

## DYNAMIC SYNTHESIS OF DIESEL ENGINE 12 LDA 28 - LDE 2100 HP - WITH ROTARY CAM AND ROLLER TRANSPORT RACK

BIBIRE Constantin

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Modelarea și Simularea Sistemelor Mecanice Mobile,  
Anul de studii: I, e-mail: [constantin.bibire@yahoo.com](mailto:constantin.bibire@yahoo.com)

Conducător științific: Șl. dr. ing. **Florian Ion PETRESCU**

*ABSTRACT: The paper describes the distribution mechanism, consisting of the camshaft, clamps, push rods, rocker arms, intake and exhaust valves, which ensure the filling of freshly loaded cylinders and the evacuation of flue gases. For diesel engines for locomotives, the distribution phases, expressed in angles of rotation of the crankshaft, are usually of the sizes indicated in the diagrams for four-stroke engines. roller transfer rod, at which the dimensions of the roller radius  $r_0$  and  $h$  will change.*

*KEY WORDS: engine, timing, dowel cam, roller.*

### 1. Introducere

Caracteristicile superioare de ordin energetic, funcțional, constructiv, de exploatare și de reparații au impus adoptarea pe scară largă a locomotivelor diesel pentru transportul de călători și mărfuri.

Avantajele și rentabilitatea tehnico-economică pe care le prezintă locomotivele acționate de motoare diesel, au dus la sistarea construcției locomotivelor cu abur cu piston și la înlocuirea acestora într-o măsură tot mai mare prin locomotive diesel.

Locomotiva diesel [4] este un vehicul motor având ca sursă de energie motorul diesel montat pe ea, care servește la producerea forței de tracțiune necesare pentru remorcarea vagoanelor de călători sau de marfă pe calea ferată.

Motoarele diesel pentru locomotive [4] pot fi clasificate după următoarele criterii: durata de efectuare a ciclului motor; modul în care se realizează admisiunea aerului; modul în care se face injectarea combustibilului; procesul de formare și ardere a amestecului carburant, sensul de rotație, felul execuției, mărimea turației nominale, situarea axelor cilindrilor, numărul pistoanelor în cilindru.

Locomotiva diesel electrică 060-DA (figura 1) este echipată cu un motor diesel tip 12 LDA 28 cu ciclul de lucru în patru timpi [9].



Fig. 1. Locomotiva tip LDE 2100 CP (Locomotiva diesel electrică 060-DA)

Ciclul motorului diesel reprezintă o succesiune de procese care se repetă periodic în fiecare cilindru al motorului și care condiționează funcționarea sa.

Motorul diesel este un agregat complex format dintr-o serie de mecanisme, echipamente și instalații, fiecare având un rol bine definit în funcționarea acestuia. Aceste componente se împart la rândul lor în subansamble și piese.

Locomotivele diesel cu transmisie electrică 060-DA, pentru trenuri de călători 060-DA1 [9] sunt echipate cu un motor SULZER având 12 cilindri montați pe două distribuții în linie și așezați vertical. Injectarea combustibilului se face direct în camera de ardere, iar pentru supraalimentare este prevăzut cu o turbosuflantă acționată de către gazele de evacuare.

Notația motorului diesel este 12 LDA 28 și are următoarea semnificație [9]:

- 12 – numărul de cilindri;
- L – dispoziția în linie;
- D – tipul motorului (diesel);
- A – echiparea cu instalație de supraalimentare;
- 28 – diametrul cilindrului în cm.

Motorul diesel al locomotivei 060-DA este constituit din următoarele mecanisme, echipamente și instalații: părțile constructive fixe, părțile constructive mobile, mecanismul de distribuție, instalația de alimentare, instalația de ungere, instalația de răcire, instalația de reglare și protecție, instalația de supraalimentare. Împărțirea acestora este pur constructivă și nu corespunde întotdeauna cu împărțirea tehnologică.

