ИНСТИТУТ ГОРНОГО ДЕЛА ИМЕНИ А. А. СКОЧИНСКОГО

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК В ЭЛЕМЕНТАХ ПРИВОДА И НА ИСПОЛНИТЕЛЬНОМ ОРГАНЕ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН ПО МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

МОСКВА
1968

gost.e-ecolog.ru

Министерство угольной промышленности СССР
Институт горного дела им. А. А. Скочинского

Лаборатория
научных основ импульсной
техники в горном деле

МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ НАГРУЗОК В ЭЛЕМЕНТАХ ПРИВОДА И НА ИСПОЛНИТЕЛЬНОМ ОРГАНЕ ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН ПО МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ

Составители:
проф., докт. техн. наук
А. В. Докукин,
кандидаты технических наук
Ю. Д. Красников, Е. М. Шмарьян
инженеры
М. Я. Хайкин, З. Я. Хургин

Москва
1968

УДК 622.232;621-82

Редактор К.П.Титова

Т-01877 Тираж 500 Заказ № 3744

Ротапринтный цех Института горного дела им.А.А.Скочинского
1,2 печ.л. Подписано к печати 26/I 1968 г.

ВВЕДЕНИЕ

С момента появления первых работ по статистической динамике горных машин (см. раздел "Литература") интерес к этому направлению резко возрос. За последнее время методы статистической динамики находят все более широкое применение при исследованиях нагрузок на рабочих инструментах и исполнительных органах, динамики электро- и гидроприводов, нагруженности различных элементов горных машин (проходческих и угледобывающих комбайнов, стругов, буровых машин, экскаваторов и др.). Эти работы уже проводятся рядом лабораторий, кафедр и отделов научно-исследовательских, проектно-конструкторских и учебных институтов (ИГД им.А.А.Скочинского, КУЗНИУИ, Гипроуглегормашем, Гипроуглемашем, Донгипроуглемашем, ЦНИИподземшахтостроем, Гипронисэлектрошахтом и др.).

Накопленный нами опыт и результаты исследований по статистической динамике горных машин будут изложены систематически в подготовленной к печати монографии. Однако настоятельная необходимость в обработке все возрастающего потока экспериментального материала побудила нас выпустить в виде отдельной брошюры упрощенный вариант методики исследования нагрузок горных машин как случайных функций.

Предлагаемая методика позволяет получить экспериментальные статистические данные по нагрузкам на исполнительном органе, необходимые при создании новых машин.

В методике рассматривается определение только случайных составляющих нагрузок, так как определение неслучайных периодических составляющих нагрузок производится общеизвестным методом.

I. ОСЦИЛЛОГРАФИРОВАНИЕ В ШАХТНЫХ УСЛОВИЯХ МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ИЛИ УПРУГОГО МОМЕНТА В ТРАНСМИССИИ

Осциллографирование упругого момента в трансмиссии представляет большие трудности. Эти трудности объясняются стесненными условиями проведения замеров, подвижностью объектов наблюдения, взрывоопасностью шахтной атмосферы, ее повышенной влажностью и т.д. Прямые методы тензометрирования нагрузок в некоторых элементах привода машин практически невозможны. Определение нагрузки на исполнительном органе также весьма затруднительно, так как не представляется возможным одновременное тензометрирование нагрузок на всех резцах, кулаках, скалывателях и других элементах исполнительного органа. Поэтому для выемочных машин, оборудованных электродвигателем, наиболее удобным является определение нагрузки в двигателе, так как для этого не требуется специальной тензооснастки, тензокабелей, а мощность может быть записана непосредственно с клемм пускателя.

II. СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ОСЦИЛЛОГРАММ (РЕАЛИЗАЦИЙ) МОЩНОСТИ ДВИГАТЕЛЯ ИЛИ УПРУГОГО МОМЕНТА В ТРАНСМИССИИ

Статистическая обработка осциллограмм нагрузок проводится с целью определения математических ожиданий m, корреляционных функций $K(\tau)$ и спектральных плотностей $S(\omega)$ исследуемых нагрузок в такой последовательности:

I. По имеющейся длине записи T, задаваясь процентом погрешности n (примерно 2%), определяем низшую частоту спектра нагрузки $\omega_н$

$$\omega_н = \frac{100}{Tn}. \qquad (I)$$

2. Анализируем осциллографическую запись и определяем рабочий диапазон частот путем выявления высшей частоты.

