

ANALIZA STRUCTURAL-CINEMATICĂ ȘI MODELAREA UNUI MECANISM DE ȘTAŢARE

MIERLIŢĂ¹ Iulia Sorina¹ și DINU² Andrei-Bogdan²

¹Facultatea: IMST, Specializarea: Inginerie Economică Industrială, Anul de studii: II,
e-mail: sorina.iulia98@yahoo.com

Conducători științifici: Șl.dr.ing. **Ileana DUGĂEȘESCU**, As.dr.ing. **Elisabeta NICULAE**

REZUMAT: În această lucrare am efectuat analiza structural-cinematică și modelarea unui mecanism de ștanțare. Pentru început am realizat analiza structurală a mecanismului, schema de conexiuni corespunzătoare mecanismului am calculat parametrii dependenți de poziții, viteze și accelerații. În final am modelat elementele cinematice și am obținut ansamblul.

CUVINTE CHEIE: mecanism de ștanțare, poziții, viteze, accelerații, modelare

1. Introducere

Ștanțarea este operația mecanică de fasonare la cald sau la rece, fără așchiere, a unor obiecte de aceeași formă, din material cu una sau două dimensiuni mici față de celelalte (tablă, bandă, discuri, sârmă) efectuată prin tăiere cu ajutorul unor ștanțe, sau prin deformare plastic [5].

Obiectivul acestei lucrări este analiza structural-cinematică a unui mecanism de ștanțare, dar și modelarea acestuia.

2. Analiza structural-cinematică a mecanismului de ștanțare

2.1. Analiza structurală a mecanismului de ștanțare

În figura 1 este prezentată schema cinematică a unui mecanism de ștanțare [6].

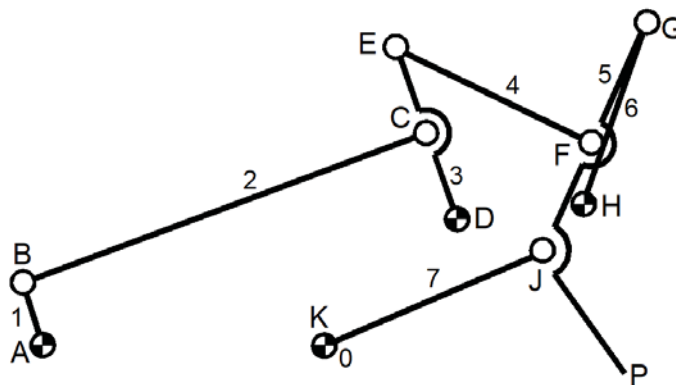


Fig. 1. Schema cinematică a mecanismului de ștanțare

Mecanismul din figura 1 [6] se compune din următoarele elemente cinematice: elementul fix (0), manivela AB (1), bieiele 2,4, balansierele 3,6,7 și end-efectorul 5. Sistemul mecanic este format din șapte elemente cinematice mobile ($m = 7$), un element cinematic fix, numit batiu și zece cuple cinematice inferioare ($i = 10$).

În cazul mecanismelor plane relația de calcul a gradului de mobilitate este [1,3,4]:

$$M = 3 \cdot m - 2 \cdot i - s \quad (1)$$

În acest caz gradul de mobilitate este unitar.

Modelul structural este o reprezentare simbolică, independentă de poziția mecanismului și de dimensiunile elementelor cinematice [1,3,4]. Modelul structural asociat schemei cinematice din figura 1 este prezentat în figura 2.

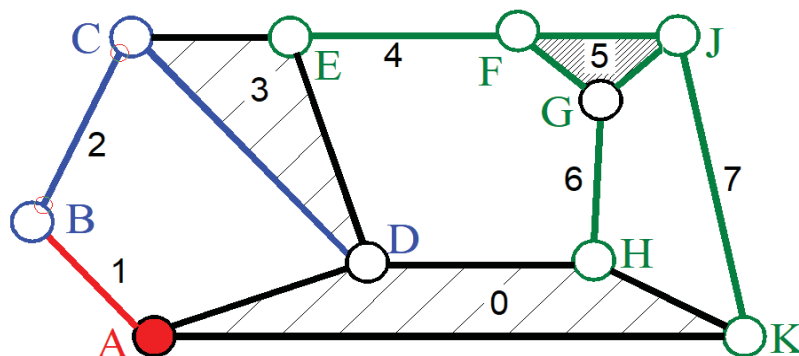


Fig. 2. Modelul structural corespunzător schemei cinematice

Modelul structural are în componența sa o grupă modulară activă inițială formată din cupla cinematică A și elementul 1, o grupă modulară pasivă de tip diada RRR și o triadă RR-RR-RR. Relația structurală este:

$$\text{GMAI}(A,1) - \text{Diada RRR}(2,3) - \text{Triada RR-RR-RR}(4,5,6,7)$$

În figura 3 este prezentată schema de conexiuni, care pune în evidență etapele calculului cinematic.

