

Эти факты, установленные с помощью модели, позволяют разработать упорядоченную сборку роликовых опор с учетом свойств оптимальной структуры взаимодействия деталей. На рис. 7 представлена схема узловой сборки многорядных роликовых опор бесепараторного типа с учетом оптимальной структуры взаимодействия деталей [3, 4].

В результате проведенных исследований было выявлено следующее:

1. Конструктивным оптимальным параметром роликов большой и малой роликовых дорожек должен быть переменный угол фаски роликов (30° и 60°).
2. Комплектация роликов при установке их на роликовые дорожки должна осуществляться методом структурной упорядоченности, т. е. торцевой

ролика с меньшим углом фаски должен контактировать с буртиком шарошки, а с большим углом фаски с торцом цапфы.

3. Наличие конструктивных изменений фасок позволит ввести структуру в сборочный процесс расположения роликов в опоре относительно их плоскости симметрии и стабилизировать процесс взаимодействия деталей роликовых опор, обеспечивая устойчивость кинематических связей.

Тематика работы входит в состав научно-исследовательских работ, проводимых в рамках тематического плана Самарского государственного технического университета по заданию Федерального агентства по образованию на 2006–2009 гг. по теме «Разработка теоретических основ структурно упорядоченной сборки тяжело нагруженных изделий машиностроения», номер государственной регистрации НИР 01.2.006 06882.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Журавлев А.Н., Рыльцев И.К. Упорядоченная сборка опор буровых шарошечных долот // Вестник Самарского научного центра Российской Академии наук. – 2005. – Т. 7. – С. 442–449.
2. Журавлев А.Н. Упорядоченная сборка двухрядных роликовых опор // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2004. – № 10. – С. 14–17.
3. Журавлев А.Н. Влияние структурного фактора упорядоченной сборки на динамические параметры роликовых опор // Тяжелое машиностроение. – 2006. – № 2. – С. 25–27.
4. Богомолов Р.М., Морозов Л.В. Селективная компьютерная сборка буровых шарошечных долот // Сборка в машиностроении, приборостроении. – 2003. – № 6. – С. 34–38.

Поступила 30.12.2006 г.

УДК 621.879.322.017.3:004.942

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ МЕХАНИЧЕСКОЙ ЧАСТИ ВЗАИМОСВЯЗАННЫХ ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ НАПОРА И ПОДЪЕМА КАРЬЕРНОГО ЭКСКАВАТОРА

В.М. Завьялов, И.Ю. Семькина

Кузбасский государственный технический университет, г. Кемерово
E-mail: Zaval@hotmail.ru

Обоснована необходимость разработки нового подхода к моделированию электроприводов подъема и напора карьерного экскаватора в процессе копания. Показаны отличия предлагаемой математической модели от традиционного подхода. Выявлены недостатки существующих систем управления экскаваторными электроприводами и предложен способ их устранения.

Важным звеном в технологической цепи открытой добычи полезных ископаемых является экскавация породы. Вместе с тем, в последнее время происходит снижение основных технико-экономических показателей использования оборудования карьеров, в том числе и карьерных экскаваторов. Частично это объясняется недостаточной надежностью эксплуатируемых машин. Поиск путей дальнейшего повышения технического уровня карьерных экскаваторов требует разработки математической модели, адекватно описывающей их основные рабочие процессы.

Для описания динамических процессов, протекающих при работе карьерных экскаваторов, кинематические схемы его приводов представляют в виде многомассовых механических систем. При этом

весьма распространен подход, согласно которому полные расчетные схемы приводов упрощают до двухмассовых [1, 2]. Параметры таких расчетных схем принимают постоянными. Однако в действительности параметры расчетных схем приводов экскаватора в процессе работы изменяются. Таким образом, применение стандартного подхода приводит к ошибкам при определении нагрузок конкретных узлов карьерных экскаваторов и затрудняет исследования в области повышения их надежности.

Наиболее сложной операцией, совершаемой карьерным экскаватором, с точки зрения возникновения внешних нагрузок является процесс копания, в связи с чем весьма актуальной задачей является описание работы карьерного экскаватора именно в этом режиме.

В процессе копания одновременно принимают участие два электропривода: подъема и напора, поэтому при составлении описываемой математической модели необходимо учесть, как кинематические особенности электроприводов, так и их взаимную связь. При этом наибольшую роль будет играть изменение параметров электроприводов, вызванное изменением геометрического положения ковша и рукояти.