3. По низшей частоте спектра $\omega_н$ выбираем максимальную величину интервала τ_{max} корреляционной функции $K(\tau)$.

$$\tau_{max} \geq \frac{2\pi}{\omega_н}. \qquad (2)$$

4. Шаг разбиения Δ реализации принимаем равным

$$\Delta = \frac{2\pi}{5\omega_в}, \qquad (3)$$

где $\omega_в$ – высшая частота спектра.

5. Вычисление математического ожидания m_x и корреляционной функции $K_x(\tau)$ производится по формулам:

$$m_x = \frac{\sum_{\nu=0}^{N} x(\nu\Delta)}{N+1}, \qquad (4)$$

$$K_x(\tau) = \frac{1}{N-\mu+1} \sum_{\nu=0}^{N-\mu} [x(\nu\Delta) - m_x] \cdot [x(\nu\Delta + \mu\Delta) - m_x], \qquad (5)$$

где $\mu = 0, 1, 2, \ldots$;

$\nu = 0, 1, 2, \ldots$;

$\tau = \mu\Delta$.

Большой объем вычислений при статистической обработке реализаций случайных функций (нагрузок) приводит к необходимости применения цифровых вычислительных машин (ЭЦВМ). Однако память цифровых машин типа "Раздан-2" позволяет обрабатывать не более 1500 чисел, поэтому длительность реализации T применительно к указанной вычислительной машине определяется выражением

$$T = \Delta \cdot 1500 = \frac{600\pi}{\omega_в}. \qquad (6)$$

6. Полученные точки корреляционной функции нагрузки аппроксимируются совокупностью следующих выражений:

$$K(\tau) = De^{-\alpha\tau}\cos\beta\tau, \tag{7}$$

$$K(\tau) = De^{-\alpha\tau}, \tag{8}$$

которым соответствуют спектральные плотности

$$S(\omega) = \frac{D}{\pi}\left[\frac{\alpha}{\alpha^2+(\omega+\beta)^2} + \frac{\alpha}{\alpha^2+(\omega-\beta)^2}\right], \tag{9}$$

$$S(\omega) = \frac{2D}{\pi}\cdot\frac{\alpha}{\alpha^2+\omega^2}. \tag{10}$$

III. ОПРЕДЕЛЕНИЕ АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДА

В случае отсутствия экспериментальных данных можно рекомендовать для ориентировочного определения амплитудно-частотных характеристик элементов привода следующие формулы.

1. Для асинхронного двигателя (без учета многомассовости реальной системы привода)

$$\lambda(\omega) = \frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_{рез}^2}\right)^2 + \frac{\omega^2 T_м}{\omega_{рез}^2 T_э}}}, \tag{11}$$

где $\omega_{рез}$ – частота собственных колебаний электродвигателя:

$$\omega_{рез} = \frac{1}{\sqrt{T_э T_м}} = \sqrt{\frac{2M_{к.р}}{J}}, \tag{12}$$

где $T_э$ – электромагнитная постоянная времени привода;

$$T_э = \frac{1}{\omega_c S_к} , \qquad (13)$$

где $T_м$ – механическая постоянная времени привода;

$$T_м = \frac{\omega_c S_к J}{2 p M_к} \approx \frac{GD^2}{375} \frac{n_0 S_к}{2 M_к} , \qquad (14)$$

где $M_к$ – максимальный (опрокидной) момент электродвигателя;
$S_к$ – критическое скольжение;
n_0 – синхронная скорость вращения;
p – число пар полюсов двигателя;
J – сумма момента инерции ротора двигателя и приведенных моментов инерции элементов привода.

