

- n este turația motorului, în rpm;
- $d\alpha$ este incrementul unghiular în °RAC.

Curgerea este directă dacă $p_A > p$ și $p > p_E$, p reprezentând presiunea din interiorul cilindrului, iar regimul poate să fie critic sau subcritic, depinzând de mărimile de stare din amonte și avalul secțiunii de curgere.

Etapele de calcul sunt prezentate mai jos: [2]

Pentru procesul de evacuare:

- curgere directă $p > p_E$

$$p_{crE} = p \left(\frac{2}{k_E + 1} \right)^{\frac{k_E}{k_E - 1}},$$

$$k_E = \frac{C_{p_g}}{C_{v_g}}, \quad C_{p_g} = \sum r_i C_{p_i}; \quad C_{v_g} = \sum r_i C_{v_i};$$

unde:

- p_{crE} este presiunea critică din colectorul de evacuare în N/m²;
- p este presiunea din interiorul cilindrului în N/m²;
- C_{p_g} este căldura molară la presiune constantă a gazelor în kJ/kmolK;
- C_{v_g} este căldura molară la volum constant a gazelor în kJ/kmolK;
- k_E este raportul căldurilor molare pentru procesul de evacuare;
- i este indicele intervalului de calcul.

; - regim de curgere supracritic: $p_E \leq p_{crE}$

$$w_E = \sqrt{\frac{2 k_E R_M T}{k_E + 1 M_E}},$$

unde T este temperatura gazelor din interiorul cilindrului; M_E este masa molară a gazelor din colectorul de evacuare.

- regim de curgere subcritic:

$$w_E = \sqrt{2 \frac{k_E}{k_E - 1} \frac{R_M T}{M_E} \left[1 - \left(\frac{p_E}{p} \right)^{\frac{k_E - 1}{k_E}} \right]};$$

$$w'_E = \sqrt{2 \frac{k_E}{k_E - 1} \frac{R_M T_E}{M_E} \left[1 - \left(\frac{p}{p_E} \right)^{\frac{k_E - 1}{k_E}} \right]};$$

unde T_E este temperatura gazelor din colectorul de evacuare, în K; w'_E este viteza de curgere gazelor în cazul curgerii inverse, în m/s.

- curgere inversă:

$$T_E = T \left(\frac{p_E}{p} \right)^{\frac{k_E - 1}{k_E}};$$

- pentru procesul de admisie:

- presiunea critică de admisie p_{crA} :

$$p_{crA} = p_A \left(\frac{2}{k_A + 1} \right)^{\frac{k_A}{k_A - 1}};$$

$$k_A = \frac{C_{p_a}}{C_{v_a}};$$

unde:

- C_{p_a} este căldura molară la presiune constantă a încărcăturii proaspete în kJ/kmolK;
- C_{v_a} este căldura molară la volum constant a încărcăturii proaspete în kJ/kmolK;
- k_A este raportul căldurilor molare pentru procesul de admisie.

- curgere inversă ($p > p_A$)

$$w'_A = \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{R_M T}{M_g} \left[1 - \left(\frac{p_A}{p} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}$$

unde k este raportul căldurilor molare al gazelor din interiorul cilindrului;
 M_g este masa molară a gazelor din interiorul cilindrului în kg/kmol; w'_A
 este viteza de curgere a încărcăturii proaspete în cazul curgerii inverse, în
 m/s.

- curgere directă $p \leq p_A$:

- regim de curgere subcritic $p > p_{crA}$:

$$w_A = \sqrt{w_a^2 + 2 \frac{k_A}{k_A-1} \frac{R_M T_A}{M_A} \left[1 - \left(\frac{p}{p_A} \right)^{\frac{k_A-1}{k_A}} \right]}$$

unde w_A este viteza de curgere a încărcăturii proaspete în cazul curgerii
 directe, în m/s; M_A este masa molară a încărcăturii proaspete în kg/kmol.

- regim de curgere supracritic $p < p_{crA}$:

$$w_A = \sqrt{w_a^2 \frac{k_A-1}{k_A+1} + 2 \frac{k_A}{k_A+1} \frac{R_M T_A}{M_A}}$$

Ecuția de bilanț în cilindru este următoarea:

$$dN_c = dN_A - dN_E + dN'_E - dN'_A;$$

Ecuția de conservare a energiei:

$$dU_c = i_A dN_A + i_E dN'_E - i_E (dN_E + dN'_A) - dQ_p - dL;$$

unde:

- U_C este energia internă a gazelor din cilindru;
- i_A este entalpia molară a gazelor din admisie la temperatura T_A ;
- i_E este entalpia molară a gazelor din admisie la temperatura T_E ;
- Q_p este căldura transferată către pereți;
- L este lucrul mecanic.

Înlocuind în ecuația de bilanț rezultă:

$$\frac{dT}{d\alpha} = \frac{1}{N_c C_{Vc}} \left\{ \left(i_{(A|T_A)} - i_{(c|T)} \right) \frac{dN_a}{d\alpha} + \left(i_{(E|T_E)} - u_{(c|T)} \right) \frac{dN_{E'}}{d\alpha} - \left(i_{(c|T)} - u_{(c|T)} \right) \left(\frac{dN_E}{d\alpha} + \frac{dN_{A'}}{d\alpha} \right) - k_{conv} [A_p(T - T_p) + A_{ch}(T - T_{ch})] \frac{1}{6n} - p \frac{V_s}{2} \left(\sin \alpha + \frac{\Lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \frac{\pi}{180} \right\},$$

Cunoscând temperatura pe intervalul de calcul putem calcula temperatura de intrare în următorul interval T_2 :

$$T_2 = T_1 + \Delta T,$$

Rezultă presiunea:

$$p = \frac{N_c R_m T}{V}$$

3.1.2 Procesul de comprimare

Procesul de comprimare pentru un model termodinamic unizonal se consideră că începe din momentul închiderii supapei de admisie. Cantitatea de gaze și compoziția din interiorul cilindrului nu variază în timpul procesului. [2] Ecuația de bilanț este:

$$dU_c = -dQ_p - dL,$$

unde dU_c este variația energiei interne a gazelor din interiorul cilindrului pentru procesul de comprimare; dQ_p este cantitatea de căldură transferată la pereți; dL este variația lucrului mecanic.

Variația de temperatură în raport cu unghiul de rotație al arborelui cotit $\left(\frac{dT}{d\alpha}\right)$ este:

$$\frac{dT}{d\alpha} = \frac{1}{N_c C_{v,c}} \left\{ k_{\text{conv}} * [A_p * (T - \overline{T_p}) + A_{ch} * (T - \overline{T_{ch}}) + A_{cil} * (T - \overline{T_{cil}})] * \frac{1}{6 \cdot n} - p dV \right\},$$

unde

- k_{conv} este coeficientul de transfer convectiv de căldură;
- A_p este aria capului pistonului ;
- A_{ch} este aria chiulasei;
- A_{cil} este aria laterală a cilindrului;
- $\overline{T_p}$, $\overline{T_{ch}}$, $\overline{T_{cil}}$ reprezintă temperaturile medii ale pistonului, chiulasei, respectiv cilindrului;
- dV este variația volumului;
- N_c reprezintă numărul de moli;
- $C_{v,c}$ este căldura molară la volum constant pentru procesul de comprimare.

