

## MODELLING OF AN OVERHEAD VALVE ENGINE MECHANISM

Popa Andrei-Sebastian, Grecu Andrei-Bogdan, Toșu Tiberiu-Nicolae

Facultatea: Inginerie Industrială și Robotică, Specializarea: Ingineria Securității în Industrie, Anul de studii: II, e-mail: [andreipopa25678@gmail.com](mailto:andreipopa25678@gmail.com)

Conducător științific: Șl. dr. ing. Liviu Marian UNGUREANU

*Abstract: An overhead valve (OHV) engine is a piston engine whose valves are in the cylinder head above the combustion chamber. This contrasts with earlier flathead engines, where the valves were located below the combustion chamber in the engine block - [1]. The camshaft (1) is driven by the crankshaft of the motor and acts on the dowels (2). By using the push rods (3) the cam profile pushes the rockers (4) that open the valves (6). The valves are held in place by the coil springs (5) (Fig.1). The dowel is the part that is driven directly by the camshaft. Hydraulic cleats are used to reduce operating noise and to compensate for thermal play – [2].*

*CUVINTE CHEIE: motor overhead valve, mecanism*

### 1. Introducere

Problema actuală este determinarea unei scheme cinematice analitice a mecanismului manivelă-piston și a unei sinteze cinematice, ce rezultă din efectuarea calculelor. Astfel, prin utilizarea unor modalități, cum ar fi: metoda contururilor, eliminarea unghiului din ecuații, crearea unor sisteme de calcul (cinematică analitică), respectiv calcularea sistemelor pentru determinarea unor variabile (sinteză cinematică), aflăm ecuația curbei de bielă și variabilele sale și aflarea punctelor prin care poate trece punctul trasor T pentru a putea proiecta mecanismul motorului OHV în programul solidworks.

### 2. Stadiul actual

Se urmărește cinematica analitică și sinteza analitică a mecanismului manivelă-piston R(RRT) + legile de mișcare a tchetului, pentru a putea pune în practică în viața reală calculele efectuate pe un motor OHV (Overhead valve engine).

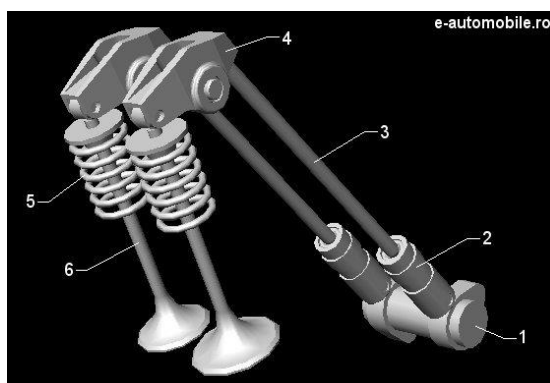


Fig.1 Motorul Overhead valve engine

Într-un motor OHV, axul cu came este plasat în interiorul chiuloasei iar supapele sunt acționate prin tacheți, tije metalice și culbutori. Acesta se numește mecanism de comandă a supapele. Motoarele

OHV sunt folosite cu succes de foarte mulți ani. Cele mai multe mașini clasice americane au avut motoare OHV, acestea încă fiind utilizate în camioane și mașini sport.

Dezavantajul unui design OHV este că necesită multe componente mobile pentru a acționa supapele. Fiecare componentă adaugă greutate. Acest lucru are ca rezultat o inerție mai mare a mecanism de comandă a supapelor, ceea ce face dificil controlul și sincronizarea supapelor la turații mai mari.