С учетом (13) и (14) получим

$$\lambda(\omega) = \frac{}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{рез}^2}\right)^2 + \frac{\omega^2 \omega_c^2 S_к^2}{\omega_{рез}^4}}} . \qquad (15)$$

В шахтных условиях $M_к$ и $S_к$ могут отличаться от паспортных данных. Корреляционный анализ момента двигателя позволяет определить фактическую частоту его собственных колебаний $\omega_{рез}$. Зная $\omega_{рез}$ из (12), определяем $M_к$:

$$M_к = \frac{\omega_{рез}^2 J}{2p} . \qquad (16)$$

Реальное критическое скольжение $S_к$ может быть определено из (I5) при условии, что $\omega = \omega_{рез}$:

$$S_к = \frac{\omega_{рез}}{\lambda(\omega_{рез})\,\omega_c}. \qquad (I7)$$

Считая с достаточной для инженерной практики точностью спектральную плотность случайной составляющей нагрузки на исполнительном органе комбайна в области частот $0—\omega_{рез}$ "белым шумом", определяем значение $S(\omega)_{вх}$ из выражения

$$S(\omega)_{вх} = \frac{S(\omega)_{вых}}{\lambda^2(\omega)}, \qquad (I8)$$

где $S(\omega)_{вых}$ – спектральная плотность момента двигателя;
$\lambda^2(\omega)$ – квадрат амплитудно-частотной характеристики двигателя.

Поскольку при $\omega = 0$ величина $\lambda^2(\omega)$ равна I, то, определив $S(\omega)_{вых}$ при $\omega = 0$, тем самым устанавливаем значение спектральной плотности $S(\omega)_{вх}$

$$S(\omega)_{вх} = S(0)_{вых}. \qquad (I9)$$

Из (I8) и (I9) определяется $\lambda(\omega_{рез})$.

$$\lambda(\omega_{рез}) = \sqrt{\frac{S(\omega_{рез})_{вых}}{S(0)_{вых}}}. \qquad (20)$$

2. Для элементов трансмиссии

$$\lambda(\omega) = \frac{1}{\sqrt{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_{рез}^2}\right)^2 + \frac{4n^2\omega^2}{\omega_{рез}^2}}}, \qquad (2I)$$

где $\omega_{рез}$ - частота собственных колебаний трансмиссии $\left(\omega_{рез}=\frac{2\pi}{T}\right)$;

T - период собственных колебаний трансмиссии $\left(T=\sqrt{\frac{J}{c}}\right)$;

J - момент инерции исполнительного органа;

c - жесткость трансмиссии;

n - декремент затухания колебаний в трансмиссии $\left(n=\xi\omega_{рез}\right)$;

ξ - коэффициент (для ориентировочных расчетов ξ принимается равным 0,2).

IУ. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СПЕКТРАЛЬНОЙ ПЛОТНОСТИ НАГРУЗКИ НА ИСПОЛНИТЕЛЬНОМ ОРГАНЕ

Спектральная плотность нагрузки на исполнительном органе определяется таким образом:

I. Строится график спектральной плотности нагрузки в электродвигателе или в трансмиссии $S(\omega)_{вых}$ согласно полученным результатам в разделе I.

2. Строится график квадрата амплитудно-частотной характеристики исследуемого элемента привода $\lambda^2(\omega)$ согласно изложенному в разделе П.

3. Ординаты графика спектральной плотности $S(\omega)_{вых}$ делятся на ординаты графика амплитудно-частотной характеристики $\lambda^2(\omega)$. В результате получаем график спектральной плотности нагрузки на исполнительном органе $S(\omega)_{вх}$.

Следует отметить, что достоверность полученного графика $S(\omega)_{вх}$ ограничивается областью частот $0-\omega_{рез}$. В связи с этим для определения параметров спектральной плотности следует придерживаться такого порядка.

I. В области достоверных значений спектральной плотности $S(\omega)_{вх}$ $(0\leq\omega\geqslant\omega_{рез})$ определяются величины спектральной плотности нагрузки при частотах ω_1 и ω_2 по формуле (9).

2. Определяется значение квадрата амплитудно-частотной характеристики исследуемого элемента при выбранных частотах ω_1 и ω_2 по формуле (II) или (2I).

3. Определяется спектральная плотность нагрузки на исполнительном органе при тех же частотах ω_1 и ω_2 (I8).

