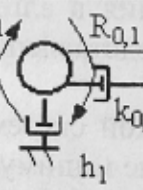
Дисперсионная идентификация одномассовой электромеханической системы обуславливает оптимизацию получаемой передаточной функции в смысле минимума среднего квадрата ошибки оценки для истинного значения оператора ОЭМС. Для передаточных системных функций эти операторы определяются, в общем виде, как:

$$M(q_1 | Q_1) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{k_{0,1}}{(m_1 s^2 + k_{0,1})} Q_1 f(q_1 | Q_1) dq_1 \quad (1)$$

$$M(q_1 | Q_1) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{(h_{0,1}s + k_{0,1})}{(m_1s^2 + (h_1 + h_{0,1})s + k_{0,1})} Q_1 f(q_1 | Q_1) dq_1$$

Решения в области изображений и в области оригиналов для данных случаев определяются для стандартных импульсного и единичного ступенчатого воздействий через преобразование Лапласа. Полученные аналитические модели условных математических ожиданий изображений (регрессий) с учетом выражений (1) и состояний представлены в табл. 2. Необходимые для задач диагностирования буровых установок амплитудно-частотные характеристики (АЧХ) определяются заменой в представленных выражениях операторного коэффициента  $s$  комплексной величиной его мнимой части на  $j\omega$ .

Табл. 2. Аналитическое описание моделей условных математических ожиданий изображений элементов ГЭМС с учетом состояний

Эквивалентные схемы	Модели условных математических ожиданий изображений (регрессии) в общем виде с учетом состояний
	$M(q_1   m_1   Q_1) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{(m_1s^2)} Q_1 f(q_1   m_1   Q_1) dq_1$
	$M(q_1   m   h_1   Q_1) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{(m_1s^2 + h_1s)} Q_1 f(q_1   m   h_1   Q_1) dq_1$
	$M(q_1   k_{0,1}   Q_1) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{(k_{0,1})} Q_1 f(q_1   k_{0,1}   Q_1) dq_1$
	$M(q_1   k_{0,1}   h_{0,1}   Q_1) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{(h_{0,1}s + k_{0,1})} Q_1 f(q_1   k_{0,1}   h_{0,1}   Q_1) dq_1$
	$M(q_1   m_1   k_{0,1}   Q_1) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{(m_1s^2 + k_{0,1})} Q_1 f(q_1   m_1   k_{0,1}   Q_1) dq_1$
	$M(q_1   m_1   h_1   h_{0,1}   k_{0,1}   Q_1) = \int_{-\infty}^{\infty} \frac{1}{(m_1s^2 + (h_1 + h_{0,1})s + k_{0,1})} Q_1 f(q_1   m_1   h_1   h_{0,1}   k_{0,1}   Q_1) dq_1$

Сформировав аналитическое описание моделей условных математических ожиданий изображений элементов буровой установки с учетом состояний для одно-массовых систем, можно перейти к синтезу моделей условных математических ожиданий изображений многомассовых систем. Любая буровая установка является сложной многомассовой системой и диагностирование в ней необходимо организо-

вывать как в частности — по отдельным составляющим элементам, так и в общем — по всей системе в целом.

Синтез различного вида динамических моделей для идентификации технологических агрегатов в горной промышленности был выполнен в работах целого ряда авторов [1,3–5]. Разработанные модели, в зависимости от целей и поставленных задач, с разной степенью адекватности отражали требуемые прототипы. Однако в подавляющем большинстве работ было выполнено моделирование только технологического аспекта комплексного состояния горных технологических агрегатов (ГТА), а в остальных — техническое состояние отражалось в недостаточном для решения задач поэлементного диагностирования поблочном композиционном раскрытии. Все это обуславливает необходимость разработки диагностических моделей различных типовых буровых установок, которые бы учитывали и оперативно отражали динамику изменений параметров технико-технологических состояний ГТА с достаточной для многоуровневых диагностических задач степенью точностью. Определенный интерес представляет использование для синтеза диагностических моделей в качестве базовой структуры операторной формы метода цепных дробей [3], позволяющей достаточно просто формализовать сложные конструкции современных буровых установок. Но при этом необходимо ввести в них коррекцию на реальный условный множественно-вероятностный характер структурных внутренних и внешних связей.