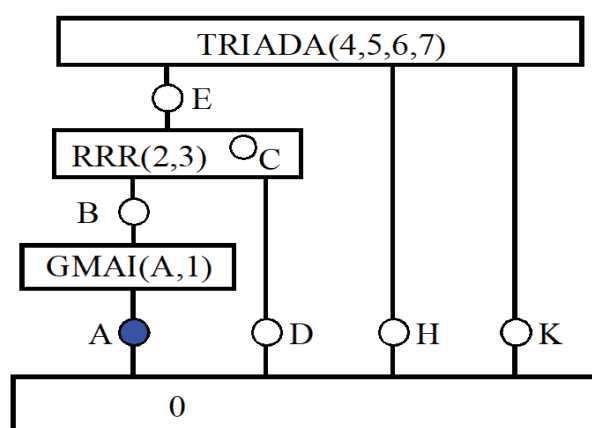


Fig. 3. Schema de conexiuni corespunzătoare mecanismului

Scopul elaborării schemei de conexiuni este de a pune în evidență etapele de calcul cinematic. Aceste etape sunt: $\text{GMAI}(A,1) - B - \text{RRR}(2,3) - C - E - \text{TRIADA}(4,5,6,7)$.

2.2. Analiza cinematică a mecanismului de ștanțare

Analiza cinematică are ca scop calculul parametrilor dependenți de poziții, viteze și accelerații. Parametrii dependenți pot fi liniari, în cazul mișcării de translație sau unghiulari, în cazul cuplelor de rotație.

A). Grupa modulară activă

Grupa modulară activă inițială este alcătuită dintr-un element cinematic 1 și o cuplă activă de rotație, notată cu litera A. Relațiile de calcul se scriu conform teoriei de la bipecta de translație [1,3].

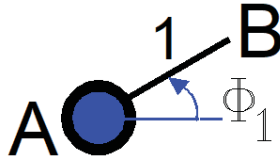


Fig. 4. Grupa modulară activă (GMAI)

Parametrii punctului B:

$$\begin{aligned} X_{B_k} &:= X_A + AB \cdot \cos(\phi_{1_k}) \\ Y_{B_k} &:= Y_A + AB \cdot \sin(\phi_{1_k}) \end{aligned} \quad (2)$$

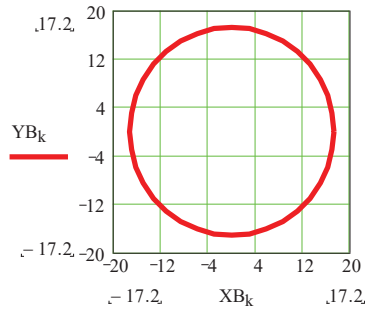


Fig. 5. Traectoria punctului B

Parametrii dependenți de viteze:

$$\begin{aligned} X1_{B_k} &:= -\omega_1 \cdot AB \cdot \sin(\phi_{1_k}) \\ Y1_{B_k} &:= \omega_1 \cdot AB \cdot \cos(\phi_{1_k}) \end{aligned} \quad (3)$$

Parametrii dependenți de accelerații:

$$\begin{aligned} X2_{B_k} &:= -\omega_1^2 \cdot AB \cdot \cos(\phi_{1_k}) \\ Y2_{B_k} &:= -\omega_1^2 \cdot AB \cdot \sin(\phi_{1_k}) \end{aligned} \quad (4)$$

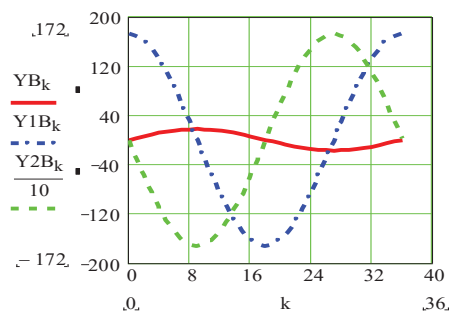
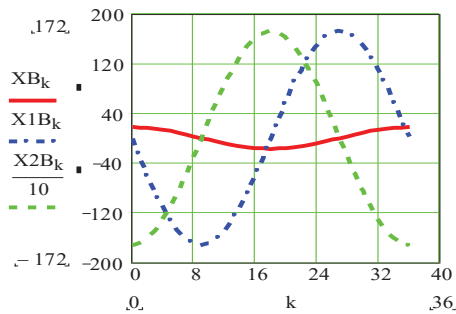


Fig. 6. Variația parametrilor dependenți de viteze și accelerații

B). Diada RRR (2,3)

În figura alăturată este prezentată diada formată din elementele cinematice 2 și 3. Pentru aceasta se vor calcula parametrii dependenți de poziții, viteze și accelerații.

