

6
A-61
Министерство высшего и среднего специального образования СССР

МОСКОВСКИЙ
ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ ГОРНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Инженер Б. А. БАРИНГОЛЬЦ

+

И С С Л Е Д О В А Н И Е
ДИНАМИКИ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ МОЩНЫХ
РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ В РАБОЧИХ РЕЖИМАХ
С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ПРИВОДА И ЗАБОЯ

(НА ПРИМЕРЕ ЭКСКАВАТОРА ЭРШРД - 5000)

Специальность — 05.172. Горные машины

Автореферат
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

МОСКВА — 1971

15

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО
ОБРАЗОВАНИЯ СССР

МОСКОВСКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ГОРНЫЙ ИНСТИТУТ

На правах рукописи

Инженер Б. А. БАРИНГОЛЫЦ

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ МОЩНЫХ
РОТОРНЫХ ЭКСКАВАТОРОВ В РАБОЧИХ РЕЖИМАХ С УЧЕТОМ
ВЛИЯНИЯ ПРИВОДА И ЗАБОЯ

/на примере экскаватора ЭРШРД-5000/

Специальность № 05.172 - "Горные машины"

А в т о р е ф е р а т

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Москва
1971



Работа выполнена в Государственном научно-исследовательском и проектном институте Министерства угольной промышленности СССР "УкрНИИпроект" (г. Киев).

Научный руководитель: кандидат технических наук, старший научный сотрудник В. В. ГУЖОВСКИЙ.

Научный консультант: кандидат технических наук, доцент Р. Ю. ПОДЭРНИ.

Официальные оппоненты: доктор технических наук, профессор В. М. ОСЕЦКИЙ
кандидат технических наук
Л. В. ГУЛЬКО.

Ведущее предприятие: Новокураматорский ордена Ленина машиностроительный завод им. В. И. Ленина.

Автореферат разослан 12/IV 1971 г.

Защита диссертации состоится 12/IV 1971 г.

на заседании Совета горно-механического факультета Московского Горного Института.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке института.

Отзыв просим направлять в двух экземплярах по адресу:

Москва, М-49, Ленинский проспект 6, МГИ.

Ученый секретарь Совета МГИ
профессор

М. М. ШЕМАХАНОВ

В последние годы в СССР, в соответствии с директивными постановлениями Партии и Правительства, интенсивно осваиваются топливно-энергетические ресурсы восточных районов страны. Добыча угля на крупных карьерах Казахстана и Восточной Сибири в настоящее время производится наиболее эффективным открытым способом отечественными и зарубежными роторными комплексами средней производительности (до 1000-1500 м³/час). Дальнейшее развитие техники открытых разработок угля предусматривает использование мощных роторных добычных экскаваторов отечественного производства производительностью 5000 м³/час. Первый экземпляр такой машины - ЭРШРД-5000 конструкции и изготовления НКМЗ, предназначенный для работы в сложных горногеологических условиях Экибастузского угольного карьера, в настоящее время монтируется на разрезе.

При разработке роторными экскаваторами крепких углей с пропластками пород уровень динамичности основных несущих узлов металлоконструкции значительно повышается (по сравнению с вскрышными машинами), что приводит к прочностным и усталостным повреждениям конструкции и потере производительности.

Основное внимание в работе уделено исследованию характера распределения динамических нагрузок по элементам конструкции, определению величин динамических напряжений, анализу взаимодействия металлоконструкции экскаватора с системой автоматизированного привода поворота и с забоем при резании углей.

В результате исследования разработана и доведена до практического использования методика комплексного расчета механических и электромеханических систем мощных роторных экскаваторов в рабочих режимах, основанная на использовании ЭЦВМ, а также даны рекомендации по их проектированию и эксплуатации.

В обзоре литературы по теме диссертации и в других разделах использованы научно-теоретические работы советских ученых - академика АН СССР Н.В.Мельникова; чл.корр.АН СССР А.О.Спиваковского, чл.корр. АН СССР В.В.Ржевского, докторов технических наук А.И.Берона, Д.П.Волкова, Ю.А.Ветрова, Н.Г.Домбровского, А.В.Докукина, В.Л.Иносова, Ю.Д.Красникова, А.С.Красникова, В.П.Ломакина, В.М.Осецкого, В.И.Солода, **С.А.Панкратова**, Р.И.Тедера, Д.И.Федорова, А.М.Холодова, кандидатов технических наук В.М.Владимирова, Л.В.Гулько, В.В.Гужовского, Р.Ю.Подэрни, В.А.Черкасова, В.Ю.Чудновского, А.И.Шендерова и других, а также экспериментальные исследования МГИ, УкрНИИпроекта, МИСИ, КИСИ, УПИ, Университета дружбы народов, НКМЗ, Донецкого машиностроительного завода и других организаций.

Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав и общих выводов с рекомендациями, изложена на 151 странице машинописного текста и содержит 54 рисунка и 38 таблиц.

В первой главе выполнен обзор основных теоретических и экспериментальных работ по исследованию динамики металлоконструкций роторных экскаваторов, произведен их анализ и определены основные задачи исследования.

Проведенный анализ показывает следующее:

1. Процесс формирования нагрузки на рабочем органе в динамике в значительной мере определяется колебательными процессами в собственно металлоконструкции экскаватора и системе его электроприводов.

2. Существующие методики исследований и расчета металлоконструкций роторных экскаваторов используют, в большинстве, дискретные 2-5 массовые модели и основаны на обобщенных оценках динамических свойств реальной конструкции. Исследование и расчет дина-

мики металлоконструкций добычных роторных экскаваторов, предназначенных для разработки крепких углей с высокими удельными усилиями копания и испытывающих интенсивное динамическое нагружение, требуют уточнения существующих расчетных методов с целью проведения детализированного анализа распределения нагрузки по элементам конструкции.

3. Вопросы взаимодействия несущих металлоконструкций роторных экскаваторов с автоматизированными электроприводами в рабочих режимах представляют большой практический интерес, однако изучены недостаточно. В связи с этим в полной мере еще не используются демпфирующие возможности электроприводов для снижения величин динамических перемещений и усилий в металлоконструкции.

4. Характеристики процесса резания в динамике, используемые в исследованиях, являются сугубо приближенными. Они получены из усредненных, а не мгновенных значений величины удельного усилия копания, не учитывают весьма важного параметра, каким является частота (в общем случае спектр частот) колебаний режущего органа в забое, что приводит к существенному искажению окончательных результатов исследований.