4. Находятся дисперсия нагрузки $D_{вх}$ и декремент затухания α корреляционной функции нагрузки на исполнительном органе из системы уравнений:

$$\begin{cases} S(\omega_1)_{вх} = \dfrac{2D_{вх}}{\pi} \cdot \dfrac{\alpha}{\alpha^2+\omega_1^2} \\ \\ S(\omega_2)_{вх} = \dfrac{2D_{вх}}{\pi} \cdot \dfrac{\alpha}{\alpha^2+\omega_2^2} \end{cases} \qquad (22)$$

5. Проверяется правильность найденных значений $D_{вх}$ и α путем определения дисперсии нагрузки в приводе по аналитическому выражению:

$$D_{вых} = D_{вх} \frac{\alpha T + 2\xi}{2\xi(1+2\alpha T\xi+\alpha^2T^2)}, \qquad (23)$$

где α – декремент затухания корреляционной функции нагрузки, действующей на исполнительный орган машины;

T – период собственных колебаний исследуемого элемента;

ξ – коэффициент, который принимается равным для элементов трансмиссии 0,2, для асинхронного двигателя –

$$\xi = \frac{\omega_c S_к}{2\omega_{рез}}.$$

Подставляя в (23) найденные величины $D_{вх}$ и α, вычисляем дисперсию нагрузки в приводе $D_{вых}$. Если определенная величина дисперсии $D_{вых}$ равна ранее полученной в результате корреляционного анализа, то расчет на этом кончается.

В случае расхождения вычисленного значения нагрузки в приводе $D_{вых}$ (23) с фактическим значением следует последовательно менять дисперсию $D_{вх}$ в ту или иную сторону от полученной (значение α определяется из выражения $\frac{2D_{вх}}{\pi\alpha} = S(0)_{вх}$), пока вычисленное по этим выбранным $D_{вх}$ и α значение $D_{вых}$ (23) не совпадает с фактическим. Эти величины $D_{вх}$ и α принимаются за исходные параметры спектральной плотности нагрузки на исполнительном органе комбайна.

Приведенные выше рекомендации по определению нагрузки на исполнительном органе выемочной машины относятся к однорядной эквивалентной схеме. При разветвленных системах привода следует руководствоваться следующим.

Поскольку в работе в общем случае может находиться n исполнительных органов, то элементы привода испытывают n возмущающих воздействий.

Вероятностные характеристики суммарной нагрузки равны

$$m = \sum_{i=1}^{n} m_i \ ,$$

$$D = \sum_{i=1}^{n} D_i \ , \qquad (24)$$

$$K(\tau) = \sum_{i=1}^{n} K_i(\tau) \ ,$$

где m_i – математическое ожидание нагрузки, действующей на i-й исполнительный орган;

D_i – дисперсия нагрузки, действующей на i-й исполнительный орган;

$K_i(\tau)$ – корреляционная функция нагрузки, действующей на i-й исполнительный орган.

По этому для определения параметров спектральной плотности нагрузки на i-ом исполнительном органе необходимо знать соотношение величин дисперсий и математических ожиданий нагрузок на всех исполнительных органах. Это соотношение ориентировочно устанавливается, исходя из того что величины среднеквадратичного отклонения σ и математического ожидания m сил сопротивлений разрушению исполнительным органом в первом приближении прямо пропорциональны сечениям снимаемых стружек.

Определив величину дисперсии $D_{вых\,i}$, приходящуюся на общую дисперсию от i-го исполнительного органа, и зная амплитудно-частотную характеристику электродвигателя, находим параметры спектральной плотности нагрузки $D_{вх\,i}$ и α_i. Например, выемочная машина имеет два исполнительных органа, у которых соотношение

среднеквадратичных отклонений нагрузок равно I:2, а суммарная дисперсия нагрузок равна I00 $(кГм)^2$

$$S(\omega)_{вых} = \frac{100}{\pi}\left[\frac{\alpha}{\alpha^2+(\omega+\beta)^2} + \frac{\alpha}{\alpha^2+(\omega-\beta)^2}\right].$$

В соответствии с вышесказанным определяем величины дисперсий нагрузок от каждого исполнительного органа. С этой целью решаем совместно два уравнения:

$$\begin{cases} D_{вых_1} + D_{вых_2} = D_{вых} = 100, \\ \dfrac{\sigma_{вых_1}}{\sigma_{вых_2}} = \dfrac{\sqrt{D_{вых_1}}}{\sqrt{D_{вых_2}}} = \dfrac{1}{2}, \end{cases} \qquad (25)$$