Relațiile de calcul se vor scrie conform teoriei diadei RRR [1,3].

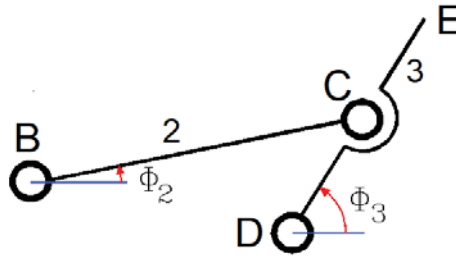


Fig. 7. Diada RRR (2,3)

Parametrii dependenți de poziții se calculează cu formulele:

$$\begin{aligned} X_{B_k} - X_D + BC \cdot \cos(\phi_2) - DC \cdot \cos(\phi_3) &= 0 \\ Y_{B_k} - Y_D + BC \cdot \sin(\phi_2) - DC \cdot \sin(\phi_3) &= 0 \end{aligned} \quad (5)$$

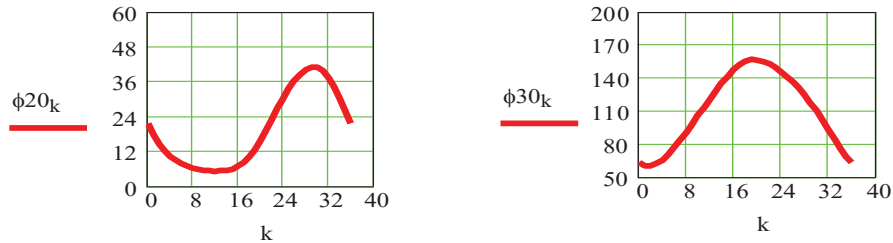


Fig. 8. Variația parametrilor dependenți de poziții

Parametrii dependenți de viteze se calculează cu ajutorul sistemului format din cele două matrici:

$$\begin{aligned} A1_k &:= \begin{pmatrix} -BC \cdot \sin(\phi_{2k}) & DC \cdot \sin(\phi_{3k}) \\ BC \cdot \cos(\phi_{2k}) & -DC \cdot \cos(\phi_{3k}) \end{pmatrix} \\ C1_k &:= \begin{bmatrix} -(X1_{B_k} - X1_D) \\ -(Y1_{B_k} - Y1_D) \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (6)$$

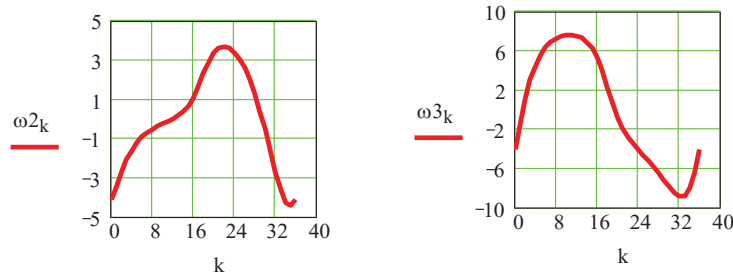


Fig. 9. Variația parametrilor dependenți de viteze

Parametrii dependenți de accelerații se calculează cu ajutorul sistemului format din matricile $A1_k$ și $D1_k$:

$$D1_k := \begin{bmatrix} -\left[X2_{B_k} - X2_D - BC \cdot (\omega_{2k})^2 \cdot \cos(\phi_{2k}) + DC \cdot (\omega_{3k})^2 \cdot \cos(\phi_{3k}) \right] \\ -\left[Y2_{B_k} - Y2_D - BC \cdot (\omega_{2k})^2 \cdot \sin(\phi_{2k}) + DC \cdot (\omega_{3k})^2 \cdot \sin(\phi_{3k}) \right] \end{bmatrix} \quad (7)$$

Variația acestor parametri este prezentată în graficele alăturate.

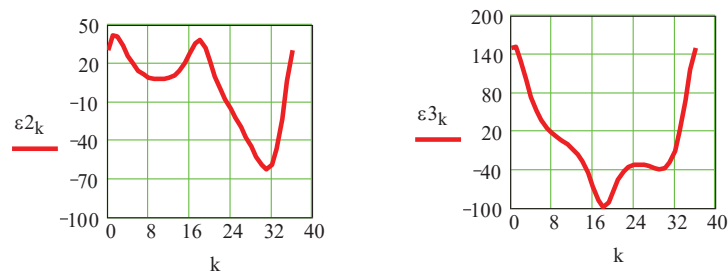


Fig. 10. Variația parametrilor dependenți de accelerații

Parametrii punctului C se calculează utilizând teoria bipletei de translație [1,4].

$$\begin{aligned} X_{Ck} &:= X_{Bk} + BC \cdot \cos(\phi_{2k}) \\ Y_{Ck} &:= Y_{Bk} + BC \cdot \sin(\phi_{2k}) \end{aligned} \quad (8)$$

