

## SIMULAREA UNUI TRIBOMETRU CU APLICAȚIA SolidWorks®

### Student

BRÎNAȘ Constantin Laurențiu

### Coordonator

Prof.univ.habil.dr.ing. POPESCU Florin Dumitru

### Introducere

Lucrarea abordează simularea funcționării unui tribometru cu ajutorul aplicației SolidWorks®. În primă fază am construit părțile componente, care ulterior au fost asamblate prin stabilirea legăturilor geometrice și mecanice dintre ele. Pentru studiul cinematicii coborârii unui corp pe planul înclinat al tribometrului am impus legături de tip contact cu frecare între corp și partea mobilă a tribometrului. Coeficientul de frecare este cel specific materialelor din care sunt confecționate tribometrul și corpul. Partea mobilă a tribometrului este acționată cu ajutorul unui motor de rotație căruia i-am impus o turație de 0,6 rot/min. Asupra întregului ansamblu acționează accelerația gravitațională.

**Cuvinte cheie:** tribometru, coeficient de frecare, modulul vitezei, părți, ansamblu

### 1. Considerații teoretice generale asupra frecării

Forța de frecare este o forță care ia naștere la contactul dintre suprafețe. Din această cauză forța de frecare este considerată o forță de contact și acționează pe direcția mișcării în sens contrar acesteia. Fenomenul frecării poate fi împărțit în:

- frecare de alunecare;
- frecare de rostogolire.

Forța de frecare poate fi:

- forță de frecare statică, care se manifestă asupra corpurilor aflate în repaus;
- forță de frecare dinamică, care se manifestă asupra corpurilor aflate în mișcare.

#### Legile frecării de alunecare.

Legea I: forța de frecare la alunecare nu depinde de aria suprafeței de contact dintre corpuri;

Legea a II-a: forța de frecare la alunecare este proporțională cu forța de apăsare normală a corpului pe plan:

$$F_f = \mu \cdot N \quad (1)$$

Unde  $N$  este reacțiunea din plan, sau normala din plan, iar  $\mu$  este un coeficientul de frecare. Valoarea lui  $\mu$  este constantă pentru o anumită pereche de suprafețe.

Din punct de vedere microscopic forța de frecare de alunecare apare deoarece prin frecare corpurile se electrizează (electrizare prin contact) ceea ce face ca între corpuri să se manifestă forțe de interacțiune electrostatică.

Coeficientul de frecare dintre un și corp și un plan înclinat se determină din condiția de egalitate a forței de frecare cu forța motoare și este egal cu tangenta unghiului de înclinare.

$$\mu = \operatorname{tg}(\alpha) \quad (2)$$

## 2. Etapele construirii tribometrului

Tribometrul realizat în SolidWorks® este un ansamblu alcătuit din următoarele părți:

**2.1 Cadranul** pentru măsurarea unghiurilor la care începe mișcarea corpului pe planul înclinat al tribometrului, este prezentat în figura 1.

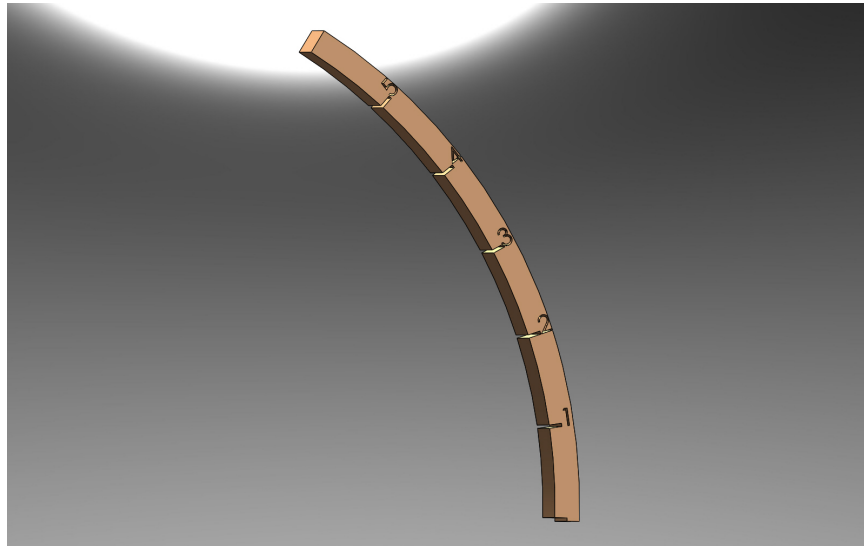


Fig.1 Cadran

**2.2 Placa fixă și placa mobilă** care sunt două paralelipipede dreptunghice. În ansamblul tribometrului așa cum sugerează și numele una din ele va fi fixă iar cealaltă mobilă, executând o mișcare de rotație. Pentru aceste elemente constructive se selecționează materialul din care sunt realizate (în cazul prezentat lemn de Balsa – lemn de plută, figura 2).

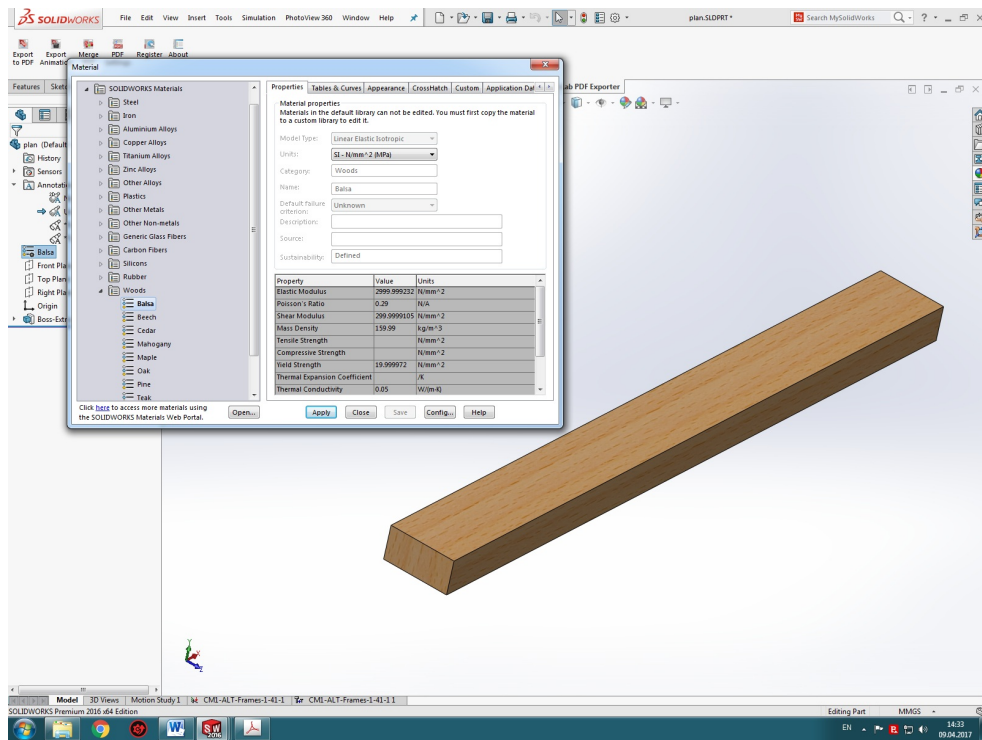


Fig.2 Placa fixă și placa mobilă – setarea materialului

**2.3 Corp mobil** care reprezintă obiectul pentru care se studiază fenomenul frecării. Ca și în cazul plăcii mobile se selectează materialul din care este realizat (în cazul de față arțar, figura 3).

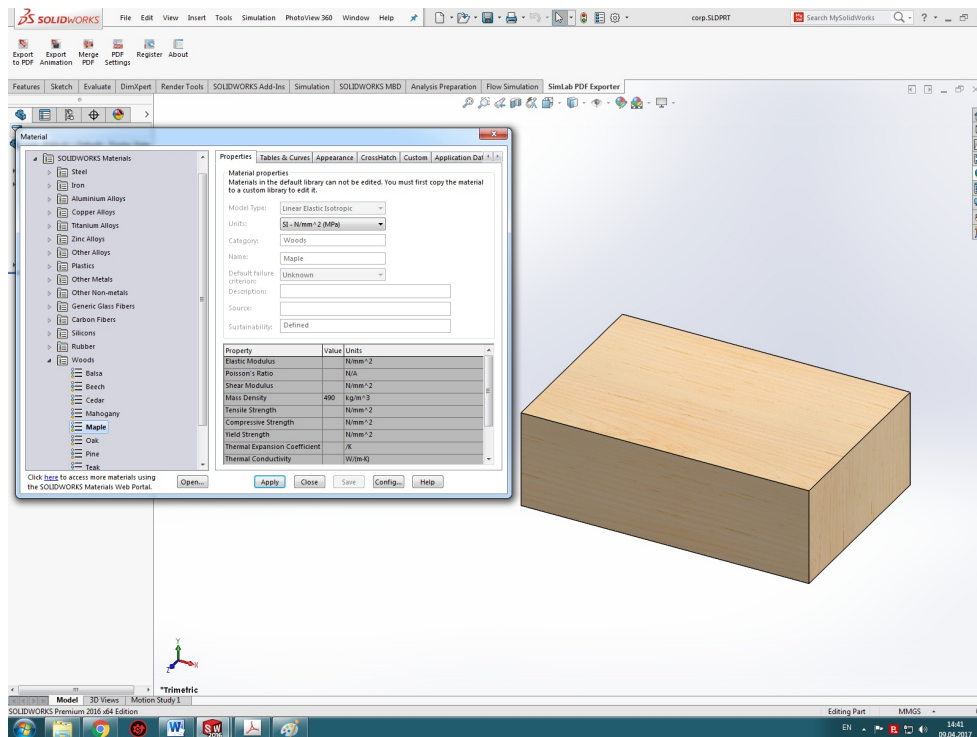


Fig.3 Corp mobil

### 3. Ansamblul tribometrului digital

În figura 4 este prezentat ansamblul tribometrului digital. Între părțile componente s-

au stabilit legături geometrice și mecanice. Astfel contactul dintre corpul mobil și placa mobilă este caracterizat de coeficientul de frecare specific contactului materialelor din care sunt compuse acestea (figura 4). În ansamblu a fost inclus și un opritor care are rolul de a limita traiectoria corpului mobil la baza planului.

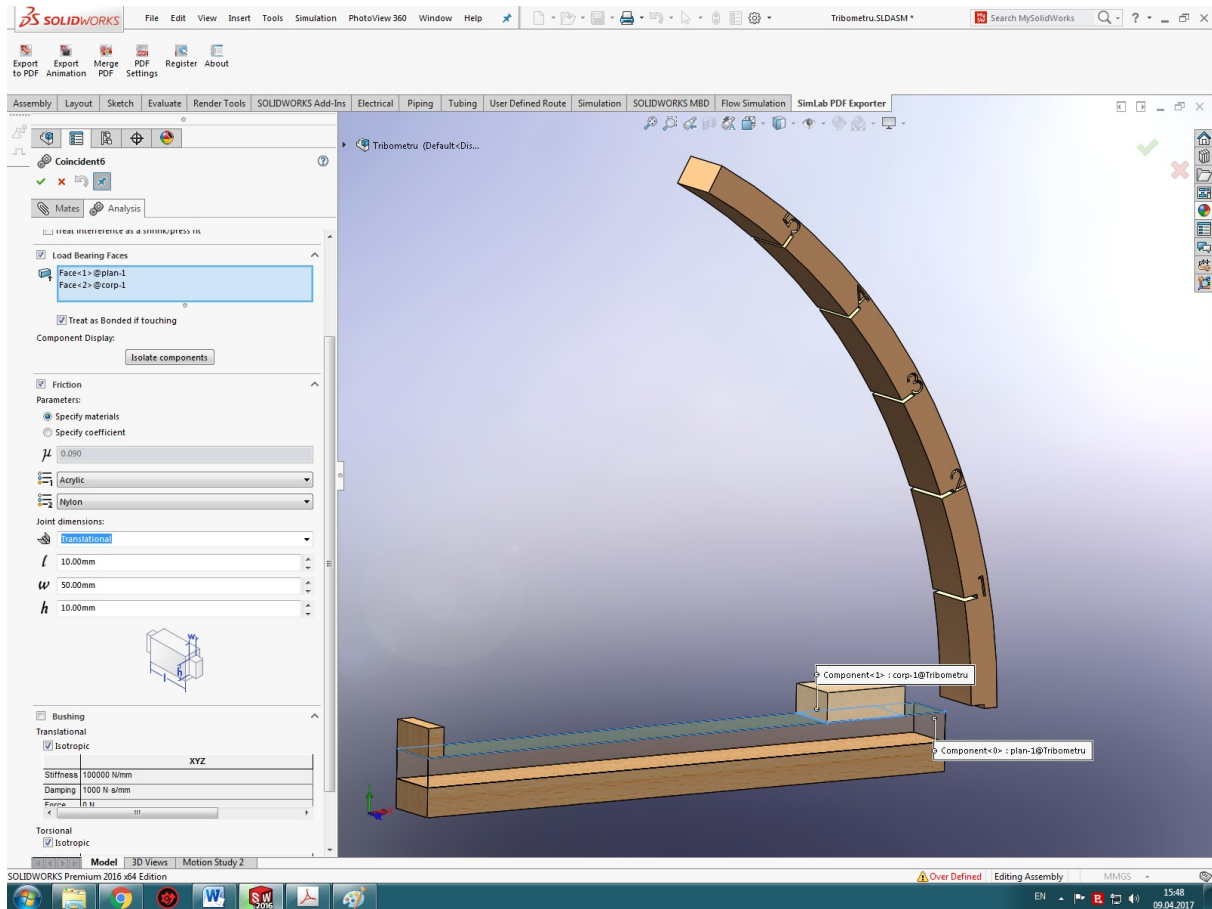


Fig. 4 Ansamblul tribometrului digital

Pentru determinarea coeficientului de frecare s-a determinat variația vitezei corpului în lungul planului înclinat după axa X. Pentru momentul în care începe mișcarea corpului (viteza nu mai este nulă) se determină unghiul pe care placa mobilă îl face cu placa fixă. Tangenta acestui unghi va reprezenta conform relației (2) valoarea coeficientului de frecare (figura 5). Se observă că pentru situația analizată mobilul pornește după 1,12 secunde unghiul pe care îl face planul cu orizontala fiind de  $180-172=8$  grade. În radiani acest unghi este

$\alpha = \frac{n \cdot \pi}{180} \approx 0,14 \text{ rad}$ . Aplicând relația (2) rezultă valoarea coeficientului de frecare,

$$\mu = \text{tg}(0,07) = 0,0024.$$

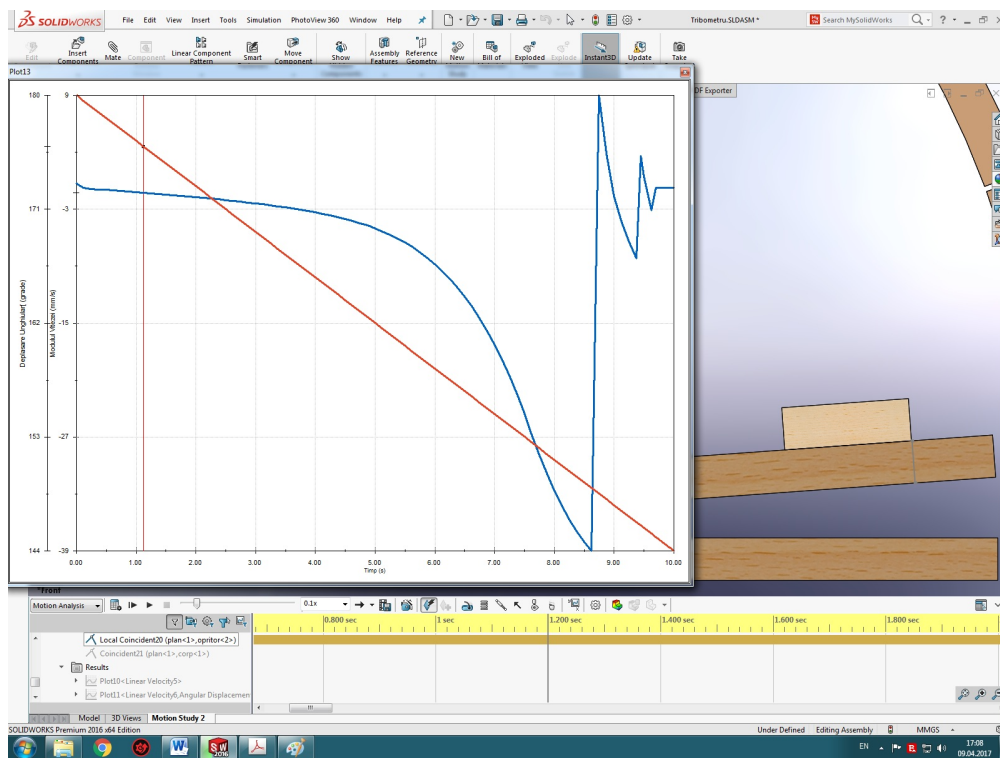


Fig.5 Referitoare la determinarea coeficientului de frecare

Între corpul mobil și opritor s-a stabilit un contact de tip camă (figura 6) optându-se pentru o ciocnire elastică cu un coeficient de restituire egal cu 0,4. Tot în figura 5 se poate observa variația în modul a vitezei corpului mobil după ciocnirea cu opritorul (după momentul  $t = 8,6$  secunde).

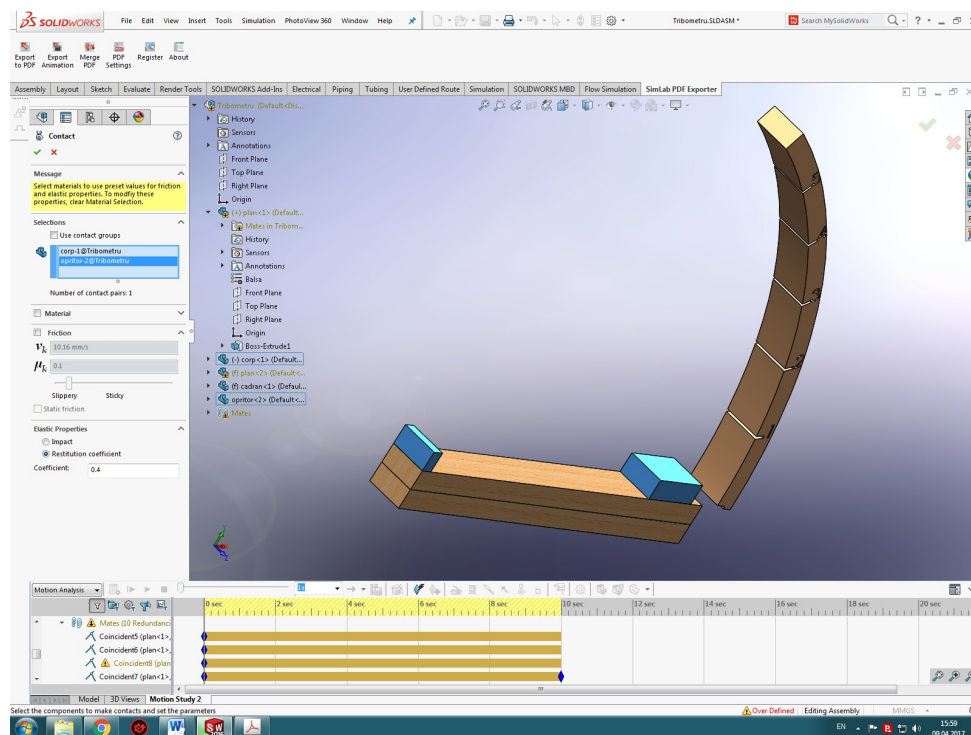


Fig.6 Simularea ciocnirii între corpul mobil și opritor

## Concluzii

Modelul digital de tribometru prezentat este util pentru înțelegerea frecării. El poate fi utilizat în scopuri didactice permițând o mai bună înțelegere a abordării acestui fenomen. Determinând momentul în care începe alunecarea corpului pe planul înclinat se stabilește unghiul de frecare cu ajutorul căruia de va calcula (tangenta acestui unghi) coeficientul de frecare. Utilizând un model virtual de tribometru se pot modifica cu ușurință parametrii care stau la baza studiului. În exemplul prezentat am fixat valoarea accelerației gravitaționale la valoarea de  $0,07 \text{ m/s}^2$ .

## Bibliografie

1. Bolton, W., *Mechatronics – 3rd Edition*, Printed by Bell & Bain Ltd., Glasgow, 2003;
2. Georgescu, P., Bolog, C.,R., Itu, V., *Culegere de probleme de mecanică*, Ed. Universitas, Petroșani, 1998;
3. Matt Lombard, *SolidWorks 2010 Bible*, Wiley Publishing, Inc. Indianapolis, Indiana, 2010.

## STUDIUL CINEMATIC AL OSIEI LA CIRCULAȚIA ÎNTR-O CURBĂ CIRCULARĂ

**Autori:** Albert VEREȘ<sup>1</sup>, Constantin-Laurențiu BRÎNAȘ<sup>2</sup>  
[v.remus17@gmail.com](mailto:v.remus17@gmail.com)

**Coordonator:** Asist. Univ.dr.ing. Răzvan-Bogdan ITU<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Mașini și echipamente miniere, anul I

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Mașini și echipamente miniere, anul I

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

### Rezumat

La traversarea unei curbe circulare, mișcarea osiei este complexă ea fiind rezultatul compunerii a mai multor mișcări de rotație și de translație. Lucrarea se ocupă cu cinematica osiei la traversarea unei curbe circulare. În lucrare sunt tratate viteza și accelerația centrului de masă al osiei.

### Cuvinte cheie

Cinematică, osie, curbă circulară

### 1. Introducere

La traversarea unei curbe circulare, mișcarea osiei este complexă ea fiind rezultatul compunerii a mai multor mișcări de rotație și de translație. Ne referim la mișcarea de rotație în jurul centrului curbei care se compune cu mișcările proprii de rotație ale osiei: mișcarea de revoluție în jurul axei osiei, mișcarea de rotație în jurul axei verticale care este o rotație asociată mișcării de șerpuire și rotația în jurul axei longitudinale - mișcarea de ruliu a osiei. Totodată, osia poate efectua în raport cu axa căii o mișcare de translație paralelă cu planul căii - așa - numita mișcare de clătinare, care atrage după sine și o mișcare de ridicare datorită legăturii geometrice dintre roți și șine și datorită formei profilurilor de rulare. Trebuie observat faptul că, din același motiv, și mișcarea de ruliu este o consecință a mișcării de clătinare. În principiu, acceptând că mișcarea de traversare a curbei se efectuează cu viteză constantă, atunci mișcarea de recul (translație longitudinală) poate fi eliminată din calcul.

În lucrare sunt tratate principalele aspecte cinematice legate de traversarea unei curbe circulare de către o osie. Rezultatele obținute pot fi apoi particularizate pentru cazul în care sectorul de cale este în aliniament.

Analiza cinematică a osiei interesează din mai multe puncte de vedere. Pe de o parte, este nevoie să se cunoască viteza și accelerația centrului de masă al osiei, precum și viteza și accelerația unghiulare pentru a putea să se stabilească forțele și momentele de inerție ale osiei.

### 2. Sisteme de referință

Se consideră o osie care traversează cu viteza constantă  $V$  o curbă circulară de rază  $R$  și supraînălțare constantă  $h$ . Se presupune că osia și șinele pe care aceasta rulează sunt perfect rigide și deci contactul dintre roți și șine este de tip punctiform, iar profilurile de rulare sunt simetrice. Totodată, având în vedere faptul că deformările elastice ale șinelor sunt mult mai mici decât jocul osiei în cale, se va neglija elasticitatea căii. Se va considera că axa căii prezintă abateri în plan orizontal de la forma ideală.

