

В.Г. Гуляев, /д.т.н./, И.И. Бридун /к.т.н./
ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет» (Донецк)

ПУТИ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЭНЕРГОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ ПРИВОДА МЕХАНИЗМА ПОВОРОТА ЭКСКАВАТОРА ЭКГ-5А СИСТЕМОЙ ВИБРОЗАЩИТЫ И УПРАВЛЕНИЯ ТП-Д

Выполнен анализ рабочего процесса электропривода механизма поворота ЭКГ-5А, определены оценки динамических характеристик рабочих циклов и обоснована целесообразность применения энергомеханической системы с виброзащитой и управления по схеме «тиристорный преобразователь – двигатель постоянного тока».

Ключевые слова: экскаватор, энергомеханическая система, механизм поворота, динамика, виброзащита, переходные процессы, система управления ТП-Д.

Постановка проблемы

В настоящее время более 50 % всего парка карьерных одноковшовых экскаваторов приходится на ЭКГ-5А. Этот тип экскаватора с электроприводом главных механизмов остается основным при разработке карьеров нерудных материалов, при добыче руды, угля и при строительстве крупных объектов. Конструкция ЭКГ-5А, принцип действия и техническая характеристика рассмотрены в работе [1].

Процесс экскавации слагается из отдельных циклов работы экскаватора. В свою очередь, цикл работы экскаватора-лопаты состоит из следующих операций: опускание ковша в забой; копание, во время которого производится подъем ковша; поворот платформы к месту выгрузки; открывание днища ковша и разгрузка; возвращение в забой с закрыванием ковша. Во время копания величина снимаемого слоя породы (стружки) и скорость заполнения ковша регулируются увеличением или уменьшением усилия напора, вследствие чего рукоять с ковшом подается в забой или выдвигается из него, изменяя величину снимаемой стружки.

После завершения цикла операции повторяются и совершаются новые циклы, пока не будет полностью разработан слой грунта в зоне копания, что определяется полным выдвижением рукояти. Затем экскаватор передвигается ближе к забою.

Длительность поворотного движения составляет 70-80 % от общей продолжительности рабочего цикла экскаватора. Сокращая продолжительность поворотных движений, можно увеличить производительность экскаватора. Однако интенсификация рабочих процессов повышает динамические составляющие нагрузок и может снижать ресурс тяжело нагруженных деталей механизма. С целью повышения производительности и ресурса поворотный механизм оснаща-

ется двухдвигательным электроприводом, что обуславливает необходимость исследований особенностей динамики его функционирования.

Анализ последних исследований и публикаций

Так, при создании мощных (260...320 кВт), высокопроизводительных и надежных очистных комбайнов типа 1ГШ68 и 2ГШ68Б с двухдвигательным приводом на общий вал специалистами кафедры «Горные машины» Донецкого политехнического института и СКБ Горловского машиностроительного завода в 1984...1990 гг. выполнен комплекс научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ по раскрытию закономерностей формирования спектров эксплуатационных нагрузок и разработке виброзащитных устройств для радикального снижения динамических нагрузок в трансмиссиях приводов исполнительных органов. Обоснования способов и средств повышения производительности и надежности горных машин освещены в работах [2...8].

Принципиальной особенностью упомянутых работ являлся комплексный учет взаимодействия внешних нагрузок и упругих колебаний в трансмиссиях с электромагнитными процессами в двигателях с учетом их динамических характеристик. Такой же методологический подход к исследованию динамики сложных энергомеханических систем (ЭМС) привода поворота экскаватора ЭКГ-5А можно рекомендовать на основе фундаментальных исследований И.И. Вульфсона [9,10,11]. Главный вывод этих работ состоит в обосновании необходимости учета взаимовлияния упругих колебаний в механической части привода и электромагнитных процессов в двигателях и системе управления «тиристорный преобразователь – двигатель» (ТП-Д).

Цель (задачи) исследования

Задачей исследования является обоснование путей повышения технического уровня экскаватора ЭКГ-5А на основе оснащения ЭМС механизма поворота системой виброзащиты и замены системы «генератор – двигатель» (Г-Д) системой управления по схеме ТП-Д.

Основной материал исследования

Режимы работы электроприводов главных рабочих механизмов экскаватора характеризуются большим числом включений, резкими изменениями нагрузки, частыми изменениями направления вращения (реверсированием). Таким образом, электроприводы экскаваторов типа ЭКГ-5А работают в неустановившихся режимах, а сам экскаватор представляет собой цикловую машину с управляемой энергомеханической системой.

Электрооборудование экскаватора работает в повторно-кратковременном режиме, особенностью которого являются частые пуски и остановки двигателя. Поэтому при повторно-кратковременном режиме желательно применять двигатели с невысоким моментом инерции при требуемой мощности и угловой скорости привода.

