

Cinematica profilului **POLIDIN** de ridicare a supapei

$$C_r = \frac{-2pqs}{(r-2)(r-p)(r-q)(s-r)}$$

$$C_s = \frac{-2pqr}{(s-2)(s-p)(s-q)(s-r)}$$

$$p = 2 + a \quad q = p + a \quad r = q + a \quad s = r + a$$

$$a = 4 \dots 12 \text{ (recomandabil 8)}$$

Arcurile de supapa

- Arcul supapei se calculează în forța de inerție F_i produsă de masa m_s a pieselor care participă la mișcarea supapei, redusă la axa acesteia
- Când cama acționează supapa numai prin piese cu mișcare de translație masa \bar{m}_s este suma dintre :
 - masa m_s a supapei
 - masa m_t a tachetului
 - masa m_d a discului pe care se reazemă extremitatea mobilă a arcului
 - masa m_l a siguranțelor de legătură între arc și supapă
 - masa redusă a arcului \bar{m}_a

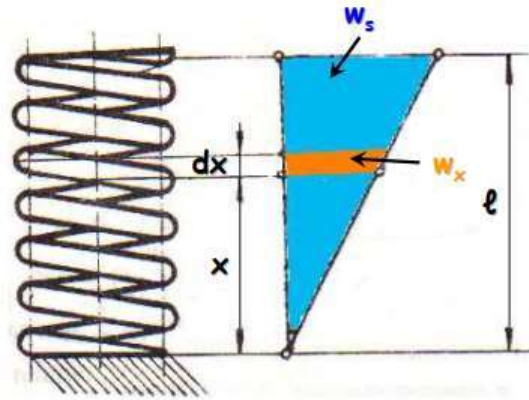
- Masa \bar{m}_a se determină din ecuația conservării energiei cinetice

$$\bar{m}_a \frac{w_s^2}{2} = \int_0^{m_a} \frac{w_x^2}{2} dm_a$$

În care :

- w_s este viteza supapei,
- w_x este viteza masei dm_a a elementului de arc situat la distanța x de extremitatea fixă a arcului
- considerând că masa arcului este distribuită uniform pe lungimea sa l și că viteza w_x are o distribuție liniară, rezultă

$$\bar{m}_a = \frac{m_a}{3}$$



- La mecanismele cu culbutor, tija împingătoare ce are masa m_i și tchetul se mișcă cu o viteză dependentă de cea a supapei, prin raportul de transmitere $i = l_+ / l_s$ dintre brațele culbutorului
- Dacă I_c este momentul de inerție mecanic al culbutorului față de axa de oscilație, masa lui redusă la axa supapei este I_c / l_s^2
- În final rezultă

$$\bar{m}_s = m_s + m_d + m_i + \frac{m_a}{3} + \frac{I_c}{l_s^2} + (m_+ + m_i) \left(\frac{l_+}{l_s} \right)^2 \quad [\text{kg}]$$

- La proiectare, dacă nu se cunosc masele enumerate, masa \bar{m}_s se apreciază pe baze statistice privind masa $\bar{\mu}_s$ raportată la aria secțiunii de curgere controlată de supapă

$$\bar{\mu}_s = 10^3 \frac{\bar{m}_s}{\frac{\pi d_0^2}{4}} \quad [g/mm^2]$$

- În cazul supapei de admisie se recomandă următoarele valori ale masei $\bar{\mu}_{sa}$, în g/mm^2 :
 - 0,22...0,25 pentru supape laterale
 - 0,23...0,30 pentru supape în chiulasă