Динамическая модель полностью определяется эквивалентной схемой ГТА [1–3]. При этом вид ее представления обуславливается функциональной целью и характером решаемой для исследуемой буровой установки диагностической задачи. Основные правила синтеза и анализа динамических моделей на примерах исследования проходческих комбайнов представлены в работе [3]. В работах [1, 2, 4, 5] достаточно полно обосновано, что, несмотря на сложную пространственную нагрузку элементов и узлов буровых установок в рабочих режимах, для большинства диагностических задач вполне допустимо ограничение процессов моделирования и исследования только по возникающим крутильным колебаниям, как имеющим энергоподающий баланс возмущений.

Конструктивные совокупности динамических звеньев типовых буровых установок, рассматриваемые в функциональных рабочих режимах, являются замкнутыми связанными системами и укрупнено образуют блоки элементов приводов, исполнительных органов и массы горной среды. При этом следует отметить, что синтезируемые динамические модели буровых установок могут множественно-вероятностно отображать реальную структуру и характер связей деформаций кручения с возбуждающими крутящими моментами. В качестве ограничений для снижения сложности синтезируемых моделей пренебрегаются количественными характеристиками податливости в зубчатых зацеплениях и корпусах зубчатых пар, в подшипниковых опорах, корпусах редукторов и ряде других конструкций.

Структурно буровые установки являются электромеханическими или электрогидромеханическими системами, однако при рассмотрении их динамических характеристик рационально использование однородных динамических диагностических моделей, предполагающих либо механическое, либо электрическое или гидравлическое определение свойств. Так как подавляющее большинство возникающих в буровых установках энергоемких дефектов имеет механическую природу, то для построения динамических диагностических моделей целесообразно принять механическое представление, основанное на операторной форме метода цепных дробей.

Основой привода типовых буровых установок является электродвигатель, который может быть синхронным, асинхронным или постоянного тока. Базовое пред-

ставление динамических моделей электродвигателей дано в работе [3]. Анализ ряда работ позволяет определить универсальное графическое представление динамических моделей приводных электродвигателей буровых установок соединением, выполненным по схеме элемента Максвелла. Аналитическое описание можно сформировать таким образом, что динамическая диагностическая модель через соединение (0,1), характеризующее электромагнитное поле связи статор — ротор и физически являющееся последовательным соединением параметров податливости и потерь в этом звене связи, для любого типа приводного двигателя, представляет собой элемент Максвелла с передаточной функцией описываемым как

$$B_1^{[0]} = \frac{1}{M[I_1]S^2 + \frac{1}{M[k_{01}] + \frac{1}{M[h_{01}]S}}}. \quad (2)$$

Здесь, принимая во внимание множественно-вероятностный характер используемых характеристик,  $M[I_1]$  является математическим ожиданием момента инерции ротора электродвигателя;  $M[k_{01}]$  является математическим ожиданием коэффициента жесткости соединения (0,1);  $M[h_{01}]$  отражает математическое ожидание внешнего трения  $h_{01}$ ;  $I_1 = \frac{GD^2}{4g}$  — момент инерции ротора электродвигателя;  $GD^2$  — маховый момент ротора;  $g$  — ускорение.

При выводе аналитических зависимостей условной множественно-вероятностной операторной формы цепных дробей используется поэлементная идентификация, предложенная в работе [3]. Согласно ей обуславливается определение системных функций как входных (индекс  $B$ ), если входная и выходная переменные принадлежат одному и тому же структурному элементу системы, и как передаточных (индекс  $W$ ), если они принадлежат разным структурным элементам системы. Верхними индексами обозначаются граничные условия состояния системы, то есть условия крепления крайних масс — свободные (1) или заземленные (0). А нижними индексами определяются номера элементов системы, к которым приложена входная и с которых снимается выходная переменная.

