

# KINETO-DYNAMIC MODELING OF THE COMBINE HARVESTER CLEANING UNIT MECHANISM

RADU Cristian<sup>1</sup>, VLADUT Elena<sup>2</sup>, PARASCHIV Elena<sup>3</sup> și CIOCEANU Diana<sup>4</sup>  
(Font: Times New Roman, 12 puncte, centrat)

<sup>1</sup>Facultatea ISB, Specializarea Inginerie mecanică, Anul de studii II,  
Autor corespondent: OLTEANU George-Alberto, [george.olteanu23@yahoo.com](mailto:george.olteanu23@yahoo.com)

Conducător științific: Prof.dr.ing. **Adriana COMĂNESCU**

*ABSTRACT: The cleaning unit of the combine harvester is generally a mono-mobile and multi contours mechanism, one of its link being a sieve link with a separating role of the harvest. The kinematic characteristics of the sieve link give the operation quality. In the paper some kinematic characteristics are determined these being used to establish the action moment for a kinematic cycle essentially for the equipment design. In this purpose the powers equation obtained by applying the virtual mechanical work principle is applied.*

*CUVINTE CHEIE: parametrii geometrice, parametrii cinematici, mecanism monomobil, moment de echilibrare, modelarea cineto-dinamici, ecuația de puteri.*

## 1. Introducere

Echipamentul de curățire este un mecanism cu un grad de mobilitate (Fig.1) cu 7 elemente cinematice și 10 cuple cinematice de rotație. Modelul structural este constituit dintr-o grupă modulară activă inițială (GMAI) și trei grupe modulare pasive de tip diată RRR (Fig.2). Pentru determinarea caracteristicilor cineto-dinamice se utilizează modulele de calcul specializate.

## 2. Modelarea cinematică

Mecanismul (Fig.1) nominalizează elementele cinematice, cuplele cinematice, elementul 6 care constituie elementul de execuție. Pe schema cinematică sunt poziționate centrele de masă  $T_i$  ( $i=1,2,..7$ ) ale elementelor cinematice și punctul  $T$  de aplicație a forței tehnologice exterioare  $RT$ . Pentru simplificarea problemei fără a-i reduce generalitatea modelarea dinamică are în vedere exclusiv forța exterioară  $RT$  neglijându-se alte forțe exterioare (greutatea elementelor), precum și sistemul forțelor de inerție.

În Fig.1 sunt prezentați parametrii unghiulari dependenți  $\varphi$  specifici fiecărui element din modulele structurale. Parametrii geometrice constanți ai mecanismului sunt redați în tabelul 1. Parametrii independenți sunt indicați în tabelul 2.

Etapele modularii cinematice cu specificarea parametrilor dependenți sunt menționați în Fig.2 constituind de fapt algoritmul de calcul cinematic, ecuațiile specifice fiind incluse în tabelul 3.

**Tabelul 1.**

Parametrii geometrice constanti	
$XA = 0$	$YA = 0; XD = -0.5 \quad YD = 1.2; XG = 0.5 \quad YG = 1.5; XG = 0 \quad YG = 1.5$
$AB = 0.3;$	$BC = 1; DC = 0.7; DE = 0.5; EF = 0.5; GF = 1; FK = 0.8 \quad LK = 1$
	$FT = FK / 2$
	$\alpha_0 = 20^\circ; \alpha = \alpha_0 \frac{\pi}{180}$

