

## ИЗСЛЕДВАНЕ КИНЕМАТИКАТА НА МАНИПУЛАТОР НА ХИДРАВЛИЧЕН БАГЕР С ОБРАТНА ЛОПАТА

**Емил Асенов**

ТУ – София  
катедра "ИЛСТПП",  
София 1756, България  
E-mail: emil\_assenov@yahoo.com

**Е. Босилков**

ТУ – София  
катедра "ИЛСТПП",  
София 1756, България  
E-mail: e\_bossilkov@mail.ru

**Радослав Димитров**

ТУ – София  
катедра "ИЛСТПП",  
София 1756, България  
E-mail: radoslaff@hotmail.com

**Цветан Дамянов**

МГУ "Св. Иван Рилски"  
София 1700,  
България

### РЕЗЮМЕ

В работата се изследват основни кинематични параметри на работното съоръжение обратна лопата на хидравличен багер. За целите на изследването манипулаторът се моделира като се прилага програмния продукт SolidWorks. Скоростите и ускоренията на масовите центрове на основните елементи на съоръжението се изследват с помощта на програмния продукт Dynamic Designer. Получени са зависимостите на скоростите и ускоренията на тези елементи във функция от ъглите на завъртане на носача на манипулатора. Резултатите се анализират и се дават препоръки, чрез които се подобряват динамичните характеристики на съоръжението. Получените резултати могат да се използват като основа при изследване на якостното и деформационно състояние на съоръжението.

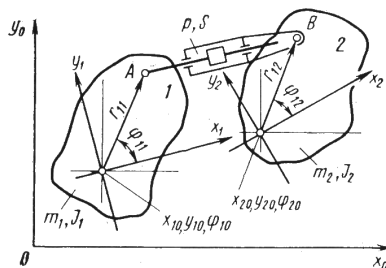
### ВЪВЕДЕНИЕ

Задачата за изследване на кинематичните и динамичните параметри на работното съоръжение на хидравличен багер е основна. Механизмът на това съоръжение се представя като равнинен многозвонник, съставен от звена, съединени помежду си с цилиндрични шарнири и хидроцилиндри.

Целта на тази работа е да се създаде методика за изследване кинематичните и динамични параметри на работно съоръжение обратна лопата на хидравличен багер.

Разглежда се съчетанието от стрела, носач и кош, свързани с цилиндрични шарнири и задвижвани помежду си с хидравлични цилиндри. Като типичен работен режим е рязането на почвата при въртене на носача спрямо неподвижна стрела с хидравличен цилиндър.

Най-общо [Malinovski, 80, Yaho, 93, Koivo, 96, Nguyen 98] моделът за носача и стрелата може да се представи така:



Фигура 1. Модел на механизма стрела-носач на хидравличен багер.

Тук тяло 1 представлява стрелата, тяло 2 – носача, които са свързани в точка А и точка В с помощта на хидроцилиндри, на които са известни работната площ и налягането  $p$ .

Принципът за извеждане на уравненията на механизма като цяло се основава на уравненията на Лагранж от I род с неопределени множители от вида [4]:

$$\left. \begin{aligned} m_i \ddot{x}_{i0} + \sum_{s=1}^p \lambda_s \frac{\partial \Phi_s}{\partial x_{i0}} &= Q_{xi}; \\ m_i \ddot{y}_{i0} + \sum_{s=1}^p \lambda_s \frac{\partial \Phi_s}{\partial y_{i0}} &= Q_{yi}; \\ J_i \ddot{\phi}_{i0} + \sum_{s=1}^p \lambda_s \frac{\partial \Phi_s}{\partial \phi_{i0}} &= Q_{\phi i}; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Където  $Q_{x1}, Q_{y1}$  са компонентите на равнодействащите сили в декартова координатна система, приложени към  $i$ -тото тяло;  $Q_{\phi i}$  – съответстващият момент;  $\lambda_s$  ( $s=1,2,\dots,p$ ) – неопределени множители на Лагранж;  $F_s$  – функции на връзката. Приемаме, че цилиндърът е симетричен. В такъв случай имаме работа със система, на която действа неконсервативна сила  $F=pS$ . Приемаме че налягането  $p$  е известно. За да определим стойностите на обобщените сили  $Q_i$  в съответствие с уравнения (1) записваме израза за елементарната работа

