М.В. Полушина
Т.В. Москалева
Е.С. Запара

РАЦИОНАЛЬНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ПОДЪЕМНОЙ УСТАНОВКИ СО ШКИВАМИ ТРЕНИЯ И БОБИННЫМ УРАВНОВЕШИВАЮЩИМ УСТРОЙСТВОМ ИЗ УСЛОВИЯ МИНИМУМА МОЩНОСТИ ПРИВОДА

Выполнен анализ влияния различных режимов управления двигателями и параметров подъемной установки со шкивами трения и бобинным уравновешивающим устройством с резинотросовыми канатами на мощность привода. Разработано математическое описание тахограммы подъема, нагрузочной диаграммы с использованием безразмерных эксплуатационных, конструктивных и кинематических параметров, выполнен анализ их влияния на мощность привода.

В результате исследований обоснована тахограмма подъема, конструктивные и кинематические параметры подъемника, соответствующие минимуму мощности привода.

Ключевые слова: подъемная установка, шкив трения, бобина, резинотросовый канат, мощность привода.

Постановка проблемы. Повышение производительности существующих подъемных установок для вертикального подъема ограничена прочностью стальных канатов. Наиболее производительная многоканатная подъемная установка с восемью канатами имеет грузоподъемность 50 тонн, отличается большими габаритами и металлоемкостью. Применение многоканатной машины для наклонного подъема по борту карьера имеет недостатки: усложнение схемы установки машины вследствие использования дополнительных отклоняющих шкивов, статическая неуравновешенность, что повышает стоимость привода. Исследования, проводимые в Национальном горном университете (г. Днепр) проф. Колосовым Л.В., проф. Заболотным К.С. и другими [1,2], в Московском горном университете [3], показали эффективность и целесообразность применения большегрузных вертикальных и наклонных скиповых подъемных установок с резинотросовым тяговым органом. Резинотросовый канат (РТК) имеет высокую надежность, ремонтпригоден и долговечен. Малый диаметр тросов (8...15 мм) обеспечивает небольшие габаритно-массовые показатели машины при высокой грузоподъемности. Использование РКТ возможно в подъемной машине с ведущими шкивами трения и в бобинной подъемной машине, каждая из которых имеет свою область рационального применения.

Рассмотрим подъемную установку со шкивами трения и бобинным уравновешивающим устройством, схема которой для вертикального и наклонного подъемов показана на рис. 1. Такая подъемная машина отличается от бобинной тем, что приводные двигатели 3 установлены на ведущих шкивах 1, а бобина 2 выполняет роль уравновешивающего устройства. Эффективность такой машины достигается за счет снижения стоимости привода постоянного тока вследствие повышения скорости вращения двигателя в 2...2,5 раза. Кроме того снижается маховый момент привода и динамические нагрузки на машину.

Мощность привода зависит от принятой тахограммы подъема, степени статической и динамической уравновешенности подъемной установки.

Цель работы. Исследовать влияние тахограммы, эксплуатационных, конструктивных и кинематических параметров подъемной установки на мощность привода в условиях одинаковой производительности (грузоподъемность и продолжительность цикла подъема принимаются постоянными).

Основная часть. Рассмотрим два варианта тахограммы подъема: 1) выдерживание постоянной линейной скорости сосуда, соответствующего большему радиусу навивки ленты на бобину, рис. 2, а; 2) выдерживание постоянной линейной скорости поднимающегося сосуда, рис. 2, б. Тахограммы построены в безразмерных коор-

динатах: $\tau = t/T_u$ – отношение текущего времени t к времени цикла T_u , $\bar{v} = v/v_m$ – отношение текущей скорости подъема v к максимальной скорости подъема v_m ; $\bar{j} = j/g$ – отношение ускорения j к ускорению свободного падения g . На рисунках обозначено:

$\bar{v}_л, \bar{v}_п$ – относительные скорости движения левого (поднимающегося) и правого (опускающегося) сосудов; $\bar{j}_л, \bar{j}_п$ – относительные ускорения движения левого и правого сосудов.

