

УСТАНОВЛЕНИЕ ЧАСТОТНЫХ ПАРАМЕТРОВ КАНАТНО-БЛОЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ ТЯГОВОГО МЕХАНИЗМА ДРАГЛАЙНА

Клементьева И.Н.¹, Куулар О.О.²

¹*Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», г. Москва;*

²*Тувинский государственный университет, г. Кызыл*

Ключевые слова: добыча угля, открытый способ, экскаватор драглайн, канатно-блочная передача тягового механизма, упругодемпфирующее устройство, колебательная система «тяговые канаты – ковш», частотные параметры.

Аннотация. Наглядно показано, что установка рычажного УДУ в канатно-блочную передачу тягового механизма драглайна уменьшает ее жёсткость, что позволяет эффективно эксплуатировать машин для открытых горных работ. Установлено, что диссипативные (демпфирующие колебания) силы в колебательной системе «тяговые канаты – ковш» в основном определяются трением ковша о забой и являются закритическими.

MAXIMAL STIFFNESS OF ELASTICALLY DAMPING DEVICE IN TRACTION OF DRAGLINES

Klementyeva I.N.¹, Kuular O.O.²

¹*National Research Technological University "MISiS", Moscow;*

²*Tuvan state university, Kyzyl*

Keywords: coal mining, open method, dragline excavator, rope-block transmission of the traction mechanism, elastic damping device, oscillating system "traction ropes-bucket", frequency parameters.

Abstract. It is clearly shown that the installation of a lever rod in the rope-block transmission of the dragline traction mechanism reduces its rigidity, which makes it possible to effectively operate machines for open-pit mining. It is established that the dissipative (damping vibrations) forces in the oscillatory system "traction ropes-bucket" are mainly determined by the friction of the bucket on the face and are supercritical.

Долгосрочной программой развития угольной промышленности на период до 2030 года, утвержденной Правительством РФ [1], предусматривается «значительное развитие добычи угля наиболее эффективным открытым способом на основе широкого применения прогрессивных технологий и выемочно-погрузочного оборудования большой мощности». Сегодня мировая тенденция роста, наблюдаемая с 70-х годов прошлого века, единичной мощности одноковшовых экскаваторов, привела к тому, что ведущие производители стали выпускать драглайны массой более 10 тыс. тонн и вместимостью ковша более 100 м³ [2].

Однако опыт эксплуатации сверхмощных машин в РФ показал экономическую нецелесообразность их использования. Современному горному предприятию выгодно иметь несколько единиц выемочно-погрузочного оборудования средней и большой мощности, чем единичные сверхмощные агрегаты, требующие для их эффективного использования целый парк разнообразных вспомогательных машин.

Длительный опыт эксплуатации драглайнов, в основном выпускаемых ОАО «Уралмашзавод» показал, что доля затрат на их содержание в себестоимости продукции разрезов и карьеров РФ составляет от 18 % до 43 %. Одной из основных причин относительно невысокой надёжности при эксплуатации одноковшовых экскаваторов являются простои в ремонтах. Их продолжительность составляет до 28,6% от календарного фонда времени, в том числе неплановые простои составляют 9,2% [3-5]. Это объясняется тем что, на производительность одноковшовых экскаваторов существенное влияние оказывают параметры отработки уступа, физико-механические свойства экскавируемого угля [3], климатические условия эксплуатации [5], а также уровень динамических нагрузок в металлоконструкциях [6] и приводах их основных механизмов в течение рабочего цикла.

Известно, что механизмы подъема и тяги драглайна состоят из приводных лебедок и канатно-блочных передач. При этом длительность копания (экскавации) у драглайна составляет до 30% его рабочего цикла, в течение которой механизм тяги, его привод, зубчатые трансмиссии и канатно-блочные передачи испытывают значительные динамические нагрузки. При этом жесткость и демпфирование в системе «тяговые канаты – ковш» обусловлены только конструкцией трансмиссий приводов и канатно-блочных передач.

Теоретические аспекты снижения динамических нагрузок в приводах и металлоконструкциях машин для открытых горных работ при заданных характеристиках породы и параметрах отработки уступа нашли отражение в трудах докторов технических наук Н.Г. Домбровского [4], Р.Ю. Подэрни [7] и других. На основе выполненных ими исследований были предложены некоторые методы и средства снижения динамических нагрузок в приводах и металлоконструкциях горных машин, в том числе с применением упругодемпфирующих устройств (УДУ). Однако до настоящего времени в технической литературе отсутствует достаточно обоснованная методика выбора максимальной жесткости УДУ установления параметров определяющих собственную частоту колебательной системы «тяговые канаты - ковш драглайна».