Datele tehnice ale acestuia sunt:

- tipul motorului - 12 LDA 28 [9];
- numărul cilindrilor - 12 ( $2 \times 6$  cilindri în linie);
- diametrul cilindrului - 280 mm;
- cursa pistonului - 360 mm;
- greutatea proprie - 21.000 kg;
- presiunea medie efectivă - 10,2 kgf/cm<sup>2</sup>;
- viteza medie a pistonului - 9 m/s;
- turația la mers în gol - 350 rot/min;
- turația normală la mers în sarcină - 750 rot/min;
- presiunea nominală de supraalimentare - 1,1 kgf/cm<sup>2</sup>;
- puterea efectivă dezvoltată pe stand - 2.300 CP/1 = 750 rot/min;

Puterea dezvoltată pe locomotivă în condițiile de climă din România:

- presiune atmosferică - 750 mm col. Hg;
- temperatura exterioară - 35 °C;
- umiditate relativă a aerului 80% - 2.100 CP la 750 rot./min.

Blocul cilindrilor are două distribuții a câte 6 cilindri fiecare și arbore cotit propriu [9]. Cei doi arbori cotiți antrenează generatorul principal printr-un angrenaj de roți dințate având raportul de transmisie 1:1,437.

Ansamblul pe care-l formează motorul diesel cu generatorul și grupul de supraalimentare se numește „grup motor diesel-generator”.

Prin răcirea aerului de supra-alimentare, montarea unor pompe de injecție corespunzătoare și prin proiectarea unui nou mecanism cu camă rotativă și tchet de translație cu rolă, puterea motorului Sulzer tip 12 LDA 28 poate fi sporită la 2500 CP și chiar 2750 CP.

În acest sens, în prezenta lucrare se dorește proiectarea unui mecanism cu camă rotativă și tchet de translație cu rolă, la care se vor modifica dimensiunile razei rolei  $r_0$  și  $h$ .

## 2. Stadiul actual

Mecanismul de distribuție, compus din arborele cu came, tacheți, tijele împingătoare, culbutoarele, supapele de admisiune și de evacuare, asigură umplerea cilindrilor cu încărcătura proaspătă și evacuarea gazelor arse. În sistemul de distribuție fără supape, deschiderea și închiderea orificiilor de admisiune sau de evacuare sunt asigurate de piston în deplasarea sa.

La motoarele diesel pentru locomotive, fazele distribuției, exprimate în unghiuri de rotație ale arborelui cotit, sunt de obicei de mărimile indicate în diagramele pentru motoare în patru timpi.

La motorul în patru timpi, supapa de admisiune se deschide cu un unghi de avans de  $80^\circ$ , reprezentând unghiul cu care se rotește arborele cotit din momentul în care intră în acțiune supapa, până în momentul în care pistonul ajunge în punctul mort interior — și se închide cu un unghi de întârziere de  $35^\circ$ , reprezentând unghiul cu care se rotește arborele cotit din momentul în care pistonul se găsește în punctul mort exterior, până în momentul în care intră în acțiune supapa [4].

La același motor, supapa de evacuare se deschide cu un unghi de avans de  $50^\circ$  înaintea punctului mort exterior și se închide cu un unghi de întârziere de  $54^\circ$  după punctul mort interior.

Perioada de suprapunere a admisiunii și evacuării, adică perioada de timp în care sunt deschise atât supapele de admisie, cât și cele de evacuare ale aceluiași cilindru, este de  $134^\circ$ , exprimată prin unghiul de rotație al arborelui cotit (figura 2).

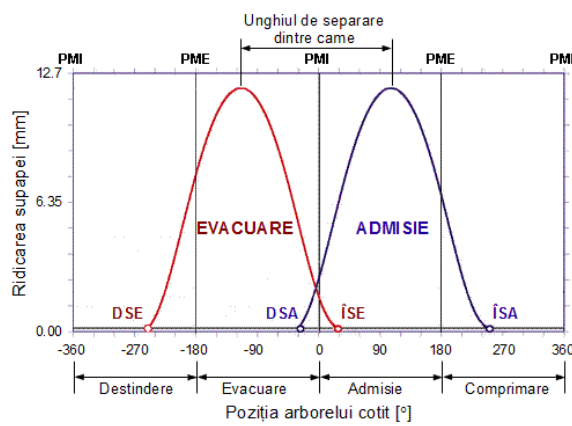


Fig. 2. Diagrama de distribuție a motorului Diesel în patru timpi

Mecanismul de distribuție asigură umplerea cilindrilor cu aer proaspăt, alimentează cilindrul cu carburant și asigură evacuarea gazelor rezultate în urma procesului de ardere [4]. Părțile componente ale mecanismului de distribuție sunt: arborele cu came, tacheții, tijele împingătoare, culbutoarele și supapele de admisie și evacuare.

