

УДК 621.879.01

Крупко В. Г., Дихтенко Р. Н.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЖЕСТКОСНОЙ СИСТЕМЫ ЭКСКАВАТОРА СО СНИЖЕННЫМИ ДИНАМИЧЕСКИМИ НАГРУЗКАМИ

В хозяйственном комплексе Украины на строительстве зданий, сооружений, дорог работает большое количество машин на базе строительных универсальных и карьерных экскаваторов, которые выполняют подъемно-транспортные, землеройные и вспомогательные работы. При этом на привода исполнительных механизмов этих машин действуют значительные динамические усилия, вызванные следующими явлениями: взаимодействием с внешней средой; резкими изменениями нагрузок; изменениями направления движения. Поэтому важным является вопрос по определению природы возникновения и путей снижения динамических нагрузок на рабочее оборудование, исполнительные механизмы и металлоконструкцию экскаватора.

Проблему возникновения и гашения динамических колебаний системы рассматривали в своих трудах Д. П. Волков [1], Домбровский Н. Г. [2], Панкратов С. А. [3]. Также методы моделирования и анализа динамических систем рассматривали в своих трудах и многие научные деятели: Ветров Ю. А. [4], Подерни Р. Ю. [5], Чулков Н. Н. [6]. Но, используя математические пакеты, можно уточнить расчеты и найти рациональные пути снижения динамических нагрузок в сложных динамических системах.

В настоящее время решение проблемы по снижению пиковых динамических нагрузок на металлоконструкцию и исполнительные механизмы механических экскаваторов различной мощности, во время копания и стопорения ковша в забое находится на стадии исследований. В большинстве решений динамические нагрузки снижаются посредством уменьшения жесткости системы или изменения динамических нагрузок посредством изменения скоростей приводов [1]. Но при изменении жесткости одного механизма увеличиваются динамические нагрузки на другой.

Цель данной работы – обоснование рациональных параметров динамической системы экскаватора с определением величины влияния одного механизма на другой при различных вариантах жесткостно-массовых параметрах системы.

Проведенный анализ работы подъемных механизмов экскаваторов показывает, что самые большие динамические нагрузки получаются во время стопорения механизмов, в случае упора исполнительного органа в непреодолимое препятствие, а рекомендуемый параметр [1], влияющий на величину динамических нагрузок – жесткость механизма напора и жесткость подвеса стрелы. Для выявления наиболее значимых параметров системы производим варьирование поперечными жесткостными параметрами стрелы, а также жесткостными параметрами системы подвеса стрелы.

В расчет по методике, приведенной в работе [7], введем дополнительно две переменные величины: поперечную жесткость стрелы и жесткость системы подвеса стрелы соответственно $c'_{2,3}$ и $c_{1,2}$.

Аналогичные данные сгруппируем в массивы и система дифференциальных уравнений примет линейный вид:

$$M \cdot \ddot{x}_i + C_{i-1} \cdot (x_{i-1} - x_i) - C_i \cdot (x_{i-1} - x_i) + (M \cdot g)^{np} + P^{np} = 0, \quad (1)$$

где M – массив суммарных приведенных масс;

C_i и C_{i-1} – массивы суммарных приведенных жесткостей;

P^{np} – массив приведенных усилий.

В результате решения дифференциального уравнения получим систему с четырехмерным параметром $x = f(t, c'_{2,3}, c_{1,2})$. Для преобразования ее в систему с трехмерным параметром зададимся зависимостью усилия в механизме от времени его действия $F(t)$, где $F = (x_i - x_{i-1}) \cdot c_i$, и в расчете будем брать лишь максимальное значение F_{max} :

$$F_{max} = f(c'_{2,3}, c_{1,2}). \quad (2)$$

Логически считаем, что изменение усилий в системе можно представить через следующее соотношение (3), которое определяется коэффициентом динамики [1, 3]:

$$k_d = F_{max}/F_{nom}, \quad (3)$$

где F_{nom} – усилия в статическом режиме нагружения [1, 3].