Динамические нагрузки, возникающие в процессе копания в элементах механизмов, непосредственно участвующих в копании, существенно превышают динамические нагрузки тех же механизмов в переходных процессах пуска и торможения. Особенно большие нагрузки возникают при внезапной встрече ковша с непреодолимым препятствием, когда ковш останавливается практически мгновенно, время же остановки двигателя и механизма определяется податливостью кинематической связи привода

копающего механизма с ковшем (в основном упругостью стальных тросов, канатно-блочных передач и податливостью других элементов механизма) и инерционностью масс двигателя, редуктора и барабана. Запасённая во вращающихся инерционных массах кинетическая энергия при быстрой остановке ковша, переходит, в основном, в потенциальную энергию упругих деформаций элементов копающего механизма в целом.

Поэтому для снижения динамических нагрузок в копающих механизмах одноковшовых экскаваторов поиск новых технических решений УДУ и их частотных параметров, позволяющих эффективно эксплуатировать экскаваторы в различных горнотехнических условиях, остается по-прежнему актуальным.

Рассмотрим подробно схемы сил, действующих на ковш драглайна по пути его наполнения породой, в начале и в конце черпания (рис. 1).

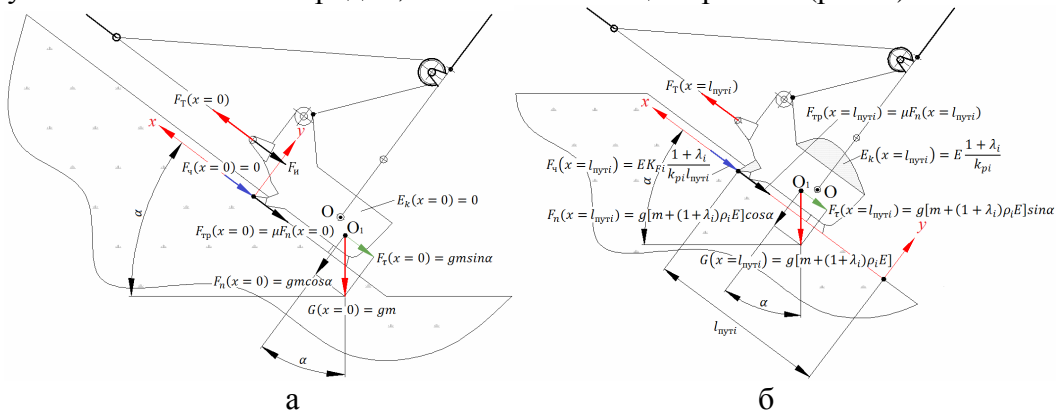


Рис. 1. Схема сил, действующих на ковш драглайна по пути его наполнения породой: а – в начале черпания ($x = 0$); б – в конце черпания ($x = l_{nyimi}$)

Анализ сил, действующих на ковш драглайна при его движении в забое (рис. 1), при допущении, что геометрический объем ковша по пути его наполнения породой – x с i -тым удельным сопротивлением копанью K_{Fi} в диапазоне $0 \leq x \leq l_{nyimi}$ заполняется по линейному закону, приводит нас к следующим аналитическим представлениям сил:

– составляющая от сил сопротивления черпанью – $F_u(x)$ равна

$$F_u(x) = K_{Fi} E \frac{1 + \lambda_i}{k_{pi} l_{nyimi}^2} x, \text{ Н}; \quad (1)$$

– касательная составляющая от веса ковша – $F_\tau(x)$ равна

$$F_\tau(x) = g(m + \rho_i E \frac{1 + \lambda_i}{k_{pi} l_{nyimi}} x) \sin \alpha, \text{ Н}; \quad (2)$$

Здесь g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

– сила инерции при страгивании ковша – F_H [7, 8] равна

$$F_H(x) \approx 0,2mg \left(1 - \frac{x}{t_{раз}} \right), \text{ Н}; \quad (3)$$

причем $F_{II}(x > t_{разз}) = 0$, здесь $t_{разз}$ – длительность разгона ковша до номинальной скорости черпания, с.