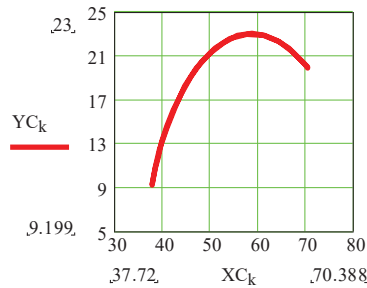


Fig. 11. Traiectoria punctului C

Parametrii dependenți de viteze:

$$\begin{aligned} X1_{Ck} &:= X1_{Bk} - \omega_{2k} \cdot BC \cdot \sin(\phi_{2k}) \\ Y1_{Ck} &:= Y1_{Bk} + \omega_{2k} \cdot BC \cdot \cos(\phi_{2k}) \end{aligned} \quad (9)$$

Parametrii dependenți de accelerații:

$$\begin{aligned} X2_{Ck} &:= X2_{Bk} - (\omega_{2k})^2 \cdot BC \cdot \cos(\phi_{2k}) - \epsilon_{2k} \cdot BC \cdot \sin(\phi_{2k}) \\ Y2_{Ck} &:= Y2_{Bk} - (\omega_{2k})^2 \cdot BC \cdot \sin(\phi_{2k}) + \epsilon_{2k} \cdot BC \cdot \cos(\phi_{2k}) \end{aligned} \quad (10)$$

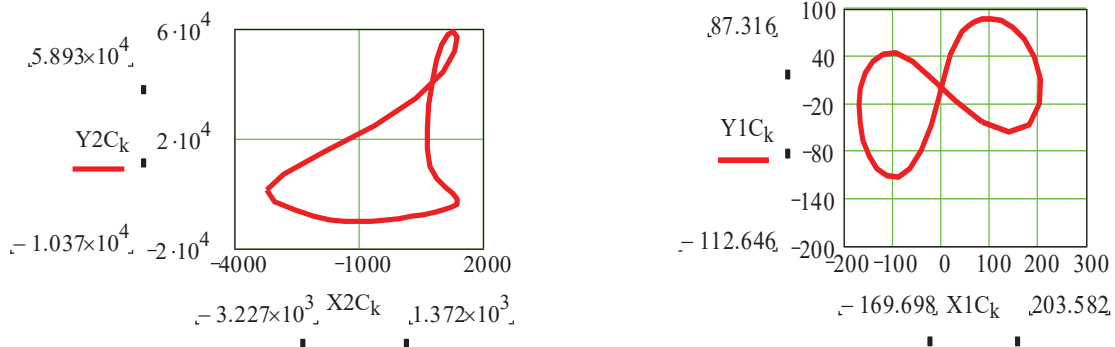


Fig. 12. Hodografurile de viteze și accelerații

Relațiile de calcul ale parametrilor punctului E sunt [1,4]:

$$\begin{aligned} X_{Ek} &:= X_D + DE \cdot \cos(\phi_{3k}) \\ Y_{Ek} &:= Y_D + DE \cdot \sin(\phi_{3k}) \end{aligned} \quad (11)$$

Reprezentarea grafică a traiectoriei descrise de punctul E se poate vedea în figura 13.

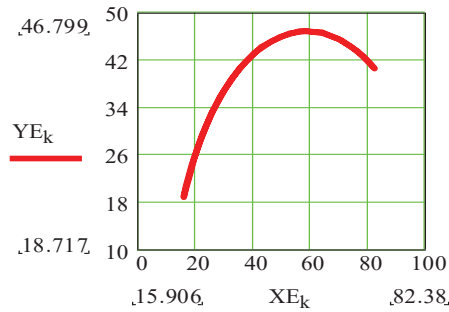


Fig. 13. Traiectoria punctului E

Parametrii dependenți de viteze:

$$\begin{aligned} X1E_k &:= X1D - \omega_{3k} \cdot DE \cdot \sin(\phi_{3k}) \\ Y1E_k &:= Y1D + \omega_{3k} \cdot DE \cdot \cos(\phi_{3k}) \end{aligned} \quad (12)$$

Parametrii dependenți de accelerații:

$$\begin{aligned} X2E_k &:= X2D - (\omega_{3k})^2 \cdot DE \cdot \cos(\phi_{3k}) - \varepsilon_{3k} \cdot DE \cdot \sin(\phi_{3k}) \\ Y2E_k &:= Y2D - (\omega_{3k})^2 \cdot DE \cdot \sin(\phi_{3k}) + \varepsilon_{3k} \cdot DE \cdot \cos(\phi_{3k}) \end{aligned} \quad (13)$$