Жесткости $c'_{2,3}$ и $c_{1,2}$ представим на графиках как c_1 и c_2 соответственно в процентном соотношении, где 100 % – это жесткость, соответствующая параметрам карьерного экскаватора (например, ЭКГ-5А).

В результате расчетов коэффициентов динамики по разработанной программе [7, 8] мы получили график зависимости коэффициента динамики от жесткостей c_1 и c_2 $k_d = f(c_1, c_2)$ для механизма подъема (рис. 1, а), и для механизма напора (рис. 1, б).

Анализ результатов показывает, что с учетом суммарной жесткости системы и уравнений (1–3) и шагом 2 % по осям c_1 и c_2 определяем, что до момента $\Delta k_d = 0,07$ ($\Delta k_d = k_{di} - k_{d(i-1)}$) имеет смысл снижение поперечной жесткости стрелы и жесткости системы подвеса стрелы, а при дальнейшем снижении жесткости изменение коэффициента динамики становится незначительным.

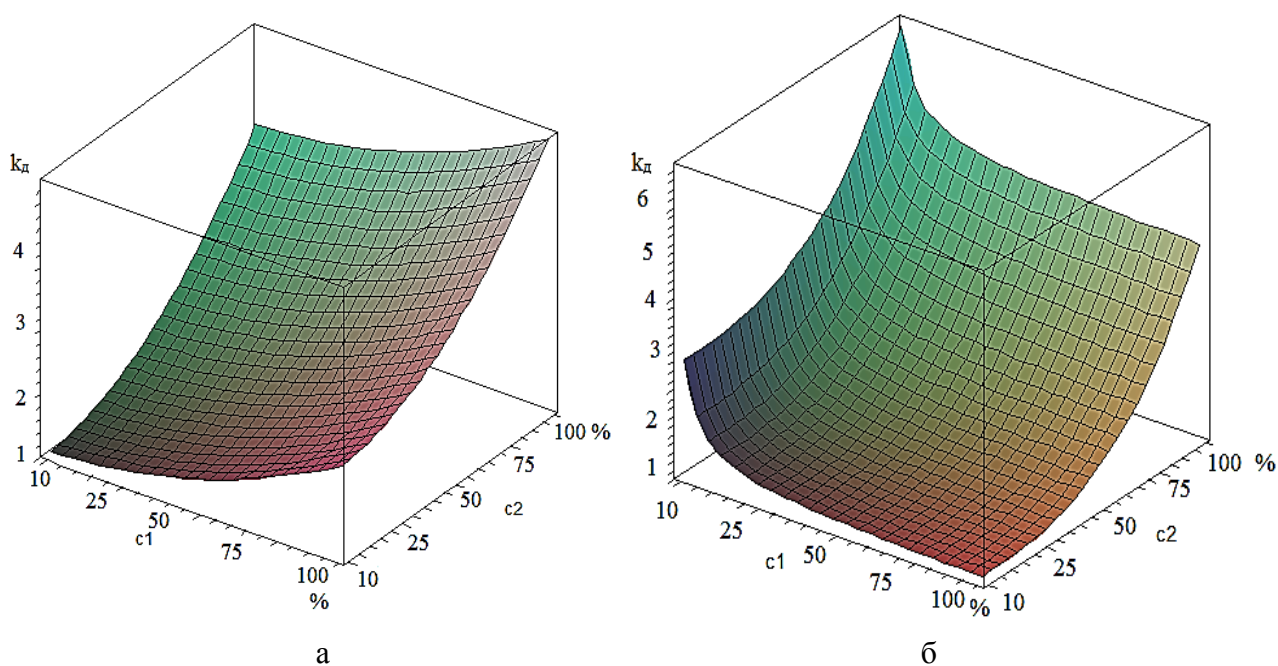


Рис. 1. График зависимости $k_d(c_1, c_2)$ для механизма подъема (а) и механизма напора (б)

Исходя из этого, определимся с границами снижения поперечной жесткости стрелы и жесткости системы подвеса стрелы и отобразим их на одном суммарном графике для механизма напора и механизма подъема (рис. 2).