Упрощенная расчетная схема взаимосвязанных электроприводов подъема и напора показана на рис. 1. На этой схеме приняты следующие обозначения: J_n – суммарный приведенный момент инерции первой массы привода напора, включающий момент инерции ротора двигателя, редуктора и напорного барабана; c_n – приведенная жесткость канатов напорного механизма; J_p – суммарный приведенный момент инерции первой массы привода подъема, включающий момент инерции ротора двигателя, редуктора и подъемного барабана; c_p – суммарная приведенная жесткость канатов подъемного механизма; m_p, m_k, m_n – масса рукояти, ковша и породы соответственно; M_n – электромагнитный момент двигателя напора, приведенный к скорости напорного барабана; M_p – электромагнитный момент двигателя подъема, приведенный к скорости подъемного барабана; ω_n, ω_p – угловая скорость первой массы привода напора и подъема соответственно; F_{cn}, M_{cn} – сила и момент сопротивления привода напора и подъема соответственно; v_k – линейная скорость напора ковша; ω_k – угловая скорость ковша и рукояти.

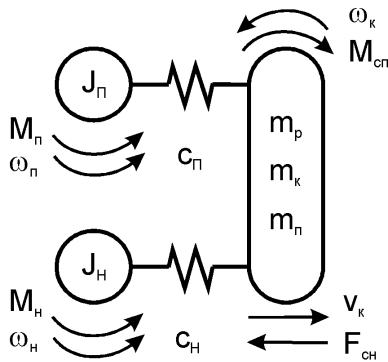


Рис. 1. Расчетная схема электроприводов подъема и напора карьерного экскаватора

Для определения параметров экскаватора, зависящих от их пространственного положения, необходимо рассмотреть конструкцию подвеса ковша и крепления рукояти. Будем полагать, что ковш является материальной точкой, рукоять является стержнем, вся масса которого равномерно распределена по его оси. Конструктивная схема, используемая при синтезе модели взаимосвязанных электроприводов подъема и напора экскаватора, показана на рис. 2. Здесь приняты следующие обозначения: α – угол наклона стрелы относительно горизонта; β – угол наклона подъемного каната относительно рукояти; r_n – радиус напорного бара-

бана; r_p – радиус подъемного барабана; l_p – полная длина рукояти; d_{cm} – длина участка стрелы от седлового подшипника до головного блока; G_{kn} – вес ковша с породой; G_p – вес рукояти; P_{01} – тангенциальная сила сопротивления резанию; P_{02} – нормальная сила сопротивления резанию; φ_n, φ_p – угловое положение напорного барабана и подъемного барабана соответственно; s_k – величина выбега рукояти; φ_k – угловое положение рукояти.

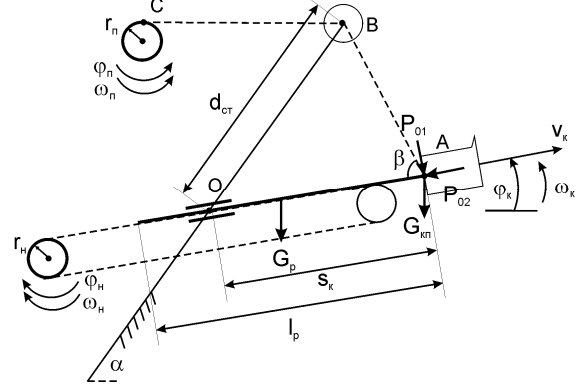


Рис. 2. Схематическое изображение конструкции приводов экскаватора

Для получения уравнения движения взаимосвязанных электроприводов воспользуемся уравнением Лагранжа второго рода:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i,$$

