

КОМПЮТЪРНО ИЗСЛЕДВАНЕ НА ДИНАМИЧНОТО НАТОВАРВАНЕ НА МЕХАНИЧНАТА СИСТЕМА НА РОТОРЕН БАГЕР ТИП SchRs – 2000

Николай Дичев, Петко Недялков

Минно-геоложки университет "Св. Иван Рилски", 1700 София
Технически университет - София, 1756 България

РЕЗЮМЕ. Обект на изследването е двумасова механична система на най-разпространената добивна машина в открития въгледобив на България. База на научното изследване е математическото описание на дефинирания обект за работен режим под действие на статичното и динамично натоварване. Основен инструмент са компютърните приложения на числените математически методи за решаване на системи диференциални уравнения. Получените резултати могат да бъдат използвани за прецизиране на моделите и алгоритмите, описващи динамичното поведение на роторния багер, а от там на достоверността им и тяхната приложимост в практиката.

COMPUTATIONAL RESEARCH OF DYNAMICAL LOADING OF BUCKETWHEEL EXCAVATOR MECHANICAL SYSTEM TYPE SchRs 2000

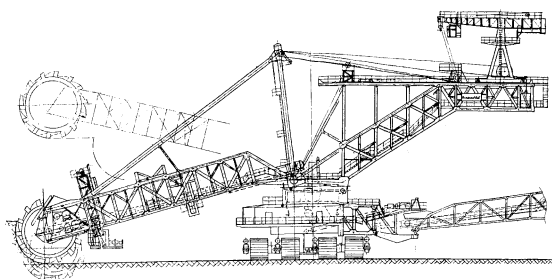
Nikolai Dichev, Petko Nedyalkov

University of Mining and Geology "St. Iv. Rilski", 1700 Sofia
Technical University - Sofia, BG 1756 Bulgaria

ABSTRACT. Object of this research is two-mass mechanical system modeled after most widespread excavator for open pit coal mining in Bulgaria. It is based on mathematical description of defined object for working condition under dynamical and static loading. Main instrument is computer application of numerical methods for solving systems differential equations. Obtained results could be used to make more precise model and algorithm describing dynamical behavior of this type of bucketwheel excavator, therefore their practical usability.

Въведение

В последните десетилетия роторните багери се налагат като едни от най-разпространените добивни машини в откритите въглищни рудници. Многобройните предимства, като високата производителност, високата надеждност, добрите възможности за автоматизация на работните процеси и съвместна работа с транспортни системи с непрекъснат принцип на работа са предпоставки тази тенденция за в бъдеще да се запази.

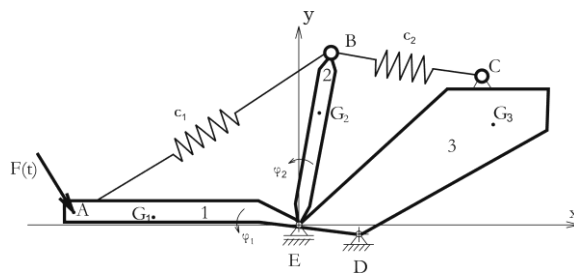


Фиг. 1. Конструктивна схема на багер тип SchRs – 2000

Нуждата от повишаване на надеждността на механичните конструкции на роторните багери налага изследване и анализ на статичните и на динамичните натоварвания. Предмет на настоящото изследване е багер тип SchRs – 2000 (Фиг. 1) в установен режим на работа.

Изследване на динамичната система на багер тип SchRs – 2000

За опростяване на динамичните изследвания и с оглед по – лесното последващо верифициране на резултатите моделирането на динамиката започва с приемане на опростен модел на динамичната система на багера. При съставянето на модела са направени следните допускания: липса на дисипативни сили в системата, телата 1,2 и 3 са твърди и масите на еластичните елементи са приведени по равно в двата им края. Приетите опростявания могат да отпаднат постепенно с експерименталното уточняване на модела.



