

THE ANALYSIS OF THE WINDSHIELD WIPERS MECHANISMS, WITH MULTIBODY SYSTEM

Adrian-Constantin BUTA*, Petre ALEXANDRU**

Transilvania University of Braşov, Dept. of the Product Design and Robotics

e-mail: *acbuta@unitbv.ro, **alex.p@unitbv.ro

Keywords: mecanism, ştergător, parbriz, sistem multicorp.

Abstract: The paper presents an analysis of the windshield wipers mechanisms, with Multi-Body System method. This method can be easily applied to all the types of the mechanisms, indifferent by structure [1, 2], configuration or complexities – linkage windshield wiper mechanism or bar and gear windshield wiper mechanism. Modeling with Multi-Body Systems, the windshield wipers mechanisms derive a small number of the geometrical and the kinematical restriction equations.

1. INTRODUCERE

Diversitatea şi complexitatea mecanismelor ştergătoarelor de parbriz este extrem de mare, de la cele alcătuite din bare articulate (cu avantaje evidente – construcţie simplă, funcţionalitate sigură la mai multe viteze, fiabilitate ridicată), la cele alcătuite din bare articulate şi bară cu fir peste o roată necirculară (modelând un angrenaj), sau cele alcătuite din bare articulate, came şi elemente dinţate [4, 6].

2. MODELAREA MBS A MECANISMULUI CU BARE ARTICULATE

2.1. Definirea geometrică [7]

Se alege ca fiind caracteristic mecanismul bicontur din figura 1 şi modelându-l structural MBS (Multi-Body Systems) cu număr minim de corpuri, obţinem 4 corpuri [unul fix şi trei mobile (1, 2, 3)].

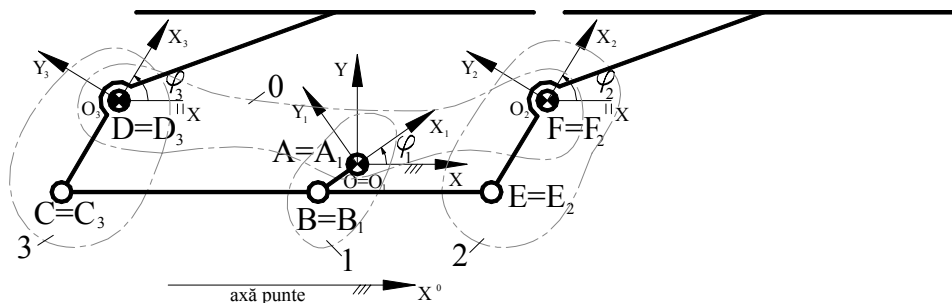


Fig. 1. M.Ş.P. cu bare articulate

Pentru fiecare corp în parte se alege câte un sistem de referinţă local. Pentru *elementul bază* „0”, sistemul de coordonate XOY este paralel cu cel al punţii automobilului (fig. 2), elementul fiind definit de $A(0,0)$, $D(X_D, Y_D)$ şi $F(X_F, Y_F)$.

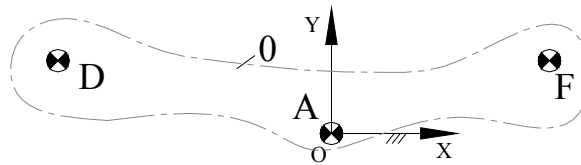


Fig. 2. Corpul fix „0”.

Elementul conducător (corpul de intrare „1”) se definește în sistemul său $X_1O_1Y_1$ prin $A_1(X_{A_1}^{(1)} = 0, Y_{A_1}^{(1)} = 0)$, $B_1(X_{B_1}^{(1)}, Y_{B_1}^{(1)} = 0)$, iar unghiul său de poziție (marcat ca unghiul dintre sistemele $X_1O_1Y_1$ și XOY), este φ_1 (fig. 3).

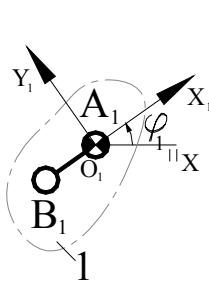


Fig. 3. Corpul de intrare „1”.

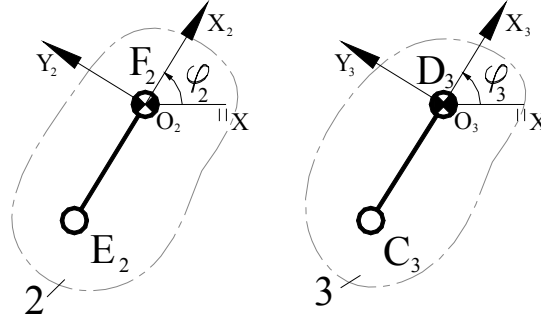


Fig. 4. Corpurile de ieșire „2” și „3”.

Corpurile de ieșire „2” și „3” se definesc prin originile $F_2(X_{F_2}^{(2)} = 0, Y_{F_2}^{(2)} = 0)$, $D_3(X_{D_3}^{(3)} = 0, Y_{D_3}^{(3)} = 0)$, punctele $E_2(X_{E_2}^{(2)}, Y_{E_2}^{(2)} = 0)$, $C_3(X_{C_3}^{(3)}, Y_{C_3}^{(3)} = 0)$ și unghiurile lor de poziție (care trebuie calculate) φ_2 , respectiv φ_3 (fig. 4).