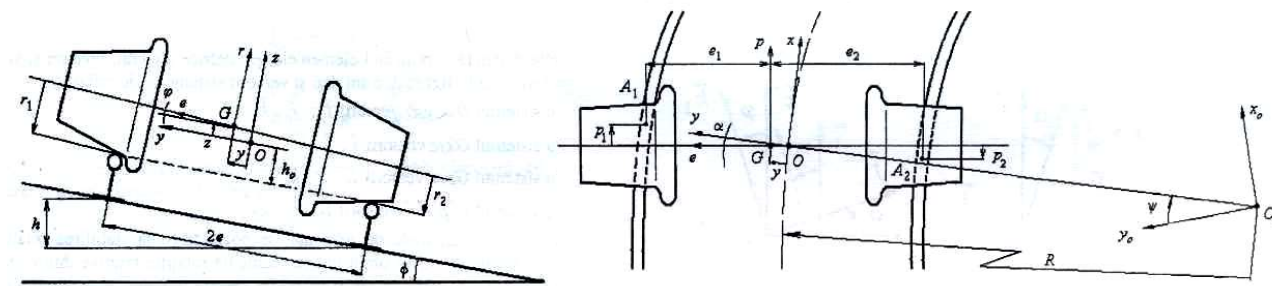


Fig. 1. Osia în curbă

Figura 1 prezintă osia și calea de rulare care este înclinată cu unghiul  $\Phi$  față de planul orizontal. Cele două șine ale căii fiind distanțate cu  $2e$ , rezultă că unghiul de înclinare al căii satisface relația:

$$\sin \phi = \frac{h}{2e} \quad (1)$$

În axa nedeformată a căii, la înălțimea  $h_0$  de planul acesteia, se atașează sistemul de referință  $Oxyz$  care se deplasează o dată cu osia. Axa  $Ox$  este în lungul căii iar axa  $Oy$  este paralelă cu planul acesteia urmând o direcție radială. Axa  $Oz$  rezultă din condiția de perpendicularitate pe celelalte două axe.

În centrul de masă al osiei se atașează sistemul  $Gper$ , cu axa  $Ge$  în lungul axei osiei, axa  $Gp$  în lungul căii, iar axa  $Gr$  perpendiculară pe cale. Când osia este în poziție mediană față de cale, cele două referențiale coincid. Remarcăm faptul că osia se rotește față de reperul  $Gper$  în jurul axei  $Ge$  cu un unghi  $\theta^*$  monoton crescător. În consecință, se mai atașează referențialul  $G^*p^*e^*r^*$  solidar legat cu osia, având axa  $Ge$  identică cu  $Ge$ .

Întrucât se adoptă ipoteza că osia se mișcă cu viteza constantă  $V$ , centrul ei de masă se va afla permanent în planul vertical transversal  $Oyz$ . În raport cu sistemul de referință  $Oxyz$ , osia ocupă o poziție decalată transversal cu  $y$  și rotită cu unghiul de atac  $\alpha$  în raport cu poziția radială. Datorită decalajului transversal al osiei, axa acesteia este înclinată cu unghiul de ruluu  $\varphi$ , iar centrul de masă este ridicat cu  $z$ .

Mișcarea de revoluție a osiei se face în jurul axei sale cu viteza unghiulară  $\dot{\theta}^* = V / r_0 + \dot{\theta}$ , unde  $r_0$  este raza cercurilor de rulare când osia este în poziție mediană, iar  $\dot{\theta}$  este alunecarea unghiulară. Totodată, osia are o mișcare de rotație cu unghiul  $\psi$  în jurul centrului curbei. Aici se află sistemul de referință fix  $O_0x_0y_0z_0$ .

Contactul dintre roți șine are loc în punctele  $A_1(p_1, e_1, -r_1)$  și  $A_2(-p_2, -e_2, -r_2)$ , unde indicele '1' indică contactul de pe firul exterior, iar indicele '2', contactul de pe firul interior. Coordonatele punctelor de contact sunt date în raport cu referențialul  $Gper$ .

O situație detaliată cuprinzând elementele geometrice ale căii, precum și sistemele de referință este prezentată în figura 2. Sunt dați și versorii sistemelor de referință:

- pentru sistemul  $O_0x_0y_0z_0$  versorii  $\bar{i}_0, \bar{j}_0, \bar{k}_0$ ;
- pentru sistemul  $Oxyz$  versorii  $\bar{i}, \bar{j}, \bar{k}$ ;
- pentru sistemul  $Gper$  versorii  $\bar{i}_1, \bar{j}_1, \bar{k}_1$ ;
- pentru sistemul  $G^*p^*e^*r^*$  versorii  $\bar{i}_2, \bar{j}_2, \bar{k}_2$ .

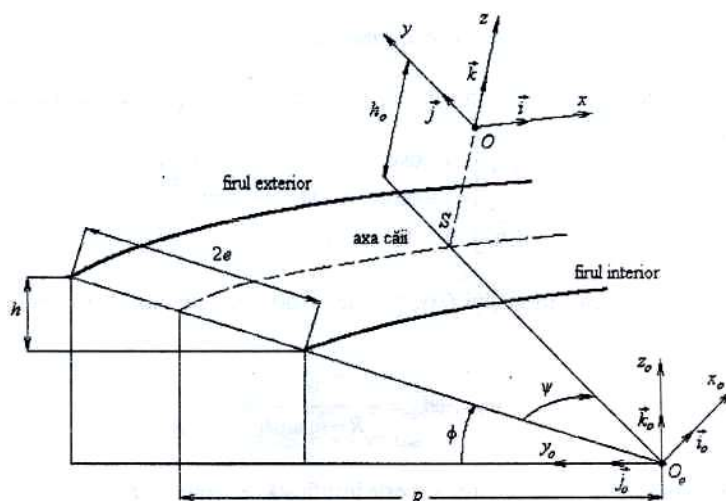
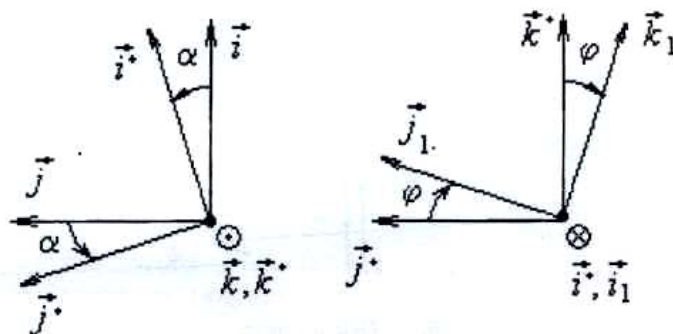


Fig. 2. Sistemele de referință ale căii

O dată adoptate sistemele de referință, se poate trece la stabilirea relațiilor dintre versorii acestora. Aceste relații se obțin ținând seama de rotațiile relative dintre sistemele de referință. Astfel, plecând de la versorii  $\bar{i}_0, \bar{j}_0, \bar{k}_0$  se ajunge la versorii  $\bar{i}_0^*, \bar{j}_0^*, \bar{k}_0^*$  printr-o rotație în jurul lui  $\bar{k}_0$  cu unghiul  $\psi$ , iar apoi la  $\bar{i}, \bar{j}, \bar{k}$  printr-o rotație de unghi  $\phi$  în jurul lui  $\bar{i}_0^*$  (fig. 3).





**Fig. 3.** Explicativă privind legătura dintre versorii sistemelor de referință  $O_0x_0y_0z_0$  și  $Oxyz$ . Considerând unghiul  $\phi$  ca fiind un unghi mic ( $\cos \phi \approx 1$ ,  $\sin \phi = \phi$ ), se stabilește relația:

$$\begin{bmatrix} \bar{i}_0 \\ \bar{j}_0 \\ \bar{k}_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi & \sin \psi & -\phi \sin \psi \\ -\sin \psi & \cos \psi & -\phi \cos \psi \\ 0 & \phi & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

Viteza unghiulară a triedrului  $Oxyz$  față de triedrul fix este dată de rotația în jurul axei verticale  $O_0z_0$

$$\bar{\omega} = -\psi \bar{k}_0 = -\frac{V}{R - h_0 \sin \phi} \bar{k}_0 \cong -\frac{V}{R} \bar{k}_0 \quad (3)$$

Aproximarea din relația de mai sus este justificată de faptul că  $R \gg h_0 \sin \phi$ .

Viteza unghiulară poate fi exprimată prin proiecțiile ei pe axele triedrului  $Oxyz$  cu ajutorul relației (2) din care reiese.

$$\bar{k}_0 = \phi \bar{j} + \bar{k} \quad (4)$$

Deci avem

$$\bar{\omega} = -\frac{V}{R} \bar{k}_0 = -\frac{V}{R} \phi \bar{j} - \frac{V}{R} \bar{k} \quad (5)$$

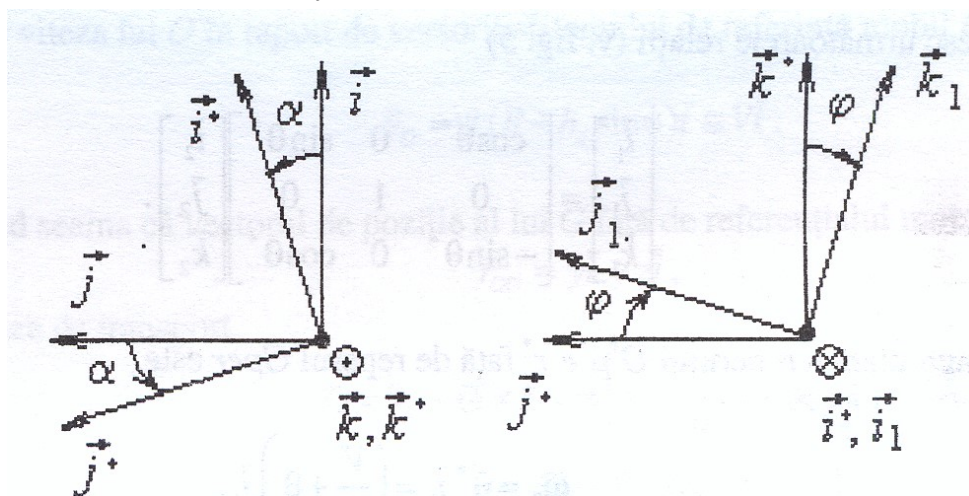
Întrucât osia rulează cu viteză constantă pe o curbă circulară cu supraînălțare constantă, rezultă că accelerația unghiulară este nulă

$$\bar{e} = 0 \quad (6)$$

Se stabilește acum legătura dintre versorii triedrului  $Oxzy$  și cei ai triedrului  $Gper$ . Pentru aceasta, se parcurg doi pași (fig. 4). Mai întâi, de la versorii  $\bar{i}, \bar{j}, \bar{k}$  se efectuează o

rotație de unghi  $\alpha$  în jurul lui  $\bar{k}$  și se obțin versorii  $\bar{i}^*, \bar{j}^*, \bar{k}^*$ . De aici se ajunge la versorii

$\bar{i}_1, \bar{j}_1, \bar{k}_1$  urma unei noi rotații în jurul lui  $\bar{j}^*$  cu unghiul  $\phi$ .



**Fig. 4.** Explicativă privind legătura dintre versorii sistemelor de referință  $Oxzy$  și  $Gper$ .

Se consideră că ambele unghiuri sunt unghiuri mici și se obține relația dintre versorii  $\bar{i}, \bar{j}, \bar{k}$  și versorii  $\bar{i}_1, \bar{j}_1, \bar{k}_1$ .

$$\begin{bmatrix} \bar{i} \\ \bar{j} \\ \bar{k} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -\alpha & 0 \\ \alpha & 1 & -\phi \\ 0 & \phi & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{i}_1 \\ \bar{j}_1 \\ \bar{k}_1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

cu precizarea că s-au neglijat termenii de ordinul doi.

Viteza unghiulară a reperului  $Gper$  în raport cu reperul  $Oxyz$  este rezultatul compunerii celor două rotații, în jurul lui  $\bar{k}$  cu viteza unghiulară  $\dot{\alpha}$  și în jurul lui  $\bar{i}_1$  cu viteza unghiulară  $\dot{\phi}$ .

$$\bar{\omega}_1 = \dot{\alpha} \bar{k} + \dot{\phi} \bar{i}_1 \quad (8)$$

Legătura dintre versorii sistemului de referință  $Gper$  și cei ai sistemului de referință solidar cu osia  $G^*p^*e^*r^*$  este dată de rotația cu unghiul  $\theta^*$  în jurul axei  $Ge$  ( $Ge \cong G^*e^*$ ).

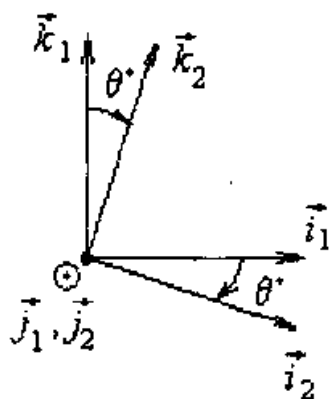


Fig. 5. Rotația sistemului  $G^*p^*e^*r^*$  în raport cu  $Gper$ .

Se stabilesc următoarele relații (v. fig. 5)

$$\begin{bmatrix} \bar{i}_1 \\ \bar{j}_1 \\ \bar{k}_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos\theta^* & 0 & \sin\theta^* \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\theta^* & 0 & \cos\theta^* \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \bar{i}_2 \\ \bar{j}_2 \\ \bar{k}_2 \end{bmatrix} \tag{9}$$

Viteza unghiulară a reperului  $G^*p^*e^*r^*$  față de reperul  $Gper$  este

$$\bar{\omega}_2 = \dot{\theta}^* \bar{j}_1 = \left( \frac{V}{r_0} + \dot{\theta} \right) \bar{j}_1 \tag{10}$$

unde  $\dot{\theta}$ , se reamintește, este alunecarea unghiulară.

### 3 Viteza și accelerația centrului de masă al osiei

Ne propunem să calculăm viteza centrului de masă al osiei deci a punctului G și apoi accelerația acestuia. Pentru aceasta, trebuie ca mai întâi să se cunoască viteza punctului O. Acest punct are vectorul de poziție dat de relația (v. fig. 6)

$$\bar{r}_0 = (R - h_0 \sin\phi) \sin\psi \bar{i}_0 + (R - h_0 \sin\phi) \cos\psi \bar{j}_0 + (R \tan\phi + h_0 \cos\phi) \bar{k}_0 \tag{11}$$

din care rezultă prin derivare viteza lui O

$$\bar{v}_0 = \dot{\psi} (R - h_0 \sin\phi) \cos\psi \bar{i}_0 - \dot{\psi} (R - h_0 \sin\phi) \sin\psi \bar{j}_0 \tag{12}$$

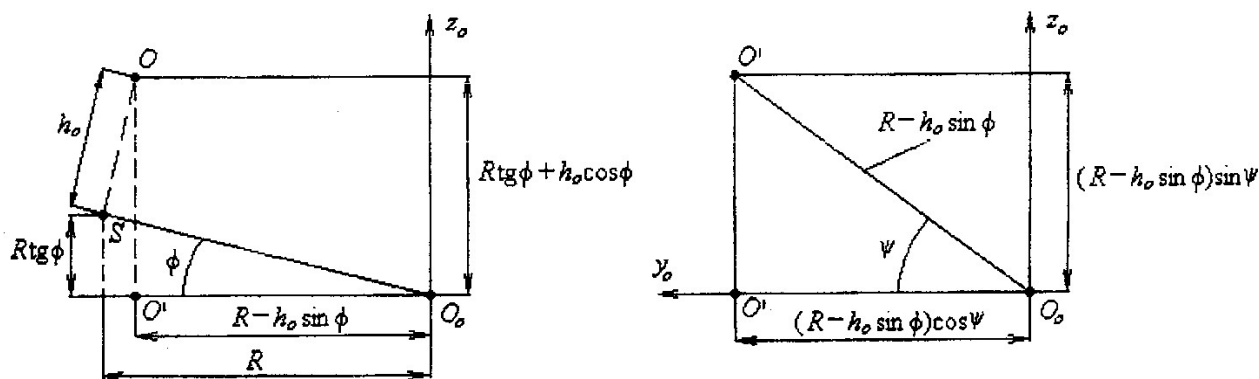


Fig. 6. Proiecțiile punctului O pe axele sistemului de referință fix  $O_0x_0y_0z_0$ .

Folosind relația (2) din care rezultă:

$$\bar{i}_0 = \cos\psi \bar{i} + \sin\psi \bar{j} - \phi \sin\psi \bar{k}; \quad \bar{j}_0 = -\sin\psi \bar{i} + \cos\psi \bar{j} - \phi \cos\psi \bar{k} \tag{13}$$

se poate scrie viteza lui O în raport de versorii sistemului de referință mobil  $Oxyz$

$$\bar{v}_0 = \dot{\psi} (R - h_0 \sin\phi) \bar{i} \cong V \bar{i} \tag{14}$$

Ținând seama că vectorul de poziție al lui G față de referențialul mobil  $Oxyz$  este

$$\bar{r}_{OG} = y \bar{i} + z \bar{j} \tag{15}$$

se obține viteza de transport

$$\bar{v}_t = \bar{v}_O + \bar{\omega} \times \bar{r}_{OG} = \left[ V + \frac{V}{R}(y - \phi z) \right] \bar{i} \quad (16)$$

întrucât avem  $R \gg y \gg \phi z$ , viteza de transport poate fi aproximată prin:

$$\bar{v}_t = V \bar{i} \quad (17)$$

Viteza relativă este 
$$\bar{v}_r = \dot{y} \bar{j} + \dot{z} \bar{k} \quad (18)$$

în fine, avem viteza absolută a centrului de masă al osiei:

$$\bar{v}_G = \bar{v}_r + \bar{v}_t = V \bar{i} + \dot{y} \bar{j} + \dot{z} \bar{k} \quad (19)$$

Accelerația centrului de masă ai osiei se calculează cu relația:

$$\bar{a}_G = \bar{a}_r + \bar{a}_t + \bar{a}_c \quad (20)$$

în care aceste  $\bar{a}_r$  accelerația relativă,  $\bar{a}_t$  accelerația de transport, iar  $\bar{a}_c$  ceste accelerația Coriolis. Accelerația relativă este obține din relația (18).

$$\bar{a}_r = \ddot{y} \bar{j} + \ddot{z} \bar{k} \quad (21)$$

Accelerația de transport a centrului de masă al osiei se calculează cu relația

$$\bar{a}_t = \bar{a}_O + \varepsilon \times \bar{r}_{OG} + \bar{\omega} \times (\bar{\omega} \times \bar{r}_{OG}) \quad (22)$$

în care  $\bar{a}_O$  este accelerația lui O față de sistemul de referință fix. Aceasta se obține prin derivarea relației vitezei lui O (rel. 14), ținând seamă că viteza  $V$  este constantă.

$$\bar{a}_O = \dot{\bar{v}}_O = \dot{V} \bar{i} + V \dot{\bar{i}} = V \dot{\bar{i}} \quad (23)$$

Folosind relațiile lui Poisson, avem pentru derivata lui  $\bar{i}$ .

$$\dot{\bar{i}} = \bar{\omega} \times \bar{i} = -\frac{V}{R} \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 0 & \phi & 1 \\ 1 & 0 & 0 \end{vmatrix} = -\frac{V}{R} \bar{j} + \frac{V}{R} \phi \bar{k} \quad (24)$$

Din cele două relații de mai sus, rezultă accelerația lui O

$$\bar{a}_O = -\frac{V^2}{R} \bar{j} + \frac{V^2}{R} \phi \bar{k} \quad (25)$$

Ținând seama de relațiile (6) și (25), precum și de faptul că

$$\bar{\omega} \times \bar{r}_{OG} = -\frac{V}{R} \begin{vmatrix} \bar{i} & \bar{j} & \bar{k} \\ 0 & \phi & 1 \\ 1 & y & z \end{vmatrix} = \frac{V}{R} (y - \phi z) \bar{i} \quad (26)$$

iar produsul vectorial  $\bar{\omega} \times \bar{i}$  este dat de relația (24), se poate calcula accelerația de transport cu relația:

$$\bar{a}_t = -\frac{V^2}{R} \left( 1 + \frac{y - \phi z}{R} \right) \bar{j} + \frac{V^2}{R} \phi \left( 1 + \frac{y - \phi z}{R} \right) \bar{k} \quad (27)$$

Luând în considerare că  $\frac{y - \phi z}{R} \ll 1$ , accelerația de transport se reduce la:

$$\bar{a}_t = -\frac{V^2}{R} \bar{j} + \frac{V^2}{R} \phi \bar{k} \quad (28)$$

Primul termen reprezintă componenta paralelă cu planul căii a accelerației centripete, iar al doilea reprezintă componenta perpendiculară pe cale a acesteia.

Accelerația Coriolis se calculează în funcție de viteze unghiulară (rel. 5) și de viteza relativă (rel.18).

$$\bar{a}_c = 2\bar{\omega} \times \bar{v}_r = 2 \frac{V}{R} (\dot{y} - \phi \dot{z}) \bar{i} \quad (29)$$

Întrucât  $y \gg \phi z$ , rezultă că accelerația Coriolis acționează în sensul de mers dacă osia se depărtează de axa căii spre exterior și în sens invers când osia se mișcă spre interiorul curbei. Într-adevăr, dacă osia are tendința de a se deplasa spre exteriorul curbei în condițiile în care viteza unghiulară de rotație în jurul centrului curbei rămâne constantă, rezultă că viteza centrului de masă are tendința să crească datorită îndepărtării de centrul curbei. în consecință, osia va avea o accelerație tangențială în direcția de mers.

La deplasarea osiei spre interiorul curbei, distanța până la centru scade și o dată cu ea, scade și viteza tangențială, ceea ce va induce o decelerație tangențială.

Înlocuind cele trei accelerații în relația (20), se obține accelerația absolută a centrului de masă al osiei sub forma

$$\bar{a}_G = \frac{V}{R} \dot{y} \bar{i} + \left( \ddot{y} - \frac{V^2}{R} \right) \bar{j} + \left( \ddot{z} + \frac{V^2}{R} \phi \right) \bar{k} \quad (30)$$

Accelerațiile centrului de masă al osiei se utilizează pentru calculul forțelor de inerție care intră în ecuațiile de mișcare.

### Concluzii

La circulația în curbă, osia are o mișcare complexă a cărei cinematică influențează întreaga dinamică a vehiculului.

În lucrare sunt prezentate principalele aspecte legate de cinematica osiei. Astfel, sunt calculate viteza și accelerația centrului de masă al osiei cu punerea în evidență a influenței accelerației Coriolis care însă, în acest caz, joacă un rol marginal.

Însă, o atenție deosebită trebuie acordată vitezelor de alunecare dintre roți și șine întrucât acestea influențează mărimea și orientarea forțelor de frecare, precum și fenomenele de uzură a suprafețelor de rulare.

De asemenea trebuie precizate condițiile rulării cu rostogolire pură și calculată raza curbei care asigură rularea conică atât pentru profilurile de rulare cu caracteristică liniară (conicitate echivalentă constantă), cât și pentru cele cu caracteristică neliniară la care conicitatea echivalentă depinde de deplasarea transversală a osiei în cale.

Sunt important de calculat vitezele de pivotare în punctele de contact dintre roți și șine pentru faptul că regimul de tracțiune contribuie într-o măsură mai mare la uzura suprafețelor de rulare.

Acestea vor fi obiectul unei viitoare lucrări.

### Bibliografie:

1. Dumitru, M., –“Cinematica osiei la circulația în curbă”, Sinteze de mecanică teoretică și aplicată, Volumul 3 (2012), nr.1, Ed. MatrixRom, București, 2012, ISSN 2068-6331,
2. Sebeșan, I., - “Dinamica vehiculelor de cale ferată”, Ed. MatrixRom, București, 2011.