Фиг. 2. Модел на динамичната система на багер тип SchRs – 2000

За кинетичната енергия на системата можем да запишем:

$$T = 0,5 * J_1 * \dot{\varphi}_1^2 + 0,5 * J_2 * \dot{\varphi}_2^2 \quad (1)$$

където:

J_1, J_2 – масови инерционни моменти на телата 1 и 2 около точка Е;

φ_1, φ_2 – завъртания на тела 1 и 2, приети за обобщени координати;

За потенциалната енергия на системата можем да запишем:

$$\Pi = \Pi_{c_1} + \Pi_{c_2} + \Pi_{m_1} + \Pi_{m_2} \quad (2)$$

където:

Π_{c_1} – потенциална енергия на първия еластичен елемент;

Π_{c_2} – потенциална енергия на втория еластичен елемент;

Π_{m_1} – потенциална енергия от теглото на масата на тяло 1;

Π_{m_2} – потенциална енергия от теглото на масата на тяло 2

За Π_{c_1} записваме:

$$\begin{aligned} \Pi_{c_1} = & 0,5 \cdot c_1 \cdot \frac{(y_A \cdot x_B - x_A \cdot y_B)^2}{x_A^2 + y_A^2 + x_B^2 + y_B^2} \cdot \varphi_1^2 + \\ & + c_1 \cdot \frac{(y_A \cdot x_B - x_A \cdot y_B)^2}{x_A^2 + y_A^2 + x_B^2 + y_B^2} \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2 + \\ & + 0,5 \cdot c_1 \cdot \frac{(y_A \cdot x_B - x_A \cdot y_B)^2}{x_A^2 + y_A^2 + x_B^2 + y_B^2} \cdot \varphi_2^2 \end{aligned} \quad (3)$$

където:

x_A, y_A, x_B, y_B – координати на точки А и Б;

c_1 – еластична константа на еластичната връзка между тяло 1 и 2;

c_2 – еластична константа на еластичната връзка между тяло 2 и 3

За Π_{c_2} записваме:

$$\Pi_{c_2} = 0,5 \cdot c_2 \cdot \frac{(y_B \cdot x_C - x_B \cdot y_C)^2}{x_B^2 + y_B^2 + x_C^2 + y_C^2} \cdot \varphi_2^2 \quad (4)$$

където:

x_C, y_C – координати на точката С

За Π_{m_1} и Π_{m_2} записваме:

$$\Pi_{m_1} = -0,5 \cdot m_1 \cdot g \cdot y_{G_s} \cdot \varphi_1^2 \quad (5),$$

$$\Pi_{m_2} = -0,5 \cdot m_2 \cdot g \cdot y_{G_m} \cdot \varphi_2^2 \quad (6)$$

където:

m_1, m_2 – маси на телата 1 и 2;

y_{G_s}, y_{G_m} – координати на центровете на тежестта на тяло 1 и 2;

g – земното ускорение

Когато решим и опростим израза за потенциалната енергия на системата Π спрямо φ_1 и φ_2 получаваме:

$$\Pi = 0,5 \cdot (c_{11} \cdot \varphi_1^2 + 2 \cdot c_{12} \cdot \varphi_1 \cdot \varphi_2 + c_{22} \cdot \varphi_2^2) \quad (7)$$

където:

c_{11}, c_{12}, c_{22} – квазиеластични коефициенти на системата;

Когато отчетем работата δW на смущаващата сила, породена от работния процес на багера $F(t)$ с приложна точка А върху тялото 1:

$$\delta W = (x_A \cdot F_x(t) - y_A \cdot F_y(t)) \cdot \delta \varphi_1 \quad (8)$$

за системата можем да напишем уравненията:

$$J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_{11} \varphi_1 + c_{12} \varphi_2 = x_A F_x(t) - y_A F_y(t) \quad (9),$$

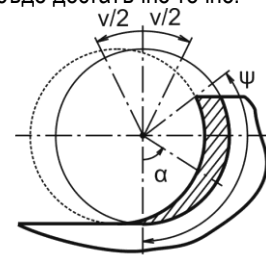
$$J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_{12} \varphi_1 + c_{22} \varphi_2 = 0 \quad (10)$$

Собствените честоти на системата ω_1 и ω_2 получаваме като корените на уравнението:

$$\begin{aligned} J_1 \cdot J_2 \cdot \omega^4 - (c_{11} \cdot J_2 + c_{22} \cdot J_1) \cdot \omega^2 + \\ + c_{11} \cdot c_{22} - c_{12}^2 = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