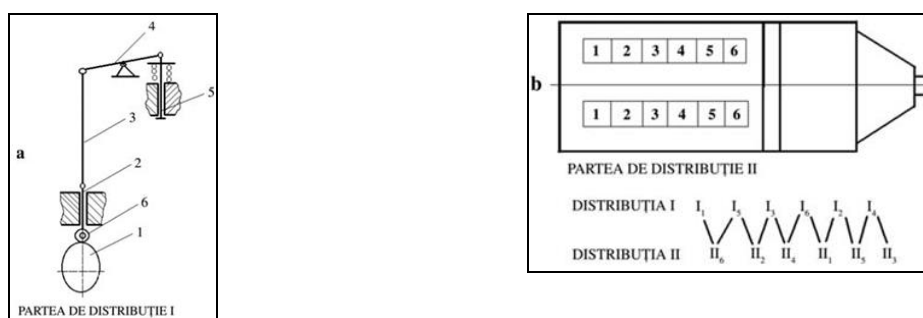


Fig. 3. Schema de acționare a supapei (a) și ordinea de aprindere în cilindrii motorului diesel 12 LDA 28 (b):  
1 – arbore de distribuție; 2 – tacheț; 3 – tijă împingătoare; 4 – culbutor; 5 – supapă; 6 – rolă

Acționarea mecanismului de distribuție se face de la arborii cotiți ai motorului prin intermediul unui angrenaj cu roți dințate. Arborii cotiți sunt cuplați direct cu câte o roată de transmisie inferioară [9].

Aceste roți transmit puterea la o roată dințată montată pe arborele superior de transmisie cu un raport de transmisie de 1:1,44. Roata dințată superioară este cuplată direct cu rotorul generatorului, iar pe

același ax este fixat pinionul care acționează roțile dințate de pe arborii de distribuție prin intermediul unor roți dințate.

Ungerea transmisiei se face cu ulei sub presiune din circuitul de ungere al motorului diesel.

Arborele cu came – prin poziția și forma camelor cu care este prevăzută, comandă în timpul rotirii sale intrarea în acțiune în momentul și pe o durată bine stabilită a componentelor distribuției. Pe arborii de distribuție se găsesc câte trei came pentru fiecare cilindru care acționează supapa de admisie, supapa de evacuare și pompa de injecție. Camele sunt în așa fel amplasate încât să se obțină ordinea de aprindere în cilindri [4].

### 3. Dinamica mecanismului de distribuție

Mecanismele de distribuție cu camă rotativă și tchet de translație cu rolă (figura 4), prezintă o cinematică diferită, din cauza geometriei mecanismului [6], și acest amănunt determină un studiu mai amplu dacă se dorește realizarea precisă din punct de vedere cinematic și dinamic al acestui mecanism. În general acest tip de mecanism este determinat aproximativ, considerându-se, atât pentru cinematică cât și pentru cinetostatică, suficient, un studiu asupra cuplei B (centrul rolei).

Această aproximare reprezintă o mare deficiență deoarece se neglijează cinematica și cinetostatica de precizie a mecanismului, de unde rezultă un studiu dinamic relativ.

O analiză reală, este realizată când este studiat ce se întâmplă în punctul A (punct de contact între camă și rola tchetului). Poziția punctului A este definită de vectorul  $\vec{r}_A$  care are lungimea (modulul)  $r_A$  și unghiul de poziție  $\theta_A$ .

Identic se definește poziția punctului B (centrul rolei), prin vectorul  $\vec{r}_B$ , care are lungimea  $r_B$  și se poziționează prin unghiul  $\theta_B$ .