# STABILIREA ECUAȚIILOR DE MIȘCARE ALE SISTEMULUI MECANIC CABLU DE EXTRACȚIE-ROATĂ MOTOARE ȘI A RELAȚIEI ÎNTRE TENSIUNILE DINTRE PUNCTELE EXTREME ALE ÎNFĂȘURĂRII CABLULUI PE ROATA MOTOARE

**Autori:** Constantin-Laurențiu BRÎNAȘ<sup>1</sup> Albert VEREȘ<sup>2</sup>,  
[constantin.brinas@gmail.com](mailto:constantin.brinas@gmail.com)

**Coordonatori:** Asist. Univ.dr.ing. Răzvan-Bogdan ITU<sup>3</sup>, Prof.univ.dr. Wilhelm W. KECS<sup>4</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Mașini și echipamente miniere, anul I

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Mașini și echipamente miniere, anul I

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de I.M.E., Departamentul I.M.I.T.

<sup>4</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Științ., Departamentul Mat.Inf.

## Rezumat

Lucrarea prezintă un model matematic pentru mișcarea fără alunecare a cablului de extracție pe roata motoare în rotație. Pe baza ipotezelor abordate, ecuațiile de mișcare sunt stabilite pentru elementele de cablu roată, ceea ce va permite determinarea tensiunii în zona înfășurării sale pe roată, în punctele extreme ale înfășurării. Calculul se bazează pe ecuațiile de mișcare în condițiile cele mai generale de funcționare dinamice ale sistemului mecanic.

## Cuvinte cheie

Cablu, roată motoare, ecuații

## 1. Introducere

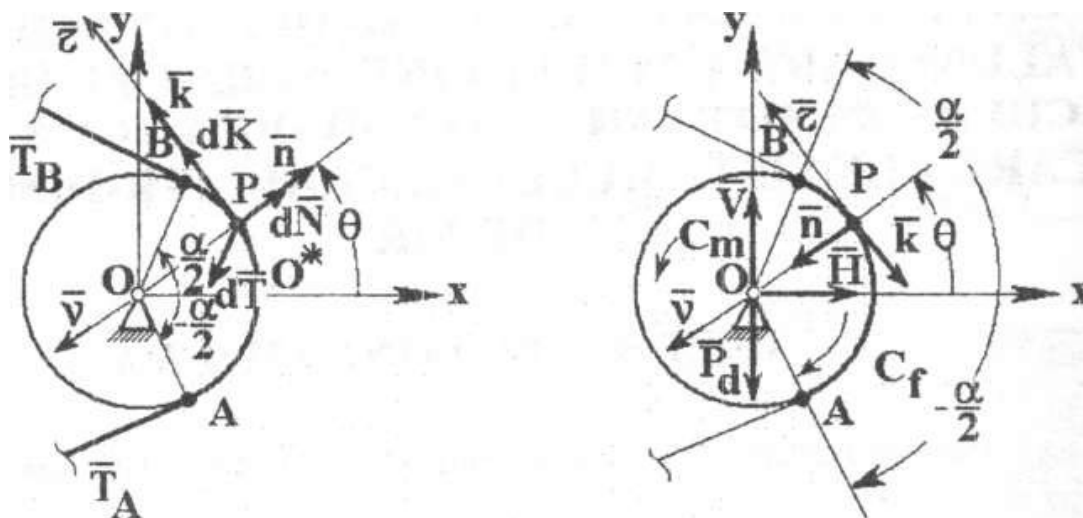
În cazul deplasării fără alunecare a unui fir flexibil înfășurat pe un disc circular în rotație, discul și firul formează un sistem mecanic cu mișcări interconținute. Această situație se întâlnește, fie în cazul când firul antrenează discul care devine o simplă rolă, fie în cazul când discul antrenează firul, devenind disc debitor. Lucrarea de față abordează cazul discului debitor de fir, studiul comportamentului dinamic al sistemului mecanic fir-disc fiind elaborat în baza ipotezelor menționate mai jos.

1. Ecuațiile de mișcare pentru fir și disc vor fi stabilite pentru cazul general, când parametrii cinematici ai sistemului mecanic fir-disc sunt funcții oarecare de timp, situație care corespunde regimurilor tranzitorii de funcțional e, relațiile stabilite putând fi particularizate la cazul regimurilor staționare, caracterizate prin valorile constante ale mărimilor parametrilor cinematici.

2. Reacțiunile specifice normale și tangențiale corespunzătoare distribuțiilor continue de forțe de reacțiune ce acționează asupra firului în zona de contact fir-disc, sunt funcții de unghiul polar și eventual și de timp, prin intermediul parametrilor cinematici, dar raportul lor este constant, independent de timp și de unghiul polar ( $k(\theta, t) = \mu^* n(\theta, t); \mu^* \leq \mu$ ).

## 2. Stabilirea ecuațiilor de mișcare pentru sistemul mecanic cablu-roată

Distribuția forțelor care acționează asupra unui element de cablu cu centrul în punctul curent  $P$  este arătată în fig. 1, a, iar cea care acționează asupra roții este prezentată în fig. 1, b.



**Fig. 1.** Distribuția forțelor care acționează asupra  
 a) unui element de cablu; b) roții motoare (disc)

Considerând mai întâi starea de echilibru dinamic al cablului (fig. 1a) ecuația vectorială a mișcării sale absolute va avea forma:

$$dm\bar{a} = d\bar{T} + d\bar{N} + d\bar{K} \quad (1)$$

unde:

$$dm = \rho_s ds = \frac{rd\theta}{Nm}, \quad (2)$$

( $dm$ , masa elementului de cablu;  $Nm$ , numărul metric al cablului).

$$\bar{a} = \dot{v}\bar{e} + \frac{v^2}{r}\bar{v}, \quad (3)$$

( $\bar{a}$ , accelerația punctului curent  $P$ )

$$d\bar{T} = d(T\bar{e}) = dT\bar{e} + Td\bar{e} \quad (4)$$

( $d\bar{T}$ , variația tensiunii elementului de cablu)

$$d\bar{N} = \bar{n}ds = -md\theta\bar{v}; \quad d\bar{K} = \bar{k}ds = +rkd\theta\bar{e} \quad (5)$$

( $d\bar{N}$  și  $\bar{n}$ , reacțiunile normale elementară și specifică  $d\bar{K}$  și  $\bar{k}$ , reacțiunile tangențiale elementară și specifică);

Având în vedere relațiile (2) - (5), ecuației vectoriale (1) îi vor corespunde următoarele ecuații scalare:

$$\frac{r\dot{v}d\theta}{Nm} = dT + rkd\theta; \quad \frac{v^2}{Nm} = T - rm \quad (6)$$

Trecând la stabilirea ecuațiilor de mișcare ale roții (discului), se vor calcula în prealabil componentele torsorilor în polul  $O$  ale celor două distribuții continue de forțe specifice de reacțiuni ale legăturilor cablu-roată,  $\bar{n} = n(\theta)\bar{v}$  și  $\bar{k} = k(\theta)\bar{e}$

Forța elementară  $d\bar{N}$  care acționează asupra arcului de contact cu cablul, cu centrul în punctual  $P$ , determinat prin unghiul polar  $\theta$  (fig. 1b), va avea expresia:

$$d\bar{N} = \bar{n}ds = n(\theta)r d\theta\bar{v} = rn(\theta)[- \cos\theta \cdot \bar{i} - \sin\theta \cdot \bar{j}], \quad (7)$$

Componentele torsorului rezultat în polul  $O$  al acestei distribuții de forțe elementare pe arcul de cerc  $AB$  de contact, vor avea expresiile:

$$\bar{N} = -rN_x(\alpha) \cdot \bar{i} - rN_y(\alpha) \cdot \bar{j}; \quad \bar{M} \cdot \bar{n} = \bar{0}, \quad (8)$$

funcțiile  $N_x$  și  $N_y$  din relația (8) având expresiile:

$$N_x = \int_{\frac{\alpha}{2}}^{\frac{\alpha}{2}} n(\theta) \cos\theta d\theta = N_x(\alpha); \quad N_{x,y} = \int_{\frac{\alpha}{2}}^{\frac{\alpha}{2}} n(\theta) \sin\theta d\theta = N_y(\alpha), \quad (9)$$

Forța elementară  $d\bar{K}$ , ce acționează asupra elementului de cerc în punctul  $P$ , va avea expresia:

$$d\bar{K} = -r\mu^* [- \sin\theta \cdot \bar{i} + \cos\theta \cdot \bar{j}] n(\theta) d\theta, \quad (10)$$

și momentul în polul  $O$ :

$$dM = -r|dK| - r(kds) = -\mu^* r^2 n(\theta) d\theta, \quad (11)$$

În consecință, componentele torsorului în polul  $O$  al acestei distribuții continue de forțe, vor fi date de relațiile:

$$\bar{K} = -r\mu^* (-N_x\bar{i} + N_y\bar{j}); \quad M_k = -r^2\mu^* \sqrt{N_x^2 + N_y^2}, \quad (12)$$

cu funcțiile  $N_x$  și  $N_y$  exprimate în relațiile (9).

Ecuațiile de mișcare vor avea formele:

$$\bar{O} = \bar{P}_d + \bar{H} + \bar{V} + \bar{N} + \bar{K}, \quad J\ddot{\varphi} = C_m - M_k - C_f, \quad (13)$$

cu  $P_d$ , greutatea discului,  $H$  și  $V$ , componentele după axele reperului fix  $Oxy$  ale reacțiunii articulației,  $J$ , momentul de inerție al discului,  $\varphi$ , unghiul de rotație proprie al discului,  $C_m$ , momentul cuplului motor care trebuie aplicat discului,  $C_f = \mu_0 r_0 \sqrt{H^2 + V^2}$  momentul cuplului de frecare în lagăr;  $\mu_0$ , coeficientul de frecare în lagăr,  $r_0$ , raza bolțului (articulației).

Din (13) și prin considerarea relațiilor (7) - (12) se va obține următorul sistem de ecuații:

$$\begin{cases} 0 = H - rN_x - r\mu^* N_y \\ 0 = -P_d + V - rN_y + r\mu^* N_x \\ J\ddot{\varphi} = C_m - \mu_0 r_0 \sqrt{H^2 + V^2} - r^2 \mu^* \sqrt{N_x^2 + N_y^2} \end{cases}, \quad (14)$$

### 3. Determinarea tensiunii în cablu în zona de înfășurare a lui pe roată

Formula lui Euler, pentru fire înfășurate pe discuri circulare, este extinsă și la cazurile dinamice, când roata se rotește, fie independent, fie formează un sistem mecanic cu cablul. În această ultimă situație, viteza unui punct periferic al roții în contact cu cablul are aceeași mărime și orientare ca și viteza de deplasare a cablului, viteza relativă a punctelor cablului în contact cu roata fiind nulă.

În continuare se stabilește relația între tensiunile din punctele extreme ale unui cablu înfășurat pe roata în rotație, în condițiile în care cablul se deplasează fără alunecare pe roata care-l antrenează. În acest scop sunt folosite ecuațiile de mișcare stabilite în &2 (Stabilirea ecuațiilor de mișcare pentru sistemul mecanic cablu-roată), atât pentru cablu, cât și pentru roată, în condițiile în care sistemul mecanic cablu-roată funcționează în regim tranzitoriu.

Relațiile respective sunt particularizate pentru regimul permanent de funcționare a sistemului mecanic considerat, caracterizat prin valori constante ale mărimilor parametrelor cinematici de ordinul I.

Din considerarea stării de echilibru dinamic al cablului (fig. 1, a), în &2 au rezultat următoarele ecuații scalare:

$$\frac{r\dot{v}d\theta}{Nm} = dT + rkd\theta; \quad \frac{v^2}{Nm} = T - rm \quad (15)$$

Același &2 furnizează și ecuațiile de mișcare corespunzătoare roții (fig. 1, b).

$$\begin{cases} 0 = H - rN_x - r\mu^* N_y \\ 0 = -P_d + V - rN_y + r\mu^* N_x \\ J\ddot{\varphi} = C_m - \mu_0 r_0 \sqrt{H^2 + V^2} - r^2 \mu^* \sqrt{N_x^2 + N_y^2} \end{cases}, \quad (16)$$

Semnificațiile mărimilor conținute în relațiile (15) și (16) sunt precizate în &2 (prima parte). Folosind relațiile:

$$v = r\dot{\varphi} \quad \text{și} \quad \dot{v} = r\ddot{\varphi} \quad (17)$$

ecuațiile (15), (16) și notația:

$$\phi(\alpha) = \frac{r^2}{P_d^2} (N_x^2 + N_y^2) + \frac{2r}{P_d} (N_y + \mu^* N_x), \quad (18)$$

se vor obține următoarele ecuații de mișcare:

$$\begin{cases} \left( \frac{r\ddot{\varphi}}{Nm} - rk \right) d\theta = dT \\ rn = T - \frac{r^2 \dot{\varphi}^2}{Nm_x} \\ J\ddot{\varphi} = C_m - \mu_0 r_0 P_d \sqrt{1 + \phi(\alpha)} - r^2 \mu^* \sqrt{N_x^2 + N_y^2} \end{cases}, \quad (19)$$

La aceste ecuații se mai adaugă relația:

$$k(\theta) = \mu^* n(\theta), \quad (20)$$

unde  $\mu^*$  reprezintă o constantă necunoscută care trebuie să verifice condiția  $(k(\theta, t) = \mu^* n(\theta, t); \mu^* \leq \mu)$

$$\mu^* \leq \mu, \quad (21)$$

Sistemul de ecuații (19) conține funcțiile necunoscute  $\varphi = \varphi(t)$ ,  $T = T(\theta)$ ,  $n = n(\theta)$ ,  $k = k(\theta)$  și  $C_m = C_m(\theta)$ . Această problemă de dinamică este foarte complicată. Sistemul (19) se simplifică dacă se impune legea de mișcare a sistemului  $\varphi = \varphi(t)$  și se cere să se determine funcțiile  $T = T(\theta)$ ,  $n = n(\theta)$ ,  $k = k(\theta)$  precum și modul în care trebuie să varieze în timp cuplul motor  $C_m$ .

În mod deosebit aceste ecuații se simplifică în cazul funcționării sistemului cablu roată în regim permanent, adică în condițiile:

$$\dot{\varphi} = \omega_0 = const. \triangleright 0; \quad \ddot{\varphi} = 0, \quad (22)$$

În această situație, sistemul (19) are forma particulară:

$$\begin{cases} dT = -rkd\theta \\ rn = T - \frac{r^2 \omega_0^2}{Nm_x} \\ J\ddot{\varphi} = C_m - \mu_0 r_0 P_d \sqrt{1 + \phi(\alpha)} - r^2 \mu^* \sqrt{N_x^2 + N_y^2} \end{cases}, \quad (23)$$

cu

$$\frac{k}{n} = \mu, \quad (24)$$

În această situație, din primele două ecuații ale sistemului (23) se obține ecuația diferențială:

$$\frac{dT}{T - \frac{r^2 \omega_0^2}{Nm}} = -\mu^* d\theta, \quad (25)$$

Care integrată între  $-\alpha/2$  și  $\theta$  conduce la următoarea relație între tensiunile din punctele  $A$  și  $P$  ale înfășurării cablului pe roată:

$$T(\theta) = T_A e^{-\mu^* \left(\frac{\alpha}{2} + \theta\right)} + \frac{r^2 \omega_0^2}{Nm} \left[ 1 - e^{-\mu^* \left(\frac{\alpha}{2} + \theta\right)} \right], \quad (26)$$

Pentru  $\theta = \alpha/2$ , relația (26) devine:

$$T_B = T_A e^{-\mu^* \alpha} + \frac{r^2 \omega_0^2}{Nm} \left[ 1 - e^{-\mu^* \alpha} \right], \quad (27)$$

Ecuția (27) va furniza legea după care variază momentul cuplului motor în funcție de unghiul de înfășurare.

### Concluzii

Plecând de la ipoteza conform căreia - în cazul deplasării fără alunecare a unui fir înfășurat pe un disc circular în rotație - discul și firul formează un sistem mecanic cu mișcări interconținute, lucrarea s-a finalizat prin stabilirea ecuațiilor de mișcare pentru cele două elemente ale sistemului mecanic considerat. Sistemul format din ecuațiile (6) și (14) conduce la determinarea tensiunii cablului în zona de înfășurare a lui pe roată și a legii de variație a momentului cuplului motor aplicat roții.

Sistemul format din ecuațiile de mișcare corespunzătoare cablului și roții au condus la:

- obținerea relației între tensiunile din punctele extreme ale înfășurării cablului pe roată, care pe lângă coeficientul de frecare și unghiul de înfășurare, mai depinde și de turația și raza roții și de numărul metric al cablului;
- obținerea legii de variație a momentului cuplului motor aplicat roții în funcție de unghiul de înfășurare.

### Bibliografie:

1. Mangeron D., Irimiciuc N., -“*Mecanica rigidelor cu aplicații în inginerie*”, Ed. Tehnică Buc. vol I - 1978, vol II- 1980.
2. Buzescu F.L., “*Un model matematic al deplasării fără alunecare a firului înfășurat pe un disc circular în rotație*”, Materialele științifice ale celei de a XXXI – a Conferințe naționale de mecanica solidelor, Chișiău, 2007.



## STUDIUL DISPOZITIVELOR DE LEGAT CABLU CU ÎMPĂNARE PE O SINGURĂ PARTE FOLOSITE LA INSTALAȚIILE DE EXTRACȚIE

**Autori:** Ionuț-Gabriel ALICU<sup>1</sup>  
Ionel ENACHE<sup>1</sup>

**Coordonator:** Conf.dr.ing. Iosif DUMITRESCU<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Mașini și echipamente miniere, anul IV

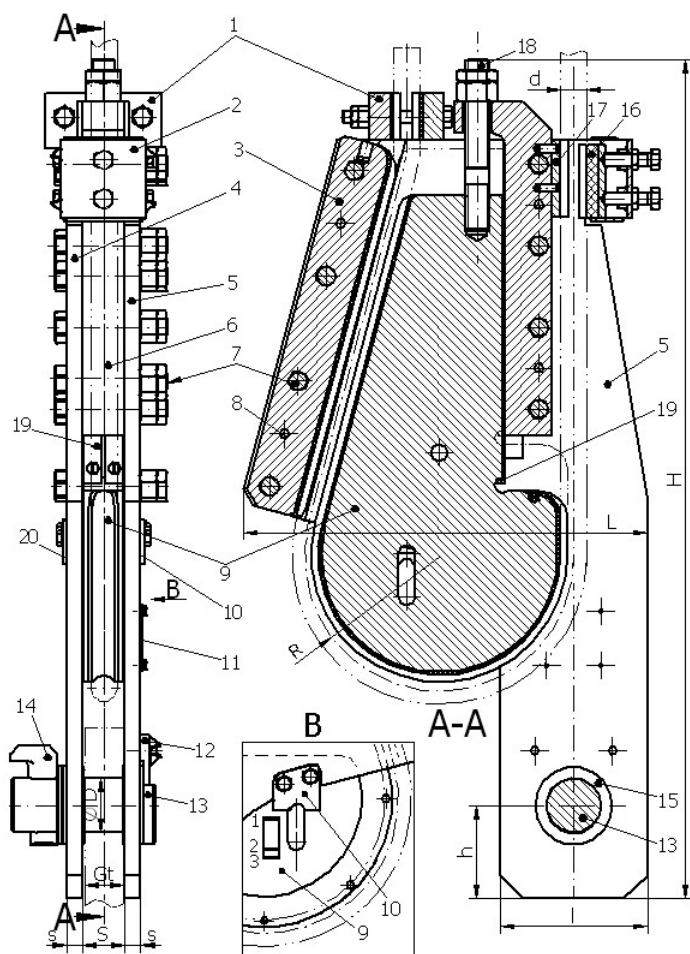
<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

**Rezumat:** Instalațiile de extracție au rolul de a transporta între subteran și suprafață substanța minerală utilă, materiale, utilaje și personal cu ajutorul vaselor de extracție. Dispozitivele de legat cablu au rolul de a prinde cablurile instalațiilor de extracție de vasele de extracție. În funcție de construcție dispozitivele de legat cablu pot fi: cu buclă și inimă; cu autostrângere pe una sau ambele fețe ale inimii de împănare; cu falcă articulată; cu pene conice de fricțiune; cu pene și bride. În lucrare vor fi analizate dispozitivele de legat cablu metalic de secțiune rotundă cu autostrângere pe o singură față a inimii de împănare, pentru diametre ale cablului de la 25 mm până la 55 mm și sarcini statice de la 100 kN până la 270 kN.

**Cuvinte cheie:** dispozitiv de legat, cablu, împănare

### 1. Construcția și funcționarea dispozitivului de legat cablu

Dispozitivele de legat cablu metalic de secțiune rotundă cu autostrângere și împănare pe o singură față DLC-1, DLC-2 și DLC-3 sunt utilizate pentru fixarea cablurilor instalațiilor de extracție la vasele de extracție în condiții de securitate deplină, coeficient de siguranță minim de 10.



**Fig. 1.** Dispozitiv de legat cablu cu împănare pe o parte

Caracteristicile constructive – funcționale ale dispozitivelor DLC-1, DLC-2 și DLC-3 prezentate în figura 1 sunt redată în tabelul 1.

La lansarea comenzii, beneficiarul va indica (obligatoriu) diametrul cablului  $d$ , diametrul bolțului  $D$  și grosimea tijei vasului de extracție  $Gt$ .

Dispozitivele de legat cablu tip DLC-1, DLC-2 și DLC-3 reprezintă varianta constructivă cu inimă împănată pe o față. Cablul instalației de extracție este înfășurat pe inima metalică, 9, care este sub formă de pană. Inima poate glisa în interiorul unei construcții metalice formată din scuturile stânga – dreapta, reperate 4 și 5 și bacurile dreapta – stânga, reperate 3 și 6, care sunt rigidizate între ele prin intermediul șuruburilor speciale 7 și a știfturilor de centrare 8. Știfturile de centrare au rolul principal de a asigura execuția și poziționarea precisă a elementelor structurii mecanice de rezistență în vederea realizării unghiului de împănare.

Bacul dreapta, reper 9, este prevăzut înspre interior cu un canal similar cu cel de pe inimă, care împreună asigură suprafața de împănare a cablului. Cele două suprafețe de fixare a cablului sunt căptușite cu un aliaj antifricțiune pe bază de plumb și staniu care asigură protecția cablului contra strivirii. Forța de frecare dintre cablu și cele două suprafețe este cu atât mai mare cu cât sarcina suspendată este mai mare.

În partea inferioară scuturile sunt

prevăzute cu găuri pentru bolțul principal, reper 13, care asigură legătura cu vasul de extracție. Bolțul principal se montează în bucașa bolțului principal, 15, care are rolul de a permite utilizarea diferitelor diametre de bolțuri fără a prelucra alezajele din scuturi, diametrul de montare a bolțului obținându-se numai prin prelucrarea interiorului acesteia. În plus, bucașa mai are rolul de a proteja ovalizarea alezajelor din scuturi în zona în care ar exista contact direct cu bolțul principal.

Tabela 1. Caracteristicile dispozitivelor de legat cablu DLC-1, DLC-2 și DLC-3

Nr. crt.	Denumirea caracteristicii	U M	Valoarea caracteristicii			
			DLC-1	DLC-2	DLC-3	
1	Sarcina statică maximă	tone (kN)	10,2 (102)	17,5 (175)	27 (270)	
2	Diametrul cablului, d	mm	25; 26...30 31...35	36...40; 41...45	46...50; 51...55	
3	Raza de înfășurare a cablului, R	mm	173	220	270	
4	Modul de fixare a cablului	-	cu autostrângere pe o față			
5	Diametrul bolțului, D	mm	70; 80	80; 90	90; 100; 110	
6	Distanța dintre scuturi, S	mm	55	60	70	
7	Dimensiuni scut (în zona bolțului)	înălțime, h	mm	120	160	200
		lățime, l	mm	190	250	300
		grosime, s	mm	20	28	35
8	Dimensiuni de gabarit	înălțime, H	mm	1141	1445	1775
		lățime, L	mm	520	670	820
		grosime, G	mm	202	233	262
9	Masa fără dispozitivul de tragere cablu și clemele pentru cablu	kg	181	376	649	
10	Distanța dintre axa cablului și axa șurubului dispozitivului de tragere, B	mm	110	141	166	
Nr. crt.	Denumirea caracteristicii	U M	Valoarea caracteristicii			
			DLC-1	DLC-2	DLC-3	
1	Sarcina statică maximă	tone (kN)	10,2 (102)	17,5 (175)	27 (270)	
2	Diametrul cablului, d	mm	25; 26...30 31...35	36...40; 41...45	46...50; 51...55	
3	Raza de înfășurare a cablului, R	mm	173	220	270	
4	Modul de fixare a cablului	-	cu autostrângere pe o față			
5	Diametrul bolțului, D	mm	70; 80	80; 90	90; 100; 110	
6	Distanța dintre scuturi, S	mm	55	60	70	
7	Dimensiuni scut (în zona bolțului)	înălțime, h	mm	120	160	200
		lățime, l	mm	190	250	300
		grosime, s	mm	20	28	35
8	Dimensiuni de gabarit	înălțime, H	mm	1141	1445	1775
		lățime, L	mm	520	670	820
		grosime, G	mm	202	233	262
9	Masa fără dispozitivul de tragere cablu și clemele pentru cablu	kg	181	376	649	
10	Distanța dintre axa cablului și axa șurubului dispozitivului de tragere, B	mm	110	141	166	

Fixarea bolțului principal se realizează, pe o parte, cu ajutorul unei plăcuțe opritoare, 12, care împiedică totodată și răsucirea bolțului, iar pe partea opusă prin intermediul unei pene înclinată, 14.