Se consideră că în momentul începutului injecției procesul de comprimare se termină.

Pentru căldura molară la volum constant [2] recomandă următoarea relație polinomială de calcul:

$$C_v = a + bT + cT^2 + dT^3 + eT^4 \text{ [kJ/kmolK]},$$

Coeficienții din relația de mai sus se regăsesc în tabelul 3.1 [2]:

Tabelul 3.1. Coeficienții relației polinomiale [2].

| Gazul | Coeficienții relației polinomiale | | | | |
|---------------------------------|-----------------------------------|-------------------|-------------------|-------------------|--------------------|
| | a | b*10 ² | c*10 ⁵ | d*10 ⁸ | e*10 ¹² |
| CO ₂ | 28.134 | 4.191 | -3.003 | 0.9971 | 1.235 |
| CO | 20.515 | 0.4757 | 0.3418 | -0.33 | 0.6844 |
| H ₂ O | 24.786 | 0.8231 | 0.608 | -0.389 | 0.594 |
| N ₂ | 20.418 | 0.4804 | 0.1781 | -0.175 | 0.3149 |
| O ₂ | 20.418 | 1.242 | -0.7589 | 0.2497 | -0.3091 |
| CH ₄ | 26.234 | 4.682 | 4.261 | -6.668 | 23.8 |
| H ₂ | 20.693 | -0.07378 | 0.4807 | -0.1956 | 0.2483 |
| C ₁₆ H ₃₄ | 17.070 | 27.36 | -9.57 | 0 | 0 |
| Aer | 20.432 | 0.56 | 0.1358 | -0.1726 | 0.3303 |

3.1.3. Procesul arderii

Procesul arderii poate fi simulat de asemenea prin metoda iterativă, împărțindu-se intervalul în subintervale cu dimensiunea de 1 grad RAC.

Ecuatiile sunt prezentate în continuare:

Ecuatia de bilanț energetic pe durata arderii este:

$$\frac{dU}{d\alpha} = \frac{dQ_a}{d\alpha} - \frac{dL}{d\alpha} - \frac{dQ_p}{d\alpha},$$

unde:

- $\frac{dU}{d\alpha}$ este variația energiei interne;
- $\frac{dQ_a}{d\alpha}$ este variația cantității de căldură degajată prin ardere;
- $\frac{dL}{d\alpha}$ este variația lucrului mecanic;

➤ $\frac{dQ_p}{d\alpha}$ este variația cantității de căldură cedată pereților.

$$\frac{dU}{d\alpha} = n_m C_v \frac{dT}{d\alpha},$$

$$n_m = [N_g + N_f \xi + N_0 (1 - \xi)] m_c,$$

unde:

- N_g [kmol/kg_{comb}] este cantitatea molară de gaze arse reziduale;
- N_f [kmol/kg_{comb}] este cantitatea molară de gaze arse;
- N_0 [kmol/kg_{comb}] este cantitatea molară de încărcătură proaspătă;
- m_c [kg/ciclu] este doza de combustibil;
- ξ este legea de ardere.

Definirea caracteristicii vitezei de degajare a căldurii poate fi făcută prin intermediul unei funcții duble Vibe [2]:

$$\frac{d\xi}{d\alpha} = 6.9 \frac{(m_p+1)}{\alpha_r} \left(\frac{\alpha-a_d}{\alpha_p}\right)^{m_p} e^{\left[-6.9\left(\frac{\alpha-a_d}{\alpha_p}\right)^{m_p+1}\right]} + (1 - R_c) 6.9 \frac{(m_d+1)}{\alpha_a} \left(\frac{\alpha-a_d}{\alpha_a}\right)^{m_d} e^{\left[-6.9\left(\frac{\alpha-a_d}{\alpha_a}\right)^{m_d+1}\right]},$$

Pentru durata totală a arderii, firma AVL recomandă următoarele valori [3]:

Tabelul 3.2. Durata totală a arderii [3].

| | | |
|--|--|---------|
| Motoare diesel cu injecție directă pentru autoturisme | Normal aspirate (sarcină totală) | |
| | Turație nominală | 80 °RAC |
| | 30% din turația nominală | 55 °RAC |
| | Turbosupraalimentate (sarcină totală) | |
| | Turație nominală | 75 °RAC |
| | 30% din turația nominală | 55 °RAC |
| | Turbosupraalimentate cu răcitor intermediar (sarcină totală) | |
| | Turație nominală | 75 °RAC |
| | 30% din turația nominală | 55 °RAC |
| Motoare diesel cu injecție directă pentru autocamioane | Normal aspirate (sarcină totală) | |
| | Turație nominală | 70 °RAC |
| | 30% din turația nominală | 55 °RAC |
| | Turbosupraalimentate (sarcină totală) | |
| | Turație nominală | 70 °RAC |
| | 30% din turația nominală | 55 °RAC |
| | Turbosupraalimentate cu răcitor intermediar (sarcină totală) | |
| | Turație nominală | 75 °RAC |
| | 30% din turația nominală | 60 °RAC |

Parametrii de formă ce intră în relația matematică a legii de mai sus sunt prezentați în figura 3.2 [4], în funcție de avansul la injecție.

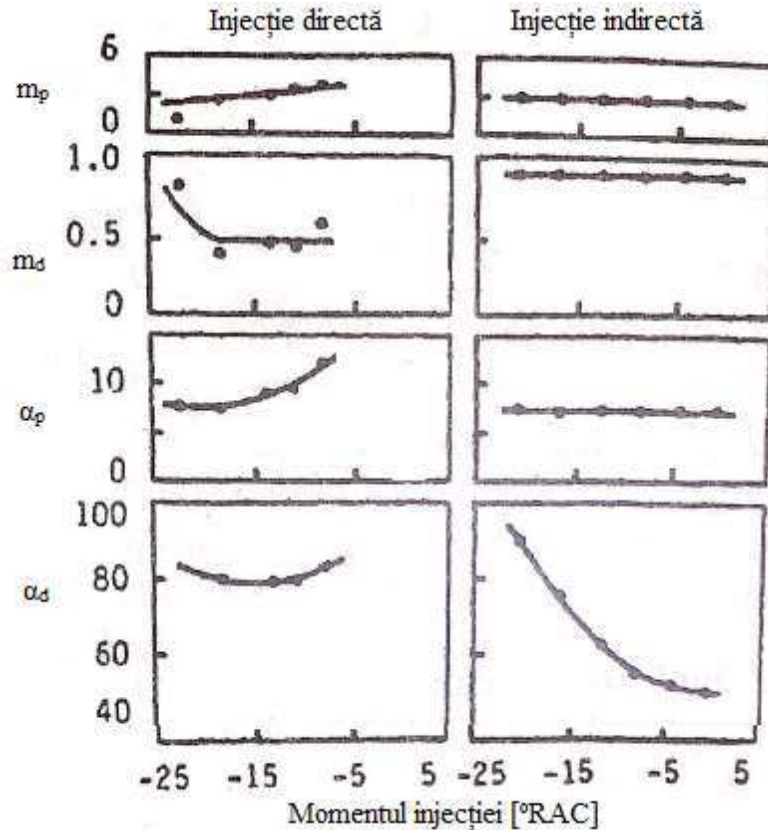


Fig. 3.2. Dependența parametrilor legii de ardere Vibe cu avansul la injecție [4].

$$\frac{dT}{d\alpha} = \frac{1}{N_c C_{Vc}} \left(\frac{dQ_a}{d\alpha} - \frac{dL}{d\alpha} - \frac{dQ_p}{d\alpha} \right),$$

$$\frac{dQ_a}{d\alpha} = m_c H_i \frac{d\xi}{d\alpha},$$

unde H_i – puterea calorică inferioară a combustibilului.