По условиям нагрева допустимая нагрузка двигателя при повторно-кратковременном режиме выше, чем при длительном. При пуске с

повышенной статической нагрузкой двигатель должен развивать и высокий пусковой момент, превосходящий статический на величину требуемого динамического момента. Поэтому при работе в повторно-кратковременном режиме необходима более высокая перегрузочная способность двигателя, чем при длительном режиме.

Статическая нагрузка привода поворота определяется силами трения в опорно-поворотном устройстве и составляет около 20 % номинального момента двигателя.

Динамические нагрузки привода поворота обуславливаются характеристиками электродвигателей и вращающихся механических частей привода экскаватора совместно с поворотной платформой и стрелой с груженным ковшом.

Наибольшие нагрузки электромеханическая система привода поворота испытывает в переходных процессах – разгона и торможения платформы с груженым и порожним ковшом экскаватора. При поворотах платформы в пределах рабочего диапазона суммарное время разгона и торможения может достигать 90 % длительности цикла, и лишь 10 % времени цикла двигатели работают с установленной скоростью.

Структура электромеханической системы механизма поворота и кинематика двухдвигательного привода представлены на рис. 1.

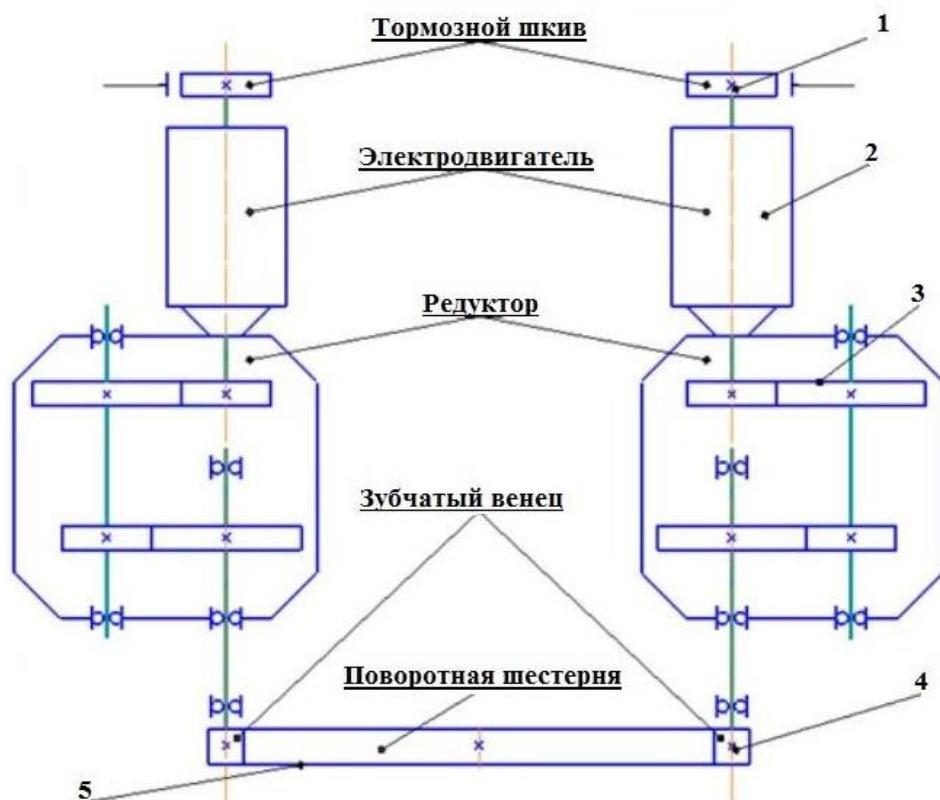


Рис. 1. Структура и кинематическая схема привода механизма поворота:
1...5 – элементы привода механизма

Вращение поворотной платформы экскаватора ЭКГ-5А осуществляется двумя электродвигателями 2, кинематически связанными посредством упругих звеньев двухступенчатых редукторов 3 и зубчатой венцовой передачи 5 (рис. 1) поворотного устройства.

Преимущества двухдвигательного привода поворота очевидны: увеличение числа параллельных ветвей механизма позволяет уменьшить нагрузку каждого редуктора; за счет этого можно облегчить зубчатые передачи, что особенно важно для выходных ступеней. Кроме того, в двухдвигательном приводе поворота экскаватора может достигаться более благоприятное распределение суммарной технологической нагрузки между двигателями и усилий в зацеплениях выходных вал-шестерней венцовой передачи поворотной шестерней опорно-поворотного устройства.