Определяне на силата $F(t)$ при установен режим на работа в общ вид, приведена към оста на ротора на багера

Силата $F(t)$ представлява сумата от всички сили действащи на работния орган на багера, породени от работния процес при установен режим на работа, приведени към оста на ротора. В случая тази сила е единствената смущаваща сила в модела на динамичната система. В идеалния случай решаването на модела може да стане с функция за $F(t)$, получена чрез апроксимация от усреднени експериментални данни. Такава функция може да бъде зададена и аналитично, както е направено в настоящото изследване, ако снемането на данни е скъпо или невъзможно. Въпреки че това се извършва на базата на различни допускания, защото някои от параметрите на работния процес при роторните багери се характеризират с висока степен на неопределеност, при правилното задаване на входните данни определянето на $F(t)$ по този начин може да бъде достатъчно точно.



Фиг. 3. Схема на ъглите, участващи в дефинирането на интервалите на изменение на силите от копаене. Заширикованата област е срязваната от работния орган стружка.

За да намерим $F(t)$ трябва да получим сумите от проекциите на участващите при формирането на $F(t)$ сили F_{kr} , F_{kn} , F_m , F_a , F_f за i -тата кофа по x и y на координатна система с начало оста на ротора лежаща в равнина перпендикулярна на нея:

$$F_{[x,y]}kr(t) = \sum_{i=0}^{n_k-1} F_{[x,y]}kr_i(t), \quad 0 \leq \alpha \leq \psi \quad (12),$$

$$F_{[x,y]}kr(t) = 0, \quad \psi \leq \alpha \leq 2\pi$$

$$F_{[x,y]}kn(t) = \sum_{i=0}^{n_k-1} F_{[x,y]}kn_i(t), \quad 0 \leq \alpha \leq \psi \quad (13),$$

$$F_{[x,y]}kn(t) = 0, \quad \psi \leq \alpha \leq 2\pi$$

$$F_{[x,y]}m(t) = \sum_{i=0}^{n_k-1} F_{[x,y]}m_i(t), \quad 0 \leq \alpha \leq \psi$$

$$F_{[x,y]}m(t) = F_{[x,y]}m(t) \max, \quad \psi \leq \alpha \leq \pi - \frac{\nu}{2} \quad (14),$$

$$F_{[x,y]}m(t) = 0, \quad \pi - \frac{\nu}{2} \leq \alpha \leq 2\pi$$

$$F_{[x,y]}a(t) = \sum_{i=0}^{n_k-1} F_{[x,y]}a_i(t), \quad 0 \leq \alpha \leq \psi \quad (15),$$

$$F_{[x,y]}a(t) = 0, \quad \psi \leq \alpha \leq 2\pi$$

$$F_{[x,y]}f(t) = \sum_{i=0}^{n_k-1} F_{[x,y]}f_i(t), \quad \frac{\pi}{2} \leq \alpha \leq \pi - \frac{\nu}{2} \quad (16)$$

$$F_{[x,y]}f(t) = 0, \quad \pi - \frac{\nu}{2} \leq \alpha \leq \frac{\pi}{2}$$

Тук ъгълът α може да бъде представен като израз:

$$\alpha = \left(\omega_p \cdot t + i \cdot \frac{2\pi}{n_k} \right), \text{rad} \quad (17),$$

а ъгъла ψ като израз:

$$\psi = \arccos\left(\frac{R-H}{H}\right), \text{rad} \quad (18)$$

където:

F_{kr} – радиална сила от копаенето;

F_{kn} – нормална сила от копаенето;

F_m – сила от издигането на материала;

F_a – сила от ускоряването на материала;

F_f – сила от триенето на материала в затварящия сектор;

n_k – брой кофи на ротора, $n_k=14$;

α – ъгъл на завъртане на ротора около собствената му ос, rad;

ω_p – ъглова скорост на ротора, rad/s;

ψ – ъгъл, определящ височината на стъпалото H , rad;

H – височина на стъпалото, m;

R – радиус на роторното колело, m;

ν – ъгъл на симетричен затварящ сектор, rad; $i=0,1,2,\dots,14$;