Cunoscând temperatura pe interval se poate calcula temperatura de la intrarea în următorul interval și apoi presiunea:

$$T_2 = T_1 + \Delta T,$$

$$p = \frac{N_c R_m T}{V},$$

3.1.4. Transferul de căldură la pereți

Transferul de căldură prin convecție este evaluat de relația:

$$\frac{dQ_p}{d\alpha} = k_{\text{conv}} * Ar * (T - \bar{T}) * \frac{1}{6 * n}$$

unde

- k_{conv} este coeficientul de transfer de căldură prin convecție de la gaz la perete, relația;
- Ar – suprafața de schimb de căldură a camerei de ardere.

Cum în realitate pistonul, chiulasa și cilindrul au temperaturi diferite, rezultă că termenul $Ar * (T - \bar{T})$ se transformă în:

$$Ar * (T - \bar{T}) = A_p * (T - \bar{T}_p) + A_{ch} * (T - \bar{T}_{ch}) + A_{cil} * (T - \bar{T}_{cil}),$$

În ecuația de mai sus indicii p, ch, cil sunt folosiți pentru piston, chiulasa, cilindru.

Cum între capul pistonului și cilindru există un interstițiu, Hohenberg afirmă că volumul acestui spațiu trebuie luat în considerare atunci când se calculează aria camerei de ardere. Deci după [3], la aria camerei de ardere trebuie adăugată 30% din aria laterală cuprinsă între canalul primului segment și capul pistonului.

$$A_{\text{reala cameră}} = A_{\text{cameră}} + 0.3 * (\pi * D * 2 * h),$$

unde: D este diametrul cilindrului; $A_{\text{cameră}}$ este aria laterală a camerei de ardere ; h este distanța dintre capul pistonului și chiulasă.

Coeficientul de transfer convectiv de căldură utilizat poate fi calculat cu relația Woschni: [2]

$$k_{\text{conv}} = C * D^{-0,2} * p^{0,8} * T^{-0,53} * \left[C_1 * w_{\text{pm}} + C_2 * \frac{V_s T_1}{p_1 V_1} * (p - p_{\text{ant}}) \right]^{0,8},$$

unde:

- $C=130$
- $C_1 = 6,18 + 0,417 * \frac{w_u}{w_{\text{pm}}}$ - pentru procesele de schimb de gaze;
- $C_1 = 2,28 + 0,308 * \frac{w_u}{w_{\text{pm}}}$ - pentru comprimare și destindere, $w_u = \pi * D * n_d$, n_d este turația vârtejului din cilindru.
- $C_2 = 0,000023 * (\overline{T_p} - 600) + 0,005$, [m/(sK)]
- $C_2 = 0,00324$, pentru camere de ardere unitare;
- $C_2 = 0,00622$, pentru camera separată de preardere;
- p_1, V_1, T_1 – mărimile corespunzătoare începutului comprimării;
- p_{ant} – presiunea din ciclul antrenat;
- p – presiunea gazelor în bari;
- T – Temperatura gazelor din cilindru în K;
- D – alezajul în m;
- w_{pm} – viteza medie a pistonului în m/s;
- V_s – cilindreea unitară.

3.1.5. Procesul de destindere

Variația de temperatură pentru procesul de destindere este:

$$\frac{dT}{d\alpha} = -\frac{1}{N_c C_{v,c}} \left\{ k_{\text{conv}} * [A_p * (T - \overline{T_p}) + A_{ch} * (T - \overline{T_{ch}}) + A_{cil} * (T - \overline{T_{cil}})] * \frac{1}{6 * n} + p dV \right\},$$

Capitolul IV. Calculul dinamic al motorului.

Calculul dinamic are ca scop principal determinarea variației forțelor și momentelor ce acționează asupra mecanismului bielă manivelă. Se alege pentru efectuarea calculului mecanismul normal axat.

Mai întâi se calculează masele necesare pentru evaluarea forțelor:

- masa pistonului: $m_p := \frac{\rho_p \cdot D^3}{10^6} = 0.373 \text{ kg}$ $\rho_p := 0.7$ La MAS între [0.5-0.8]
La MAC între [1-1.4]

ρ_p este densitatea aparentă a pistonului

- masa grupului piston: $m_{gp} := 1.25 \cdot m_p = 0.466 \text{ kg}$ -între [1.2-1.4]* m_p

- masa bielei: $m_b := \frac{m_{rapb} \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4}}{10^3} = 0.542 \text{ kg}$ $m_{rapb} := 0.105$ La MAS între [0.09-0.2]
La MAC între [0.15-0.9]

$$m_A := 0.725 \cdot m_b = 0.393 \text{ kg}$$

$$m_B := 0.275 \cdot m_b = 0.149 \text{ kg}$$

$$m_{tr} := m_{gp} + m_B = 0.615 \text{ kg}$$

Se verifică masa în translație raportată:

$$m_{trrap} := 10^3 \cdot \frac{m_{tr}}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = 0.119 \text{ -între [0.1-0.2]}$$

$$\Lambda := 0.3$$

Prin arderea combustibilului gazele de ardere dezvoltă o presiune ce evoluează în interiorul cilindrului și care este distribuită uniform pe toate suprafețele. Distribuția de presiune pe cilindru și chiulasă determină solicitări ale acestora, cu un efect important asupra șuruburilor de chiulasă. Presiunea exercitată asupra pistonului determină o forță de presiune care se transmite mai departe mecanismului motor.