откуда $D_{вых_1} = 20\ (кГм)^2$, $D_{вых_2} = 80\ (кГм)^2$. Следовательно, исходным выражением для определения спектральной плотности нагрузки на I-ом исполнительном органе будет:

$$S(\omega)_{вых_1} = \frac{20}{\pi}\left[\frac{\alpha}{\alpha^2+(\omega+\beta)^2} + \frac{\alpha}{\alpha^2+(\omega-\beta)^2}\right].$$

Возможен и другой метод определения нагрузок на исполнительном органе и в приводе выемочной машины. Как показали исследования, можно с достаточной для инженерной практики точностью считать спектральную плотность нагрузки, действующей на исполнительный орган, постоянной величиной в пределах частот нагрузки, проходящих в систему привода. В этом случае необходимо определить так называемую эффективную полосу пропускания $\omega_{эф}$ элементов привода, равную

$$\omega_{эф} = \int_0^\infty \lambda^2(\omega)\, d\omega, \qquad (26)$$

где $\lambda(\omega)$- амплитудно-частотная характеристика рассматриваемого элемента привода.

Для элементов трансмиссии

$$\omega_{эф} = \int_0^{\infty} \frac{d\omega}{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_{рез}^2}\right)+\frac{0{,}16\omega^2}{\omega_{рез}^2}} = \frac{\pi\omega_{рез}}{0{,}8}. \qquad (27)$$

Для асинхронного электродвигателя

$$\omega_{эф} = \int_0^{\infty} \frac{d\omega}{\left(1-\frac{\omega^2}{\omega_{рез}^2}\right)+\frac{\omega^2\omega_c^2 S_к^2}{\omega_{рез}^4}} = \frac{\pi\omega_{рез}^2}{\omega_c S_к}. \qquad (28)$$

При постоянной величине спектральной плотности $S(\omega)_{вх}=N$ в соответствии с (I8) спектральная плотность нагрузки в приводе равна

$$S(\omega)_{вых} = N\lambda^2(\omega), \qquad (29)$$

а дисперсия нагрузки $D_{вых}$ определяется из следующего выражения:

$$D_{вых} = \int_0^{\infty} S(\omega)_{вых}\, d\omega. \qquad (30)$$

Подставляя в (30) выражение (29) и учитывая (26), получим:

$$D_{вых} = N\omega_{эф}. \qquad (31)$$

Следовательно, дисперсия нагрузки в любом элементе привода равна произведению спектральной плотности нагрузки на исполнительном органе на эффективную полосу пропускания исследуемого элемента. Это позволяет достаточно просто вычислять спектральную плотность нагрузки на исполнительном органе, зная величину дисперсии $\mathcal{D}_{вых}$. Из формулы (31) имеем

$$N = \frac{\mathcal{D}_{вых}}{\omega_{эф}} \qquad (32)$$

Математическое ожидание нагрузки на исполнительном органе $m_{вх}$ находится из выражения

$$m_{вх} = m_{вых}\, i\, \eta\,, \qquad (33)$$

где $m_{вых}$ – математическое ожидание нагрузки, определенное в результате статистической обработки осциллограммы момента двигателя;

i – передаточное число между двигателем и исполнительным органом;

η – к.п.д. системы.

У. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВЕРОЯТНОСТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК НАГРУЗОК В ЭЛЕМЕНТАХ ПРИВОДА ВЫЕМОЧНЫХ МАШИН

Величина дисперсии в интересующем элементе привода определяется согласно (23). Для этого требуется знание $\mathcal{D}_{вх}$ и α корреляционной функции нагрузки на исполнительном органе, вычисленных в разделе IУ, и периода собственных колебаний T этого элемента, определяемого согласно данных в разделе Ш. Возможно определение дисперсии нагрузки в элементе привода непосредственно через спектральную плотность нагрузки в двигателе и взаимно-частотную характеристику между двигателем и трансмиссией. Величина математического ожидания в том же элементе привода находится из соотношения аналогичного (33). Конечной целью расчета является построение диаграммы плотности распределения нагрузки.