- Pentru supapa de evacuare se ia

$$\bar{\mu}_{se} = \bar{\mu}_{sa} \left(\frac{d_{se}}{d_{sa}} \right)^2$$

- Forța de inerție F_i rezultă

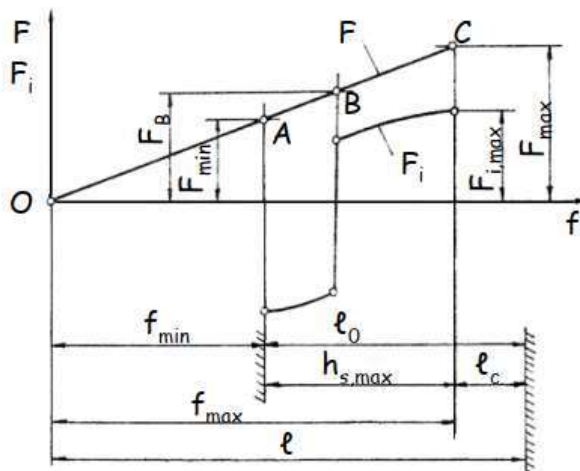
$$F_i = -\bar{m}_s \cdot j_s$$

C

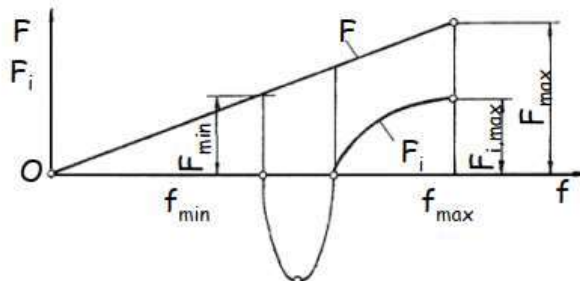
- Pentru calculul forței de inerție care încarcă cuplul camă-tachet trebuie cunoscută masa \bar{m}_+ a pieselor mecanismului, redusă la axa tachetului
- Prin analogie cu relația masei \bar{m}_s , se deduce

$$\bar{m}_+ = m_+ + m_1 + \frac{I_c}{l_+^2} + \left(m_s + m_d + m_1 + \frac{m_a}{3} \right) \left(\frac{l_s}{l_+} \right)^2 \quad [\text{kg}]$$

- Variația forței F_i și a forței elastice a arcului în funcție de deformarea lui reprezintă **diagrama caracteristică a arcului**
- În cazul **arcului cilindric spiral cu pas constant**, deformarea se produce în domeniul elastic, astfel că **forța elastică variază liniar**



a



b

- În stare liberă arcul are lungimea l
- Când supapa se află în repaos lungimea arcului este

$$l_0 = l - f_{\min}$$

f_{\min} , fiind săgeata produsă la montaj

- Când supapa atinge ridicarea maximă, lungimea arcului devine

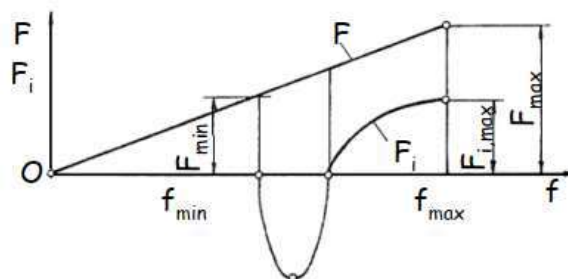
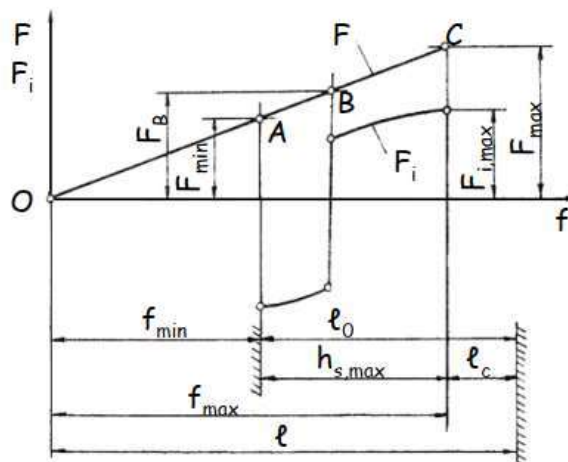
$$l_c = l_0 - h_{s,\max}$$

- În această poziție arcul înregistrează săgeata maximă

$$f_{\max} = f_{\min} + h_{s,\max}$$

- Forța F_i :
 - **descarcă arcul** când **supapa este accelerată**
 - **încarcă arcul** când **supapa este decelerată**

- Ca atare, variația lui F_i se reprezintă în diagrama caracteristică **sub axa săgeților** în primul interval și în **deasupra axei săgeților** al doilea interval
- În ansamblu variația forței F_i este discontinuă sau continuă, la fel ca variația accelerației supapei