2.2. Restricțiile geometrice

Tabelul 1 prezintă restricțiile geometrice dintre corpuri:

Tabelul 1.			
corp	restricție	cuplă(e)	nr. ecuații
0 – 1	R	A	2
0 – 2	R	F	2
0 – 3	R	D	2
1 – 2	RR	BE	1
1 – 3	RR	BC	1
TOTAL			8

Astfel obținem 8 ecuații de restricții geometrice, în care coordonatele în sistemul fix XOY ale unui punct P sunt:

$$X_P = X_{O_i} + X_{P_i}^{(i)} \cos \varphi_i - Y_{P_i}^{(i)} \sin \varphi_i \text{ și } Y_P = Y_{O_i} + X_{P_i}^{(i)} \sin \varphi_i + Y_{P_i}^{(i)} \cos \varphi_i \quad (1)$$

plus ecuația de restricție cinematică (funcție de timp), adică un sistem determinat de 9 ecuații cu 9 necunoscute.

2.3. Funcțiile de restricții geometrice sunt [1, 2, 7]:

$$X_{A_1} = X_A \Rightarrow X_{O_1} + X_{A_1}^{(1)} \cos \varphi_1 - Y_{A_1}^{(1)} \sin \varphi_1 = X_A; Y_{A_1} = Y_A \Rightarrow Y_{O_1} + X_{A_1}^{(1)} \sin \varphi_1 + Y_{A_1}^{(1)} \cos \varphi_1 = Y_A \quad (2)$$

$$X_{F_2} = X_F \Rightarrow X_{O_2} + X_{F_2}^{(2)} \cos \varphi_2 - Y_{F_2}^{(2)} \sin \varphi_2 = X_F; Y_{F_2} = Y_F \Rightarrow Y_{O_2} + X_{F_2}^{(2)} \sin \varphi_2 + Y_{F_2}^{(2)} \cos \varphi_2 = Y_F \quad (3)$$

$$X_{D_3} = X_D \Rightarrow X_{0_3} + X_{D_3}^{(3)} \cos \varphi_3 - Y_{D_3}^{(3)} \sin \varphi_3 = X_D; Y_{D_3} = Y_D \Rightarrow Y_{0_3} + X_{D_3}^{(3)} \sin \varphi_3 + Y_{D_3}^{(3)} \cos \varphi_3 = Y_D \quad (4)$$

$$(X_{B_1} - X_{E_2})^2 + (Y_{B_1} - Y_{E_2})^2 = l_{BE}^2 \Rightarrow$$

$$[(X_{0_1} + X_{B_1}^{(1)} \cos \varphi_1 - Y_{B_1}^{(1)} \sin \varphi_1) - (X_{0_2} + X_{E_2}^{(2)} \cos \varphi_2 - Y_{E_2}^{(2)} \sin \varphi_2)]^2 + \\ + [(Y_{0_1} + Y_{B_1}^{(1)} \sin \varphi_1 + Y_{B_1}^{(1)} \cos \varphi_1) - (Y_{0_2} + X_{E_2}^{(2)} \sin \varphi_2 + Y_{E_2}^{(2)} \cos \varphi_2)]^2 = l_{BE}^2 \quad (5)$$

$$(X_{B_1} - X_{C_3})^2 + (Y_{B_1} - Y_{C_3})^2 = l_{BC}^2 \Rightarrow$$

$$[(X_{0_1} + X_{B_1}^{(1)} \cos \varphi_1 - Y_{B_1}^{(1)} \sin \varphi_1) - (X_{0_3} + X_{C_3}^{(3)} \cos \varphi_3 - Y_{C_3}^{(3)} \sin \varphi_3)]^2 + \\ + [(Y_{0_1} + Y_{B_1}^{(1)} \sin \varphi_1 + Y_{B_1}^{(1)} \cos \varphi_1) - (Y_{0_3} + X_{C_3}^{(3)} \sin \varphi_3 + Y_{C_3}^{(3)} \cos \varphi_3)]^2 = l_{BC}^2 \quad (6)$$

Rezolvarea ecuațiilor F₇ și F₈ se face în funcție de parametrul φ_1 , adică funcția cinematică:

$$\varphi_1 = f(t) \quad (7)$$

Cunoscând

$$X_{B_1} = X_{0_1} + X_{B_1}^{(1)} \cos \varphi_1 - Y_{B_1}^{(1)} \sin \varphi_1 \text{ și } Y_{B_1} = Y_{0_1} + X_{B_1}^{(1)} \sin \varphi_1 + Y_{B_1}^{(1)} \cos \varphi_1 \quad (8)$$

ecuațiile F₇ și F₈ ajung la forma

$$a \sin \varphi + b \cos \varphi + c = 0 \quad (9)$$

cu soluția

$$\varphi = 2 \arctg \left(\frac{a \pm \sqrt{a^2 + b^2 - c^2}}{b - c} \right) \quad (10)$$

rezultă φ_2 și φ_3 , fiecare cu câte două variante, din care o alegem pe cea pozitivă:

$$\Rightarrow [2X_{E_2}^{(2)}(Y_{0_2} - Y_{B_1})] \sin \varphi_2 + [2X_{E_2}^{(2)}(X_{0_2} - X_{B_1})] \cos \varphi_2 + \\ + (X_{E_2}^{(2)})^2 + (X_{B_1})^2 + (X_{0_2})^2 - 2X_{B_1}X_{0_2} + (Y_{B_1})^2 + (Y_{0_2})^2 - 2Y_{B_1}Y_{0_2} - l_{BE}^2 = 0 \Rightarrow \varphi_2 \quad (11)$$

$$\Rightarrow [2X_{C_3}^{(3)}(Y_{0_3} - Y_{B_1})] \sin \varphi_3 + [2X_{C_3}^{(3)}(X_{0_3} - X_{B_1})] \cos \varphi_3 + \\ + (X_{C_3}^{(3)})^2 + (X_{B_1})^2 + (X_{0_3})^2 - 2X_{B_1}X_{0_3} + (Y_{B_1})^2 + (Y_{0_3})^2 - 2Y_{B_1}Y_{0_3} - l_{BC}^2 = 0 \Rightarrow \varphi_3 \quad (12)$$