Исходя из этого, в диссертации поставлены следующие задачи:

1. Разработка (в развитие выполненных исследований) метода динамического расчета металлоконструкции роторных экскаваторов, как механических систем нерегулярной геометрической структуры с распределенными и сосредоточенными параметрами, на основе использования современных вычислительных методов и средств (ЭЦВМ).

2. Получение расчетных зависимостей и соответствующих алгоритмов, позволяющих учесть влияние параметров автоматизированного электропривода на динамику несущих металлоконструкций.

3. Определение в первом приближении (на основании экспе-

риментально-теоретических исследований) влияния динамики процессов стружко- и силообразования на величину перемещений и усилий в металлоконструкции добычного роторного экскаватора.

Поставленные задачи направлены на решение вопросов по определению величин динамических усилий в основных узлах металлоконструкции с учетом ее различных конструктивных особенностей, рациональному выбору жесткостных, геометрических и инерционных параметров динамической системы, более полному использованию регулировочных возможностей привода для снижения величин наибольших динамических перемещений основных несущих узлов и рабочего органа экскаватора.

Во второй главе изложена методика исследования динамики металлоконструкции, как нерегулярной, в общем случае статически неопределимой системы с распределенными и сосредоточенными параметрами; для объекта исследования - роторного экскаватора ЭРШРД-5000 определены частоты и формы собственных колебаний в вертикальной и горизонтальной плоскостях, получены величины динамических коэффициентов в резонансных (околорезонансных) и вне резонансных режимах работы, построены амплитудно-фазовые частотные характеристики динамической системы, исследовано влияние различных конструктивных параметров на величины динамических перемещений и усилий металлоконструкции.

В основу методики исследования положены уравнения Лагранжа II рода и уравнения метода деформаций. В качестве независимых обобщенных координат q_1, q_2, \dots, q_n выбраны линейные и угловые перемещения узлов металлоконструкции (рис. I). Динамические перемещения $V(s, t)$ произвольного узла упругой системы аппроксимированы системой функций

$$V(s, t) = \sum_{k=1}^n q_k \varphi_k(s),$$

где $\varphi_k(s)$ - функция метода деформаций, характеризующая перемещение точки S элемента конструкции при единичной вариации $\delta q_k = 1$ обобщенной координаты q_k .

Учет демпфирующих сил произведен в комплексной форме (I), позволяющей с достаточной степенью точности выразить диссипативные потери разнообразной природы.

$$E^* = E \left(1 + \frac{i\delta}{\pi} \right), \quad (I)$$

где E - модуль упругости материала конструкции;
 i - мнимая единица, отражающая фазовый сдвиг сил неупругого сопротивления на угол $\frac{\pi}{2}$;
 δ - логарифмический декремент.

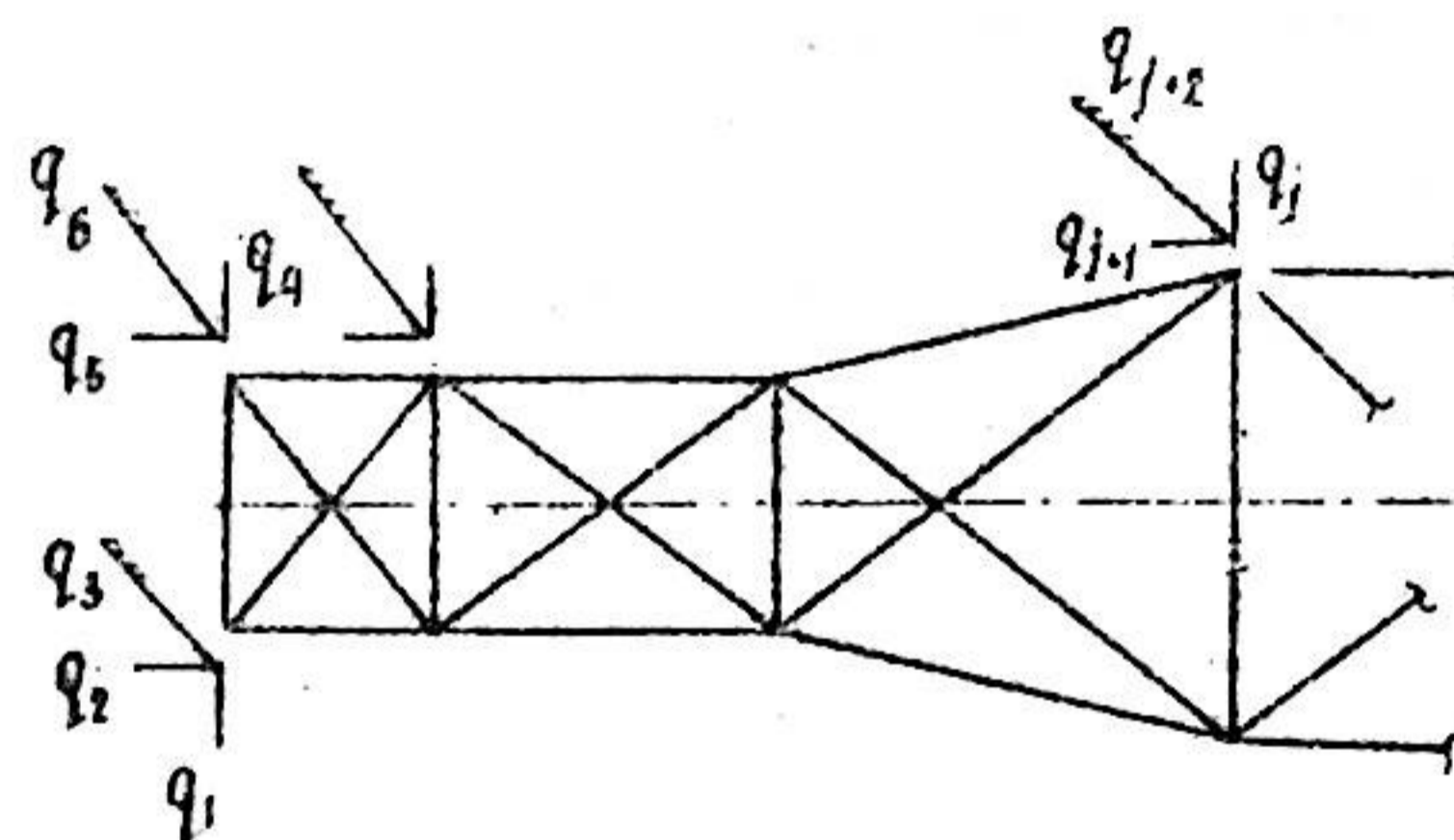


Рис. I. Обобщенные координаты металлоконструкции.

