

PERFORMANȚELE TERMODINAMICE ALE MOTOARELOR TERMICE DE TRACȚIUNE 16V ROMÂNEȘTI PENTRU LOCOMOTIVELE BRITANICE CLASA 56

THERMODYNAMIC PERFORMANCES OF ROMANIAN 16V TRACTION ENGINES FOR BRITISH CLASS 56 LOCOMOTIVES

George DUMITRU¹, Mirel UNGUREANU², Mircea DUMITRESCU³,
Marius BOLÂNU⁴, Adrian Ilie DUȚAN⁶, Răzvan Costin TUDOSE⁵

¹Autoritatea Feroviară Română - Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București, România
e-mail autor: George DUMITRU: george.dumitru.cfr@gmail.com

²Deutsche Bahn Cargo România SRL, str. „sergent Nuțu Ion”, nr. 44, clădirea „One Cotroceni
Park Office”, corpul A, etajul 6, CP 050762, sectorul 5, București, România,
e-mail autor: Mirel UNGUREANU: Mirel.Ungureanu@deutschebahn.com;

³IRLU SA, Str. „Turda”, nr. 98, bl. 29 A, sector 1, București, CP 011333 București, România,
e-mail autor: Mircea DUMITRESCU: mircea.dumitrescu@irlu.ro,

⁴Autoritatea Feroviară Română - Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București, România
e-mail autor: Marius BOLÂNU: bolanumarius@afer.ro,

⁵Grup Feroviar Român SA, str. „Calea Victortiei”, nr. 114, CP 010092, sectorul 1, România,
e-mail: Adrian Ilie DUȚAN: adrian_dutan@yahoo.com,

⁶SNTFC „CFR Călători” SA - Depoul București Călători, „Calea Griviței”, nr. 347, sect. 1, CP
117141, București, România, e-mail autor: Răzvan Costin TUDOSE: zedmdfk@gmail.com.

Rezumat: Motoarele termice de tracțiune ale locomotivelor diesel electrice britanice clasa 56, denumite în Anglia „Gridirons (Grătare)”, au fost construite pentru 30 de locomotive la uzinele „Electroputere” din Craiova iar restul până la 135 de unități, au fost construite de consorțiu BREL (British Rail Engineering Limited) din Doncaster și Crewe în perioada 1971-1984, pentru căile ferate din Regatul Unit al Marii Britanii și Irlandei de Nord precum și din statele membre ale Commonwealth. În prezent, această locomotivă se află în exploatare în număr de 35 unități și este deținută de operatori de transport feroviar precum: British Rail; English Welsh & Scottish; Colas Rail etc. Sursa de alimentare este un motor termic cu aprindere prin compresie model diesel și cameră de ardere cu injecție direct în volum (IDV) tip: 16RK3CT, în patru timpi, cu puterea instalată de 2423 [kW]. Alternatorul este model Brush, tip: BA1101A. Numărul cilindrilor este 16 V cu două distribuții, transmisia electrică și motoarele electrice de tracțiune fiind de curent continuu, model Brush, tip TM73-62, pentru antrenarea individuală a boghiurilor motoare. Forța de tracțiune la cârlig: 275 [kN]. Forța de frânare: 588 [kN]. Formula osiilor: Co'Co'. Ecartament normal: 1435 [mm]. Viteza maximă: 129 [km/h]. Lungimea locomotivei peste tampon: 19350 [mm]. Lățimea: 2790 [mm]. Înălțimea: 3890 [mm]. Sarcina dinamică verticală totală (alimentată 2/3 cu apă, combustibil și nisip): 125 [t]. Sarcina dinamică verticală maxim admisă pe osie: 20,84 [t]. Locomotivele diesel electrice britanice clasa 56 au capacitatea maximă de încărcare a rezervoarelor pentru combustibil: 5200 [l].

Cuvinte cheie: bielă, manivelă, piston, cilindree, fus maneton, forțe, randament, termodinamică.

Abstract: The thermal traction engines of the British class 56 diesel electric locomotives, called in England "Gridirons", were built for 30 locomotives at the "Electroputere" plants in

Craiova and the rest, up to 135 units, were built by the BREL consortium (British Rail Engineering Limited) of Doncaster and Crewe during 1971-1984, for the railways of the United Kingdom of Great Britain and Northern Ireland as well as of the member states of the Commonwealth. Currently, this locomotive is in operation in the number of 35 units and is owned by railway transport operators such as: British Rail; English Welsh & Scottish; Colas Rail and so on. Power source: Diesel compression ignition thermal engine and combustion chamber with direct volume injection (IDV), type: 16RK3CT, in four strokes, with an installed power of 2423 [kW]. The alternator is a Brush model, type: BA1101A. The number of cylinders 16 V with two distributions, the electric transmission and the electric traction motors being direct current, Brush model, type TM73-62, for the individual driving of the motor bogies. Traction force at hook: 275 [kN]. Braking force: 588 [kN]. Axle formula: Co'Co'. Normal gauge: 1435 [mm]. Maximum speed: 129 [km/h]. Locomotive length over buffers: 19350 [mm]. Width: 2790 [mm]. Height: 3890 [mm]. Total vertical dynamic load (2/3 fueled with water, fuel and sand): 125 [t]. Maximum permissible dynamic vertical axle load: 20.84 [t]. British Class 56 diesel electric locomotives have a maximum fuel tank loading capacity of: 5200 [l].

Keywords: crank, crankhandle, piston, cylinder, crankshaft, forces, yield, thermodynamics.

1. INTRODUCERE

În anul 1971, pe baza licenței firmei americane ALCO Auburn NY, în România s-a trecut la asimilarea motoarelor ALCO seria 251 cu 6, 8, 12, 16 și 18 cilindri, cu puterea de 250 [CP/cilindru], apte să funcționeze la turații ale arborilor cotiți în sarcină plină de 1100 [rpm]. Locomotivele diesel electrice britanice clasa 56 au fost dotate cu motoare diesel românești tip 16 R 251 apte să dezvolte o putere instalată de 4000 [CP], având o cilindree totală de 139,6 [l] și turboalimentare.



Fig. 1. Schema locomotivei diesel electrice britanice clasa 56 „Gridirons”, având o putere instalată de 2423 [kW], cu motor termic de tracțiune românesc tip 16 R 251, în patru timpi, cu 16 cilindri dispuși în V pe două distribuții, cu formula osiilor: Co'Co', de ecartament normal: 1435 [mm] și atingând viteza maximă de 129 [km/h].

Pentru determinarea performanțelor termodinamice ale locomotivei clasa 56 este necesară stabilirea prin calcul a procentelor x din forța F_m la manivelă și respectiva procentelor y din forțele luate sumativ care se transmit de către fiecare din cele 16 pistoane în parte ale motorului termic de tracțiune.