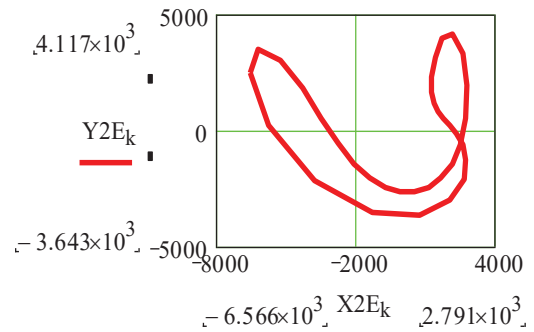
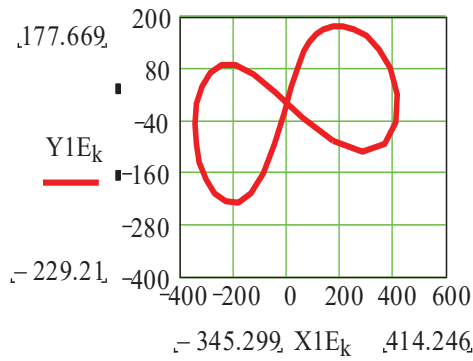


Fig. 14. Hodografurile de viteze și accelerații

C). Grupa modulară tip triadă RR-RR-RR

În figura alăturată este prezentată grupa modulară pasivă tip triadă.

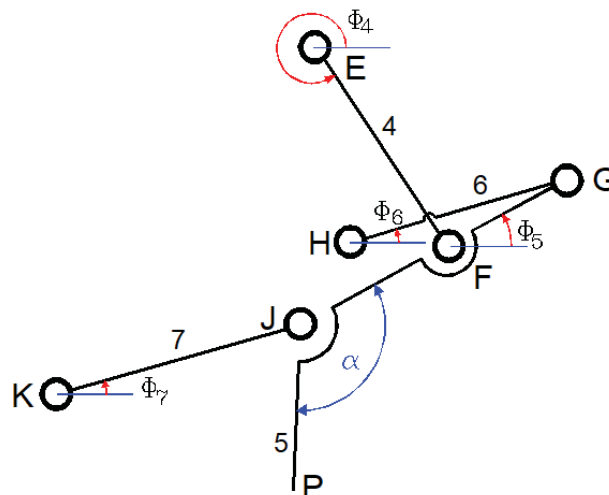


Fig. 15. Triada (4,5,6,7)

Pentru aceasta se cunosc lungimile elementelor cinematice 4, 5, 6, 7 și parametrii de poziții, viteze și accelerații ai cuplurilor de legătură E, H, K. Se calculează:

- parametrii dependenți de poziții – $\phi_4, \phi_5, \phi_6, \phi_7$;
- parametrii dependenți de viteze – $\omega_4, \omega_5, \omega_6, \omega_7$;
- parametrii dependenți de accelerații – $\varepsilon_4, \varepsilon_5, \varepsilon_6, \varepsilon_7$.

Sistemul de ecuații pentru calculul parametrilor dependenți de poziții (PDP) [1,4] este:

$$\begin{aligned}
 XE_k - XH + EF \cdot \cos(\phi_4) + FG \cdot \cos(\phi_5) - HG \cdot \cos(\phi_6) &= 0 \\
 YE_k - YH + EF \cdot \sin(\phi_4) + FG \cdot \sin(\phi_5) - HG \cdot \sin(\phi_6) &= 0 \\
 XE_k - XK + EF \cdot \cos(\phi_4) + FJ \cdot \cos(\phi_5 + \beta) - KJ \cdot \cos(\phi_7) &= 0 \\
 YE_k - YK + EF \cdot \sin(\phi_4) + FJ \cdot \sin(\phi_5 + \beta) - KJ \cdot \sin(\phi_7) &= 0
 \end{aligned} \tag{14}$$

Variația parametrilor dependenți de poziții este prezentată în figura 16.