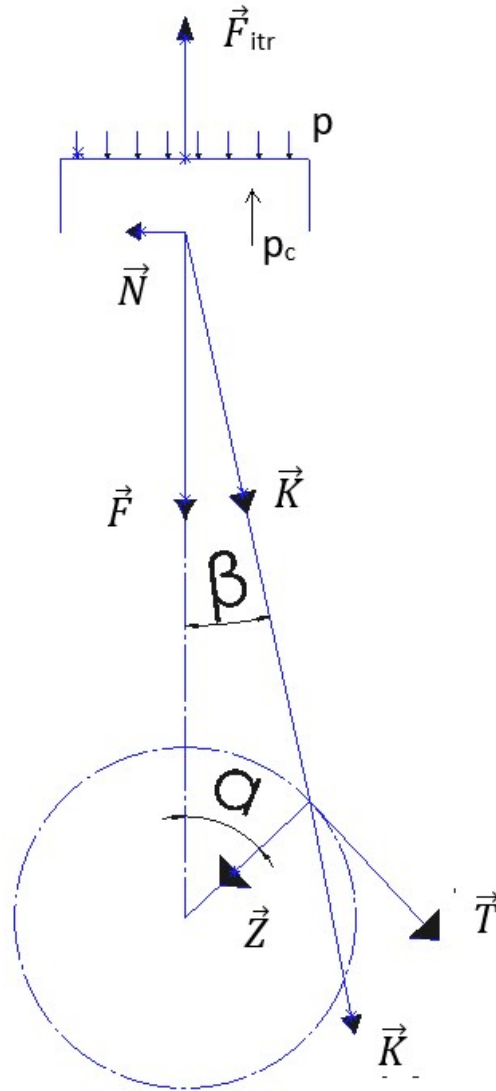


Figura 4.1. Schema de calcul pentru determinarea forțelor din mecanismul motor. [5]

$$F_p = (p - p_c) \frac{\pi D^2}{4}$$

Unde:

p – presiunea din cilindru;

p_c – presiunea din carterul motorului, uzual se poate considera 1 bar;

D – alezajul motorului;

$$\vec{F} = \vec{F}_p + \vec{F}_{itr}$$

$$F_{i_{tr}} = -m_{tr}a_p$$

$$N = tg$$

$$K = \frac{1}{\cos\beta}$$

$$T = F \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos\beta}$$

$$Z = F \frac{\cos(\alpha + \beta)}{\cos\beta}$$

Pentru cazul mecanismului motor normal axat unghiul de înclinare a bielei are valoarea:

$$\beta = \arcsin(L \sin \alpha)$$

Rezultanta vectorială a forțelor T și Z este:

$$R = \sqrt{T^2 + Z^2}$$

Momentul motor este creat de forța tangențială T care acționează la nivelul manivelei, în raport cu axa de rotație a acesteia.

$$M = TR$$

Pentru a calcula momentul motor total trebuie ținut cont de ordinea de aprindere și defazajul manivelor [4]. Momentul motor total rezultat este precizat de expresia următoare:

$$M_{T_{rez}} = \frac{1}{\tau\pi} \int_0^{\tau\pi} M d\alpha$$

Unde:

- $\tau\pi$ – perioada funcțională a motorului = $\frac{4\pi}{i}$ pentru un motor în 4 timpi;
- i – numărul de cilindri ai motorului;

- M – momentul rezultat din însumarea momentelor pe toți cilindri;

Momentul rezultat mediu se mai poate scrie și în funcție de momentul pe un cilindru, înmulțind media acestuia cu numărul de cilindri:

$$M_{Trez} = \frac{i \sum_{j=0}^{\tau\pi} M_{1j}}{\tau\pi}$$

Capitolul V. Calculul boltului

Bolțul sau axul pistonului este organul de legătură care transmite forța de presiune de la piston la bielă și asigură mișcarea relativă dintre cele două componente. Forma bolțului este impusă de considerente de masă, rigiditate și procedee de fabricație. La motoarele de turație ridicată se reduce la minim grosimea pereților bolțului (2...15 mm), astfel se reduce mult forța de inerție produsă de acesta. Există soluții pentru creșterea rigidității bolțului prin fabricarea acestuia sub forma unui solid de egală rezistență. [5]

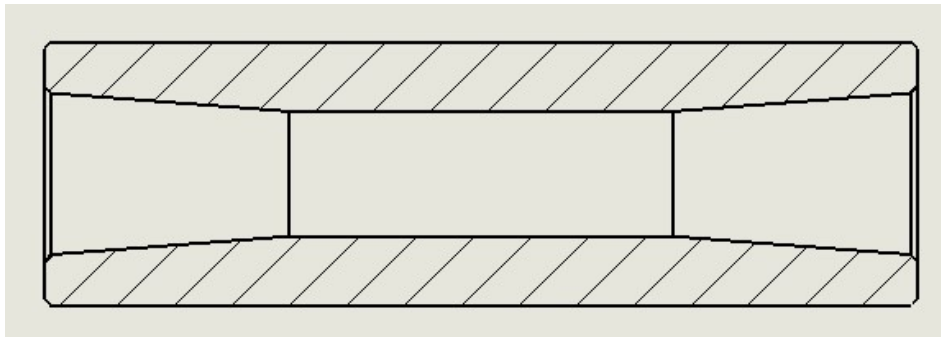


Fig .5.1. Exemplu de secțiune longitudinală prin bolt

Construcția bolțului depinde foarte mult de tipul îmbinării dintre acesta și piston, respectiv bielă. Există trei metode diferite de montaj ale bolțului:

- Bolț flotant (liber atât în umerii pistonului cât și în piciorul bielei);
- Bolț fix în umerii pistonului și liber în bielă;
- Bolț fix în piciorul bielei și liber în umerii pistonului.

Soluțiile de montaj cele mai întâlnite la motoarele pentru autovehicule rutiere sunt: bolț montat flotant și bolț montat fix în piciorul bielei și liber în umerii pistonului.

Materialul pentru fabricarea bolțului trebuie să fie tenace, pentru a rezista la solicitări cu șoc și să aibă o duritate mare pe suprafața exterioară pentru a avea rezistență crescută la uzură. Materialele care satisfac aceste

cerințe sunt oțelurile carbon și oțelurile aliate. Suprafața exterioară a bolțului poate fi durificată prin câteva procedee, cum ar fi:

- Cementarea urmată de călire și revenire pentru oțelurile carbon pe adâncimea de 0.5...1.5 μm ; [5]
- Călirea cu curenți de înaltă frecvență pentru oțelurile aliate;
- Niturarea.

Materiale pentru construcția bolțului:

| Marca oțelului | Limita de rupere | Utilizare |
|----------------|------------------|-----------------------------------|
| OLC 15 | 750...900 | Bolturi solicitate mediu |
| OLC 20 | 500...650 | |
| OLC 45 | 620...660 | |
| OLC 60 | 710...750 | |
| 18MnCr10 | 900...1200 | Bolturi puternic solicitate |
| 13CrNi30 | 1000...1350 | |
| 20MoNi35 | 1200...1550 | |

În timpul funcționării motorului bolțul dezvoltă forțe de inerție care încarcă elementele componente ale mecanismului motor, de aceea se impune ca masa acestuia să fie cât mai mică. De asemenea bolțul este foarte încărcat de solicitări mecanice de către forța de presiune a gazelor și de către forța de inerție dezvoltată de masa pistonului. [5]

În secțiune transversală apar solicitări de încovoiere care produc deformarea bolțului pe direcție longitudinală. Alături de aceste solicitări de încovoiere transversală mai apar și încovoieri în secțiune longitudinală care determină apariția fenomenului de ovalizare a bolțului. Fenomenul de ovalizare poate produce ruperi longitudinale ale bolțului, ruperi ale piciorului bielei iar încovoierea transversală poate produce ruperi ale umerilor pistonului. [5]

Tabelul 5.1. Determinarea dimensiunilor boltului.