$$dA=Q_i dq_i \quad (2)$$

Изразът за дължината  $l$  на цилиндъра е:

$$l = \sqrt{\{(x_{20} - x_{10}) + [r_{21} \cos(\varphi_{20} + \varphi_{21}) - r_{11} \cos(\varphi_{10} + \varphi_{11})]\}^2 + \{(y_{20} - y_{10}) + [r_{21} \sin(\varphi_{20} + \varphi_{21}) - r_{11} \sin(\varphi_{10} + \varphi_{11})]\}^2} \quad (3)$$

Тогава,

$$dA = pSdl = pS \left( \frac{\partial l}{\partial x_{10}} dx_{10} + \frac{\partial l}{\partial y_{10}} dy_{10} + \frac{\partial l}{\partial \varphi_{10}} d\varphi_{10} + \frac{\partial l}{\partial x_{20}} dx_{20} + \frac{\partial l}{\partial y_{20}} dy_{20} + \frac{\partial l}{\partial \varphi_{20}} d\varphi_{20} \right)$$

Нека с  $L$  означим израза под корена (3), а частните производни  $\partial l / \partial q_i$  ще имат вида  $\frac{\partial l}{\partial q_i} = \frac{1}{2\sqrt{L}} \frac{\partial L}{\partial q_i}$ , а обобщените сили от (2) могат да бъдат записани във вида

$$\left. \begin{aligned} F_1^x &= pS \frac{1}{2\sqrt{L}} (-a); F_1^y = pS \frac{1}{2\sqrt{L}} (-b) \\ M_1 &= pS \frac{1}{2\sqrt{L}} L; F_2^x = -F_1^x; \\ F_2^y &= -F_1^y; M_2 = pS \frac{1}{2\sqrt{L}} M. \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

За  $M_1$  и  $M_2$  получаваме изразите:

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= r_{11} [F_1^x \sin(\varphi_{10} + \varphi_{11}) - F_1^y \cos(\varphi_{10} + \varphi_{11})]; \\ M_2 &= r_{21} [-F_2^x \sin(\varphi_{20} + \varphi_{21}) + F_2^y \cos(\varphi_{20} + \varphi_{21})] \end{aligned} \right\}$$

Като се отчита и триенето в цилиндъра силата  $F_{1,2}$  ще бъде:

$$F'_{1,2} = F_{1,2} + \mu F_{1,2} \text{sign} \dot{l} \quad (5)$$

Системата диференциални уравнения е:

	I				II
$m_1$		$\ddot{x}_{10}$			$F_{10}^x - F_1^x (1 + \mu \text{sign} \dot{l})$
		$\ddot{y}_{10}$			$F_{10}^y - F_1^y (1 + \mu \text{sign} \dot{l})$
	$J_1$	$\ddot{\varphi}_{10}$			$M_{10} + r_{11} [F_1^x (1 + \mu \text{sign} \dot{l}) \times \sin(\varphi_{10} + \varphi_{11}) - F_1^y (1 + \mu \text{sign} \dot{l}) \times \cos(\varphi_{10} + \varphi_{11})]$
$m_2$		$\ddot{x}_{20}$			$F_{20}^x + F_2^x (1 + \mu \text{sign} \dot{l})$
		$\ddot{y}_{20}$			$F_{20}^y + F_2^y (1 + \mu \text{sign} \dot{l})$
	$J_2$	$\ddot{\varphi}_{20}$			$M_{20} + r_{21} [-F_2^x (1 + \mu \text{sign} \dot{l}) \times \sin(\varphi_{20} + \varphi_{21}) + F_2^y (1 + \mu \text{sign} \dot{l}) \times \cos(\varphi_{20} + \varphi_{21})]$

(6)

За площта на цилиндъра  $S$ , участваща в силите  $F_{1,2}^x$  и  $F_{1,2}^y$  важи зависимостта:

$$S = \frac{S_1}{2} (1 + \text{sign} \dot{l}) + \frac{S_2}{2} (1 - \text{sign} \dot{l}). \quad (7)$$

$S_1$  – площ на буталото;  $S_2$  – задбутална площ.