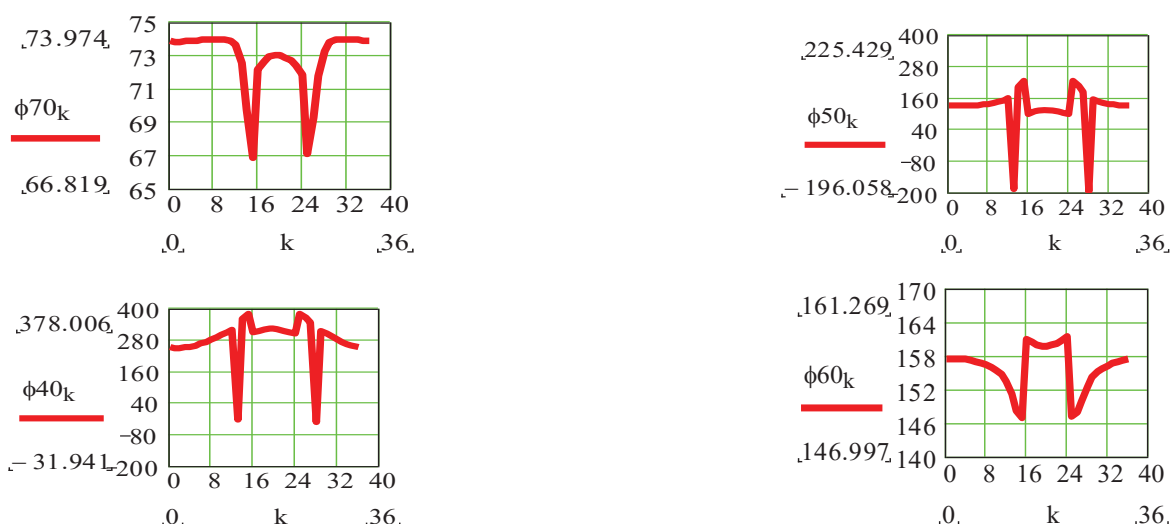


Fig. 16. Variația parametrilor dependenți de poziții

Parametrii dependenți de viteze (PDV) se obțin în urma rezolvării sistemului de matrici A_k, B_k [1,4]:

$$A_k := \begin{pmatrix} -EF \cdot \sin(\phi_{4k}) & -FG \cdot \sin(\phi_{5k}) & HG \cdot \sin(\phi_{6k}) & 0 \\ EF \cdot \cos(\phi_{4k}) & FG \cdot \cos(\phi_{5k}) & -HG \cdot \cos(\phi_{6k}) & 0 \\ -EF \cdot \sin(\phi_{4k}) & -FJ \cdot \sin(\phi_{5k} + \beta) & 0 & KJ \cdot \sin(\phi_{7k}) \\ EF \cdot \cos(\phi_{4k}) & FJ \cdot \cos(\phi_{5k} + \beta) & 0 & -KJ \cdot \cos(\phi_{7k}) \end{pmatrix} \tag{15}$$

$$B_k := \begin{bmatrix} -(X1E_k - X1H) \\ -(Y1E_k - Y1H) \\ -(X1E_k - X1K) \\ -(Y1E_k - Y1K) \end{bmatrix} \tag{16}$$

În figura 17 se pot observa graficele parametrilor ω_4 , ω_5 , ω_6 și ω_7 .

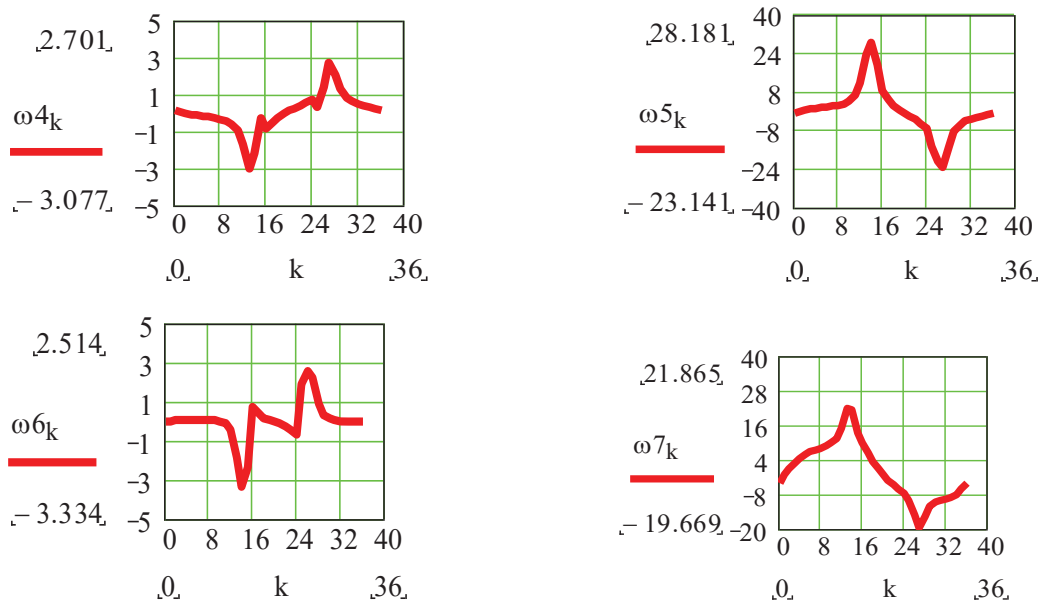


Fig. 17. Variația parametrilor dependenți de viteze

Parametrii dependenți de accelerații (PDA) se obțin în urma rezolvării sistemului de matrici A_k , C_k [1,4].