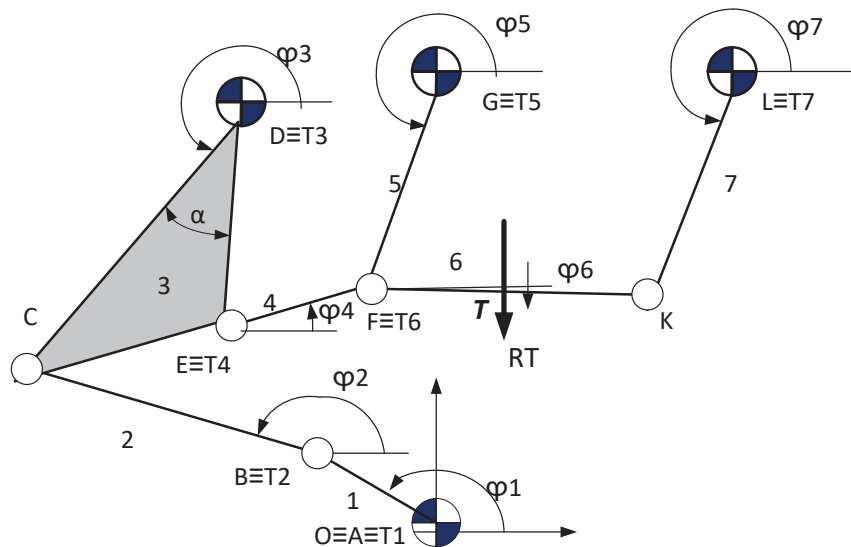


Fig. 1. Mecanismul echipamentului de curățire

Tabelul 2.

<i>Parametrii independenți</i>	
Unghiul elementului 1 în raport cu sistemul de referință fix	$\varphi 1$
Viteza unghiulară a elementului 1 (constant.)	$\omega 1$

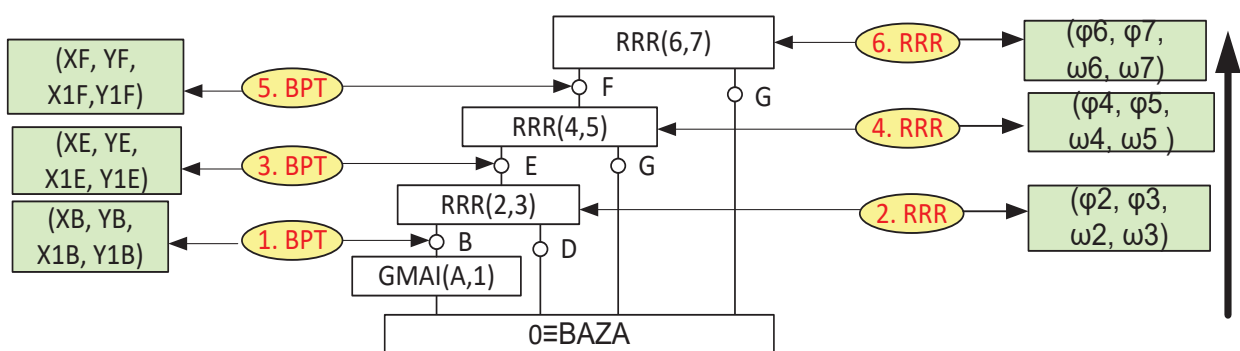


Fig. 2. Modelul structural, conexiunea grupelor modelare și parametrării dependenți pentru fiecare modul

În prima etapă (tabelul 3) se determină pentru cupla cinematică B (Fig.1) parametrii poziționali  $(X_B, Y_B)$  și componentele vitezei  $(X_{1B}, Y_{1B})$  variația acestora pentru un ciclu cinematic fiind dată în Fig.3.

Modulul RRR(2,3) are drept parametrii dependenți poziționali unghiurile  $\varphi_2; \varphi_3$  și vitezele unghiulare  $\omega_2; \omega_3$  aceștia fiind reprezentați în Fig.4 și Fig.5.

Tabelul 3.

<i>Parametrii dependenți de poziții și viteze</i>			
1.	$BPT(B)$	$X_B; Y_B$	$X_B = X_A + AB \cos \varphi 1; \quad Y_B = Y_A + AB \sin \varphi 1$
		$X_{1B}; Y_{1B}$	$X_{1B} = X_{1A} - AB \omega 1 \sin \varphi 1; \quad Y_{1B} = Y_{1A} + AB \omega 1 \cos \varphi 1$