2.4. Funcțiile de viteză și accelerație

Derivând succesiv relațiile de poziție:

$$X_B = X_{B_1} = X_{0_1} + X_{B_1}^{(1)} \cos \varphi_1 - Y_{B_1}^{(1)} \sin \varphi_1; Y_B = Y_{B_1} = Y_{0_1} + X_{B_1}^{(1)} \sin \varphi_1 + Y_{B_1}^{(1)} \cos \varphi_1 \quad (13)$$

se obțin vitezele punctului „B” din elementul conducător:

$$\dot{X}_B = -X_{B_1}^{(1)} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1 - Y_{B_1}^{(1)} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1; \dot{Y}_B = X_{B_1}^{(1)} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1 - Y_{B_1}^{(1)} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1 \quad (14)$$

respectiv accelerațiile sale:

$$\ddot{X}_B = -X_{B_1}^{(1)} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1^2 - X_{B_1}^{(1)} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \varepsilon_1 + Y_{B_1}^{(1)} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1^2 - Y_{B_1}^{(1)} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \varepsilon_1; \\ \ddot{Y}_B = -X_{B_1}^{(1)} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1^2 + X_{B_1}^{(1)} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \varepsilon_1 - Y_{B_1}^{(1)} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1^2 - Y_{B_1}^{(1)} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \varepsilon_1 \quad (15)$$

Pentru cu $\varepsilon_1=0$ (viteză constantă), relațiile accelerațiilor devin:

$$\ddot{X}_B = -X_{B_1}^{(1)} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1^2 + Y_{B_1}^{(1)} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1^2; \ddot{Y}_B = -X_{B_1}^{(1)} \cdot \sin \varphi_1 \cdot \omega_1^2 - Y_{B_1}^{(1)} \cdot \cos \varphi_1 \cdot \omega_1^2 \quad (16)$$

Derivând succesiv relațiile de poziție:

$$X_E = X_{E_2} = X_{0_2} + X_{E_2}^{(2)} \cos \varphi_2 - Y_{E_2}^{(2)} \sin \varphi_2; Y_E = Y_{E_2} = Y_{0_2} + X_{E_2}^{(2)} \sin \varphi_2 + Y_{E_2}^{(2)} \cos \varphi_2 \quad (17)$$

se obțin vitezele punctului „E”:

$$\dot{X}_E = -X_{E_2}^{(2)} \cdot \sin \varphi_2 \cdot \omega_2 - Y_{E_2}^{(2)} \cdot \cos \varphi_2 \cdot \omega_2; \dot{Y}_E = X_{E_2}^{(2)} \cdot \cos \varphi_2 \cdot \omega_2 - Y_{E_2}^{(2)} \cdot \sin \varphi_2 \cdot \omega_2 \quad (18)$$

respectiv accelerațiile sale:

$$\begin{aligned} \ddot{X}_E &= -X_{E_2}^{(2)} \cdot \cos \varphi_2 \cdot \omega_2^2 - X_{E_2}^{(2)} \cdot \sin \varphi_2 \cdot \varepsilon_2 + Y_{E_2}^{(2)} \cdot \sin \varphi_2 \cdot \omega_2^2 - Y_{E_2}^{(2)} \cdot \cos \varphi_2 \cdot \varepsilon_2; \\ \ddot{Y}_E &= -X_{E_2}^{(2)} \cdot \sin \varphi_2 \cdot \omega_2^2 + X_{E_2}^{(2)} \cdot \cos \varphi_2 \cdot \varepsilon_2 - Y_{E_2}^{(2)} \cdot \cos \varphi_2 \cdot \omega_2^2 - Y_{E_2}^{(2)} \cdot \sin \varphi_2 \cdot \varepsilon_2 \end{aligned} \quad (19)$$

Derivând relațiile:

$$X_C = X_{C_3} = X_{0_3} + X_{C_3}^{(3)} \cos \varphi_3 - Y_{C_3}^{(3)} \sin \varphi_3; Y_C = Y_{C_3} = Y_{0_3} + X_{C_3}^{(3)} \sin \varphi_3 + Y_{C_3}^{(3)} \cos \varphi_3 \quad (20)$$

se obțin vitezele punctului „C”:

$$\dot{X}_C = -X_{C_3}^{(3)} \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3 - Y_{C_3}^{(3)} \cdot \cos \varphi_3 \cdot \omega_3; \dot{Y}_C = X_{C_3}^{(3)} \cdot \cos \varphi_3 \cdot \omega_3 - Y_{C_3}^{(3)} \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3 \quad (21)$$

respectiv accelerațiile sale:

$$\begin{aligned} \ddot{X}_C &= -X_{C_3}^{(3)} \cdot \cos \varphi_3 \cdot \omega_3^2 - X_{C_3}^{(3)} \cdot \sin \varphi_3 \cdot \varepsilon_3 + Y_{C_3}^{(3)} \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3^2 - Y_{C_3}^{(3)} \cdot \cos \varphi_3 \cdot \varepsilon_3; \\ \ddot{Y}_C &= -X_{C_3}^{(3)} \cdot \sin \varphi_3 \cdot \omega_3^2 + X_{C_3}^{(3)} \cdot \cos \varphi_3 \cdot \varepsilon_3 - Y_{C_3}^{(3)} \cdot \cos \varphi_3 \cdot \omega_3^2 - Y_{C_3}^{(3)} \cdot \sin \varphi_3 \cdot \varepsilon_3 \end{aligned} \quad (22)$$