Dimensiunile boltului:

| | | MAS | MAC |
|-------------------|---------|-------------|-------------|
| l/D | | 0.8...0.87 | |
| d/D | | 0.24...0.28 | 0.34...0.38 |
| d _i /d | | 0.65...0.75 | 0.6...0.75 |
| b/D | flotant | 0.3...0.4 | 0.33...0.36 |
| | fix | 0.26...0.3 | 0.33...0.36 |
| joc montaj | | 1...2 | |
| a/b | | 0.55...0.65 | |

Alegerea dimensiunilor boltului se face in continuare:

$$l := 0.87 \cdot D = 70.527 \text{ mm}$$

$$d := 0.267 \cdot D = 21.645 \text{ mm}$$

$$d_i := 0.62 \cdot d = 13.42 \text{ mm}$$

$$b := 0.35 \cdot D = 28.373 \text{ mm}$$

$$j := 1.8 \text{ mm}$$

$$a := \frac{l - b - 2 \cdot j}{2} = 19.277 \text{ mm}$$

$$\frac{a}{b} = 0.679$$

Modulul de elasticitate longitudinal al otelului: $E := 2.1 \cdot 10^5 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$

Verificarea la uzura:

Din calculul dinamic se copiaza valoarea fortei maxime rezultante, prin umare forta care sollicita la uzura este:

$$F := 42200 \text{ N}$$

Presiunea in piciorul bieiei este: $p_{\text{bolt}} := \frac{F}{d \cdot b} = 68.716 \text{ MPa}$ $p_b < 90 \text{ MPa}$

Presiunea in umerii pistonului: $p_{\text{max}} := \frac{F}{2d \cdot a} = 50.57 \text{ MPa}$ $p_a < 60 \text{ MPa}$

Verificarea boltului la incovoiere

Fortele care sollicita boltul la incovoiere sunt:

$$F_p := 52751 \text{ N}$$

$$F_{i\text{PMI}} := -10827 \text{ N}$$

$$F_{\text{max}} := F_p + F_{i\text{PMI}} = 4.192 \times 10^4 \text{ N}$$

$$F = F_p + F_{i_p} = \frac{\pi D^2}{4} (p_{\text{cil}} - p_{\text{carter}}) - m_p R \omega^2 (1 + \Lambda)$$

Unde:

- D - diametrul cilindrului;
- p_{cil} - presiunea din cilindru;
- p_{carter} - presiunea medie din carter, aproximativ 1 bar;
- m_p - masa pistonului;
- R - raza manivelei;
- ω - viteza unghiulară a manivelei;
- Λ - gradul de compactitate.

Efortul la incovoiere:

$$\sigma_{imax} := \frac{F_{max} \cdot (3 \cdot l - 4 \cdot a - 1.5 \cdot b)}{1.2 \cdot d^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_i}{d} \right)^4 \right]} = 371.582 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{imin} := \frac{F_{iPMI} \cdot (3 \cdot l - 4 \cdot a - 1.5 \cdot b)}{1.2 \cdot d^3 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_i}{d} \right)^4 \right]} = -95.962 \text{ MPa}$$

o admisibil < 500 MPa pt otel aliat si 250 MPa pt otel carbon

Verificarea la oboseala, produsa de solicitarea de incovoiere:

$$\sigma_r := 1100 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{minus1} := 0.5 \cdot \sigma_r \quad \text{rezistenta la oboseala (0.4...0.55) * } \sigma_r$$

$$c_\sigma := \frac{\sigma_{minus1}}{\frac{\beta_\sigma}{\epsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma} \cdot \sigma_{imax}} = 1.539$$

$$\beta_\sigma := 1 \quad \gamma_\sigma = [1.1...1.5] \text{ pt bolt calit si lustruit}$$

$$\gamma_\sigma := 1.3 \quad = [1.5...2.5] \text{ pt bolt cementat si lustruit}$$

$$\epsilon_\sigma := 0.8$$

Pt bolturi cu $d=(15...40)\text{mm}$ ϵ_σ poate avea valori intre (0.6...0.9)

$$c_\sigma = (1...2.2)$$

Verificarea boltului la forfecare

$$\tau := \frac{0.85 \cdot F_{\max} \cdot \left[1 + \left(\frac{d_i}{d} \right) + \left(\frac{d_i}{d} \right)^2 \right]}{d^2 \cdot \left[1 - \left(\frac{d_i}{d} \right)^4 \right]} = 178.899 \text{ MPa}$$

τ admisibil este între (100...220) MPa

Verificarea la ovalizare

Pentru calculul boltului la ovalizare se consideră că boltul este o grindă curbă în secțiune transversală, încărcată cu o sarcină distribuită sinusoidală după legea $p = p_0 \sin \psi$, această ipoteză fiind aproximativă. Prin urmare rezultatele se corectează majorând forța F cu un coeficient k ce depinde de raportul dimensiunilor $\alpha = \frac{d_i}{d}$. [5]

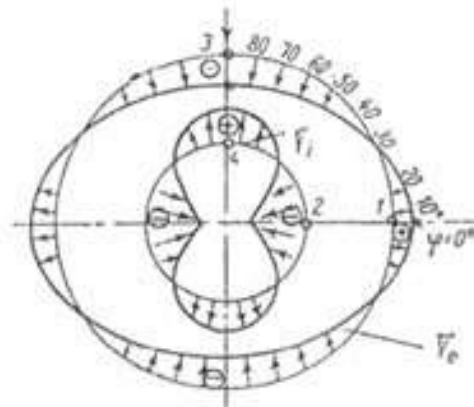


Fig. 5.2. Schema tensiunilor la ovalizare [5].

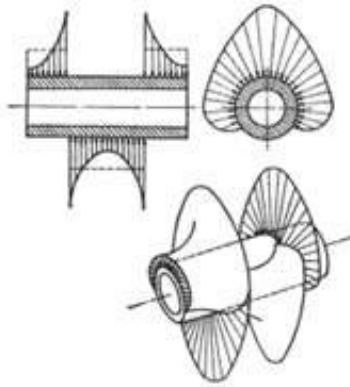


Fig. 5.3. Distribuția sarcinii pentru calculul bolțului la ovalizare [5].

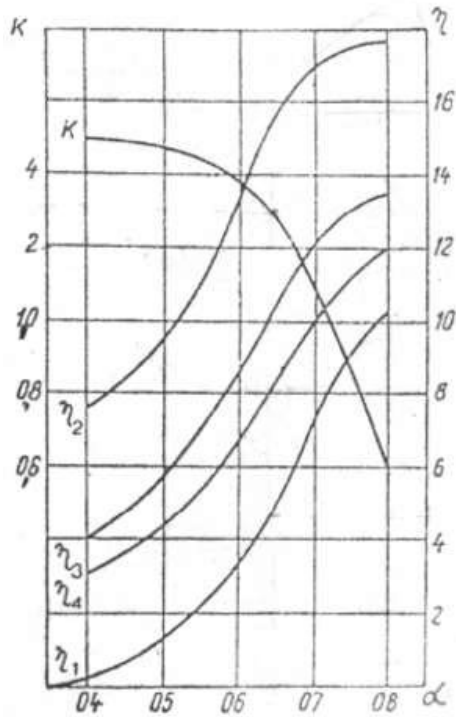


Fig. 5.4. Coeficienții necesari calculului bolțului la ovalizare [5].