Силата $F(t)$ по проекции по x и y може да бъде получена в аналитичен вид като сума от преди това определените сили:

$$F_{[x,y]}(t) = F_{[x,y]}kr(t) + F_{[x,y]}kn(t) + F_{[x,y]}m(t) + F_{[x,y]}a(t) + F_{[x,y]}f(t), N \quad (19)$$

Определяне на теглата, координатите на центровете на тежестта и някои характерни точки от телата 1,2 и 3 в зависимост от ъгъла на повдигане на стрелата

Аналитичното определяне на теглата на телата 1,2 и 3, както и координатите на точки А,В и центровете на тежестта в зависимост от ъгъла на стрелата спрямо хоризонта θ_A дава възможността модела на динамичната система на SchRs – 2000 да бъде решаван числено за различни положения на стрелата. Ъгълът θ_A се отчита от първи квадрант на координатната система на динамичния модел, както е показана на Фиг. 2 по посока обратна на часовниковата стрелка. За двойките координати можем да запишем:

$$x_A = R_S \cdot \cos \theta_A, \quad y_A = R_S \cdot \sin \theta_A \quad (20),$$

$$x_B = R_m \cdot \cos \theta_B, \quad y_B = R_m \cdot \sin \theta_B \quad (21),$$

$$x_{G_s} = R_{G_s} \cdot \cos \theta_{G_s}, \quad y_{G_s} = R_{G_s} \cdot \sin \theta_{G_s} \quad (22),$$

$$x_{G_m} = \frac{0,5 \cdot x_{G_{ob}} \cdot G_{ob} + x_{G_{rb}} \cdot G_{rb} + x_g \cdot G_g + 0,5 \cdot x_{G_v} \cdot G_v}{0,5 \cdot G_{ob} + G_{rb} + G_g + 0,5 \cdot G_v} \quad (23)$$

$$y_{G_m} = \frac{0,5 \cdot y_{G_{ob}} \cdot G_{ob} + y_{G_{rb}} \cdot G_{rb} + y_g \cdot G_g + 0,5 \cdot y_{G_v} \cdot G_v}{0,5 \cdot G_{ob} + G_{rb} + G_g + 0,5 \cdot G_v}$$

$$x_{G_p} = \frac{0,5 \cdot x_C \cdot G_v + x_{G_{vb}} \cdot G_{vb} + x_{G_{pl}} \cdot G_{pl}}{0,5 \cdot G_v + G_{vb} + G_{pl}}, \quad (24),$$

$$y_{G_p} = \frac{0,5 \cdot y_C \cdot G_v + y_{G_{vb}} \cdot G_{vb} + y_{G_{pl}} \cdot G_{pl}}{0,5 \cdot G_v + G_{vb} + G_{pl}}$$

а за теглата на телата 2 и 3, както са наречени съответно мачтата и противотежестта, можем да запишем:

$$G_m = 0,5 \cdot G_{ob} + G_{rb} + G_g + 0,5 \cdot G_v \quad (24),$$

$$G_p = 0,5.G_v + G_{vb} + G_{pl} \quad (26)$$

където:

x_A, y_A – координати на т. А, m;

R_A – радиус по който се завърта т. А около началото на координатната система, m;

θ_A – ъгъл между отсечката RA и координатната ос x , rad;

x_B, y_B – координати на т. В, m;

R_B – радиус по който се завърта т. В около началото на координатната система, m;

θ_B – ъгъл между R_B и координатната ос x , rad;

x_C, y_C – координати на т. С, m;

G_s – тегло на стрелата (тяло 1), N;

x_{Gs}, y_{Gs} – координати на центъра на тежестта на теглото G_s , m;

R_{Gs} – радиус по който се завърта центъра на тежестта на теглото G_s около началото на координатната система, m;

θ_{Gs} – ъгъл между R_{Gs} и координатната ос x , rad;

G_m – тегло на матчата (тяло 2), N;

x_{Gm}, y_{Gm} – координати на центъра на тежестта на теглото G_m , m;

G_{ob} – тегло на обтегателната щанга – еластичен елемент с пружинна константа c_1 , N;

x_{Gob}, y_{Gob} – координати на центъра на половината от тежестта G_{ob} , приложена в т. В, идентични на x_B, y_B , m;

G_{rb} – тегло на подвижния ролков блок на върха на матчата, N;

x_{Grb}, y_{Grb} – координати на центъра на тежестта G_{rb} , приложена в т. В, идентични на x_B, y_B , m;