2.	RRR(2,3)	$\varphi_2; \varphi_3$	$XB + BC \cos \varphi_2 - XD - DC \cos \varphi_3 = 0$ $YB + BC \sin \varphi_2 - YD - DC \sin \varphi_3 = 0$
		$\omega_2; \omega_3$	$A \left\  \frac{\omega_2}{\omega_3} \right\  = B$ $A = \left\  \frac{-BC \sin \varphi_2}{BC \cos \varphi_2} \quad \frac{DC \sin \varphi_3}{-DC \cos \varphi_3} \right\ $ $B = \left\  \frac{-(X1B - 0)}{-(Y1B - 0)} \right\ $
3.	BPT(E)	$XE; YE$	$XE = XD + DE \cos(\varphi_3 + \alpha); \quad YE = YD + DE \sin(\varphi_3 + \alpha)$
		$X1E; Y1E$	$X1E = 0 - DE \omega_3 \sin(\varphi_3 + \alpha); \quad Y1E = 0 + DE \omega_3 \cos(\varphi_3 + \alpha)$
4.	RRR(4,5)	$\varphi_4; \varphi_5$	$XE + EF \cos \varphi_4 - XG - GF \cos \varphi_5 = 0$ $YE + EF \sin \varphi_4 - YG - GF \sin \varphi_5 = 0$
		$\omega_4; \omega_5$	$A \left\  \frac{\omega_4}{\omega_5} \right\  = B$ $A = \left\  \frac{-EF \sin \varphi_4}{EF \cos \varphi_4} \quad \frac{GF \sin \varphi_5}{-GF \cos \varphi_5} \right\ $ $B = \left\  \frac{-(X1E - 0)}{-(Y1E - 0)} \right\ $
5.	BPT(F)	$XF; YF$	$XF = XE + EF \cos \varphi_4; \quad YF = YE + EF \sin \varphi_4$
		$X1F; Y1F$	$X1F = X1E - EF \omega_4 \sin \varphi_4; \quad Y1F = Y1E + EF \omega_4 \cos \varphi_4$
6.	RRR(6,7)	$\varphi_6; \varphi_7$	$XF + FK \cos \varphi_6 - XL - LK \cos \varphi_7 = 0$ $YF + FK \sin \varphi_6 - YL - LK \sin \varphi_7 = 0$
		$\omega_6; \omega_7$	$A \left\  \frac{\omega_6}{\omega_7} \right\  = B$ $A = \left\  \frac{-FK \sin \varphi_6}{FK \cos \varphi_6} \quad \frac{LK \sin \varphi_7}{-LK \cos \varphi_7} \right\ $ $B = \left\  \frac{-(X1F - 0)}{-(Y1F - 0)} \right\ $
7.	BPT(T)	$XT; YT$	$XT = XF + FT \cos \varphi_6; \quad YT = YF + FT \sin \varphi_6$
		$X1T; Y1T$	$X1T = X1F - FT \omega_6 \sin \varphi_6; \quad Y1T = Y1F + FT \omega_6 \cos \varphi_6$

Variația parametrilor cuplei  $E$ , respectiv parametrilor poziționali ( $XE$ ,  $YE$ ) și cei de viteză ( $X1E$ ,  $Y1E$ ) este redată în Fig.6.

În etapa următoare (tabelul 3) este analizată diada RRR(4,5).

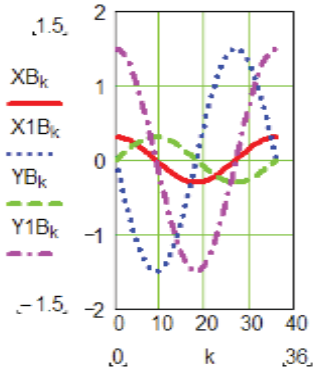


Fig.3.

Variația parametrilor cuplei  $B$

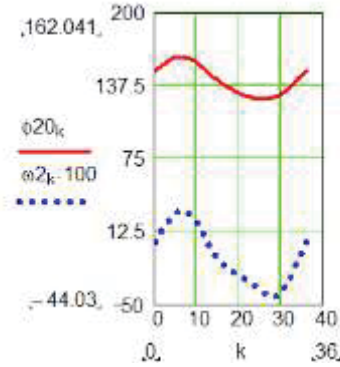


Fig.4.