Рис. 1. Схема подъемной установки сос шкивами трения и бобиным уравнивающим устройством: а) для вертикального подъема; б) на наклонной трассе

Рис. 2. Тахограмма подъема: а) по большому радиусу навивки; б) по скорости левого сосуда

Для тахограммы по большому радиусу намотки время цикла подъема

$$T_u = \frac{1}{2} \left(\frac{v_m \cdot \varepsilon_j + 1}{j_p} + \frac{L}{v_m} \cdot \frac{3\rho + 1}{\rho + 1} \right),$$

где $\rho = R_k/R_n$ – отношение конечного к начальному радиусу намотки ленты на бобину, $\varepsilon_j = j_T/j_p$ – отношение ускорения торможения j_T к ускорению разгона j_p . Найдем v_m и, разделив на среднюю скорость

подъема $v_{cp} = L/T_u$, где L – длина трассы подъема, получим степень неполноты тахограммы

$$\lambda = \frac{v_m}{v_{cp}} = C \bar{j}_p \frac{\varepsilon_j}{\varepsilon_j + 1} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{\varepsilon_j + 1}{\varepsilon_j C \bar{j}_p} \cdot \frac{3\rho + 1}{\rho + 1}} \right),$$

$$\text{где } C = \frac{T_u^2 g}{L}.$$

Для тахограммы по скорости левого сосуда:

$$T_u = \frac{v_m}{2\bar{j}_p} \frac{\varepsilon_j + 1}{\varepsilon_j} + \frac{L}{v_m},$$

$$\lambda_{\lambda} = \frac{v_m}{v_{cp}} = C\bar{j}_p \frac{\varepsilon_j}{\varepsilon_j + 1} \left(1 - \sqrt{1 - 2 \frac{\varepsilon_j + 1}{\varepsilon_j C\bar{j}_p}} \right).$$

Уравнение движения подъемной установки описывается уравнением

$$I_{np.n} \frac{d^2 \varphi_n}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{dI_{np.n}}{d\varphi_n} \left(\frac{d\varphi_n}{dt} \right)^2 =$$

$$M_{\lambda} \frac{R_{\lambda}}{R_n} + M_n - R_{\lambda} \left(F_{\lambda} \frac{R_{\lambda}}{R_n} - F_n \right), \quad (1)$$

где φ_n – угол поворота правого шкива, $I_{np.n}$ – приведенный к правому шкиву момент инерции подъемной установки, M_{λ} , M_n – моменты двигателей в левой и правой ветвях, R_{λ} , R_n – радиусы шкива, намотки ленты на бобину в левой и правой ветвях, F_{λ} , F_n – статические натяжения каната в левой и правой ветвях.

Для разрешения неопределенности в уравнении (1), зададим соотношение между моментами двигателей $C_{\delta} = M_{\lambda}/M_n$ и, разделив (1) на $m_p g R_{\lambda}$, где m_p – расчетная масса сосуда, запишем момент двигателя в правой ветви как сумму статического момента μ_{CT} , динамического, обусловленного изменением скорости в переходных режимах $\mu_{\delta 1}$, динамического, обусловленного изменением приведенного момента инерции подъемной установки $\mu_{\delta 2}$:

$$\mu_n = \frac{M_n}{m_p g R_{\lambda}} = \mu_{CT} + \mu_{\delta 1} + \mu_{\delta 2};$$

$$\mu_{CT} = \frac{f_{\lambda} \rho_{\lambda} / \rho_n - f_n}{C_{\delta} \rho_{\lambda} / \rho_n + 1};$$

$$\mu_{\delta 1} = \frac{\bar{m}_{np.n} \bar{j}_n}{C_{\delta} \rho_{\lambda} / \rho_n + 1};$$

$$\mu_{\delta 2} = \frac{\bar{v}_n^2 \lambda^2 (\rho^2 - 1) (\bar{m}_{\delta} + \bar{m}_{\lambda} (\rho + 1) \rho_{\lambda})}{2 C \rho_n^4 (C_{\delta} \rho_{\lambda} / \rho_n + 1)};$$

$$f_{\lambda} = \frac{F_{\lambda}}{m_p g} = \sin(\alpha) + f_1 \cos(\alpha) + \theta_{\lambda} (\sin(\alpha) + f_2 \cos(\alpha));$$

$$f_n = \frac{F_n}{m_p g} = \delta (\sin(\alpha) - f_1 \cos(\alpha)) + \theta_n (\sin(\alpha) - f_2 \cos(\alpha)).$$

