

4. Calculul orgologic

Pe baza calculelor realizate anterior se poate trece la o nouă etapă și anume la proiectarea componentelor mecanismului motor al agregatului de forță cu ordine intermă. Acest calcul are la bază elemente simple de calcul de rezistență.

4.1. Construcția și calculul pistonului

4.1.1. Rol funcțional.

- asigură transmiterea forței de presiune a gazelor bielei;
- asigură transmiterea componentei normale produse de biela către cormor cilindricului;
- prin intermediul segmentilor asigură dubla etanșare a cilindricului de cormor;
- preia o parte din energia degajată în urma arderii combustibilului, din care o parte o transmite boltului, bielei precum și agentului de răcire;
- suplimentar mai îndeplinește funcțiile:
 - la motoarele în 2 timpi este și orgon de distribuție;
 - prin forma capului său, poate conține portul sau totol cormora de ordine.

4.1.2. Materiale

Materioul cel mai utilizat este fonta, care are calități anti-fricțiune mai ridicate, datorate continuității grafit pe care îl posedă.

La MAI 4T:

- pentru diametre mai mici de 300 mm se folosește o construcție unitară din aliaj de aluminiu cu Si, Cu.

Materialele utilizate trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- rezistență deosebită la funcționare în condiții de temperaturi ridicate și sarcini variabile;
- densitate redusă pentru a se reduce forțele de inerție

- coeficient de dilatare redus, pentru ca, în funcție de material, să fie redus;
- coeficient de conductivitate termică redus;
- colitoli antifricțiune deosebite, în vederea asigurării regimului de ungere necesar;
- posibilitate de prelucrare ușoară
- rezistență mare la coroziune;
- cost redus.

4.1.3. Schema de calcul

- L_p - lungimea pist...
 $L_p = (1,2 \dots 1,8) D = 1,5 \cdot 138,32 = 207,48 \text{ mm}$
- L_m - lungimea montalei
 $L_m = (0,8 \dots 1,2) D = 1 \cdot 138,32 = 138,32 \text{ mm}$
- L_c - lungime de ~~g~~ complexie
 $L_c = (0,7 \dots 1,1) D = 0,9 \cdot 138,32 = 124,48 \text{ mm}$
- g_1 - grosimea pist. în zona comodelor de segmenti
 $g_1 = (0,05 \dots 0,08) D = 0,05 \cdot 138,32 = 6,91 \text{ mm}$
- g_2 - grosimea pist în zona montalei
 $g_2 = (0,03 \dots 0,05) D = 0,03 \cdot 138,32 = 4,14 \text{ mm}$
- d_{ui} - diametrul umerilor pistonului la interior
 $d_{ui} = (0,34 \dots 0,38) D = 0,35 \cdot 138,32 = 48,41 \text{ mm}$
- d_{ue} - diametrul umerilor pistonului la exterior
 $d_{ue} = (1,3 \dots 1,5) d_{ui} = 1,4 \cdot 48,41 = 67,77 \text{ mm}$
- l_u - lungimea umerilor pistonului
 $l_u = (0,2 \dots 0,25) D = 0,22 \cdot 138,32 = 30,43 \text{ mm}$
- h^* - înălțimea de protecție în regiunea de foc
 $h^* = (0,15 \dots 0,22) D = 0,17 \cdot 138,32 = 23,51 \text{ mm}$
- h - înălțimea flancului dintre 2 comode succesive de segmenti
 $h = (0,045 \dots 0,055) D = 0,05 \cdot 138,32 = 6,91 \text{ mm}$

②

δ - grosimea capului pistonului

$$\delta = (0,15 \dots 0,2) D = 0,15 \cdot 138,32 = 20,74 \text{ mm}$$

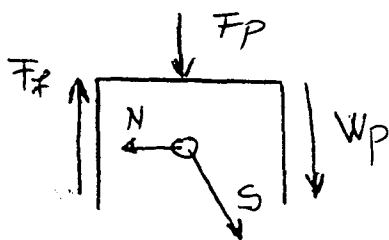
D_s - diom. pist. în dreptul comodelor de segmen.

D_{ci} - diom. capului pist. la interior

D_m - diom. montalei.

D - alazajul

4.1.4 Sollicitări



Sollicitările ce apar în piston sunt de 2 tipuri:

- sollicitări mecanice;
- ——— termice

Sollicitările mecanice sunt produse de F_p și de forța de inerție a masei în mișcare alternativă.

Sollicitările termice ce apar în mecanismul motor sunt cu atât mai importante cu cât puterea motorului este mai mare. Astfel în capul pistonului, care vine în contact atât cu gazele fierbinți cât și cu încălzirea preapătătoare, se instalează un flux termic nestăvitor care conduce la un anumit regim termic al motorului.

4.1.5. Calculul capului pistonului

$$D_{ci} = \frac{D [1 + \alpha_c (t_c - t_e)] - \delta}{1 + \alpha_p (t_p - t_e)} = 135,15 \text{ mm}$$

$$D = 138,32$$

$\alpha_c = 10,7 \cdot 10^{-6}$ - coef de dilatare a cîmășii

$\alpha_p = 21 \cdot 10^{-6}$ - coef de dilatare a pist.

$$(t_c - t_e) = (200 \dots 400) = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$(t_p - t_e) = (200 \dots 300) = 300 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$\Delta' = 0,02 \cdot D \quad - \text{jocul la cold.}$$

$$\Delta' = 0,02 \cdot 138,32 = 2,76 \text{ mm}$$

$$D_s = D_{ci} + 2g_L = 148,37 \text{ mm}$$

4.1.5.1. Tensiunile radiale maxime la extremitate.

$$\sigma_{re} = \frac{3}{4} (p_{max} - p_{ext}) \left(\frac{D_{ci}}{2\delta} \right)^2 = 62,42 \text{ N/mm}^2$$

$$p \{ \text{N/mm}^2 \}$$

$$0,75 (p_{max} - 1) \left(\frac{D_{ci}}{2\delta} \right)^2 \frac{da}{a^2}$$

$$p_{max} = 79,42 \text{ bari} = 7,94 \text{ MPa}$$

4.1.5.2. Tensiunile tangențiale

$$\sigma_{te} = \nu \sigma_{re} = 18,72 \text{ N/mm}^2$$

$$\nu = 0,3 - \text{coef. lui Poisson}$$

4.1.5.3. Tensiunile termice radiale la extremitate

$$\sigma_{re}^o = \alpha_1 E \cdot \Delta (t_c - t_e) = -300 \text{ N/mm}^2$$

$$\alpha_1 = -0,5$$

$$E = (2 \dots 2,1) \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 = 2 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$$

$$\Delta = (0,5 \dots 12) \cdot 10^{-6} \{ \text{grad}^{-1} \} = 10 \cdot 10^{-6} \text{ grad}^{-1}$$

4.1.5.4. Tensiunile termice tangențiale

$$\sigma_{te}^o = \alpha_2 E \Delta (t_c - t_e) = 150 \text{ N/mm}^2$$

$$\alpha_2 = 0,25$$

4.1.5.5. Rezultante tensiunilor.

$$\sigma_{\Sigma re} = \sigma_{re} + \sigma_{re}^o = -237,58 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\Sigma te} = \sigma_{te} + \sigma_{te}^o = 168,72 \text{ N/mm}^2$$