**Tabel 1. Detalii motor GX270 (OHV)**

Tip motor	Monocilindru în 4 timpi
Tip manșon cilindru	Manșon din fontă
Alezaj x Cursă	77 x 58 mm
Deplasare	270 cm <sup>3</sup>
Rata compresiei	8.5: 1
Putere netă	6.3 kW (8.4CP) / 3600 rpm
Putere nominală evaluată	4.6 kW (6.2 HP) / 3000 rpm 5.1 kW (6.8 HP) / 3600 rpm
Cuplu net maxim	19.1 Nm (1.94 kgfm) / 2500 rpm
Sistem de aprindere	CDI digital cu temporizare de aprindere variabilă
Pornire	Recul (start electronic opțional )
Capacitate rezervor combustibil	5.3 Litri
Combustibil consumat la putere nominală	2.4 L/h – 3600 rpm
Capacitate ulei motor	1.1 Litri
Dimensiuni ( L x W x H )	381 x 428 x 422 mm
Greutate	25.8 kg

Aceasta înseamnă că un motor OHV de dimensiuni mici nu va fi foarte eficient. Designul OHV este mai potrivit pentru motoarele mai mari, V6 și V8, astfel acestea nu sunt echipate pe o mașină compactă modernă.

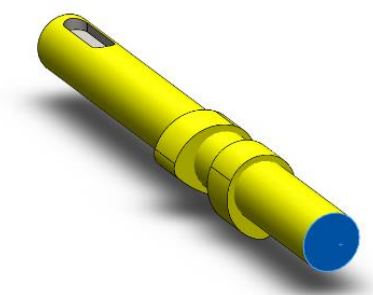


Fig. 2 Arbore cu came

Avantajele unui motor OHV includ un cost mai mic, un cuplu mai mic și o dimensiune mai compactă.

Fig.1 componente:

1. arbore cu came
2. tacheți
3. tije împingătoare
4. culbutori

5. arcul supapei
6. supapă

Arborele cu came (1) este antrenat de arborele cotit al motorului și acționează asupra tacheților (2). Prin intermediul tijelor împingătoare (3) profilul camelor împing culbutorii (4) care deschid supapele (6). Supapele sunt ținute pe sediu de arcurile elicoidale (5).

Arborii cu came (Fig.2) sunt antrenați de arborele cotit al motorului prin intermediul unei curele dințate (distribuție pe curea) sau a unui lanț metalic (distribuție pe lanț). Arborii sunt executați din oțel ușor aliat sau fontă aliată. Contactul dintre came și tacheți este întodeauna lubrifiat cu ulei motor.



Fig. 3 Culbutor pentru OHV

Tachetul este piesa care este acționată direct de către arborele cu came. Pentru a reduce zgomotul în funcționare și pentru a compensa jocul termic se utilizează tacheții hidraulici. Jocul termic reprezintă distanța dintre piesele în mișcare ale sistemului de distribuție, tija împingătoare – culbutor pentru OHV, joc care variază în funcție de temperatura pieselor (Fig.3). Jocul termic crește odată cu uzura pieselor și are impact negativ asupra zgomotului și fiabilității sistemului de distribuție.

### 3. Cinematica analitică a mecanismului manivelă-piston (Fig. 4)

Ecuția curbei de bielă sub formă implicită:  $g(x,y)=0$  (1)

Prin metoda conturilor se determina vectorul  $\overline{AT}$

$$\overline{AT} = \overline{AB} + \overline{BT} = \overline{AC} + \overline{CT} \quad (2)$$

$$\begin{cases} x = r \cos \varphi + a \cos \alpha = e + b \cos \beta \\ y = r \sin \varphi + a \sin \alpha = s + b \sin \beta \end{cases} \quad (3)$$

Se elimina unghiul  $\varphi$ :

$$\begin{aligned} (x - a \cos \alpha)^2 + (y - a \sin \alpha)^2 &= r^2 \\ x^2 + y^2 + a^2 - 2ax \cos \alpha - 2ay \sin \alpha &= r^2 \\ A_1 \cos \alpha + B_1 \sin \alpha &= C_1 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} A_1 &= 2ax \\ B_1 &= 2ay \\ C_1 &= x^2 + y^2 + a^2 - r^2 \end{aligned} \quad (5)$$

Prin considerarea  $\beta = \alpha + \gamma$ , obținem din prima ecuație:

$$\begin{aligned} x &= e + b \cos \beta = e + b(\cos \alpha \cos \gamma - \sin \alpha \sin \gamma) \\ \Rightarrow A_2 \cos \alpha + B_2 \sin \alpha &= C_2 \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} A_2 &= b \cos \gamma \\ B_2 &= -b \sin \gamma \\ C_2 &= x - e \end{aligned} \quad (7)$$