Unghiul  $\mu$  se formează între cei doi vectori ( $\vec{r}_A$  și  $\vec{r}_B$ ).

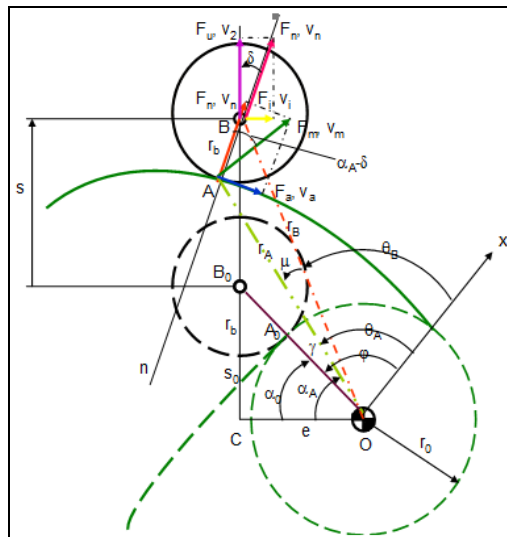


Fig. 4. Diagrama circulară de distribuție a motorului Diesel în patru timpi

Poziția vectorului  $\vec{r}_{B_0}$ , în triunghiul dreptunghic  $OCB_0$ , este determinată de unghiul  $\alpha_0$  astfel încât se pot scrie relațiile:

$$r_{B_0} = r_0 + r_b \quad (1)$$

$$s_0 = \sqrt{r_{B_0}^2 - e^2} \quad (2)$$

$$\cos \alpha_0 = \frac{e}{r_{B_0}} \quad (3)$$

$$\sin \alpha_0 = \frac{s_0}{r_{B_0}} \quad (4)$$

Între normala  $n$  dusă prin punctul de contact  $A$  și o verticală, apare un unghi de presiune  $\delta$ , care are o mărime cunoscută și care este dată de relațiile:

$$\cos \delta = \frac{s_0 + s}{\sqrt{(s_0 + s)^2 + (s' - e)^2}} \quad (5)$$

$$\sin \delta = \frac{s' - e}{\sqrt{(s_0 + s)^2 + (s' - e)^2}} \quad (6)$$

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{s' - e}{s_0 + s} \quad (7)$$

Vectorul  $\bar{r}_A$  se determină cu relațiile următoare:

$$r_A^2 = (e + r_b \cdot \sin \delta)^2 + (s_0 + s - r_b \cdot \cos \delta)^2 \quad (8)$$

$$r_A = \sqrt{(e + r_b \cdot \sin \delta)^2 + (s_0 + s - r_b \cdot \cos \delta)^2} \quad (9)$$

Mai departe se poate determina unghiul  $\alpha_A$ :

$$\cos \alpha_A = \frac{e + r_b \cdot \sin \delta}{r_A} \quad (10)$$

$$\sin \alpha_A = \frac{s_0 + s - r_b \cdot \cos \delta}{r_A} \quad (11)$$

## 4. Analiza dinamică

### 4.1. Trasarea profilului camei

Profilul camei poate fi trasat folosind coordonatele polare  $r_A$  (9) și  $\theta_A$  care se determină astfel:

$$\gamma = \alpha_A - \alpha_0 \quad (12)$$

$$\cos \gamma = \cos \alpha_A \cdot \cos \alpha_0 + \sin \alpha_A \cdot \sin \alpha_0 \quad (13)$$

$$\sin \gamma = \sin \alpha_A \cdot \cos \alpha_0 - \cos \alpha_A \cdot \sin \alpha_0 \quad (14)$$

$$\theta_A = \varphi - \gamma \quad (15)$$

$$\cos \theta_A = \cos \varphi \cdot \cos \gamma + \sin \varphi \cdot \sin \gamma \quad (16)$$

$$\sin \theta_A = \sin \varphi \cdot \cos \gamma - \cos \varphi \cdot \sin \gamma \quad (17)$$

## 4.2. Cinematica exactă

Se determină în continuare câteva relații de calcul, necesare obținerii cinematicii precise pentru mecanismul cu camă rotativă și tchet de translație cu rolă.