В выражениях приняты обозначения:

$$\delta = \frac{m_m}{m_p} - \text{отношение мертвого веса сосуда к}$$

$$\text{расчетному}; \quad \theta = \frac{qL}{m_p g} = \frac{\sin(\alpha) + f_1 \cos(\alpha)}{L_{np}/n_{CT} - 1} -$$

относительный вес РТК; q – погонный вес каната; α – угол наклона трассы; f_1, f_2 – коэффициенты сопротивления движению вагонетки по рельсам и ленты по направляющим роликам; n_{CT} – запас прочности каната; L_{np} – прочная длина каната; $\rho_{\lambda} = R_{\lambda}/R_{\lambda u}$, $\rho_n = R_n/R_{\lambda u}$ – относительные радиусы намотки ленты на бобину в левой и правой ветвях; $l_{\lambda} = L_{\lambda}/L$, $l_n = L_n/L$ – относительные длины каната в левой и правой ветвях;

$$\bar{m}_{np.n} = \frac{I_{np.n}}{m_p g R_{\lambda u}^4} = \bar{m}_{\lambda} \frac{\rho_{\lambda}^2}{\rho_n^2} + \bar{m}_n + \frac{m_{\delta}}{\rho_n^2};$$

$$\bar{m}_{\lambda} = 1 + \theta l_{\lambda} + \bar{m}_{\lambda u}; \quad \bar{m}_n = \delta + \theta l_n + \bar{m}_{\lambda u};$$

$$\bar{m}_{\delta} = \frac{\theta}{2} \left((1 + l_{\lambda}) (\rho_{\lambda}^2 + 1) + (1 - l_n) (\rho_n^2 + 1) \right) + \bar{m}_0;$$

$$\bar{m}_{\lambda u} = \frac{I_{\lambda u}}{m_p R_{\lambda u}^2}, \quad \bar{m}_0 = \frac{I_0}{m_p R_n^2}, \quad I_{\lambda u}, \quad I_0 - \text{моменты}$$

инерции шкива с двигателем и бобинного устройства.

На рис. 3 построены диаграммы составляющих момента μ_{CT} , $\mu_{\delta 1}$, $\mu_{\delta 2}$ при равномерной загрузке двигателей $C_{\delta} = 1$.

Рис. 3. Диаграммы моментов

Известно, что наибольшее статическое уравновешивание бобинного подъемника достигается при значении конструктивного параметра ρ , определенного из условия равенства статического момента на валу бобины в начале и конце цикла подъема $\rho_{CT} = 1 + \theta(1 + C_{\delta}) / (C_{\delta} + \delta)$.

На рис. 4 приведены графики изменения относительной статической неуровновешенности за цикл подъема

$$\xi(\tau) = [(\mu_{CT}(\tau) - \mu_{CT}(0)) / \mu_{CT}(0)] \cdot 100\%.$$

Рис. 4. Графики зависимостей относительной статической неуровновешенности

Наибольшее влияние на статическую неуровновешенность оказывают угол наклона α и параметр θ . Для вертикального подъема функция имеет равные по модулю минимум и максимум, для наклонного подъема при $\alpha < 50^\circ$ — один максимум. Численный анализ показывает, что относительная статическая неуровновешенность для вертикальных подъемных установок составляет 8...10%, для наклонных — 13...15%. Увеличение параметра θ приводит к увеличению ξ . Таким образом, с целью уменьшения статической неуровновешенности необходимо использовать более высокопрочные РТК, с меньшей погонной массой.

Изменение конструктивного параметра ρ относительно ρ_{CT} приводит к увеличению статической неуровновешенности подъемника. Графики функции $\mu_{CT}(\tau)$ при $C_\delta = 1$ при различных значениях параметра $K = \rho/\rho_{CT}$ (рис. 5) показывают, что увеличение статической неуровновешенности при значении K , отличном от единицы, связано с увеличением угла наклона функции $\mu_{CT}(\tau)$.