$q_1, q_2, q_4, q_5, \dots$ - линейные перемещения узлов;
 q_3, q_6, \dots - угловые перемещения узлов.

Таким образом, динамика металлоконструкции описана матричным уравнением:

$$(A + iA_1 - \omega^2 B)(\bar{V}_q + i\bar{V}_{MH}) = \bar{P}_q + i\bar{P}_{MH}, \quad (2)$$

где A - матрицы упругих и инерционных реакций;
 A_1 - матрица реакций рассеивания;

\bar{P}_q } - действительные и мнимые части комплексной внешней силы;
 $\bar{P}_{\text{вн}}$ }
 \bar{V}_q } - действительные и мнимые части комплексного вектора пе-
 $\bar{V}_{\text{вн}}$ } ремещений ;

ω - круговая частота колебаний .

Процедура составления матриц A , A_1 , B и решения уравнения (2) полностью автоматизирована и производится на ЭЦВМ "Минск-22" по специально составленным программам при общем числе обобщенных координат $n \leq 120$.

Уравнение (2) дает возможность детально, с учетом специфических особенностей конструкции, проанализировать ее динамику, повысить точность расчетов, эффективно использовать вычислительные средства.

Решением уравнения (2) при нулевой правой части определены резонансные частоты колебаний в вертикальной и горизонтальной плоскостях (см. таблицу), получены формы деформаций металлоконструкции и вскрыто ряд особенностей ее деформирования. Так, например, установлена возможность концентрации большей части энергии колебаний в отдельных укрупненных элементах - стреле ротора, консоли противовеса как на низшей частоте, так и на обертонах, что является следствием сильного проявления парциальных частот в спектре собственных колебаний. Показано, что повышение существующей жесткости некоторых элементов конструкции - квантовой подвески роторной стрелы, гибких элементов надстройки фактически не изменяют частотного спектра, в то время как другие элементы динамической системы - опорное основание, ходовое устройство и, в особенности, нижняя рама активно участвуют в его формировании, изменяя, главным образом, низшую резонансную частоту спектра (до 50% при колебаниях конструкции в вертикальной плоскости)

Таблица

Вид колебаний	Резонансные частоты ^{x)} (рад / сек)				
	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4	ω_5
Вертикальная плоскость	4,09	7,49	10,40	19,10	25,20
Горизонтальная плоскость	2,49	6,57	12,00	14,68	33,24

x) Определение, в случае необходимости, более высоких частот затруднений не представляет .

При исследовании режима вынужденных колебаний суммарная реактивная нагрузка на роторе R , в соответствии с физическими условиями ее формирования, представлена в виде:

$$R = R_1 + R_2 + R_3, \quad (3)$$

где R_1 - первичная динамическая составляющая реактивного воздействия ;

R_2 - вторичная динамическая реактивная составляющая ;

R_3 - статическая реактивная составляющая .

Группа сил R_1 является функцией времени, содержит случайную и детерминированную составляющие, обусловленные периодическим входом-выходом ковша, биением ротора и сколами породы, определяется кинематикой процесса резания, зависит от установочных параметров технологического процесса и вида разрабатываемого массива. В связи с этим усилие R_1 можно рассматривать как внешний случайный или детерминированный возмущающий фактор.

Группа сил R_2 возникает в результате существующих обратных связей между забоем и конструкцией, является внутренним силовым фактором, а в математическом плане представляет функцию координат и их производных. Подробно влияние составляющей R_2 на величины

усилий и перемещений несущих элементов металлоконструкции рассматривается в главе 4.

Статическая реактивная составляющая R_3 при исследовании динамики экскаватора не учитывается.

Равнодействующая реактивного усилия R_1 содержит три ортогональные составляющие, определение которых произведено на основе имеющихся экспериментально-теоретических зависимостей резания крепких углей.

Исследование вынужденных колебаний несущих узлов металлоконструкции, находящейся под воздействием реактивного усилия R_1 , выполнено для рабочего режима колебаний, преобладающими частотами которого являются частоты радиально-торцевого биения ротора и входа ковшей, и в режиме резонансных (околорезонансных) колебаний, возможность возникновения которых, вследствие широкого спектра внешнего нагружения, исключить нельзя. Используемые величины логарифмических декрементов получены в результате обобщения экспериментальных исследований роторных экскаваторов и отвалообразователей.

Показано, что динамические перемещения ротора в вертикальной плоскости и в плане в ряде реальных рабочих режимов соизмеримы с размерами стружки и существенно изменяют площадь и другие установочные параметры технологического процесса.

Величины добавочных динамических усилий в произвольных элементах металлоконструкции выражены в долях от статических усилий с помощью коэффициента динамичности

$$K_{q,j} = 1 + \frac{S_{q,j}}{S_{ст,j}}, \quad |$$

где $S_{q,j}$ — амплитудное значение обобщенного усилия (продольной силы, изгибающего момента, поперечной силы) в сечении элемента "j" от динамического нагружения.

$S_{ст,j}$ — то же в элементе "j" от статического нагружения.

Установлено, что распределение динамических нагрузок в элементах металлоконструкции существенно различно ($K_q = 1,02 \pm 2,70$) и расчет резонансных режимов не следует ограничивать лишь первой (низшей) формой собственных колебаний, как это часто полагают. Так, например, величины динамических коэффициентов K_q в поясах стрелы ротора при колебаниях экскаватора в вертикальной плоскости по II форме превосходят соответствующие значения K_q при колебаниях по I форме на $8 \pm 12\%$, а в элементах консоли противовеса резонансные усилия по II форме являются преобладающими.