Однако наряду с достоинствами следует учитывать возможные недостатки, обусловленные наличием зазоров в зацеплениях и колебаниями, как в механической системе привода, так и электромагнитными процессами в двигателях, связанных с различием их механических характеристик.

Отмеченные особенности двухдвигательного электропривода требуют глубоких комплексных исследований сложных динамических процессов в системе поворота экскаватора и оптимизации ее динамических свойств, с целью исключения возможных резонансов и рассогласованности между параметрами рабочего процесса и управляющими воздействиями, для обеспеченности эффективности и надежности его функционирования. Используя основы механики электропривода [12] и данные табл. 1, определяем параметры ЭМС и оценки кинематических и динамических характеристик рабочих циклов без учета упругих и диссипативных свойств механических звеньев реального механизма поворота платформы.

Необходимую динамическую мощность привода поворотного механизма определяем по формуле:

$$P_{np.n.} = \frac{(J_r + J_n) \cdot \omega_n^2}{t_{\theta.p.}} \cdot 10^{-3}, \quad (1)$$

где J_r – массовый момент инерции вращающихся частей экскаватора с груженым ковшом, кгм^2 ; J_n – массовый момент инерции вращающихся частей экскаватора с порожним ковшом, кгм^2 ; ω_n – расчетная угловая скорость платформы, рад/с ; $t_{\theta.p.}$ – время поворота платформы с груженым ковшом на разгрузку, с ;

$$t_{\theta.p.} \approx t_{\theta.3} = 9 \text{ с} \rightarrow 33,3 \% \cdot t_u.$$

Угловую скорость платформы определяем по выражению:

$$\omega_n = \frac{\pi \cdot n_e}{30} \approx 0,105 \cdot n_e,$$

где n_e – частота вращений поворотной платформы, об/мин, $n_e = 2,5$ об/мин;

$$\omega_n = 0,105 \cdot 2,5 = 0,26 \text{ рад/с.}$$

Мощность привода поворотного механизма при вращении платформы с груженым и порожним ковшом определяется по выражению (1):

$$P_{np.n.} = \frac{(15 + 10) \cdot 10^6 \cdot 0,26^2}{9} \cdot 10^{-3} = 188 \text{ кВт.}$$

При двух однотипных кинематически связанных двигателях в поворотном механизме мощность каждого двигателя находится как среднее арифметическое:

$$P_{np.n.} = \frac{188}{2} = 94 \text{ кВт.}$$

Можно принять ближайший по мощности двигатель постоянного тока с независимым возбуждением типа ДЭВ-812 с основными параметрами, приведенными в табл. 2.

Определяем номинальный врачающий момент двигателя ДЭВ-812 системы поворота, пользуясь данными табл. 2:

$$M_{nom.} = 9550 \frac{P_n}{n_{n.u.}} = 9550 \frac{100}{750} = 0,127 \cdot 10^4 \approx 0,13 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Табл. 1. Данные для анализа динамики рабочего процесса привода поворота платформы экскаватора ЭКГ-5А

Частота вращений поворотной платформы, об/мин	2,5
Момент инерции платформы с груженым ковшом, $\text{т}\cdot\text{м}^2$	$15 \cdot 10^6$
Момент инерции платформы с порожним ковшом, $\text{т}\cdot\text{м}^2$	$10 \cdot 10^6$
Время цикла, с	27
Общее передаточное число	300
Количество двигателей	2

Табл. 2. Технические характеристики двигателя ДЭВ-812

Номинальная мощность, кВт	100
Номинальная частота вращения, об/мин	750
Номинальное напряжение, В	305
Номинальный ток якоря, А	360
КПД (ном.), %	93,4
Продолжительность включения, ПВ %	80
Ток независимого возбуждения, А	17,2
Число полюсов	4
Сопротивление обмотки якоря при $t=20^{\circ}\text{C}$, Ом	0,14
Сопротивление обмотки независимого возбуждения при $t=20^{\circ}\text{C}$, Ом	4,76
Сопротивление обмотки дополнительных полюсов при $t=20^{\circ}\text{C}$, Ом	0,009
Момент инерции якоря, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$	8,25
Число секций обмотки якоря	35

Находим номинальное значение передаточного числа ЭМС привода поворота по выражению:

$$i_e = \frac{n_{nom.e.}}{n_e} = \frac{750}{2,5} = 300.$$

Суммарный момент инерции платформы с груженным ковшом, приведенный к валу двигателя, определяем, используя данные табл. 1:

$$J_{\Sigma^e} = \frac{J_e}{K \cdot i_e^2} + J_a = \frac{15 \cdot 10^6}{2 \cdot 300^2} + 8,25 = 91,6 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

где J_e – момент инерции платформы с груженным ковшом, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$; K – количество двигателей; i_e – передаточное число привода; J_a – момент инерции двигателя, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

Суммарный момент инерции платформы с порожним ковшом, приведенный к валу двигателя, находится аналогично:

$$J_{\Sigma^n} = \frac{J_n}{K \cdot i_e^2} + J_a = \frac{10 \cdot 10^6}{2 \cdot 300^2} + 8,25 = 63,5 \text{ кг}\cdot\text{м}^2,$$

где J_n – момент инерции платформы с порожним ковшом, $\text{кг}\cdot\text{м}^2$.