(3)

4.1.5.6. Calculul de verificare

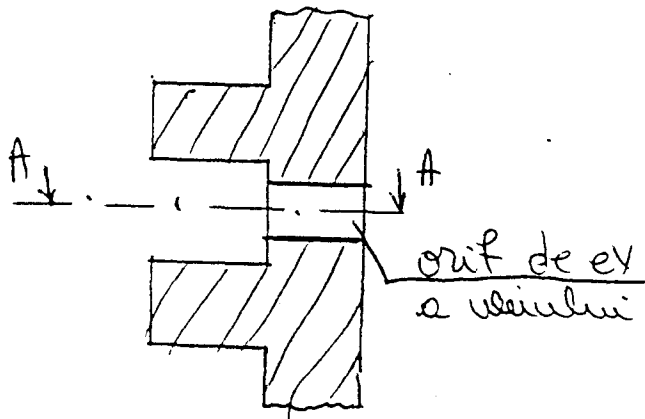
$$\max(\sigma_{\Sigma re}, \sigma_{\Sigma te}) \leq \sigma_a \quad 168,72 < \sigma_a$$

$$\sigma_a = (100 \dots 200) \text{ N/mm}^2$$

- se verifică condiția impusă

4.1.6. Verificarea secțiunii port-segmentu

Acesta se face la compresiune, luând în considerare pres. max. a gazelor. Secțiunea periculoasă se găsește în dreptul deschiderilor ce evocuează uleiul colectat de segmentul de ungere ca în figură



Area metă a acestei secțiuni se calc. cu rel:

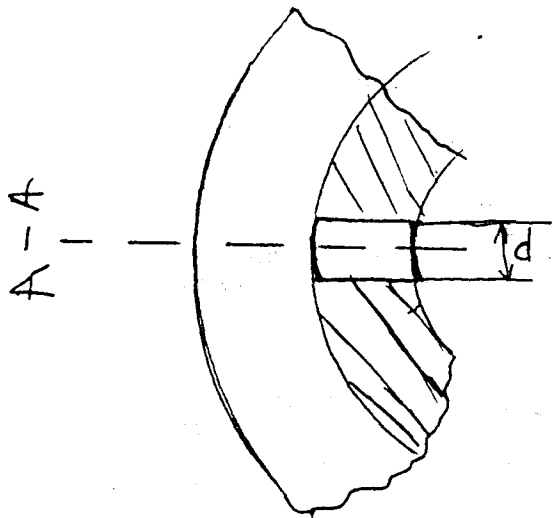
$$A_{A-A} = \frac{\pi (D_s^2 - D_{ci}^2)}{4} - \frac{i_x d_x (D_s - D_{ci})}{2};$$

i_x - nr. de conole de scurgere a uleiului

$$i_x = 8$$

d_x - diametrul unui conol de scurgere

$$d_x = 3 \text{ mm}$$



$$A_{A-A} = 2916,49 \text{ mm}^2$$

4.1.6.1 Tensiunea ~~se~~ la compresiune ce se dezvoltă în această secțiune

$$\sigma_c = \frac{F_{pmax}}{A_{A-A}} \leq \sigma_{ac} \quad \sigma_c = \frac{117778,61}{2916,49} = 40 < \sigma_{ac}$$

$$\sigma_{ac} = (20 \dots 40) \{N/mm^2\}$$

4.1.7. Verificarea montolei la presiune specifică.

Constă în compararea presiunii ce ia naștere între suprafața laterală a pistonului și suprafața interioară a câmășii, cu o presiune admisibilă

Această presiune apare datorită forței normale N , și nu trebuie să depășească limita admisibilă care este $(0,4 - 0,7) MPa$. Depășirea acestei limite poate periclita pelicula de ulei.

$$P_m = \frac{N_{max}}{D \cdot L_m} \leq P_{am} \quad P_m = \frac{472834}{128223} = 0,247 < 1 N/mm^2$$

$P_{orm} = 1 N/mm^2$

4.1.7.1. Calculul de verificare la forfecare a umerilor pistonului

$$\tau_f = 0,5 \frac{D^2}{d_{ue}^2 - d_{ui}^2} \cdot p_{max} \leq \tau_{af}$$

$$\tau_{of} = 30 \dots 50 \{N/mm^2\}$$

$$\tau_f = 33,34 \frac{N}{mm^2} < \tau_{of}$$

4.1.8. Determinarea diametrului pistonului la montaj

4.1.8.1. —————
în zona capului

(4)

$$D_c = \frac{D[1 + \alpha_c(t_c - t_0)] - \Delta'_c}{1 + \alpha_p(t_c - t_0)}$$

$$\alpha_c = 10,7 \cdot 10^{-6} [\text{grad}^{-1}]$$

$$\alpha_p = 21 \cdot 10^{-6} [\text{grad}^{-1}]$$

$t_c = (60 \dots 100)^\circ\text{C}$ - temp. în funcționare a cilindrului
 $t_c = 100^\circ\text{C}$

$t_0 = 20^\circ\text{C}$ - ~~temperatura la montaj~~

$$\Delta'_c = (0,003 \dots 0,004) D = 0,0035 \cdot 138,32 = 0,484 \text{ mm}$$

Δ'_c - jocul la ~~cald~~ în zona capului

$$D_c = 137,72 \text{ mm}$$

4.1.8.2. Determinarea diametrului pistonului la montaj în zona montajului

$$D_m = \frac{D[1 + \alpha_c(t_c - t_0)] - \Delta'_m}{1 + \alpha_p(t_c - t_0)}$$

$$\Delta'_m = (0,0009 \dots 0,0013) D = 0,00095 \cdot 138,32 = 0,131 \text{ mm}$$

Δ'_m - jocul la ~~cald~~ în zona montajului

$$D_m = 138,07 \text{ mm}$$

4.2. Calculul boltului

4.2.1. Rol funcțional

- orgon specific motoarelor în 4 timpi
- este montat în umerii pistonului, făcând legătura dintre piston și biela și transmitând această forță de presiune a gazelor și forța de inerție a maselor aflate în mișcare alternativă.

4.2.2. Materiale

Materioul adoptat pentru bolt este oțel carbon de ~~calitate~~ sau oțel aliat. De exemplu 40G10 are următoarele caracteristici:

- limită de curgere 780 MPa.
- rezistență la rupere min 980 MPa.
- alungirea la rupere 10%
- duritatea Brinell 217 MPa.