Решение уравнения (2) при изменении частоты гармонического возмущения дает возможность построить амплитудно-фазовую частотную характеристику (АФЧХ) металлоконструкции экскаватора по произвольной обобщенной координате q_j . Использование АФЧХ в исследовании динамики роторных экскаваторов позволяет просто оценить важные динамические свойства металлоконструкции — ее фильтрующие возможности, закономерности распределения амплитуд по частотам пульсаций, фазовые взаимосвязи различных координат и, как показано далее, упростить и сделать легко обозримым математическое описание сложных колебательных систем, какими являются "металлоконструкция — электропривод", "металлоконструкция — электропривод — забой", сосредоточив основное внимание на физической стороне вопроса.

В процессе создания новых или модернизации существующих роторных экскаваторов возникает необходимость изменения тех или иных конструктивных параметров металлоконструкции с целью снижения динамических нагрузок в элементах. Выполненные в этом

направлении исследования металлоконструкции экскаватора ЭРШРД-5000 показали следующее.

Жесткость изгибаемых опорных элементов нижней рамы в значительной мере определяет величину динамических перемещений ротора. Снижение резонансных амплитуд колебаний ротора в вертикальной плоскости на 18-20 % можно достичь повышением жесткости этих элементов на 40-50 %.

Опорное основание машины в виде плотной глины, песка грауелистого, угля нарушенной структуры, испытывая упруго-пластические деформации под опорной поверхностью ходового устройства, изменяют параметры АФЧХ экскаватора на 10-20 %. Алевролит, аргиллит, песчанник и другие горные породы с модулем деформации $E \geq 2000 \frac{\text{Дан}}{\text{см}^2}$ практически не изменяют АФЧХ.

Изменение общей компоновки геометрической схемы стрелы в пределах исходных генеральных ее размеров путем перехода в плане на полигональное очертание снижает динамические напряжения наиболее нагруженных ее элементов при резонансных колебаниях в плоскости поворота на ~ 20 %. Развитие только корневого сечения стрелы ротора оказывает локальное воздействие на металлоконструкцию и не является достаточно эффективным.

Повышение жесткости металлоконструкции консоли противовеса в вертикальной плоскости с помощью постановки шарнирной решетки взамен двух жестких стоек уменьшает амплитуды резонансных усилий в наиболее нагруженных ее элементах до ~ 40 %.

В третьей главе исследовано влияние динамических процессов в системе автоматизированного электропривода поворота в рабочих режимах на динамику несущих металлоконструкций экскаватора в плоскости наименьшей жесткости (горизонтальная плоскость). На основе частотного метода получены качественные и количествен-

ные оценки влияния электромеханических параметров привода на динамические перемещения (усилия) металлоконструкции. Даны практические рекомендации по снижению амплитуд колебаний металлоконструкции.

Электропривод поворота роторных экскаваторов является сложной многоконтурной системой, испытывающей интенсивное динамическое нагружение. В результате в приводе возникают существенные колебания тока якорной цепи, скорости вращения якорей, напряжения двигателей. В свою очередь, динамические процессы привода оказывают воздействие на металлоконструкцию, изменяя ее АФЧХ. Для анализа такого процесса составлена система совместных дифференциальных уравнений динамики металлоконструкций и привода, решение которой вскрывает существующие между ними связи. В структурной форме такая взаимосвязь показана на рис.2.

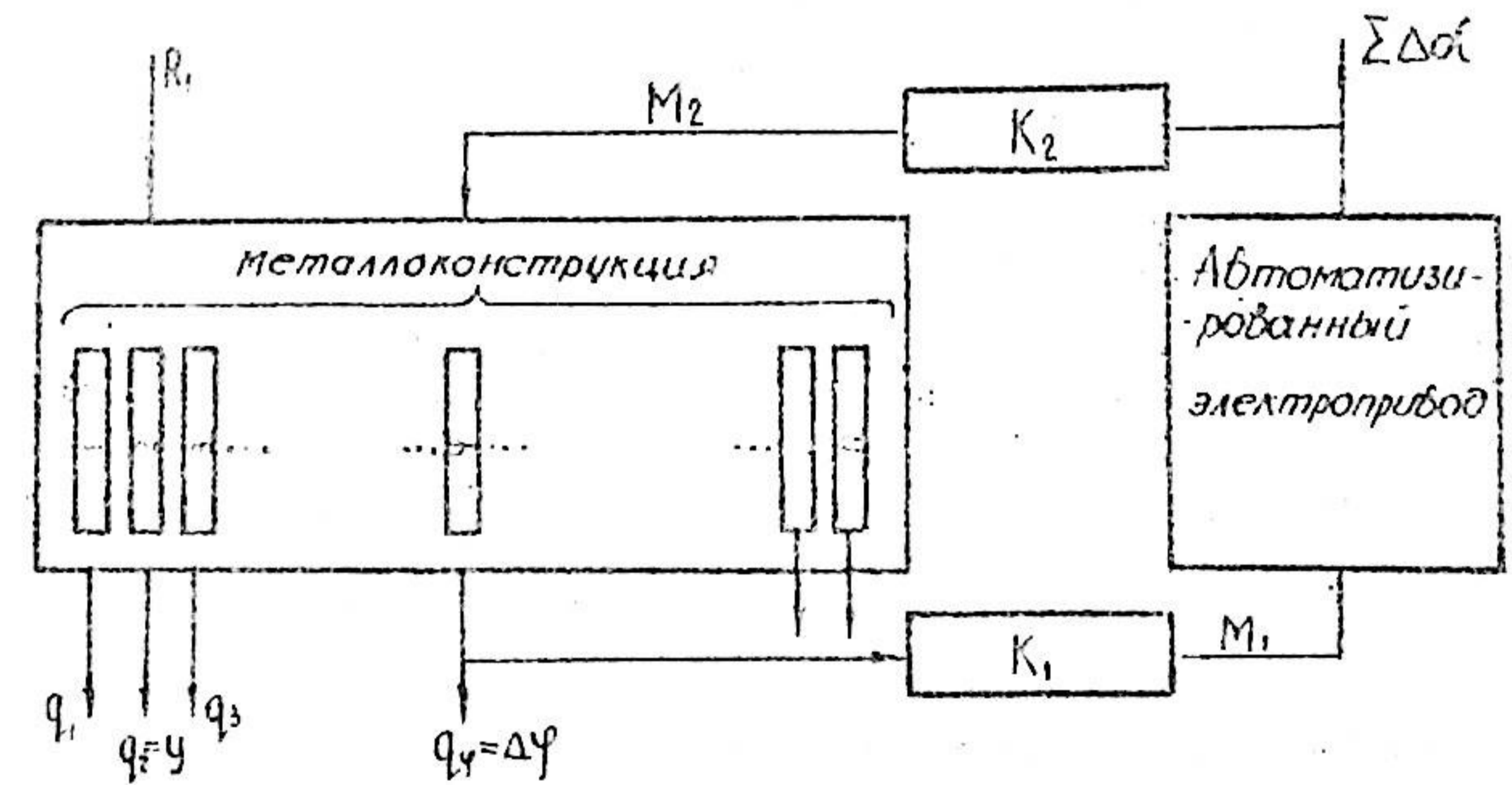


Рис.2. Структурная схема динамической системы "металлоконструкция-электропривод"