В соответствии с рекомендациями работы [2] принимаем следующие значения стопорного момента и момента отсечки вращающего момента экскаваторной механической характеристики электродвигателя:

– стопорный момент

$$M_{cm.e.} = 1,8 \cdot M_{nom.e.} = 1,8 \cdot 0,13 \cdot 10^4 = 0,23 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

– момент отсечки

$$M_{om.e.} = 0,9 \cdot M_{cm.e.} = 0,9 \cdot 0,23 \cdot 10^4 = 0,21 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Динамический момент, формирующийся при разгоне двигателя с груженым и порожним ковшом, определяем по следующему выражению:

$$M_{din} = (M_{cm.e.} - 0,1 \cdot M_{nom.e.}) + \frac{M_{cm.e.} - M_{om.e.}}{2} = (0,21 - 0,1 \cdot 0,13) \cdot 10^4 + \frac{(0,23 - 0,21) \cdot 10^4}{2} = 0,212 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где $0,1 \cdot M_{nom.e.}$ – момент сопротивления при поворотах платформы, преодолеваемый каждым двигателем при работе с установленной скоростью.

Среднее значение динамического момента, развиваемого двигателем при разгоне с груженным и порожним ковшом, определяем по выражению:

$$M_{cp.din} = \frac{M_{cm.e.} - M_{om.e.}}{2} = \frac{(0,23 - 0,21) \cdot 10^4}{2} = 0,225 \cdot 10^4 \approx 0,23 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Время разгона двигателя до установленной скорости с груженым ковшом находим по выражению:

$$t_p = J_{\Sigma^e} \cdot \frac{\omega_{n.e.}}{M_{din}} = 91,6 \cdot \frac{78,5}{2120} = 3,4 \text{ с} \approx 13 \%,$$

где $\omega_{n.e.}$ – угловая скорость двигателя, номинальная, с^{-1}

$$\omega_{n.e.} = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 78,5 \text{ рад/с}.$$

Угол поворота платформы с груженым ковшом при разгоне двигателя находим по выражению:

$$\varphi_{cp.p.} = \frac{\alpha_{cp.p.} \cdot t_p^2}{2},$$

где $\alpha_{cp.p.}$ – ускорение при разгоне двигателя, при повороте с груженым ковшом

$$\alpha_{cp.p.} = \frac{\omega_{n.e.}}{t_p \cdot i_e} = \frac{78,5}{3,4 \cdot 300} = 0,078 \text{ рад/с}^2,$$

а угол поворота

$$\varphi_{ep.p.} = \frac{0,075 \cdot 3,4^2}{2} = 0,43 \text{ рад, или } 25^\circ.$$

Время торможения платформы с груженым ковшом определяется по выражению:

$$t_{ep.m.} = J_{\Sigma^2} \frac{\omega_{h.b.}}{M_m} = 91,5 \frac{78,5}{2300} = 3,12 \approx 3\text{с} \approx 11\% \text{ цикла.}$$

Средний момент, развиваемый двигателем при торможении с груженым и порожним ковшом, определяется по выражению:

$$M_{cp.m.} = M_m - 0,1M_{n.m.} = 0,23 \cdot 10^4 - 0,013 \cdot 10^4 \approx 0,23 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Угол поворота платформы при торможении с груженым ковшом рассчитываем по выражению:

$$\varphi_{ep.m.} = \frac{\alpha_{ep.m.} \cdot t_m^2}{2},$$

где $\varphi_{ep.}$ – угол поворота платформы с груженым ковшом; рад (или град.); $\alpha_{ep.m.}$ – ускорение при торможении с груженым ковшом

$$\alpha_{ep.m.} = \frac{\omega_{h.b.}}{t_m \cdot i_e} = \frac{78,5}{3 \cdot 300} = 0,087 \text{ рад/с}^2,$$

а угол поворота

$$\varphi_{ep.m.} = \frac{0,087 \cdot 3^2}{2} = 0,392 \text{ рад, или } 23^\circ.$$