$$C_k := \begin{bmatrix} -(X2E_k - X2H - EF \cdot \omega_{4k} \cdot \cos(\phi_{4k}) - FG \cdot \omega_{5k} \cdot \cos(\phi_{5k}) + HG \cdot \omega_{6k} \cdot \cos(\phi_{6k})) \\ -(Y2E_k - Y2H - EF \cdot \omega_{4k} \cdot \sin(\phi_{4k}) - FG \cdot \omega_{5k} \cdot \sin(\phi_{5k}) + HG \cdot \omega_{6k} \cdot \sin(\phi_{6k})) \\ -(X2E_k - X2K - EF \cdot \omega_{4k} \cdot \cos(\phi_{4k}) - FJ \cdot \omega_{5k} \cdot \cos(\phi_{5k} + \beta) + KJ \cdot \omega_{7k} \cdot \cos(\phi_{7k})) \\ -(Y2E_k - Y2K - EF \cdot \omega_{4k} \cdot \sin(\phi_{4k}) - FJ \cdot \omega_{5k} \cdot \sin(\phi_{5k} + \beta) + KJ \cdot \omega_{7k} \cdot \sin(\phi_{7k})) \end{bmatrix} \quad (17)$$

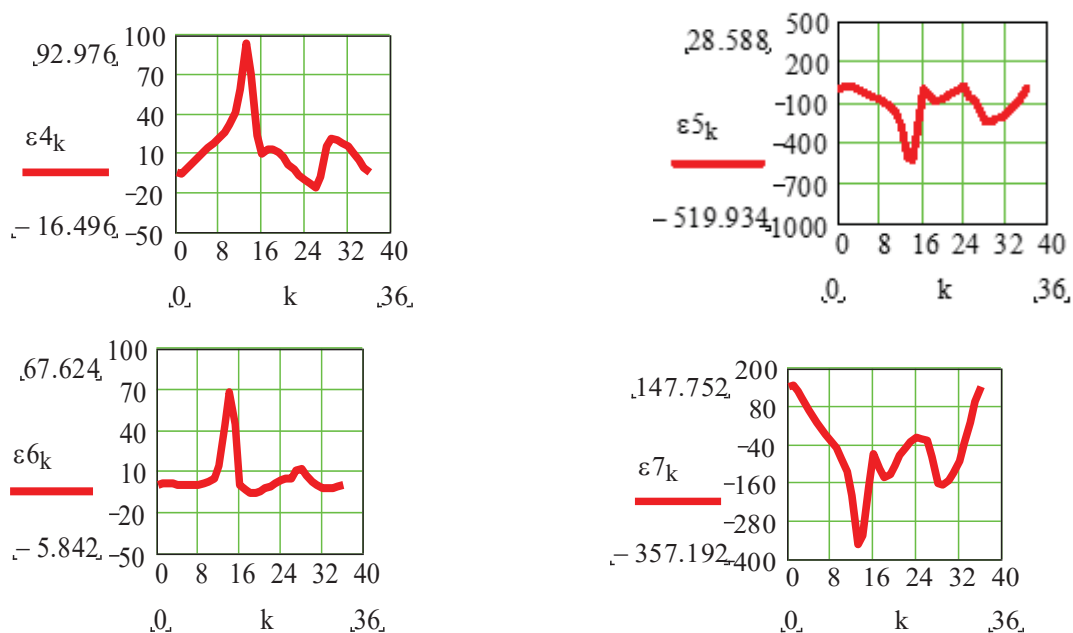


Fig. 18. Variația parametrilor dependenți de accelerații

Parametrii punctului J sunt calculți utilizând relațiile (18) [1,4].

$$\begin{aligned} X_{J_k} &:= X_K + KJ \cdot \cos(\phi_{7_k}) \\ Y_{J_k} &:= Y_K + KJ \cdot \sin(\phi_{7_k}) \end{aligned} \quad (18)$$



Fig. 19. Traiectoria punctului J

3. Modelarea mecanismului de ștanțare

S-a efectuat modelarea fiecărui element cinematic și apoi s-a efectuat asamblarea finală [2]. Elementele cinematice modelate sunt prezentate mai jos.