– сила трения ковша о забой – $F_{mp}(x)$ [7-10] равна

$$F_{mp}(x) = \mu g(m + \rho_i E \frac{1 + \lambda_i}{k_{pi} l_{nyimi}} x) \cos \alpha, \text{ Н.} \quad (2)$$

Здесь μ – коэффициент трения ковша драглайна о забой (сталь-порода), $\mu \approx 1,0$ [9];

m – масса непосредственно ковша с упряжью Пейджа, кг;

ρ_i – плотность экскавируемой i -той горной породы кг/м³;

E – геометрическая вместимость ковша драглайна, м³;

k_{pi} – коэффициент разрыхления породы в ковше драглайна i -ым удельным сопротивлением копанияю;

λ_i – отношение i -го объёма призмы волочения к объёму ковша (принимается равным: для лёгких пород $\lambda = 0,4$ при $k_p = 1,25$, $K_F = 0,12 \cdot 10^6$ Па; для средних пород $\lambda = 0,3$ при $k_p = 1,3$, $K_F = 0,29 \cdot 10^6$ Па; для тяжёлых пород $\lambda = 0,2$ при $k_p = 1,37$, $K_F \geq 0,3 \cdot 10^6$ Па соответственно) [8];

l_{nyimi} – путь наполнения ковша породой с i -ым удельным сопротивлением копанияю, м.

Абсолютное суммарное усилие в тяговых канатах ковша драглайна – $F_T(x)$ при черпании породы определяется суммой сил, действующих на ковш, из неравенства:

$$F_T(x) \geq F_q(x) + F_\tau(x) + F_{mp}(x) + F_{II}, \text{ Н.} \quad (5)$$

Неравенство (5) с учетом выражений (1)-(4) после соответствующих алгебраических преобразований принимает вид

$$F_T(x) \geq K_{Fi} E \frac{1 + \lambda_i}{k_{pi} l_{nyimi}^2} x + g(m + \rho_i E \frac{1 + \lambda_i}{k_{pi} l_{nyimi}} x) (\sin \alpha + \mu \cos \alpha) + 0,2mg \left(1 - \frac{x}{t_{разз}} \right), \text{ Н.} \quad (6)$$

Усилие в тяговых канатах драглайна при угле наклона забоя $\alpha = \pi/6$ (см. рис. 1) определится из неравенства (6):

– в момент страгивания ковша при условии $x = 0$ (схема сил, действующих на ковш – рис. 1 а)

$$F_T(x = 0) = mg(\sin \alpha + \mu \cos \alpha + 0,2) \approx 1,6mg, \text{ Н;} \quad (7)$$

– в момент окончания черпания при условии $x = l_{nyimi}$ (схема сил, действующих на ковш – рис. 1 б)

$$F_T(x = l_{nyimi}) = K_{Fi} E \frac{1 + \lambda_i}{k_{pi} l_{nyimi}} + g(m + \rho_i E \frac{1 + \lambda_i}{k_{pi}} x) (\sin \alpha + \mu \cos \alpha), \text{ Н.} \quad (8)$$

Неравенство (5) в относительной форме принимает вид

$$\tilde{F}_T(x) \geq \frac{F_q(x)}{F_{T \max}(x)} + \frac{F_\tau(x)}{F_{T \max}(x)} + \frac{F_{mp}(x)}{F_{T \max}(x)} + \frac{F_{II}}{F_{T \max}(x)}. \quad (9)$$

Графическая интерпретация неравенства (9) приведена на рисунке 2.