- $q_1, \dots, q_1, \dots, q_n$ - обобщенные координаты ;
- y - динамическое линейное перемещение ротора ;
- $\Sigma \Delta \alpha$ - приращение углов поворота валов двигателей ;
- $\Delta \varphi$ - динамическое угловое перемещение поворотной платформы ;
- K_1, K_2 - постоянные коэффициенты ;
- M_1, M_2 - нагрузочные моменты на привод и поворотную платформу ;
- R_1 - первичное реактивное динамическое воздействие на ротор ;

В терминах частотного анализа динамика установившихся режимов электромеханической системы (ЭМС) "металлоконструкция-электропривод" описана следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} q_j &= R_1 W_{2-j} + K_2 \sum \Delta \alpha W_{\varphi-j} \\ q_\varphi &= R_1 W_{2-\varphi} + K_2 \sum \Delta \alpha W_{\varphi-\varphi} \end{aligned} \right\} j \neq \varphi \quad (4)$$

$$\sum \Delta \alpha = \Delta \varphi W_3 \quad (5)$$

где $W_{2-j}, W_{\varphi-j}, W_{2-\varphi}, W_{\varphi-\varphi}$ - динамические характеристики (ДФЧХ) металлоконструкции, имеющие следующий физический смысл:

W_{2-j}, W_{2-j} - ДФЧХ металлоконструкции по обобщенным координатам q_j, q_j при действии возмущения по направлению q_2 ;

$W_{\varphi-\varphi}, W_{\varphi-j}$ - ДФЧХ металлоконструкции по обобщенным координатам q_φ, q_j при действии возмущения по направлению q_φ ;

W_3 - динамическая характеристика (ДФЧХ) многодвигательного привода с системой управления^{х)}.

Совместное решение уравнений (4), (5) приводит к выражению:

$$\frac{q_j}{R_1} = W_{2-j} \cdot K_{w,j} \quad (6)$$

где
$$K_{w,j} = 1 + \frac{K_2 W_{2-\varphi} W_3 W_{\varphi-j}}{W_{2-j} (1 - K W_3 W_{\varphi-\varphi})} \quad (7)$$

Введенный комплексный безразмерный коэффициент $K_{w,j}$ характеризует влияние автоматизированного электропривода на параметры ДФЧХ металлоконструкции по произвольной обобщенной координате q_j при действии возмущения R_1 :

х) Построение ДФЧХ автоматизированного привода произвольной структуры, содержащего линейные (линеаризованные) звенья, производится на ЭЦВМ по специально составленным автором программам. В остальных случаях используется АВМ.

при $|K_{w,j}| < 1$ - электропривод демпфирует колебания металлоконструкции;

при $|K_{w,j}| > 1$ - электропривод усиливает колебания металлоконструкции;

при $|K_{w,j}| = 1$ - электропривод не влияет на амплитуды колебаний металлоконструкции.

Применительно к роторному экскаватору ЭРШРД-5000, имеющему трехдвигательный привод поворота системы Г-Д с астатической схемой регулирования, рассмотрено влияние следующих факторов:

1. Жесткости механической характеристики системы Г-Д;
2. Параметров существующей системы автоматического регулирования;
3. Зазоров в кинематических цепях;
4. Жесткостных и инерционных параметров звена "электродвигатели-редукторы".

Жесткость механической характеристики системы Г-Д определяется отношением

$$\frac{dn_\pi}{dM_\pi} = \frac{\tau_{\pi, \text{ч}}}{a K_e K_m}$$

где n_π - угловая скорость якоря двигателя;

M_π - электромагнитный момент на валу двигателя;

$\tau_{\pi, \text{ч}}$ - активное сопротивление цепи Г-Д;

K_e, K_m - постоянные коэффициенты;

a - количество двигателей привода Г-Д при их последовательном соединении.

Из уравнения равновесия моментов на валу двигателя

$$J_{\text{пр}} \frac{d^2 \Delta \alpha}{dt^2} + \frac{a K_e K_m}{\tau_{\pi, \text{ч}}} \frac{d \Delta \alpha}{dt} + \tau_\alpha \Delta \alpha = \tau_\varphi \Delta \varphi,$$

где $J_{\text{пр}}$ - приведенный момент инерции якоря двигателя;

$\tau_\alpha, \tau_\varphi$ - коэффициенты упругости

следует, что в случае абсолютно жесткой механической характерис-

тики ($\zeta_{я.ц} = 0$) приращение углов поворота якорей двигателя не происходит. Коэффициент $\frac{aK_e K_m}{\zeta_{я.ц}}$ при демпфирующем члене выше- приведенного уравнения равен бесконечности и модуль коэффициен- та K_w для всех обобщенных координат металлоконструкции во всем диапазоне частот вынужденных колебаний равен 1. В предель- ном случае, когда $\zeta_{я.ц} = \infty$ (абсолютно мягкая механическая характеристика) система "металлоконструкция-электропривод" вы- рождается в динамическую систему "металлоконструкция" с $n+1$ степенями свободы и новыми резонансными частотами. В общем слу- чае изменение модуля коэффициента $K_{w,j}$ при стремлении $\zeta_{я.ц}$ от 0 к ∞ носит экстремальный характер.

На основе анализа выражения (7) в работе исследовано влия- ние жесткости механической характеристики привода поворота на динамику различных узлов металлоконструкции в широком диапазо- не частот вынужденных колебаний ($\omega_g = 0,5 \div 18,0 \frac{рад}{сек}$). Показано, что смягчение механической характеристики привода, как средство по снижению наибольших низкочастотных динамических перемещений и усилий, практически целесообразно при отношении частоты ω_g внешнего возмущения, действующего на металлоконструкцию, (или преобладающей частоты в спектре внешнего возмущения) к резо- нансной частоте привода $\omega_{п.рез} \frac{\omega_g}{\omega_{п.рез}} \geq 0,20 \div 0,25$.