Din triunghiul  $OCB$  (figura 4) se determină lungimea  $r_B$  ( $OB$ ) și unghiurile complementare  $\alpha_B$  și  $\tau$  (unde unghiul  $\alpha_B$  este unghiul  $OCB$ , iar unghiul complementar  $\tau$  este de fapt unghiul  $CBO$ ; aceste două unghiuri intuitive nu au mai fost exemplificate în diagrama din figura 4 pentru a nu o încărca prea mult).

$$r_B^2 = e^2 + (s_0 + s)^2 \quad (18)$$

$$r_B = \sqrt{r_B^2} \quad (19)$$

$$\cos \alpha_B = \sin \tau = \frac{e}{r_B} \quad (20)$$

$$\sin \alpha_B = \cos \tau = \frac{s_0 + s}{r_B} \quad (21)$$

Din triunghiul oarecare  $OAB$ , la care se cunosc laturile  $OB$  și  $AB$  și unghiul dintre ele  $B$  (unghiul  $ABO$ ), care reprezintă suma unghiurilor  $\tau$  și  $\delta$ , putem determina lungimea  $OA$  și unghiul  $\mu$  (unghiul  $AOB$ ):

$$\cos(\delta + \tau) = \cos \delta \cdot \cos \tau - \sin \delta \cdot \sin \tau \quad (22)$$

$$r_A^2 = r_B^2 + r_b^2 - 2 \cdot r_b \cdot r_B \cdot \cos(\delta + \tau) \quad (23)$$

$$\cos \mu = \frac{r_A^2 + r_B^2 - r_b^2}{2 \cdot r_A \cdot r_B} \quad (24)$$

$$\sin(\delta + \tau) = \sin \delta \cdot \cos \tau + \sin \tau \cdot \cos \delta \quad (25)$$

$$\sin \mu = \frac{r_b}{r_A} \cdot \sin(\delta + \tau) \quad (26)$$

Cu  $\alpha_B$  și  $\mu$  putem acum să determinăm  $\alpha_A$ :

$$\alpha_A = \alpha_B - \mu \quad (27)$$

## 4.3. Analiza dinamică la modulul B

În continuare se prezintă analiza dinamică a modulului B, pentru câteva legi de mișcare cunoscute. Se începe cu legea clasică SIN (figura 5), pentru a o putea compara cu dinamica acestei legi de la modulul clasic C. Se utilizează o turație de  $n=5500$  [rot/min], pentru o deplasare maximă teoretică atât la supapă cât și la tchet,  $h=6$  [mm]. Unghiul de fază este,  $\varphi_u = \varphi_c = 65$  [grad]; raza cercului de bază are valoarea,  $r_0=13$  [mm]. Pentru raza rolei s-a adoptat valoarea  $r_b=13$  [mm].

Excentricitatea ghidajului în raport cu centrul camei este,  $e=6$  [mm]. Randamentul are o valoare ridicată,  $\eta=11.5\%$ ; reglajele resortului sunt normale,  $k=30$  [N/mm] și  $x_0=20$  [mm].

Dinamica este mai bună (în general) comparativ cu cea a modulului clasic, C. Pentru un unghi de fază de numai 65 grade atingem aceleași vârfuri de accelerații pe care modulul clasic le atinge la o fază relaxată de 75-80 grade.

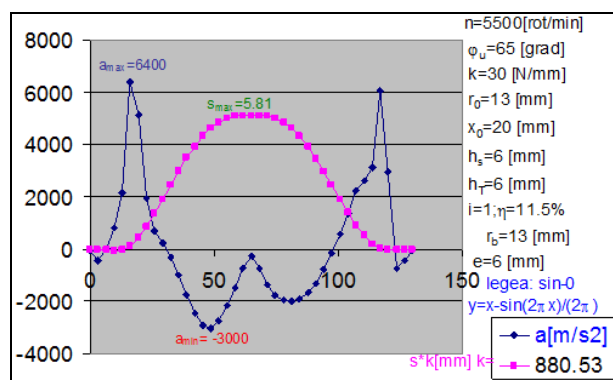


Fig. 5. Analiza dinamică la camă rotativă cu tachtet translant cu rolă.