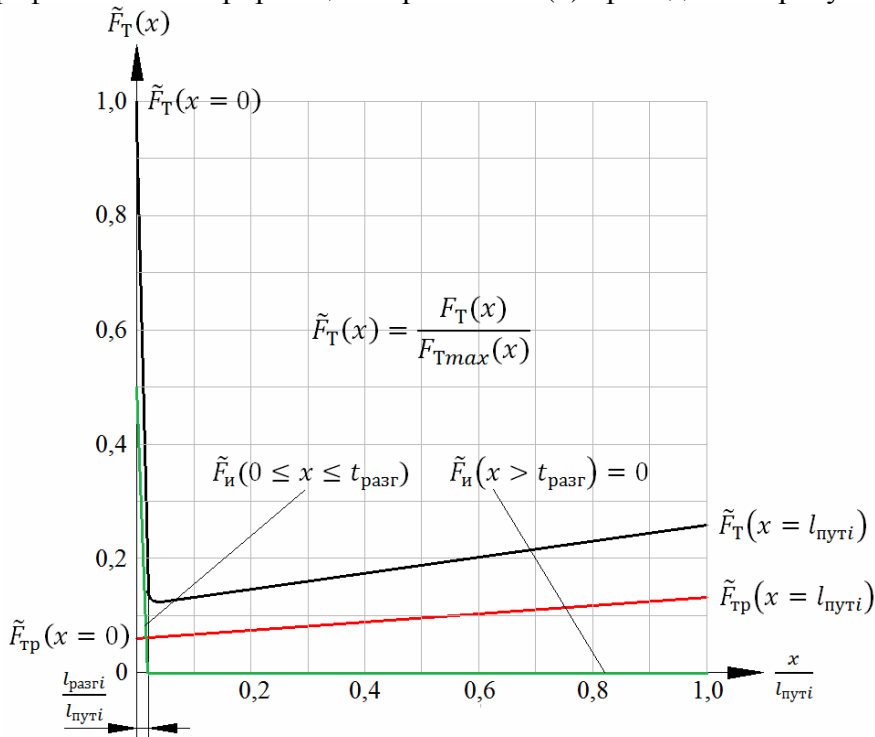


Рис. 2. Зависимость относительного усилия в тяговых канатах драглайна от пути наполнения ковша породой в соответствии со схемой сил, действующих на ковш в начале ($x = 0$) и в конце черпания ($x = l_{nyми}$)

Анализ зависимостей (1), (2) и (4) в относительной форме свидетельствует, что с увеличением пути наполнения ковша породой возрастают составляющие от сил сопротивления черпанию, касательная от веса ковша и сила трения ковша о забой за счет увеличения массы, присоединенной к тяговым канатам. Одновременно с этим увеличивается и жесткость тяговых канатов, характеризующаяся зависимостью [11]

$$c(x) = E_y \frac{nS}{l_0 - x} = E_y \frac{nS}{l_{nyми} \left(\frac{l_0}{l_{nyми}} - \frac{x}{l_{nyми}} \right)}, \text{ Н/м.} \quad (10)$$

Здесь E_y – модуль упругости стальных канатов, составляющий величину $E_y = k \cdot E_{ю}$, Нм/м^3 , где k – безразмерный коэффициент, характеризующий конструкцию стального троса и тип свивки его прядей, $k < 1$ [9]; $E_{ю}$ – модуль упругости Юнга, Нм/м^3 [12];

n – количество тяговых канатов, ед.;

S – сечение одного стального каната, м^2 ;

l_0 – длина одного каната от упряжи Пейджа до барабана тяговой лебедки, м.

Собственная частота колебаний – $\omega_0(x)$ в системе «тяговые канаты – ковш» в зависимости от пути наполнения ковша драглайна определится как [13]

$$\omega_0(x) = \sqrt{\frac{c(x)}{M(x)}} = \sqrt{\frac{E_y \frac{nS}{l_0 - x}}{m + \rho_i E \frac{1 + \lambda_i}{k_{pi}} \frac{x}{l_{nymi}}}}, \text{ рад/с.} \quad (11)$$

Уравнение (11) принимает вид:

– в момент страгивания ковша при условии $x = 0$ (рис. 1 а)

$$\omega_0(x = 0) = \sqrt{E_y \frac{nS}{ml_0}}, \text{ рад/с;} \quad (12)$$

– в момент окончания черпания при условии $x = l_{nymi}$ (рис. 1 б)

$$\omega_0(x = l_{nymi}) = \sqrt{\frac{E_y nS}{(l_0 - l_{nymi}) \left(m + \rho_i E \frac{1 + \lambda_i}{k_{pi}} \right)}}, \text{ рад/с.} \quad (13)$$

Анализ уравнений (12) и (13) показывает, что собственная частота системы «тяговые канаты – ковш» является переменной и изменяется от момента страгивания ковша до момента окончания черпания.

Поделив выражение (12) на (13), имеем

$$\frac{\omega_0(x = 0)}{\omega_0(x = l_{nymi})} = \sqrt{\frac{(l_0 - l_{nymi}) \left(m + \rho_i E \frac{1 + \lambda_i}{k_{pi}} \right)}{ml_0}} > 1, \quad (14)$$

то есть собственная частота системы «тяговые канаты – ковш» в момент страгивания ковша больше собственной частоты этой системы, чем в конце черпания

$$\omega_0(x = 0) > \omega_0(x = l_{nymi}). \quad (14)$$

Анализ выражения (4) для $F_{mp}(x = l_{nymi})$ и $F_{mp}(x = 0)$ показывает, что отношение силы трения в конце черпания к силе трения в момент страгивания составляет

$$\frac{F_{mp}(x = l_{nymi})}{F_{mp}(x = 0)} = 1 + \frac{1 + \lambda_i}{m} \rho_i E > 1. \quad (16)$$