Влияние системы автоматического управления (САУ) на ди- намику металлоконструкции проанализировано путем сопоставления численных значений коэффициентов $|K_{w,j}|$, полученных в соот- ветствии с выражением (7), для привода с разомкнутой и замкну- той системой управления. Установлено, что существующая САУ ока- зывает незначительное влияние на металлоконструкцию (от 2 до 5%). В диапазоне частот $\omega_g = 8,0 \div 50,0 \frac{рад}{сек}$ влияние САУ, вследствие фильтрующих свойств системы Г-Д, практически отсутствует.

Исследование влияния зазоров в кинематических цепях при- вода на динамику ЭМС выполнено в два этапа:

I. Построение АФЧХ привода, как отдельного нелинейного ко- лебательного звена, методом гармонического баланса и математиче- ского моделирования на АВМ;

II. Получение комплексного коэффициента $K_{w,j}$ по выражению (7) с использованием полученной АФЧХ.*

Установлено, что в эксплуатационных режимах зазоры^{х/}, уменьшая суммарную амплитуду колебания валов двигателей, снижают демпфирующий эффект привода на вынужденные колебания металлокон- струкции на 10÷15%. При этом интенсивность внутренних колебаний в приводе возрастает, создавая неблагоприятные условия для рабо- ты редукторов.

Изменение крутильной жесткости валов редукторов и момента инерции вращающихся масс привода прежде всего сказывается на из- менении резонансной частоты привода, что в той или иной мере влия- ет на уровень колебаний металлоконструкции. Показано, что сдвиг резонансного пика АФЧХ привода в сторону низких частот позволяет эффективно управлять демпфированием со стороны электропривода там, где это наиболее необходимо - в диапазоне низких частот от 0,5 до 3,0÷5,0 $\frac{рад}{сек}$.

В четвертой главе исследуется один из наименее разработан- ных вопросов теории расчета и проектирования роторных добычных экскаваторов - взаимное влияние динамических перемещений рабо- чего органа и колебаний усилий на роторе при резании углей.

Первичное реактивное воздействие R_1 вызывает в ЭМС дина- мические перемещения. В то же время ЭМС воздействует на рабочий процесс и изменяет его основные параметры: сечение среза, скорос- ти движения рабочего органа, углы подхода режущих инструментов к массиву, коэффициенты трения резцов о породу и пр., вызывая тем ^{х/} Величина приведенного зазора на валу якоря двигателя принята 0,4 рад.

самым появление вторичной (дополнительной) силы R_2 , соизмеримой в ряде случаев с величиной первичного реактивного усилия R_1 . Усилие R_2 , как уже ранее отмечалось, является внутренним силовым фактором и выражает обратное воздействие ЭМС на процесс резания. Таким образом ЭМС и забой образуют замкнутую систему (см. рис. 3), реакция которой на внешнее воздействие может существенно отличаться от реакции разомкнутой системы.

АФЧХ замкнутой системы "ЭМС-забой" имеет вид:

$$\frac{q_j}{R_1} = W_{z,q_j} K_{zab}, \quad (8)$$

$$K_{zab} = \frac{1}{1 + W_{zab} W_{z,y}} \quad (9)$$

Здесь q_j - произвольная обобщенная координата металлоконструкции;

y - динамическое перемещение ротора;

W_{zab} - АФЧХ процесса резания, приблизительно определяющая связь между динамическим перемещением ротора y , установившимися параметрами среза h, b, \dots и вторичным реактивным усилием R_2 согласно зависимости

$$R_2 \cong y f(h, b, \dots, y, \dot{y}, \ddot{y}, \dots)$$

W_{z,q_j} - АФЧХ ЭМС по произвольной обобщенной координате q_j ;

$W_{z,y}$ - АФЧХ ЭМС по обобщенной координате $q_2 = y$;