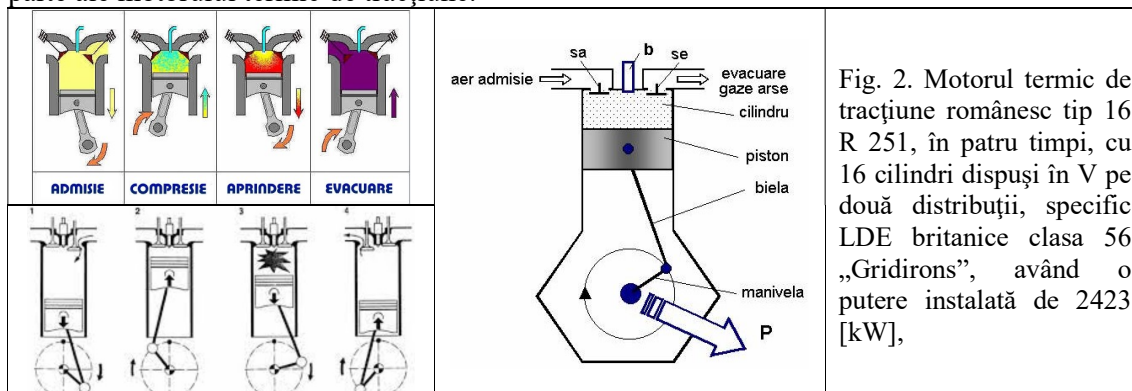


Fig. 2. Motorul termic de tracțiune românesc tip 16 R 251, în patru timpi, cu 16 cilindri dispuși în V pe două distribuții, specific LDE britanice clasa 56 „Gridirons”, având o putere instalată de 2423 [kW],

**PERFORMANȚELE TERMODINAMICE ALE MOTOARELOR TERMICE DE
TRACȚIUNE 16V ROMÂNENEȘTI PENTRU LOCOMOTIVELE BRITANICE CLASA 56**

Forța motoare F_m a manivelei este perpendiculară pe brațul r al manivelei, în punctul A, iar o parte F_{Bm} din forța motoare se transmite primului braț al bielei 2 (de-a lungul brațului 1) către pistonul principal 3. A doua parte F_{Cm} din forța motoare se transmite către pistonul secundar 5, prin brațul al doilea al primei bielei (de-a lungul brațului a). De asemenea, o parte x din forța motoare F_m , se transmite către primul piston (elementul 3) și o altă parte y din forța motoare F_m , se transmite spre al doilea piston (elementul 5). Suma celor două părți x și y este egală cu 1 (adică este unitară) sau 100% luată în procente.

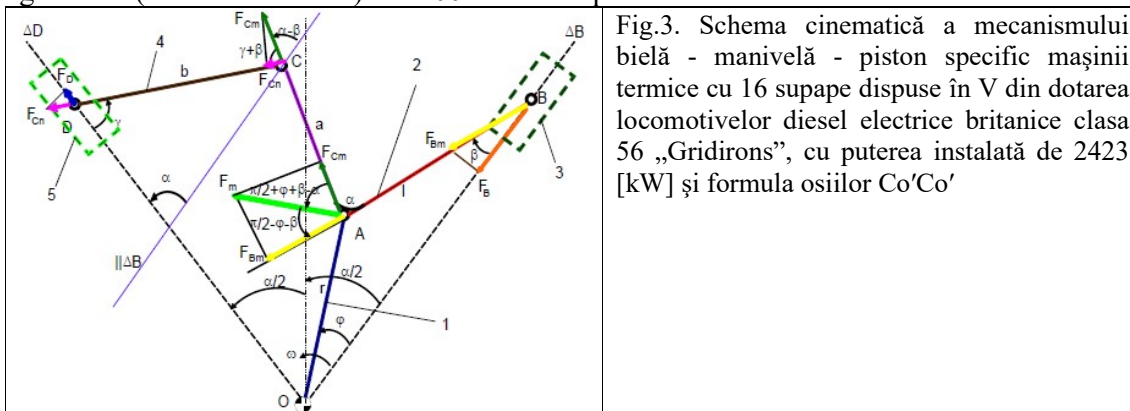


Fig.3. Schema cinematică a mecanismului bielă - manivelă - piston specific mașinii termice cu 16 supape dispuse în V din dotarea locomotivelor diesel electrice britanice clasa 56 „Gridirons”, cu puterea instalată de 2423 [kW] și formula osiilor Co'Co'

Manivela 1 se rotește în sens trigonometric cu viteza unghiulară ω și acționează biela 2 care mișcă pistonul principal 3 de-a lungul axei ΔB , dar și biela 4 care la rândul ei împinge sau trage pistonul 5 în lungul axei ΔD . Aici apare unghiul constructiv α între cele două axe ΔB și ΔD . Același unghi constructiv α este format de cele două brațe ale bielei 2; primul braț are lungimea l , și al doilea are lungimea a . Lungime a , adunată cu lungimea b a bielei 4 trebuie să recompună lungimea primei bielei 1 (aceasta fiind o condiție constructiv funcțională generală a motoarelor diesel cu cilindrii dispuși în V). Pentru eliminarea unghiului constructiv alfa care apare pe biela 2, se trece uneori la un caz particular în care brațul a este scurtat la valoarea particulară 0, caz în care lungimea b devine unitară (egală cu l), iar prelungirea a de pe prima bielă a motorului în V dispăre, astfel încât unghiul constructiv alfa de pe biela principală dispăre și el, rămânând valabil doar unghiul constructiv alfa dintre ghidajele celor două pistoane).

Vitezele dinamice au aceeași direcție cu forțele, spre deosebire de vitezele cinematice impuse de legăturile din cuple. De la elementul 2 (prima bielă, primul ei braț) se transmite către pistonul principal (elementul 3) forța F_B și viteza v_{BD} . Totodată, viteza cinematică (impusă de cuple) a punctului B, are valoarea cunoscută v_B , și viteza dinamică v_{BD} . Pentru a forța pistonul principal să aibă o viteză egală cu cea dinamică (reală), se ia în considerare coeficientul dinamic D_B , unde $D_B = x \cdot \cos^2 \beta$ cu ($v_{BD} = D_B \cdot v_B$), adică viteza dinamică este egală cu produsul dintre viteza cinematică și coeficientul dinamic D_B . Viteza motoare (pe aceeași direcție cu forța motoare și având același sens cu aceasta) este dată de expresia $v_m = r \cdot \omega$, iar $v_D = D_D \cdot s_{Dp}$. Forța motoare F_m la manivelă este perpendiculară pe raza manivelei r , în punctul A, iar o parte F_{Bm} din din forța motoare F_m se transmite primului braț al bielei principale 2 (în lungul lui brațului 1) către pistonul principal 3. O altă parte F_{Cm} din forța motoare F_m la manivelă, se transmite către pistonul secundar 5, în lungul celui de al doilea braț al bielei principale 2 pe direcția fusului maneton (brațului) a:

$$F_{B_m} = x \cdot F_m \cdot \cos\left[\frac{\pi}{2} - (\varphi + \beta)\right] \Rightarrow F_{B_m} = x \cdot F_m \cdot \sin(\varphi + \beta) \quad (1)$$

$$\text{Similar: } F_{C_m} = y \cdot F_m \cdot \cos\left[\frac{\pi}{2} + \varphi + \beta - \alpha\right] \Rightarrow F_{C_m} = y \cdot F_m \cdot \sin(\alpha - \varphi - \beta) \quad (2)$$