Variația parametrilor elementului 2

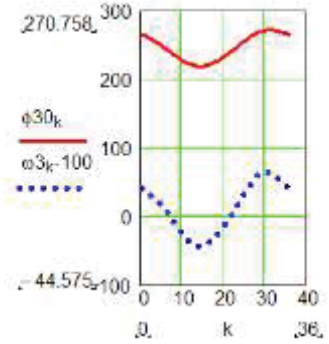


Fig.5.

Variația parametrilor elementului 3

Astfel variația pentru un ciclu cinematic a parametrului unghiular  $\phi^4$  al elementului 4 este prezentată în Fig.7, iar  $\phi^5$  aceea corespunzătoare a elementului 5 în Fig.8. Vitezele unghiulare pentru aceleași elemente (Fig.9) sunt  $\omega_4$  și  $\omega_5$ .

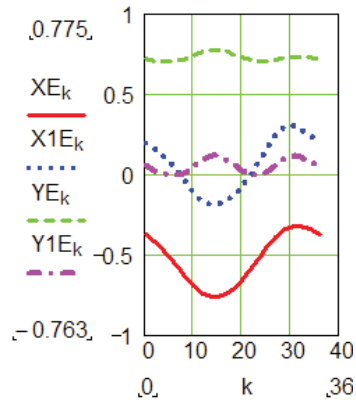


Fig.6.

Variația parametrilor cuplei  $E$

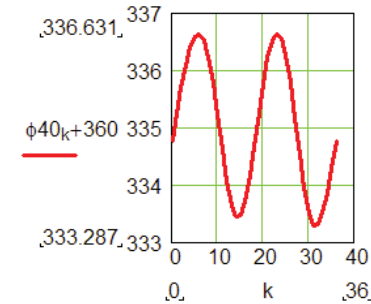


Fig.7.

Variația parametrului elementului 4

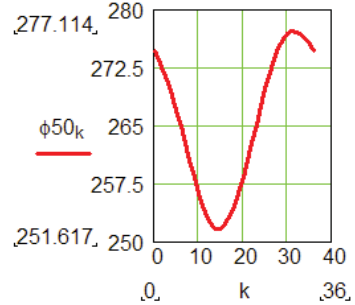


Fig.8.

Variația parametrilor elementului 5

Pentru a putea asigura parametrii de intrare în diada RRR(6,7) sunt calculate în etapa următoare caracteristicile cinematice ale cuplei cuplei cinematice potențiale  $F$ .

Analiza diadei RRR(6,7) evidențiază variația parametrilor unghiulari ai elementelor 6 și 7 (Fig.10) și a vitezelor pentru aceleași elemente (Fig.11).

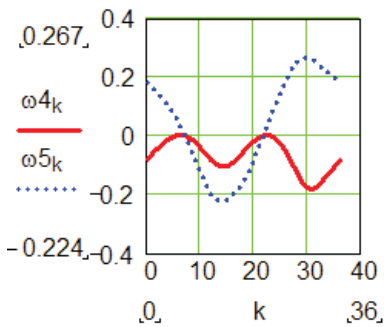


Fig.9.

Variația vitezelor unghiulare

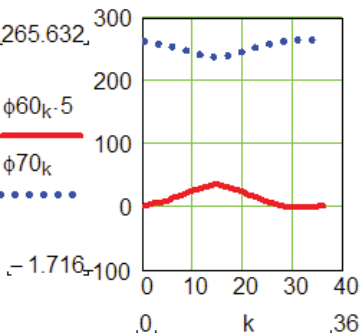


Fig.10.

Variația parametrului elementului 4

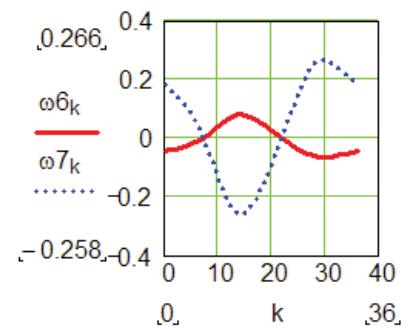


Fig.8.