В свою очередь, отношение амплитуд выходного и входного сигналов колебательной системы «тяговые канаты – ковш» в функции вынужденной частоты колебаний – амплитудно-частотная характеристика (АЧХ) $\xi(\omega)$ в соответствии с результатами, приведенными в [13-15], имеет вид

$$\xi(\omega) = \frac{k\omega_0^2}{\sqrt{(\omega_0^2 + \omega^2) + 4\zeta^2(x)\omega_0^2\omega^2}}. \quad (17)$$

Здесь k – безразмерный коэффициент пропорциональности;

ω – частота вынужденных колебаний, рад/с;

$\zeta(x)$ – коэффициент затухания колебаний в системе «тяговые канаты – ковш», характеризующий влияние диссипативных сил (в основном силы трения ковша о забой) на форму АЧХ, так, с уменьшением коэффициента затухания вынужденная частота приближается к собственной и резонансный пик АЧХ становится выше и острее, $0 < \zeta(x) < 2^{-0.5}$ (18).

Величина модального значения АЧХ определится из выражения (17) при равенстве частот $\omega_0 = \omega$

$$\xi(\omega_0 = \omega) = \frac{k}{2\zeta(x)}, \quad 0 \leq x \leq l_{ny\text{mi}}. \quad (19)$$

Поскольку диссипативные силы в системе «тяговые канаты – ковш» в основном определяются силой трения ковша о забой, естественно предположить, что с большой степенью точности [16-18] отношение модальных значений АЧХ в конце черпания и в момент его начала будет равно отношению (16)

$$\frac{\xi(\omega_0 = \omega, x = l_{ny\text{mi}})}{\xi(\omega_0 = \omega, x = 0)} = \frac{F_{mp}(x = l_{ny\text{mi}})}{F_{mp}(x = 0)} > 1, \quad (20)$$

то есть модальное значение АЧХ системы «тяговые канаты – ковш» в момент страгивания ковша меньше ее модального значения в конце черпания.

В свою очередь, последовательная установка рычажного УДУ в канатно-блочную передачу тягового механизма драглайна (рис. 3) уменьшит её жёсткость до величины

$$c_{y\partial y}(x) = \frac{c_{y\partial y} E_y a n S}{c_{y\partial y} a (l_0 - x) + E_y n S (a + b)}, \quad \text{Н/м}. \quad (21)$$

Соответственно, собственная частота колебательной системы «УДУ – тяговые канаты – ковш» составит

$$\omega_{0,y\partial y}(x) = \sqrt{\frac{c_{y\partial y} E_y a n S}{[c_{y\partial y} a (l_0 - x) + E_y n S (a + b)] \left[m + \rho_l E \frac{1 + \lambda_i}{k_{pi}} \frac{x}{l_{ny\text{mi}}} \right]}}, \quad \text{рад/с}. \quad (22)$$

Далее, используя предельное значение коэффициента затухания колебаний в системе «УДУ – тяговые канаты – ковш» (значение правой части неравенства (18) $\zeta(x) < 2^{-0.5}$), можно записать

$$\omega_{0,y\partial y}(x) = 2^{-0.5} \omega_0(x). \quad (23)$$

Решая уравнение (23) с учётом выражений (11) и (22) относительно $c_{y\partial y}$, после соответствующих алгебраических преобразований имеем

$$c_{y\partial y}(x) = \frac{a}{a + b} E_y \frac{nS}{l_0 - x}, \quad \text{Н/м}. \quad (24)$$