Valorile numerice ale parametrilor geometrici prezentați sunt:

$X_A = 0$ [mm]; $Y_A = 0$ [mm]; $X_D = -253$ [mm]; $Y_D = 31$ [mm]; $X_F = 203$ [mm]; $Y_F = 30$ [mm];
 $l_{AB} = 37$ [mm]; $l_{BC} = 250$ [mm]; $l_{CD} = 60$ [mm]; $l_{BE} = 204$ [mm]; $l_{EF} = 60$ [mm]; $\varphi_1 = 6,28 \cdot t$
 (adică execută o rotație completă într-o secundă).

Pentru poziția $\varphi_1 = 38,5^\circ$, în tabelul 2 este prezentată o rezolvare numerică a ecuațiilor de mai sus, cu precizarea că pentru verificarea pozițiilor punctelor de interes, acestea au fost reprezentate grafic, iar în ultima coloană sunt rezultatele acestei reprezentări.

Tabelul 2.

	determinare POZIȚII			grafic
corp 1	X_{B_1}	-28,9565018	[mm]	-28,9565
	Y_{B_1}	-23,03304156	[mm]	-23,03304
corp 2	X_{E_2}	175,0434982	[mm]	175,0435
	Y_{E_2}	-23,03304036	[mm]	-23,03304
corp 3	X_{C_3}	-278,9565018	[mm]	-278,9565
	Y_{C_3}	-23,03304277	[mm]	-23,03304
	$\varphi_2 \pm \text{radical}$	-0,639050709	[rad]	
		1,090489813	[rad]	
	φ_2	62,48046388	[grd]	62,48046

	$\varphi_3 \pm radical$	1,12517657	[rad]	
		-1,599195431	[rad]	
	φ_3	64,46786867	[grd]	64,46787
determinare VITEZE				
corp 1	ω_1	10	[mm/s]	
	$\dot{X}_B$	230,3304156	[mm/s]	
	$\dot{Y}_B$	-289,565018	[mm/s]	
corp 2	$\dot{X}_E$	532,1120036	[mm/s]	
	$\dot{Y}_E$	1013,059574	[mm/s]	
corp 3	$\dot{X}_C$	541,4062277	[mm/s]	
	$\dot{Y}_B$	-258,610318	[mm/s]	
determinare ACCELERAȚII				
corp 1	ω_1^2	100	[mm/s ²]	
	ε_1	0	[mm/s ²]	
	$\ddot{X}_B$	2895,65018	[mm/s ²]	
	$\ddot{Y}_B$	2303,304156	[mm/s ²]	
corp 2	$\ddot{X}_E$	2772,30618	[mm/s ²]	
	$\ddot{Y}_E$	5321,120036	[mm/s ²]	
corp 3	$\ddot{X}_C$	2586,10318	[mm/s ²]	
	$\ddot{Y}_C$	5414,062277	[mm/s ²]	

Pentru o rotație completă a elementului conducător ($\varphi_1 = 0^\circ \dots 360^\circ$), diagramele unghiurilor φ_2 și φ_3 , în *EXCEL* (fig. 5) și în *ADAMS* (fig. 6). Precizăm că în *ADAMS* graficele sunt reprezentate prin linie continuă, linia întreruptă reprezentând salturile datorate schimbărilor de cadran.

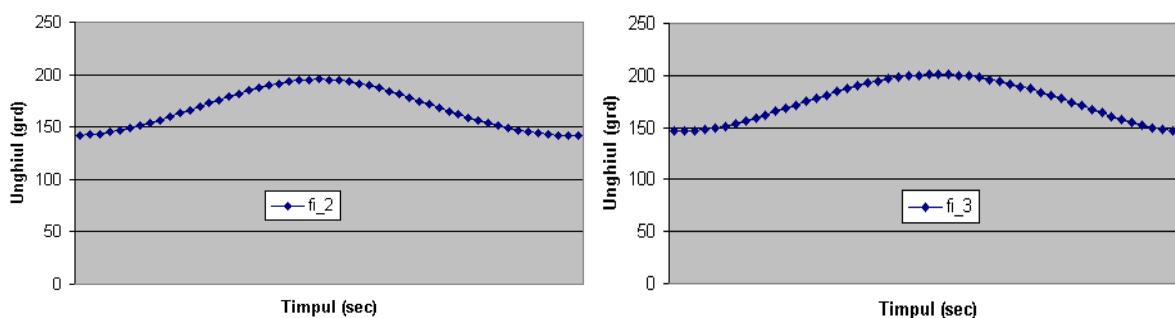


Fig. 5. Graficele unghiurilor φ_2 și φ_3 obținute în *EXCEL*.