Formăm sistemul:

$$\begin{cases} A_1 \cos \alpha + B_1 \sin \alpha = C_1 \\ A_2 \cos \alpha + B_2 \sin \alpha = C_2 \end{cases} \quad (8)$$

Notăm: 
$$U = \begin{vmatrix} C_1 & B_1 \\ C_2 & B_2 \end{vmatrix}; V = \begin{vmatrix} A_1 & C_1 \\ A_2 & C_2 \end{vmatrix}; W = \begin{vmatrix} A_1 & B_1 \\ A_2 & B_2 \end{vmatrix}; \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \cos \alpha &= U/W \sin \alpha & \alpha &= V/W \\ \sin^2 \alpha + \cos^2 \alpha &= 1 \end{aligned} \quad (10)$$

$$\left(\frac{U}{W}\right)^2 + \left(\frac{V}{W}\right)^2 = 1 \quad U^2 + V^2 = W^2 \quad (11)$$

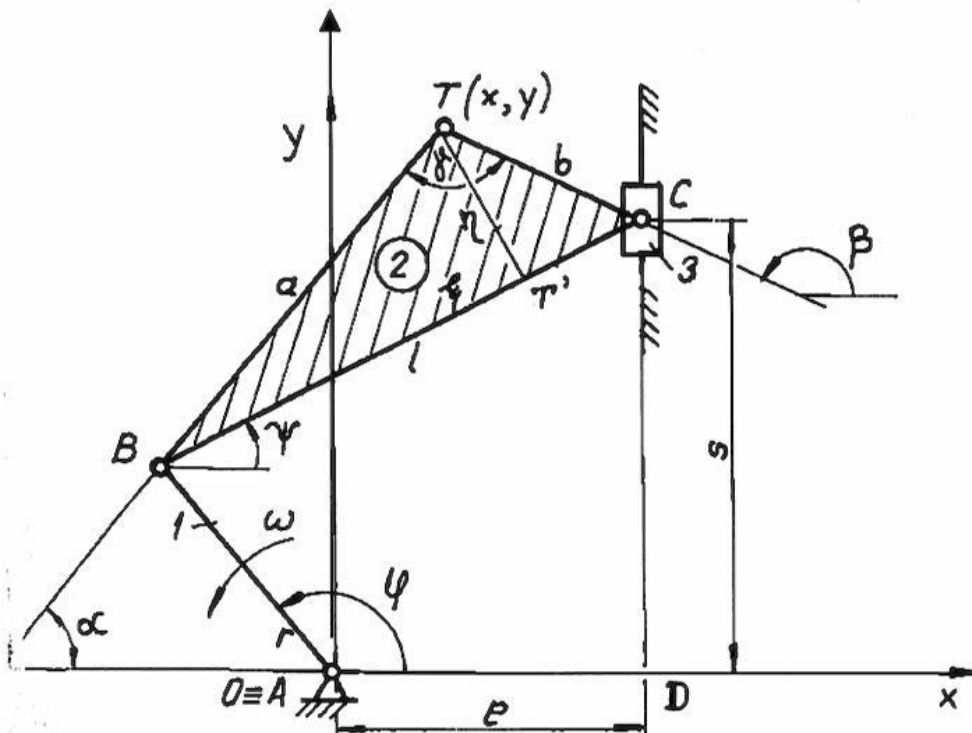


Fig. 4 Mecanismul manivelă-piston

Ecuția cursei de bielă:  $g(x, y) = U^2 + V^2 - W^2$ , unde:

$$\begin{aligned} U &= -b \sin \gamma (x^2 + y^2 + a^2 - r^2) - 2ay[(x - e)] \\ V &= -b \cos \gamma (x^2 + y^2 + a^2 - r^2) + 2ax[(x - e)] \\ W &= -2ab(x \sin \gamma + y \cos \gamma) \end{aligned} \quad (12)$$

Ecuția curbei de bielă  $U^2 + V^2 = W^2$  este o ecuație de gradul IV.