Рис. 5. Диаграммы статических моментов при различных значениях коэффициента K

Анализ графиков на рис. 3 позволяет сделать вывод о том, что динамическим моментом $\mu_{\partial 2}$, вызванным изменением приве-

денного момента инерции подъемной установки, можно пренебречь, так как значение $\mu_{\partial 2}$ по сравнению с $\mu_{\partial 1}$, а тем более, с суммой $\mu_{CT} + \mu_{\partial 1}$ пренебрежимо мало. Также в период движения с установившейся скоростью значения $\mu_{\partial 1}$ и $\mu_{\partial 2}$ действуют с противоположными знаками. Полный динамический момент $\mu_{\partial 1} + \mu_{\partial 2}$ составляет максимум 5% от статического μ_{CT} .

Имея математическое описание тахограммы подъема и нагрузочной диаграммы, определим характеристику динамического режима $\eta = N_\partial / N_0$, как отношение реальной мощности одного двигателя N_∂ к идеальной мощности $N_0 = 0,5 m_n g v_{cp} \sin(\alpha)$, где $m_n = m_p - m_m$ — полезная масса поднимаемого груза. Мощность двигателя постоянного тока определяется условием его нагрева, рассчитывается методом эквивалентного момента $M_{эkv}$ и проверяется на перегрузку. Таким образом,

$$\eta = \frac{2\mu_{эkv}\lambda}{\sin(\alpha)(1-\delta)},$$

где $\mu_{эkv} = \frac{M_{эkv}}{m_p g R_{ш}} = \sqrt{\int_0^1 \mu_{ш}^2 d\tau}$, $\mu_{ш}$ — момент на валу приводного шкива.

Исследования установили, что минимум мощности привода достигается при равномерной загрузке двигателей. Кроме того, при непрерывной циклической технологии полезный груз попеременно поднимается левым и правым канатами и двигатели меняются ролями. Поэтому в дальнейшем примем коэффициент $C_\delta = 1$ и $\mu_{ш} = \mu_n$.

Мощность двигателя определяется безразмерными параметрами, которые можно разделить на 3 группы:

1. Параметры, задающие условия эксплуатации: α , C , f_1 , f_2 .
2. Конструктивные параметры подъемной машины, определяющие геометрические размеры и массовые характеристики: θ , K , δ , $\bar{m}_0$, $\bar{m}_{ш}$.
3. Кинематические параметры, задающие ускорения разгона и торможения: $\bar{j}_p$, ε_j .

Область существования этих параметров следующая: $35^\circ \leq \alpha \leq 45^\circ$ или $\alpha = 90^\circ$; $50 \leq C \leq 220$; $f_1 = 0,1$; $f_2 = 0,15$; $0,44 \leq \theta \leq 1$; $0,3 \leq \delta \leq 0,5$; $0,85 \leq K \leq 2,5$; $0,05 \leq \bar{j}_p \leq 0,2$. Значение ε_j ограничено двумя условиями:

максимальное значение j_T не должно превышать 1 м/с^2 и целесообразность использования симметричной тахограммы: $\varepsilon_j = 0,1/\bar{j}_p$, если $\bar{j}_p > 0,1$ и $\varepsilon_j = 1$, если $\bar{j}_p \leq 0,1$.

Анализ влияния режима управления приводом в соответствии с различными тахограммами (рис. 2), показал, что для любых значений параметров подъемной установки рациональной, с точки зрения минимума мощности, является тахограмма по большому радиусу навивки (рис. 2, а).

Проанализируем влияние конструктивных параметров на величину η . Параметры δ , $\bar{m}_0$, $\bar{m}_{ш}$ определяют массивность конструктивных элементов подъемной установки и незначительно (в пределах 2...3%) влияют на величину η согласно очевидной закономерности: их увеличение приводит к возрастанию $\mu_{экв}$ и относительной мощности η . Параметр θ определяет тип РТК, его увеличение, т.е. применение менее прочных и более тяжелых канатов, приводит к увеличению массивности подъемника и увеличению величины η в пределах 3...5%.

Значение K показывает во сколько раз параметр ρ отличается от $\rho_{ст}$, соответствующего статически уравновешенному подъемнику. На рис. 6 представлены зависимости $\eta(K)$, $\mu_{экв}(K)$, $\lambda(K)$, иллюстрирующие закономерность изменения функции $\eta(K)$.