De asemenea, procentul x din forța motoare F_m , se transmite către pistonul principal 3, și alt procent y din această forță motoare se transmit către pistonul secundar 5. Suma celor

două procente x și y trebuie să aibă mereu valoarea 1 (unitară) sau procentual valoarea 100%, iar vitezele dinamice au aceleași direcții cu forțele corespunzătoare lor, respectiv:

$$v_{B_m} = x \cdot v_m \cdot \cos\left[\frac{\pi}{2} - (\varphi + \beta)\right] \Rightarrow v_{B_m} = x \cdot v_m \cdot \sin(\varphi + \beta) \quad (3)$$

$$\text{Similar: } v_{C_m} = y \cdot v_m \cdot \cos\left[\frac{\pi}{2} + \varphi + \beta - \alpha\right] \Rightarrow v_{C_m} = y \cdot v_m \cdot \sin(\alpha - \varphi - \beta) \quad (4)$$

De la elementul doi (prima bielă, brațul ei principal) către pistonul principal 3 se transmite forța F_B și viteza dinamică v_{BD} astfel:

$$F_B = F_{B_m} \cdot \cos \beta \Rightarrow F_B = x \cdot F_m \cdot \sin(\varphi + \beta) \cdot \cos \beta \quad (5)$$

$$\text{Similar: } v_{B_D} = v_{B_m} \cdot \cos \beta \Rightarrow v_{B_D} = x \cdot v_m \cdot \sin(\varphi + \beta) \cdot \cos \beta \quad (6)$$

Viteza cinematică cunoscută impusă de cuplele cinematice ale mecanismului se exprimă cu următoarea formulă:

$$v_B = v_m \cdot \sin(\varphi + \beta) \cdot \frac{1}{\cos \beta} \quad (7)$$

Prin introducerea coeficientului dinamic D_B , se forțează atingerea valorii dinamice prezise a vitezei pistonului conform expresiei următoare:

$$D_B = x \cdot \cos^2 \beta \quad (8)$$

$$\text{unde: } v_{B_D} = D_B \cdot v_B \quad \text{și} \quad v_m = r \cdot \omega \quad (9)$$

Expresiile cinematice pentru cel de al doilea piston se determină în urma proiectării acestor forțe în punctul C, adică F_{C_m} ; v_{C_m} ; F_{C_n} și respectiv în v_{c_n} astfel:

$$F_{C_n} = F_{C_m} \cdot \cos(\gamma + \beta) \Rightarrow F_{C_n} = y \cdot F_m \cdot \sin(\alpha - \varphi - \beta) \cdot \cos(\gamma + \beta) \quad (10)$$

$$\text{Similar: } v_{c_n} = v_{c_m} \cdot \cos(\gamma + \beta) \Rightarrow v_{c_n} = y \cdot v_m \cdot \sin(\alpha - \varphi - \beta) \cdot \cos(\gamma + \beta) \quad (11)$$

Forța F_{C_n} care se transmite în lungul celei de a doua biele se proiectează în punctul D pe axa ΔD sub forma F_D , a cărei expresie este redată cu ecuația următoare:

$$F_D = F_{C_n} \cdot \cos \gamma \Rightarrow F_D = y \cdot F_m \cdot \sin(\alpha - \varphi - \beta) \cdot \cos(\gamma + \beta) \cdot \cos \gamma \quad (12)$$

Valoarea vitezei dinamice în punctul D se determină cu următoarea expresie:

$$v_D = v_{c_n} \cdot \cos \gamma \Rightarrow v_D = y \cdot v_m \cdot \sin(\alpha - \varphi - \beta) \cdot \cos(\gamma + \beta) \cdot \cos \gamma \quad (13)$$

De asemenea, viteza cinematică a punctului D impusă de cuplele cinematice se determină cu ecuația următoare:

$$\dot{s}_D = v_D \Rightarrow \dot{s}_D = \frac{v_m}{\cos \gamma \cdot l \cdot \cos \beta} \cdot [l \cdot \cos \beta \cdot \sin(\gamma + \alpha - \varphi) - a \cdot \cos \varphi \cdot \sin(\gamma + \beta)] \quad (14)$$

Coeficientul dinamic în punctul D se determină prin rezolvarea următorului sistem de trei ecuații, impunând totodată și condiția unificării tuturor coeficienților dinamici într-unul singur, respectiv:

$$\begin{cases} D_D = \frac{N}{n} \\ N = (1-x) \cdot l \cdot \sin(\alpha - \varphi - \beta) \cdot \cos(\gamma + \beta) \cdot \cos^2 \gamma \cdot \cos \beta \\ n = l \cdot \cos \beta \cdot \sin(\gamma + \alpha - \varphi) - a \cdot \cos \varphi \cdot \sin(\gamma + \beta) \end{cases} \Rightarrow (15)$$

PERFORMANȚELE TERMODINAMICE ALE MOTOARELOR TERMICE DE TRACȚIUNE 16V ROMÂNĂȘTI PENTRU LOCOMOTIVELE BRITANICE CLASA 56

$$\Rightarrow \begin{cases} D = D_D = D_B \Rightarrow x = \frac{N_x}{n_x} \\ N_x = l \cdot \sin(\alpha - \varphi - \beta) \cdot \cos(\gamma + \beta) \cdot \cos^2 \gamma \\ n_x = l \cdot \cos^2 \beta \cdot \sin(\gamma + \alpha - \varphi) - a \cdot \cos \beta \cdot \cos \varphi \cdot \sin(\gamma + \beta) + \\ + l \cdot \sin(\alpha - \varphi - \beta) \cdot \cos(\gamma + \beta) \cdot \cos^2 \gamma \\ D = D_B = x \cdot \cos^2 \beta \end{cases} \quad (16)$$

De reținut este faptul că din condițiile precedente impuse, care țintesc unificarea celor doi coeficienți dinamici D_B și D_D într-un singur coeficient dinamic D , se explicitează valoarea variabilei procentuale x , în funcție de valoarea parametrului constructiv alfa și de ceilalți parametri cunoscuți.

2. CARACTERISITCILE CINEMATII BIELĂ - MANIVELĂ - PISTON

Pentru determinarea cinematicii bielă - manivelă - piston, se proiectează ecuația vectorială a conturului mecanismului pe două axe plane rectangulare ortogonale Ox și Oy și se obțin două ecuații scalare de poziții ale mecanismului, care descriu sistemul de două ecuații de poziții.