В представлении без приводного электродвигателя любая буровая установка является чисто механической системой. С одной стороны их следует рассматривать как подвергаемые сложному пространственному воздействию системы с распределенными параметрами. Но с другой стороны, основываясь на работах [3–5], с достаточной степенью точности можно осуществить представление диагностических динамических моделей элементарных звеньев буровой установки в виде эквивалентных схем, структурно сложенных из двоякого рода идеализированных элементов в виде сосредоточенных масс и безынертных упругих соединений. При этом в качестве сосредоточенных масс в диагностических динамических моделях определяются конструктивные узлы буровых установок, обуславливающие выполнение неравенства вида:  $\frac{L}{D} < 1.5 \div 2$  [3]. Здесь величина  $L$  является линейным размером конструктивного узла буровой установки вдоль своей оси вращения, а  $D$  определяет

диаметр вращающегося конструктивного узла. Центры тяжести формируемых сосредоточенных масс определяются в тех сечениях валопроводов, которые совпадают с плоскостями, проходящими через центры тяжести зубчатых колес, муфт и других конструктивных базовых элементов. Значения коэффициентов инерций валопроводов находятся в пределах границ участков между сформированными сосредоточенными массами. Масса рассматриваемого участка валопровода разбивается пополам и распределяется по сосредоточенным массам, расположенным на его концах.

Сформированные в соответствии с кинематическими схемами эквивалентные схемы диагностических динамических моделей целесообразно дополнить таблицами, в которых представлены порядковые номера сосредоточенных масс моделей с их математическими ожиданиями моментов инерции, выраженными через математические ожидания моментов инерции конструктивных элементов исследуемых буровых установок. Моменты инерции обозначены нижними индексами, соответствующими их позициям на кинематических схемах. Рассмотрение приводов исследуемых типовых буровых установок при учете их динамических взаимодействий с рабочей средой ведет к разработкам разветвленных цепных механических систем (РЦМС). В работе [3] дано обоснование перевода типовых РЦМС в однорядные цепные механические системы (ОЦМС) с помощью рационального введения понятий элементов упругой массы и инертного соединения. Эти комплексные элементы обозначаются в схемах штриховкой.

По типичному представителю буровой установки 8-го размерного класса УКБ-2000/3000 (УКБ-8) сформированы цепные общие (рис. 1, а) разветвленные (рис. 1, б) и однорядные приведенные (рис. 1, в) схемы диагностических динамических моделей. Аналитические выражения моментов инерции по сосредоточенным массам и соответствие последних структурным узлам данных буровых установок представлено в табл. 3.

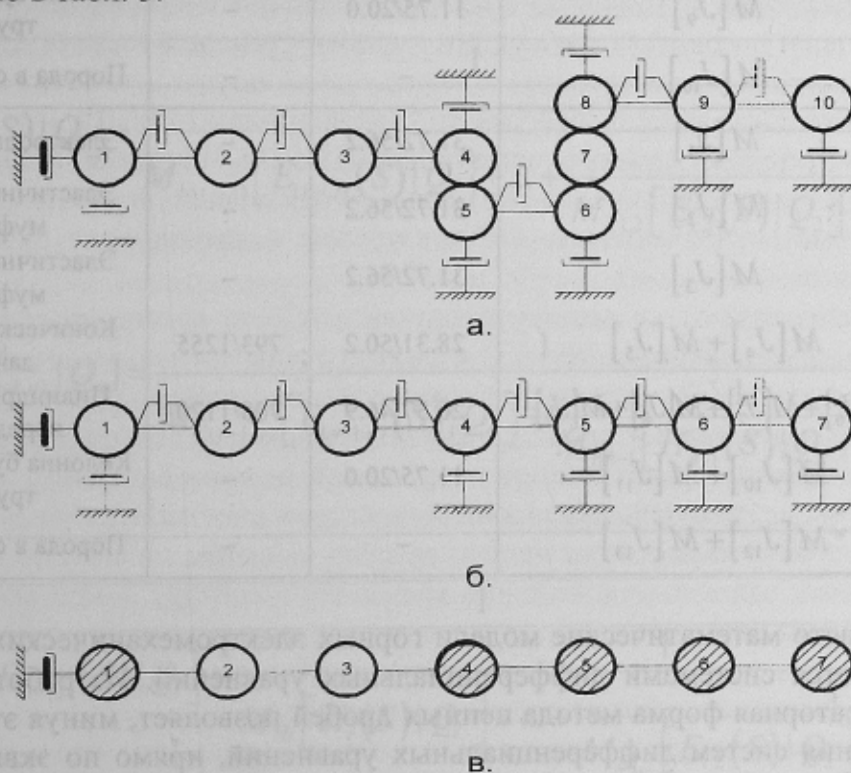


Рис. 1. Цепные общие (а), разветвленные (б) и однорядные приведенные (в) схемы динамических моделей буровой установки УКБ-2000/3000