Centrul alezajelor din scuturi, respectiv centrul bolțului principal de legătură coincide cu axa cablului, ceea ce se obține prin adoptarea grosimii corespunzătoare a riglelor de ghidare 19, în funcție de diametrul cablului din grupa de cabluri (d...d'), variația grosimii riglei este de 2 mm.

Pentru asigurarea capacității de fixare a cablului de extracție în dispozitiv, ca o măsură suplimentară, s-a prevăzut fixarea capătului liber al cablului într-o pereche de cleme 1, care se sprijină pe partea superioară a scuturilor.

Prin ghidarea cablului pe inima câptușită și fixarea acestuia între un element elastic 16 și un ghidaj fix 17, se micșorează considerabil fenomenul de oboseală a cablului în zona intrării în dispozitiv, micșorându-se numărul de fire rupte a cablului în zona respectivă.

Deîmpănarea inimii, respectiv eliberarea cablului din carcasa dispozitivului se face prin desfacere clemelor 1 de pe cablu și a piulițelor de pe prezonul 18, și împingerea inimii în jos. Distanța pe care se deplasează inima este limitată de opritoarele dreapta și stânga, 10 și 20.

Eticheta, 11, servește pentru identificarea dispozitivului de legat cablul.

Dispozitivul de tragere a cablului se folosește doar la legarea cablului în dispozitiv, pentru tragerea capătului cablului prin dispozitiv. Acesta nu trebuie comandat pentru fiecare dispozitiv, datorită interschimbabilității și a utilizării doar la montarea dispozitivului.

În vederea montării cablului de extracție pe dispozitivele de legat sunt necesare, pentru fiecare tipodimensiune, dispozitivele de tragere a cablului.

Principalele părți componente ale dispozitivelor de tragere a cablului sunt prezentate în figura 2.

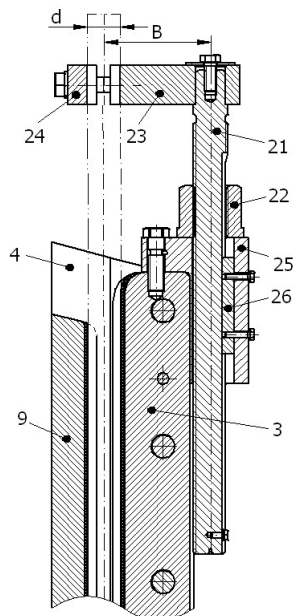


Fig. 2. Dispozitiv de tragere a capătului cablului

Dispozitivul de tragere a cablului este format dintr-un ax filetat, 21, prevăzut cu un filet pătrat Pt 36×6, pe care se deplasează piulița 22. Prin intermediul unei pene paralele, 26, se realizează culisarea axului filetat în suportul 25, care la rândul lui este fixat pe dispozitivul de legat cablu, pe bacul dreapta, 3, prin intermediul șurubului de fixare M16, reper 27.

Cablul de extracție, care trebuie să fie tras, este fixat în brațara fixă 23 și clema 24. Canalul de fixare a cablului se realizează în funcție de diametrul acestuia, pe grupe de diametru.

Prin acționarea manuală a piuliței 22 se asigură deplasarea relativă a întregului mecanism, respectiv tragerea capătului liber al cablului instalației de extracție.

Verificarea funcționării în gol, în ambele sensuri, a mecanismului de tragere a capătului liber al cablului, se face acționând manual brațul unei chei fixe, asupra piuliței de întindere, forța de acționare nu trebuie să depășească 50 N.

Dispozitivele de legat cablu trebuie să asigure interschimbabilitatea elementelor componente, să nu producă deteriorarea cablului și să nu permită alunecarea cablului. Pentru această, suprafețele bacurilor fixe și a inimii metalice, care vin în contact cu cablul metalic, sunt acoperite cu un strat de aliaj antifricțiune Y-Sn10/STAS 202-86, cu grosimea de 3,5 – 4 mm. De asemenea, bolțul principal și bucșele acestuia din scuturi nu trebuie să prezinte în urma funcționării deformări plastice în zona de contact.

Elementele principale (scut dreapta, scut stânga, bolț principal, inimă metalică, bacuri fixe) trebuie dimensionate astfel încât la sarcina statică maximă să prezinte un coeficient de siguranță mai mare de 10.

Gradarea dispozitivului de legare a cablului, în vederea avertizării strivirii cablului, prin aplicarea cu dalta a gradațiilor 1, 2 și 3 (fig. 1, vedere din B) pe inimă în dreptul muchiei de jos a opritorului, pe o parte și pe cealaltă. Se procedează în felul următor:

- gradația 1 se obține prin introducerea în canalul format de inimă și bacul din dreapta a unui calibrul cu diametrul minim al gamei de cablu pentru care a fost construit dispozitivul (25; 26; 31 mm pentru DLC-1, 36; 41 mm pentru DLC-2 și 46; 51 mm pentru DLC-3) și strângerea inimii până la blocarea calibrului. Gradația 1 indică funcționarea corespunzătoare a dispozitivului;

- gradația 2 se obține prin introducerea unei table cu grosimea de 3 mm între flancurile inimii și bacului din dreapta și strângerea inimii până la blocare. Gradația 2 indică limita până la care se pot folosi dispozitivele;

- gradația 3 se obține prin aducerea în contact a inimii cu bacul din dreapta prin strângerea inimii cu ajutorul piuliței prezonului. Gradația 3 arată strivirea completă a cablului și autoblocarea dispozitivului.

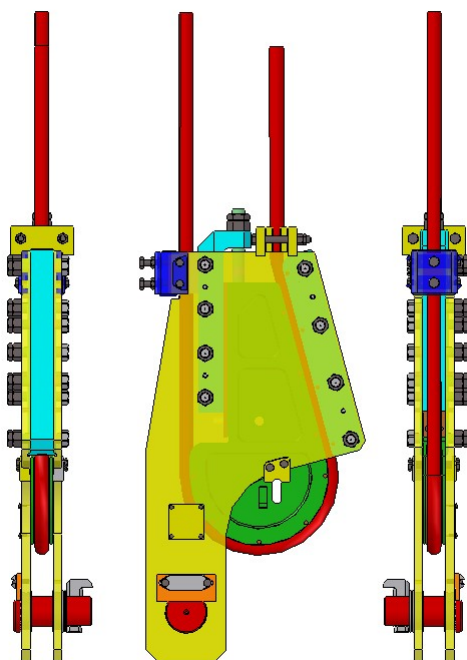
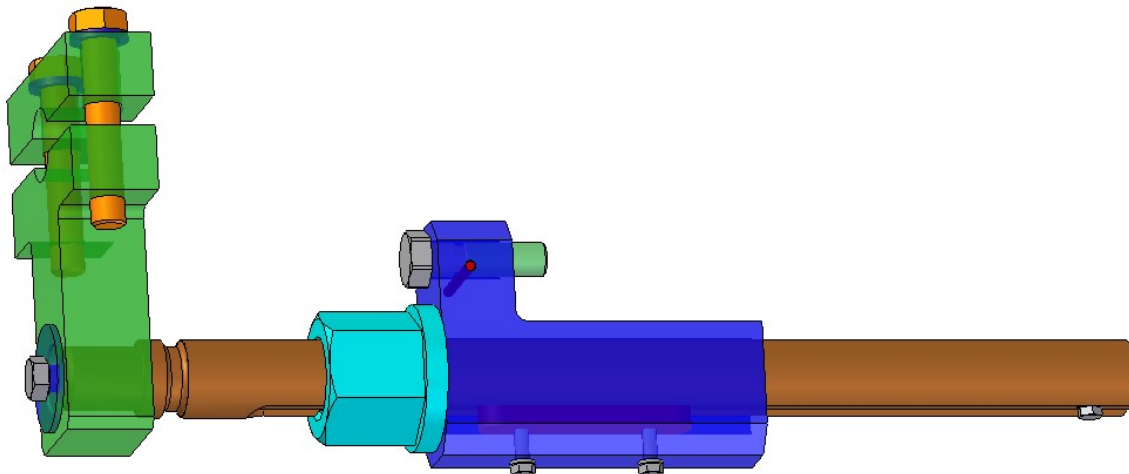


Fig. 3. Modelul 3D al dispozitivului DLC-1

dispozitivele de legare a cablului s-au avut în vedere următoarele aspecte tehnico-economice:

- simplificarea soluțiilor constructive din punct de vedere tehnologic;
- uniformizarea soluțiilor constructive pentru cele două tipuri de DLC-uri (cu autostrângere pe o față și pe două fețe);
- utilizarea soluțiilor constructive ce au fost verificate în practică la unele DLC-uri;
- păstrarea coeficientului de siguranță actual și în unele cazuri creșterea acestuia;

- îmbunătățirea performanțelor tehnice ale dispozitivelor;



**Fig. 4.** Modelul 3D al dispozitivului de întindere cablu

- micșorarea prețului de cost prin reducerea manoperei de realizare a acestora.

Având în vedere cele de mai sus au fost soluționate următoarele probleme:

La dispozitivele de legat cablu cu autostrângerea cablului pe o singură parte DLC-1, DLC-2, DLC-3:

- reducerea suprafeței de prelucrare a scuturilor prin înlocuirea pragului de reținere a bacurilor cu un canal, soluție ce se aplică la DLC-urile cu autostrângere pe două părți (DLC-13, DLC-16, DLC-30, DLC-32). Aceasta a dus la creșterea rezistenței scutului, în zona de deasupra bolțului, unde secțiunea scutului era redusă prin prelucrare;

- bușarea găurilor pentru bolțuri, soluție folosită la DLC-urile cu autostrângere pe două părți. Aceasta duce la adaptarea rapidă a dispozitivului la tija vasului de extracție și la creșterea duratei de utilizare a dispozitivului prin înlocuirea bușei cu gaura deformată de către bolț;

- utilizarea a câte două știfturi de centrare pentru poziționarea bacului în raport cu scuturile, soluție utilizată la DLC-urile cu autostrângere pe două părți. Aceasta a dus la eliminarea necesității unei precizii ridicate în execuția găurilor pentru șuruburile de fixare a bacurilor între scuturi și a preciziei de prelucrare a șuruburilor de fixare;

- brațul suport pentru împănarea inimii s-a luat de pe bacul înclinat și s-a atașat la bacul vertical, în acest mod s-a simplificat soluția constructivă, s-a redus lungimea brațului și momentul de solicitare a bacului;

- modul de prindere a capătului cablului ce iese din dispozitiv se face cu două cleme, care se sprijină pe cele două scuturi, soluție folosită la DLC-urile cu autostrângere pe două părți. Aceasta a simplificat soluția constructivă și realizează o strângere mult mai bună și mai sigură;

- utilizarea unui dispozitiv pentru tragerea capătului cablului independent de construcția dispozitivului. Aceasta a dus la simplificarea soluției constructive a dispozitivelor și la utilizarea aceluiași dispozitiv de tragere la mai multe DLC-uri de același tip;

- prevederea căptușelii de protecție, din aliaj antifricțiune, pe toată lungimea canalului inimii metalice și pe canalul bacului înclinat, acolo unde se face strângerea (strivirea) cablului așa cum este la DLC-urile cu autostrângere pe două părți;

- realizarea inimii metalice cu o singură rază de înfășurare a cablului pentru a simplifica procesul de prelucrare a canalului, iar păstrarea liniarității verticale a axei cablului cu axa bolțului pentru o gamă de diametru de cablu se realizează din grosimea riglelor de ghidare a inimii;

- indicarea gradului de strivire a cablului s-a realizat prin imprimarea cu dalta a celor trei poziții, pe inima metalică, în dreptul părții inferioare a opritorului și prin modul de vizualizare a suprapunerii decupării din opritor peste decuparea din inimă. Acestea avertizează mult mai bine și clar gradul de strivire a cablului în dispozitiv, față de marcarea pe o etichetă fixată pe scut și fără nici un semn pe inima metalică, cum a fost la dispozitivele relevante;

- îmbunătățirea soluției de fixare a bolțului față de scuturi, prin utilizarea fixării duble, la ambele capete, soluție utilizată la DLC-urile cu autostrângere pe două părți, atât împotriva rotirii cât și la deschiderea scuturilor, cu pană înclinată verticală.

- s-a îmbunătățit din punct de vedere tehnologic soluția de fixare a căptușelii de protecție pe inimă și pe bac, prin înlocuirea degajărilor de pe contur și a găurilor înclinate din canal cu găuri transversale pe canal;

- s-a unificat grosimea tablei pentru scuturi, astfel: 20 mm pentru DLC-1 și DLC-13; 28 mm pentru DLC-2 și DLC-16; 35 mm pentru DLC-3, DLC-30 și DLC-32.

### 3. Verificarea prin analiză numerică a dispozitivelor de legat cablu

Datorită coeficientului de siguranță mare ce trebuie aplicat acestor dispozitive este necesară o determinare cât mai precisă a tensiunilor din elementele acestora.

Pentru a putea realiza o analiză cu element finit a dispozitivului de legat cablu metalic, a fost necesară o modelare geometrică 3D a acestuia. Modelarea elementelor dispozitivului s-au realizat cu ajutorul soft-ului Solid Edge, iar analiza cu elemente finite s-a făcut cu soft-ul COSMOS Design STAR.

Analiza s-a efectuat doar la bolțul principal, care este elementul cel mai solicitat. În documentația de execuție a dispozitivelor, calcul de verificare a bolțului s-a realizat după Navier (încovoiere pură) pe un model de grindă simplu rezemată cu forță concentrată la mijlocul grinzii, iar lungimea acesteia fiind egală cu distanța dintre scuturi plus grosimea unui scut. Din condiția ca  $d/l \geq 1/4$  bolțul este solicitat la încovoiere simplă (Juravski) unde apare și tensiunea tangențială dată de forța tăietoare.

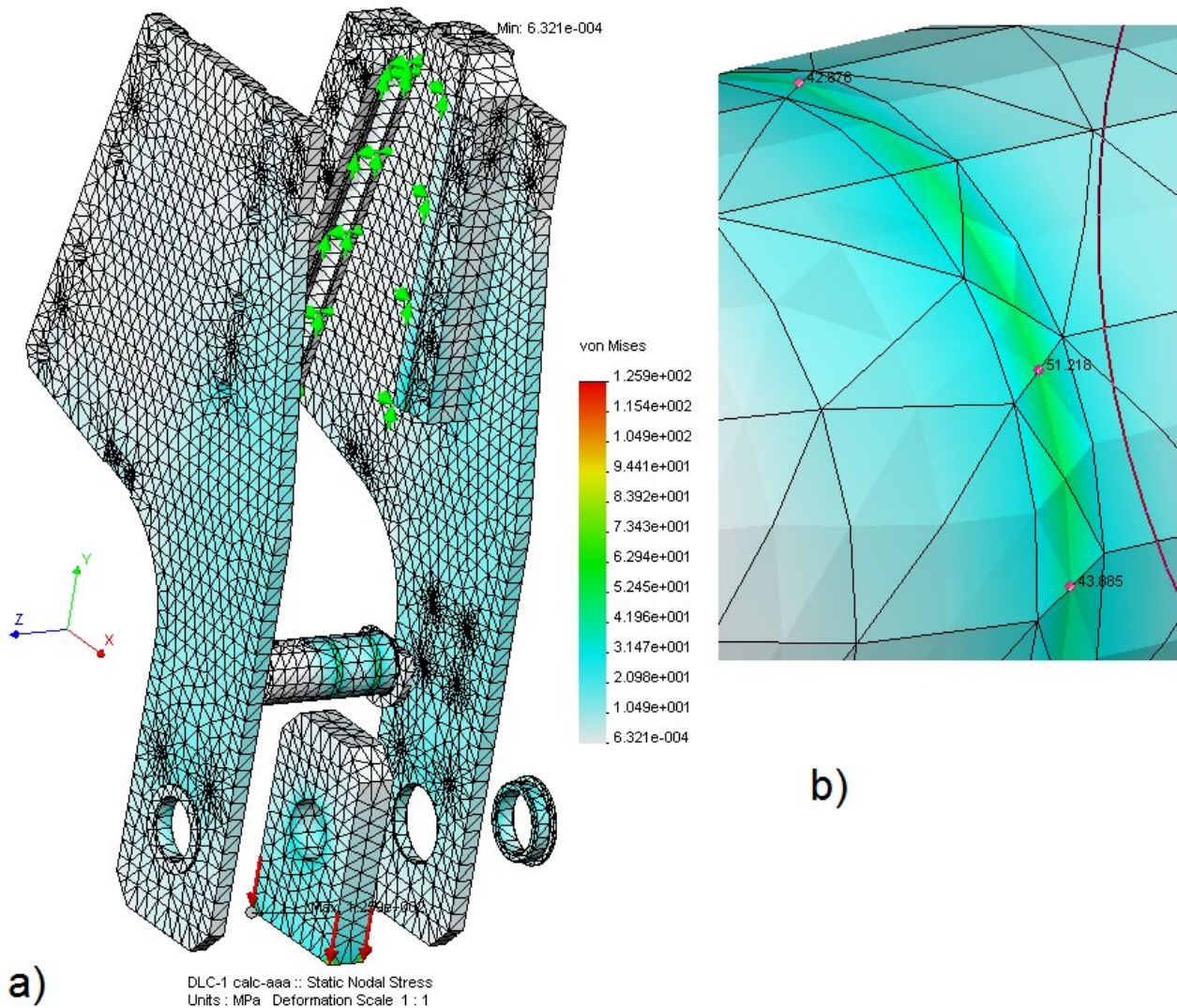
Aceasta se explică prin faptul că pentru calcul de dimensionare și verificare trebuia aplicată relația lui Juravski:

$$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \tag{1}$$

Pentru a verifica modul de comportare a dispozitivelor de legare a cablului DLC-1, DLC-2 și DLC-3 la solicitările statice maxime, s-a realizat modelarea geometrică a ansamblului format din scuturi, bacuri, bolț și tija vasului de extracție și examinarea cu metoda elementului finit. Modelul este fixat pe bacuri, iar sarcina este aplicată pe tija vasului de extracție.

În figura 5.a este prezentat modul de solicitare a dispozitivului DLC-1, se observă că tensiunile în scuturi, bacuri, bușe și tije nu depășesc valoarea de 35 MPa.

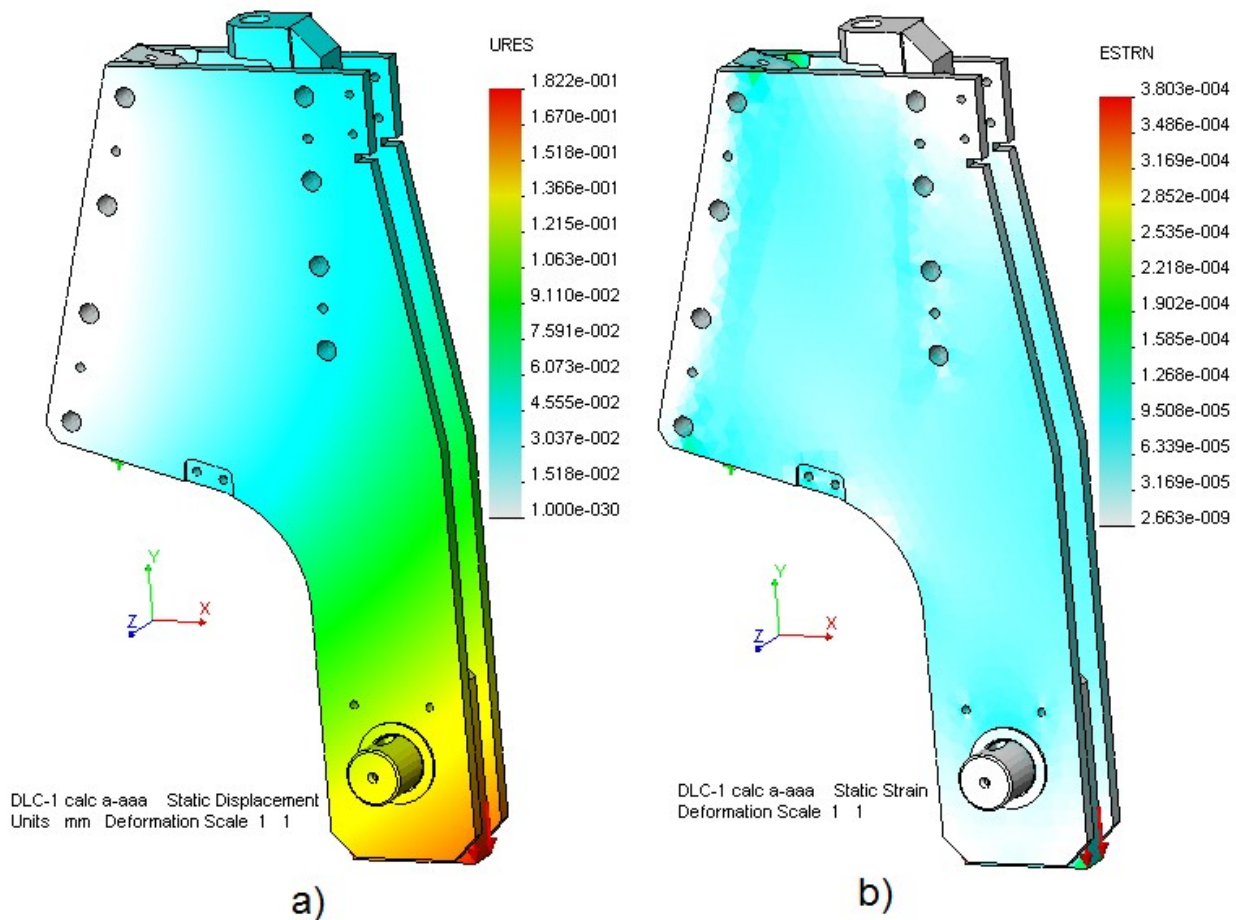
În figura 5.b este prezentat modul de solicitare a bolțului în zona dintre scut și tija vasului de extracție, unde domină solicitarea de forfecare, se observă că tensiunea maximă este de 51,218 MPa, mai mică decât valoarea determinată prin calcul analitic (61,209 MPa).



**Fig. 5. Tensiunea echivalentă în dispozitivul de legat cablu DLC-1**

În figurile 6.a și 6.b sunt prezentate analizele statice ale deplasărilor și alungirilor rezultante ale dispozitivului de legat cablu DLC-1.

Se observă că valorile obținute prin calcul analitic sunt mai mari, cu o abatere de 15%, datorită modelului de calcul abordat (grindă simplu rezemată cu forță concentrată la mijlocul grinzii).