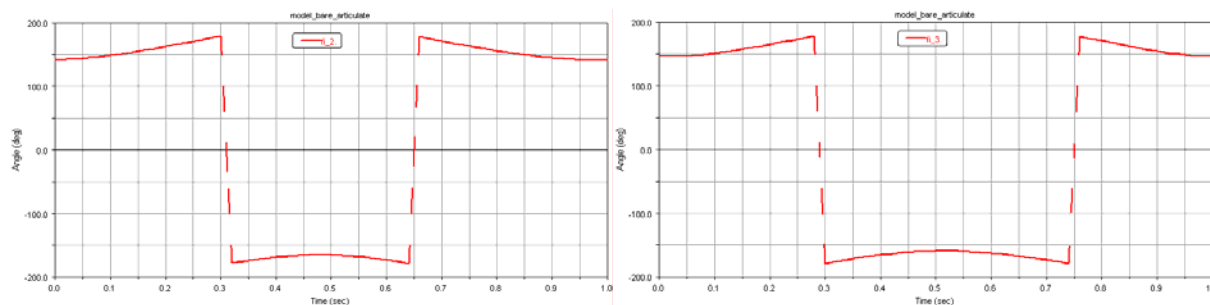


Fig. 6. Graficele unghiurilor φ_2 și φ_3 obținute în ADAMS.

3. MODELAREA MBS A MECANISMULUI CU BARE ARTICULATE ȘI ROȚI DINȚATE

3.1. Definirea geometrică [7]

Se alege mecanismul complex din figura 7 și modelându-l structural MBS cu număr minim de corpuri, obținem 6 corpuri [unul fix (baza) și cinci corpuri mobile (1, 2, 3, 4, 5)].

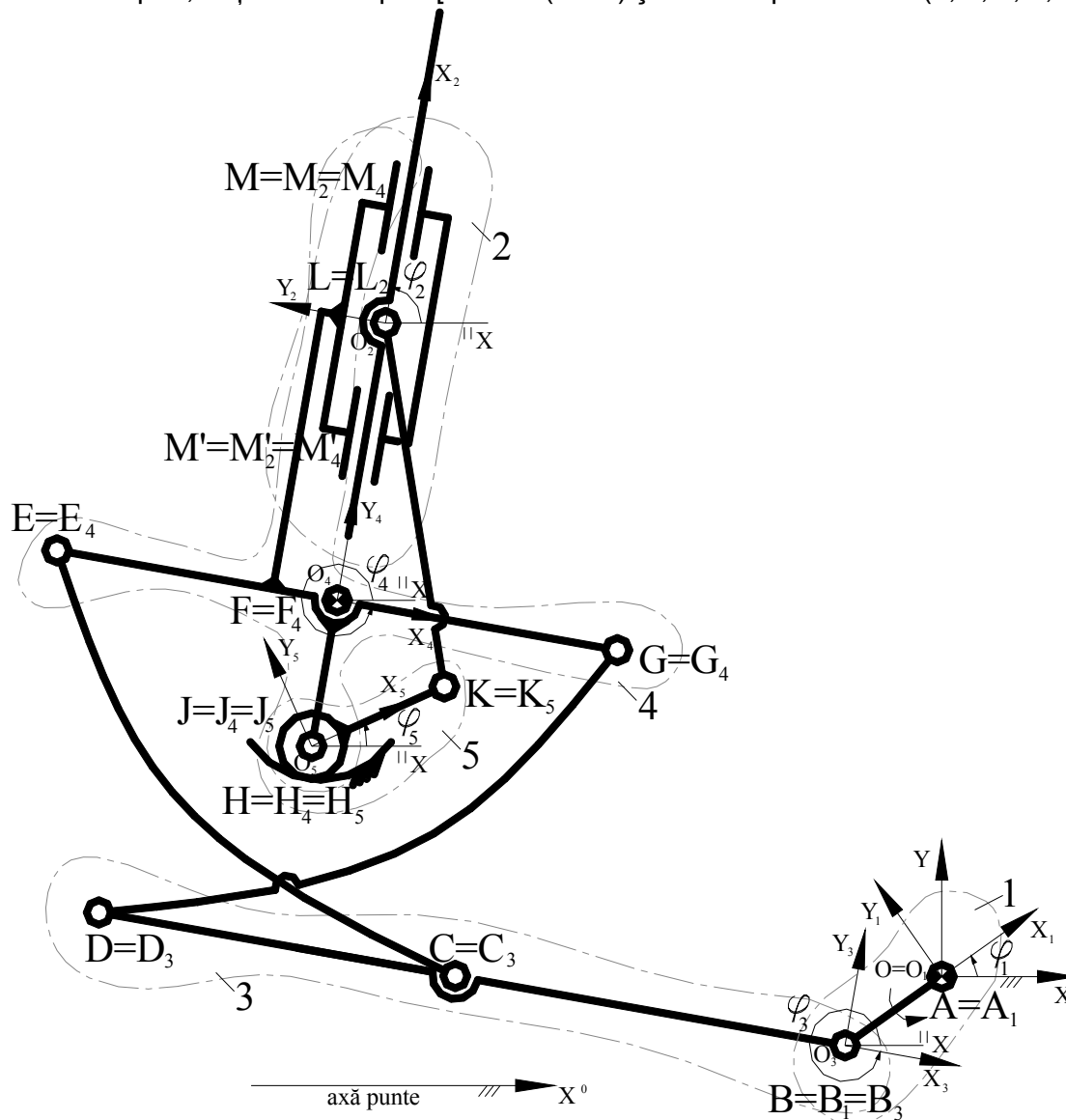


Fig. 7. M.Ș.P. cu bare articulate și roți dințate.