- Săgeata f_{max} corespunde forței maxime de inerție $F_{i,max}$ calculată cu relația **C** pentru accelerația imprimată de vârful camei
- În cazul camei armonice cu tachtet plan, această accelerație este j_c , deci

$$F_{i,max} = -\bar{m}_s \cdot j_{sC} = -\bar{m}_s \cdot j_c \cdot \frac{l_s}{l_t}$$

- adică

$$F_{i,max} = 10^{-3} \bar{m}_s \frac{l_s}{l_t} (r_0 + h_{max} - r_2) \omega_c^2 \quad [N]$$

- Pentru ca arcul să-și îndeplinească funcțiile, este necesar ca forța sa elastică să fie permanent superioară lui $F_{i,max}$
- În acest scop se alege forța elastică maximă

$$F_{max} = q \cdot F_{i,max}$$

q fiind un factor de amplificare ce trebuie limitat corespunzător realizării unei rigidități a arcului care să nu provoace uzuri exagerate ale pieselor de transmitere de la camă la supapă

- $q=1,3...1,5$ la motoare lente (staționare și navale)
- $q=1,5...1,7$ la motoare rapide (navale, feroviare, de automobile și tractoare)
- $q=1,5...2,0$ la motoare rapide forțate

- Forța elastică minimă se alege în limitele :

$$F_{min} = (0,40...0,77) \cdot F_{max}$$

- Forța F_{min} a arcului supapei de evacuare trebuie să prevină ridicarea acesteia de pe scaun în timpul admisiei, care poate fi provocată de diferența

$$\Delta p = p_{ev} - p_{cil}$$

unde :

- p_{ev} este presiunea din conducta de evacuare
- p_{cil} este presiunea din cilindru
- Se verifică deci condiția

$$F_{min} > \frac{\pi d_{0e}^2}{4} \Delta p$$

- La MAS $\Delta p=0,05...0,08$ MPa
- La MAC $\Delta p=0,02...0,03$ MPa

- La motoarele supraalimentate arcul supapei de admisie trebuie să împiedice ridicarea prematură a acesteia, astfel că se impune condiția

$$F_{\min} > \frac{\pi d_{0a}^2}{4} (p_s - p_{cil})$$

unde p_s este presiunea de supraalimentare

- În cazul motoarelor mari, la membrul drept al inegalităților precedente se însumează forța de greutate a supapei
- **Constanta elastică a arcului k** se definește ca **raportul** dintre **forța elastică** și **săgeata produsă de aceasta**

$$k = \frac{F_{\max}}{f_{\max}} = \frac{F_{\min}}{f_{\min}}$$

- Având în vedere relația lui f_{\max} , din expresia lui k se deduc **săgețile** în cele două poziții caracteristice ale supapei

$$f_{\max} = h_{s,\max} \frac{F_{\max}}{F_{\max} - F_{\min}}$$

$$f_{\min} = h_{s,\max} \frac{F_{\min}}{F_{\max} - F_{\min}}$$

- Pentru dimensionare se alege diametrul mediu al arcului (diametrul înfășurării) D_a în funcție de diametrul orificiului controlat de supapă d_o
- Se recomandă $D_a = (0,75 \dots 1,00)d_o$
- Se mai adoptă diametrul d al spirei; de regulă
 $d = 3 \dots 7 \text{ mm}$
- Se calculează efortul unitar maxim de răsucire cu relația

$$\tau_{\max} = c \frac{8F_{\max} D_a}{\pi d^3}$$

în care

$$c = \frac{4D_a - d}{4(D_a - d)} + \frac{0,615d}{D_a}$$

- Efortul unitar τ_{\max} trebuie să se încadreze în următorul domeniu admisibil, exprimat în :
 - **250...350 N/mm² la motoare lente** (staționare și navale):
 - **350...430 N/mm² la motoare rapide** (navale, feroviare, de automobile și tractoare):
 - **420...650 N/mm² la motoare rapide forțate**

- Se calculează apoi efortul unitar minim τ_{\min} cu relația lui τ_{\max} în care forța F_{\max} este înlocuită prin forța F_{\min} și se verifică coeficientul de siguranță la oboseală cu formula

$$c_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\beta_{\tau}}{\epsilon_{\tau} \gamma} \tau_v + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} > 1,4$$