În figura 6 se poate urmări profilul aferent, trasat invers decât cele de la modulul C, adică cu profilul de ridicare în partea stângă și cu cel de revenire în dreapta, (deoarece sensul de rotație a camei a fost și el inversat, din orar în trigonometric).

Pentru legea cos vibrațiile sunt mai liniștite comparativ cu legea sin, la fel ca la modulul dinamic clasic, C (figura 7).

Turația aleasă este de  $n=5500$  [rot/min], pentru o deplasare maximă teoretică atât la supapă cât și la tachtet de,  $h=6$  [mm]. Unghiul de fază este,  $\varphi_u = \varphi_c = 65$  [grad]; Raza cercului de bază are valoarea,  $r_0=13$  [mm]. Pentru raza rolei s-a adoptat valoarea  $r_b=6$  [mm]. Excentricitatea ghidajului în raport cu centrul camei este,  $e=0$  [mm]. Un studiu dinamic arată că ce se câștigă la randament în una din faze (urcare sau coborâre) datorită excentricității,  $e$ , se pierde în faza cealaltă, astfel încât,  $e$ , poate regla o fază și în același timp o dereglează pe cealaltă. Iată un motiv serios ca valoarea adoptată a lui  $e$  să fie zero.

Randamentul mecanismului are o valoare ridicată (mai mare decât cea de la modulul clasic, C),  $\eta=10.5\%$ , dar mai redusă cu un procent comparativ cu legea sin.

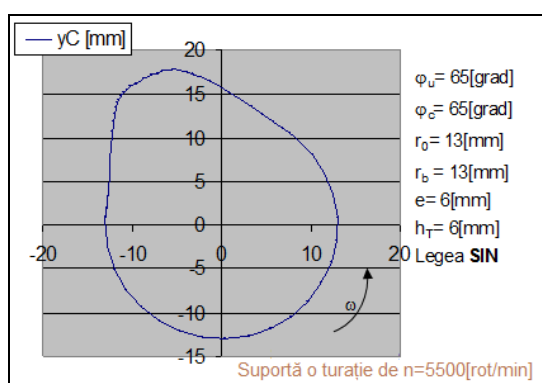


Fig. 6. Profil camă rotativă cu tachtet translant cu rolă.

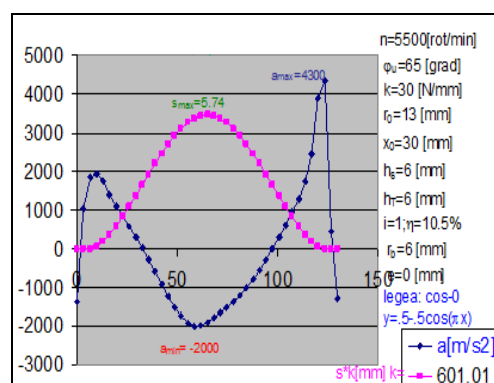


Fig. 7. Analiza dinamică la camă rotativă cu tachtet translant cu rolă.

Reglajele resortului sunt normale,  $k=30$  [N/mm] și  $x_0=30$  [mm]. Profilul COS (pentru modulul dinamic B), corespunzător diagramei dinamice din figura 7, este trasat în figura 8. Profilul de ridicare, sau de urcare, sau de atac, este cel din stânga, iar cel de revenire (sau coborâre), este situat în dreapta. Ca o primă observație aceste profiluri sunt mai rotunjite și mai pline, comparativ cu cele de la modulul clasic, C.

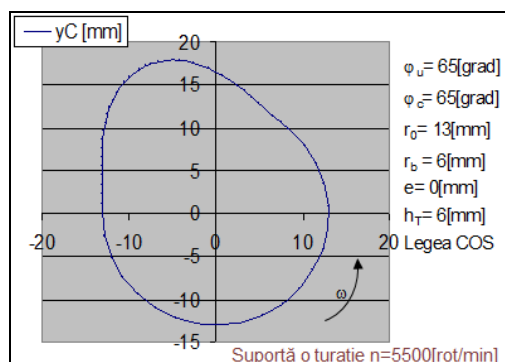


Fig. 8. Profil camă rotativă cu tchet translant cu rolă.