4.2.3. Alegerea dimensiunilor caracteristice

- $d_{be} = (0,34 \dots 0,38) D = 0,36 \cdot 138,32 = 49,79 \text{ mm}$
diametrul boltului la exterior
- $d_{bi} = \lambda \cdot d_{be} = 0,35 \cdot 49,79 = 17,42 \text{ mm}$
 $\lambda = 0,34 \dots 0,36 \neq 0,35$
diametrul interior al boltului
- $l = (0,8 \dots 0,87) D = 0,85 \cdot 138,32 = 117,57 \text{ mm}$
lungimea boltului
- $l_b = (0,32 \dots 0,42) D = 0,4 \cdot 138,32 = 55,32 \text{ mm}$
lungimea boltului în interiorul piciorului bieli
- $l_p = \frac{l - l_b}{2} = 31,12 \text{ mm}$
lungimea în umerii pistonului
- $g = 2 \text{ mm}$ - se alege
jocul dintre umerii pistonului și piciorul bieli

(5)

4.2.4 Calculul de Verificare la presiune de contact în umerii pistonului și în piciorul bielei

$$P_p = \frac{F_{\max}}{2 \cdot deb \cdot l_p} \leq P_{ap}$$

unde:

P_p = presiunea de contact în umerii pistonului

$$F_{\max} = F_{p\max} - (m_p - m_{bolt}) \cdot R \cdot \omega^2 \cdot (1 + \lambda)$$

$$= 108074,3 \text{ N}$$

$$F_{p\max} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} p_{\max} = 117778,61 \text{ [N]}$$

$F_{p\max}$ = forța maximă de presiune a gazelor;

$$p_{\max} = 7,84 \text{ MPa}$$

$m_p = 2,25 \text{ kg}$ - masa grupului piston

$m_{bolt} = 0,22 \text{ kg}$ - masa boltului

$R = 0,12449 \text{ [mm]}$ - raza manivelei;

$\omega = 157 \text{ rad/sec}$ - viteză unghiulară de rotație a arborelui cotit.

$\lambda_b = 0,25$ - raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei;

$D = 138,32 \text{ [mm]}$ - diametrul cilindrului;

$deb = 43,79 \text{ [mm]}$ - diametrul exterior al boltului;

$l_p = 31,2 \text{ [mm]}$ - lungimea boltului în umerii pistonului;

$P_{ap} = (25 \dots 54) \text{ [N/mm}^2\text{]}$ - presiunea de contact admisibilă în umerii pistonului

$$P_p = 34,87 < P_{ap}$$

$$P_b = \frac{F_{\max}}{deb \cdot l_b} \leq P_{ab}$$

unde:

P_b = presiunea de contact în piciorul bielei;

$l_b = 55,32$ [mm] - lungimea boltului în interiorul piciorului bielei;

$P_{ab} = (40 \dots 90) \text{ N/mm}^2$ - presiunea de contact admisibilă în piciorul bielei.

$$P_b = 39,23 < P_{ab}$$

4.2.5. Verificarea boltului la oboseală prin încovoiere

Pentru verificare la oboseală prin încovoiere se admit schema de calcul din fig de mai jos unde pe porțiunile de lungime l_p cuprinse în umerii pistonului se consideră o distribuție liniară iar pe porțiunea l_b cuprinse în piciorul bielei o distribuție uniformă. Astei încălcări îi corespund diagramele forțelor tăietoare T și momentelor încovoietoare din figură. Secțiunea periculoasă este la mijlocul boltului (deci la $l/2$), unde momentul încovoiător este:

$$M_{\max} = \frac{F_{\max}}{12} (l + 4 \cdot j + 0,5 \cdot l_b)$$

unde:

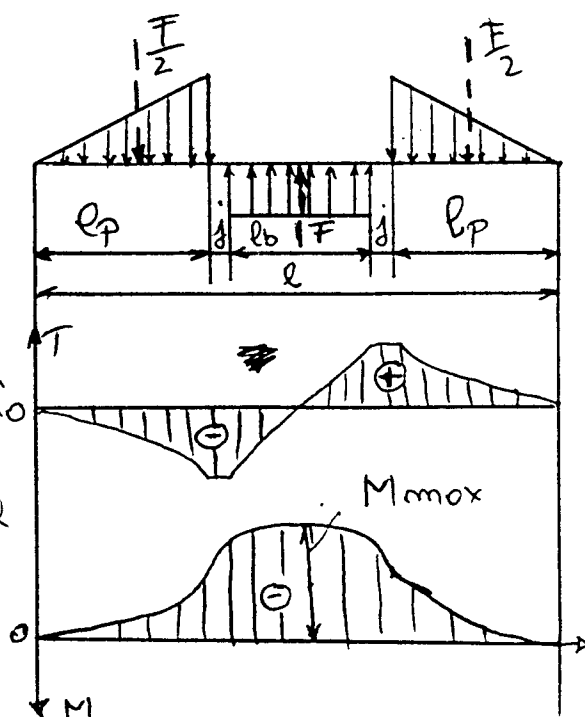
M_{\max} = momentul maxim;

$l = 117,57$ [mm] - lungimea boltului

$j = 2$ [mm] - jocul dintre umerii pistonului și piciorul bielei

$l_b = 55,32$ [mm] - lungimea boltului în interiorul piciorului bielei.

$$M_{\max} = 1380018,74 \text{ [Nmm]}$$



⑥

Momentul minim este dat de următoarea relație:

$$M_{\min} = \frac{F_{\min}}{12} (l + 4 \cdot j + 0,5 \cdot l_b)$$

unde:

$$F_{\min} = -9989,66 \text{ [N]} - \text{forță minimă}$$

$$M_{\min} = -127559,65 \text{ [Nmm]}$$

În continuare pe baza rezultatelor obținute anterior, se va face calculul de verificare la încovoiere la maxim după următoarea relație:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \leq \sigma_{ai}$$

în care: M_{\max} = momentul maxim

$$W_z = \frac{\pi}{32} \frac{d_{\text{eb}}^4 - d_{\text{ib}}^4}{d_{\text{eb}}} = 11930,24 \text{ [mm}^3\text{]}$$

d_{eb} = diametrul exterior al boltului

d_{ib} = ——— interior ———

$\sigma_{ai} = (250 \dots 500) \text{ [N/mm}^2\text{]} - \text{rezistență admisibilă la încovoiere}$

$$\sigma_{\max} = 115,67 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{ai}$$

Coefficientul de siguranță la oboseală se calculează cu următoarea relație:

$$C = \frac{\gamma \cdot E_{\sigma}}{\beta_{KT}} \cdot \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_{\max}} \geq C_a$$

unde:

$\gamma = (1,1 \dots 1,5) = 1,5 - \text{coef. stări suprafeței}$

$\beta_{KT} \cong 1 - \text{coeficientul concentratorilor de tensiune;}$

$E_{\sigma} = (0,7 \dots 0,8) = 0,8 - \text{coeficient dimensional}$

$\sigma_{-1} = 360 \text{ [N/mm}^2\text{]} - \text{rezistență la oboseală principal alternativ simetric de încovoiere;}$

$C_a = (1 \dots 2,2) - \text{pentru bolt flotant}$

$$C = 3,73 > C_a$$

4.2.6. Verificarea boltului la forfecare

Această verificare se face pentru secțiunea unde forța tăietoare este maximă, $T_{max} = \frac{F}{2}$. Se știe că tensiunea tangențială maximă τ_{max} se găsește în axa neutră OZ și este constantă de-a lungul acestei axe.

$$\tau_{max} = 0,85 \cdot F_{max} \frac{1 + \alpha + \alpha^2}{d_{eb}^2 (1 - \alpha^4)} \leq \tau_{af}$$