Valorile extreme ale tensiunilor de încovoiere pentru calculul la ovalizare în punctele caracteristice 1, 2, 3, 4 din figura 5.2 se determină cu setul de relații:

$$\sigma_1 := \frac{F}{l \cdot d} \cdot \eta_1 \quad \sigma_2 := \frac{-F}{l \cdot d} \cdot \eta_2$$

$$\sigma_3 := \frac{-F}{l \cdot d} \cdot \eta_3 \quad \sigma_4 := \frac{F}{l \cdot d} \cdot \eta_4$$

Valorile admisibile sunt în intervalul 150...300 MPa. [5]

Deformația maximă de ovalizare se determină cu relația:

$$\Delta_{\max_o} := \frac{0.09 \cdot F}{1 \cdot E \cdot 10^6} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot k$$

Unde:

- E – modulul de elasticitate longitudinal în MPa;
- l – lungimea bolțului în mm;
- α – raportul de diametre;
- k – coeficient de amplificare din figura 5.4.

Deformația de ovalizare este limitată de griparea bolțului și trebuie să fie mai mică decât jumătate din jocul bolțului în funcționare. Jocul bolțului în funcționare se situează în intervalul (0.0005...0.001)d. [5]

$$\eta_1 := 1.5 \quad \eta_3 := 5$$

$$\eta_2 := 9 \quad \eta_4 := 4$$

$$\sigma_1 := \frac{F_{\max}}{l \cdot d} \cdot \eta_1 = 41.195 \text{ MPa} \quad \sigma_2 := \frac{-F_{\max}}{l \cdot d} \cdot \eta_2 = -247.172 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 := \frac{-F_{\max}}{l \cdot d} \cdot \eta_3 = -137.318 \text{ MPa} \quad \sigma_4 := \frac{F_{\max}}{l \cdot d} \cdot \eta_4 = 109.854 \text{ MPa}$$

$$\Delta_{\max_o} := \frac{0.09 \cdot F_{\max}}{1 \cdot E \cdot 10^6} \cdot \left(\frac{1 + \alpha}{1 - \alpha} \right)^3 \cdot k = 2.056 \times 10^{-8} \text{ mm}$$

$$\Delta_{\min} := 0.00075 \cdot d = 0.016 \text{ Jocul minim de montaj } (0.0005 \dots 0.0001) \cdot d$$

$$\frac{\Delta_{\min}}{2} = 8.117 \times 10^{-3}$$

$$\Delta_{\max_o} < \frac{\Delta_{\min}}{2} \text{ Conditia este indeplinita, prin umare se verifica calculul la ovalizare}$$

Capitolul VI. Calculul segmentilor

Segmentii sunt piesele motorului care se montează în canalele portsegmenti ale pistonului pentru a etanșa cilindrul. Ei au forma unui inel tăiat. Datorită elasticității, în forma liberă segmentul stă deschis, având distanța dintre capete s_0 . La montarea în cilindru segmentul este strâns și ia formă circulară, de diametru D , iar distanța dintre capete devine $s < s_0$. Segmentul aplică o presiune pe oglinda cilindrului, presiune numită presiune medie elastică p_e . Suprafețele frontale, numite flanc superior și flanc inferior sunt delimitate de înălțimea segmentului h . O altă dimensiune caracteristică a segmentului este grosimea radială a . Deoarece tăietura segmentului face posibilă dilatarea lui liberă, aceasta se numește rost de dilatare. [1, 5]

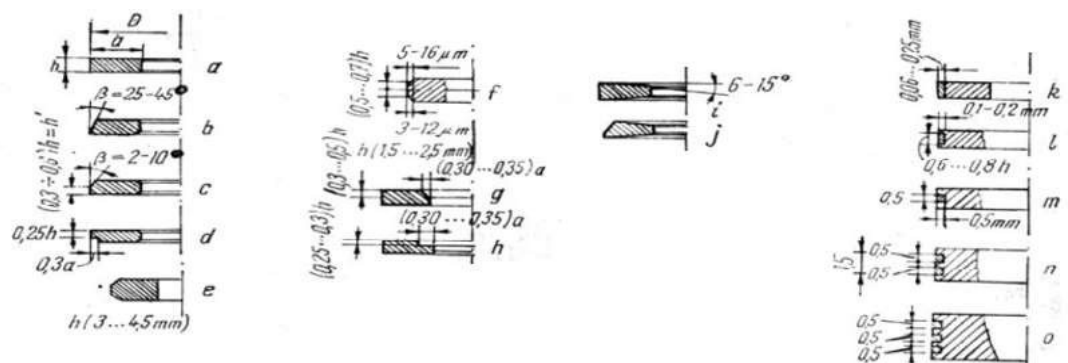


Fig. 6.1. Forme constructive de segmenti de comprimare [1,5].

Cea mai simplă formă de segment de comprimare este cea dreptunghiulară, pentru care segmentul are în secțiune transversală forma unui dreptunghi (figura 6.1), această formă are avantajul simplității constructive, însă prezintă dezavantaje în ceea ce privește raclarea peliculei de ulei, deoarece muchiile laterale sunt ascuțite. [5] De asemenea această formă constructivă are și o perioadă mare de rodaj, segmentul fiind aplicat pe toată înălțimea. Pentru a se reduce aceste dezavantaje se poate racorda muchiile laterale sau se poate mări presiunea elastică a segmentului, prin reducerea înălțimii de reazem a segmentului pe cilindru. Această reducere de înălțime se poate face prin înclinarea suprafeței laterale a segmentului cu un unghi $\beta = 25^\circ \dots 45^\circ$, figura 6.1 b sau înclinarea

pe o suprafață mai mică $h' < h$, figura 6.1c sau prin efectuarea unor degajări pe suprafața laterală, figura 6.1d. Prin teșirea ambelor muchii ale segmentului se poate reduce înălțimea de reazem, figura 6.1e, cu forma optimă de segment bombat, figura 6.1f. Pentru a asigura o presiune mare de contact și a preveni vibrația și desprinderea segmentului de flancul său se pot utiliza segmente cu secțiune nesimetrică, figura 6.1g,h, numiți și segmente de torsiune. Segmentele de torsiune se rotesc în canal, sprijinindu-se cu muchiile pe suprafețele de lucru și asigurând atât închiderea ermetică, cât și reducând pericolul blocării. Blocarea segmentului în canalul său poate fi evitată prin construcția acestuia trapezoidală, canalul acestuia fiind construit, de asemenea trapezoidal, figura 6.1i,j. Pentru a crește duritatea segmentului se poate aplica pe suprafața laterală a acestuia un strat protector de crom sau molibden, se pot introduce inserții de cositor, bronz sau oxid de fier cu grafit, benzi feroxate, figura 6.1k,l,m,n,o. [5]

Segmentele de ungere au o presiune medie elastică ridicată de contact cu cilindrul, deoarece au o înălțime mică de sprijin, jocuri mici între capetele segmentului și piston. Forma constructivă a acestora prezintă cavități în care se adună uleiul raclat de pe oglinda cilindrului. Există segmente de ungere neperforați și segmente de ungere perforați.