**Fig. 6.** Analiza statică a deplasărilor și alungirilor rezultante ale dispozitivului DLC-1

În concluzie, se poate afirma că utilizarea soft-urilor CAD moderne asigură performanțe pentru ingineria mecanică interactivă, în cazul nostru a permis verificarea rapidă a bolțului și alegerea corespunzătoare a materialului. Pentru bolț se recomandă oțelul aliat 42MoCr11/STAS 791-88, care are rezistența la rupere  $R_m = 1100$  MPa, rezultând un coeficient de siguranță de 11,1.

#### 4. Concluzii

Utilizarea soft-urilor CAD moderne asigură un studiu constructiv și funcțional performant, care a permis adoptarea următoarelor aspecte tehnico-economice:

- simplificarea soluțiilor constructive din punct de vedere tehnologic;
- îmbunătățirea performanțelor tehnice ale dispozitivelor;
- micșorarea prețului de cost prin reducerea manoperei de realizare a acestora.

#### Bibliografie

1. Buzdugan, Gh., 1979, *Rezistența materialelor*, Editura Tehnică, București.
2. Mănescu, T. Șt., ș.a., 2005, *Analiză structurală prin metoda elementului finit*, Ed. Orizonturi Universitare, Timișoara.
3. Muscă, G., 2006, *Proiectarea asistată folosind Solid Edge*, Editura Junimea, Iași.
4. \* \* \* , 2006, *Execuția desenelor pentru piesele de schimb la vase de extracție (DLC, tije, arcuri, DEC și DLCLE)*, Contract 193ASL/2006, CNH Petroșani.

## STUDIUL ORGANELOR DE TĂIERE A COMBINELOR DE ABATAJ CU AJUTORUL SOFT-URILOR CAD

**Autori: Petru-Bogdan BORA <sup>1</sup>, Carmela AMBRUS (STANCI) <sup>2</sup>**

**Coordonator: Șef lucr.dr.ing. Gheorghe-Bogdan URDEA <sup>3</sup>**

<sup>1</sup> *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Mașini și Echipamente Miniere, anul 4*

<sup>2</sup> *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Instalații și Echipamente pentru Procese Mecanice, anul 2*

<sup>3</sup> *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi*

**Rezumat:** În condițiile crizei economice, a fondurilor de investiții reduse, se pune problema adaptării utilajelor existente pentru a realiza o creștere a productivității extragerii cărbunelui cu investiții minime și cu cheltuieli de exploatare și întreținere reduse în condiții de securitate și protecția muncii bune. La E.M. Lupeni în cadrul complexului mecanizat TAGOR 18/37 aflat în panoul 1, stratul 3, bloc IV, funcționează combina de abataj KSW-460NE, ce este echipată cu organe de tăiere cu diametrul la cuțite de 1800 mm și lățimea de 870 mm. Datorită condițiilor geologo-miniere ale stratului de cărbune exploatat, friabilitate mare, se impune reducerea diametrului și a lățimii organului de tăiere a combinei.

### **Cuvinte cheie:**

*Combină de abataj, organe de tăiere, modelare 3D*

### **1. Introducere**

În condițiile crizei economice, a fondurilor de investiții reduse, se pune problema adaptării utilajelor existente pentru a realiza o creștere a productivității extragerii cărbunelui cu investiții minime și cu cheltuieli de exploatare și întreținere reduse în condiții de securitate și protecția muncii bune. Pentru aceasta este necesară o cunoaștere bună a construcției și a caracteristicilor tehnice ale utilajelor ce echipează un abataj și modul de corelare a acestora cu metoda minieră și condițiile geologo-miniere specifice stratului exploatat.

La E.M. Lupeni în cadrul complexului mecanizat TAGOR 18/37 aflat în panoul 1, stratul 3, bloc IV, funcționează combina de abataj KSW-460NE, ce este echipată cu organe de tăiere cu diametrul la cuțite de 1800 mm și lățimea de 870 mm. Datorită condițiilor geologo-miniere ale stratului de cărbune exploatat, friabilitate mare, se impune reducerea diametrului și a lățimii organului de tăiere a combinei.

### **2. Construcția și funcționarea combinei de abataj KSW-460NE**

Combina cu acționare electrică a avansului, de tip KSW-460NE este o combină minieră cu două brațe care lucrează pe transportor în lungul abatajului.

Este destinată extracției în două sensuri și încărcării materialului extras în abatajele miniere cu înclinare transversală până la 25° în sus și până la 20° în jos și cu înclinare longitudinală până la 35°. Pentru tot intervalul de înclinări combina îndeplinește cerințele de stabilitate, atât în timpul opririi, cât și în timpul funcționării.

Realizarea deplasării combinei pe transportor este asigurată prin două sisteme de avans, fiecare din acestea fiind acționat de către un motor trifazat asincron. Motoarele sunt alimentate de la convertorul de frecvență de tensiune aflat în combină.

Combina este dotată cu un sistem de comandă și de diagnosticare a funcționării, comanda se poate realiza local, de la pupitre de comandă și de la ansamblul de acționare-comandă, sau prin teleghidare (prin radio).

În figura 1 este prezentată construcția și dimensiunile combinei KSW-460NE, care se compune din următoarele ansambluri principale: 1 - ansamblu de acționare și comandă ZNS-460NE; 2 - ansamblu de acționare-hidraulică ZNH-460NE; 3 - brațe înguste tip RW-200NEP cu elemente de îmbinare; 4 - organ de tăiere stâng; 5 - organ de tăiere drept; 6 - transmisie laterală stângă; 7 - transmisie laterală dreaptă; 8 - motoare hidraulice liniare pentru ridicarea brațelor; 9 - ansamblu de scuturi hidraulice.

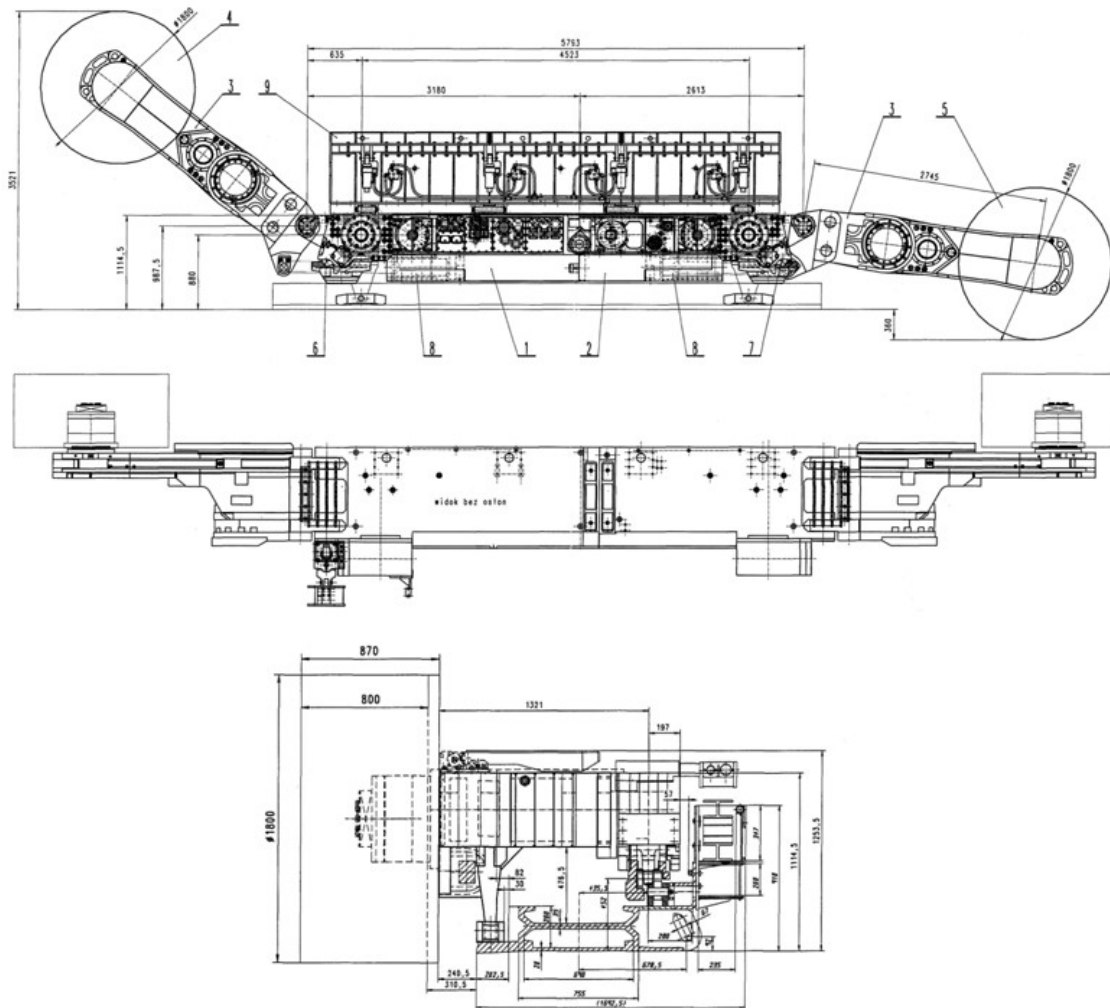


Fig. 1. Construcția și dimensiunile combinei KSW-460NE

## 2. Stabilirea parametrilor constructivi ai organelor de tăiere de Ø1200

Organele de tăiere cu diametrul de 1200 mm la vârful cuțitului, ce echipează combina de abataj 2K-52, sunt prezentate în figura 2. Acestea se găsesc la Exploatările Miniere din Valea Jiului cu diferite grade de uzură în funcție de durata de exploatare.

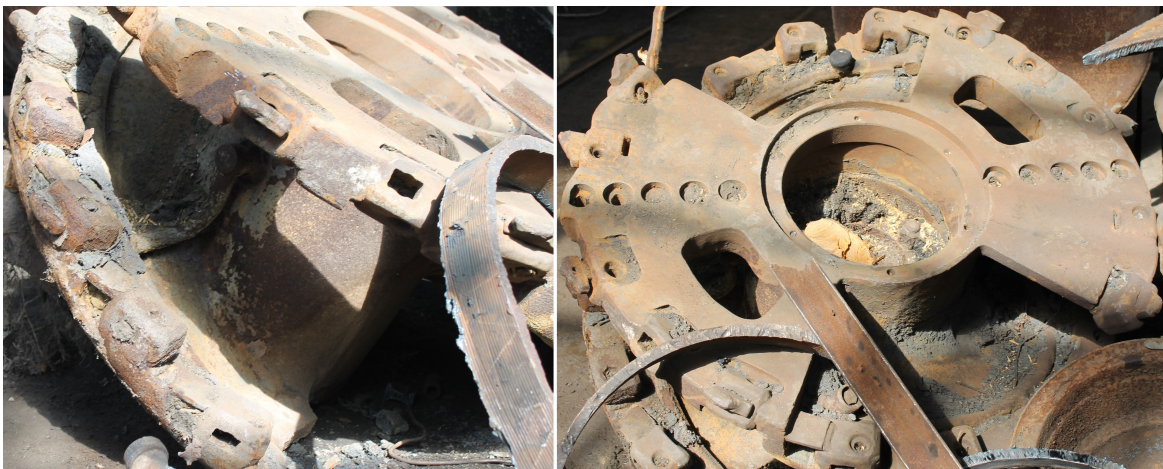


Fig. 2. Organe de tăiere Ø1200 mm pentru combina 2K-52

În urma relevării acestor organe de tăiere, cu melc dreapta, respectiv stânga, s-au stabilit parametrii constructivi principali ai acestora, ce sunt prezentați în tabelul 1.

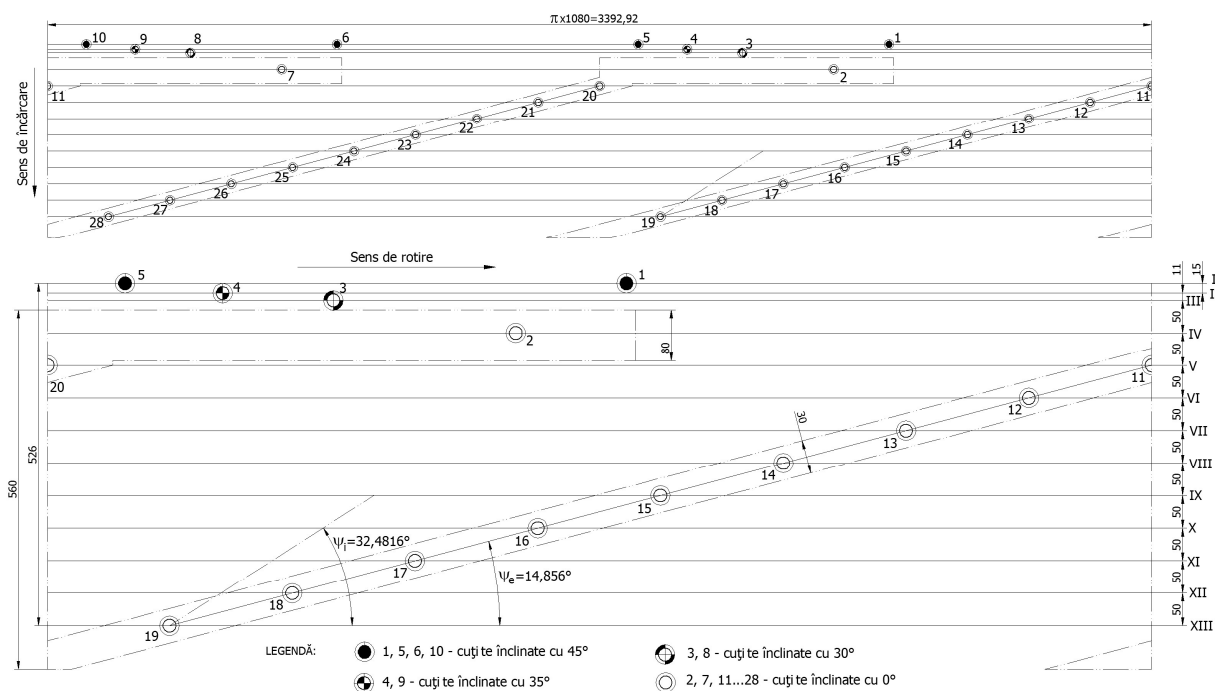
Utilizând datele din tabelul 1 s-a întocmit schema de amplasare a cuțitelor pe organul tăietor, ce este prezentată în figura 3.



**Tabelul 1. Parametrii constructivi ai organelor de tăiere ale combinei 2K-52**

Nr. crt.	Denumire parametru constructiv	Unit. de măsură	Valoare		Observații
			inițială	finală	
1.	Diametrul de tăiere	mm	1200	1200	
2.	Diametrul exterior al organului de tăiere	mm	1080	1080	
3.	Diametrul butucului	mm	450	630	
4.	Lungimea organului tăietor	mm	560	560	
5.	Pasul elicei	mm	900	900	
6.	Unghiul de înfășurare a elicei	grade	180+90	180+90	90 – partea frontală
7.	Ungh. de înclinare a elicei - pe exterior - pe interior	grade	14,856 32,4816	14,856 24,4526	
8.	Înălțimea elicei	mm	315	225	
9.	Numărul de elice ale tamburului-melc	buc.	2	2	
10.	Numărul de cuțițe pe o linie de tăiere	buc.	2	2	excepție linia de colț
11.	Numărul de cuțițe pe linia de colț	buc.	4	4	
12.	Distanța dintre liniile de tăiere	mm	50	50	excepție cele de colț
13.	Dist. dintre liniile de tăiere marginale	mm	11; 15	11; 15	ultimele 3 linii
14.	Numărul de linii de tăiere	buc.	13	13	
15.	Numărul de cuțițe așchietoare	buc.	28	28	
16.	Numărul de cuțițe frontale	buc.	10	10	
17.	Numărul de linii de tăiere frontale	buc.	10	10	
18.	Distanța dintre liniile de tăiere frontale	mm	32,5	32,5	

Se observă că pe linia de tăiere I se găsesc patru cuțițe CMR4, iar pe celelalte linii de tăiere II ... XIII se găsesc câte două cuțițe CMR4. Distanța între liniile I și II este de 15 mm, între liniile II și III este de 11 mm, iar între celelalte linii distanța este de 50 mm.



**Fig. 3. Schema de amplasare a cuțițelor pe organul de tăiere dreaptă**

Cuțițele de pe linia de tăiere I sunt înclinate spre front cu 45° față de direcția de avans a combinei, cuțițele de pe linia a II-a sunt înclinate la 35°, cuțițele de pe linia a III-a sunt înclinate la 30°, iar cuțițele de pe celelalte linii de tăiere IV ... XIII au înclinarea de 0°.

Pentru a pune în evidență modul de lucru al cuțițelor pe liniile marginale s-a prezentat în figura 4 schema de tăiere a cuțițelor de linie și frontale. În figura 4a este prezentată schema de tăiere când nu există viteză de avans, iar în figura 4b se prezintă forma așchiilor și a liniei de tăiere pentru o viteză a combinei de 1,9 m/min.

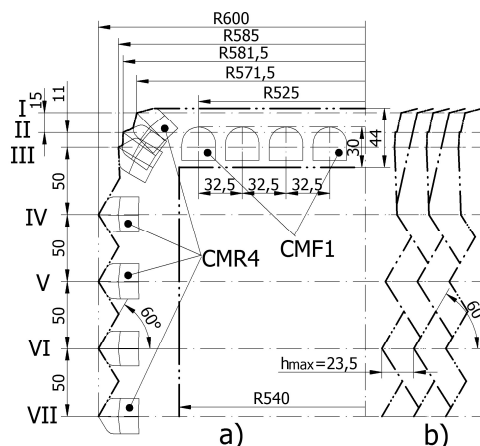


Fig. 4. Schema de tăiere

Pentru că raportul dintre numărul de elice/începuturi,  $i = 2$ , și numărul de cuțite pe linia de tăiere,  $c = 2$ , este un număr întreg și impar,  $i/c = 1$ , atunci forma secțiunii așchii este complexă, fără o stabilitate în ceea ce privește conturul de rupere. În acest caz cuțitul taie semiblocat, ceea ce conduce la creșterea forțelor de așchiere, la creșterea consumului specific de energie și la scăderea stabilității în lucru a combinei. Acest lucru se poate observa și în figura 4b unde forma secțiunii așchii este asimetrică față de linia de tăiere, ceea ce arată o încărcare neuniformă a cuțitului.

### 3. Adaptare a organelor de tăiere Ø1200 mm la combina KSW-460NE

Dimensiunile și forma constructivă a butucului organului de tăiere trebuie să fie adaptat la arborele de ieșire al brațului combinei RW-200NEP. În figura 5 este prezentată transmisia planetară finală a brațului cu arborele de ieșire cu cap pătratic, cu latura de 350 mm și lățimea de 80 mm, pentru montarea organului de tăiere prin 20 de șuruburi M24x130.



Fig. 5. Transmisia planetară finală a brațului cu arborele de ieșire cu cap pătratic pentru montarea organului de tăiere

Datorită creșterii diametrului exterior al butucului organului de tăiere, de la 450 mm la 630 mm, se reduce înălțimea elicei tamburului și se înrăutățește operația de încărcare a cărbunelui pe transportor.

De asemenea, prin reducerea diametrului la vârful cuțitelor a organului de tăiere, de la 1800 mm la 1200 mm, se micșorează viteza de așchiere și se mărește forța de așchiere pe cuțit de 1,5 ori.

În figura 6a este prezentată soluția constructivă a organului de tăiere de Ø1200 mm stânga echipat complet pentru a putea fi montat pe combina KSW-460NE, unde s-au notat: 1 - construcția metalică; 2 - cuțit radial CMR4; 3 - știft de blocare din cauciuc; 4 - cuțit frontal CMF1/CMF3; 5 - capac; 6 - șurub cu cap cilindric și locaș hexagonal M20x60; 7 - șurub cu cap cilindric și locaș hexagonal M24x130; 8 - găuri de Ø10 mm pentru ușurarea extragerii știftului de blocare.

Pe baza documentației de execuție întocmită au fost executate cele două organe de tăiere cu diametrul de tăiere de 1200 mm pentru combina KSW-460NE, care sunt prezentate în figura 6b.

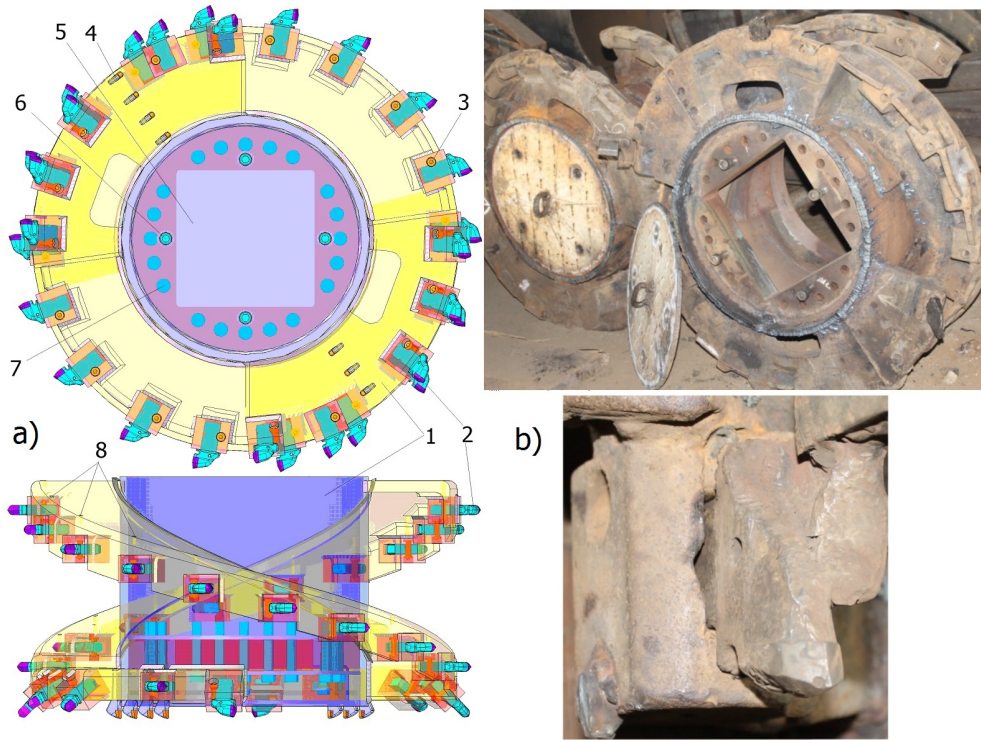


Fig. 6. Soluția constructivă 3D și execuția organului de tăiere  $\varnothing 1200$  mm

### Concluzii

Utilizarea organelor de tăiere cu diametrul de 1200 mm la vârful cuțitului, ce echipează combina de abataj 2K-52, ca element de bază în realizarea unor organe de tăiere cu diametrul de 1200 mm pentru combina KSW-460NE prezintă următoarele avantaje:

- au fost și sunt utilizate la tăierea huilei în exploatările miniere din Valea Jiului;
- diametrul organelor de tăiere se încadrează în plaja de diametre, 1000 - 1800 mm, dată de producătorul combinei;
- nu trebuie executate elice noi pentru tambur prin turnare sau în construcție metalică sudată;
- se pot aproviziona și echipa ușor noile organe de tăiere cu cuțite radiale CMR4;
- posibilitatea de realizare a construcției tamburelor de  $\varnothing 1200$  mm pentru combina KSW-460NE în atelierul mecanic al E.M. Lupeni;
- costul de execuție a noilor organe de tăiere este mic, între 20 - 30 % din valoarea unui tambur nou.

### Bibliografie

1. Kovacs, I., s.a. - *Regimul de lucru al combinelor miniere*, Editura Universitas, Petoșani 2000.
2. \* \* \* - *Cartea tehnică a combinei KSW-460NE*.
3. \* \* \* - *Studiului privind adaptarea unor tambure de  $\varnothing 1200$  mm la combina KSW-460NE*, CA 236/06.05.2014 emisă de E.M. Lupeni.