Табл. 3. Параметры динамической модели привода исполнительного органа буровой установки УКБ 2000/3000

Динамическая модель	№ сосредоточенной массы ГЭМС	Аналитические выражения моментов инерции по сосредоточенным массам	Кинематические частоты, формируемые элементами привода, рабочими инструментами (Гц)		Структурный узел ГЭМС по сосредоточенной массе
			оборотные $\omega_{(n)}$	зубцовые $\omega_{(z)}$	
Рис.4.2, а	1	$M[J_1]$	31.72/56.2	–	Электродвигатель
	2	$M[J_2]$	31.72/56.2	–	Эластичная полу-муфта
	3	$M[J_3]$	31.72/56.2	–	Эластичная полу-муфта
	4	$M[J_4]$	31.72/56.2	793/1255	Коническая вал-шестерня
	5	$M[J_5]$	28.31/50.2	793/1255	Коническая шестерня 2
	6	$M[J_6]$	26.37/46.9	708/1120	Шестерня редуктора 3
	7	$M[J_7]$	11.75/20.0	708/1120	Шестерня редуктора 4
	8	$M[J_8]$	11.75/20.0	–	Стол ротора
	9	$M[J_9]$	11.75/20.0	–	Колона бурильных труб
	10	$M[J_{10}]$	–	–	Порода в скважине
Рис. 4.2, б, в	1	$M[J_1]$	31.72/56.2	–	Электродвигатель
	2	$M[J_2]$	31.72/56.2	–	Эластичная полу-муфта
	3	$M[J_3]$	31.72/56.2	–	Эластичная полу-муфта
	4	$M[J_4] + M[J_5]$	28.31/50.2	793/1255	Коническая передача
	5	$M[J_6] + M[J_7] + M[J_8] + M[J_9]$	26.37/46.9	708/1120	Цилиндрическая передача
	6	$M[J_{10}] + M[J_{11}]$	11.75/20.0	–	Колонна бурильных труб
	7	$M[J_{12}] + M[J_{13}]$	–	–	Порода в скважине

Наиболее часто математические модели горных электромеханических систем (ГЭМС) описываются системами дифференциальных уравнений. Из работ [1–3,5] известно, что операторная форма метода цепных дробей позволяет, минуя этапы составления и решения систем дифференциальных уравнений, прямо по эквивалентным схемам горных технологических агрегатов, определить выражения передаточных функций. Сформированная таким образом совокупность передаточных функций, комплексно описывающих динамику исследуемых типовых ГЭМС в области изображений, и может быть принята в качестве диагностических математических



моделей. Основным ограничением является условие на разрабатываемые диагностические динамические модели, которые строятся из структурных, редуцированных звеньев, с наложенными, обеспечивающими одномерное вращательное движение, связями. Эти связи обуславливают исследование различных взаимодействий в системах только в виде крутящих моментов.

Буровые установки являются типичными ГЭМС. В соответствии с разработанными диагностическими динамическими моделями типовых буровых установок общая дисперсионная условно-вероятностная передаточная функция для случая, когда выходная переменная снимается с цепи энергопотребления приводного электродвигателя, то есть с (0,1)-го соединения, будет иметь вид

$$W_{(n)(0.1)}^{[0]} = \prod_{i=1}^n M_{B_i} [B_i^{[0]} | Q_i] * \prod_{i=1}^{n-1} M_{B_{(i-1,i)}} [B_{(i-1,i)}^{[0]} | Q_i], \quad (4)$$

где условные математические ожидания передаточных функций звеньев сосредоточенных масс  $M_{B_i} [B_i^{[0]} | Q_i]$  и звеньев соединений  $M_{B_{(i-1,i)}} [B_{(i-1,i)}^{[0]} | Q_i]$  будут определяться через обобщенные выражения операторной формы метода цепных дробей в следующем виде.