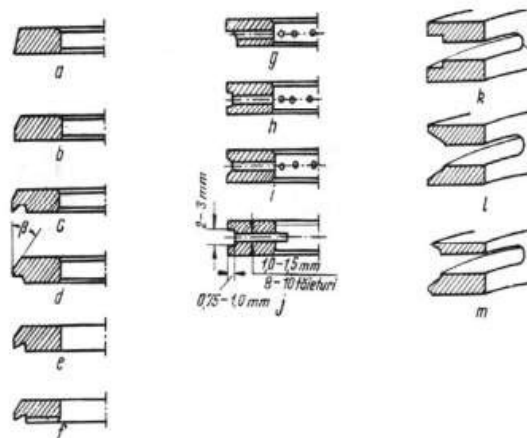


Fig. 6.1. Forme constructive de segmente de ungere [5].

Segmentii de ungere neperforați raclează o cantitate mai mică de ulei decât cei perforați, de obicei formele lor constructive sunt utilizate pentru al doilea segment de comprimare. [5]

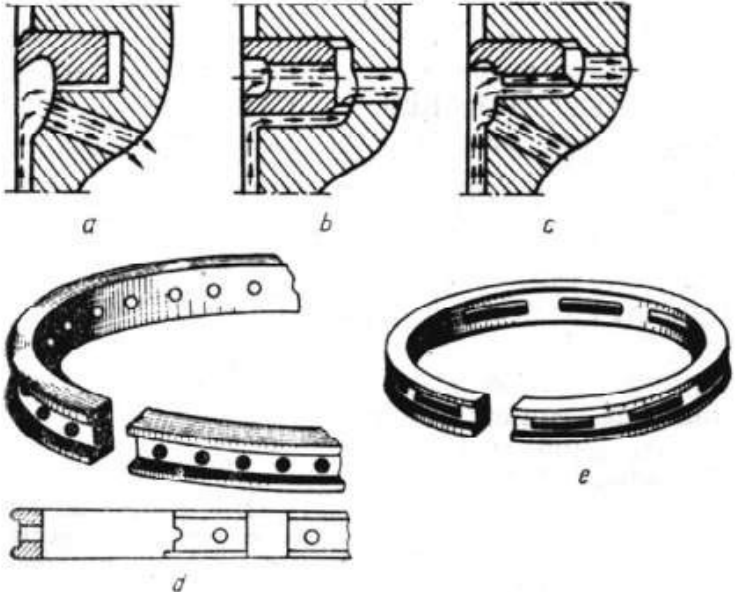


Fig. 6.3. Forme constructive de segmenti de ungere perforați și modul acestora de perforare [5].

În cazurile în care se dorește raclarea unei cantități și mai mari de ulei se pot utiliza segmentii de ungere cu expandor, a căror presiune medie elastică este mai mare.

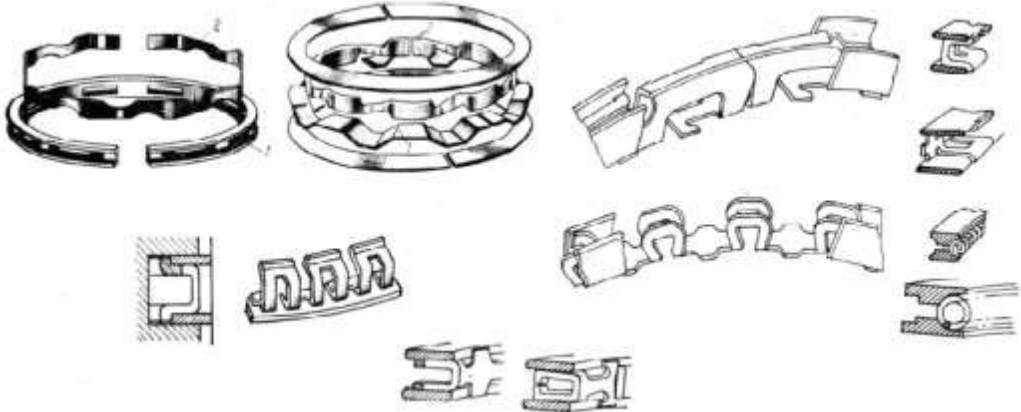


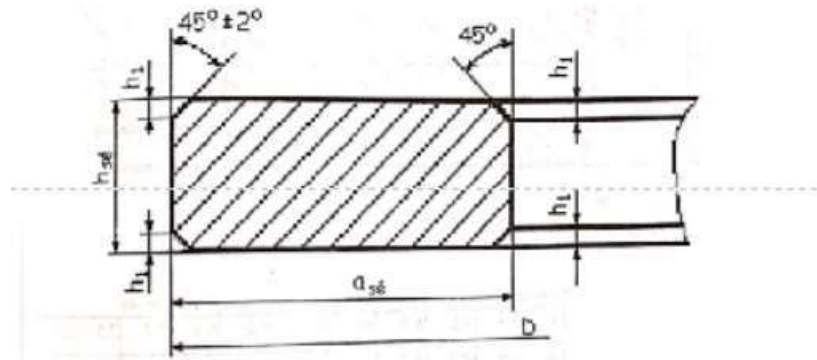
Fig. 6.4. Forme constructive de segmenti de ungere cu expandor [5].

Tabelul 6.1. Materiale utilizate pentru segmenti. [5]

Materiale utilizate pentru fabricarea segmentilor.

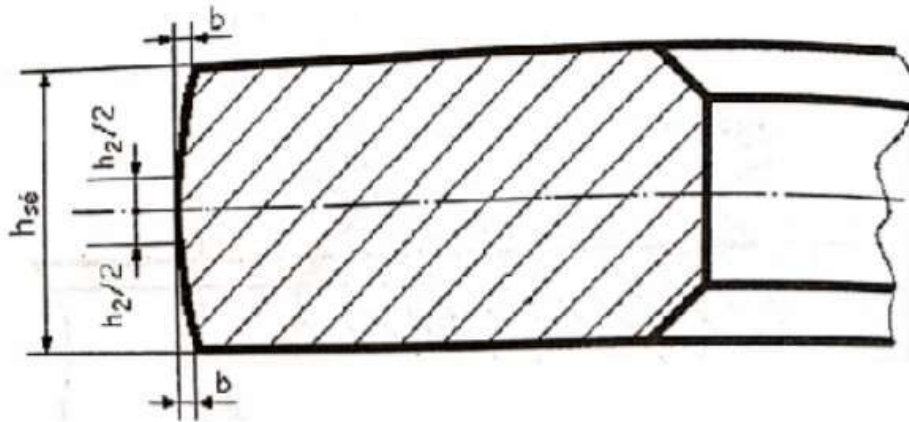
| Clasa | Material | Proprietati mecanice | | |
|-------|---------------------------------|--|---|--------------------|
| | | Modul de elasticitate N/mm ² | Rezistenta minima incovoiere N/mm ² | Duritate minima |
| 10 | fonta | 90000 | 300 | 93HRB |
| | cenusie | 100000 | 350 | 95HRB |
| 20 | fonta cenusie | 115000 | 450 | 23HRC |
| | | 11500 | 450 | 28HRC |
| | | 115000 | 450 | 40HRC |
| | | 115000 | 500 | 32HRC |
| | | 130000 | 650 | 37HRC |
| 30 | fonta gri carbidaica | 145000 | 550 | 25HRC |
| | | | 500 | 30HRC |
| 40 | fonta maleabila | 160000 | 600 | 95HRB |
| | | | 600 | 22HRC |
| | | | 600 | 30HRC |
| | | | 1000 | 27HRC |
| 50 | fonta cu grafic sferoidal | 160000 | 1100 | 23HRC |
| | | | 1300 | 23HRC |
| | | | 1300 | 28HRC |
| | | | 1300 | 95HRB |
| | | | [-] | 97HRC |
| 60 | otel aliat | 200000 | [-] | 38HRC |
| | | | | 40HRC |
| | | | | 48HRC |