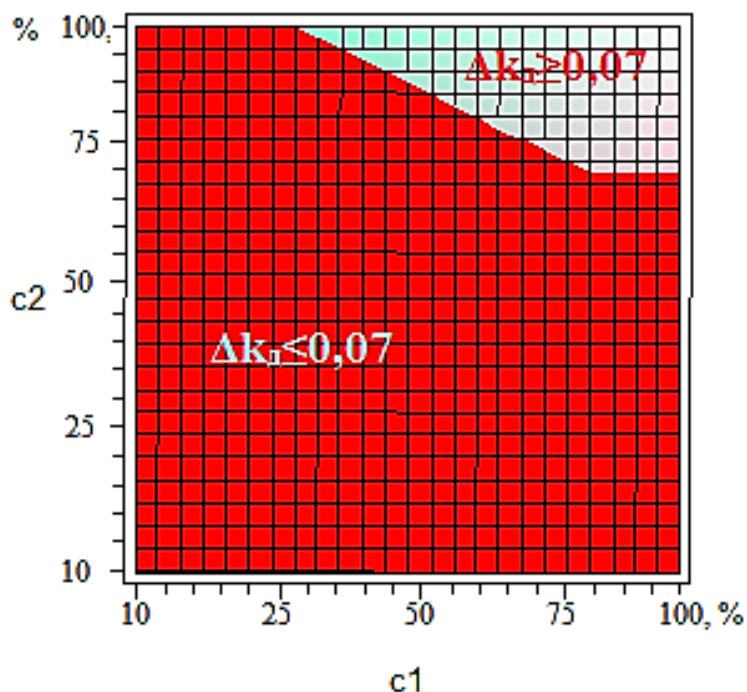


Рис. 2. График зависимости $\Delta k_{\delta}(c_1, c_2)$, удовлетворяющий условию $\Delta k_{\delta} \geq 0,07$ как для механизма подъема, так и для механизма напора

Проведем исследование области $\Delta k_{\delta} \geq 0,07$ для графика (рис. 2). Разобьем данную область на две (рис. 3) и нанесем три граничные точки (Т1, Т2, Т3).

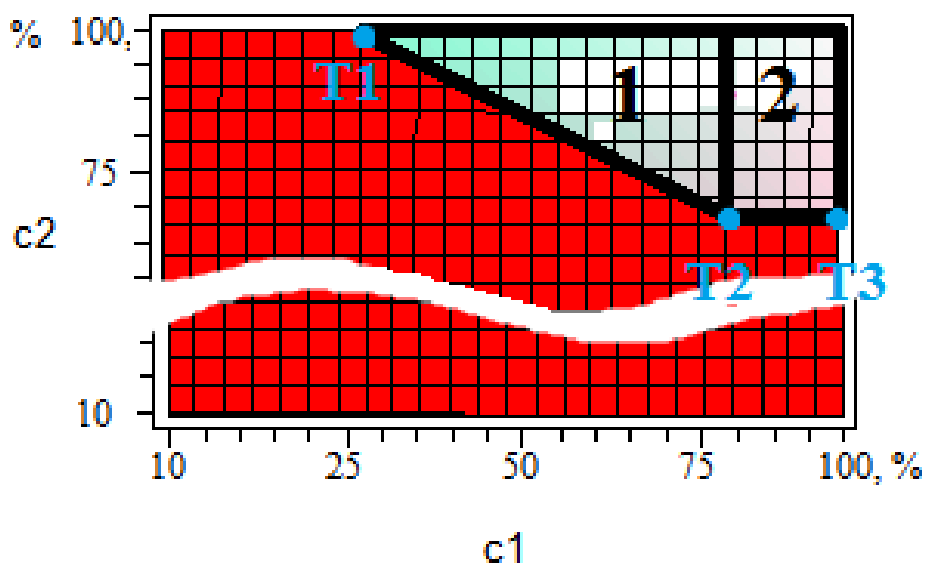


Рис. 3. График зависимости $\Delta k_{\delta}(c_1, c_2)$

Точки Т1–Т3 позволяют установить граничные рациональные величины коэффициентов динамики, например:

для точки Т1 механизм напора $k_{\delta} = 4,8$, механизм подъема $k_{\delta} = 3,1$;

для точки Т2 механизм напора $k_{\partial} = 2,4$, механизм подъема $k_{\partial} = 1,3$;
для точки Т3 механизм напора $k_{\partial} = 2,39$, механизм подъема $k_{\partial} = 1,9$.