## MODERNIZAREA CUPELOR DE EXCAVATOR ESRC - 1400 CU AJUTORUL SOFT-URILOR CAD/CAE

**Autori:** Adrian COSTEA <sup>1</sup>, Liviu-Daniel BERNA <sup>2</sup>

**Coordonator:** Șef lucr.dr.ing. Bogdan-Zeno COZMA <sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Mașini și Echipamente Miniere, anul 3

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, specializarea: Instalații și Echipamente pentru Procese Mecanice, anul 2

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi

### Rezumat:

Creșterea eficienței mecanizării extragerii straturilor de lignit impune modernizarea utilajelor din dotarea tehnică a carierelor de lignit. Excavatorul cu rotor EsRc 1400-30/7-630 constituie utilajul de bază din dotarea carierelor de lignit de la noi din țară. În lucrare se realizează, cu ajutorul soft-urilor CAD/CAE, un studiu al formei și parametrilor geometrici a cupelor de excavator existente în exploatare și se propune o soluție nouă de cupă asimetrică.

### Cuvinte cheie:

excavator, soft-uri CAD/CAE

### 1. Introducere

Pe plan mondial se cunoaște că în condiții de carieră sunt cele mai diversificate tehnologii de excavare, transport și haldare sau depozitare, folosind utilaje cu acțiune discontinuă, până la cele mai moderne cu acțiune continuă în care intră excavatoarele cu rotor, transportoarele cu bandă, mașinile și instalațiile de haldat, respectiv de depozitat, etc.

Dintre toate componentele și mecanismele utilajelor aferente unui flux tehnologic de excavare, transport și haldare, cel mai solicitat este roata port-cupe a excavatoarelor.

Roata port-cupe execută operațiunea cea mai grea și de cea mai mare responsabilitate tehnică și financiară, performanțele ei regăsindu-se cu cea mai mare pondere în creșterea productivității muncii și reducerea costurilor specifice.

### 2. Analiza construcției cupelor

O analiză de ansamblu a formei și parametrilor geometrici ai cupelor excavatoarelor cu rotor din carierele de lignit, pun în evidență faptul că excavatoarele clasice toate sunt echipate cu cupe simetrice cu muchia tăietoare rotunjită. Rezultatele cercetărilor întreprinse la noi în țară și pe plan mondial au scos în evidență necesitatea ca în cel mai scurt timp echiparea excavatoarelor aflate în exploatare să se facă cu cupe asimetrice adecvate condițiilor locale. Astfel, pentru excavatoarele de tip EsRc 1400 în variantă modernizată se utilizează cupe poligonale asimetrice sau cupe trapezoidale simetrice.

Trecerea de la cupele simetrice cu muchia tăietoare rotunjită la cupele asimetrice poligonale se realizează prin valorificarea corpului de bază, 1, al cupei și înlocuirea corespunzătoare a muchiei tăietoare, 2, și a de prindere a dinților, 3, atât cu ocazia reparării cupelor, cât și în cazul realizării unor seturi de cupe noi, figura 1.

În figura 1a se prezintă cupa tăietoare simetrică clasică

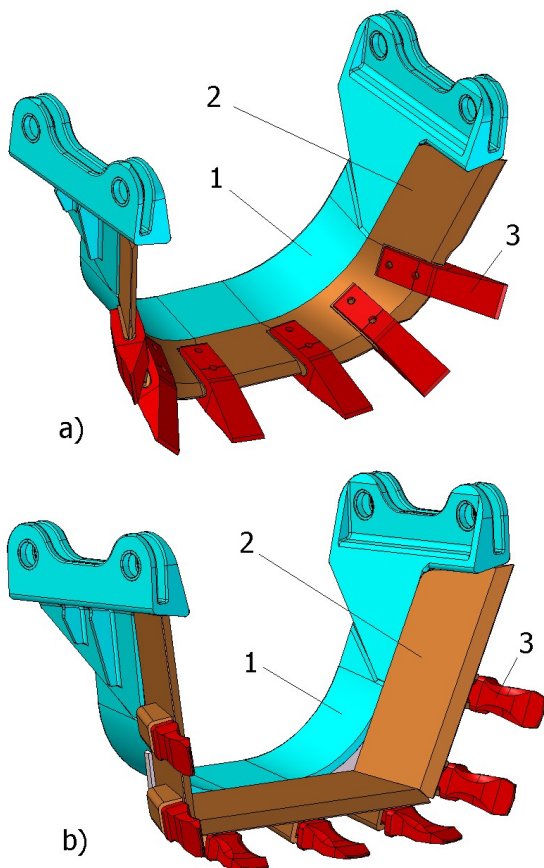


Fig.1. Tipuri de cupe de excavator

a excavatorul EsRc 1400·30/7·630, aceasta este echipată cu șase dinți care sunt fixați prin intermediul șuruburilor pe muchia tăietoare. Din punct de vedere al eficienței tehnico-economice, acest tip de cupă prezintă următoarele dezavantaje:

O varianta modernizată de cupă tăietoare este prezentată în figura 1b, cunoscută sub denumirea SIP, este o cupă simetrică, poligonală, la care muchia tăietoare, 2, în construcție sudată, este realizată din trei segmente. Cupa este echipată cu șapte dinți, 3, montați prin împănare în port-dinte. Față de construcția clasică prezintă următoarele avantaje: uzinarea ușoară și rapidă a muchiei tăietoare; durata redusă de schimbare a dinților uzați; îmbunătățirea geometriei așchietoare și a formei constructive a dinților.

### 3. Studiul procesului de dislocare

Procesul de dislocare a rocilor sterile sau a lignitului se dovedește avantajos atunci, când fiecare dinte de pe cupă și cupa în ansamblu este solicitată uniform, indiferent de faza de tăiere. Aceasta înseamnă că fiecare dinte să lucreze în aceleași condiții de așchiere, să aibă aceeași uzură, indiferent dacă pivotarea are loc de la stânga la dreapta sau de la dreapta la stânga.

Pentru a efectua un studiu a modului de dislocare a rocilor din masiv s-a conceput o metodologie, utilizabilă de

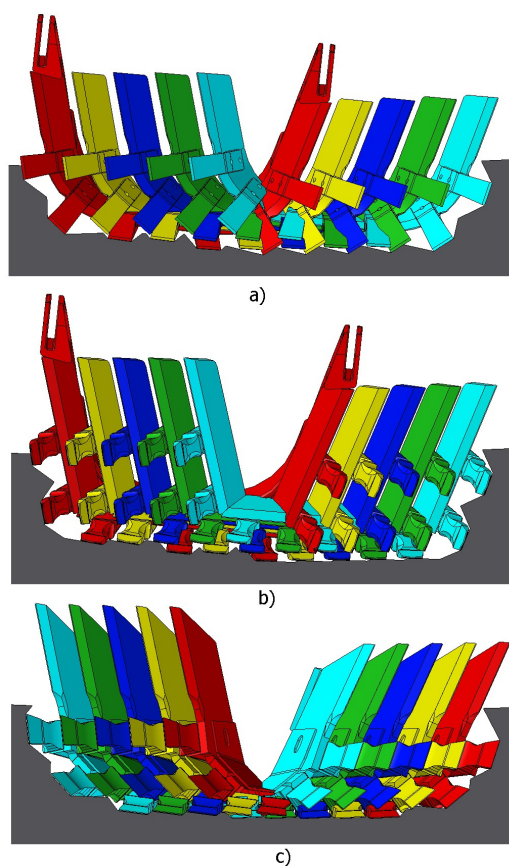


Fig. 2. Scheme desfășurate de tăiere a rocilor

altfel la orice mașină de dislocat roci, cea a schemelor desfășurate de tăiere. Prin această metodă se reconstituie de fapt pe cale grafică ceea ce se întâmplă la interacțiunea dintre mașină (în cazul de față rotorul excavatorului) și masiv într-un plan orizontal ce trece prin centrul de rotație al rotorului, în care așchia are grosimea maximă.

La întocmirea unei scheme desfășurate de tăiere se ține seama de parametrii constructivi ai cupelor și modul de așezare a dinților, de parametrii constructivi ai rotorului și modul de amplasare a cupelor pe rotor, de parametrii funcționali ai excavatorului, turația rotorului și viteza de pivotare a brațului, și de caracteristicile la tăiere a materialului dislocat, unghiul lateral  $\psi$  de rupere a așchiilor.

În cele ce urmează se va analiza procesul de dislocare a sterilului pentru o adâncime de 500 mm, un pas de pivotare între cupe de 148 mm și un unghi  $\psi = 45^\circ$ . Aceasta se realizează pentru trei tipuri constructive de cupe, figura 2, și anume: tăierea cu cupe clasice, figura 2a; tăierea cu cupe trapezoidale simetrice tip SIP, figura 2b; tăierea cu cupe poligonale asimetrice de pe excavatorul EsRc 1400 modernizat, figura 2c.

Pentru fiecare caz în parte s-a întocmit schema desfășurată de tăiere prin poziția a cinci cupe succesive ale rotorului în planul de lucru. În acest fel se poate studia modul de așchiere a fiecărui dinte atât la un sens de pivotare a brațului cât și în sens invers. Din schemele desfășurate rezultă, la cupa clasică, figura 2a, că la pivotarea spre dreapta a brațului sunt în așchiere patru dinți, iar la pivotarea spre stânga doar doi dinți, rezultând o încărcare neuniformă a cupei și o suprafață cu denivelări a frontului, respectiv o încărcare neuniformă a rotorului pentru cele două pivotări.

La cupa SIP, figura 2b, la pivotarea spre dreapta a brațului sunt în așchiere cinci dinți, iar la pivotarea spre stânga doar trei dinți, rezultând o încărcare neuniformă a cupei, mai ales dintele din mijlocul segmentului central al muchiei tăietoare a cupei, respectiv o încărcare neuniformă a rotorului pentru cele două pivotări.

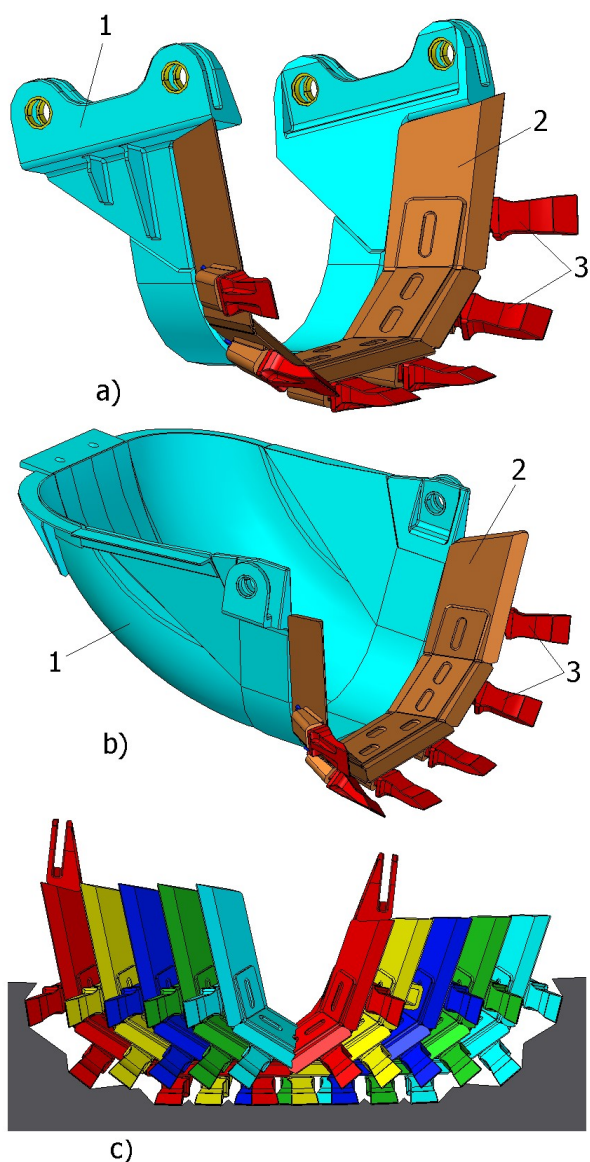
La cupa asimetrică, figura 2c, sunt în așchiere patru dinți, atât la pivotare spre dreapta cât și la pivotare spre stânga, rezultând o încărcare uniformă a cupei și o suprafață netedă a frontului, respectiv o încărcare uniformă a rotorului pentru cele două pivotări.

Încărcarea neuniformă a cupelor simetrice pentru cele două pivotări se datorează poziționării înclinate cu  $6^\circ$  a planului de simetrie a rotorului față de axa brațului de pivotare. Aceasta constituie dezavantaje evidente ca regim de funcționare a dinților, cupei și rotorului, dar și a sistemului de acționare a rotorului, împreună cu sistemul de pivotare a excavatorului.

Această neuniformitate de lucru a cupelor este anulată prin realizarea asimetrică a cupelor.

### 4. Cupe de excavator modernizate

Cupele asimetrice modernizate, care fac obiectul prezentei lucrării, s-au realizat prin păstrarea corpului cupei, 1, și schimbarea muchiei tăietoare, 2, a formei geometrice a dinților, 3, și modul de amplasare a acestora pe muchia tăietoare, figura 3.



**Fig. 3.** Cupe asimetrice modernizate cu schema desfășurată de tăiere

HRC.

În figura 3c este prezentată schema desfășurată de tăiere a rocilor, pentru aceleași condiții de lucru ale excavatorului ca și în cazurile anterioare. Se remarcă față de cazurile analizate anterior un mod de comportare mult mai avantajos, astfel:

- la fiecare sens de pivotare lucrează toți dinții de pe acea parte a cupei;
- în ambele sensuri de pivotare geometria secțiunii transversale a așchiilor pentru același dinte este la fel, ceea ce face să nu existe diferențe majore de solicitare și de uzare a dinților de pe ambele părți ale muchiei tăietoare ale cupei;
- uzura uniformă a dinților duce la schimbarea tuturor dinților la o singură oprire ceea ce reduce durata de staționare a excavatorului;
- regimul de funcționare al excavatorului este același indiferent de sensul de pivotare al rotorului;
- se realizează o solicitare uniformă a motoarelor de acționare, a sistemului mecanic de transmitere a mișcărilor (de rotație și de pivotare), cât și un consum specific de energie la tăiere uniform;
- se reduce consumul de dinți și de muchii tăietoare;
- se îmbunătățește stabilitatea excavatorului în front;
- se îmbunătățesc parametrii de excavare;
- se reduc cheltuielile de exploatare a excavatoarelor și se îmbunătățește gradul lor de utilizare.

Muchia tăietoare (cuțitul) este o construcție formată din cinci segmente de dimensiuni inegale, sudate între ele sub diferite unghiuri pentru a asigura asimetria necesară cupei. Segmentele sunt rigidizate suplimentar printr-o placă de rigidizare amplasată pe partea interioară a cupei. Placa de rigidizare se folosește ca șablon pentru poziționarea celor cinci segmente ale cuțitului și este sudată pe acesta după conturul exterior și după conturul interior al degajărilor practice în acest scop.

Pe segmentele muchiei tăietoare sunt sudate sub diferite înclinări și la distanțe bine calculate port-cuțitele pentru poziționarea și fixarea dinților cupei.

Segmentele muchiei tăietoare sunt realizate din tablă cu grosimea de 40 mm, oțel marca OL 52.3K. Partea frontală a muchiei tăietoare active este teșită la  $40^\circ$  pe o distanță de 40 mm.

Construcția cupei tăietoare – încărcătoare, figura 3b, la nivelul muchiei tăietoare este identică cu aceea a cupei tăietoare, figura 3a, diferența esențială dintre ele fiind cupa propriu zisă care asigură încărcarea materialului derocat.

La execuția construcției de ansamblu a cupelor trebuie respectate o serie de condiții tehnice, dintre care cele mai importante sunt:

- debitarea tablelor pentru execuția muchiei tăietoare se realizează cu flacăra oxiacetilenică, iar prelucrarea se realizează prin frezare sau rabotare pentru a avea o precizie cât mai bună la asamblare;
- toleranțele generale privind prelucrările prin așchiere trebuie să corespundă mk ISO 2768;
- asamblarea prin sudare se face în ordinea notării pe documentația de execuție, figura 4, cu respectarea toleranțelor pentru poziționare;
- sudura se recomandă să fie realizată în mediu cu gaze protectoare ( $\text{CO}_2/\text{Ar}$ ) cu sârmă G3Si1 SR EN 440:94;
- partea din față a muchiei tăietoare se încarcă prin sudare cu electrod EI 450 H (EH3 C040 450 B 0/STAS 1125/6), produs de DUCTIL Buzău, prin sudare în rețea rombică cu vârful spre muchia cuțitului, având înălțimea cordonului de 3 mm și distanța între cordoane de 10 mm, duritatea metalului depus fiind de 45 – 50

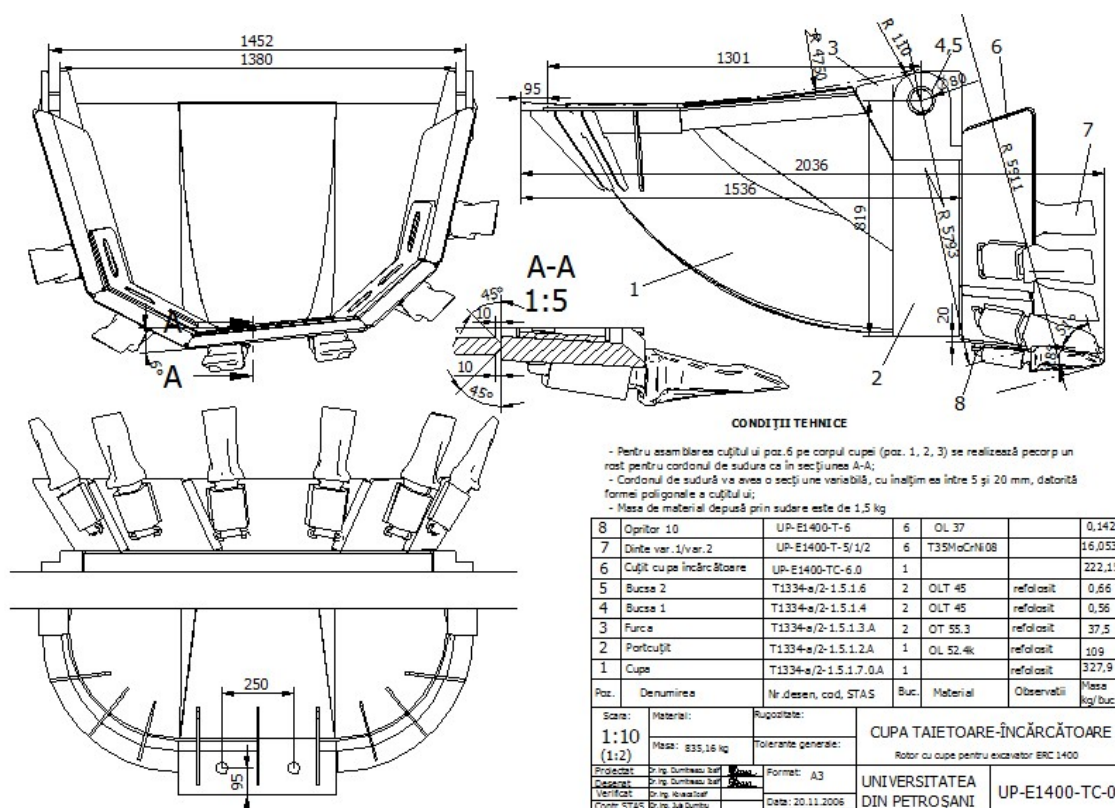


Fig. 4. Documentația de execuție a cupei tăietoare-încărcătoare

## 5. Concluzii:

În consens cu tendința existentă pe plan mondial și a cercetărilor efectuate în domeniu la noi în țară, de utilizare în viitor pe excavatoare doar a cupelor asimetrice și a faptului că majoritatea excavatoarelor lucrează cu cupe simetrice, fie de formă poligonală sau rotundă, a impus conceperea și proiectarea unei cupe asimetrice pentru excavatoarele cu rotor nemodernizat EsRc 1400-30/7-630.

Cupele asimetrice concepute au parametrii în concordanță cu parametrii rotorului clasic și țin seama de rezultatele cercetărilor întreprinse în domeniul dislocării lignitului și rocilor sterile cu ajutorul dinților de excavator.

Din rațiuni de reducere a cheltuielilor și simplificarea fabricării cupelor, s-a proiectat doar muchia tăietoare pentru cupă asimetrică, atât la cupa tăietoare-încărcătoare, cât și la cupa tăietoare, iar restul construcției este reutilizată de la cupele simetrice clasice.

Analiza efectuată a procesului de dislocare prin metoda schemelor desfășurate de tăiere, pune în evidență avantajele dinților și cupei propuse, respectiv a amplasării dinților pe cupă, față de soluțiile existente în prezent, ceea ce dovedește încă o dată că este necesară adoptarea soluției propuse pentru toate excavatoarele nemodernizate ce se află în carierele lignit.

## Bibliografie

1. Kovacs, I., Jula, D., Dumitrescu, I., ș.a. (2003) - *Studiul comportării la tăiere mecanică a rocilor sterile din descoperita stratelor de lignit și a lignitului în carierele aparținând CNL Oltenia în vederea creșterii performanțelor tehnice și economice a extragerii cu ajutorul excavatoarelor cu rotor*, Contract nr. 6/2002 cu CNLO Târgu-Jiu.
2. Nan, M.S., Dumitrescu, I., Jula, D., ș.a. (2007) - *Cercetări teoretice și experimentale privind creșterea gradului de utilizare a utilajelor de excavare din carierele de lignit aparținând S.C. Complexul Energetic Turceni*, Contract nr. 1/2006 cu S.C. Complexul Energetic Turceni.
3. Sümegi, I. (2002) - *Külfejtési marótárcoás kotrógépek jövesztő szerkezetének elméleti vizsgálata és fejlesztése*. Doktori értekezés, Universitatea din Miskolc.
4. \* \* \* - *Documentația tehnică a excavatorului EsRc 1400-30/7-630*.
5. \* \* \* - *Solid Edge Software v.19*, Academic license ADA Computers București

## ANALIZA OPTIMIZĂRII FLUXULUI DE TRAFIC ÎNTR-O INTERSECȚIE CU SENS GIRATORIU

**Autori:** Denis TODERITĂ<sup>1</sup>, Cătălin Ioan TIMIȘ<sup>2</sup>  
[dgabi2001@yahoo.com](mailto:dgabi2001@yahoo.com)

**Coordonator:** Dr.ing./Conferențiar universitar Gabriel DIMIRACHE<sup>3</sup>

<sup>1</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea I.M.E., Ingineria transporturilor și a traficului: , anul I

<sup>2</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea I.M.E., Ingineria transporturilor și a traficului: , anul II

<sup>3</sup> Universitatea din Petroșani, Facultatea I.M.E., Departamentul:I.M.I.T.

### Rezumat

Scopul acestei lucrări este de a analiza în amănunt condițiile de trafic pe Șoseaua București (Municipiul Baia Mare) și descoperirea unor soluții optime de combatere a aglomerației rutiere. Au fost planificate activități privind culegerea datelor de trafic din intersecție și depistarea problemelor.

### Cuvinte cheie

*Trafic rutier, intersecție, sens giratoriu, optimizare*

### 1. Introducere

Municipiul Baia Mare este în plină dezvoltare economică, ceea ce duce la dezvoltarea transporturilor și automat la apariția congestiei.

Acest lucru se poate observa în orele de vârf, în zonele centrale precum și în zonele de intrare/ieșire ale orașului.

Una dintre arterele principale ale orașului - șoseaua București, șosea ce face legătura între zona centrală și zona industrială de vest este foarte aglomerată mai ales la orele de vârf. Aglomerația în trafic din această zonă se formează din următoarele motive:

- este o cale de intrare/ieșire în/din oraș;
- prezintă o zonă cu interes economic.

Cu toate că de-a lungul timpului s-au adus îmbunătățiri în ceea ce privește structura, pot fi observate și astăzi, cozi de așteptare în orele de vârf și nu numai. Aceste cozi de așteptare se formează în special dimineața, când majoritatea locuitorilor orașului merg către locul de muncă, respectiv către unitățile de școlarizare și după-amiază la terminarea programului.