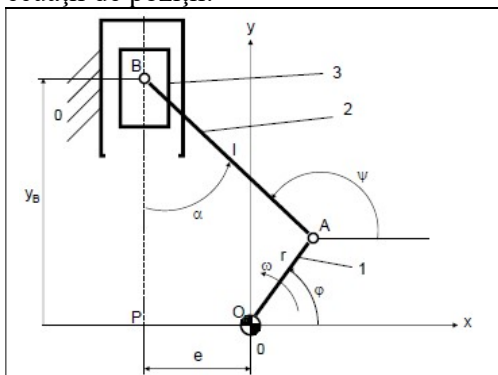


Fig. 4. Schema simplificată a mecanismului bielă - manivelă - piston al specific motorului diesel în patru timpi, cu 16 cilindri în V al locomotivei considerate

$$\begin{cases} r \cdot \cos \varphi + l \cdot \cos \psi = -e \\ r \cdot \sin \varphi + l \cdot \sin \psi = y_B \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} -r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi - l \cdot \dot{\psi} \cdot \sin \psi = 0 \\ r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi + l \cdot \dot{\psi} \cdot \cos \psi = \dot{y}_B \end{cases} \Rightarrow \quad (17)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} -r \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \cos \varphi - l \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \cos \psi - l \cdot \ddot{\psi} \cdot \sin \psi = 0 \\ -r \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \sin \varphi - l \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin \psi + l \cdot \ddot{\psi} \cdot \cos \psi = \ddot{y}_B \end{cases} \quad (18)$$

$$\text{Dacă: } r \cdot \cos \varphi + l \cdot \cos \psi = -e \Rightarrow \cos \psi = -\frac{e + r \cdot \cos \varphi}{l} \Rightarrow \quad (19)$$

$$\Rightarrow \dot{\psi} = -\frac{r \cdot \sin \varphi}{l \cdot \sin \psi} \cdot \dot{\varphi} \Rightarrow \ddot{\psi} = -\frac{r \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \cos \varphi + l \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \cos \psi}{l \cdot \sin \psi} \quad (20)$$

$$\text{Similar, dacă: } r \cdot \sin \varphi + l \cdot \sin \psi = y_B \Rightarrow s = y_B = r \cdot \sin \varphi + l \cdot \sin \psi \Rightarrow \quad (21)$$

$$\Rightarrow \dot{y}_B = r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi + l \cdot \dot{\psi} \cdot \cos \psi \Rightarrow \quad (22)$$

$$\Rightarrow \ddot{y}_B = l \cdot \ddot{\psi} \cdot \cos \psi - r \cdot \dot{\varphi}^2 \cdot \sin \varphi - l \cdot \dot{\psi}^2 \cdot \sin \psi \Rightarrow \quad (23)$$

$$\text{Dar: } \alpha = \psi - 90 \Rightarrow \begin{cases} \cos \alpha = \sin \psi \\ \sin \alpha = -\cos \psi \end{cases} \Rightarrow \sin \alpha = \frac{e + r \cdot \cos \varphi}{l} \quad (24)$$

$$\text{De asemenea: } v_B = \dot{y}_B \Rightarrow v_B = r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi + l \cdot \dot{\psi} \cdot \cos \psi \Rightarrow \quad (25)$$

$$\Rightarrow v_B = r \cdot \dot{\varphi} \cdot \cos \varphi - \frac{r \cdot \dot{\varphi} \cdot \sin \varphi \cdot \cos \psi}{\sin \psi} \Rightarrow \quad (26)$$

$$\Rightarrow v_B = \frac{r \cdot \dot{\varphi}}{\sin \psi} \cdot (\cos \varphi \cdot \sin \psi - \sin \varphi \cdot \cos \psi) \Rightarrow v_B = r \cdot \dot{\varphi} \cdot \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin \psi} \Rightarrow \quad (27)$$

$$\Rightarrow v_B = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin \psi} \Rightarrow v_B = r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin \psi} \quad (28)$$

Mecanismul bielă - manivelă - piston lucrează în regim de motor pe perioada unui singur timp din cei patru timpi ai ciclului energetic al mecanismului utilizat la motoarele Diesel românești tip 16 R 251, apte să dezvolte o putere instalată de 4000 [CP], având o cilindree totală de 139,6 [l] cu turboalimentare. În decursul acestui timp motor se produce o deplasare unghiulară corespunzătoare a manivelei de circa 180° (grade sexazecimale, aproximativ π radiani), atunci când pistonul se mișcă de la punctul mort apropiat către punctul mort depărtat (deci atunci când pistonul se mișcă între două poziții extreme ale sale, dar în mod obligatoriu de la volumul minim către volumul maxim al spațiului de lucru al cilindrului respectiv, iar ciclul energetic conține două cicluri cinematice și pentru a determina randamentul mecanismului bielă - manivelă - piston atunci când lucrează în regim motor, este necesară determinarea distribuției forțelor din mecanism mergând de la piston către manivelă.

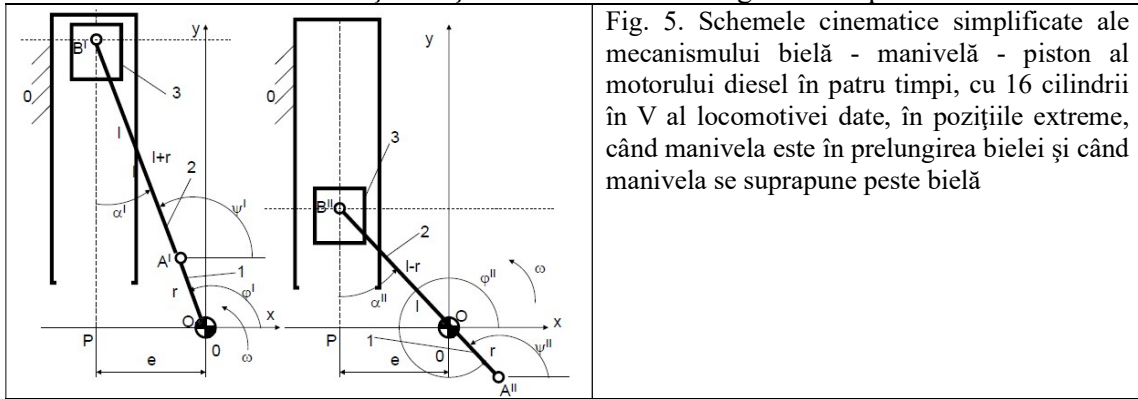


Fig. 5. Schemele cinematice simplificate ale mecanismului bielă - manivelă - piston al motorului diesel în patru timpi, cu 16 cilindrii în V al locomotivei date, în pozițiile extreme, când manivela este în prelungirea bielei și când manivela se suprapune peste bielă

$$\begin{cases} F_n = F_m \cdot \cos \alpha = F_m \cdot \sin \psi \\ F_\tau = F_m \cdot \sin \alpha = -F_m \cdot \cos \psi \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_u = F_n \cdot \sin(\psi - \varphi) \\ F_c = F_n \cdot \cos(\psi - \varphi) \end{cases} \Rightarrow \quad (29)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_u = F_m \cdot \sin \psi \cdot \sin(\psi - \varphi) \\ F_c = F_m \cdot \sin \psi \cdot \cos(\psi - \varphi) \end{cases} \quad (30)$$

$$\text{Dar: } P_u = F_u \cdot v_A \Rightarrow P_u = F_u \cdot r \cdot \omega \Rightarrow P_u = F_m \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \psi \cdot \sin(\psi - \varphi) \quad (31)$$

$$\text{De asemenea: } P_c = F_m \cdot v_B \Rightarrow P_c = F_m \cdot r \cdot \omega \cdot \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin \psi} \quad (32)$$

$$\text{Totodată: } \eta_i = \frac{P_u}{P_c} \Rightarrow \eta_i = \frac{F_m \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \psi \cdot \sin(\psi - \varphi)}{F_m \cdot r \cdot \omega \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \frac{1}{\sin \psi}} \Rightarrow \quad (33)$$

$$\Rightarrow \eta_i = \sin^2 \psi \Rightarrow \eta_i = \cos^2 \alpha \Rightarrow \eta_i = 1 - \frac{(e + r \cdot \cos \varphi)^2}{l^2} \Rightarrow \quad (34)$$

unde: forța motoare F_m consumată care reprezintă forța de intrare, se divide în două componente, respectiv forța normală F_n (orientată în lungul bielei) și forța tangențială F_τ , care este perpendiculară pe bielă în punctul B.