Методиката за изследване на кинематични и динамични параметри на работното съоръжение на хидравличен багер включва:

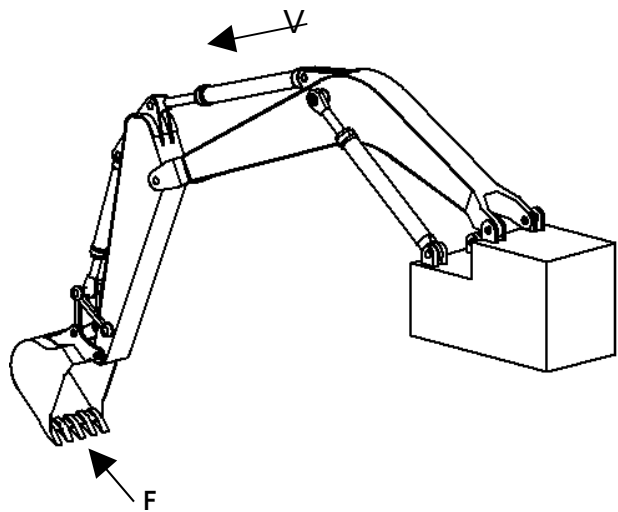
- 1) Създаване на 3-D модел на съоръжението с помощта на SolidWorks [5].
- 2) Прилагане на основните зависимости, посочени по-горе
- 3) Използване на програмата Dynamic Designer за получаване на кинематични и динамични параметри на съоръжението.

Пример за прилагане на методиката.

### ЕКСПЕРИМЕНТАЛНА РАБОТА

За приложение на тази методика бе създаден [Асенов,2002] 3-D модел на работното съоръжение на хидравличен багер на базата на Caterpillar с вместимост на коша  $1\text{m}^3$ .

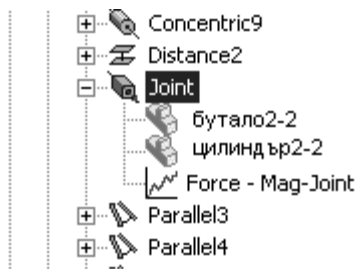
На фиг.2. е показан 3-D модел на съоръжението



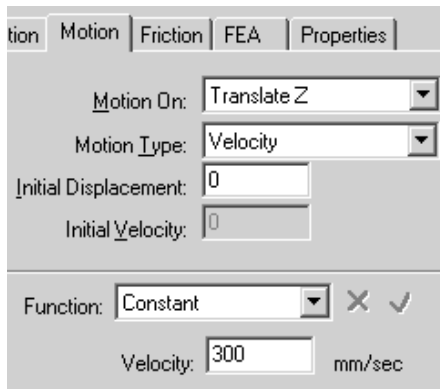
Фигура 2. Модел на работното съоръжение на хидравличен багер.

- Прехвърля се моделът в средата на Dynamic Designer
- Проверят се зададените при създаването на модела връзки – концентричност в шарнирните връзки между носача и стрелата, в шарнирите на връзките между цилиндъра, носача и стрелата
- За целите на това изследване се прилага изследователска програма, която включва:
- За трансляционната връзка бутало на цилиндъра за въртене на носача и вътрешната повърхнина на цилиндъра, показана на фиг.3. се задава постоянна скорост  $V_{\text{бутало}} = 0,3\text{m/s}$  фиг.4., а на зъба на коша

действа постоянна съпротивителна сила  
 $F_{\text{кош}}=20000\text{N}$ , зададена по аналогичен начин.



Фигура 3. Работно дърво на Dynamic Designer

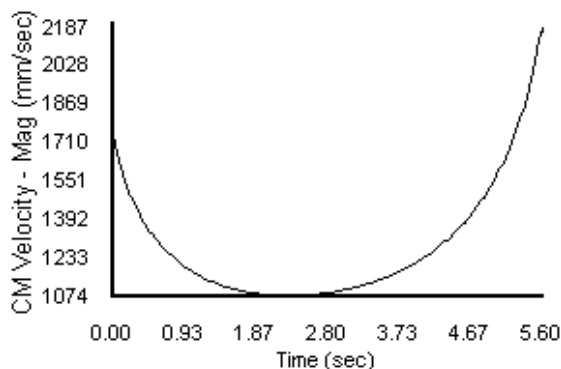


Фигура 4. Определяне на постоянната скорост на буталото

Извършва се симулирането на поведението на съоръжението в средата на Dynamic Designer.