Приняв за расчетный угол поворота платформы на разгрузку ковша 90° , найдем угол, на который платформа повернется с установившейся скоростью, и время поворота на этот угол:

$$\varphi_{ep.y.} = 90^\circ - (26^\circ + 23^\circ) = 41^\circ, \text{ или } 0,72 \text{ рад,}$$

$$t_{n.o.s.} = \frac{\varphi_{ep.y.}}{\omega_{h.b.} / i} = \frac{0,72}{78,5 / 300} = 2,75 \text{с} \approx 11\% \text{ цикла.}$$

Время разгона двигателя до установившейся скорости с порожним ковшом определяем по выражению:

$$t_{pa3.y.} = J_{\Sigma^2} \frac{\omega_{h.b.}}{M_{din}} = 63,5 \frac{78,5}{2120} = 2,35 \text{с} \approx 8,7\% \text{ цикла.}$$

Угол поворота платформы при разгоне двигателя с порожним ковшом определяется по выражению:

$$\varphi_{n.o.p.} = \frac{\alpha_{n.o.p.} \cdot t_{pa3.y.}^2}{2},$$

где $\alpha_{n.o.p.}$ – угловое ускорение при разгоне с порожним ковшом

$$\alpha_{n.o.p.} = \frac{\omega_{h.b.}}{t_{pa3} \cdot i_e} = \frac{78,5}{2,5 \cdot 300} = 0,104 \text{ рад/с}^2,$$

а соответствующий угол поворота

$$\varphi = \frac{0,104 \cdot 2,5^2}{2} = 0,325 \text{ рад, или } 18^\circ.$$

Время торможения двигателя с порожним ковшом определяется по выражению:

$$t_{mon.n.} = J_{\Sigma^2} \frac{\omega_{h.b.}}{M_m} = 63,5 \frac{78,5}{2300} = 2 \text{с} \approx 7,4\% \text{ цикла.}$$

Угол поворота платформы при торможении с порожним ковшом определяется по выражению:

$$\varphi_{m.n.} = \frac{\alpha_{m.n.} \cdot t_{m.n.}^2}{2},$$

где: $\alpha_{m.n.}$ – ускорение при разгоне с порожним ковшом

$$\alpha_{m.n.} = \frac{\omega_{h.b.}}{t_{m.n.} \cdot i_e} = \frac{78,5}{2 \cdot 300} = 0,12 \text{ рад/с}^2,$$

а угол поворота в этом режиме

$$\varphi = \frac{0,12 \cdot 2^2}{2} = 0,24 \text{ рад, или } 14^\circ.$$

Угол поворота платформы с установившейся скоростью определяется по выражению:

$$\varphi_{n.o.y.} = 90^\circ - (\varphi_{m.p.} + \varphi_{m.n.}) = 90^\circ - (18^\circ + 14^\circ) = 58^\circ, \text{ или } \approx 1 \text{ рад,}$$

время поворота платформы на этот угол

$$t_{n.o.s.} = \frac{\varphi_{n.o.y.}}{\omega_{h.b.} / i_e} = \frac{1}{78,8 / 300} = 3,83 \approx 3,9 \text{ с} \approx 14,5\% \text{ цикла.}$$

Следует заметить, что при учете крутильных колебаний и демпфирования в ЭМС механизма поворота, фактические значения кинематических и динамических характеристик могут отличаться от расчетных. Это необходимо учитывать при оценке влияния динамики рабочего процесса ЭМС механизма поворота на показатели надежности экскаватора и характеристики системы управления.

Так, в работе [13] установлено, что колебания механических напряжений в деталях механизма поворота карьерного экскаватора являются основной причиной снижения его ресурса. Колебания обусловлены периодическими изменениями кинематических и упругих параметров венцового зацепления, а причинами изменчивости последних являются непостоянство мгновенных значений КПД и жесткости зацепления зубьев венцовой передачи.

Эквивалентный момент двигателя поворота определяем по методу эквивалентных величин [12], которые не должны превышать номинальных значений соответствующих параметров, т.е. $J_{\text{экв}} \leq J_n; M_{\text{экв}} \leq M_n; P_{\text{экв}} \leq P_n$;

$$M_{\text{экв}} = (0,225^2 \cdot 3,5 + 0,013^2 \cdot 3 + 0,225^2 \cdot 3 + 0,225^2 \cdot 2,5 + 0,013^2 \cdot 3,9 + 0,225^2 \cdot 2)^{\frac{1}{2}} \cdot 3^{\frac{3}{2}} \cdot 10^4 = 0,128 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Эквивалентный момент не должен превышать номинальный, т.е. находится по выражению:

$$M_{\text{экв}} \leq M_n, 0,13 \cdot 10^4 = 0,13 \cdot 10^4 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

т.е. условие выполняется.