Întrucât efectul de concentrare a tensiunilor este apreciat prin coeficientul c , se admite $\beta_{\tau}/\epsilon_{\tau}\gamma=1$

- Pentru oțeluri de arc se consideră :

- $\tau_{-1} = 320 \dots 360 \text{ N/mm}^2$
- $\psi_{\tau} = 0,2$

- În continuare se determină numărul de spire active cu relația

$$i_{ac} = \frac{G \cdot d^4 \cdot f_{\max}}{8F_{\max} (D_a^3 - \Delta)}$$

În care $G = (8,0 \dots 8,3) 10^4 \text{ N/mm}^2$ este modulul de elasticitate transversală al materialului arcului

- la arcul cilindric $\Delta = 0$
- la arcul conic având diametrele medii :
 - D_a la baza mare
 - D_a' la baza mică

$$\Delta = 3D_a^3 \cdot e - 4D_a \cdot e^2 + 2e^3$$

unde $e = (D_a - D_a')/2$

- La motoarele de automobile și tractoare

$$i_{ac} = 5 \dots 12$$

- De obicei arcul are 2...3 spire inactive, deci numărul total de spire este

$$i_t = i_{ac} + 2 \dots 3$$

- Se prevede un joc minim

$$s_{min} \approx 0,8d$$

Între spirele consecutive când arcul înregistrează săgeata maximă, astfel că lungimea lui în această situație este

$$l_c = i_t \cdot d + i_{ac} \cdot s_{min}$$

- La motoarele rapide se calculează frecvența proprie de vibrație a arcului cu relația

$$n_a = 2,17 \cdot 10^7 \frac{d}{i_{ac} \cdot D_a^2} \quad [\text{min}^{-1}]$$

În care diametrele se introduc în milimetri

- Pentru evitarea rezonanței, raportul dintre n_a și turația n_c a arborelui cu came nu trebuie să fie un număr întreg
- Pe baza datelor experimentale, se recomandă $n_a/n_c \geq 8$

- Dacă supapa este echipată cu două arcuri concentrice calculul fiecăruia se conduce ca în cazul unui singur arc, considerând că forțele elastice maxime $F_{max,i}$ și $F_{max,e}$ ale arcurilor interior și, respectiv, exterior îndeplinesc condiția

$$F_{max,i} = F_{max,e} = F_{max}$$

- în care F_{max} se calculează cu aceeași relație ca la un arc
- Se recomandă

$$F_{max,i} = (0,35 \dots 0,50) F_{max}$$

- Se adoptă diametrele medii D_{ai} și D_{ae} ale arcurilor interior și, respectiv, exterior

$$D_{ai} \geq \delta_g + d_i + 2 \quad [\text{mm}]$$

$$D_{ae} \geq D_{ai} + d_i + d_e + 2 \quad [\text{mm}]$$

unde

- δ_g este diametrul exterior al ghidului supapei
- d_i și d_e sunt diametrele spirelor arcurilor
- Orientativ se indică :
 - $d_i = 2,2 \dots 4,5 \text{ mm}$
 - $d_e = (0,50 \dots 0,75)d_0$