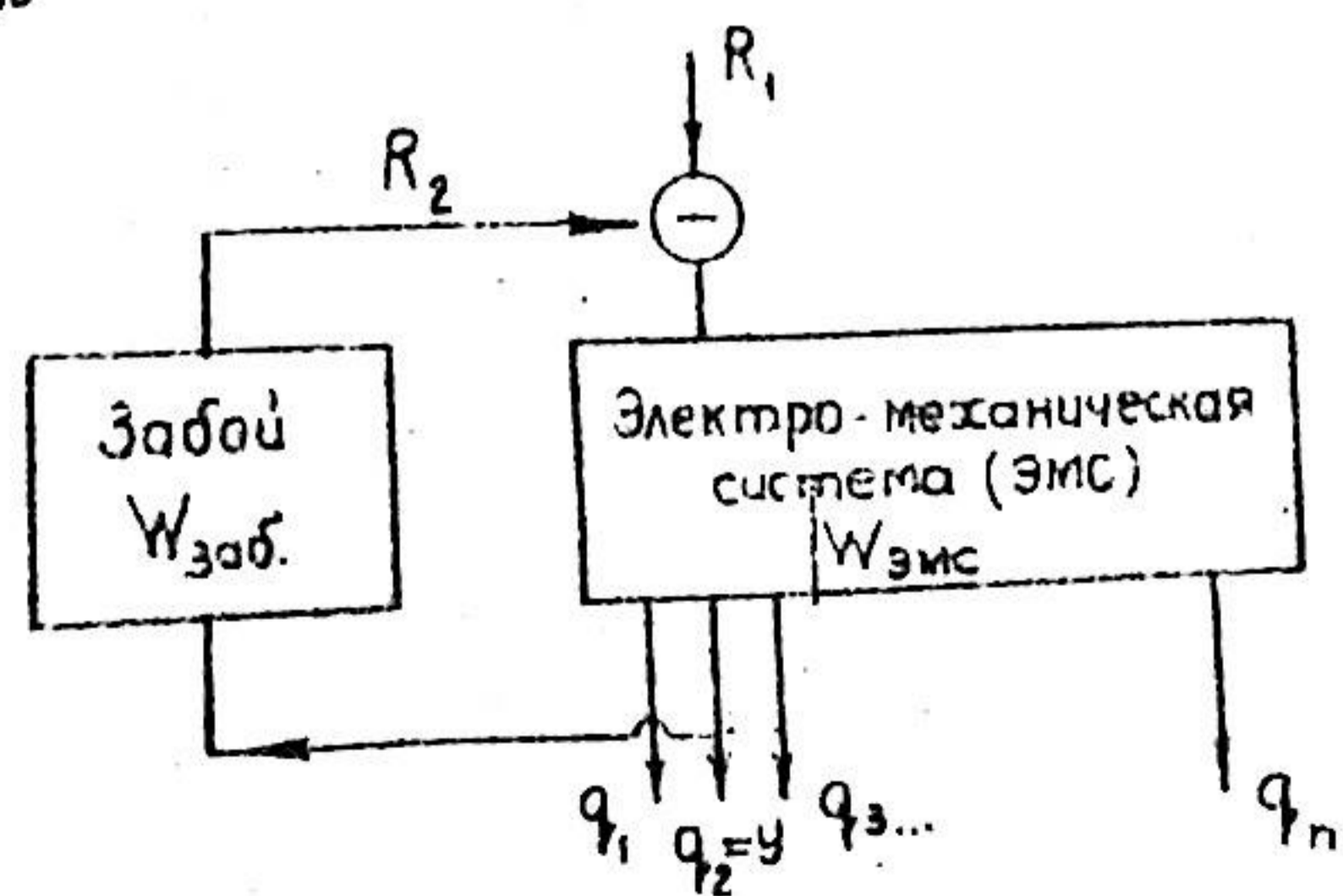


Рис. 3. Структурная схема взаимосвязи ЭМС с забоем.

Из (8), (9) видно, что в процессе экскавации динамические свойства ЭМС (в данном случае параметры ее АФЧХ) изменяются. Количественной мерой таких изменений является комплексный коэффициент K_{zab} .

Определение W_{zab} теоретическими методами вследствие недостаточной изученности процесса резания в динамике пока не представляется возможным. Поэтому в работе для качественной и количественной оценки АФЧХ забоя использованы данные экспериментальных исследований: текущая реактивная боковая сила R и перемещение ротора y в плоскости поворота при установившихся колебаниях в горизонтальной плоскости роторного экскаватора ЭРГ-350/1000 при разработке углей Ирша-Бородинского разреза.

Для обработки экспериментальных данных применен пассивный статистический метод определения динамических характеристик. Суть его состоит в том, что АФЧХ исследуемого объекта, обладающего свойством линейности, эргодичности и стационарности, определяется следующим образом:

$$W(i\omega) = \frac{Re[S_{\xi\eta}] + i Im[S_{\xi\eta}]}{S_{\xi\xi}}, \quad (II)$$

где ξ, η - реализации входного и выходного процесса; в данном случае динамическое перемещение ротора в плоскости поворота y и вторичное реактивное усилие R_2 ; $Re[S_{\xi\eta}], Im[S_{\xi\eta}]$ - соответственно действительная и мнимая часть взаимной спектральной плотности;

$S_{\xi\xi}$ - спектральная плотность процесса на входе.

Для обработки полученных экспериментальных данных по формуле (II) были предварительно проделаны следующие вспомогательные операции:

I) исключены постоянные составляющие из записей исследуемых процессов, т.е. проведено центрирование исходных данных;

2) из динамической части реактивного бокового усилия $R_{дин}$ исключены периодические составляющие, связанные с входом-выходом ковша и биением ротора, которые относятся к группе сил R_1 , а также инерционная составляющая $R_{ин} = m_p \ddot{y}$, где m_p - приведенная масса ротора, \ddot{y} - мгновенное значение ускорений ротора.

Численная реализация выражения (II) производилась применением ЭЦВМ. В связи с этим в работе использованы соответствующие программы, обеспечивающие полную автоматизацию счета при обработке исходных данных с соблюдением необходимой точности окончательных результатов.

Анализ полученных АФЧХ позволяет сделать заключение, что процесс формирования вторичного усилия R_2 в функции от динамического перемещения ротора y является инерционным и описывается динамической характеристикой. Это означает, что между динамическим перемещением ротора y и вторичным усилием R_2 имеется сдвиг фаз, т.е. выходная величина (R_2) зависит не только от самой входной величины (y), но и от ее производных по времени $\dot{y}, \ddot{y}, \dots, y^{(n)}$. Полученные динамические характеристики дают возможность в первом приближении определить значение комплексного коэффициента $K_{зоб}$ при вынужденных колебаниях в плоскости поворота роторного экскаватора ЭРШРД-5000, а также оценить степень устойчивости замкнутой системы "ЭМС-забой".

Анализ результатов исследования по определению влияния забоя на вынужденные колебания ЭМС ЭРШРД-5000 показал следующее:

1. Низкочастотные колебания ЭМС с частотой биения ротора демпфируются в среднем на 7%. Отклонение результатов отдельных реализаций от среднего значения составляет не более 5%.
2. Резонансные колебания ЭМС по I форме с частотой $\omega \approx 2,5 \frac{рад}{сек}$ могут как демпфироваться (на 5-30%), так и возрастать

(~ на 10%). При этой частоте разброс отдельных значений $|K_{зоб}|$ по отношению к его средней величине, равной 0,8, значителен (в отдельных случаях до 35%).

3. Зарезонансные колебания ЭМС относительно I формы с частотой $\omega = 2,7 \frac{рад}{сек}$ усиливаются в среднем на 48%. Разброс отдельных значений $|K_{зоб}|$ по отношению к его средней величине не превышает 10%.

4. В диапазоне частот входа-выхода ковшей обратная связь оказывает малое влияние ($|K_{зоб}| \approx 1$) на амплитуды вынужденных колебаний.

5. Низшая резонансная частота замкнутой системы на 5-10% отличается от разомкнутой.

Таким образом, динамические перемещения ротора, в зависимости от частоты его вынужденных колебаний, приводят как к демпфированию колебаний ЭМС, находящейся под действием первичного реактивного усилия R_1 , так и к их усилению.