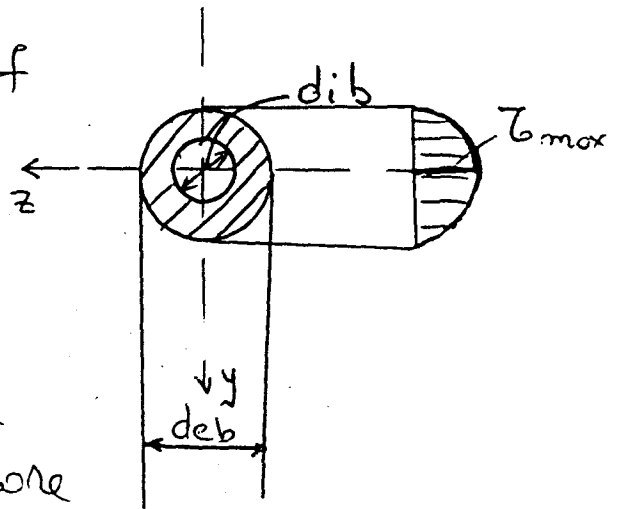
în care:

$$F_{max} = 108074,3 \text{ [N]}$$

$$\alpha = 0,36$$

$\tau_{af} = (100 \dots 200) \text{ N/mm}^2$ - rezistența admisibilă la forfecare

$$\tau_{max} = 56,14 \text{ N/mm}^2 < \tau_{af}$$



4.2.7. Verificarea boltului la ovalizare

Pentru verificarea boltului la ovalizare, acesta se consideră ca o bară scurtă încercată simetric pe circumferința definită de raza medie $r_m = \frac{d_{eb} + d_{ib}}{4}$, cu sarcină distribuită sinusoidală $q = q_0 \sin \varphi$, $\varphi = [0 \dots 2\pi]$.
Ținând cont de suprafața superioară presiunii ce ia naștere între bolt și umerii pistonului, iar pe suprafața inferioară presiunii ce ia naștere între bolt și piciorul bilei.

Acestea apar în secțiuni transversale diferite, nu în același plan cum s-a considerat în schema de calcul. Din acest motiv forța F se multiplică cu coeficientul

$$K = 1,5 - 15(\alpha - 0,4)^3 = 1,502$$

$$\alpha = 0,36$$

⑦

Tensiunea maximă este de compresie în fibre interioare pentru $\varphi = 0$ și are expresia:

$$\sigma_{\varphi} = - \frac{F_{\max} \cdot K}{deb \cdot l} \left[0,19 \frac{(1+2\lambda)(1+\lambda)}{(1-\lambda)^2 \cdot \lambda} + \frac{1}{1-\lambda} \right] \leq \sigma_a$$

unde:

$$F_{\max} = 108074,3 \text{ N}$$

$$K = 1,502 - \text{factor de corectie}$$

$$\lambda = 0,36$$

$$deb = 49,73 \text{ mm}$$

$$l = 117,57 \text{ mm}$$

$$\sigma_a = 980 \text{ [N/mm}^2\text{]} - \text{rezistența la rupere}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{3} = 326,66 \text{ [N/mm}^2\text{]} - \text{rezistența admisibilă}$$

$$\sigma_{\varphi} = -126,81 \text{ N/mm}^2 < \sigma_a$$

Deformația maximă de ovalizare (δ_{\max}) se produce în plom perpendicular pe axa pistonului

$$\delta_{\max} = 0,09 \frac{F_{\max} \cdot K}{E \cdot l} \left(\frac{1+\lambda}{1-\lambda} \right)^3 \leq \frac{\Delta'}{2}$$

$$\text{unde: } \Delta' = (0,001 \dots 0,005) deb = 0,002 \cdot 49,73 = 0,0994 \text{ mm}$$

$$\Delta' = \text{joelul boltului în funcționare (la cald)}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ [N/mm}^2\text{]} - \text{modul de elasticitate}$$

$$\delta_{\max} = 0,0056 < 0,0495$$

4.2.8. Determinarea jocului la montaj

$$\Delta = \Delta' + [\alpha_b (t_b - t_0) - \alpha_p (t_p - t_0)] \cdot deb$$

unde:

$\Delta' = 0,033$ [mm] - jocul în funcționare

$deb = 49,73$.

$\alpha_b = 12 \cdot 10^{-6}$ [grad⁻¹] - coef. de dilatare a boltului

$\alpha_p = 20 \cdot 10^{-6}$ [grad⁻¹] - coef. de dilatare termică linieară a pistonului;

$t_b \cong 150$ [°C] - temperatură boltului în funcționare

$t_0 = 15$ [°C] - temperatură pistonului la rece;

$t_p = (150 \dots 200) = 180$ [°C] - temperatură ~~boltului~~ pistonului

$\Delta = 0,015$ mm

4.3. Construcția și calculul segmentelor

4.3.1. Rol. Construcție.

Segmentul sunt piese inelare de diferite secțiuni, montate în locașurile din regiunea portsegment a pistonului, având rolul de a realiza etanșarea camerei de ardere (segment de compresie), de a regla conținutul de ulei de pe oglinde cilindricului și de a transmite căldura de la piston la cilindru (segment de ungere).

La alegerea numărului de segmente se ține cont de aceste ~~roluri~~ roluri ale segmentelor, dar în primul rând de gradul de etanșare al camerei de ardere. Astfel sarcina principală de etanșare o are primul segment (segmentul de foc). În mod obișnuit la MAC se utilizează 3 segmente de compresie.

4.3.2. Calculul segmentilor ⁸

a) Presiunea medie pe core a dezvoltă segmentul (P_E)

Pentru realizarea unei etanșări eficiente, P_E se stabilește în corelație cu presiunea radială a gazelor care participă activ la oplicarea segmentilor pe cilindru.

Pentru proiectare se alege presiunea medie P_E funcție de turație medie de funcționare a motorului.

$$P_E = (0,25 \dots 0,4) = \overset{0,25}{\cancel{0,25}} [N/mm^2].$$

b) Calculul grosimii radiale a segmentului (a)

Raportul D/a reprezintă un factor constructiv de bază al segmentului. Grosimea radială a segmentului se calculează cu următoarea relație:

$$\frac{D}{a} = 1 + \sqrt{\frac{\sigma_{ai}}{3 \cdot P_E}}$$

unde: $\sigma_{ai} = (300 \dots 400) [N/mm^2]$ - rezistența admisibilă la încovoiere.
 $\sigma_{ai} = 400$

$$\frac{D}{a} = 24,094.$$

Acest raport se încadrează în intervalul ce trebuie să fie respectat și anume: $\frac{D}{a} = (20 \dots 35)$, rezultă atunci că determinarea a fost corectă și în felul acesta se poate determina grosimea radială a segmentului:

$$a = \frac{D}{24,094} = 5,74 \text{ mm}$$

solicitată de ⁽⁹⁾ un moment încovoitor. Momentul produs în secțiunea Y va fi dat de relație:

$$M_f = R_m^2 \cdot h \cdot P_E (1 + \cos \varphi)$$

unde:

$$R_m = \frac{D - a}{2} = 66,23 \text{ mm.}$$

R_m = raza la fibrele medii în stare ~~normală~~ ^{mentată};

$$h = (0,6 \dots 1) a = 0,8 \cdot a = 4,59 \text{ mm}$$

h = înălțimea axioli a segmentului de ungere

$$M_{\max} = 2 R_m^2 \cdot h \cdot P_E = 10089,45 \text{ Nmm.}$$

Distanța între copete, măsurată pe fibrele medii în stare liberă va fi:

$$S_0 = \pi (3 - g) \cdot R_m \cdot B.$$

$g = 0,149$ - se alege

$$B = \frac{\epsilon \cdot R_m^2 \cdot P_E}{E \cdot I} = 0,00034$$

$$\text{unde: } \epsilon = \frac{h \cdot \frac{D}{a}}{\frac{D}{a} - 1} = 4,78$$

parametru constructiv

$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ - modul de elasticitate longitudinal,