#### 4. Sinteza cinematică

$g(x, y, a, b, r, l, e) = 0, k = 1, n$ , sistem neliniar rezolvabil prin metode numerice.

Pentru ca sistemul să fie compatibil determinat  $n = 5$ .

Dacă originea sistemului de coordonate nu coincide cu punctul A, mai apar doi parametrii:  $x_0, y_0$ , deci în total avem 7 puncte impuse prin care poate trece punctul trasor T.

- **Sinteza legilor de mișcare a tachelului și calculul coeficienților aferenți (Mecanism camă-tachet):**

Pentru deplasarea liniară a tachelului translant se consideră o funcție de tip sinusoidalasimetrică. Întrucât cama are profilul simetric, legea de mișcare la coborâre este aceeași cu cea de la urcare. Legea de mișcare la urcare este definită pe două intervale de lucru:

$$\begin{cases} s_I = A_1 \sin(D_1 \varphi) + B_1 \varphi + C_1 \\ s_{II} = A_2 \sin[D_2(\varphi - k\varphi_u)] + B_2(\varphi - k\varphi_u) + C_2 \end{cases} \quad (13)$$

Astfel, prima ecuație este pentru primul interval  $\varphi \in [0, k\varphi_u]$ , iar a doua pentru al doilea interval  $\varphi \in [k\varphi_u, \varphi_u]$ . În cele două expresii apar coeficienții A, B, C, D, care urmează a fi determinați din condițiile inițiale (de la capetele intervalelor), precum și din condiția de continuitate a funcției în punctul  $k\varphi_u$ .

Prin urmare, parametrii cinematici de poziție, viteză și accelerație sunt:

$$\begin{cases} s_I = A_1 \sin(D_1 \varphi) + B_1 \varphi + C_1 \\ s'_I = A_1 D_1 \cos(D_1 \varphi) + B_1 \\ s''_I = -A_1 D_1^2 \sin(D_1 \varphi) \end{cases} \quad \text{și} \quad \begin{cases} s_{II} = A_2 \sin[D_2(\varphi - k\varphi_u)] + B_2(\varphi - k\varphi_u) + C_2 \\ s'_{II} = A_2 D_2 \cos[D_2(\varphi - k\varphi_u)] + B_2 \\ s''_{II} = -A_2 D_2^2 \sin[D_2(\varphi - k\varphi_u)] \end{cases} \quad (14)$$

Cu datele inițiale se calculează coeficienții aferenți:

$$\begin{aligned} A_1 &= \frac{-kh}{4(1-k) + k\pi}; \quad B_1 = \frac{\pi h}{[4(1-k) + k\pi]\varphi_u}; \quad C_1 = 0; \quad D_1 = \frac{\pi}{k\varphi_u} \\ A_2 &= \frac{4(1-k)h}{4(1-k) + k\pi}; \quad B_2 = 0; \quad C_2 = \frac{k\pi h}{4(1-k) + k\pi}; \quad D_2 = \frac{\pi}{2(1-k)\varphi_u} \end{aligned}$$

## 6. Concluzii

Această lucrare constă în detalierea succintă a motorului OHV (Overhead valve engine) și a mecanismelor camă-tachet + bielă-manivelă, având și un tabel cu un exemplu de motor OHV GX270. Astfel, printr-o problemă reprezentativă despre cinematica analitică a mecanismului bielă-manivelă-piston și prin legile de mișcare a tachelului, este posibilă transpunerea calculelor și verificărilor în viața reală.

## 7. Bibliografie

- [1]. <https://www.e-automobile.ro>
- [2]. <https://themechanicalengineering.com>
- [3]. <https://www.howacarworks.com>
- [4]. <https://auto.howstuffworks.com>

## 8. Notății

$\gamma, \alpha, \varphi, \beta$  – unghiuri  
U, V, W – parametrii cursei de bielă  
 $A_1, B_1, C_1, D_1, A_2, B_2, C_2, D_2$  – parametrii sistemelor de calcul