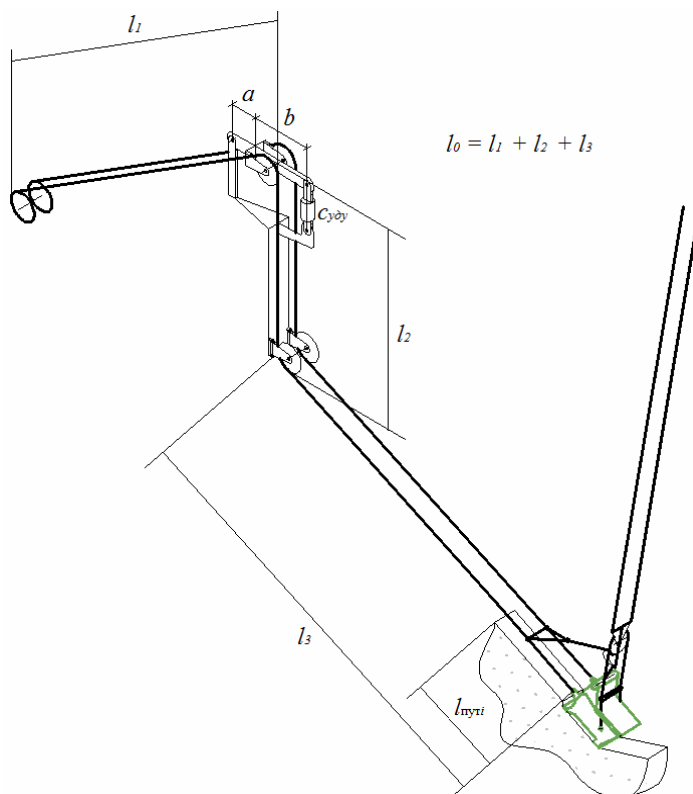


Рис. 3. Канатно-блочная передача тягового механизма драглайна с рычажным УДУ

Очевидно, что величина c_{ydy} принимает максимальное значение при $x = l_{nyti}$

$$c_{ydy \max} = E_y \frac{nS}{l_0 - l_{nyti}} \frac{a}{a+b}, \text{ Н/м.} \quad (25)$$

Подставляя результат (25) в выражение (22), имеем частоту собственных колебаний системы «УДУ – тяговые канаты – ковш» драглайна

$$\omega_{0ydy}(x = l_{nyti}) = \sqrt{\frac{2E_y nS}{(l_0 - l_{nyti}) \left(m + \rho_i E \frac{1 + \lambda_{l_i}}{k_{pi}} \right)}}, \text{ рад/с.} \quad (26)$$

На рисунке 4 приведены зависимости модальных значений амплитуд колебаний $\xi(\omega_0 = \omega, x)$ систем «тяговые канаты – ковш» и «УДУ – тяговые канаты – ковш» в функции относительного пути наполнения ковша x/l_{nyti} .

Анализ результатов, приведённых на рисунке 4, свидетельствует, что канатно-блочная передача тягового механизма драглайна, оснащённая рычажным УДУ, имеющим жёсткость, определённую по формуле (25), обеспечивает меньшие модальные значения амплитуд колебаний на всём пути наполнения ковша.

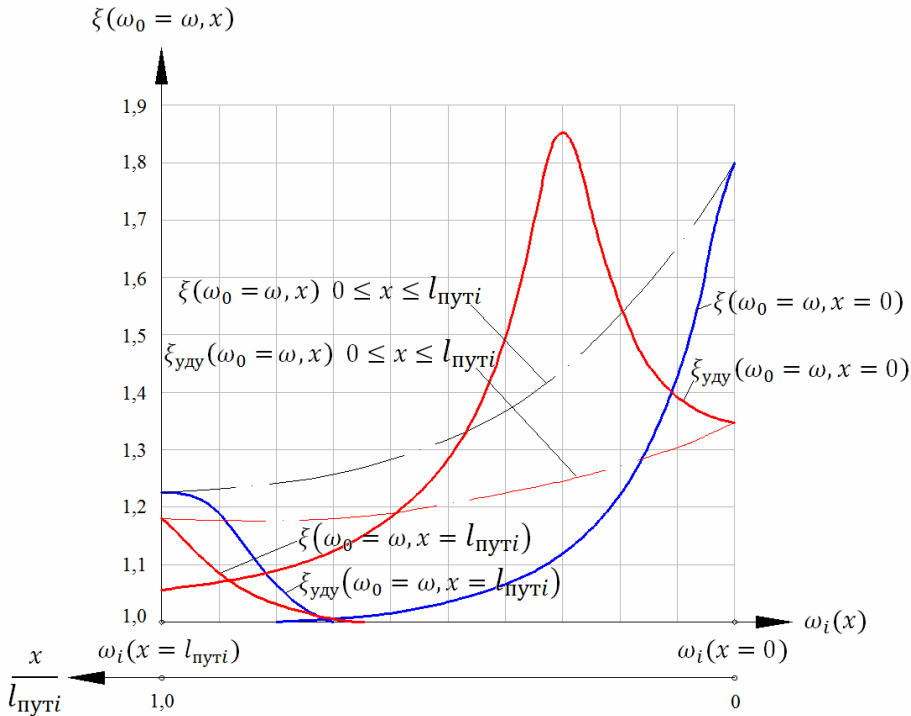


Рис. 4. Зависимость модальных значений амплитуд колебаний $\xi(\omega_0 = \omega, x)$ систем «тяговые канаты – ковш» и «УДУ – тяговые канаты – ковш» в функции относительного пути наполнения ковша $x/l_{пути}$

Следует отметить, что нагрузочная способность упругого элемента рычажного УДУ обеспечивается подбором величин длин a и b рычага, удовлетворяющим неравенству:

$$\Delta_{\max} \leq \frac{a}{a+b} \frac{F_T}{c_{уду}}, \text{ м.} \quad (27)$$

Здесь Δ_{\max} – максимальная осадка упругого элемента рычажного УДУ.