$I = \frac{h \cdot a^3}{12} = 72,33$ - momentul de inerție axioli al secțiunii transversale.

$$S_0 = 0,205 \text{ mm}$$

e) Calculul efortului unitar maxim în timpul funcționării

$$\sigma_{f \max} = \frac{2 \cdot K_m}{\pi (3 - g)} \cdot \frac{E \left(\frac{S_0}{a} \right)}{\left[\left(\frac{D}{a} \right) - 1 \right]^2} \leq \sigma_{adm}.$$

$$K_M = 1,779$$

$$\sigma_{adm} = (300 \dots 400) \text{ N/mm}^2 - \text{rezistență admisibilă}$$

$$E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2 - \text{modulul de elasticitate longitudinal;}$$

$$g = 0,149$$

$$\sigma_{fmax} = 5,60 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{adm}$$

4.4. Construcția și calculul cormoșii cilindrului

4.4.1. Alegerea materialului

Cormoșii cilindrului motoarelor de automobile se confecționează din fontă, deoarece satisface cel mai bine dezideratele principale:

- Rezistență înaltă la uzură abrazivă și corozivă;
- Proprietăți antifricțiune bune;
- Rezistență satisfăcătoare la sollicitări mecanice;
- Turnare ușoară.

Structura perlitică cu grafit lamelar fin sau cu grafit modular asigură proprietăți antifricțiune și rezistență la uzură. Prin alierea fontei cu Ni, Cr, Mo, Cu, Ti se obțin proprietăți îmbunătățite.

Fonta utilizată pentru construcția cormoșii este aliată cu Cr-Ni cu rezistență sporită la frecare și la sollicitări mecanice.

Compoziția chimică:

$$* C \quad 3,2 - 3,5\%$$

$$* Si \quad 1,8 - 2,2\%$$

$$* Mn \quad 0,6 - 1\%$$

$$* P \quad 0,3 - 0,5\%$$

$$* S \quad \text{max } 0,07\%$$

$$* Cr \quad 0,2 - 0,5\%$$

$$* Ni \quad 0,5 - 0,8\%$$

$$\text{Duritatea } [HB] - 220 \div 280$$

$$\text{Tensiunea de rupere la încercare - min } 480 [MPa]$$

$$\text{Tensiunea de rupere la tracțiune - min } 480 [MPa]$$

7.4.2. Alegerea ⁽¹⁰⁾ tipului de câmășă

Câmășa de cilindru adoptată este umedă deoarece este udată la exterior de lichidul de răcire.

Transferul de căldură este mai bun, dar oporește pericolul uzurii corozive. În vederea diminuării acestuia se recurge la una din soluțiile:

- * Înclearea de zinc pe suprafața exterioară a câmășii legate între ele prin bare metalice situate la diverse înălțimi;

- * Acoperirea suprafeței exterioare a câmășii cu plumb, zinc sau lac de lăchelită.

În vederea măriții suprafeței de schimb de căldură, pe suprafața exterioară se practică nervuri. Partea inferioară a câmășii umede se lasă în stare liberă în vederea preluării dilatării.

Câmășile umede se montează cu joc în blocul motor și sunt prevăzute cu guler de sprijin în partea superioară.

Rugozitatea optimă este de $0,35 \dots 0,45 \mu\text{m}$, întrucât asigură o stabilitate mare a peliculei de ulei și deci o uzură redusă. În conformitate cu STAS 5730/2-85 se va adopta o rugozitate de $0,4 \mu\text{m}$.

7.4.2.1 Stabilirea dimensiunilor principale ale câmășii

Lungimea câmășii cilindrului se determină în funcție de cursa pistonului și lungimea acestuia în condiții de joasă presiune minimă. Se va avea în vedere că montajul pistonului să depășească marginea inferioară a câmășii cu $b = (10 \dots 15) [\text{mm}]$, pentru a prelua ulei din cavități ce se formează în carter și pentru a exocua mai ușor căldura.

$$L_c = L + S - b$$

$L = 207,48 [\text{mm}]$ - lungimea pistonului

$S = 248,99 [\text{mm}]$ - cursa pistonului

$$b = 10 \text{ [mm]}$$

$$L_c = 446,47 \text{ mm}$$

Lungimea camerei de răcire trebuie să fie astfel aleasă încât să depășească nivelul primului segment de compresie când pistonul se află la PMS și PMIC cu $a = (6 \dots 10) \text{ [mm]}$.

$$L_{CR} = S + 2a$$

$$a = 8$$

$$L_{CR} = 264,99 \text{ mm}$$

Groșimea peretilor etanși se calculează cu relația:

$$\delta = (0,065 \dots 0,075) D$$

$$\delta = 0,065 \cdot D = 8,99 \text{ mm}$$

$$D_1 = D + 2\delta = 156,3 \text{ mm}$$

$$D_2 = D_1 + (4 \dots 5) = D_1 + 4,5 = 160,8 \text{ mm}$$

~~δ = grosimea~~ Diametrul exterior al gulerului de sprijin al cãmôșii se determină din condiția ca presiunea care ia naștere pe suprafața de contact dintre guler și coter să nu depășească presiunea admisibilă a materialului blocului ($F_c 250$)
 $P_A = 420 \text{ MPa}$.

$$P_{c\text{ot}} = \frac{F_s}{A} \leq P_A$$

unde: F_s este forța care opoartă asupra gulerului cãmôșii datorită strângerii chiulosei.

Această forță trebuie să fie de 1,3 ori mai mare decât forța de presiune maximă $P_{cil \text{ max}}$ din cilindru în timpul funcționării, adică:

$$F_s = 1,3 \cdot p_{cil \text{ max}} \frac{\pi D^2}{4} = 153112,19 \text{ [N]}$$

(11)
Din cele 2 relatii de mai sus rezultă:

$$A = \frac{\pi (D_g^2 - D_2^2)}{4} = 364,45 \text{ mm}^2$$

$$D_g = \sqrt{1,3 D_2^2 \frac{p_{\text{air max}}}{P_A} + D_2^2} = 162,23 \text{ mm}$$

Revenind la conditia impusa mai sus, se va verifica corectitudinea acestei si astfel vom avea:

$$P_c = 420 \leq 420 \text{ [N/mm}^2\text{]}. \quad \text{Mmm}$$

Înălțimea minimă a gulerului (H_g) se determină din condiția de rezistență la încovoiere. Se consideră gulerul ca o placă înelată încastrată în cămășă cilindrică de-a lungul circumferinței de diametru și încastrată cu o sarcină uniform distribuită creată de forța F_{smax} .