Scopul acestei lucrări este de a analiza în amănunt condițiile de trafic pe Șoseaua București (Municipiul Baia Mare) și descoperirea unor soluții optime de combatere a aglomerației rutiere. Au fost planificate activități privind culegerea datelor de trafic din intersecție și depistarea problemelor. Șoseaua București(Municipiul Baia Mare), figura 1, este formată din 4 intersecții de tip giratoriu, dar una dintre ele ridică probleme deosebite, cea ce cuprinde străzile București – Morilor-Turismului.

### 2. Colectarea fluxului de trafic din intersecție

Pentru colectarea datelor au fost formate mai multe echipe de observatori, în zile diferite, pentru a cuprinde toate variațiile fluxului de trafic. Durata colectării datelor a fost realizată într-un interval de o lună, de trei ori pe săptămână, a câte 15 minute pe fiecare braț al intersecției.

La colectarea datelor s-a ținut cont de:

- geometria intersecției și a amenajărilor rutiere (insule de dirijare și separare a traficului, treceri de pietoni, parcări existente, piste de biciclisti);
- numărul de autovehicule de pe fiecare bandă;
- traficul pietonal;
- frecvența mijloacelor de transport în comun;
- lungimea cozilor de așteptare;

În urma colectării datelor au rezultat valorile prezentate în tabelul 1.



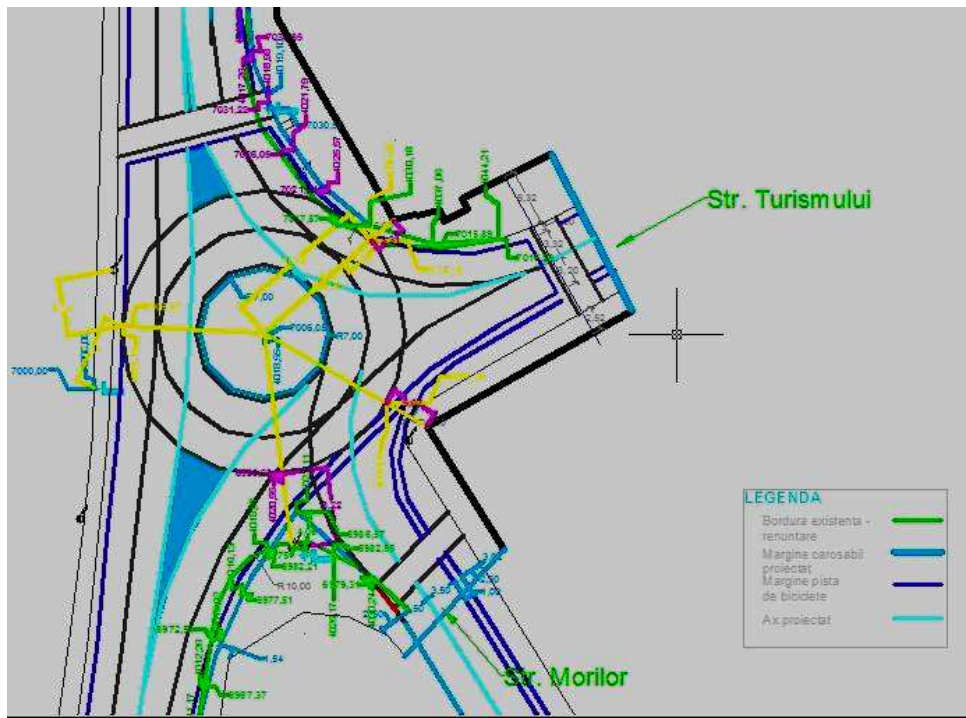


Fig. 1 Sensul giratoriu Sos. București – Morilor-Turismului

Tabelul 1 (Colectarea datelor din sensul giratoriu).

Artera	1. București urcare		2. Turismului		3. Morilor			4. București coborâre	
	←	↑	←	→	←	↑	→	↑	→
Sensul de deplasare									
Ora 7.30-7.45	43	206	65	73	46	59	3	209	88
Ora 7.45-8	67	273	92	102	79	74	7	336	121
Ora 8-8.15	38	169	51	67	39	44	6	172	71
Ora 8.15-8.30	22	102	42	33	30	26	4	103	40
Nr. Autobuze(#/h)	-	16	-	-	-	-	-	16	-
Conflicte cu pietonii(#/h)	72	72	53	53	64	64	64	72	72
Conflicte cu biciclistii(#/h)					8	8	8		
Total vehicule etalon	170	806	250	275	201	207	24	876	320

Înainte de a realiza modelul de simulare a traficului din intersecție s-au verificat datele culese, pentru a nu apărea erori aberante și sistematice, care să conducă la interpretări greșite ale condițiilor de trafic. Pentru modelarea și simularea fluxului de trafic s-a utilizat produsul software Synchro Studio 8 (figura 2) [3] unde, au fost introduse toate datele colectate, în prealabil transformate din vehicule fizice în vehicule etalon, conform ecuației 1, [2].

$$N_{echiv} = N_1 \times C_1 + \dots + N_i \times C_i = \sum_1^i N_i \times C_i \quad (1)$$

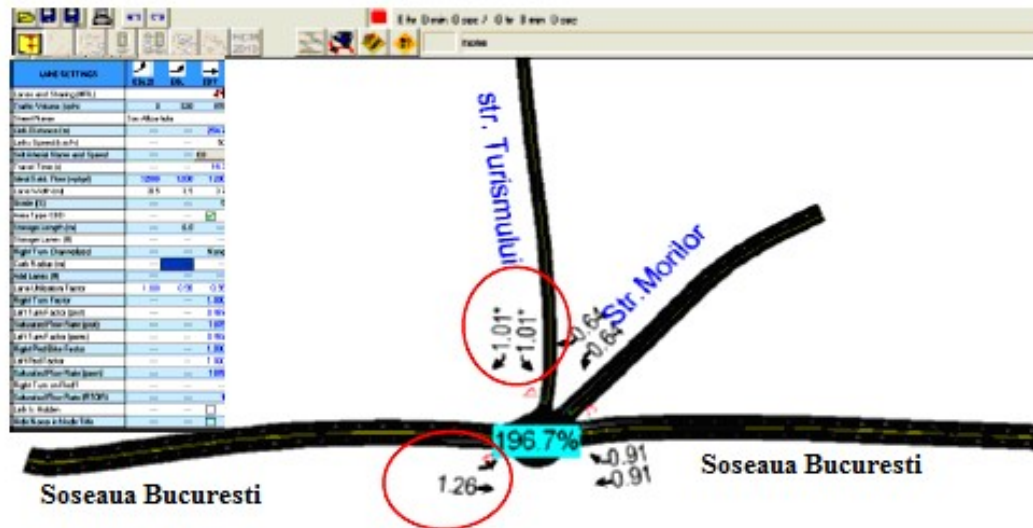


Fig. 2 Sensul giratoriu București – Morilor – Turismului

### 3. Metode de decongestionare a traficului în intersecție

În urma simulării traficului din intersecție cu programul SimTraffic au rezultat întârzieri (de 288,1 sec) și cozi de așteptare foarte mari, ceea ce duce la crearea ambuteiajelor în trafic. Măsurile ce pot fi luate în acest caz privesc elementele de geometrie și/sau semaforizare.



Fig. 3 Cozile de așteptare și întârzierile

Ca soluție de îmbunătățire a intersecției se propune montarea a 4 senzori în covorul asfaltic și a două semafoare controlate printr-un microcontroller.

Doi dintre senzori sunt montați pe brațul str. Morilor, primul fiind introdus în covorul asfaltic la 5 m de intersecție, iar cel de al-doilea la 15 m de intersecție.

Ca principiu de funcționare, la detectarea staționării autovehiculului, senzorul 2 trimite un semnal către semaforul 1 montat pe brațul București (către Turnișor), iar acesta trece pe culoarea roșie timp de 30 de secunde. Ceilalți doi senzori vor fi montați pe brațul str. Turismului, sub aceeași formă ca și cei de pe str. Morilor. În momentul în care senzorul 2 de pe brațul Turismului detectează staționarea autovehiculelor, acesta trimite un semnal semaforului 2 de pe brațul Morilor pentru a înjumătății timpul de trecere al autovehiculelor de pe strada Morilor.

Tot pe brațul Turismului se propune și modificarea geometriei intersecției prin introducerea a 2 benzi de circulație pentru direcția de mers către Piața Centrală (figura 4).

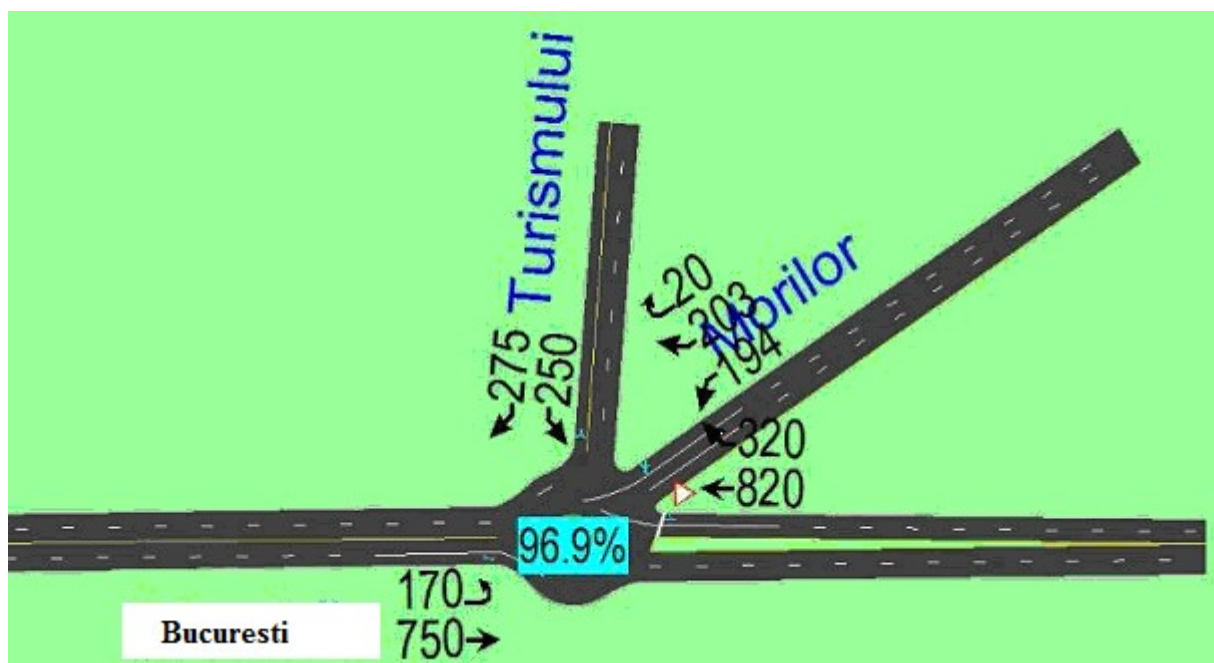


Fig. 4 Sensul giratoriu București – Morilor – Turismului soluția propusă

În urma implementării soluției de optimizare în programul Syncho, raportul debit/capacitate a devenit subunitar, iar timpul de întârziere la nivel de intersecție a scăzut cu 28,49 % ajungând la 206 sec., ceea ce înseamnă că, traficul se desfășoară în parametrii normali. Chiar și viteza medie de circulație pe fiecare bandă a crescut cu 15 % așa cum se observă în figura de mai jos.

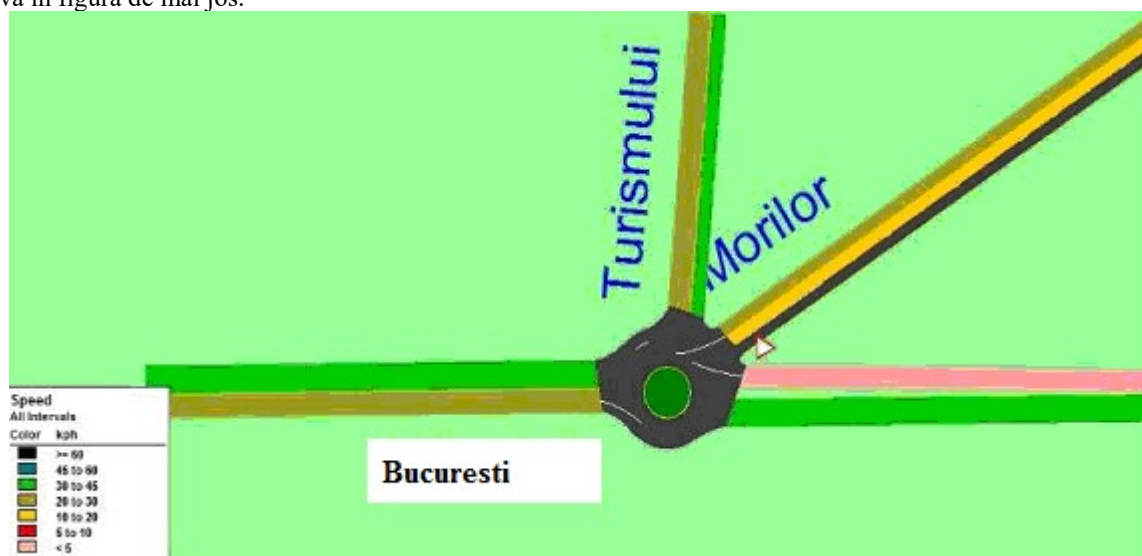


Fig 5 Sensul giratoriu București – Morilor – Turismului – viteza de deplasare

#### 4. Concluzii

- Prin implementarea soluției propuse reușim să analizăm situația traficului și să oferim feedback conducătorilor auto în timp real. Mai mult, cu ajutorul software-ului instalat în cadrul microcontroller-ului vom putea comanda fazele întregii intersecții, în funcție de numărul de vehicule care trec prin raza de acțiune a senzorilor, reușind să intervenim la timp pentru prevenirea formării cozilor de așteptare.
- Sistemul propus este capabil să determine prezența vehiculelor și viteza acestora. Acest sistem poate fi utilizat și în alte scopuri, spre exemplu, pentru culegerea datelor în vederea realizării rapoartelor statistice referitoare la numărul de vehicule și componența fluxului de trafic pentru viitoare optimizări ale traficului.
- De asemenea, poate fi utilizat cu ușurință ca și detector pentru viteza autovehiculelor dacă îi este instalată, ca accesoriu, o cameră de filmat pentru identificarea vehiculelor după numărul matricol.

#### Bibliografie:

- [1] Akcelik, R., Capacity and performance analysis of round about metering signals, Australia, 2005.
- [2] Florea, D., Cofaru, C., Soica, A., Managementul traficului rutier. Editura Universității Transilvania Brașov, 2000.
- [3] \* \* \* www.trafficware.com, Guide Syncho Studio.

## REPERE GENERALE PRIVIND STRUCTURA, FUNCȚIONAREA ȘI CALCULUL SISTEMELOR DE FRÂNARE PNEUMATICE FERROVIARE

**Autori:** Adriana-Iuliana COTEA<sup>1</sup>, Emilian-Ionuț CIULAVU<sup>2</sup>  
[adinaadriana32@yahoo.com](mailto:adinaadriana32@yahoo.com)

**Coordonator:** Dr.ing/Conferențiar universitar **Sorin VĂTAVU**<sup>3</sup>

<sup>1</sup> *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Ingineria transporturilor și a traficului, anul IV*

<sup>2</sup> *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Ingineria transporturilor și a traficului, anul IV*

<sup>3</sup> *Universitatea din Petroșani, Facultatea de Inginerie Mecanică și Electrică, Departamentul de Inginerie Mecanică, Industrială și Transporturi*

### Rezumat

Un tren este format din mai multe vehicule pe șine conectate între ele, capabile să transporte marfă sau călători pe o rută prestabilită; calea pe care merg trenurile poate fi o șină convențională, dar poate fi și monoșină sau maglev, iar propulsia este în general realizată de o locomotivă.

Procedura de frânare a unui tren de călători sau de marfă în condiții de siguranță a transportului pe calea ferată reprezintă un proces complex, prin această acțiune consumându-se în mod controlat și comandat energia cinetică a trenului și, eventual, cea potențială în cazul circulației pe pante, în scopul reducerii vitezei sau pentru oprirea la punct fix.

Există mai multe categorii de instalații înglobate în sistemele de frânare specifice transportului feroviar, cele de natură pneumatică regăsindu-se pe toate trenurile ce fac parte din categoria celor care se deplasează pe șinele convenționale.

### Cuvinte cheie

*Transport feroviar, frâne pneumatice*

### 1. Introducere

Orice activitate economică sau socială nu se poate desfășura fără implicarea într-o măsură mai mare sau mai mică a activității de transport. Astfel, putem spune că transporturile, dimensionate în spațiu și timp, sunt indispensabile omului, eliminarea lor determinând imobilizarea întregii vieți social-economice.

Transportul feroviar, concurat de celelalte sisteme de transport (naval, rutier și aerian), și-a păstrat importanța în mai multe țări datorită unor avantaje deosebite, dintre care sunt menționate: capacitate mare de transport, continuitate, viteză, siguranță. Din punct de vedere al volumului de mărfuri transportate pe glob, transportul feroviar ocupă locul doi în traficul mondial.

Transportul feroviar este o modalitate eficientă și economică din punct de vedere energetic de transport terestru cu mijloace mecanizate. Calea ferată asigură o cale de rulare foarte dură și în același timp netedă, pe care roțile trenului pot rula cu minimum de frecare. Comparativ cu alte modalități de transport terestru, unui tren îi este necesară cu 50 – 70 % mai puțină energie pentru a transporta o tonă de marfă (ori a unui număr dat de pasageri) decât mijloacelor de transport rutier, un vagon obișnuit putând transporta până la 125 tone de încărcătură. Un alt avantaj față de transportul rutier: calea ferată distribuie greutatea trenului uniform pe calea de rulare, fapt ce duce la posibilitatea de a încărca greutatea substanțial mai mari pe axe.

Un tren este format din mai multe vehicule pe șine conectate între ele, capabile să transporte marfă sau călători pe o rută prestabilită. Calea pe care merg trenurile poate fi o șină convențională, dar poate fi și monoșină sau maglev, iar propulsia este în general realizată de o locomotivă. În urma inventării sistemului de circulație cu ghidare pe șină și datorită creșterii vitezei de circulație, s-a acordat o atenție deosebită procesului de frânare-oprire a trenurilor.

Trenurile sunt de mai multe feluri, fiecare conceput pentru un scop diferit: de marfă și de pasageri. Ele sunt numite după locomotivă, principalele tipuri fiind: trenuri cu aburi, trenuri diesel, trenuri electrice și cu levitație magnetică (Maglev).

Procedura de frânare a unui tren de călători sau de marfă, în condiții de siguranță a transportului pe calea ferată, reprezintă un proces complex. Complexitatea acestuia este dată de faptul că pe durata frânării au loc o serie de fenomene de natură diferită: mecanică, termică, pneumatică, electrică etc., ale căror efecte acționează în diferite puncte ale vehiculului și trenului, având intensități diferite, toate interconținându-se în mod favorabil pentru a asigura o frânare eficientă, corectă și sigură.

Prin acțiunea de frânare se consumă în mod controlat și comandat energia cinetică a trenului și, eventual, cea potențială în cazul circulației pe pante, în scopul reducerii vitezei sau pentru oprirea la punct fix, iar pe măsura sporirii vitezelor de circulație și a tonajelor trenurilor, cresc și cerințele impuse sistemelor de frânare care echipează vehiculele de cale ferată.

Odată cu trecerea timpului pentru vehiculele feroviare s-au dezvoltat diverse sisteme de frânare, a căror construcție, proiectare și funcționare depind de numeroși factori precum viteza de circulație, sarcina pe osie, tipul și particularitățile constructive și tehnice ale vehiculelor, condițiile de circulație etc., fiind necesară totodată respectarea reglementărilor internaționale din domeniu. Sistemele de frânare, atât cele de bază cât și cele suplimentare, asigură funcționarea optimă ce permite maximizarea capacității de frânare a trenului.

## 2. Scop

Lucrarea prezintă repere principale legate de structura și funcționarea sistemelor de frânare pneumatice specifice transportului feroviar, câteva elemente pentru calculul acestora și estimarea parametrilor de funcționare.

## 3. Repere generale asupra sistemelor de acționare pneumatice

Sistemul de acționare pneumatică- SAP este compus din două componente principale [3]:

- transmisia, care încorporează mașinile pneumatice și
- un ansamblu de elemente cu funcții de comandă, reglare și auxiliare ce asigură prin intermediul motoarelor pneumatice obținerea parametrilor necesari la organul de lucru.

În fig. 1 este prezentată schema de principiu a SAP, cu următoarele componente:

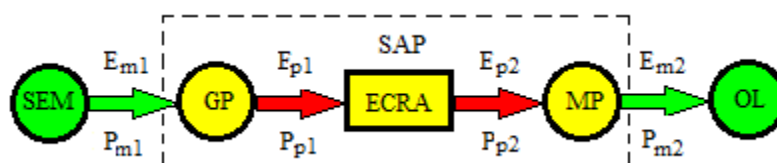


Fig. 1. Schema de principiu a SAP:

*SEM – sursa de energie mecanică: motoare electrice, motoare termice, OL – organ de lucru, SAP – sistemul de acționare pneumatică, GP – generatorul de energie pneumatică, MP – motorul pneumatic,  $P_m$  – putere mecanică,  $P_p$  – putere pneumatică,  $E_m$  – energie mecanică,  $E_p$  – energie pneumatică, ECRA – elemente de comandă, reglare și auxiliare: EC – elemente de comandă: asigură regimul de funcționare dorit al MP, în această categorie intră distribuitorii și gama supapelor de sens unic și deblocabile, ER – elemente de reglare: asigură prin reglarea energiei pneumatice alimentarea corespunzătoare a MP astfel încât acesta să pună la dispoziția organului de lucru energia mecanică necesară: prin reglările debitului  $Q$  se reglează viteza de mișcare a organului de lucru, iar prin reglarea presiunii  $p$  se reglează eforturile la OL; în cadrul acestora intră supapele de presiune și aparatul pentru reglarea debitului (drosele), EA – elementele auxiliare; încorporează gama elementelor din instalație ce nu au funcții de comandă și reglare dar care asigură funcționarea corespunzătoare a ansamblului; conducte, rezervoare, elemente de condiționare a aerului (filtre, răcitoare încălzitoare), acumulatori etc.*

Transmisia pneumatică încorporează generatorul de energie pneumatică (GP) și motorul pneumatic (MP). Generatorul pneumatic transformă puterea mecanică ( $P_{m1}$ ) în puterea pneumatică ( $P_{p1}$ ) și este în majoritatea cazurilor o mașină rotativă. Motorul pneumatic poate fi atât mașină liniară (cilindru) cât și mașină rotativă (circulară).

Motorul pneumatic realizează conversia inversă a energiei, respectiv puterea pneumatică de alimentare ( $P_{p2}$ ) devine putere mecanică disponibilă organului de lucru ( $P_{m2}$ ), tipul puterii mecanice fiind determinat de tipul motorului.

În cadrul SAP se disting deci, din punctul de vedere al teoriei sistemelor automate, sisteme de forță, sisteme de comandă și sisteme de reglare automată.

Sistemele de acționare și comandă sunt sisteme cu circuit deschis, în sensul că mărimea de intrare, care impune regimul de funcționare al sistemului, nu este influențată de efectul acțiunii sale; datorită perturbațiilor inerente, mărimea de ieșire nu poate fi corelată în mod univoc cu mărimea de intrare.

Sistemele de acționare transmit în general puteri mari, randamentul lor fiind un parametru important, utilizat obligatoriu în comparația cu alte tipuri de transmisii.

Sistemele de comandă transmit în general puteri mici, iar motoarele acestora acționează asupra elementelor de comandă ale altor sisteme / transmisii care vehiculează puteri mult mai mari.