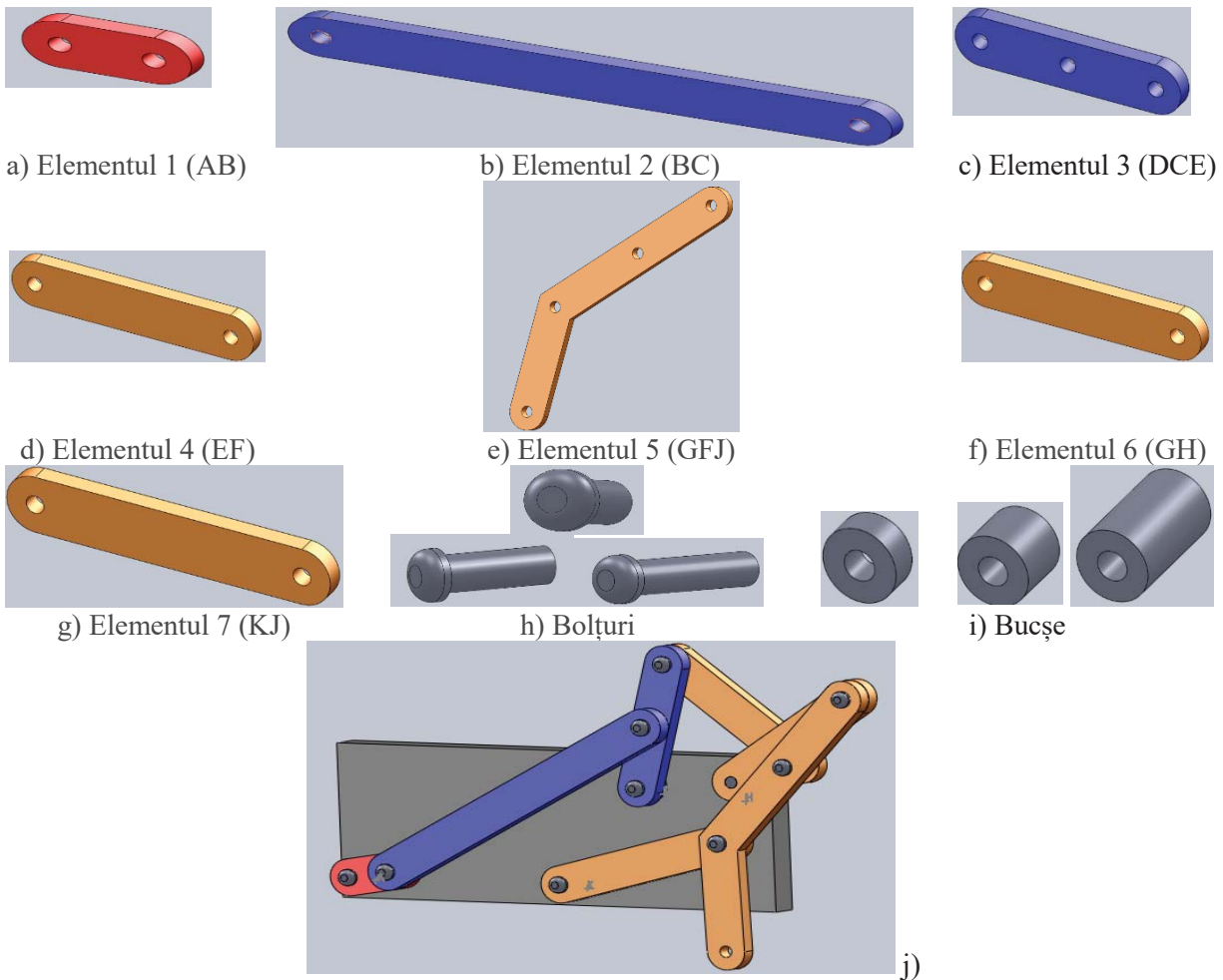


Fig. 20. a) – i) Elemente cinematice modelate, j) Ansamblu final

4. Realizarea mecanismului de ștanțare

În figurile de mai jos sunt prezentate unele etape ale realizării practice a mecanismului de ștanțat.



Fig. 21. Instantanee din procesul de realizare a mecanismului



Fig. 22. Mecanismul de ștanțare

5. Concluzii

Mecanismul de ștanțat ușurează munca într-o întreprindere, iar ceea ce am modelat noi este o mică machetă, însă dacă este automatizat lucrurile o sa meargă mai repede și mai eficient.

6. Bibliografie

- [1]. Comănescu, A., Comănescu, D., Dugășescu, I. și Boureci, A. (2010), *Bazele modelării mecanismelor*, Editura Politehnica Press, București, ISBN 978-606-515-114-7;
- [2]. Maican, E. (2006), *Solidworks, modelare 3D pentru ingineri*, Editura Printech, București, ISBN 973-718-544-7, 978-973-718-544-0;
- [3]. Pelecudi, C. (1967), *Bazele analizei mecanismelor*, Editura Academiei Republicii Socialiste Romania;
- [4]. Tempea, I., Dugășescu, I., și Neacșa, M. (2006), *Mecanisme*, Ed. Printech, ISBN (10) 973- 718-560-9;
- [5]. *** <https://ro.wikipedia.org/wiki/%C8%98tan%C8%9Bare>;
- [6]. *** <https://www.youtube.com/watch?v=pTXGwBNhvRY>.

7. Notații

X, Y = parametrii dependenți de poziții;
X1, Y1 = parametrii dependenți de viteze;
X2, Y2= parametrii dependenți de accelerații.