3.2. Restricțiile geometrice

Tabelul următor prezintă restricțiile geometrice dintre corpuri:

Tabelul 3.

corp	restricție	cuplă(e)	nr. ecuații
0 – 1	R	A	2
0 – 4	R	F	2
0 – 4	CC	H	1
1 – 3	R	B	2
2 – 4	T	MM'	2
2 – 5	RR	LK	1
3 – 4	RR	CE	1
3 – 4	RR	DG	1
4 – 5	R	J	2
TOTAL			14

Astfel obținem 14 ecuații de restricții geometrice, plus ecuația de restricție cinematică (funcție de timp).

3.3. Funcțiile de restricții geometrice sunt [1, 2, 7]:

$$X_{A_i} = X_A \Rightarrow X_{0_i} + X_{A_i}^{(1)} \cos \varphi_1 - Y_{A_i}^{(1)} \sin \varphi_1 = X_A; Y_{A_i} = Y_A \Rightarrow Y_{0_i} + X_{A_i}^{(1)} \sin \varphi_1 + Y_{A_i}^{(1)} \cos \varphi_1 = Y_A \quad (23)$$

$$X_{F_4} = X_F \Rightarrow X_{0_4} + X_{F_4}^{(4)} \cos \varphi_4 - Y_{F_4}^{(4)} \sin \varphi_4 = X_F; Y_{F_4} = Y_F \Rightarrow Y_{0_4} + X_{F_4}^{(4)} \sin \varphi_4 + Y_{F_4}^{(4)} \cos \varphi_4 = Y_F \quad (24)$$

$$\frac{\omega_5 - \omega_4}{\omega_0 - \omega_4} = \frac{R_F}{R_J} \Rightarrow \frac{\omega_5}{\omega_4} = 1 - \frac{R_F}{R_J} \Rightarrow \varphi_5 = -\varphi_4 \left(\frac{R_F}{R_J} - 1 \right) \quad (25)$$

$$X_{B_1} = X_{B_3} \Rightarrow X_{0_1} + X_{B_1}^{(1)} \cos \varphi_1 - Y_{B_1}^{(1)} \sin \varphi_1 = X_{0_3} + X_{B_3}^{(3)} \cos \varphi_3 - Y_{B_3}^{(3)} \sin \varphi_3;$$

$$Y_{B_1} = Y_{B_3} \Rightarrow Y_{0_1} + X_{B_1}^{(1)} \sin \varphi_1 + Y_{B_1}^{(1)} \cos \varphi_1 = Y_{0_3} + X_{B_3}^{(3)} \sin \varphi_3 + Y_{B_3}^{(3)} \cos \varphi_3 \quad (26)$$

$$(X_{M_2} - X_{M_4})(Y_{M_2} - Y_{M_4}') - (X_{M_2} - X_{M_2}')(Y_{M_2} - Y_{M_4}) = 0 \Rightarrow$$

$$\begin{aligned} & (X_{0_2} + X_{M_2}^{(2)} \cos \varphi_2 - Y_{M_2}^{(2)} \sin \varphi_2 - X_{0_4} - X_{M_4}^{(4)} \cos \varphi_4 + Y_{M_4}^{(4)} \sin \varphi_4)(Y_{0_2} + X_{M_2}^{(2)} \sin \varphi_2 + Y_{M_2}^{(2)} \cos \varphi_2 - \\ & - Y_{0_2} - X_{M_2}^{(2)} \sin \varphi_2 - Y_{M_2}^{(2)} \cos \varphi_2) - (X_{0_2} + X_{M_2}^{(2)} \cos \varphi_2 - Y_{M_2}^{(2)} \sin \varphi_2 - X_{0_2} - X_{M_2}^{(2)} \cos \varphi_2 + \\ & + Y_{M_2}^{(2)} \sin \varphi_2)(Y_{0_2} + X_{M_2}^{(2)} \sin \varphi_2 + Y_{M_2}^{(2)} \cos \varphi_2 - Y_{0_4} - X_{M_4}^{(4)} \sin \varphi_4 - Y_{M_4}^{(4)} \cos \varphi_4) = 0 \end{aligned} \quad (27)$$

$$(X_{M_2} - X_{M_4}')(Y_{M_2} - Y_{M_2}') - (X_{M_2} - X_{M_2}')(Y_{M_2} - Y_{M_4}') = 0 \Rightarrow$$

$$\begin{aligned} & (X_{0_2} + X_{M_2}^{(2)} \cos \varphi_2 - Y_{M_2}^{(2)} \sin \varphi_2 - X_{0_4} - X_{M_4}^{(4)} \cos \varphi_4 + Y_{M_4}^{(4)} \sin \varphi_4)(Y_{0_2} + X_{M_2}^{(2)} \sin \varphi_2 + Y_{M_2}^{(2)} \cos \varphi_2 - \\ & - Y_{0_2} - X_{M_2}^{(2)} \sin \varphi_2 - Y_{M_2}^{(2)} \cos \varphi_2) - (X_{0_2} + X_{M_2}^{(2)} \cos \varphi_2 - Y_{M_2}^{(2)} \sin \varphi_2 - X_{0_2} - X_{M_2}^{(2)} \cos \varphi_2 + \\ & + Y_{M_2}^{(2)} \sin \varphi_2)(Y_{0_2} + X_{M_2}^{(2)} \sin \varphi_2 + Y_{M_2}^{(2)} \cos \varphi_2 - Y_{0_4} - X_{M_4}^{(4)} \sin \varphi_4 - Y_{M_4}^{(4)} \cos \varphi_4) = 0 \end{aligned} \quad (28)$$