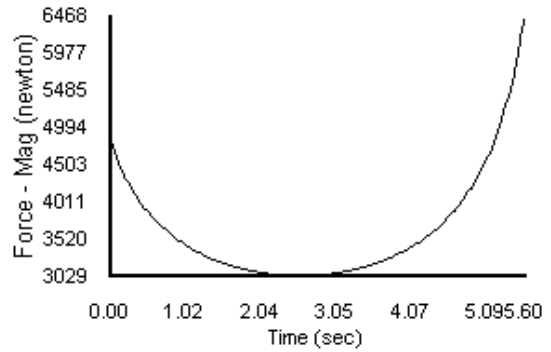
### РЕЗУЛТАТИ ОТ ЕКСПЕРИМЕНТА

Резултатите от симулирането са дадени на фигури 5, 6 и 7.

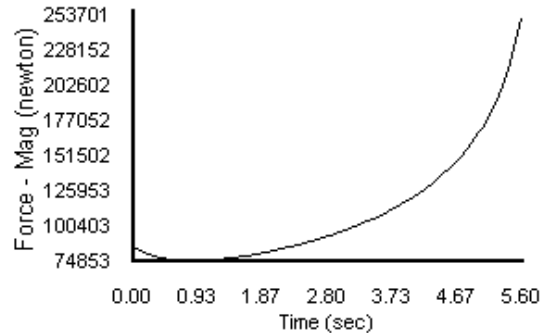


Фигура 5. Скорост на центъра на тежестта на коша

Препоръчана за публикуване от катедра "Механизация на мините", МЕМФ



Фигура 6. Реакция в шарнира стрела - носач



Фигура 7. Сила в буталото на цилиндъра

### ИЗВОДИ

- 1) Създадена е методика за изследване на кинематични и динамични параметри на работно съоръжение на хидравличен багер.
- 2) Приложена е тази методика, като се изследва изменението на скоростта на центъра на тежестта на коша, силата в буталото на цилиндъра и идеалната реакция в шарнира, при зададена постоянна скорост на движение на буталото на цилиндъра на носача.
- 3) Получените резултати могат да се използват при създаване на система за управление на работния процес на рязане.

### ЛИТЕРАТУРА

- Yaha P.K. and Skibiewski M.Y. "Cognitive force. Control of excavators" Journal of Aerospace Engineering (6) 2. 159-166. 93.
- Koivo A., J. Thoma, M. Cocaoglan, E. Andrede, "Cetto J. Modeling and control of excavator dynamics during digging operation" Journal of Aerospace Engineering 9(1) 10-18, 1996.
- H. P. Nguyen, D. C. Duzz and Whqte Robust "Imperrance Control of Excavators" – The University of Sidney 2006 NSW Australia, 1998.
- Malinovski E. In. "Computer design and study of building and road machines", Moskva, Machinostroene, 1980.
- Assenov E. "SolidWorks – Main Course", Sofia, 2002.

# KINEMATICS AND DYNAMICS OF WORKING MECHANISM OF HYDRAULIC EXCAVATOR

**Emil Assenov  
Damianov**

**E. Bosilkov**

**Radoslav Dimitrov**

**Tzvetan**

TU-Sofia  
Ivan Rilski“  
Department “Logistics”  
Sofia 1756, Bulgaria  
E-mail:emil\_assenov@yahoo.com

TU-Sofia  
Department “Logistics”  
Sofia 1756, Bulgaria  
E-mail:e\_bossilkov@mail.ru

TU-Sofia  
Department “Logistics”  
Sofia 1756, Bulgaria  
E-mail: radoslaff@hotmail.com

UMG “St.  
Sofia 1700  
Bulgaria

## ABSTRACT

In this paper are studied kinematic and dynamic parameters of working mechanism of hydraulic excavator. The manipulator is designed by the SolidWorks, than with Dynamic Designer are simulated velocities and forces. As a result are derived the relationships for force in hydraulic cylinder, reaction force in joint between arm and jib.