Рис. 6. Графики зависимостей относительной мощности η , эквивалентного момента $\mu_{экв}$ и параметра λ от коэффициента K

Увеличение K соответствует увеличению ρ (уменьшению начального радиуса навивки) приводит к увеличению величины неравномерности тахограммы λ . Функция $\mu_{экв}(K)$ имеет минимум при $K=1,2...1,25$, минимум $\eta(K)$ достигается при $K=1$, т.е. при статическом уравновешивании подъем-

ной установки. Расчеты показали, что такая закономерность наблюдается для всех реальных случаев практики, и коэффициент $K_{min} = 0,95...1,1$. Такой результат расходится с выводами, полученными в работе [4], что объясняется различной постановкой задачи минимизации мощности. В данной работе задача решалась при условии сохранения постоянной производительности, т.е. при варьировании параметров машины постоянными принимались продолжительность цикла и полезный вес поднимаемого груза, а в [4] задавались постоянными максимальная скорость подъема и расчетный вес сосуда. Это привело к тому, что минимум η соответствовала минимуму $\mu_{экв}$, но при этом происходило снижение производительности.

Влияние кинематических параметров на относительную мощность демонстрируют графики на рис. 7, откуда следует, что функция $\eta(\bar{j}_p)$ имеет минимум при $\bar{j}_p = 0,12$. Анализ решений при различных параметрах позволил установить оптимальное значение $\bar{j}_p = 0,08...0,1$, что соответствует ускорению разгона $j_p = 0,78...1\text{ м/с}^2$.

Рис. 7. Графики зависимостей относительной мощности η , эквивалентного момента $\mu_{экв}$ и параметра λ от ускорения разгона

Выводы. Обоснован оптимальный по критерию минимума мощности привод режим управления двигателями подъемной установки с ведущими шкивами трения и бобинным уравновешивающим устройством по тахограмме подъема с выдерживанием постоянной скорости вращения двигателя, соответствующего большему радиусу навивки и загрузке двигателей одинаковым моментом.

Установлены рациональные значения параметров, соответствующих минимуму мощности привода: отношение конечного к

начальному радіусу навивки ленти на бобину $\rho = R_k/R_n$ из условия статического уравновешивания машины и ускорение разгона, равное $j_p = 0,78...1 \text{ м/с}^2$.

Список литературы

1. Онищенко В.И. О создании подъемных установок большой грузоподъемности с несущими резино-тросовыми лентами /В.И. Онищенко, Л.В. Колосов, К.С. Заболотный и др. // Горный журнал. – 1980. – №5. – С. 36-39.
2. Большегозные скиповые подъемники для отработки глубоких карьеров /П.В.Кульбида, В.В.Ройзен, Л.В.Колосов и др. // Горный журнал. –1981.– №7. – С.48-51.
3. Картавий Н.Г., Зотов В.В. Применение резино-тросовых тяговых лент на подъемных установках// Горный журнал. 2009. № 1. С. 75-78.
4. Безпалько В.В. Выбор рациональной тахограммы для наклонных подъемных установок с переменным радиусом навивки / В.В. Безпалько, К.С. Заболотный // Горная электромеханика и автоматика. – Киев: Техніка. – 1978. – Вып.32. – С.109-115.

References

1. Onishchenko V.I., Kolosov L.V., Zabolotnyi K.S., Bezpalko V.V., Martynenko V.P., Kovalevskii I.P. (1980), O sozdanii podyemnykh ustanovok bolshoi gruzopodemnosti s nesushchimi rezinotrosovyimi lentami [On design of hoist engines of high working capacity with carrying rubber-rope bands], Gornyi zhurnal, No5, pp. 36-39.
2. Kulbida P.V., Royzen V.V., Kolosov L.V. and others (1981), Bolshgruznye skipovye podyemniki dlia glubokikh karyerov [Heavy skip hoists for mining from deep quarries], Gornyi zhurnal, No7, pp. 48-51.
3. Kartavii N.G., Zotov V.V. (2009), Primenenie rezinotrosovykh lent na podyemnykh ustanovkakh [Application of rubber-rope traction belts on hoisting plants], Gornyi zhurnal, No1, pp. 75-78.
4. Bezpalko V.V., Zabolotnyy K.S. (1978), Vybortatsionalnoy tokhogramy dlia naklonnykh podyemnykh ustanovok s peremennym radiusom navivki [Rational tachogram for inclined hoisting plants with variable radius of winding], No32, pp. 109-115.