На основе выше изложенного можно констатировать, что за счёт увеличения массы, присоединённой к тяговым канатам по пути наполнения ковша драглайна породой, возрастают силы сопротивления его движению, одновременно с этим увеличивается жесткость тяговых канатов за счёт уменьшения их длины; собственная частота колебаний системы «тяговые канаты – ковш» изменятся от момента страгивания ковша до момента окончания черпания, причём её большее значение имеет место при страгивании ковша, а меньшее в момент окончания черпания. Также можно сделать вывод, что диссипативные (демпфирующие колебания) силы в колебательной системе «тяговые канаты – ковш» в основном определяются трением ковша о забой и являются закритическими, а канатно-блочная передача тягового механизма драглайна, оснащённая рычажным УДУ, который имеет максимальную жесткость, обеспечивает наименьшие модальные значения амплитуд колебаний на всём пути наполнения ковша.

Список литературы

1. Правительство РФ: Долгосрочная программа развития угольной промышленности России на период до 2030 года. Утверждена Правительством РФ 24.01.2012 г.
2. Драглайны шагающие / ПАО «Уралмашзавод» [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://uralmash-kartex.ru/draglajnyi>
3. Беляков Ю.И., Владимиров В.М. Совершенствование экскаваторных работ на карьерах. – М.: Недра, 1974. – 304 с.
4. Домбровский Н.Г., Панкратов С.А. Землеройные машины. Часть первая. Одноковшовые экскаваторы. – М.: Государственное издательство литературы по строительству, архитектуре и строительным материалам», 1961. – 651 с.
5. Махно Д.Е., Шадрин А.И., и др. Хладноломкость и хладостойкость металлоконструкций горных машин в условиях Севера. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2010. – 232 с.
6. Федоров Д.И., Бондарович Б.А., Перепонов В.И. Надежность металлоконструкций землеройных машин. Методы оценки и расчета. – М.: Машиностроение, 1971. – 216 с.
7. Подэрни Р.Ю. Механическое оборудование карьеров. Учебник для ВУЗов, 8-е издание. – М.: Изд-во «Майнинг Медиа Групп», 2013. – 593 с.
8. Чулков Н.Н., Чулков А.Н. Расчёт приводов карьерных машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 104 с.
9. Густов Ю.И., Слётов С.Ю. Прогнозирование трибомеханических показателей системы тяговый канат – канатоведущий шкив лифтов по коэффициенту трения скольжения // Подъемно–транспортное дело. – 2019. – №1-2 (96). – С. 2-4.
10. Лебедев Г.В., Хорошавина Т.А., Яровиков В.А., Гогелашвили Г.Ш. и др. Исследование зависимости коэффициента трения скольжения от различных факторов // Научному прогрессу – творчество молодых. – 2016. – №1. – С. 54-57.
11. Соловьев С.В., Кузиев Д.А. Исследование жесткостных параметров привода тягового механизма драглайна ЭШ-10/70 // Уголь. – 2017. – №1(1090). – С. 37-38.
12. Соловьев С.В., Кузиев Д.А. Зависимость динамики рабочего процесса карьерного драглайна от упруго-демпфирующих параметров привода его тягового механизма // Уголь. – 2014. – №2(1055). – С. 60-62.
13. Zhang K., Li G., Gong J., Zhang M. Research on Assembly Data Mining Technology of Complex Mechanical System // Procedia CIRP, 44 (2016), pp. 97-101.
14. Li Z., Yu X. Data mining technology for mechanical engineering computer test // Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, Vol. 141, pp. 197-203.
15. Бидерман В.Л. Теория механических колебаний. Изд. 3 – М.: Изд. «Ленанд», 2017. – 416с.
16. Yang S., Mi X., Wang X., Li D., Liu W., Liu X. A design method of inertial navigation's damping device based on rubber equivalent dynamic Young's Modulus. Zhongguo Guanxing Jishu Xuebao // Journal of Chinese Inertial Technology, Vol. 27, Issue 5, 1 2019, pp. 695-700.
17. Кузнецов Н.К., Иов И.А., Иов А.А. Разработка электромеханической модели механизма тяги шагающего экскаватора // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2017. – Т. 21, № 11. – С. 53-66.
18. Heidar H.R., Safarpour P. Design and modeling of a novel active squeeze film damper // Mechanism and Machine Theory, 105, 2016, pp. 235-243.