## INTRODUCTION

The study of kinematic and dynamic parameters of manipulator of hydraulic excavator is based. The mechanism of this manipulator is plane multilinkage, that consists of arms joined and hydraulic cylinders.

The aim of this paper is to create methodology for kinematic and dynamic parameters research of working mechanism of hydraulic excavator.

We consider the working mechanism as conjunction of jib, arm and bucket, that are joined by the cylindrical joints and hydraulic cylinders. The working process is based on rotation of arm to jib with hydraulic cylinder.

A model of arm and jib is shown in Fig.1.

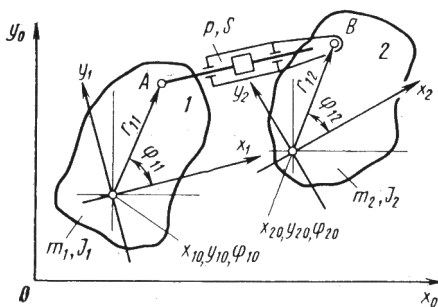


Figure 1. A model of mechanism arm – jib

The body 1 presents the jib, the body 2 – arm. They are joined in point A and point B with hydraulic cylinder. The pressure and area of the cylinder are known.

Simulation of such a mechanism is made by using Lagrange equation of the first type with unknown multipliers.

$$\begin{aligned}
 m_i \ddot{x}_{i0} + \sum_{s=1}^p \lambda_s \frac{\partial \Phi_s}{\partial x_{i0}} &= Q_{xi}; \\
 m_i \ddot{y}_{i0} + \sum_{s=1}^p \lambda_s \frac{\partial \Phi_s}{\partial y_{i0}} &= Q_{yi}; \\
 J_i \ddot{\varphi}_{i0} + \sum_{s=1}^p \lambda_s \frac{\partial \Phi_s}{\partial \varphi_{i0}} &= Q_{\varphi i};
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Where  $Q_{x1}$ ,  $Q_{y1}$  are components of resultant force in Dekart's system for the i-body;  $Q_{\varphi i}$  – correspondingly moment;  $\lambda_s$  – unknown multipliers;  $F_s$  – joint function. Let's take symmetrical cylinder. This system is forced by the unconservative force  $F=pS$ . The pressure  $p$  is taken as known. To estimate the forces  $Q_i$  for equations (1) we consider elementary work

$$dA = Q_i dq_i \tag{2}$$

The cylinder length  $l$  is:

$$\begin{aligned}
 l = \sqrt{\{(x_{20} - x_{10}) + [r_{21} \cos(\varphi_{20} + \varphi_{21}) - r_{11} \cos(\varphi_{10} + \varphi_{11})]\}^2 +} \\
 + \{(y_{20} - y_{10}) + [r_{21} \sin(\varphi_{20} + \varphi_{21}) - r_{11} \sin(\varphi_{10} + \varphi_{11})]\}^2}
 \end{aligned}
 \tag{3}$$

Then:

$$dA = pS dl = pS \left( \frac{\partial l}{\partial x_{10}} dx_{10} + \frac{\partial l}{\partial y_{10}} dy_{10} + \frac{\partial l}{\partial \varphi_{10}} d\varphi_{10} + \frac{\partial l}{\partial x_{20}} dx_{20} + \frac{\partial l}{\partial y_{20}} dy_{20} + \frac{\partial l}{\partial \varphi_{20}} d\varphi_{20} \right)$$

Let's assign  $L$  to equation (3), then the derivatives

$$\frac{\partial l}{\partial q_i} \text{ are } \frac{\partial l}{\partial q_i} = \frac{1}{2\sqrt{L}} \frac{\partial L}{\partial q_i}, \text{ and the forces (2) are:}$$

$$F_1^x = pS \frac{1}{2\sqrt{L}} (-a); \quad F_1^y = pS \frac{1}{2\sqrt{L}} (-b);$$

$$M_1 = pS \frac{1}{2\sqrt{L}} L; \quad F_2^x = -F_1^x;$$

$$(4)$$

$$F_2^y = -F_1^y; \quad M_2 = pS \frac{1}{2\sqrt{L}} M.$$

For the moments  $M_1$  and  $M_2$  we have:

$$M_1 = r_{11}[F_1^x \sin(\varphi_{10} + \varphi_{11}) - F_1^y \cos(\varphi_{10} + \varphi_{11})];$$

$$M_1 = r_{21}[-F_2^x \sin(\varphi_{20} + \varphi_{21}) + F_2^y \cos(\varphi_{20} + \varphi_{21})]$$