Надійшла до редакції 15.10.2017

Рецензент д-р. техн. наук, проф. А.К. Семенченко

Полушина Марина Витальевна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры горных машин и инжиниринга Государственного высшего учебного заведения «Национальный горный университет» (пр. Дмитрия Яворницкого, 19, Днепр, 49600, Украина)

Email: Marina.Polushina@gmail.com

Москалева Татьяна Витальевна – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры горных машин и инжиниринга Государственного высшего учебного заведения «Национальный горный университет» (пр. Дмитрия Яворницкого, 19, Днепр, 49600, Украина)

E-mail: moskalova@ua.fm

Запара Евгений Семенович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры горных машин и инжиниринга Государственного высшего учебного заведения «Национальный горный университет» (пр. Дмитрия Яворницкого, 19, Днепр, 49600, Украина)

E-mail: zaparacc@ua.fm

РАЦІОНАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ ПІДНІМАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ЗІ ШКІВОМ ТЕРТЯ І БОБІННИМ ВРІВНОВАЖУЮЧИМ ПРИСТОЄМ ІЗ УМОВИ МІНІМУМУ ПОТУЖНОСТІ ПРИВОДУ

Анотація. Виконаний аналіз впливу різних режимів управління двигунами та параметрів піднімальної установки зі шківом тертя і бобінним врівноважуючим пристроєм та гумотросовими каналами на потужність приводу. Розроблений математичний опис тахограми підйому, навантажувальної діаграми з використанням безрозмірних експлуатаційних, конструктивних і кінематичних параметрів, проаналізовано їх вплив на потужність приводу.

В результаті досліджень обґрунтована тахограма підйому і конструктивні параметри підйомника, що відповідають мінімуму потужності приводу.

Ключові слова: піднімальна установка, шків тертя, бобіна, гумотросовий канат, потужність приводу.

Полушина Марина Віталіївна – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу Державного вищого навчального закладу "Національний гірничий університет" (пр. Дмитра Яворницького, 19, Дніпро, 49600, Україна)

E-mail: Marina.Polushina@gmail.ua

Москальова Тетяна Віталіївна – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу Державного вищого навчального закладу "Національний гірничий університет" (пр. Дмитра Яворницького, 19, Дніпро, 49600, Україна)

E-mail: moskalova@ua.fm

Запара Євген Семенович – кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри гірничих машин та інжинірингу Державного вищого навчального закладу "Національний гірничий університет" (пр. Дмитра Яворницького, 19, Дніпро, 49600, Україна)

E-mail: zaparaec@ua.fm

RATIONAL PARAMETERS OF FRICTION HOIST WITH BOBBIN COUNTERBALANCING DEVICE FROM THE CONDITION OF THE POWER CONSUMPTION MINIMUM

Abstract. The analysis of the influence of various modes of engine management and parameters of friction hoist with bobbin counterbalancing device and flat steel rubber-coated ropes on the drive power was carried out. A mathematical description of the lifting tachogram, loading diagram with dimensionless operational, constructive and kinematic parameters was developed, their impact on the drive power was analyzed.

As a result of the studies, the tachogram of lifting and the constructive parameters of the hoisting machine, corresponding to the minimum drive power, have been justified.

Key words: friction hoist, friction pulley, bobbin, rubber-rope cable, drive power.

Maryna Polushyna – Cand.Sc. (tech.), Senior Lecturer of State Higher Educational Institute «National Mining University» (Avenue Dmytra Yavornytskoho, 19, Dnipro, 49600, Ukraine)

E-mail: Marina.Polushina@gmail.ua

Tetyana Moskalova – Cand.Sc. (tech.), Senior Lecturer of State Higher Educational Institute «National Mining University» (Avenue Dmytra Yavornytskoho, 19, Dnipro, 49600, Ukraine)

E-mail: moskalova@ua.fm

Ievgen Zapara – Cand.Sc. (tech.), Senior Lecturer of State Higher Educational Institute «National Mining University» (Avenue Dmytra Yavornytskoho, 19, Dnipro, 49600, Ukraine)

E-mail: zaparaec@ua.fm