References

1. Government of the Russian Federation: A long-term program for the development of the Russian coal industry for the period up to 2030. Approved by the Government of the Russian Federation on 24.01.2012 .
2. Walking draglines / PJSC Uralmashzavod [Electronic resource]. – Access mode: <https://uralmash-kartex.ru/draglajnyi>
3. Belyakov Yu.I., Vladimirov V.M. Improvement of excavation at open pits. – М.: Nedra, 1974. – 304 p.

4. Dombrovsky N.G., Pankratov S.A. Earthmoving machines. Part one. Single-bucket excavators. – M.: State Publishing House of Literature on Construction, Architecture and Building materials", 1961. – 651 p.
5. Makhno D.E., Shadrin A.I., et al. Cold breaking and cold resistance of metal structures of mining machines in the conditions of the North. – Irkutsk: Publishing House of IrSTU, 2010. – 232 p.
6. Fedorov D.I., Bondarovich B.A., Pereponov V.I. Reliability of metal structures of earthmoving machines. Methods of evaluation and calculation. – M.: Mechanical Engineering, 1971. – 216p.
7. Poderni R.Yu. Mechanical equipment of quarries. Textbook for universities, 8th edition. – M.: Publishing House "Mining Media Group", 2013. – 593 p.
8. Chulkov N.N., Chulkov A.N. Calculation of drives of quarry machines. – M.: Mechanical Engineering, 1979. – 104 p.
9. Gustov Yu.I., Sletov S.Yu. Forecasting tribomechanical indicators of the traction rope - rope-carrying pulley system of elevators by sliding friction coefficient // Lifting and transport business. – 2019. – №1-2 (96). – P. 2-4.
10. Lebedev G.V., Khoroshavina T.A., Yarovikov V.A., Gogelashvili G.Sh. et al. Investigation of the dependence of the sliding friction coefficient on various factors // Scientific progress - creativity of the young. – 2016. – No. 1. – P. 54-57.
11. Soloviev S. V., Kuziyev D.A. Study of the stiffness parameters of the traction drive mechanism dragline ESH-10/70 // Charcoal. – 2017. – №1(1090). – P. 37-38.
12. Soloviev S. V., Kuziyev D.A. Dynamics of the workflow mining dragline from elastic-damping parameters of the traction drive mechanism // Charcoal. – 2014. – №2(1055). – P. 60-62.
13. Zhang K., Li G., Gong J., Zhang M. Research on Assembly Data Mining Technology of Complex Mechanical System // Procedia CIRP, 44 (2016), pp. 97-101.
14. Li Z., Yu X. Data mining technology for mechanical engineering computer test // Mechanical Systems and Signal Processing, 2020, Vol. 141, pp. 197-203.
15. Biderman V.L. Theory of mechanical vibrations. Ed. 3. – M.: Lenand Publishing House, 2017. – 416 p.
16. Yang S., Mi X., Wang X., Li D., Liu W., Liu X. A design method of inertial navigation's damping device based on rubber equivalent dynamic Young's Modulus. Zhongguo Guanxing Jishu Xuebao // Journal of Chinese Inertial Technology, Vol. 27, Issue 5, 1 2019, pp. 695-700.
17. Kuznetsov N.K., Job I.A., Job A.A. Development of an electromechanical model of the traction mechanism of a walking excavator // Bulletin of the Irkutsk State Technical University. – 2017. – Vol. 21, No. 11. – P. 53-66.
18. Heidar H.R., Safarpour P. Design and modeling of a novel active squeeze film damper // Mechanism and Machine Theory, 105, 2016, pp. 235-243.

Сведения об авторах:

Information about authors:

<p>Клементьева Инна Николаевна – кандидат технических наук, старший преподаватель, Национальный исследовательский технологический университет «МИСиС», Россия, г.Москва</p>	<p>Klementyeva Inna Nikolaevna – candidate of technical sciences, senior lecturer, National Research Technological University "MISIS", Russia, Moscow</p>
<p>Куулар Олча Орлановна – старший преподаватель, Тувинский государственный университет, Россия, г.Кызыл, Olcha101087@yandex.ru</p>	<p>Kuular Olcha Orlovna – senior lecturer, Tuvan state university, Russia, Kyzyl, Olcha101087@yandex.ru</p>

Получена 29.09.2021