Если разрушаемый исполнительным органом массив угля имеет включения, то необходимо отдельно рассматривать воздействия од-

нородной части массива и его включений, а затем суммировать полученные в результате этих воздействий распределения нагрузок в данном элементе привода, применив принцип суперпозиции. Количество и крепость включений отражаются на коэффициенте асимметрии S и эксцессе E плотности распределения результирующей нагрузки $W(x)$ в данном элементе привода и могут быть учтены по экспериментальным материалам

$$S = \frac{M[(x-m_x)^3]}{\sigma_x^3}, \tag{34}$$

$$E = \frac{M[(x-m_x)^4]}{\sigma_x^4} - 3. \tag{35}$$

Вследствие линейности характеристик привод выемочной машины нормализует плотность распределения нагрузок в элементах привода по сравнению с плотностью распределения нагрузок на исполнительном органе. Это позволяет считать, что нагрузки в элементах привода имеют близкий к нормальному закон распределения, которому соответствует плотность распределения:

$$W(x) = \frac{1}{\sigma_x \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-m_x)^2}{2\sigma_x^2}}, \tag{36}$$

где σ - среднеквадратичное отклонение нагрузки;
m_x - математическое ожидание нагрузки.

Основным требованием к записывающей аппаратуре следует считать обеспечение неискаженной записи всего спектра частот действующих нагрузок в исследуемых элементах горной машины.

Корреляционный анализ нагрузок в приводе выемочных машин показывает, что случайные составляющие нагрузок состоят из двух групп слагаемых - высокочастотных и низкочастотных.

Высокочастотные слагаемые (свыше 0,5 колебания на I метре траектории) определяются микроструктурой разрушаемых горных пород и физикой процесса разрушения. Их корреляционные функции выражаются формулой $K(\tau) = De^{-\alpha\tau}\cos\beta\tau$.

Низкочастотные слагаемые определяются макроструктурой разрушаемых горных пород и могут быть выявлены лишь при изучении нагрузок в течение длительного времени (нескольких часов). Их корреляционные функции имеют вид: $K(\tau) = De^{-\alpha\tau}$.

Запись мгновенной активной мощности двигателя выемочных машин с помощью преобразователя мощности на эффекте Холла практически осуществима в настоящее время лишь в течение 2-3 мин. по техническим причинам (во-первых, при записи мощности даже в течение I часа потребовалось бы 360 м осциллографической ленты, во-вторых, вычислительные машины могут обрабатывать осциллограммы мощности, записанные с помощью преобразователя мощности за время, не превышающее I мин.). Для выявления низкочастотных составляющих нагрузок, связанных, в первую очередь, с неоднородностью свойств горных пород по длине забоя, необходима запись мощности самопишущими киловаттметрами в течение 4-8 час. Следует отметить, что киловаттметр, будучи инерционным прибором, позволяет записывать нагрузки с частотой не свыше 0,I - 0,3 гц. Для выявления всего спектра нагрузок наряду с длительной записью мощности киловаттметром следует периодически осциллографировать мгновенную мощность с помощью преобразователя мощности на эффекте Холла.

Осциллографирование мощности двигателя и электротензометрирование нагрузок в трансмиссии ряда выемочных машин (К10I, ГК52М, БК10I, БКТ, ШБМ-2, ПК-8, ПК-10 и др.) показали, что из всего спектра нагрузок, действующего на исполнительный орган (примерно 0-300 гц), в привод трансформируются нагрузки с частотой, не превышающей 30-35 гц.

Экспериментальное определение амплитудно-частотных характеристик привода вымочных машин может быть осуществлено с помощью специального вибратора или методом свободных колебаний в стендовых условиях. Однако выявление всего спектра действующих нагрузок позволяет определять амплитудно-частотные характеристики по шахтным осциллограммам мгновенных значений нагрузок в двигателе или в трансмиссии. Для этого после аппроксимации графика корреляционной функции нагрузки, полученного в результате обработки соответствующей осциллограммы, выражением

$$K(\tau) = \sum_{i=1}^{n} D_i e^{-\alpha_i \tau} \cos \beta_i \tau + \sum_{j=1}^{m} D_j e^{-\alpha_j \tau} + \sum_{k=1}^{k} D_k \cos \beta_k \tau$$

выделяем из него первое слагаемое, соответствующее высокочастотным составляющим спектра нагрузок, и отбрасываем слагаемые, соответствующие низкочастотным и периодическим (неслучайным) составляющим. Затем определяем спектральную плотность высокочастотных составляющих $S(\omega)$ и ее значение при нулевой частоте $S(\omega_0)$. Наконец, считая случайные составляющие нагрузок на исполнительном органе "белым шумом" в диапазоне частот I–35 гц, определяем квадрат амплитудно-частотной характеристики рассматриваемого элемента привода путем деления спектральной плотности $S(\omega)$ на ее значение при $\omega = 0$.