Коэффициент продолжительности включения двигателя можно определить по выражению:

$$\Pi B_{\text{расч.}} = \frac{t_{\text{раб}} \cdot 100}{T_u} = \frac{18 \cdot 100}{27} = 67 \%,$$

где $t_{\text{раб}}$ – фактическое время выполнения всех составляющих рабочего цикла.

$$\Pi B_{\text{расч.}} \leq \Pi B_{\text{ном}}; 67 \% < 80 \, \text{.}$$

Таким образом, выбранный двигатель удовлетворяет условиям работы поворотного механизма в рассмотренных выше режимах. Результаты анализа динамики рабочего цикла могут служить основой для выбора типа и характеристик быстродействия системы автоматизированного управления ЭМС привода поворота ЭКГ-5А по схеме ТП-Д.

В работе [13] отмечается актуальность модернизации экскаваторов при возрастающих объемах добычи полезных ископаемых открытым способом. Необходимо применение как новых, высокопроизводительных и надежных экскаваторов, так и модернизированных. Вместе с тем рекомендуется учитывать, что при модернизации только системы управления электроприводами с целью повышении ее быстродействия происходит интенсификация рабочего процесса (сокращение рабочего цикла). Однако небольшой прирост производительности сопровождается при этом значительным повышением динамической нагруженности механической части привода, а усталостная долговечность ее снижается.

Примером могут служить результаты замены штатной системы управления модернизированной на экскаваторе ЭКГ-8И. За счет интенсификации рабочего процесса техническая производительность машины повысилась на 5...8 %, однако привела к ускоренному износу деталей (в частности, ресурс вал-шестерни венцового зацепления поворотного механизма снизился в 3,4 раза) [13].

Основным требованием к электроприводу механизма поворота является обеспечение формирования переходных процессов в минимально короткое время с ограниченным ускорением или замедлением, в особенности при торможении. Такое требование вызвано тем, что механизм поворота работает в переходных процессах пуска, реверсирования и торможения. Он обладает высоким моментом инерции, который в несколько раз превышает массовый момент инерции двигателя. Кроме того, вследствие большого передаточного отношения редуктора механизма поворота могут иметь место значительные зазоры в передачах, что требует плавного разгона во избежание резких ударов в зубчатых передачах, см. табл. 1.

Требуемые механические экскаваторные характеристики приводов главных рабочих механизмов экскаватора легче всего осуществить с помощью системы Г-Д. При этом каждый главный рабочий механизм: подъема, поворота, напора или тяги, оборудуется двигателем постоянного тока независимого возбуждения. Двигатель питается от отдельного источника питания – генератора постоянного тока, напряжение которого можно плавно регулировать от нуля до заданной величины $\pm U_2$ с помощью реостата.

В настоящее время система Г-Д считается морально устаревшей, известно также, что электромашинный агрегат этой системы значительно повышает вибрации и шум в экскаваторе [14,15].

Табл. 3. Допустимые уровни вибрации на рабочем месте машиниста

Среднегеометрические частоты октавных полос, Гц	2	4	8	16,3	31,5	63
Среднеквадратические значения виброскорости, мм/с	12,5	4,5	2,2	2,0	2,0	2,0

Табл. 4. Интервалы и предельные значения интенсивности вибрации механического оборудования экскаваторов

Наименование оборудования	Группа	Класс оценок, V_e , мм/с			
		Хорошо	Удовлетворительно	Допустимо	Недопустимо
ЭКГ-4,6; ЭКГ-5А					
Машинный агрегат	2	1,8	1,8...4,5	4,5...11	>11
Подъемный механизм	1	$\leq 1,1$	1,1...2,8	2,8...7,1	>7,1
Напорный механизм	1	$\leq 1,1$	1,1...2,8	2,8...7,1	>7,1
Механизм поворота	2	1,8	1,8...4,5	4,5...11	>11

Допустимые уровни вибрации на рабочем месте машиниста экскаватора приведены в табл. 3, они предусмотрены РД-15-14-2008 [16]. При общей вибрации на частоте 8...12 Гц организм человека испытывает резонанс, что опасно для здоровья машиниста и безопасности его трудовой деятельности. Поэтому в диапазоне частот от 8 до 63 Гц установлены значения виброскорости $\leq 2,2$ мм/с, что должно обеспечиваться средствами виброзащиты и виброзоляции.

Установленные РД-15-14-2008 [16] нормативы интенсивности вибрации механического оборудования карьерных гусеничных экскаваторов ЭКГ-5А с системой Г-Д приведены в табл. 4.