$$\begin{aligned}
 & (X_{L_2} - X_{K_5})^2 + (Y_{L_2} - Y_{K_5})^2 = l_{LK}^2 \Rightarrow \\
 & [(X_{0_2} + X_{L_2}^{(2)} \cos \varphi_2 - Y_{L_2}^{(2)} \sin \varphi_2) - (X_{0_5} + X_{K_5}^{(5)} \cos \varphi_5 - Y_{K_5}^{(5)} \sin \varphi_5)]^2 + \\
 & + [(Y_{0_2} + Y_{L_2}^{(2)} \sin \varphi_2 + Y_{L_2}^{(2)} \cos \varphi_2) - (Y_{0_5} + X_{K_5}^{(5)} \sin \varphi_5 + Y_{K_5}^{(5)} \cos \varphi_5)]^2 = l_{LK}^2
 \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned}
 & (X_{C_3} - X_{E_4})^2 + (Y_{C_3} - Y_{E_4})^2 = l_{CE}^2 \Rightarrow \\
 & [(X_{0_3} + X_{C_3}^{(3)} \cos \varphi_3 - Y_{C_3}^{(3)} \sin \varphi_3) - (X_{0_4} + X_{E_4}^{(4)} \cos \varphi_4 - Y_{E_4}^{(4)} \sin \varphi_4)]^2 + \\
 & + [(Y_{0_3} + Y_{C_3}^{(3)} \sin \varphi_3 + Y_{C_3}^{(3)} \cos \varphi_3) - (Y_{0_4} + X_{E_4}^{(4)} \sin \varphi_4 + Y_{E_4}^{(4)} \cos \varphi_4)]^2 = l_{CE}^2
 \end{aligned} \quad (30)$$

$$\begin{aligned}
 & (X_{D_3} - X_{G_4})^2 + (Y_{D_3} - Y_{G_4})^2 = l_{DG}^2 \Rightarrow \\
 & [(X_{0_3} + X_{D_3}^{(3)} \cos \varphi_3 - Y_{D_3}^{(3)} \sin \varphi_3) - (X_{0_4} + X_{G_4}^{(4)} \cos \varphi_4 - Y_{G_4}^{(4)} \sin \varphi_4)]^2 + \\
 & + [(Y_{0_3} + Y_{D_3}^{(3)} \sin \varphi_3 + Y_{D_3}^{(3)} \cos \varphi_3) - (Y_{0_4} + X_{G_4}^{(4)} \sin \varphi_4 + Y_{G_4}^{(4)} \cos \varphi_4)]^2 = l_{DG}^2
 \end{aligned} \quad (31)$$

$$\begin{aligned}
 X_{J_5} = X_{J_4} & \Rightarrow X_{0_5} + X_{J_5}^{(5)} \cos \varphi_5 - Y_{J_5}^{(5)} \sin \varphi_5 = X_{0_4} + X_{J_4}^{(4)} \cos \varphi_4 - Y_{J_4}^{(4)} \sin \varphi_4; \\
 Y_{J_5} = Y_{J_4} & \Rightarrow Y_{0_5} + X_{J_5}^{(5)} \sin \varphi_5 + Y_{J_5}^{(5)} \cos \varphi_5 = Y_{0_4} + X_{J_4}^{(4)} \sin \varphi_4 + Y_{J_4}^{(4)} \cos \varphi_4
 \end{aligned} \quad (32)$$

Cunoscând

$$X_{B_1} = X_{0_1} + X_{B_1}^{(1)} \cos \varphi_1 - Y_{B_1}^{(1)} \sin \varphi_1; \quad Y_{B_1} = Y_{0_1} + X_{B_1}^{(1)} \sin \varphi_1 + Y_{B_1}^{(1)} \cos \varphi_1 \quad (33)$$

și parametrul φ_1 , adică funcția cinematică

$$\varphi_1 = f(t) \quad (34)$$

se poate rezolva acest sistem de 15 ecuații cu 15 necunoscute.

Rezolvarea sistemului este realizată cu ajutorul softului *ADAMS* [8], iar în continuare sunt prezentate diagramele celor cinci unghiuri de poziție ($\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5$) pentru o rotație completă a elementului conducător ($\varphi_1 = 0^\circ \dots 360^\circ$) și diagrama mișcării de translație a lamei ștergătoare pe parbriz (s_2) în raport cu motorul (cupla fixă A). Graficele sunt reprezentate prin linie continuă, linia întreruptă reprezentând salturile datorate schimbărilor de cadran.

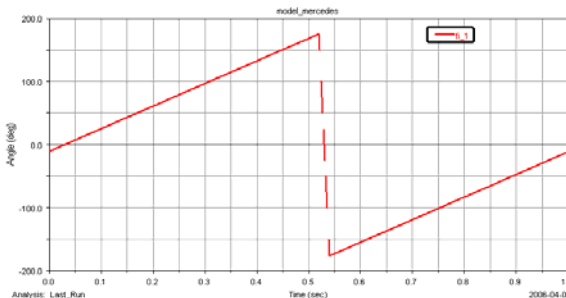


Fig. 8. Unghiul φ_1 în funcție de timp.