G_g – тегло на гредата на матчата, N;

x_{Gg}, y_{Gg} – координати на центъра на тежестта G_g , като $x_{Gg}=0,5 \cdot x_B, y_{Gg}=0,5 \cdot y_B$, m;

G_v – тегло на въжето, навито на полиспаста – еластичен елемент с пружинна константа c_2 , N;

x_{Gv}, y_{Gv} – координати на центъра на тежестта G_v , приложени в т. В, идентични на x_B, y_B , m;

G_p – тегло на противотежестта (тяло 3), N;

x_{Gp}, y_{Gp} – координати на центъра на тежестта на теглото G_p , m;

G_{vb} – тегло на въжето навито на барабана, разположен зад неподвижния ролков блок на полиспаста, N;

x_{Gvb}, y_{Gvb} – координати на центъра на тежестта G_{vb} , m;

G_{pl} – тегло на платформата, N;

x_{Gpl}, y_{Gpl} – координати на центъра на тежестта на теглото G_{pl} , m;

Понеже теглата G_v и G_{vb} се изменят в зависимост от големината на θ_A , за тях можем да запишем:

$$G_v = n_v \cdot \rho \cdot (l_2 + \pi \cdot n_r \cdot D_r) \quad (27)$$

$$G_{vb} = G_{vo} - G_v \quad (28)$$

където:

n_v – брой клонове на полиспаста;

ρ – линейно тегло на въжето, N/m;

l_2 – дължина на полиспаста, m;

n_r – брой ролки в полиспаста;

D_r – диаметър на ролките на полиспаста, m;

G_{vo} – тегло на цялото въже, N;

За l_2 можем да напишем израза:

$$l_2 = \sqrt{(x_B - x_C)^2 + (y_B - y_C)^2} \quad (29)$$

За G_{vo} можем да напишем израза:

$$G_{vo} = \rho \cdot l_{vo} \quad (30)$$

където:

l_{vo} – дължина на цялото въже, m;

Определяне на опорните реакции

Опорните реакции, получени в резултат от динамичните натоварвания имат вида:

$$D_x = m_1 \ddot{x}_{G_s} + m_2 \ddot{x}_{G_m} - F_x(t) \quad (31)$$

$$D_y = \frac{1}{x_D} \left[-J_1 \ddot{\phi}_1 + m_1 (x_{G_s} \cdot \ddot{y}_{G_s} - y_{G_s} \cdot \ddot{x}_{G_s}) - \right. \\ \left. - J_2 \ddot{\phi}_2 + m_2 (x_{G_m} \cdot \ddot{y}_{G_m} - y_{G_m} \cdot \ddot{x}_{G_m}) + \right. \\ \left. + y_A F_x(t) - x_A F_y(t) \right] \quad (32)$$

$$E = \frac{1}{x_D} \left\{ -J_1 \ddot{\phi}_1 + m_1 [\ddot{x}_{G_s} y_{G_s} - \right. \\ \left. - (x_{G_s} - x_D) \ddot{y}_{G_s}] - J_2 \ddot{\phi}_2 + \right. \\ \left. + m_2 [\ddot{x}_{G_m} y_{G_m} - \ddot{y}_{G_m} (x_{G_m} - x_D)] + \right. \\ \left. + y_A F_x(t) - x_A F_y(t) \right\} \quad (33)$$

Получаването на сумарните реакции от статичните и динамични натоварвания става чрез принципа на суперпозицията.

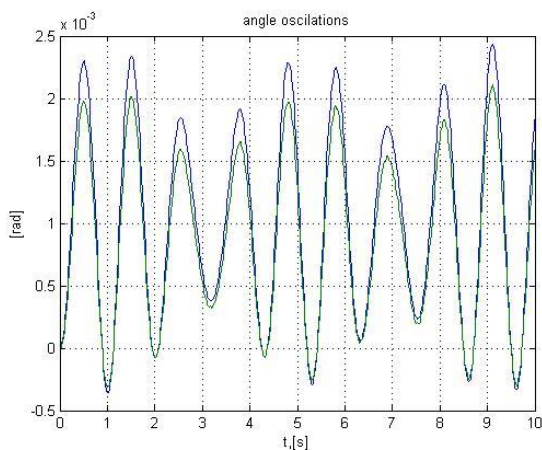
Числен пример

Входните данни на модела са взети от експлоатационната документация на багер SchRs – 2000. Съобразно дадената по-горе методика е изграден компютърен симулационен модел на двумасовата система роторна стрела – мачта – стрела на противотежестта със съответстващите и опори.