Constructia segmentilor:



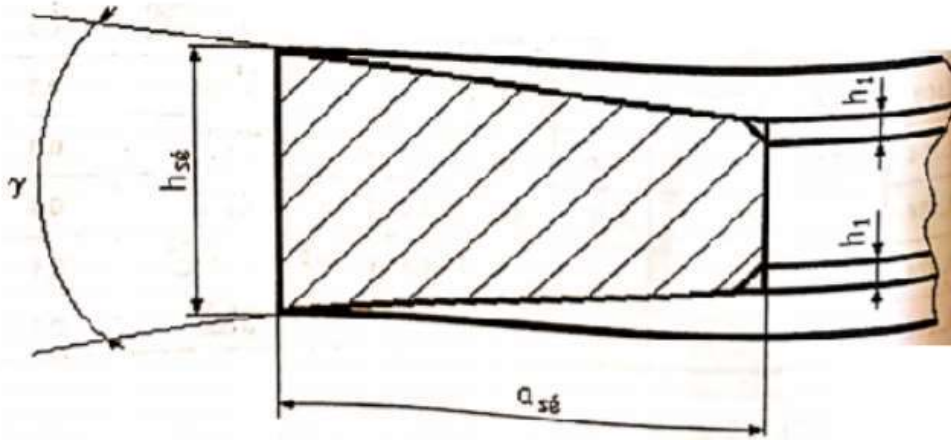
| D [mm] | a_{s6} [mm] | h_{s6} [mm] | | | s [mm] | $h_{s6.1}$ [mm] |
|-----------|--------------------------------|------------------|-----|-----|---------------------------------|--------------------|
| | | 1 | 2 | 3 | | |
| 30..78 | (1,25..3,30) +0,10 -0,20 | 1,5 | 2,0 | 2,5 | (0,15..0,30) +0,200 0,000 | 0,2 |
| 80..88 | (3,15..3,70) +0,10 -0,25 | 1,5 | 2,0 | 2,5 | (0,15..0,30) +0,200 0,000 | 0,3 |
| 90..108 | (3,8..4,5) +0,10 -0,25 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 0,4 +0,250 0,000 | 0,3 |
| 110..124 | (4,6..5,0) +0,10 -0,25 | 2,5 | 3,0 | 3,5 | 0,4 +0,250 0,000 | 0,3 |
| 129..138 | (5,2..5,5) +0,10 -0,25 | 2,5 | 3,0 | 3,5 | 0,5 +0,250 0,000 | 0,4 |
| 140..174 | (5,7..6,7) +0,10 -0,25 | 3,0 | 3,5 | 4,0 | (0,5..0,6) +0,250 0,000 | 0,4 |
| 175..200 | (6,9..7,7) +0,15 -0,30 | 3,5 | 4,0 | - | 0,7 +0,250 0,000 | 0,5 |

Fig. 6.5. Segmenti dreptunghiulari [1].



| | | | | | | | | | | | | | | |
|----------|--------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|-----|--------------|-----|-----|-----|-----|
| h_{s6} | 1,5 | 2,0 | 2,5 | 3,0 | 3,5 | 4,0 | 4,5 | 5,0 | 5,5 | 6,0 | 6,5 | 7,0 | 7,5 | 8,0 |
| h_2 | 0,8 | 1,2 | 1,6 | 2,0 | 2,4 | 2,8 | 3,2 | 3,6 | 4,2 | 4,6 | 5,0 | 5,4 | 5,8 | 6,2 |
| b | 0,003..0,012 | | | | | | | | | 0,005..0,016 | | | | |

Fig. 6.6. Segmenti bombati. [1]



| D [mm] | a_{s6} [mm] | $h_{s6} \begin{smallmatrix} +0,010 \\ -0,020 \end{smallmatrix}$ [mm] | | s [mm] | h_1 [mm] |
|-----------|--|--|-----|--|----------------|
| | | 1 | 2 | | |
| 82..88 | $(3,45...3,70) \begin{smallmatrix} +0,10 \\ -0,25 \end{smallmatrix}$ | 2,5 | 3,0 | $0,3 \begin{smallmatrix} +0,20 \\ 0 \end{smallmatrix}$ | $0,3 \pm 0,15$ |
| 90..98 | $(3,80...4,15) \begin{smallmatrix} +0,10 \\ -0,25 \end{smallmatrix}$ | | | $0,4 \begin{smallmatrix} +0,25 \\ 0 \end{smallmatrix}$ | |
| 100..124 | $(4,20...5,00) \begin{smallmatrix} +0,10 \\ -0,25 \end{smallmatrix}$ | 3,0 | 3,5 | $0,5 \begin{smallmatrix} +0,25 \\ 0 \end{smallmatrix}$ | |
| 125..148 | $(5,20...5,90) \begin{smallmatrix} +0,10 \\ -0,25 \end{smallmatrix}$ | 3,5 | 4,0 | $0,6 \begin{smallmatrix} +0,25 \\ 0 \end{smallmatrix}$ | $0,4 \pm 0,15$ |
| 150..168 | $(6,00...6,50) \begin{smallmatrix} +0,10 \\ -0,25 \end{smallmatrix}$ | | | $0,7 \begin{smallmatrix} +0,25 \\ 0 \end{smallmatrix}$ | |
| 170..174 | $6,70 \begin{smallmatrix} +0,10 \\ -0,25 \end{smallmatrix}$ | 4,0 | 4,5 | $0,7 \begin{smallmatrix} +0,25 \\ 0 \end{smallmatrix}$ | |
| 175..200 | $(6,90...7,70) \begin{smallmatrix} +0,15 \\ -0,30 \end{smallmatrix}$ | | | $0,7 \begin{smallmatrix} +0,25 \\ 0 \end{smallmatrix}$ | |

Fig. 6.7. Segmenti trapezoidali.[1]