Анализ данных табл. 4 показывает, что интенсивность вибрации механизма поворота и машинного агрегата достаточно высоки и соответствуют 2-й группе. Подтверждением высокой вибрационной нагрузки механизма поворота является включение в критерии предельного состояния при вибродиагностике экскаватора таких признаков, как трещины зубьев на зубчатом венце и вал-шестернях венцовой передачи опорно-поворотного узла механизма поворота. Приведенные данные подтверждают высокую актуальность совершенствования технического уровня ЭМС поворота ЭКГ-5А.

Мировая практика свидетельствует в пользу статических экскаваторных систем по схеме (ТП-Д) «тиристорный преобразователь – двигатель постоянного тока» [14,15 и др.].

Наряду с широким диапазоном регулирования скорости, достигающим в отдельных случаях значений 100...200 и более, система ТП-Д обеспечивает возможность получения специального вида механических характеристик электропривода и необходимый характер протекания переходных процессов – форсирование пуска, плавное и интенсивное торможение.

Использование ЭКГ-5А с системой ТП-Д позволяет повышать энергоэффективность и производительность машины, снижает риск профессиональных заболеваний [14,15]. В работе [15] рассмотрена также технология модернизации электропривода поворота ЭКГ-5А с системой управления ТП-Д с целью расширения его функциональных возможностей.

Однако работ по исследованию и совершенствованию динамических свойств ЭМС механизма поворота с учетом взаимодействия ее с приводными двигателями и корпусом гусеничного механизма хода не найдено.

Выводы

Рассмотрены характеристики рабочих режимов и показана актуальность повышения технического уровня ЭМС механизма поворота экскаватора ЭКГ-5А путем оснащения его механической части системой виброзащиты, которая позволит улучшить основные показатели качества, надежность и безопасность его эксплуатации.

Установлены оценки динамических характеристик элементов рабочего цикла механизма поворота ЭКГ-5А с двухдвигательным приводом постоянного тока и обоснована целесообразность оснащения его системой автоматического управления ТП-Д с динамическими свойствами, обеспечивающими адаптацию к изменениям условий эксплуатации.

Список литературы

1. Кантович, Л.И. Горные машины: Учебник для техникумов / Л.И. Кантович, В.Н. Гетопанов. – Москва: Недра, 1989. – 304 с.
2. Гуляев, В.Г. Научные основы оптимизации динамических свойств очистных комбайнов демпфирующими устройствами: автореф. дис....докт. техн. наук: 05.05.06 / Владимир

- Георгиевич Гуляев. – Днепропетровск, 1986. – 37 с.
3. Гуляев, В.Г. Динамика системы привода исполнительного органа горного комбайна с демпфирующим устройством // Разработка месторождений полезных ископаемых. – 1986. – Вып. 75. – С. 75-81.
 4. Гуляев, В.Г. Влияние параметров системы привода двухдвигательных комбайнов на динамическую устойчивость электродвигателей / В.Г. Гуляев, П.А. Горбатов, В.Г. Потапов // Изв. вузов. Горный журнал. – 1988. – №10. – С. 104-108.
 5. Результаты эксплуатации установочной партии комбайнов с виброзащитными устройствами / Г.В. Малеев [и др.] // Вклад науки в повышение надежности и долговечности машин и сооружений. – 1990. – Вып.2. – С. 152-153.
 6. Assessment of influence of cutting tool breakage on drive life time of cutting unit of heading machine / O.E. Shabaev [et al.] // Management systems in production engineering. – Gliwice: Politechnika Slaska, 2014. – №.1(13). – P. 33-36.
 7. Energy consumption of face cutting by the heading machine taking into account cutting-tools' blunting / O.E. Shabaev [et al.] // Management systems in production engineering. – Gliwice: Politechnika Slaska, 2014. – №.2(14). – P. 200-209.
 8. Shabaev, O.E. Diagnostics of breakdown of cutting tools of axial cutting head of the П110-04 type heading machine / O.E. Shabaev, O.K. Moroz, I.I. Bridun // Management systems in production engineering. – Gliwice: Politechnika Slaska, 2016. – №.1(17). – P. 33-36.
 9. Вульфсон, И.И. К проблеме динамической взаимозависимости электродвигателя и механического привода цикловых машин // Теория механизмов и машин. – 2016. – №4(32), Т.13. – С. 173-180.
 10. Вульфсон, И.И. Анализ чувствительности динамики цикловых механизмов к характеристикам электродвигателя // Вестник научно-технического развития. – 2019. – №1(137). – С. 3-13.
 11. Вульфсон, И.И. Устранение возникающих из-за зазоров виброударных режимов при учете характеристик электродвигателя // Вестник научно-технического развития. – 2019. – №2(138). – С. 9-14.
 12. Ковчин, С.А. Теория электропривода: Учебник для вузов / С.А. Ковчин, Ю.А. Сабинин // СПб.: Энергоатомиздат. Санкт-Петербургское изд-ние, 2000. – 496 с.
 13. Соин, А.М. Исследование работы карьерных экскаваторов и разработка средств оценки изменения ресурса их деталей при модернизации: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.05.06 / Алексей Михайлович Соин. – Владикавказ, 2012. – 23 с.
 14. Электропривод экскаватора ЭКГ-5 по системе ТП-Д ОАО «Рудавтоматика» / В.В. Сафошин [и др.] // Новые технологии. Горное оборудование и электромеханика. – 2009. – №4. – С. 16-22.
 15. Немчинов, А.А. Модернизация электропривода поворота экскаватора ЭКГ-5А. – Челябинск: ЮУрГУ, ТТМ, 2018. – 112 с.
 16. Методические рекомендации о порядке проведения экспертизы промышленной безопасности карьерных одноковшовых экскаваторов РД-15-14-2008. – 103 с.