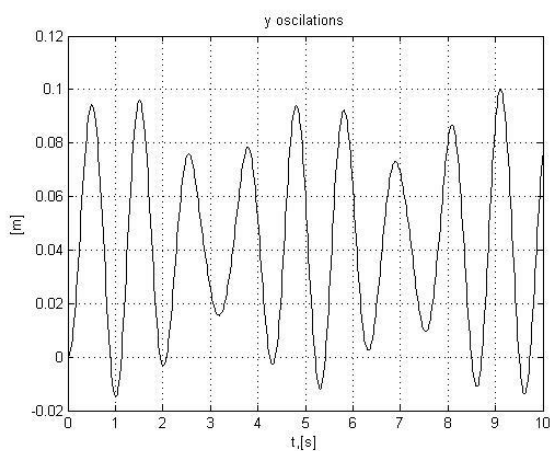
Пресметнати са собствените честоти на системата:

$$f_0 = [12.58; 0.92], Hz$$

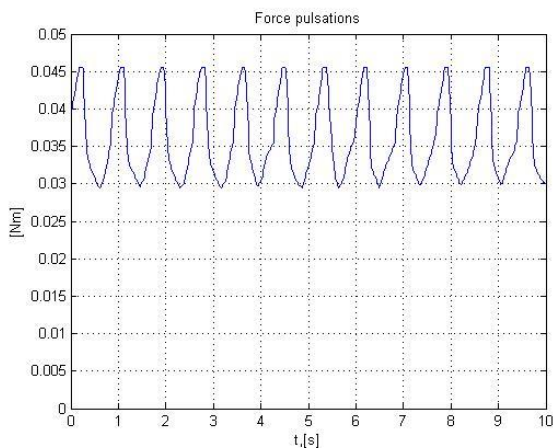
Резултати за динамичните параметри на системата са представени в графичен вид.



Фиг. 4. Трептения на ъглите – ϕ_1 и ϕ_2 – обобщени координати на динамичната система.



Фиг. 5. Вертикални трептения на т. А.



Фиг. 6. Общ вид на смущаващия момент.

Показаните динамични характеристики на системата са базови и служат за контрол и проверка на модела. Също така позволяват и експериментална проверка на изчислените параметри. Моделът е изграден с гъвкава структура и позволява промяна на началните данни с оглед за съвпадане с конкретните работни условия на работа на реалната машина.

Изводи

Основни изводи от настоящата разработка:

1. Създадена е методика за изследване на параметрите на динамичната система на роторен багер с шарнирно закрепена стрела.
2. Създаден е компютърен симулационен модел в съответствие с горепосочената методика.
3. Изследвана е динамиката на роторни багери тип SRs Sch 2000 работещи в условията на Мини „Марица Изток“.

Литература

- Волков, Д. П., В. А. Черкасов. Динамика и прочность многоковшовых экскаваторов и отвалообразователей. Машиностроение, 1969
- Домбровский, Н. Г. Многоковшовые экскаваторы. Машиностроение, 1972
- Писарев, А., Парасков, Ц., Бъчваров, С. Курс по теоретична механика, II част. С., Техника, 1988
- Курсово проектиране по минни машини. С., Техника, 1980
- Подзрни, Р. Ю. Механическое оборудование карьеров. Издательство московского государственного горного университета, 2003
- Чудновский, В. Ю. Механика роторных экскаваторов. Йерусалим., Мика К. А., 2002
- Шейретов, К. Минни машини, II част. С., Техника, 1983
- Асенов Е., П. Недялков, Л. Лазов, Др. Вражилски, „Методика за синтез на двумасови вибрационни машини“. Годишник на Минно Геоложки Университет – Том 48, свитък III, стр. 33-36, София 2005.

Препоръчана за публикуване от
Рецензент доц. д-р Цв. Дамянов