În teoria plăcilor se orotă că se obțin rezultate cu suficientă aproximație dacă se consideră o fâșie de lățime egală cu unitatea drept o grindă, având aceleași condiții de rezistență și de încărcare ca și placa reală.

Pentru calculele următoare diametrul gulerului se va alege mai mare sau cel puțin egal cu cel calculat anterior. În acest caz diametrul gulerului va fi:

$$D_g = 180 \text{ mm}$$

Sarcină q , uniform distribuită pe suprafața de contact se determină din condiția:

$$F = q \cdot A \Rightarrow q = \frac{F}{A} = \frac{4 F}{\pi (D_g^2 - D_2^2)} = 29,8 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

Se poate determina expresia tensiunii maxime de încovoiere (T_i). Forța distribuită liniară q este redusă la oxa borei, acestea fiind numeric egale.

Momentul încovoiitor maxim este:

$$M_{\max} = q \frac{e^2}{2} = 5432,73 \text{ [N mm]}$$

$$e = D_g - D_2 = 19,2 \text{ [mm]}$$

Modulul de rezistență axială se calculează cu relație:

$$W_z = \frac{e \cdot H_g^2}{6} = 659,12 \text{ mm}^3$$

Din condiția ca tensiunea maximă de încovoiere să fie cel mult egală cu tensiunea admisibilă, se deduce înălțimea gulerului:

$$H_g = \sqrt{\frac{6 M_{\max}}{T_a}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 5432,73}{160}} = 14,35$$

$$T_a = \frac{T_R}{C_R} = \frac{480}{3} = 160 \text{ N/mm}^2$$

4.4.3. Calculul de rezistență pentru soluția adoptată.

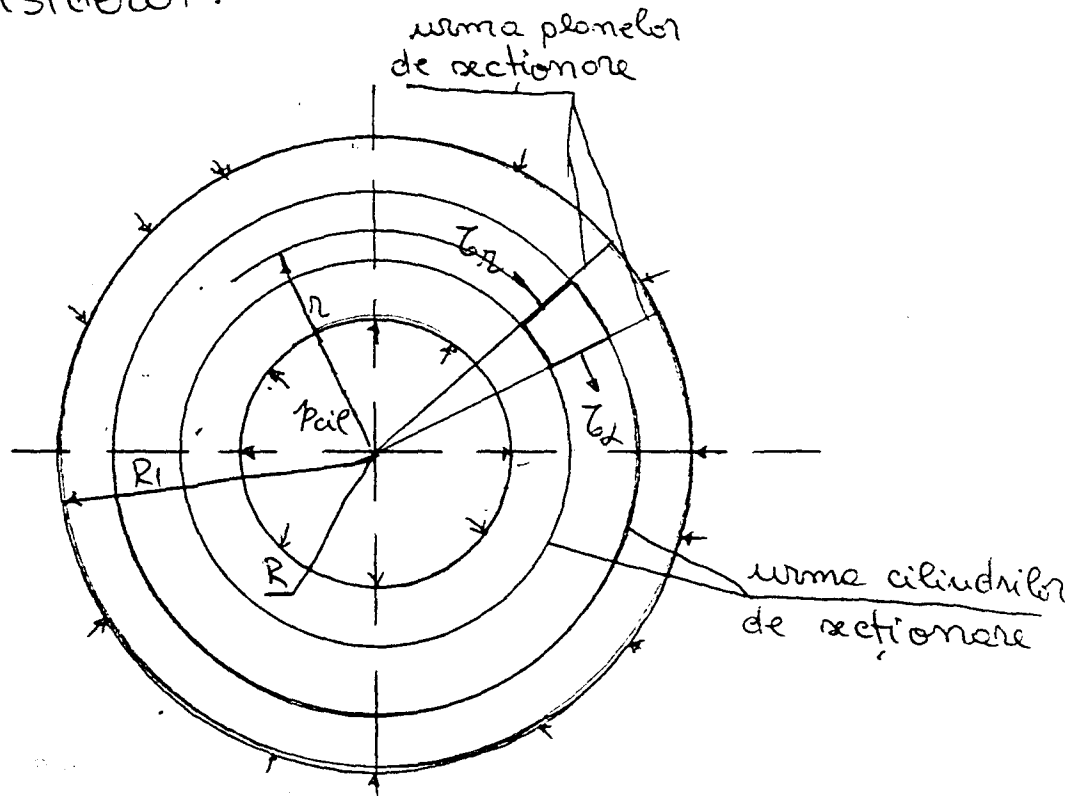
Calculul de rezistență al cîmpoșii cilindricului constă în verificarea grosimii peretelui. Calculul se bazează pe teoria tuburilor cu pereți groși. Cîmpoșa cilindrică este solicitată de:

- presiunea gazelor de ardere (p_{ar});
- forța normală N transmisă de piston;
- tensiunea ce ia naștere datorită încălzirii inegale.

a) Determinarea tensiunilor datorate presiunii gazelor

Se consideră cîmpoșa cilindrică ca fiind un tub cu perete gros de secțiune constantă,

încălcot cu ⁽¹²⁾ presiunea interioară ($p_{i\ell}$). Sub acțiunea acestei presiuni în secțiunile făcute în lungul tubului cu cilindri concentrați cu suprafețele int. și ext. a tubului apar tensiuni normale (τ_{α}) orientate în lungul noiei iar în secțiunile făcute cu plane ce conțin axa tubului apar tensiuni normale (τ_{α}) care sunt tangente la cercul ce trece prin punctul considerat:



Aceste tensiuni se determină cu expresiile:

$$\tau_{\alpha, R} = \frac{R^2 \cdot p_{i\ell \max}}{R_1^2 - R^2} \left(1 + \frac{R_1^2}{R^2} \right)$$

$$R \in [R_1; R_2]$$

$$R = \frac{D}{2} = 69,16 \text{ mm}$$

$$R_{1,2} = \frac{D_{1,2}}{2}$$

$$R_1 = 78,15 \text{ mm}$$

$$R_2 = 80,4 \text{ mm}$$

Variatiile tensiunilor $\tau_{\alpha, R}$ sunt reprezentate în ~~diagrama~~ diagrama de mai jos:

- pe conturul interior ($r=R$) ele au valorile:

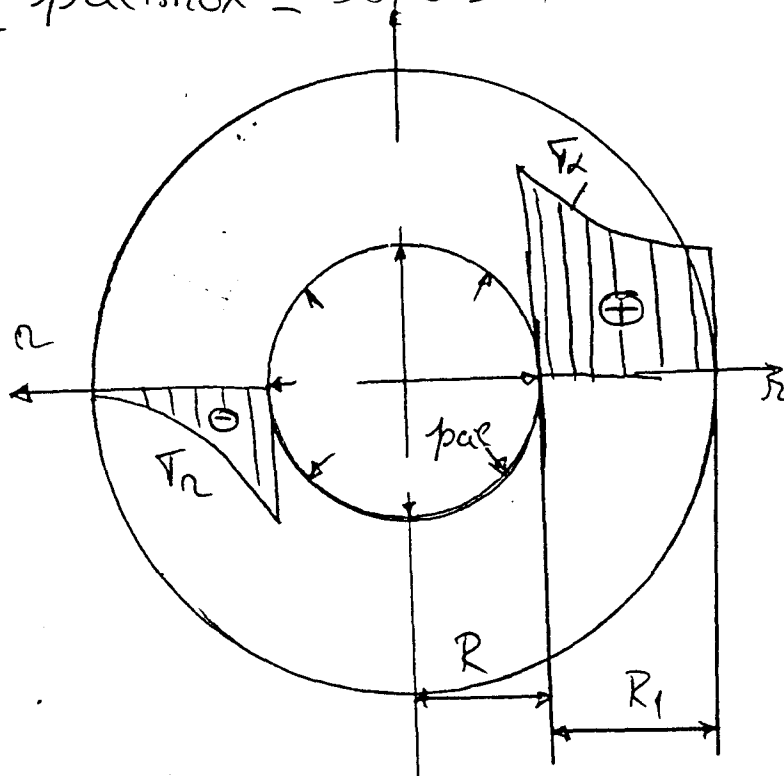
$$\tau_{\alpha i} = \frac{R^2 p_{\alpha i \max}}{R_1^2 - R^2} \left(\frac{R^2 + R_1^2}{R^2} \right) = 64,47 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\alpha i} = -p_{\alpha i \max} = -7,84 \text{ N/mm}^2$$

- pe conturul exterior ($r=R_1$) tensiunile au urm. valori:

$$\tau_{\alpha e} = \frac{2R^2}{R_1^2 - R^2} p_{\alpha i \max} = 56,63 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{\alpha e} = 0$$



b) Calculul tensiunilor termice

Cămoșa cilindrică este încălzită la interior de gazele de ardere și răcite la exterior direct de către fluidul de răcire. Când motorul funcționează la sarcină și turație constantă, apar tensiuni termice stationare. Aceste tensiuni se determină considerând cămoșa cilindrică ca fiind un tub de lungime mare, care se încălzește astfel încât se realizează o stare termică axial simetrică cu temperatură constantă în jurul tubului, dar variabilă pe grosimea peretelui după o lege liniară.

(13)

Tensiunile principale care apar în peretii cãmôșii de cilindru au expresiile:

$$\tau_r = \frac{E \alpha_0 (t_i - t_o)}{3(1-\nu)(R_1 - R)} \left[r - \frac{R_1^3 - R^3}{R_1^2 - R^2} + \frac{R_1^2 R^2}{(R_1 + R) R^2} \right]$$

$$\tau_\alpha = \frac{E \alpha_0 (t_i - t_o)}{3(1-\nu)(R_1 - R)} \left[2r - \frac{R_1^3 - R^3}{R_1^2 - R^2} - \frac{R_1^2 R^2}{(R_1 + R) R^2} \right]$$

$$\tau_x = \frac{E \alpha_0 (t_i - t_o)}{3(1-\nu)(R_1 - R)} \left[3 \cdot r - \frac{2(R_1^3 - R^3)}{R_1^2 - R^2} \right]$$

Pe suprafața interioară a tubului ($r=R$) se obține:

$$\tau_\alpha = \frac{E \alpha_0 (t_i - t_o)}{3(1-\nu)} \cdot \frac{R^2 + R_1 R - 2R_1^2}{R_1^2 - R^2} = -56,337 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_r = 0$$

Pe suprafața exterioară a tubului ($r=R_1$) se obține:

$$\tau_\alpha = \frac{E \alpha_0 (t_i - t_o)}{3(1-\nu)} \cdot \frac{R_1^2 + R_1 R - 2R^2}{R_1^2 - R^2} = 54,05 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_r = 0$$

unde $\alpha_0 = 10^{-5} \text{ [grad}^{-1}]$ - coef. de dilatare termică liniară (per
fonte

$\nu = 0,24$ - coef. al contractiilor transversale

t_i, t_o - temperaturile la interiorul și exteriorul cãmôșii

$$t_i = 140^\circ \text{C}$$

$$t_o = 80^\circ \text{C}$$

$$E = 44 \cdot 10^5 \text{ [N/mm}^2]$$

e) Verificarea la încovoiere datorată forței normale:

$$\tau_i = \frac{16 \cdot D_2 \cdot N_{\max} \cdot a \cdot b}{\pi \cdot L_c (D_2^4 - D_1^4)} \leq \tau_{ai}$$

unde: $L_c = 446,47 \text{ mm}$

$a = 8 \text{ mm}$

$b = 10$

$N_{\max} = 4728,34 \text{ mm}$

$D_1 = 156,3 \text{ mm}$

$D_2 = 160,8 \text{ mm}$

D_1, D_2 - diametrele ~~de~~ interior și exterior al camosii cilindrului.

$\tau_{ai} \approx 70 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ - tensiunea admisibilă la încovoiere

$\tau_i = 0,009 < \tau_{ai}$ - se verifică condiția impusă.

4.5. Construcția și calculul bieli

4.5.1. Rol. Componentă. Condiții de funcționare.

Biela transmite forța de presiune a gazelor F_p și forța de inerție a grupului piston de la piston la arbore cotit. Împreună cu arborele cotit, biela transformă mișcarea alternativă de translație în mișcare de rotație.

Componentele bieli sunt piciorul ce servește la articularea cu pistonul, copul prin care se asamblează cu arborele cotit și corpul care constituie zona centrală.

Copul are o parte detașabilă numită capoc, care permite prinderea cu suruburi pe fusul monobloc. Lecționarea copului pentru obținerea capocului detașat se face după un plan, care poate fi cu o axă bieli un unghi de 90° sau un unghi de 45° .

(14)

Condițiile cerute de lucru impun ca biele să aibă rezistență și rigiditate superioară, asigurată prin concepție și fabricație: la dimensiuni date, materialul și execuția bielei trebuie să-i confere mase minimă, limitând forțele de inerție și capacitate maximă de prelucrare a eforturilor.

4.5.2. Stabilirea soluției constructive a bielei

a) Piciorul bielei

Acesta are formă tubulară și solidorizat cu corpul bielei printr-o roșă de necardare ρ . În partea superioară sau laterală se prevede o premimentă pentru corectarea masei prin îndepărtare de material. În piciorul bielei se presează o bucsă antifricțiune dacă boltul este montat cu joc în picior.

Diometrul exterior al piciorului de, grosimea peretelui său h și grosimea bucsii antifricțiune h_b se alege după datele statistice, în funcție de diometrul exterior al boltului d_{eb} conform tabelului.

$$d_e = (1,37 \dots 1,7) \cdot d_{eb} = 1,5 \cdot 49,79 = 74,68 \text{ [mm]}$$

unde:

$$d_{eb} = 49,79 \text{ mm}$$

$$b = l_{bolt} = 117,57 \text{ [mm]}$$

b - grosimea piciorului bielei.