X.2. Exemplu de calcul aplicat pentru sistemul de distributie

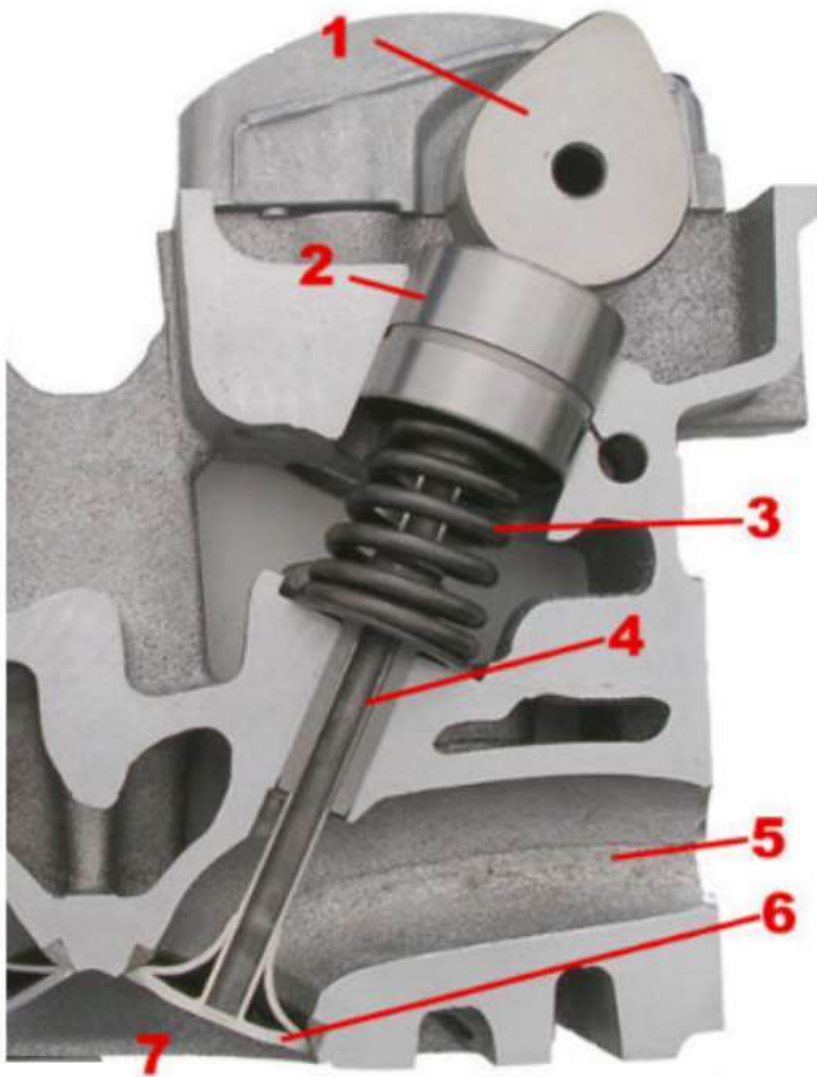
Descrierea mecanismului:

Mecanismul de distributie este compus din: -doi arbori cu came montati in chiulasa motorului si antrenati de la arborele cotic prin intermediul unei curele de distributie

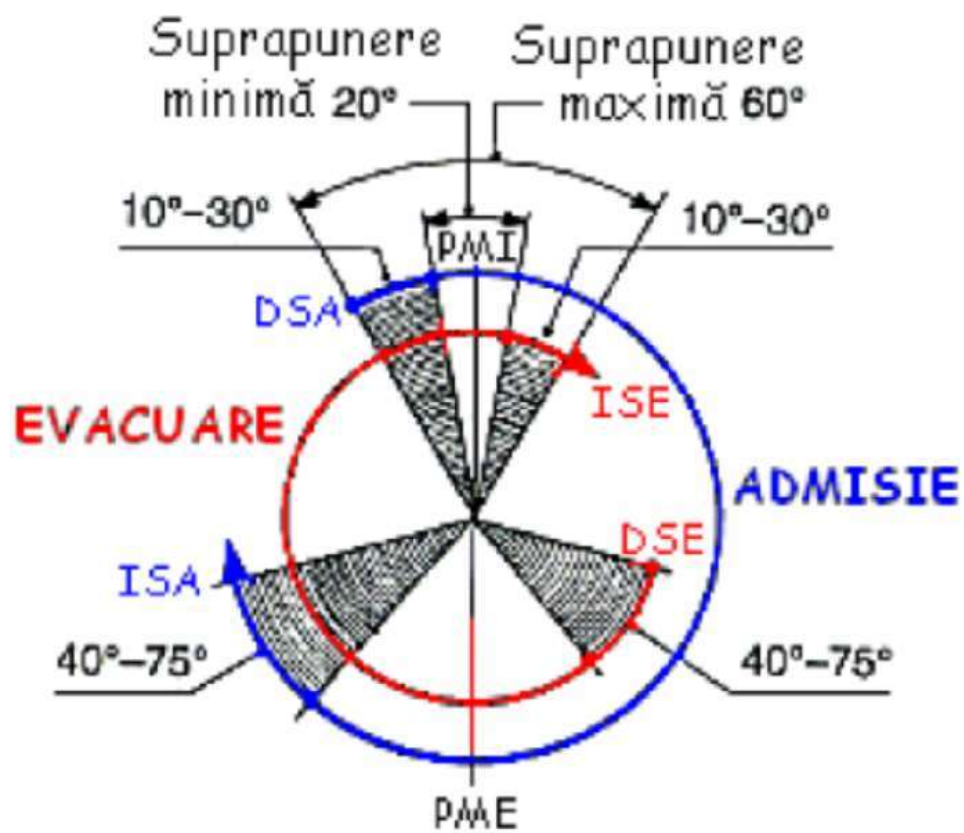
-4 supape pe cilindru, amplasate in chiulasa;