Recognizing the friction force in the hydraulic cylinder, the force  $F_{1,2}$  is

$$F'_{1,2} = F_{1,2} + \mu F_{1,2} \text{sign} \dot{i}$$

$$(5)$$

The differential equation system is

I	X
$m_1$	$\ddot{x}_{10}$
$m_1$	$\ddot{y}_{10}$
$J_1$	$\ddot{\varphi}_{10}$
$m_2$	$\ddot{x}_{20}$
$m_2$	$\ddot{y}_{20}$
$J_2$	$\ddot{\varphi}_{20}$

$$=$$

$F_{10}^x - F_1^x (1 + \mu \text{sign} \dot{i})$
$F_{10}^y - F_1^y (1 + \mu \text{sign} \dot{i})$
$M_{10} + r_{11} [F_1^x (1 + \mu \text{sign} \dot{i}) \times$ $\times \sin(\varphi_{10} + \varphi_{11}) - F_1^y (1 + \mu \text{sign} \dot{i}) \times$ $\times \cos(\varphi_{10} + \varphi_{11})]$
$F_{20}^x + F_2^x (1 + \mu \text{sign} \dot{i})$
$F_{20}^y + F_2^y (1 + \mu \text{sign} \dot{i})$
$M_{20} + r_{21} [-F_2^x (1 + \mu \text{sign} \dot{i}) \times$ $\times \sin(\varphi_{20} + \varphi_{21}) + F_2^y (1 +$ $+ \mu \text{sign} \dot{i}) \cos(\varphi_{20} + \varphi_{21})]$

$$(6)$$

There is relation for cylinder area  $S$  when we calculate the forces  $F_{1,2}^x$  and  $F_{1,2}^y$

$$S = \frac{S_1}{2} (1 + \text{sign} \dot{i}) + \frac{S_2}{2} (1 - \text{sign} \dot{i}).$$

$$(7)$$

Where  $S_1$  – piston area;  $S_2$  – area behind the piston.

The methods for research the kinematic and dynamic parameters of working mechanism of hydraulic excavator consist of:

1. Create the 3-D Solidworks model
2. Use the Dynamic Designer program

An example for implementation of this methods is:

- 4) We have created the 3-D SolidWorks model of working mechanism of hydraulic excavator Caterpillar with 1m<sup>3</sup> bucket volume. This model is shown in Fig.2.

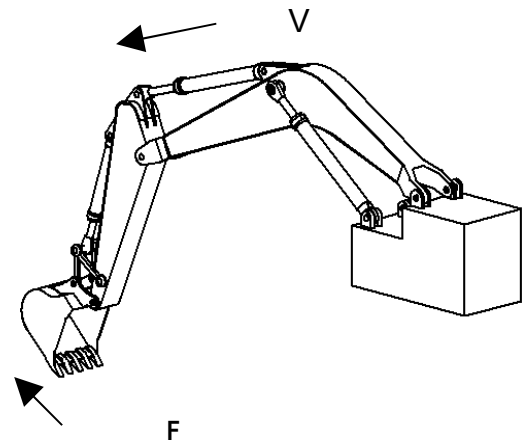


Figure 2. 3-D SolidWorks model

- 5) The Dynamic Designer program is started and the 3-D SolidWorks model is attached here.
- 6) We check the joints that were created as SolidWorks model – here we have concentric joint in the hinge between the arm and the jib, the concentric joints in the hinges of hydraulic cylinder and the arm and the jib. There is also a translation joint between the cylinder body and the piston.
- 7) In this study we assign the translation velocity of the piston to be constant and equal to 0,3 m/s.
- 8) On the tooth of the bucket we put the constant resistant force  $F_{\text{bucket}} = 20000$  N. This is the force of scission of the ground.