Întrucât manivelei i se imprimă o rotație orară (antitrigonometrică), viteza unghiulară ω este negativă. De asemenea, F_n este singura forță care se transmite de-a lungul bielei de la

PERFORMANȚELE TERMODINAMICE ALE MOTOARELOR TERMICE DE TRACȚIUNE 16V ROMÂNEȘTI PENTRU LOCOMOTIVELE BRITANICE CLASA 56

punctul B către punctul A (deoarece bara are mișcarea ei caracteristică, generală de bielă, respectiv o mișcare de roto-translație, iar când aceasta are o legătură definită de o cuplă la elementul fix, această bară se transformă din bielă în balansier și va putea transmite numai moment (cuplu de rotație). Totodată, în punctul A, forța F_n se divide la rândul ei în două componente, respectiv forța utilă F_u care este perpendiculară pe manivelă și forța de compresie sau de întindere F_c , care acționează în lungul manivelei. P_u reprezintă puterea utilă; P_c este puterea consumată; iar η_i reprezintă randamentul mecanic instantaneu. Pentru efectuarea calculului randamentului mecanic η , se integrează expresia randamentului instantaneu η_i , de la punctul mort apropiat până la punctul mort îndepărtat (care reprezintă domeniul de integrare), de la φ^I la φ^{II} și după efectuarea înlocuirii de variabile respectiv atunci când se cunosc sau se pot determina valorile extreme ale unghiului α , α_M și α_m astfel:

$$\begin{cases} \varphi^I \equiv \varphi_i = \pi - a \cos\left(\frac{e}{l+r}\right) \\ \varphi^{II} \equiv \varphi_f = 2 \cdot \pi - a \cos\left(\frac{e}{l-r}\right) \end{cases} \Rightarrow \eta = \frac{1}{\Delta\alpha} \cdot \int_{\alpha_m}^{\alpha_M} \eta_i \cdot d\alpha \Rightarrow \quad (35)$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{1}{\Delta\alpha} \int_{\alpha_m}^{\alpha_M} \cos^2 \alpha \cdot d\alpha \Rightarrow \eta = \frac{1}{\Delta\alpha} \int_{\alpha_m}^{\alpha_M} \frac{\cos(2 \cdot \alpha) + 1}{2} \cdot d\alpha \Rightarrow \quad (36)$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{1}{2 \cdot \Delta\alpha} \int_{\alpha_m}^{\alpha_M} (\cos(2\alpha) + 1) \cdot d\alpha \Rightarrow \eta = \frac{1}{2 \cdot \Delta\alpha} \cdot \left[\frac{1}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) + \alpha \right]_{\alpha_m}^{\alpha_M} \Rightarrow \quad (37)$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{1}{2 \cdot \Delta\alpha} \left[\frac{\sin(2\alpha_M) - \sin(2\alpha_m)}{2} + \Delta\alpha \right] \Rightarrow \quad (38)$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{\sin(2 \cdot \alpha_M) - \sin(2 \cdot \alpha_m)}{4 \cdot \Delta\alpha} + 0.5 \Rightarrow \quad (39)$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{\sin(2 \cdot \alpha_M) - \sin(2 \cdot \alpha_m)}{4 \cdot (\alpha_M - \alpha_m)} + 0.5 \Rightarrow \quad (40)$$

$$\Rightarrow \eta = 0.5 + \frac{\sin \alpha_M \cos \alpha_M - \sin \alpha_m \cos \alpha_m}{2 \cdot (\alpha_M - \alpha_m)} \quad (41)$$

$$\text{Dacă: } l > r + e \Rightarrow \alpha_M = \arcsin\left(\frac{r+e}{l}\right) \text{ și dacă: } r > e \Rightarrow \quad (42)$$

$$\Rightarrow \alpha_m = 0 \quad (43)$$

Dezaxarea e reduce randamentul, astfel încât se va lua $e=0$. Se poate adopta un raport $r/l=\lambda$ suficient de mic astfel încât să se realizeze la mecanismul motor un randament convenabil. Însă, cum în mod obișnuit factorul adimensional λ este ales constructiv mai mic decât valoarea de 0,3 atunci în mod automat randamentul mecanic al mecanismului motor bielă - manivelă - piston (în timpul motor) este mai mare de 96%, cu condiția ca dezaxarea e să fie nulă (zero). Atunci când lucrează în regim motor, mecanismul bielă - manivelă - piston, are un randament mecanic foarte bun (foarte ridicat):

$$\text{Dacă: } \lambda \leq 0,1(6) \Rightarrow \eta \geq 0,99 \equiv 99\% \quad (44)$$

$$\text{Dacă: } \lambda = 0, (3) \Rightarrow \eta = 0,962 \equiv 96,2\% \quad (45)$$

$$\text{Dacă: } \lambda = 0,5 \Rightarrow \eta = 0,913 \equiv 91,3\% \quad (46)$$

Mecanismul bielă - manivelă - piston lucrează ca mecanism motor (cu acționarea de la piston), o singură cursă în cadrul unui ciclu energetic, ceilalți „unu” sau respectiv „trei” timpi fiind timpi de lucru în regim manivelă (cu acționarea de la manivelă, adică de la arborele cotit). La motorul termic de tracțiune românesc de tip 16RK3CT, la care ciclul energetic coincide cu cel cinematic (360 deg), toate funcțiile se produc pe parcursul unei rotații

complete a arborelui motor, fără a mai putea discuta de cilindri și de cursa lor, ori de aspectul curselor, cercetarea axându-se pe cât anume din unghiul total ($360\text{deg}=2\pi$) de rotație a manivelei (a motorului) este timp motor sau nu. Acest model de mașină termică românească de tipul 16RK3CT în patru timpi cu 16 cilindri în V, are un singur timp motor din cei patru, toți ceilalți trei timpi fiind cu acționare de la manivelă, fapt care reduce mult randamentul acestui motor, deoarece randamentul mecanic la acționarea de la manivelă este de circa două ori mai mic decât cel al unui timp motor efectiv.