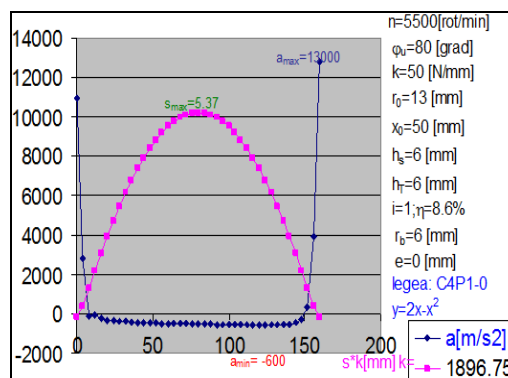


Fig. 9. Analiza dinamică la camă rotativă cu tchet

În figura 9 se analizează dinamic legea C4P, sintetizată de autori, pornind de la o turație  $n = 5500$  [rot/min].

Vârfurile negative ale accelerațiilor sunt foarte reduse (funcționare normală, cu zgomote și vibrații scăzute). Ridicarea efectivă (dinamică) a supapei este suficient de mare,  $s_{\max} = 5.37$  [mm], comparativ cu  $h_{impuls} = 6$  [mm]. Randamentul se păstrează în limite normale,  $\eta = 8.6\%$ .

## 5. Concluzii

Se poate vorbi în mod evident de un avantaj al tchetului cu rolă, sau bilă, (Modul B), față de tchetul clasic cu talpă, (Modul C).

Se pot obține așadar turații ridicate, dar și randamente superioare, cu ajutorul modului B.

Prin proiectarea și adaptarea unui astfel de mecanism de distribuție pe locomotivele Diesel Electrice de 2100 CP, se elimină în mare parte vibrațiile de la arborele ( arborii ) de distribuție, se obține un randament mai bun iar diagrama teoretică de funcționare a Motorului Diesel se apropie de cea ideală.

## 6. Bibliografie

- [1]. Abed, S. K. (2010), „European rail traffic management system-an overview”, International Conference on Energy, Power and Control (EPC-IQ), pages 173-180.
- [2]. Aziminejad, A., Lee, A.W. and Epelbaum, G., „Underground Communication: Radio Propagation Prediction for CBTC Data Communication Subsystem Design”, IEEE Vehicular Technology Magazine, Volume: 10, pages 71-79.
- [3]. Chaloo, R., Oladeinde, A., Yilmazer, N., Ozcelik, S. and Chaloo, L. (2012), „An overview and assessment of wireless technologies and co-existence of ZigBee, Bluetooth and Wi-Fi devices”, Procedia Computer Science, volume 12, pages 386-391.
- [4]. Țigăliu, M., Popovici, E. și Mihăilescu, N. (1963), *LOCOMOTIVE DIESEL – Construcția, calculul și reparația*, Editura Transporturilor și Telecomunicațiilor, Vol. I.
- [5]. Sebeșan, I. (2011), *Dinamica Vehiculelor Feroviare*, Editura MatrixRom, București.
- [6]. Bologa, O. și Hauk, N. (1999), *Mecanisme – teoria mecanismelor și dinamica mașinilor*, Volumul I, Teoria Mecanismelor, Editura Ceprohart, Brăila.
- [7]. Bologa, O. și Hauk, N. (1999), *Mecanisme – teoria mecanismelor și dinamica mașinilor*, Volumul II, Teoria Mecanismelor, Editura Ceprohart, Brăila.
- [8]. Drăghici, G. (1999), *Ingineria integrată a produselor*, Editura Eurobit, Timișoara, ISBN 973-96065-7-1.
- [9]. Bonta, D. (2003), *LOCOMOTIVA DIESEL ELECTRICĂ 060 DA de 2100 CP - Construcție, întreținere și exploatare*, Editura ASAB, București.