где $L = W_k - W_n$ – функция Лагранжа; W_k – кинетическая энергия; W_n – потенциальная энергия; q_i – обобщенная координата; Q_i – обобщенная сила. Результатом решения уравнения Лагранжа для механической подсистемы взаимосвязанных электроприводов напора и подъема при выборе в качестве обобщенных координат $\varphi_n, \varphi_p, s_k$ и φ_k , будет система уравнений:

$$\begin{cases} \frac{d\omega_n}{dt} = \frac{M_n - r_n F_{12n}}{J_n}, \quad \frac{d\omega_p}{dt} = \frac{M_p - r_p F_{12n}}{J_p}, \\ \frac{dv_k}{dt} = \frac{F_{12n} + m_p \omega_k^2 \left(s_k - \frac{l_p}{2} \right) + (m_k + m_n) \omega_k^2 s_k - F_{cn} - F_{12n} \cos \beta - v_k \frac{m_n}{dt}}{m_p + m_k + m_n}, \\ \frac{d\omega_k}{dt} = \frac{F_{12n} \sin \beta - M_{cn} - 2m_p \omega_k v_k \left(s_k - \frac{l_p}{2} \right) - 2(m_k + m_n) \omega_k v_k s_k - \omega_k s_k^2 \frac{m_n}{dt}}{m_p \left(s_k - \frac{l_p}{2} \right)^2 + m_p \frac{l_p^2}{12} + (m_k + m_n) s_k^2}, \\ \frac{d\varphi_n}{dt} = \omega_n, \quad \frac{d\varphi_p}{dt} = \omega_p, \quad \frac{ds_k}{dt} = v_k, \quad \frac{d\varphi_k}{dt} = \omega_k, \end{cases} \quad (1)$$

где F_{12n} – упругая сила в напорном канате; F_{12p} – упругая сила в подъемном канате. Как можно видеть, анализируя (1), помимо упругих сил при работе электроприводов напора и подъема карьерного экскаватора возникают силы реакции связей, а также силы, вызванные изменением параметров приводов, которые создают дополнительную, не учитываемую при использовании традиционного подхода. Таким образом, предлагаемая математическая модель более точно отражает динамиче-

ские процессы, протекающие в механической части приводов напора и подъема.

Упругая сила в напорном канате F_{12n} определяется зависимостью:

$$F_{12n} = c_n(r_n \varphi_n - (s_k - s_0)),$$

где s_0 — начальное значение выбега рукояти. Для определения F_{12n} необходимо более детально рассмотреть возможные состояния подъемного каната. При изменении координат ковша, приводящем к уменьшению длины отрезка AB (рис. 2), в реальном экскаваторе происходит провисание подъемного каната. Таким образом, подъемный канат может находиться только в растянутом или в нормальном состоянии. В связи с этим зависимость упругой силы в подъемном канате от координат приводов напора и подъема является нелинейной и может быть описана как:

$$\begin{cases} F_{12n} = c_n(r_n \varphi_n - (L_0 - L_{AB})), & \text{при } L_{AB} > L_0 - r_n \varphi_n; \\ F_{12n} = 0, & \text{при } L_{AB} \leq L_0 - r_n \varphi_n, \end{cases}$$

где L_0 — начальное значение длины каната на отрезке AB , текущее значение которой определяется как:

$$L_{AB} = \sqrt{s_k^2 + d_{cm}^2 - 2s_k d_{cm} \cos(\alpha - \varphi_k)}.$$

При использовании модели (1) необходимо учитывать, что масса породы в процессе черпания увеличивается. Изменение массы породы m_n можно описать зависимостью, предполагающей, что ковш окончательно заполняется при его поднятии на максимальный угол подъема $\varphi_{\max}$. В этом случае:

$$\begin{cases} m_n = (\varphi_k - \varphi_0) \frac{V_k \rho_n}{\varphi_{\max} - \varphi_0}, & \text{при } \varphi_k < \varphi_{\max}; \\ m_n = V_k \rho_n, & \text{при } \varphi_k \geq \varphi_{\max}, \end{cases}$$

где V_k — объем ковша; ρ_n — объемная масса породы.

Помимо массы породы, при копании изменяется также жесткость упругих связей. Этот параметр зависит от большого количества факторов, наиболее существенным из которых является удлинение каната. Поскольку общая длина напорного каната остается неизменной, изменение его жесткости будет незначительным, тогда как жесткость подъемного каната изменяется в более широких пределах. Суммарная жесткость подъемного каната будет определяться как [3]:

$$c_n = \frac{EF}{L_{AB} + L_{BC}},$$

где E — модуль упругости каната; F — суммарная площадь всех проволок в канате; L_{BC} — длина подъемного каната на участке от подъемного барабана до головного блока (рис. 2).