V.G. Gulyaev /Dr. Sci. (Eng.)/, I.I. Bridun /Cand. Sci. (Eng.)/
Donetsk National Technical University (Donetsk)

IMPROVING THE POWER-MECHANICAL DRIVE SYSTEM OF TURN MECHANISM OF EXCAVATOR EKG-5A BY THE VIBROPROTECTION AND CONTROL SYSTEM “THYRISTOR CONVERTER-DC MOTOR”

Background. Currently, more than 50 % of the total fleet of single-bucket excavators falls on the EKG-5A. This type of excavator with an electric drive of the main mechanisms remains the main one in the development of non-metallic quarries, in the extraction of ore, coal and the construction of extensive facilities.

Materials and/or methods. The duration of the rotary movement is 70...80 % of the total length of the working cycle of the excavator. It is possible to increase the productivity of the excavator, reducing the length of the rotary movement. However, the intensification of work processes increases the dynamic components of loads and can reduce the resource of heavily loaded parts of the mechanism. The electric equipment of the excavator works in the re-short-term mode featuring frequent starts and stops of the engine. Therefore, in re-short-term mode, it is desirable to use engines with a low moment of inertia at the required power and angular velocity of the drive. The static load of the rotation drive is determined by the friction forces in the support-rotary device and is about 20 % of the rated torque

of the engine. Dynamic loads of the drive of rotation are caused by inertial, elastic and dissipative characteristics of the electric motor and rotating mechanical parts of the excavator drive. The power-mechanical system (PMS) of the turn drive experiences the highest loads in transients of acceleration and braking of the platform with the full and empty bucket of the excavator. When the platform turns within the operating range, the total acceleration and braking time can reach 90 % of the cycle time, and only 10 % of the cycle time the engines operate at a steady speed.

Results. The results of the analysis of the dynamics of the working cycle can serve as a basis for choosing the type and performance characteristics of the automated control system of PMS of the EKG-5A "thyristor converter-DC motor" turn drive. The use of EKG-5A with "thyristor converter-DC motor" system allows to increase energy efficiency and productivity of the machine, reduces the risk of occupational diseases.

Conclusion. Considered the characteristics of operating modes and shown the relevance of increasing the technical level of the turning mechanism of the EKG-5A excavator by equipping its mechanical part with a vibration protection system, which will improve the leading indicators of quality and reliability of its operation. The dynamic characteristics of the elements of the working cycle of the turn mechanism EKG-5A with a two-motor DC electric drive are estimated, and the feasibility of equipping it with an automatic control system "thyristor converter-DC motor" with dynamic properties that provide adaptation to changes in operating conditions are substantiated.

Keywords: excavator, power-mechanical system, turn mechanism, dynamics, vibration protection, transients, "thyristor converter-DC motor" control system.

Сведения об авторах

В.Г. Гуляев

SPIN-код: 8179-6566
Телефон: +380 (95) 748-72-32
Эл. почта: vggulyaev@gmail.com

И.И. Бридун

SPIN-код: 4856-8561
Author ID: 851115
ORCID iD: 0000-0002-3199-8518
Телефон: +380 (71) 332-80-60
Эл. почта: ss13835@yandex.ru

Статья поступила 03.06.2019 г.

© В.Г. Гуляев, И.И. Бридун, 2019

Рецензент д.т.н., проф. О.Е. Шабаев

Arxiv Nomerov
mezhdunarodnykh nauchno-tekhnicheskikh
i proizvodstvennykh zhurnalov

LIBRARY.RU

Viбрация машин:
измерение, снижение, защита

Металлургические
процессы и оборудование

QR code