In the Fig.3 and Fig.4 are shown the Dynamic Designer work tree and property window respectively.

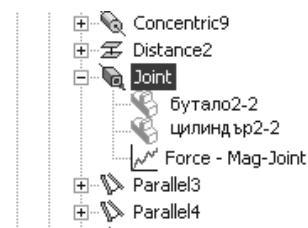


Figure 3. Dynamic Designer work tree

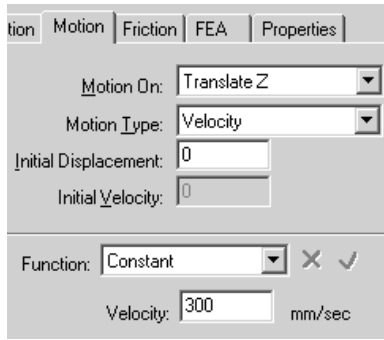


Figure 4. Dynamic Designer property window

- 9) The created dynamic model is simulated in the Dynamic Designer environment.

### RESULTS OF THE EXPERIMENT

The simulation results are shown in Fig.5., Fig.6. and Fig.7., where:

- Fig.5. represents the velocity of the mass center of the bucket;
- Fig.6. represents the piston force;
- Fig.7. represents the reaction force in the hinge between the arm and the jib.

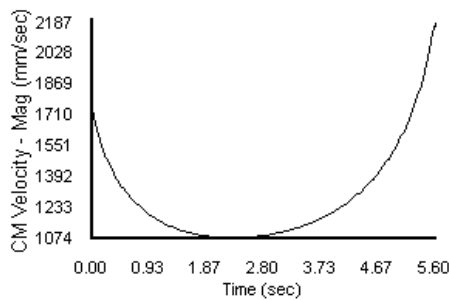


Figure 5. Velocity of the mass center of the bucket

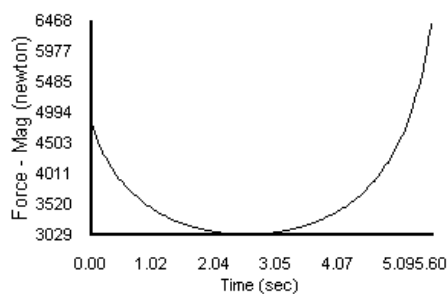


Figure 6. Piston force

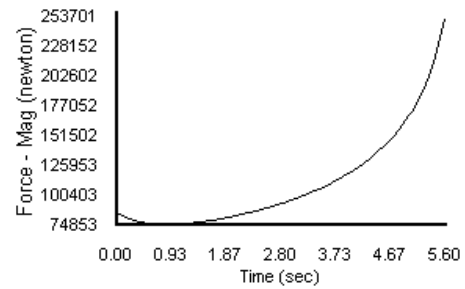


Figure 7. Reaction force in the hinge between the arm and the jib

### CONCLUSION

- A method for study of the kinematic and dynamic parameters of working mechanism of the hydraulic excavator is created. This method includes jointly using the 3-D SolidWorks model and Dynamic Designer.
- The study of the velocity of the mass center of the bucket, the force of the piston of the hydraulic cylinder and the reaction force in the hinge between the arm and the jib is carried out.
- The results can be used for creation of a control system of the working process of the hydraulic excavator.

### REFERENCE

- Yaha P.K. and Skibiewski M.Y. "Cognitive force. Control of excavators" Journal of Aerospace Engineering (6) 2. 159-166. 93.
- Koivo A., J. Thoma, M. Cocaoglan, E. Andrede, "Cetto J. Modeling and control of excavator dynamics during digging operation" Journal of Aerospace Engineering 9(1) 10-18, 1996.
- H. P. Nguyen, D. C. Duzz and Whqte Robust "Imperllance Control of Excavators" – The University of Sidney 2006 NSW Australia, 1998.
- Malinovski E. In. "Computer design and study of building and road machines", Moskva, Machinostroene, 1980.
- Assenov E. "SolidWorks – Main Course", Sofia, 2002

*Recommended for publication by Department of*