Из графиков видно, что в направлении от точки Т1 к Т2 коэффициенты динамики как механизма подъема, так и механизма напора снижаются, а в направлении от точки Т2 к Т3 коэффициент динамики для механизма подъема повышается, а для механизма напора существенно снижается, что обоснованно подходит к выбору конструкции рабочего оборудования и жесткости элементов системы.

ВЫВОДЫ

Важным является вопрос по определению природы возникновения и путей снижения динамических нагрузок на рабочее оборудование, исполнительные механизмы и металлоконструкцию экскаватора.

Проведенный анализ работы подъемных механизмов экскаваторов показывает, что самые большие динамические нагрузки получаются во время стопорения механизмов, в случае упора исполнительного органа в непреодолимое препятствие, а рекомендуемый параметр, влияющий на величину динамических нагрузок, – жесткость механизма напора и жесткость подвеса стрелы. Для выявления наиболее значимых параметров системы производим варьирование поперечными жесткосными параметрами стрелы, а также жесткосными параметрами системы подвеса стрелы. При этом на привода исполнительных механизмов этих машин действуют значительные динамические усилия, вызванные следующими явлениями: взаимодействием с внешней средой; резкими изменениями нагрузок; изменениями направления движения. Поэтому важным является вопрос по определению природы возникновения и путей снижения динамических нагрузок на рабочее оборудование, исполнительные механизмы и металлоконструкцию экскаватора.

Исходя из выше представленных графиков, полученных в результате теоретических исследований, установлено, что рекомендуемое рациональное значение поперечной жесткости стрелы должно составлять до 79 %, а жесткость подвеса стрелы 68 % жесткости существующих конструкций, что соответствуют коэффициенту динамики для механизма подъема 1,3, а для механизма напора 2,4.

Таким образом можно достичь существенного снижения динамических нагрузок на рабочее оборудование и исполнительные механизмы экскаваторов с прямой механической лопатой.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Волков Д. П. Динамика и прочность одноковшовых экскаваторов / Д. П. Волков. – М. : Машиностроение, 1965. – 463 с.
2. Домбровский Н. Г. Экскаваторы / Н. Г. Домбровский. – М. : Машиностроение, 1969. – 316 с.
3. Панкратов С. А. Динамические процессы при работе машин для строительных и открытых горных работ и комплексные методы их исследования / С. А. Панкратов // Сб. трудов МИСИ. – М. : Госгортехиздат, 1961. – № 39.
4. Ветров Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами / Ю. А. Ветров. – М. : Машиностроение, 1971. – 357 с.
5. Подерни Р. Ю. Механическое оборудование карьеров / Р. Ю. Подерни. – М. : МГУ, 2007. – 678 с.
6. Чулков Н. Н. Расчет приводов карьерных машин / Н. Н. Чулков. – М. : Недра, 1987. – 196 с.
7. Крупко В. Г. Теорія та практика раціонального проектування, виготовлення та експлуатації машинобудівних конструкцій : матеріали 2 Міжнародної науково-технічної конференції «Моделювання механічних систем робочого обладнання одноковшових экскаваторів» / В. Г. Крупко, Р. Н. Діхтенко. – Львів, 2010. – С. 128–130.
8. Крупко В. Г. Моделювання механічних систем робочого обладнання одноковшових экскаваторів / В. Г. Крупко, Р. Н. Діхтенко // Теорія та практика раціонального проектування виготовлення і експлуатації машинобудівних конструкцій : праці науково-технічної конференції. – Львів, 2010. – С. 128–130.