Sistemele de reglare automată sunt sisteme cu circuit închis, deci conțin o legătură de reacție care permite compararea, continuă sau intermitentă, a mărimii de intrare cu cea de ieșire; diferența dintre acestea constituie semnalul de comandă al amplificatorului sistemului, care alimentează elementul de execuție în scopul anulării erorii; astfel, precizia acestor sisteme este ridicată (în regim staționar, relația dintre mărimea de intrare și cea de ieșire este practic biunivocă). Parametrii reglați uzual sunt: poziția, viteza unghiulară / liniară, cuplul arborelui / forța tijeii motorului pneumostatic, puterea consumată de transmisie de la SEM etc.

## 4. Repere fundamentale privind sistemele de frânare pneumatice feroviare

În timpul deplasării sale pe calea ferată, asupra unui tren acționează următoarele forțe: [1], [2]

- forța de tracțiune dezvoltată de vehiculul motor (locomotivă);
- forțele de rezistență la înaintare ale tuturor vehiculelor care compun trenul;
- forțele de frânare.

Forțele de frânare sunt forțele exterioare care acționează asupra roților trenului, în sensul invers mișcării trenului și se obțin cu ajutorul unor sisteme sau instalații speciale de frânare, montate pe vehiculele trenului care permit moderarea sau reducerea vitezei de deplasare a trenului.

Cele mai întâlnite sisteme de frânare sunt:

- pentru locomotive, automotoare, rame electrice: frâna pneumatică automată, frâna electropneumatică, frâna de mână, frâna cu contrapresiune, frâna electrodinamică, frâna hidrodinamică, frâna electromagnetică;
- pentru vehiculele remorcate (vagoane): frâna pneumatică automată, frâna electropneumatică, frâna de mână, frâna magnetică, frâna cu disc.

Sistemele de frânare de bază sunt acelea care utilizează în regim automat aerul comprimat ca element de execuție, cunoscute sub numele de frâne pneumatice automate, comanda lor putând fi pneumatică sau electrică.

La aceste sisteme elementul de frecare poate fi sabotul din fontă sau din material compozit aplicat pe roată ori garnitura de frecare aplicată pe discul de frână. Sistemul de frânare de bază asigură realizarea unui drum de frânare corespunzător (stabilit prin instrucție), de la o anumită viteză de circulație, până la oprire, pentru toate trenurile aflate în circulație. Pe lângă aceste sisteme de frânare, în funcție de necesități, se mai utilizează sisteme de frânare suplimentare: frâna electrică la locomotive, frâna de cale la vagoane (la trierea lor), frâna cu saboți de mână.

Pentru asigurarea tuturor condițiilor privind securitatea transportului pasagerilor și integritatea mărfurilor pe lângă aceste instalații de frânare comandate prin acțiunea directă a personalului carele deservește se mai folosesc instalații automate de control și supraveghere a vitezei și circulației trenurilor care produc automat frânarea rapidă a trenurilor în cazul apariției unor nereguli (exemplu: instalația Induși de pe locomotive și din cale, dispozitivele de siguranță și vigilență de pe locomotive).

Sistemele de frânare folosite în structura trenurilor de cale ferată se pot clasifica după multe criterii ce iau în considerare, în principal: modul de realizare a forței de frânare, regimul și tipul trenului, tip de energie utilizat, caracterul dependent sau independent de voința operatorului uman și modul de lucru al frânelor (moderabile sau nemoderabile).

Energia pneumatică este utilizată la frânarea garniturile feroviare clasice, la noi în țară fiind principalul tip de energie utilizată pentru frânarea locomotivelor și a ansamblului remorcat; ea este produsă pe locomotivă și distribuită apoi de-a lungul trenului de vagoane, acționând prin intermediul cilindrilor cu piston și tijă asupra elementelor ce produc frânarea (saboți sau garnituri de frecare).

Toate frânele pneumatice sunt moderabile la frânare, adică permit frânarea succesivă- în trepte mai mari sau mai mici- după necesitate. La slăbire (sau la defrânare) situația se schimbă, deoarece unele frâne nu permit slăbirea în trepte.

Frâna nemoderabilă este frâna pneumatică a cărei slăbire nu poate fi făcută în trepte succesive. Este cazul frânei Westinghouse, la care o creștere chiar ușoară a presiunii aerului în conducta generală produce slăbirea completă a frânei. Frâna nemoderabilă la slăbire prezintă, totuși, avantajul unei defrânări într-un timp foarte scurt, fiind deci adecvată pentru trenurile de călători (și chiar de marfă), însă numai pe liniile de șes. La munte, frâna nemoderabilă, permițând slăbirea completă a frânelor înainte de restabilirea presiunii de regim, la o nouă frânare efortul de frânare obținut este mai mic. Scăderea succesivă a efortului de frânare poate conduce la ceea ce se numește epuizarea frânei, adică la situația în care aerul din organele de frână a fost utilizat și nu a fost înlocuit, astfel încât frâna nu mai poate asigura efectul de frânare solicitat. Deci, frâna nemoderabilă este, totodată, o frână epuizabilă.

Frâna moderabilă permite slăbirea în trepte succesive, slăbirea completă realizându-se numai în momentul când în conducta generală s-a restabilit presiunea de regim. La frâna moderabilă, slăbirea, se face într-un timp mai lung, deoarece necesită completarea aerului din organele de frână. Pentru trenurile de călători, de mare viteză, aceasta ar putea constitui un dezavantaj în cazul unei manipulări necorespunzătoare, ca de exemplu executarea unor frânări mai puternice decât cele necesare. Faptul că slăbirea completă are loc numai în momentul când în conducta generală a fost restabilită presiunea de regim constituie un mare avantaj, în special pe liniile accidentate, deoarece frâna este în orice moment aptă pentru efectuarea unei noi frânări. După o treaptă de slăbire poate urma o treaptă de frânare, fără a fi necesară așteptarea completării aerului în organele de frână.

Efortul de frânare este totdeauna proporțional cu depresiunea din conducta generală. Prin urmare, frâna moderabilă la slăbire este, totodată, o frână ineputabilă.

Regimul trenurilor (de marfă sau călători) presupune o frânare specifică fiecărui tip, cu acțiune rapidă la călători și înceată la mărfare: umplerea cilindrului de frână se face în (6...8)s la călători și în (28...50)s la marfă; pentru trenurile de marfă frânarea se face în doi timpi, pe două trepte de presiune (0,6 daN/cm<sup>2</sup> și presiunea maximă din instalație), deoarece acțiunea trebuie să fie lentă, fără smucituri ce ar putea conduce la ruperea aparatelor de legare.

Pentru ca viteza de circulație a vehiculelor de cale ferată să fie moderată, sau anulată, după dorință, trebuie să se realizeze, cu ajutorul frânelor rezistente suplimentare la înaintare.

În cazul frânei cu saboții aplicați pe roți, frâna cel mai frecvent utilizată în transportul feroviar românesc, rezistența suplimentară la înaintare se realizează cu ajutorul saboților de frână care freacă pe suprafața de rulare a roților. Lucrul mecanic de frecare obținut pe această cale se transformă în căldură, care apoi este cedată mediului înconjurător.

Conform fig. 2, saboții de frână sunt apăsați pe roți cu o forță  $F_s$ , ce se realizează prin intermediul dispozitivelor instalației de frânare.

Dacă presupunem o roată încărcată cu o sarcină  $Q$  care provine din greutatea totală a vehiculului  $G_V$  repartizată pe numărul  $n$  de roți,

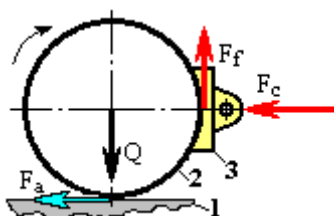


Fig. 2. Principiul frânării cu sabot pe obada roții

$$Q = G_V / n, \quad (1)$$

și asupra căreia acționează forța exterioară  $F_s$  aplicată sabotului (determinată de instalația de frână, respectiv cilindrul pneumatic de acționare), între sabot și roată va lua naștere o forță de frecare  $F_f$  dată de relația:

$$F_f = F_c \cdot \mu_s, \quad (2)$$

în care,  $\mu_s$ - reprezintă coeficientul de frecare dintre sabot și roată.

Datorită aderenței care există între roată și șină, forței de frecare care acționează asupra roții i se va opune o forță orizontală  $F_a$ , ce depinde de sarcina  $Q$  și de coeficientul de aderență  $\mu_a$  dintre roată și șină:

$$F_a = Q \cdot \mu_a. \quad (3)$$

Forța de frânare este limitată de condițiile de aderență ale roții la șină: efectul maxim de frânare se obține atunci când roțile abia se învârtesc, rezultând că forța de frecare trebuie să fie inferioară forței de aderență:

$$F_f < F_a. \quad (4)$$

Dacă această condiție nu este satisfăcută roata se va bloca și va patina pe șină, deci nu va mai avea loc o frânare normală rezultând uzuri suplimentare ale roții și sinei. Valorile coeficienților de frecare  $\mu_s$  și  $\mu_a$  sunt determinate de viteza de circulație a vehiculului (valoarea coeficienților scade cu creșterea vitezei) conform fig. 3.

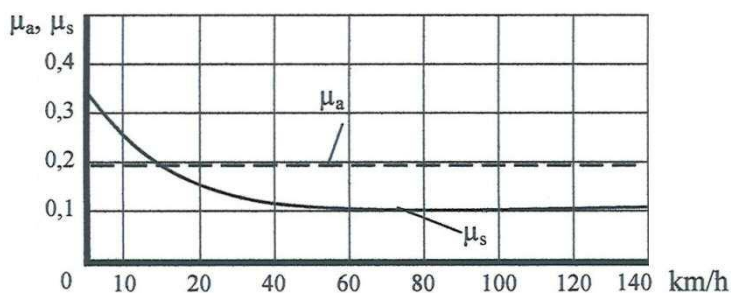


Fig.3 Variația coeficienților de frecare  $\mu_s$  și de aderență în funcție de viteza de circulație [2]

Creșterea vitezelor de circulație ale trenurilor au condus la cerințe suplimentare impuse sistemelor de frânare cu saboți existente care pot fi asigurate prin sporirea eficacității frânei sau mărirea drumului de frânare.

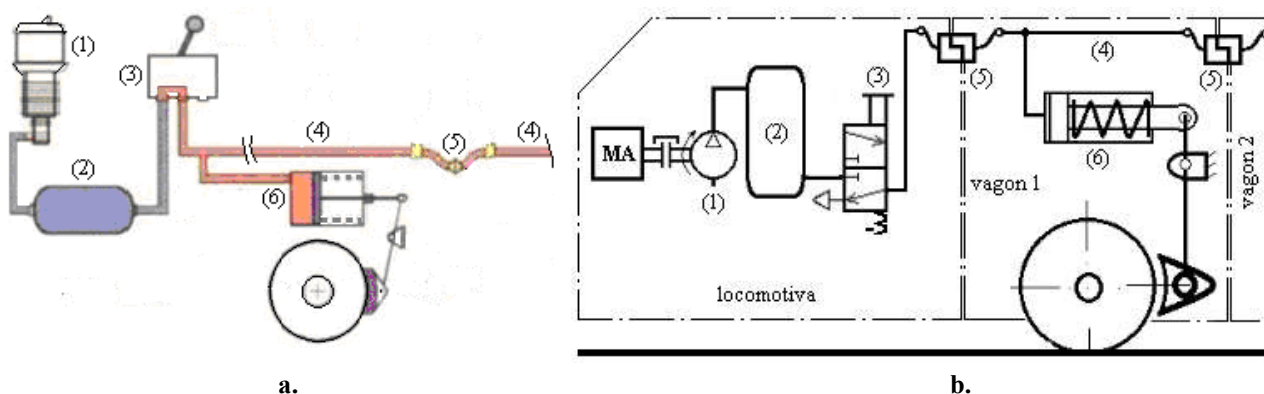
### 5. Tipuri principale de frâne pneumatice feroviare

Există două tipuri principale de frâne pneumatice feroviare, frâna directă (neautomată) și frâna indirectă (automată), la ambele forța de frânare putând fi modificată între zero și o valoare maximă, continuu sau în trepte, realizându-se: frânări/defrânări totale sau treptate.[1],[2]

Dintre frânele pneumatice continue cea mai simplă este frâna directă, la care aerul comprimat ajunge în cilindrul de frână direct de pe locomotivă.

Instalația frânei directe (fig. 4,a) se compune din compresorul 1, rezervorul tampon (pentru acumulare energie pneumatică) 2 din care se alimentează instalația de frânare a trenului prin intermediul robinetului 3, toate amplasate pe vehiculul motor. Legătura pneumatică dintre robinetul 3 și instalația de frână de pe fiecare vagon din tren se realizează prin intermediul magistralei 4 a cărei continuitate între vagoane se realizează cu ajutorul cuplelor 5. Pe fiecare vagon se găsesc cilindrii de frână 6 care acționează asupra sabotilor și comunică direct cu magistrala de aer. Acționarea tuturor frânelor din tren se realizează numai de către mecanic, cu ajutorul robinetului 3, denumit robinetul mecanicului.

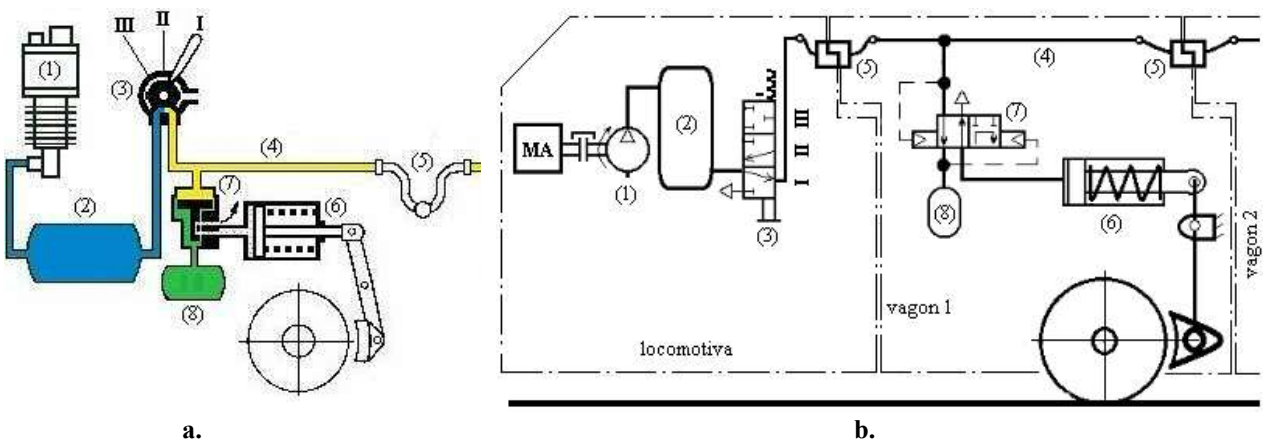
Conform schemei din fig. 4,a, frânarea se produce atunci când prin robinetul mecanicului se trimite aer comprimat din rezervorul principal în conducta generală și de aici în cilindri de frână, iar slăbirea frânei se produce când aerul comprimat din conductă, respectiv din cilindrii de frână, se evacuează în atmosferă (schema din fig. 4,b).



**Fig. 4. Frâna directă: a. schema de principiu, [4], b. schema pneumatică**

Ca urmare a comunicației directe între cilindrii de frână și magistrală, forța de frânare poate fi moderată cu ajutorul robinetului mecanicului în mod continuu sau în trepte, atât la frânare, cât și la defrânare. Cu toate acestea, frâna directă nu s-a extins ca frână continuă la vehiculul de cale ferată, pentru că intrarea în acțiune a frânelor în lungul trenului se face foarte încet, din cauza procesului de curgere a aerului comprimat care are loc numai prin orificiul limitat al robinetului mecanicului: cu cât trenul este mai lung, cu atât procesul de frânare durează mai mult și cu atât frânarea trenului este mai neuniformă. Pe de altă parte, în caz de rupere a trenului / magistralei, frâna directă nefiind automată, vehiculul în loc să se frâneze, din contră, se defrânează. Datorită acestor dezavantaje, utilizarea frânei directe a rămas limitată numai la vehiculele motoare ca frână suplimentară pe lângă frâna continuă, indirectă și automată.

Deosebirea esențială a frânei indirecte față de cea directă constă în aceea că pe fiecare vehicul, între magistrala de aer comprimat 4 și cilindru de frână 6, sunt prevăzute în plus aparatul automat de distribuție 7 și acumulatorul auxiliar 8 (fig. 5).



**Fig. 5. Frâna indirectă: a. schema de principiu, [5], b. schema pneumatică**

Prezența distribuitorului cu comandă pneumatică 7 face ca în timpul frânării cilindru de frână 6 să nu comunice direct cu conducta generală 4, ci cu acumulatorul 8, care reprezintă sursa proprie de aer comprimat a fiecărui cilindru de frână de pe fiecare vagon. Distribuitorul 7 are rolul de a comanda, pe baza variațiilor de presiune din magistrală, întregul proces de funcționare a frânei, adică trecerea aerului comprimat din acumulatorul 8 în cilindru de frână 6 (poziția II a robinetului mecanicului 3), respectiv golirea cilindrului de frână 6 (defrânarea) și alimentarea cu aer comprimat a acumulatorului 8 (poziția III a robinetului 3).

Distribuitorul 7 este prevăzut cu un piston solidar cu un sertar: în sertar este realizată o canalizație prin care, în funcție de poziția sertarului în corpul distribuitorului, se poate face legătura fie între acumulatorul auxiliar 8 și cilindru de frână 6, fie între cilindru și atmosferă. Mișcările pistonului-sertar de distribuție sunt comandate de jocul a două presiuni: cea din magistrala 4 și cea din acumulatorul auxiliar 8.

Pentru alimentarea instalației cu aer comprimat mânerul robinetului mecanicului 3 se trece în poziția I, permițând trecerea aerului comprimat din rezervorul principal 2 în magistrala 4 până la stabilirea presiunii de regim de 5 daN/cm<sup>2</sup>. Pistonul-sertar de distribuție, sub influența presiunii superioare din magistrală, se deplasează în jos și astfel aerul comprimat poate să treacă pe lângă piston, în acumulatorul 8, alimentându-l la presiunea de regim; în același timp, sertarul pune în comunicație cilindru de frână 6 cu atmosfera, pentru menținerea frânei în stare slăbită.

Pentru frânare, se duce mânerul robinetului în poziția II, stabilind legătura magistralei 4 cu atmosfera. În intervalul de timp până la readucerea mânerului în poziția de întrerupere III, se produce o anumită scădere a presiunii în magistrală. Pistonul-sertar distribuitor, sub influența presiunii superioare din acumulatorul 8, se deplasează în sus și astfel se întrerupe atât legătura acumulatorului 8 cu magistrala 4, cât și legătura cilindrului de frână 6 cu atmosfera; totodată se stabilește legătura acumulatorului 8 cu cilindru de frână 6.



Prin aceasta, presiunea în acumulator scade iar în cilindrul de frână crește, până când presiunea din acumulator ajunge la o valoare puțin inferioară presiunii din magistrală; în acest moment pistonul-șertar coboară puțin într-o poziție intermediară, întrerupând comunicația dintre rezervorul auxiliar și cilindrul de frână, având loc o treaptă de frânare. La o nouă scădere de presiune în conducta generală, pistonul se ridică din nou și ca urmare cilindrul de frână continuă să se alimenteze cu aerul comprimat din acumulator, până când presiunea lui devine iar inferioară presiunii din magistrală. Astfel, pentru fiecare valoare a scăderii de presiune din magistrală va corespunde o presiune bine definită în cilindrul de frână, prin urmare, frânarea se poate executa în trepte pe baza interacțiunii celor două presiuni.

Forța minimă de frânare se obține atunci când presiunea din cilindrul de frână 6, egală cu presiunea din acumulatorul auxiliar, atinge aprox. 3,5 daN/cm<sup>2</sup>: această egalitate are loc în urma reducerii presiunii de regim din magistrală cu 1,5 daN/cm<sup>2</sup>, respectiv de la 5 daN/cm<sup>2</sup> la 3,5 daN/cm<sup>2</sup>. O reducere mai mare a presiunii în magistrală devine inutilă, deoarece în cilindrul de frână presiunea nu mai poate atinge 3,5 daN/cm<sup>2</sup>.

Prin faptul că la frâna indirectă frânarea se realizează prin scăderea de presiune din conducta generală, rezultă că aceasta este și automată deoarece în caz de rupere a trenului, când se golește magistrala, frâna intră automat în acțiune independent de voința operatorului uman. Un alt avantaj al frânei indirecte față de cea directă constă în faptul că intrarea în acțiune a frânelor din tren se face mai repede datorită umplerii fiecărui cilindru de frână din acumulatorul propriu fiecărui vehicul și nu direct de pe vehiculul motor din rezervorul principal, drumul aerului comprimat fiind mult mai scurt.

După cum se observă în schemele din fig. 4 și 5, elementele de execuție sunt cilindri pneumatici cu piston și tijă unilaterală cu simplă acțiune, revenirea la cap de cursă realizându-se mecanic, cu ajutorul unui resort de compresiune. Pe trenurile autohtone se folosește o gamă variată de cilindri, cu diametre cuprinse în domeniul [150 ... 406] mm [1].

Calculul acestor cilindri permite determinarea forței exterioare  $F_C$  aplicată sabotului, și este condiționat de cunoașterea diagramei arcului pentru revenire:

$$F_C = F_{pC} - F_{arc} = \frac{\pi D_C^2}{4} p_{aC} - F_{arc} \quad (5)$$

în care:  $F_{pC}$  este forța dezvoltată de pistonul cilindrului,  $F_{arc}$ - forța arcului,  $p_{aC}$ - presiunea de alimentare a cilindrului și  $D_C$ - diametrul cilindrului.

Dacă se iau în considerare ecuația (5) și valorile diametrelor, presiunilor menționate anterior și forța rezistentă a arcurilor interne, în tabelul 1 sunt centralizate domeniile presiunilor maxime și minime la tija cilindrului:

**Tabel 1.** *Principalele caracteristici funcționale ale cilindrilor de frână cu simplă acțiune*

Diametrul [cm]	Forța rezistentă a arcurilor de readucere, [daN]	Forța la tija pistonului, $F_C$ , [daN]	
		la presiunea maximă de 5,0 bar	la presiunea minimă de 3,5 bar
15,0	60	823,6	558,5
40,6	160	6313,1	4371,2

Pornind de la valorile acestor forțe și de la valorile obținute din diagrama prezentată în fig. 3, se poate determina forța de frecare maximă și minimă pe care o realizează sabotul sau, fiind cunoscută forța de aderență se poate determina valoarea presiunii de alimentare  $p_{aC}$  necesare pentru obținerea unei forțe de frânare astfel încât să nu se producă patinarea.

## 6. Concluzii

Sistemele de frânare pneumatice folosite în structura mijloacelor de transport feroviar respectă principiile generale pentru sistemele de acționare pneumatice. acestea sunt mai simple sau mai complexe, în funcție de cerințele impuse și destinație.

Sistemele frânei directe respectiv al frânei indirecte (automate) sunt total diferite, putând fi însă amândouă comandate de către mecanic: dacă în cazul frânei directe frânarea respectiv defrânarea este comandată doar de către mecanic, iar în cazul distrugerii magistralei de alimentare sau a ruperii trenului acesta se defrânează, în cazul frânei indirecte mecanic poate comanda regimul de frânare, iar în cazul distrugerii magistralei sau a ruperii trenului frânarea se activează automat.

## Bibliografie:

1. Simuț, V., Stoica, M., (2014), *Frânarea materialului rulant de cale ferată*, Editura ASAB, București.
2. \* \* \* (2008) *Frâne pentru vehicule feroviare. Curs mecanic locomotivă*, CENAFER Timișoara.
3. <https://modulul5.files.wordpress.com/2011/.../curs-sisteme-de-actionare-pneumatice.p>
4. <https://www.educon.zcu.cz/image/et/images/brzdy2.png>
5. <http://www.bremsebnude.de/bilder/stv/knorreinfach/003.gif>