$$M_{B_n} [B_n^{[0]} | Q_n] = \frac{1}{M_{H_n} [H_n(S) | Q_n] + \frac{1}{M_{E_{(n-1,n)}} [E_{(n-1,n)}(S) | Q_n] + \dots}};$$

$$+ \frac{1}{M_{H_i} [H_i(S) | Q_i] + \frac{1}{M_{E_{(i-1,i)}} [E_{(i-1,i)}(S) | Q_i] + \dots + \frac{1}{M_{E_{1,2}} [E_{1,2}(S) | Q_2] + M_{B_1} [B_1^{[0]} | Q_1]}}}$$

$$M_{B_{(n-1,n)}} [B_{(n-1,n)}^{[0]} | Q_n] = \frac{1}{M_{E_{(n-1,n)}} [E_{(n-1,n)}(S) | Q_n] + \frac{1}{M_{H_{n-1}} [H_{n-1}(S) | Q_{n-1}] + \dots}};$$

$$+ \frac{1}{M_{E_{(i-1,i)}} [E_{(i-1,i)}(S) | Q_i] + \frac{1}{M_{H_i} [H_i(S) | Q_i] + \dots + \frac{1}{M_{E_{1,2}} [E_{1,2}(S) | Q_2] + M_{B_1} [B_1^{[0]} | Q_1]}}}$$

Таким образом, в окончательном представлении диагностические динамические модели рассматриваемых типовых буровых установок, как и любых других, с

учетом последних вводимых обозначений, могут быть удобно структурированы и формализованы, несмотря на реальную конструкционную сложность и типовое разнообразие. Сформированные динамические и математические модели (4) позволяют с заданной доверительной вероятностью осуществить численное моделирование динамики колебательных процессов, протекающих как в штатных, так и в аварийных режимах работы бурового оборудования.

### **Библиографический список**

1. Мещеряков Л.И. Основы энергоинформационного диагностирования горных электромеханических систем // Сб. науч. трудов. НГАУ. №10. — Днепропетровск, 2000. — С. 179–185.
2. Дудля М.А. Автоматизация процесів буріння свердловин: Підручник — К.: Вища шк., 1996. — 256 с.
3. Бреннер В.А., Каралюс А.А., Палев П.П., Солод В.И. Динамика проходческих комбайнов. — М.: Машиностроение, 1977. — 224 с.
4. Мещеряков Л.И. Математические основы построения дисперсионных диагностических моделей горных электромеханических систем. — Вибрации в технике и технологиях, 2002. — №1(22). — С. 41–44.
5. Мещеряков Л.И. Дисперсионные алгоритмы идентификации в информационно-аналитических системах техногенной безопасности // Сб. науч. трудов. НГАУ. №12, том 1. — Днепропетровск, 2001. — С. 233–239.

*© Мещеряков Л.И., Дудля Н.А., 2005*

УДК 622.273

Канд.техн.наук ПИЛЮГИН В.И. (ДонНТУ)

## **ГРАФИЧЕСКОЕ ВОССОЗДАНИЕ СТРУКТУРЫ ТЕХНОГЕННОЙ НАРУШЕННОСТИ ПОРОДНОГО МАССИВА ОЧИСТНЫМИ РАБОТАМИ**

Донецко-Макеевский угленосный район Донбасса является одним из старейших регионов по добыче угля на территории бывшего СССР. Интенсивная разработка здесь ведется уже более столетия. За этот период добыты миллиарды тонн полезного ископаемого, построены и закрыты сотни глубоких и мелких шахт, вынуты огромные угленосные площади.

Так как многие шахты уже давно отработали наиболее продуктивные пласты верхних угленосных свит (глубины 500–600 м), в настоящее время ведется разработка запасов коксующихся углей в основном в интервале глубин 900–1400 м. В связи с этим, сложилась ситуация, при которой на отдельных площадях района ведение горных работ осуществляется под техногенно нарушенной породной толщей, испытавшей мощное, а в ряде случаев многократное, воздействие очистных работ. Из-за неполноты извлечения запасов верхних свит (оставления целиков, полос угля, краевых частей остановленных лав и т.д.) и влияния временного фактора в подработанной толще сформировались зоны повышенных напряжений и разгрузки. Эту геомеханическую особенность вмещающего горного массива необходимо учитывать при планировании и ведении горных работ на действующих шахтах.

Для правильного и достоверного учета техногенных факторов при планировании развития горных работ необходимы специальные широкомасштабные исследования, раскрывающие особенности поведения многократно и бессистемно надработанного массива при ведении очистной выемки. Эта проблема ранее не ставилась.