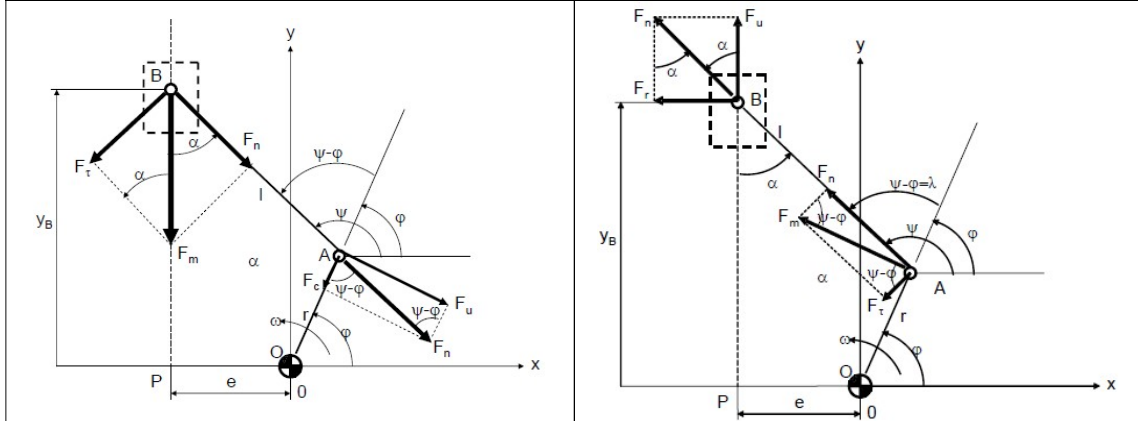


Fig. 6. Schema cinematică simplificată a mecanismului bielă - manivelă - piston al motorului diesel în patru timpi, cu 16 cilindri în V al locomotivei considerate și a forțelor din mecanism, când puterea (forța motoare) se transmite întâi de la piston spre manivelă și ulterior dinspre manivelă

În cazul acționării sistemului manivelă - bielă - piston de la manivelă (adică dinspre arborele cotit), după determinarea repartiției forțelor și pe baza lor, a vitezelor se pot calcula puterile și randamentul mecanic al sistemului termodinamic al locomotivei considerate în condițiile date.

$$\begin{cases} F_n = F_m \cdot \sin(\psi - \varphi) \\ F_\tau = F_m \cdot \cos(\psi - \varphi) \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} F_u = F_n \cdot \cos \alpha \\ F_r = F_n \cdot \sin \alpha \end{cases} \Rightarrow \quad (47)$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_u = F_n \cdot \sin \psi = F_m \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \sin \psi \\ F_r = -F_n \cdot \cos \psi = -F_m \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \cos \psi \end{cases} \quad (48)$$

Forța F_m de intrare, de acționare (definită ca fiind forța motoare consumată), este perpendiculară în punctul A pe manivela OA (r) și se divide în două componente, respectiv forța normală F_n care reprezintă componenta activă și singura componentă transmisă de la cupla A către cupla B prin intermediul bielei (la care forțele se transmit doar în lungul ei) și forța tangențială F_τ , forță care deși nu se transmite prin bielă, poate totuși să o rotească și să o deformeze elastic în același timp (solicitare mecanică de încovoiere). În cupla B, forța transmisă F_n , se divide la rândul ei în două componente și anume forța utilă F_u precum și o forță normală F_r pe axa de ghidare (axa ghidajului). Dacă P_u reprezintă puterea utilă iar P_c este puterea consumată, atunci randamentul mecanic instantaneu al sistemului termodinamic bielă - manivelă - piston acționat dinspre manivelă este η_i . Pentru determinarea randamentului mecanic η al sistemului acționat de la arborele cotit al mașinii termice cu aprindere prin compresie a locomotivei considerate, este dificilă integrarea expresiei din sistemul de ecuații reprezentativ inițial atunci când variabila de integrare este unghiul φ (integrarea fiind posibilă doar prin metode aproximative, fapt ce nu ar permite obținerea unei expresii finale) și atunci, se vor utiliza ca variabile de integrare unghiurile ψ și φ și astfel ecuația integrală se simplifică. În final s alege pentru simplificarea calculelor integrarea cu o singură variabilă, respectiv λ .

$$\text{Dar: } P_u = F_u \cdot v_B \Rightarrow P_u = F_m \cdot \sin(\psi - \varphi) \cdot \sin \psi \cdot \frac{r \omega \sin(\psi - \varphi)}{\sin \psi} \Rightarrow \quad (49)$$

**PERFORMANȚELE TERMODINAMICE ALE MOTOARELOR TERMICE DE
TRACTIUNE 16V ROMÂNENEȘTI PENTRU LOCOMOTIVELE BRITANICE CLASA 56**

$$\Rightarrow P_u = F_m \cdot r \cdot \omega \cdot \sin^2(\psi - \varphi) \quad (50)$$

$$\text{Similar: } P_c = F_m \cdot v_A \Rightarrow P_c = F_m \cdot r \cdot \omega \quad (51)$$

$$\text{Totodată: } \eta_i = \frac{P_u}{P_c} \Rightarrow \eta_i = \frac{F_m \cdot r \cdot \omega \cdot \sin^2(\psi - \varphi)}{F_m \cdot r \cdot \omega} \Rightarrow \quad (52)$$

$$\Rightarrow \eta_i = \sin^2(\psi - \varphi) \Rightarrow \eta_i = \frac{[\sqrt{l^2 - (e + r \cdot \cos \varphi)^2} \cdot \cos \varphi + (e + r \cdot \cos \varphi) \cdot \sin \varphi]^2}{l^2} \Rightarrow \quad (53)$$

$$\text{Dacă: } \lambda = \psi - \varphi \Rightarrow \eta_i = \sin^2 \lambda \Rightarrow \quad (54)$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{1}{\Delta \lambda} \cdot \int_{\lambda_m}^{\lambda_M} \eta_i \cdot d\lambda \Rightarrow \eta = \frac{1}{\Delta \lambda} \int_{\lambda_m}^{\lambda_M} \sin^2 \lambda \cdot d\lambda \Rightarrow \quad (55)$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{1}{\Delta \lambda} \int_{\lambda_m}^{\lambda_M} \frac{1 - \cos(2 \cdot \lambda)}{2} \cdot d\lambda \Rightarrow \eta = \frac{1}{2 \cdot \Delta \lambda} \int_{\lambda_m}^{\lambda_M} (1 - \cos(2\lambda)) \cdot d\lambda \Rightarrow \quad (56)$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{1}{2 \cdot \Delta \lambda} \cdot \left[\lambda - \frac{1}{2} \cdot \sin(2 \cdot \lambda) \right]_{\lambda_m}^{\lambda_M} \Rightarrow \quad (57)$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{1}{2 \cdot \Delta \lambda} \left[\Delta \lambda - \frac{\sin(2\lambda_M) - \sin(2\lambda_m)}{2} \right] \Rightarrow \quad (58)$$

$$\Rightarrow \eta = \frac{1}{2} - \frac{\sin(2 \cdot \lambda_M) - \sin(2 \cdot \lambda_m)}{4 \cdot \Delta \lambda} \Rightarrow \eta = 0,5 - \frac{\sin(2 \cdot \lambda_M) - \sin(2 \cdot \lambda_m)}{4 \cdot (\lambda_M - \lambda_m)} \Rightarrow \quad (59)$$

$$\Rightarrow \eta = 0,5 - \frac{\sin \lambda_M \cdot \cos \lambda_M - \sin \lambda_m \cdot \cos \lambda_m}{2 \cdot (\lambda_M - \lambda_m)} \Rightarrow \quad (60)$$

Dacă randamentul se uniformizează din punct de vedere dinamic, atunci vitezele și accelerațiile sunt mai line în acționările de la manivelă și mai „ascuțite” (și cu vibrații) pe perioada acționării de la piston, astfel încât, motoarele termice în patru timpi cu ardere internă sunt mai avantajoase din acest punct de vedere, decât mașinile termice cu aprindere prin compresie în doi timpi, iar accelerațiile dinamice se determină prin derivarea vitezelor dinamice în trei situații distincte, iar pentru obținerea unui spor de putere al motorului diesel considerat al locomotivei date, care să lucreze la turații ridicate, este necesară atribuirea din proiectare pentru constanta λ „lambda” a unor valori constructive cât mai mici cu puțință, la o cursă cât mai mică a pistonului în cilindru cu puțință, lucru ce se realizează constructiv prin adoptarea unei manivele cât mai mici cu puțință.