Амплитудно-частотная характеристика привода между двигателем и трансмиссией может быть получена по результатам электротензометрирования нагрузок в трансмиссии и осциллографирования мгновенной мощности двигателя по формуле

$$\lambda(\omega) = \sqrt{\frac{S(\omega)_{дв}}{S(\omega)_{тр}}}$$

Л И Т Е Р А Т У Р А

I. Докукин А. В., Красников Ю. Д. Экспериментальное исследование нагрузки на исполнительном органе горных машин. Изд. ИГД им. А.А.Скочинского, I966.

2. Докукин А. В., Красников Ю. Д., Хургин З.Я. Определение расчетных нагрузок в элементах привода по нагрузкам на исполнительном органе. Краткий научный отчет. Изд. ИГД им.А.А.Скочинского, I966.

3. Докукин А. В., Красников Ю. Д., Хургин З.Я., Шмарьян Е. М. Аналитические основы расчета выемочных машин."Наука", I966.

4. Докукин А. В., Красников Ю. Д., Шмарьян Е.М. Динамические усилия в приводе исполнительного органа проходческого комбайна. ЦНИИТЭИ угля "Горные машины и автоматика", № II, I966.

5. Красников Ю. Д., Шмарьян Е. М. Применение методов теории случайных функций для исследования динамики проходческого комбайна. ЦНИИТЭИугля "Горные машины и автоматика" № 2, I966.

6. Красников Ю. Д., Шмарьян Е. М. Определение нагрузок на исполнительный орган проходческой машины непрерывного действия. ЦНИИТЭИугля "Горные машины и автоматика", № 3, I966.

7. Красников Ю. Д. Формирование нагрузок в приводе выемочных машин. Известия вузов, "Горный журнал", № 5, I965.

8. Глатман Л. Б., Красников Ю. Д., Шмарьян Е.М. Характер корреляционных функций усилий при разрушении пород штыревыми шарошками.ЦНИИТЭИугля "Проектирование и строительство угольных предприятий", № 8, I966.

9. Глатман Л. Б., Красников Ю. Д., Шмарьян Е.М. Применение методов теории случайных функций для изучения процесса разрушения горных пород шарошечным инструментом. "Наука", I966.

I0. Шмарьян Е. М. О применении методов теории вероятностей к определению величины и характера нагрузок на исполнительный орган проходческого комбайна. ЦНИИТЭИугля "Проектирование и строительство угольных предприятий", № II, I965.

II. Шмарьян Е. М. Исследование динамических процессов в приводе исполнительного органа проходческого комбайна. "Материалы IУ конференции молодых ученых". Сборник П. Изд. ИГД им. А.А.Скочинского, I966.

I2. Красников Ю. Д., Шмарьян Е. М. Экспериментальное определение усилий в приводе комбайна ШБМ-2. "Угольное и горнорудное машиностроение", НИИинформтяжмаш, 2-67-9.

I3. П е т у х о в Н. Н., Ч е р е м н ы х М. И., Ш м а р ь я н Е. М. Исследование характера взаимодействия рабочего органа горнопроходческих машин с породным забоем.ЦНИИТЭИугля "Проектирование и строительство угольных предприятий", № 4, I966.

I4. К р а с н и к о в Ю. Д., М а с о в и ч Ф. З., Х а й к и н М.Я., Х у р г и н З. Я. "Тензометрические исследования комбайна КIOI. "Угольное и горнорудное машиностроение", НИИинформтяжмаш, 2-67-9.

I5. К р а с н и к о в Ю. Д., Х а й к и н М. Я. Корреляционный и спектральный анализ нагрузок в приводе выемочных комбайнов. НИИинформтяжмаш, 2-67-9.

gost.e-ecolog.ru