-sistemul de impingatori este realizat prin intermediul tachetilor, cate unul pentru fiecare supapa.

Schema mecanismului se prezinta in figura urmatoare:



- 1 -cama;
- 2-tachet;
- 3-arc supapa;
- 4-supapa;
- 5- galerie supapa;
- 6- talerul supapei.



Epura fazelor distributiei

-Avansul la deschiderea supapei de admisie:

$$\alpha_{dsa} := 20 \text{ grdRAC}$$

-Intarzierea la inchiderea supapei de admisie:

$$\alpha_{isa} := 60 \text{ gradRAC}$$

-Durata deschiderii supapei de admisie:

$$\Delta\alpha_a := \alpha_{dsa} + 180 + \alpha_{isa} = 260 \text{ grdRAC}$$

-Avansul la deschiderea supapei de evacuare:

$$\alpha_{dse} := 60 \text{ grdRAC}$$

-Intarzierea la inchiderea supapei de evacuare:

$$\alpha_{ise} := 20 \text{ grdRAC}$$

-Durata deschiderii supapei de evacuare:

$$\Delta\alpha_e := \alpha_{dse} + \alpha_{ise} + 180 = 260 \text{ grdRAC}$$

-Durata suprapunerii supapelor:

$$\Delta\alpha_{supr} := \alpha_{dsa} + \alpha_{ise} = 40 \text{ grdRAC}$$

Calculul mecanismului de distributie a gazelor:

-Calculul supapei de admisie:

a)predimensionare:

Dimensiunea		Valori recomandate		
		MAC navale	MAC de putere medie	Motoare pentru automobile și tractoare
Diametrul talerului d_s	Două supape pe cilindru	(0,3...0,4)D	(0,35...0,45)D	(0,44...0,55) A (0,40...0,45) E
	Câte două supape de același fel pe cilindru	(0,28...0,33)D	(0,30...0,34)D	(0,35...0,40)D
Diametrul tijei δ		(0,15...0,20) d_0	(0,20...0,28) d_0	(0,18...0,24) d_0 A (0,22...0,29) d_0 E
Diametrul locașului pentru siguranțele talerului arcului δ'		-	$\sim 0,7\delta$	(0,65...0,75) δ
Lungimea de sprijin b		(2,5...8,0) mm	(0,08...0,12) d_0	(0,05...0,12) d_0
Raza de racordare a tijei cu talerul r		-	(0,3...0,4) d_0	(0,25...0,35) d_0
Unghiul de racordare γ		-	12°...15°	12°...15°
Lungimea supapei L			(2,5...3,5) d_0	(2,5...3,5) d_0
Înălțimea talerului e		(0,10...0,12) d_0	(0,08...0,12) d_0	(0,08...0,13) d_0
Înălțimea porțiunii cilindrice a talerului e'		-	(0,025...0,040) d_0	(0,025...0,045) d_0
Diametrul corpului de montaj al supapei		(1,25...1,30) d_0	-	

-diametrul talerului: $d_{sA} := 0,37 \cdot D = 29,994 \text{ mm}$ $d_{sE} := 0,35 \cdot D = 28,373 \text{ mm}$