Prin scăderea razei manivelei va scădea și cursa pistonului iar odată cu aceasta și cilindrul motorului termic, urmând ca refacerea volumului să fie făcută prin adoptarea unui alezaj cât mai mare (adică cilindri de diametre mari) și/sau prin creșterea numărului de cilindri, coroborat cu modificarea (adaptarea) geometriei camerei de ardere din capul pistonului. Pentru determinarea ecuației dinamice *Lagrange* de mișcare a mașinii termice considerate a locomotivei date, se pleacă de la forma diferențială a acesteia și anume:

$$M_m - M_r + M_m^i - M_r^i = 0 \Rightarrow M_m - M_r = -(M_m^i - M_r^i) \Rightarrow \quad (61)$$

$$\Rightarrow M_m - M_r = -M_m^i - (-)M_r^i \quad (62)$$

$$\text{Dar: } M^* = M_m - M_r \Rightarrow M^* = -(M_m^i - M_r^i) \Rightarrow \quad (63)$$

$$\Rightarrow M^* = J^* \cdot \omega_m^2 \cdot D \cdot D' - \int M_m^i \cdot d\varphi \Rightarrow \quad (64)$$

$$\Rightarrow J^* \cdot \varepsilon + \frac{1}{2} \cdot \omega^2 \cdot J^{**} = M^* \Rightarrow \quad (65)$$

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} d\omega = \frac{-\omega_m \cdot (J^* + J^{*'} \cdot d\varphi)}{2 \cdot J^* + J^{*'} \cdot d\varphi} \pm \\ \pm \frac{\sqrt{\omega_m^2 (J^* + J^{*'} \cdot d\varphi)^2 + (2M^* d\varphi - \omega_m^2 J^* d\varphi) \cdot (2J^* + J^{*'} \cdot d\varphi)}}{2 \cdot J^* + J^{*'} \cdot d\varphi} \\ \\ d\omega = \omega_m \cdot \frac{-(J^* + J^{*'} \cdot d\varphi)}{2 \cdot J^* + J^{*'} \cdot d\varphi} + \omega_m \cdot \\ \cdot \frac{\sqrt{(J^* + J^{*'} \cdot d\varphi)^2 + J^* \cdot d\varphi \cdot (2J^* + J^{*'} \cdot d\varphi) \cdot (2 \cdot D \cdot D' - D^2 - 1)}}{2 \cdot J^* + J^{*'} \cdot d\varphi} \end{array} \right. \Rightarrow \quad (66)$$

Valorile accelerațiilor unghiulare ε , se determină prin calcule pornind de la ecuația dinamică *Lagrange* de mișcare a mașinii termice considerate a locomotivei date, respectiv:

$$\Rightarrow J^* \cdot \varepsilon + \frac{1}{2} \cdot \omega^2 \cdot J^{*'} = M^* \Rightarrow \varepsilon = \frac{2 \cdot M^* - \omega^2 \cdot J^{*'}}{2 \cdot J^*} \Rightarrow \quad (67)$$

$$\Rightarrow \varepsilon = \left(D \cdot D' - \frac{1}{2} \cdot D^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{J^{*'}}{J^*} \right) \cdot \omega^2 \quad (68)$$

După determinarea valorii viteze unghiulare variabile ω , se poate determina în mod direct și valoarea accelerației unghiulare ε , a manivelei astfel:

$$\left\{ \begin{array}{l} \cos \psi = -\lambda \cdot \cos \varphi \\ -\sin \psi \cdot \dot{\psi} = \lambda \cdot \sin \varphi \cdot \dot{\varphi}, \text{ unde } \dot{\varphi} = D \cdot \omega; \dot{\varphi}^2 = D^2 \cdot \omega^2 \\ \Rightarrow \dot{\psi} = -\lambda \cdot \frac{\sin \varphi}{\sin \psi} \cdot \dot{\varphi} \\ -\cos \psi \cdot \dot{\psi}^2 - \sin \psi \cdot \ddot{\psi} = \lambda \cdot \cos \varphi \cdot \dot{\varphi}^2 + \lambda \cdot \sin \varphi \cdot \ddot{\varphi} \\ \ddot{\psi} = \frac{-\cos \psi \cdot \dot{\psi}^2 - \lambda \cdot \cos \varphi \cdot \dot{\varphi}^2 - \lambda \cdot \sin \varphi \cdot \ddot{\varphi}}{\sin \psi} \Rightarrow \\ \Rightarrow \ddot{\psi} = \frac{-\lambda \cdot (1 - \lambda^2) \cdot \cos \varphi \cdot \dot{\varphi}^2 / \sin^2 \psi - \lambda \cdot \sin \varphi \cdot \varepsilon}{\sin \psi} \end{array} \right. \Rightarrow \quad (69)$$

$$\Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \ddot{\psi} = \frac{-\lambda \cdot (1 - \lambda^2) \cdot \cos \varphi \cdot \dot{\varphi}^2}{\sin^3 \psi} - \frac{\lambda \cdot \sin \varphi \cdot \varepsilon}{\sin \psi} \\ y_B = r \cdot \sin \varphi + l \cdot \sin \psi \\ v_B = r \cdot \cos \varphi \cdot \dot{\varphi} + l \cdot \cos \psi \cdot \dot{\psi} \\ a_B = r \cdot \left\{ \left[\lambda \cdot (1 - \lambda^2) \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sin^3 \psi} - \sin \varphi - \lambda \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\sin \psi} \right] \cdot \dot{\varphi}^2 + \right. \\ \left. + \left[\cos \varphi + \lambda \cdot \frac{\sin \varphi \cdot \cos \varphi}{\sin \psi} \right] \cdot \varepsilon \right\} \\ \\ a_B = r \cdot \omega^2 \cdot \left\{ \left[\lambda \cdot (1 - \lambda^2) \cdot \frac{\cos^2 \varphi}{\sin^3 \psi} - \sin \varphi - \lambda \cdot \frac{\sin^2 \varphi}{\sin \psi} \right] \cdot D^2 + \right. \\ \left. + \frac{\sin(\psi - \varphi)}{\sin \psi} \cdot \left(D \cdot D' - \frac{1}{2} \cdot D^2 - \frac{1}{2} \cdot \frac{J^{*'}}{J^*} \right) \right\} \end{array} \right. \quad (70)$$