При использовании рассматриваемой математической модели необходимо учитывать изменяющийся характер нагрузки электроприводов. На величину нагрузки влияют пространственное расположение ковша и рукояти, неоднородность грунта, непостоянство координации подъемных и напор-

ных движений, случайные изменения высоты забоя и угла поворота экскаватора при его работе [4]. Будем полагать, что силы сопротивления резанию P_{01} , P_{02} носят случайный характер, вес ковша с породой G_{kn} носит детерминированный характер, а вес рукояти G_p неизменен.

Нагрузка на привод напора складывается из составляющих сил сопротивления, направленных вдоль рукояти ковша. Учитывая направление сил, показанное на рис. 2, уравнение этой нагрузки имеет вид:

$$F_{cn} = P_{02} + (G_{kn} + G_p) \sin \varphi_k. \quad (2)$$

Нагрузка на привод подъема определяется как момент силы, складывающейся из составляющих сил сопротивления, направленных перпендикулярно рукояти ковша. Уравнение этой нагрузки имеет вид:

$$M_{cn} = P_{01} s_k + G_p \cos \varphi_k \left(s_k - \frac{l_p}{2} \right) + G_{kn} \cos \varphi_k s_k. \quad (3)$$

Для окончательного описания нагрузки взаимосвязанных электроприводов подъема и напора покажем вероятностный характер сил сопротивления резанию P_{01} , P_{02} . Как правило, в расчетах принимают, что $P_{02} = 0,1 P_{01}$ [5]. Для тангенциальной силы сопротивления резанию можно записать:

$$P_{01}(t) = \bar{P}_{01}(t) + P_{01}^n(t) + P_{01}^s(t), \quad (4)$$

где $\bar{P}_{01}(t)$ — математическое ожидание силы сопротивления резанию; $P_{01}^n(t)$ — низкочастотная случайная составляющая, характеризующая вариацию толщины стружки; $P_{01}^s(t)$ — высокочастотная случайная составляющая, характеризующая вариацию сопротивления процессу экскавации. Каждая из этих случайных величин описывается соответствующей корреляционной функцией. Таким образом, уравнениями (2)–(4) полностью определяется нагрузка электроприводов подъема и напора карьерного экскаватора.

Анализ работы взаимосвязанных приводов напора и подъема производился методом компьютерного моделирования с помощью программы, написанной в среде Delphi 7. При моделировании использовались параметры карьерного экскаватора ЭКГ 8И с электроприводом, построенным по системе ТВ-Г-Д. За начальное положение было принято состояние, когда рукоять ковша расположена вертикально, ковш стоит на земле. Моделирование проводилось в двух режимах: в режиме черпания грунта при наличии резкопеременной составляющей нагрузки и увеличивающейся массе породы и в режиме опускания груженого ковша с постоянной массой породы. Результаты моделирования представлены на рис. 3–6.

Сравнивая переходные процессы тока якорной цепи привода подъема, полученные с помощью моделирования (рис. 3), с аналогичными переходными процессами реального экскаватора, представленными в [1], можно выявить их сходство, что подтверждает адекватность разработанной математической модели.