-diametrul canalului de admisie: $d_{0A} := 0,866 \cdot d_{sA} = 25,975 \text{ mm}$

$$d_{0E} := 0,866 \cdot d_{sE} = 24,571 \text{ mm}$$

-diametrul tijei: $\delta_A := 0,2 \cdot d_{0A} = 5,195 \text{ mm}$

$$\delta_E := 0,25 \cdot d_{0E} = 6,143 \text{ mm}$$

-diametrul locasului pentru sigurantele arcului: $\delta_{sA} := 0.7 \cdot \delta_A = 3.637 \text{ mm}$

$$\delta_{sE} := 0.7 \cdot \delta_E = 4.3 \text{ mm}$$

-unghiul de inclinare al talerului: $\theta := 45 \cdot \frac{\pi}{180}$

-lungimea de sprijin: $b_A := \left(\frac{d_{sA} - d_{0A}}{2 \cdot \cos(\theta)} \right) = 2.842 \text{ mm}$

$$b_E := \left(\frac{d_{sE} - d_{0E}}{2 \cdot \cos(\theta)} \right) = 2.688 \text{ mm}$$

-inaltimea portiunii cilindrice a talerului: $l'_A := 0.03 \cdot d_{0A} = 0.77 \text{ mm}$

$$l'_E := 0.03 \cdot d_{0E} = 0.73 \text{ mm}$$

-raza de racordare a portiunii talerului cu tija: $r_A := 0.3 \cdot d_{0A} = 7.793 \text{ mm}$

$$r_E := 0.3 \cdot d_{0E} = 7.371 \text{ mm}$$

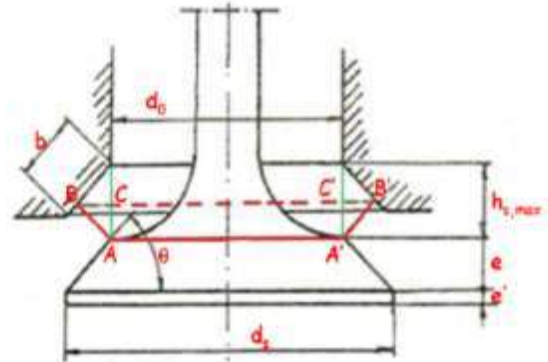
-b)verificarea vitezei medii de curgere a incarcaturii proaspete prin canalul de admisie:

$$w_{gA} := \frac{0.5 \cdot (D \cdot 10^{-3})^2 \cdot \frac{S \cdot 10^{-3} \cdot n}{30}}{\left(d_{0A} \cdot 10^{-3} \right)^2 - \left(\delta_A \cdot 10^{-3} \right)^2} = 83.215 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \begin{array}{l} (80-110) \text{ m/s pentru admisie} \\ (120-220) \text{ m/s pentru evacuare} \end{array}$$

$$w_{gE} := \frac{0.5 \cdot (D \cdot 10^{-3})^2 \cdot \frac{S \cdot 10^{-3} \cdot n}{30}}{\left(d_{0E} \cdot 10^{-3} \right)^2 - \left(\delta_E \cdot 10^{-3} \right)^2} = 95.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

-c) stabilirea inaltimii maxime de ridicare a supapei:

$$h_{\text{lim}} := \frac{b \cdot A}{\sin(\theta)} = 4.0191 \text{ mm}$$



Se aplica relatia:

$$h_{\text{smax}} := \frac{-d_{0A} + \sqrt{d_{0A}^2 + 4 \cdot \sin(\theta) \cdot \cos(\theta) \cdot \left(\frac{d_{0A}^2 - \delta_A^2}{4 \cdot \cos(\theta)} \right)}}{2 \cdot \sin(\theta) \cdot \cos(\theta)} = 7.681 \text{ mm}$$

$$h_{0A} := 0.25 \text{ mm} \quad \text{jocul termic al supapei de admisie} \quad +$$

$$h_{0E} := 0.35 \text{ mm} \quad \text{jocul termic al supapei de evacuare}$$

-Raza cercului primitiv: $r_0 := \text{ceil}(2.5 \cdot h_{\text{smax}}) = 20 \text{ mm}$