PERFORMANȚELE TERMODINAMICE ALE MOTOARELOR TERMICE DE TRACȚIUNE 16V ROMÂNENEȘTI PENTRU LOCOMOTIVELE BRITANICE CLASA 56

De reținut este faptul că dacă s-a luat în considerare viteza unghiulară variabilă și existența unei accelerații unghiulare variabile a manivelei, atunci trebuie avut în vedere și efectul datorat deplasării unghiulare dinamice a manivelei. Variația dinamică a unghiului φ de poziție există în mod evident, dar ea nu poate fi impusă decât de însăși manivela, adică de chiar dinamica arborelui motor, iar viteza unghiulară variabilă ω se determină cu expresia următoare:

$$\omega^D = D^C \cdot \omega \quad (71)$$

De asemenea, derivata unghiului de poziție în funcție de timp respectiv $d\varphi/dt$ se poate exprima și în funcție de unghiul de poziție φ . Dacă în cinematica clasică derivata lui φ în funcție de el însuși are valoare unitară, în cinematica dinamică (unde există acel coeficient dinamic), derivata unghiului de poziție φ în funcție de poziția φ ia valoarea D , care este diferită în general de valoarea 1 (unitară), iar manivela este influențată dinamic direct de arborele cotit al motorului pe care este construită, astfel încât dinamica manivelei va fi de tip compresor, adică manivela va avea conducerea dinspre arborele cotit al motorului respectiv:

$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\varphi}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt}$	\Rightarrow	$\frac{d\varphi}{dt} = \varphi' \cdot \omega$	$\frac{d\varphi}{dt} = D^C \cdot \omega$	\Rightarrow	(72)
---	---------------	---	--	---------------	------

Dar:	$\varphi' \equiv \varphi^D$	iar:	$\varphi^D = D^C$	\Rightarrow	$\varphi' = \sin^2 \psi$	\Rightarrow	(73)
------	-----------------------------	------	-------------------	---------------	--------------------------	---------------	------

\Rightarrow	$\varphi' = 1 - \lambda^2 \cdot \cos^2 \varphi$	(74)
---------------	---	------

De asemenea:	$\varphi \equiv \varphi^D$	iar:	$\varphi^D = \int D^C d\varphi$	\Rightarrow	$\varphi = \int D^C d\varphi$	\Rightarrow	(75)
--------------	----------------------------	------	---------------------------------	---------------	-------------------------------	---------------	------

\Rightarrow	$\varphi^D = \left(1 - \frac{\lambda^2}{2}\right) \cdot \varphi - \frac{\lambda^2}{4} \cdot \sin(2\varphi)$	(76)
---------------	---	------

Expresia matematică a unghiului dinamic de poziție φ s-a obținut prin integrarea coeficientului dinamic D în funcție de variabila φ , care reprezintă valoarea lui φ^D .

1. CONCLUZII

În calculul dinamic al mecanismului bielă - manivelă - piston, definit ca mecanism principal al motorului termic de tracțiune românesc cu aprindere prin compresie tip 16RK3CT cu injecție directă în volum, se iau în considerare și influențele forțelor exterioare asupra dinamicii realea mecanismului considerat, ținându-se cont și de forțele motoare și rezistente, cât și de cele inerțiale, precum și de forțele de greutate, chiar în condițiile în care influența ultimelor este mai mică și chiar neglijabilă chiar în raport cu forțele de inerție care sunt cu mult superioare forțelor gravitaționale. Totodată, pentru calculul dinamic este necesar suplimentar și determinarea expresiei momentului total al forțelor motoare și al forțelor rezistente redus la manivelă, unde suma forțelor motoare și a forțelor rezistente este în general dificil de determinat cu exactitate, fiind necesar să fie cunoscute în funcție de poziția manivelei, fapt ce implică măsurători experimentale de înaltă precizie în faza de proiectare a mașinii termice. Întrucât nu pot fi determinate cu precizie forțele care acționează asupra pistonului, atunci prin substituție, forțele motoare și forțele rezistente sunt înlocuite cu forțele de inerție, care se determină simplu deoarece suma forțelor inerțiale este egală cu cea a forțelor motoare și a forțelor rezistente.

În urma calculelor deterministe și a experimentelor efectuate pe standurile de probe, a reieșit faptul că atunci când se continuă creșterea lungimii bielei, dar menținând constantă lungimea manivelei, se obțin accelerații „mai rotunjite”, care sunt de natură să se apropie din ce în ce mai mult de formele (variațiile ciclice) sinusoidale, iar elongațiile dinamice tind în general să devină mai mici decât elongațiile cinematice.

Deplasarea unghiulară este impusă dinamic de arborele cotit, astfel încât este imperativă

înlocuirea unghiului φ de rotație (denumit unghi de poziționare) a manivelei cu valoarea sa dinamică calculată în regim de compresor, deoarece arborele cotit se deplasează numai după legile impuse chiar de el, existând atât în timpii motori, cât și în ceilalți timpi o forță motoare permanentă care antrenează tot arborele și deci și toate manivelele (fusurile manetoane), antrenare datorată timpilor motori ai tuturor cilindrilor, forțelor de inerție, precum și inerției foarte mari suplimentare impusă de volantul motorului.

Efectul dinamic este bun pentru mișcarea mecanismului, deoarece acest efect dinamic restrânge elongațiile accelerației, însă atunci când se restrâng aceste zone cu vârfuri, se crează în schimb în zonele respective, oscilații dinamice care produc vibrații, bătaii, zgomote, și chiar șocuri cu percuție, fenomen care este evidențiat prin modelul cu viteză unghiulară variabilă și poziții dinamice (fără să fie luat în considerare și efectul lui ε variabil).

Dezavantajele dinamice ale motoarelor termice de tracțiune de tipul 16RK3CT fac obiectul unei așanumite contradicții, întrucât dinamica mecanismelor acestora este mai bună la acționarea de la manivelă (adică de la arborele cotit), dar timpii motori (care au o cinematică dinamică inferioară) sunt practic cei necesari, fiind singurii care produc puterea (efectiv) și care generează și randamente ridicate la acest tip de motor termic. Pe de altă parte însă, tocmai acești timpi (motori) produc în afară de o funcționare neregulată cu șocuri, vibrații și zgomote la motorul termic, dar generează în același timp și caracteristici dinamice dezavantajoase. Unul dintre avantajele utilizării motoarelor termice de tracțiune românești cu aprindere prin compresie de tip 16RK3CT în patru timpi constituindu-l injecția de combustibil, după renunțarea la procedeul denumit carbu-rație întrucât motorinele au capacitatea să se autoaprindă.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Heumann, K.; Steimel, K. „Kommutatorloser Bahnmotor mit Pulswechselrichter für Akkumulatortriebwagen”, AEG-Mitteilungen 55 (1965), Nr. 3, pp. 220–226.
- [2] Klingel, J. „Über den Lauf der Eisenbahnwagen auf gerader Bahn”. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens XX (1883).
- [3] Sebeșan, I. & Mazilu, T. „Vibrațiile vehiculelor feroviare” („Vibrations Of The Railway Vehicles”), Editura Matrix Rom, București, 2010.
- [4] Mazilu, T. „Vibrații” („Vibrations”), Editura Matrix Rom, București, 2012.
- [5] Zăgănescu, I. „Locomotive și automotoare cu motoare termice”, București, Editura didactică și pedagogică, 1972.
- [6] Udriște, O. & Jidveianu, V. „Locomotive diesel electrice și locomotive electrice”, București, Centrul de documentare și publicații tehnice, M.C.F., 1966.
- [7] Dumitru, G. „Dinamica locomotivelor”, ISBN 978-606-25-0531-6, Editura MatrixRom, București, 2022.
- [8] Dumitru G. ș.a. „Mecanica Trenurilor”, ISBN 978-606-25-0484-7, Editura MatrixRom, București, 2019.