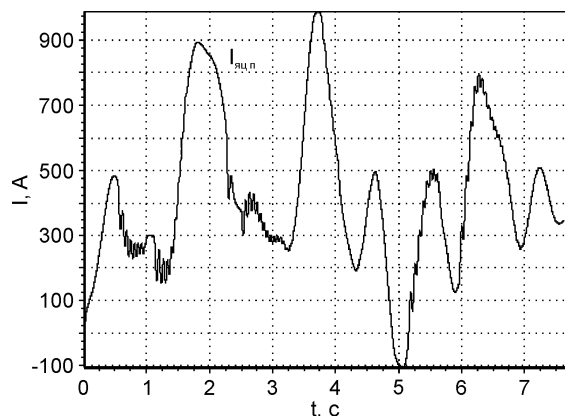


Рис. 3. Ток цепи якоря привода подъема

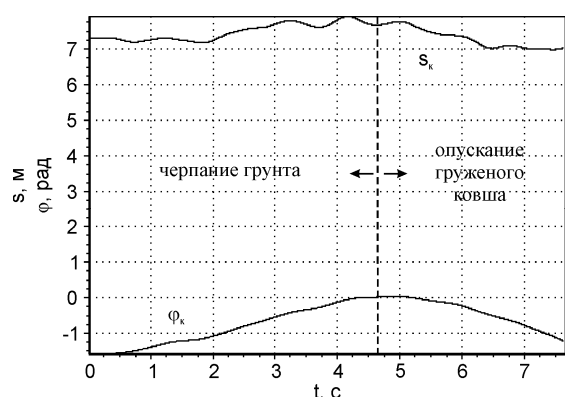


Рис. 4. Положение ковша в пространстве

Согласно [2], регуляторы систем управления приводов экскаватора настраиваются на технический оптимум исходя из параметров электрической части и момента инерции двигателя. При этом не учитывается ни наличие упругой связи, ни изменение параметров приводов. Следовательно, в реальных условиях работы экскаватора протекающие в нем процессы будут отличаться от технического оптимума. Анализируя графики положения ковша, показанные на рис. 4, можно сделать вывод, что как при операции черпания, так и при перемещении груженого ковша в пространстве происходят колебания, вызванные упругостью канатов. На рис. 5 и 6 видно, что упругие колебания, как в напорном, так и в подъемном канате имеют частоту около 2...3 Гц и амплитуду порядка десятков кН, что представляет собой двукратное превышение

номинальных нагрузок. Наличие таких колебаний существенно увеличивает усталостное изнашивание, а, следовательно, снижает надежность функционирования как непосредственно каната, так и экскаватора в целом.

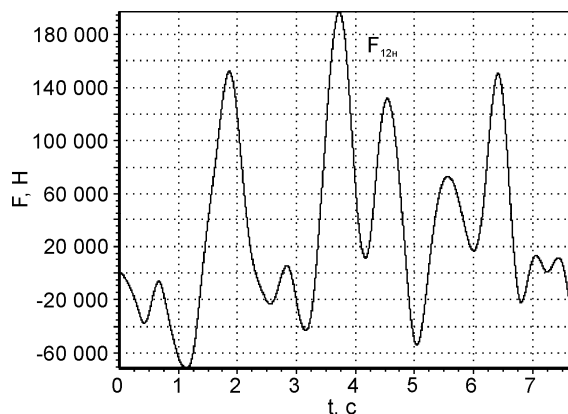


Рис. 5. Упругая сила привода напора

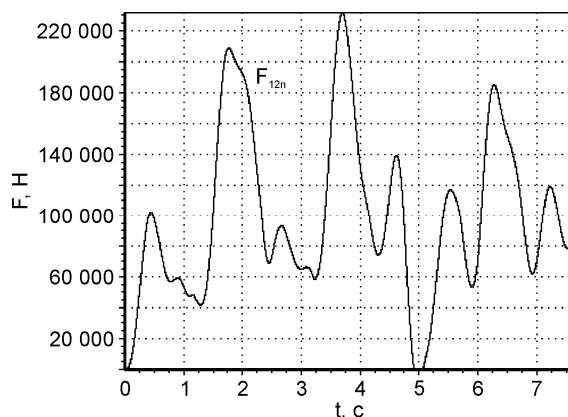


Рис. 6. Упругая сила привода подъема

Из вышесказанного можно сделать вывод, что применение для электроприводов экскаватора систем подчиненного регулирования не может обеспечить требуемой безотказности его работы. Для повышения надежности карьерных экскаваторов необходима замена систем подчиненного регулирования более совершенными системами, учитывающими протекающие в нем динамические процессы. Для синтеза таких систем управления необходимо использовать математическую модель взаимосвязанных приводов напора и подъема экскаватора.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Волков Д.П., Каминская Д.А. Динамика электромеханических систем экскаваторов. — М.: Машиностроение, 1971. — 384 с.
2. Носырев М.Б., Карякин А.Л. Расчеты и моделирование САУ главных электроприводов одноковшовых экскаваторов. — Свердловск: Изд-во СГИ, 1987. — 88 с.
3. Степанов А.Г. Динамика машин. — Екатеринбург: УрО РАН, 1999. — 392 с.
4. Гайдукевич В.И., Титов В.С. Случайные нагрузки силовых электроприводов. — М.: Энергоатомиздат, 1983. — 160 с.
5. Подэрри Р.Ю. Горные машины и комплексы для открытых работ. В 2-х т. — Т. 1. — М.: Изд-во МГТУ, 2001. — 422 с.

Поступила 27.12.2006 г.