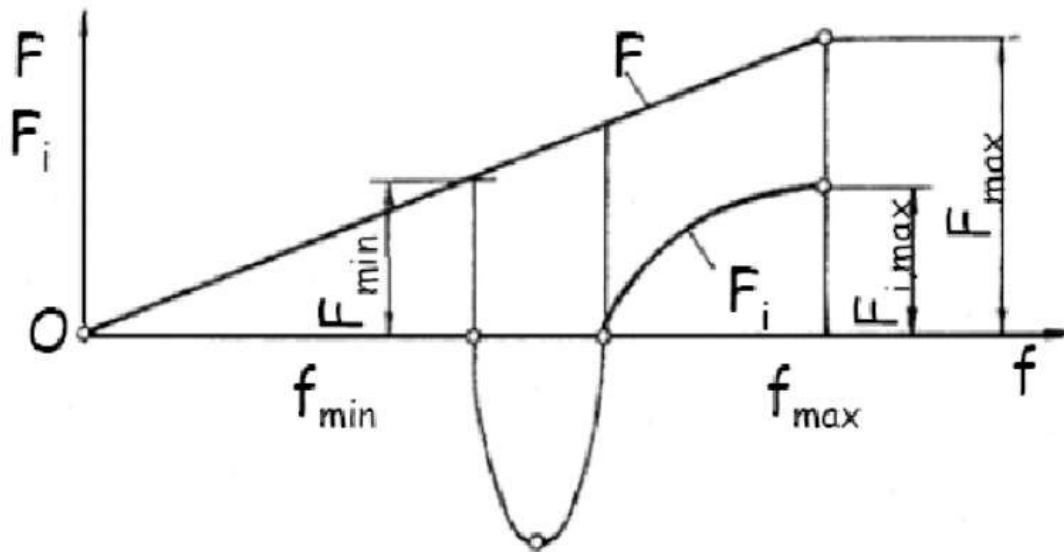
-Raza cercului de baza: $r_{0A} := r_0 - h_{0A} = 19.75 \text{ mm}$

$$r_{0E} := r_0 - h_{0E} = 19.65 \text{ mm}$$

-Diametrul arborelui cu came: $d_a := 0.45 \cdot D = 36.48 \text{ mm}$

Calculul arcului supapei de admisie

Diagrama caracteristica a arcului :



Determinarea legii de miscare a supapei:

Se alege pentru ecuatia de miscare o ecuatie polinomiala care are umatoarele caracteristici:

$$h_s = h_{s,\max} \left[1 + C_2 \left(\frac{\varphi}{\varphi_d} \right)^2 + C_p \left(\frac{\varphi}{\varphi_d} \right)^p + C_q \left(\frac{\varphi}{\varphi_d} \right)^q + C_r \left(\frac{\varphi}{\varphi_d} \right)^r + C_s \left(\frac{\varphi}{\varphi_d} \right)^s \right]$$

$$w_s = h_{s,\max} \frac{\omega_d}{\varphi_d} \left[2C_2 \frac{\varphi}{\varphi_d} + pC_p \left(\frac{\varphi}{\varphi_d} \right)^{p-1} + qC_q \left(\frac{\varphi}{\varphi_d} \right)^{q-1} + rC_r \left(\frac{\varphi}{\varphi_d} \right)^{r-1} + sC_s \left(\frac{\varphi}{\varphi_d} \right)^{s-1} \right]$$

$$a_s = h_{s,\max} \left(\frac{\omega_d}{\varphi_d} \right)^2 \left[2C_2 + p(p-1)C_p \left(\frac{\varphi}{\varphi_d} \right)^{p-2} + q(q-1)C_q \left(\frac{\varphi}{\varphi_d} \right)^{q-2} + r(r-1)C_r \left(\frac{\varphi}{\varphi_d} \right)^{r-2} + s(s-1)C_s \left(\frac{\varphi}{\varphi_d} \right)^{s-2} \right]$$

$$C_2 = \frac{-pqrs}{(p-2)(q-2)(r-2)(s-2)}$$

$$C_p = \frac{2qrs}{(p-2)(q-p)(r-p)(s-p)}$$

$$C_q = \frac{-2prs}{(q-2)(q-p)(r-q)(s-q)}$$

+

$$C_r = \frac{-2pqs}{(r-2)(r-p)(r-q)(s-r)}$$

$$C_s = \frac{-2pqr}{(s-2)(s-p)(s-q)(s-r)}$$

$$p=2+a \quad q=p+a \quad r=q+a \quad s=r+a$$

$$a = 4 \dots 12 \text{ (recomandabil 8)}$$