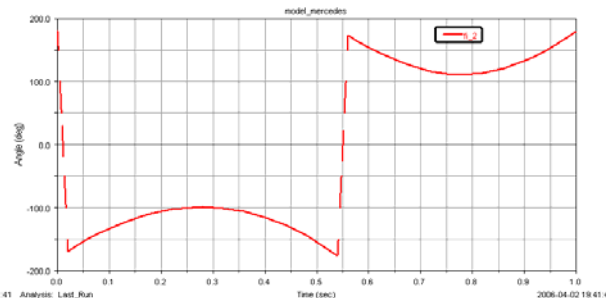


Fig. 9. Unghiul φ_2 în funcție de timp.

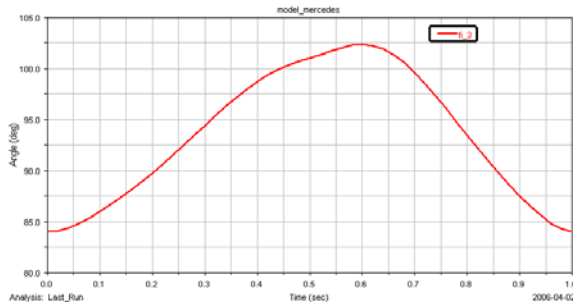


Fig. 10. Unghiul ϕ_3 în funcție de timp.

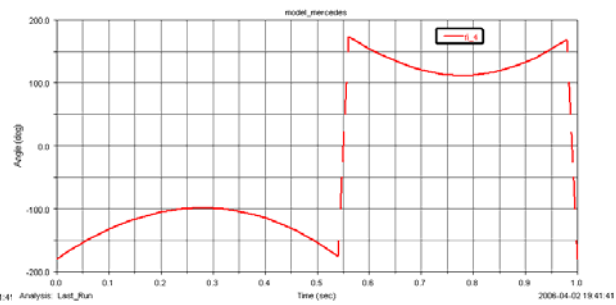


Fig. 11. Unghiul ϕ_4 în funcție de timp.

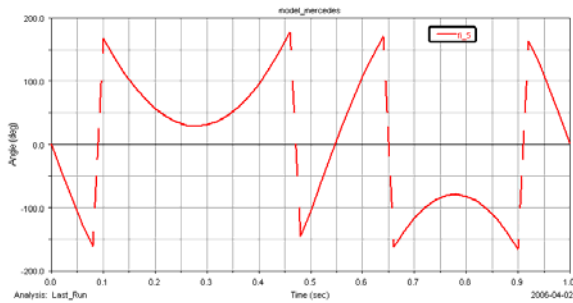


Fig. 12. Unghiul ϕ_5 în funcție de timp.

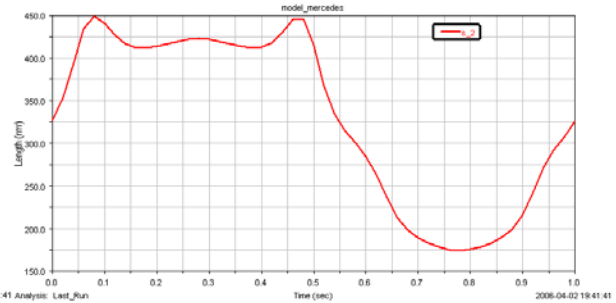


Fig. 13. Distanța s_2 în funcție de timp.

4. CONCLUZII

Metoda MultiBody System se aplică la fel de ușor pentru toate tipurile de mecanisme, indiferent de structura componentelor, configurație sau complexitate. În lucrarea de față, autorii au comparat (pentru un model analizat) diagramele obținute prin rezolvarea sistemului de ecuații cu diagramele rezultate de la softul performant ADAMS (care are la bază aceeași metodă).

Simplitatea și corectitudinea rezultatelor obținute, conduc la ideea ca în articolele ulterioare să se abordeze și alte soluții de mecanisme de ștergătoare de parbriz, cu grad de complexitate cât mai ridicat.

5. BIBLIOGRAFIE

- [1] Alexandru, C., „Virtual Prototyping of Mechanical Systems using Multi-Body Software”, ICPR'01, vol. V, pag. 136 (Abstract Book), Praga, 2001;
- [2] Alexandru, C., Barbu, I., „Modeling of the windshield wiper mechanisms as Multi-Body Systems”, IFToMM '04, pag. 23-28, Liberec, 2004;
- [3] Alexandru, C., Barbu, I., „Functional design of the windshield wiper mechanisms using virtual models”, IFToMM '04, pag. 29-34, Liberec, 2004;
- [4] Buta, A.C., Alexandru, C., „Sistematizarea structurală a mecanismelor ștergătorului de parbriz”, IMT Oradea – 2005, (abstract book), vol. IV, pag. 188b, Oradea, 2005;
- [5] Buta, A.C., Alexandru, C., „Kinematic optimization of a windshield wiper mechanism”, SYROM '05, vol. I, pag. 17–20, București, 2005;
- [6] Buta, A.C., Alexandru, P., „Asupra structurii mecanismelor ștergătoarelor de parbriz”, „Constantin Brâncuși”, Scientific Conference, vol. I, pag. 92–96, Târgu-Jiu, 2005;
- [7] Vișa, I., Alexandru, P., Talabă, D., Alexandru, C., „Proiectarea funcțională a mecanismelor – metode clasice și moderne”, Editura „Lux Libris” Brașov, 2004;
- [8] * * * Getting started using ADAMS v.2005, MSC / MDI, 2005.