Исследование влияния обратной связи на устойчивость движения ЭМС выполнено с помощью критерия Найквиста, согласно которому устойчивость (или неустойчивость) определяется годографом вектора

$$W_p = W_{зоб} W_{эмс} \tag{12}$$

Анализ выражения (12) показывает, что инерционность процесса резания в динамике приводит к уменьшению запаса устойчивости замкнутой системы "ЭМС-забой", вплоть до потери ее устойчивости.

ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ

I. Анализ выполненных экспериментально-теоретических исследований и результаты данной работы показывают, что динамический расчет металлоконструкций добычных роторных экскаваторов необходимо выполнять на основе комплексного представления о

динамической системе экскаватора, как многоконтурной замкнутой системе, включающей металлоконструкции, электроприводы и забой.

II. Разработанная методика комплексного исследования позволяет максимально приблизить расчетную схему металлоконструкции нерегулярной структуры к ее действительной геометрической схеме, получить с высокой степенью точности спектр частот и соответствующие им формы собственных колебаний, определить величины динамических коэффициентов произвольных элементов металлоконструкции в рабочих (включая и резонансные) режимах, исследовать взаимодействие металлоконструкции с системой автоматизированных приводов и забоем в процессе резания угля и обоснованно выбрать жесткостные и геометрические параметры металлоконструкции и приводов.

III. Использование разработанной методики при исследовании динамики механической системы экскаватора ЭРШРД-5000 позволило установить, что напряженность основных несущих элементов металлоконструкции существенно различна, а величина динамического коэффициента K_d не может, даже приближенно, считаться постоянной не только в целом для всей конструкции, но и для отдельных ее укрупненных элементов — стрелы ротора $/K_d = 1,08 \pm 2,10/$, нижней рамы $/K_d = 1,20/$, надстройки $/K_d = 1,12 \pm 2,70/$ и др. Неучет этого обстоятельства приводит к переоценке несущей способности одних узлов и к необоснованному завышению веса других.

Исследование резонансных режимов колебаний металлоконструкции добычных экскаваторов необходимо производить: при колебаниях в вертикальной плоскости для первых 3-5 форм; при колебаниях в горизонтальной плоскости для первых 2-3 форм.

IV. Электропривод поворота оказывает на динамику металлоконструкции влияние, состоящее в изменении ее собственных

частот, амплитуд динамических перемещений и усилий. Рациональным выбором основных параметров привода принципиально всегда можно достичь снижения наиболее существенных низкочастотных резонансных колебаний экскаватора.

Применительно к объекту исследования — добычному роторному экскаватору ЭРШРД-5000 установлено:

а/ привод с проектными параметрами демпфирует резонансные колебания ротора на $\sim 10\%$ и соответственно усилия у корня роторной стрелы на 13-20 %;

б/ повышение величины активного сопротивления якорной цепи системы Г-Д (смягчение механической характеристики) следует проводить до величины $\gamma_{я.д} = 37_{я.д.}$ проектн., что приводит к повышению демпфирования резонансных колебаний ротора на 6 %;

в/ понижение собственной частоты привода на 30-40 % снижает резонансные перемещения ротора на $\sim 10\%$ и позволяет эффективно управлять демпфирующими свойствами привода в диапазоне низких частот вынужденных колебаний ($\omega_g = 0,5 \pm 5,0 \frac{\text{рад}}{\text{сек}}$).

V. На основе статистического анализа экспериментальных данных по резанию углей роторным экскаватором получена динамическая характеристика резания, связывающая изменение дополнительной силы резания в функции от параметров колебательных движений рабочего органа в забое. Установлено, что процесс резания в динамике является инерционным и характеризуется не только прочностными свойствами забоя, конструкцией режущего органа, технологией процесса и пр., но и частотой колебаний электромеханической системы.

VI. Взаимное влияние динамических перемещений рабочего органа и силовых параметров резания углей приводит к изменению первичной динамической составляющей реактивного воздействия — R_1

Расчетное амплитудное значение бокового реактивного усилия на роторе мощных добычных экскаваторов при исследовании низкочастотных (по I форме) резонансных и близких к ним колебаний в плоскости поворота следует принимать не менее $(1,5 \div 1,6) R$.

Установлено, что переход замкнутой системы "ЭМС-забой" из устойчивого состояния движения в неустойчивое, вследствие инерционности процесса резания, принципиально возможен. Замкнутая система "ЭМС-забой" экскаватора ЭРШРД-5000, как показывает проведенный анализ, является устойчивой.

Уп. Основные теоретические положения работы и полученные результаты обладают общностью и могут быть использованы при создании и исследовании металлоконструкций роторных экскаваторов разнообразных типов.

Результаты работы использованы на Ново-Краматорском машиностроительном заводе при проектировании роторных комплексов и в институте УкрНИИпроект при проведении научно-технических разработок.

Экономический эффект от внедрения результатов исследований конструкторскими отделами горнорудного оборудования НКМЗ на стадии проектирования роторного экскаватора ЭРШРД-5000 составляет 55 тыс. рублей.

Основные положения диссертации опубликованы в следующих работах:

1. Расчет динамики горных машин для открытых работ на ЭЦВМ. "Горные машины и автоматика", № 5, М., 1968 (в соавторстве с А.Г.Хадовым).
2. Программа для расчета динамики горнотранспортных машин на ЭЦВМ "Минск-22". "Горные машины и автоматика", № 7, М., 1968 (в соавторстве с В.В.Гужовским, А.В.Горбовец, А.Г.Хадовым).
3. Анализ частот и форм собственных колебаний добычного роторного экскаватора ЭРГ-400Д. "Горные машины и автоматика", № 3, М., 1969 (в соавторстве с В.В.Гужовским, Ц.Я.Волянко, А.Г.Хадовым).
4. Исследование резонансных режимов роторного экскаватора производительностью 5000 м³/час. "Добыча угля открытым способом", № 4, М., 1969 (в соавторстве с В.В.Гужовским).
5. Взаимодействие несущих конструкций горных и строительных машин с системой электропривода в рабочих режимах. "Технология и организация производства", № 4, Киев, 1970 (в соавторстве с В.В.Гужовским).
6. Динамическая характеристика резания угля роторным экскаватором. "Добыча угля открытым способом", № 5, М., 1970 (в соавторстве с В.В.Гужовским).

БД15995 Подписано к печати 9.П.71 г. Об'єм 1,5 п.л.
Зак.132 Тираж 100 экз. Печатно-множительная лаборатория института "УкрНИИпроект" г.Киев, Ленина, 4