Variația parametrilor elementului 5

În ultima etapă se stabilesc parametrii punctului  $T$  aparținând elementului 6 – sita (Fig.1) considerat punctul de aplicație a forței rezultante tehnologice  $RT$  (Fig.11).

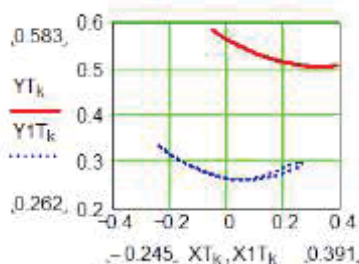


Fig.11. Parametrii cinematici ai punctului  $T$  de aplicație a forței tehnologice

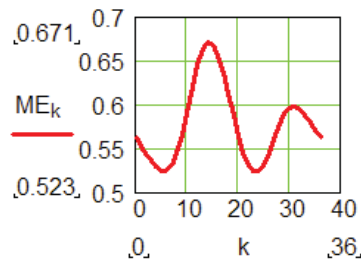


Fig.12. Variația momentului de echilibrare  $ME$  pentru un ciclu cinematic

### 3. Determinarea momentului de echilibrare

Momentul de echilibrare, care acționează asupra elementului 1 se determină utilizând ecuația (1)

$$\sum (X_k X I_k + Y_k Y I_k + M_k \omega_k) = 0 \quad (1)$$

în care se utilizează dezvoltările forțelor exterioare și/sau de inerție  $\bar{F}_k$  și a momentelor exterioare și/sau de inerție  $\bar{M}_k$  sub forma

$$\begin{aligned} \bar{F}_k &= X_k \bar{i} + Y_k \bar{j} \\ \bar{M}_k &= M_k \bar{k} \end{aligned} \quad (2)$$

punctul de aplicație a forței  $\bar{F}_k$  are componentele vitezei punctului de aplicație  $(X I_k, Y I_k)$ , iar  $\omega_k$  este viteza unghiulară a elementului pe care se aplica momentul  $\bar{M}_k$ .

În cazul de față se neglijează alte forțe exterioare cu excepția forței exterioare  $RT$ , precum și torsorul de inerție pentru elementele cinematice. Se poate stabili astfel influența forței exterioare  $RT$  asupra momentului de echilibrare – momentul de acționare a sistemului aplicând relația din Tabelul 4.

**Tabelul 4.**

Momentul de echilibrare $ME$ aplicat elementului 1	
$ME$	$ME = - [0 \times XIT + (-RT) \times YIT] / \omega l$

În final aplicând relația din tabelul 4 se obține variația momentului de echilibrare  $ME$  prezentată în Fig.12. Aceste valori și forma graficului poate fi comparate cu acelea determinate prin aplicarea modulelor cinetostatice pentru fiecare modul structural.

### 4. Concluzii

Lucrarea are drept scop determinarea parametrilor cinematici caracteristici ai mecanismului prin aplicarea modulelor de calcul specializate. Rezultatele sunt utilizate pentru evidențierea momentului de echilibrare aplicat elementului inițial folosind ecuația puterilor virtuale. Metoda pune la punct un procedeu rapid pentru stabilirea caracteristicilor unui motor de antrenare în cazul unui mecanism cu un grad de mobilitate.

### 8. Bibliografie

- [1]. Comănescu, Adr., Comănescu, D., Dugășescu, I., Ungureanu, L., Alionte, C., (2019), *Modelarea și simularea mecanismelor și a sistemelor biomorfe*, Editura POLITEHNICA Press, București, ISBN:978-606-515-857-3.
- [2]. Comănescu, Adr., Comănescu, D., Dugășescu, I., Boureci, A., (2010), *Bazele modelării mecanismelor*, Editura Politehnica-PRESS, ISBN:978-606-515-114-7.