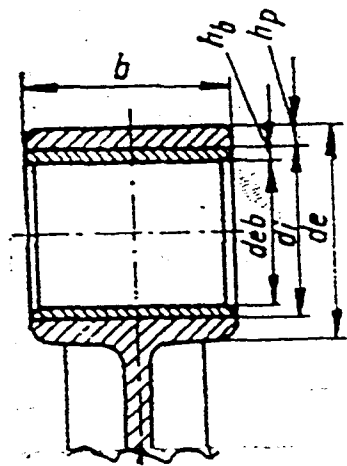
l_{bolt} - lungimea boltului în interiorul piciorului bielei [mm]

$$h = (0,18 \dots 0,2) d_{eb} = 0,2 \cdot 49,79 = 9,95 \text{ [mm]}$$

h - înălțimea piciorului bielei.

$$h_b = (0,08 \dots 0,085) d_{eb} = 0,08 \cdot 49,79 = 3,98 \text{ [mm]}$$

h_b - grosimea bucsii



$$d_i = d_{eb} + 2h_b = 57,75 \text{ mm}$$

d_i - diametrul interior al piciorului bielei.

b) Corpul bielei.

La proiectarea corpului bielei se caută soluții care să asigure o rezistență și o rigiditate maximă în condițiile unei mase reduse.

Dimensiunile secțiunii transversale medii se determină cu relațiile empirice de mai jos, deduse pe baza datelor statistice.

$$H_p = (0,48 \dots 1) d_e = 0,68 \cdot 74,68 = 50,78 \text{ [mm]}$$

H_p - lățimea corpului bielei în secțiunea m-m;

$$H_c = (1,1 \dots 1,35) H_p = 1,1 \cdot 50,78 = 55,86 \text{ [mm]}$$

H_c - lățimea corpului bielei în secțiunea maximă (de răcire corp-cop);

$$H = \frac{H_p + H_c}{2} = 53,32 \text{ [mm]}$$

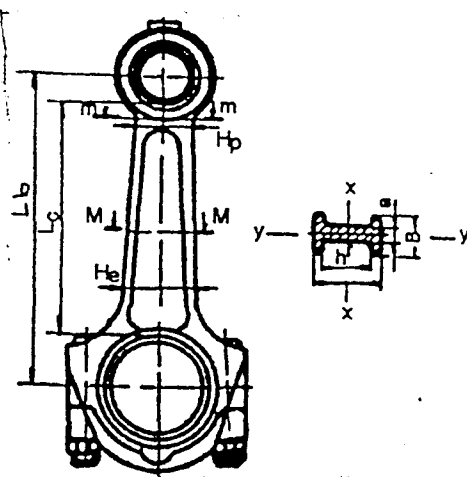
H - lățimea corpului bielei în secțiunea M-M

$$B \cong 0,75 \cdot H = 39,99 \text{ mm}$$

$$a \cong 0,167 \cdot H = 8,9$$

$$h \cong 0,66 \cdot H = 35,19 \text{ [mm]}$$

$$e \cong 0,583 \cdot H = 31,08$$



c) Copul bielei

Diametrul interior d_c al copului bielei și lungimea copului l_c depind de diametrul d_m și lungimea l_m ale fusului morman.

Dimensiunile d_m și l_m se adoptă conform relațiilor:

$$d_m = (0,56 \dots 0,72) D = 0,6 \cdot D = 82,95 \text{ mm}$$

(15)

$$l_M = (0,5 \dots 0,6) d_M = \overset{0,6}{\cancel{0,5}} \cdot 82,99 = 49,79 \text{ mm}$$

$$d_c = d_M + 2 h_{cu} = 86,99 \text{ mm}$$

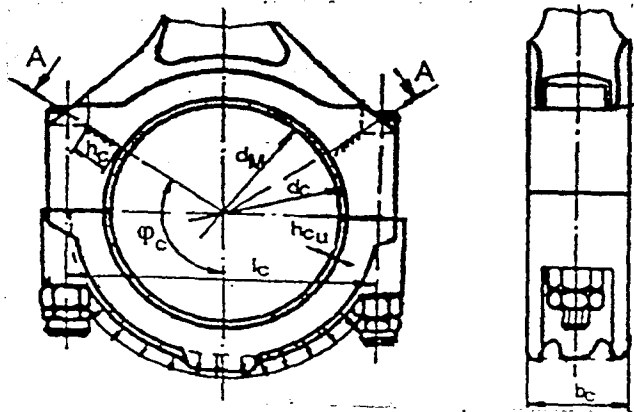
d_c = diam. interior al copului bielei

$$h_{cu} = (0,9 \dots 2,5) = 2 \text{ [mm]} - \text{grosimea cuzinetului din copul bielei}$$

$$b_c = l_M = 49,79$$

b_c = lungimea copului

Dimensionarea surubului la întindere se face pentru porțiunea filetată și pentru porțiunea nefiletată, după următoarele relații



$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot C_c \cdot F_\Sigma}{1,15 \cdot \pi \cdot T_c}}$$

d_s - diametrul surubului (porțiunea filetată);

$C_c = (1 \dots 3) = 3$ - coef. de siguranță ce ține seama de eventualele solicitări la soc ale surubului

$T_c = (600 \dots 1200) = 1050 \text{ N/mm}^2$ - rezistența la curgere a materialului;

$$F_\Sigma = (2,15 \dots 3,25) [m_j (1 + \lambda_d) + (m_2 - m_c)] \frac{R \omega^2}{2} \quad \text{[N]} \quad 38294,72 \text{ [N]}$$

$$= 2,15 [m_j (1 + \lambda_d) + (m_2 - m_c)] \frac{R \omega^2}{2} = 8988,94 \text{ N}$$

$$m_j = 1,7 \text{ kg}$$

$$m_2 = m_{bm} = 0,978 \text{ kg}$$

$$m_c = (0,25 \dots 0,3) m_b = 0,28 \cdot m_b = 0,28 \cdot 1,35 = 0,378 \text{ kg} - \text{masa copului}$$

$$m_b = 1,35 \text{ kg}$$

$$\lambda_d = 0,25$$

$$\omega = 157 \text{ rad/s}$$

$$R = 0,12449 \text{ [m]}$$

$$d_s = \sqrt{\frac{4 \cdot 3 \cdot 8988,94}{1,15 \cdot \pi \cdot 1050}} = 5,33$$

Se va alege un filet cu diametrul mai mare decât

al lui d_s , rezultând un filet fin M.8. cu pasul $p = 0,75$ și cu diametrul de $d_s' = 7,95$ mm.

Distanța între axele șuruburilor se calculează cu următoarea relație:

$$l_c = d_c + 2 h_i + d_s'$$

$$h_i = \max 1,5 = 1,5 \text{ [mm]}$$

$$d_s' = 7,95 \quad \text{— diametrul șurubului}$$

$$l_c = 37,34 \text{ mm}$$

4.5.3. Calculul piciorului bielei

Piciorul bieii este solicitat de: forța de inerție a grupului piston, care are valoarea maximă atunci când pistonul se află la p.m.d., la începutul cursei de compresie și se determină cu relația:

$$F_i = m_{gp} \cdot R \omega^2 (1 + \lambda_d) =$$

$$m_{gp} = 1033,72 \text{ [N]}$$

a) calculul tensiunilor datorate forței F_i .

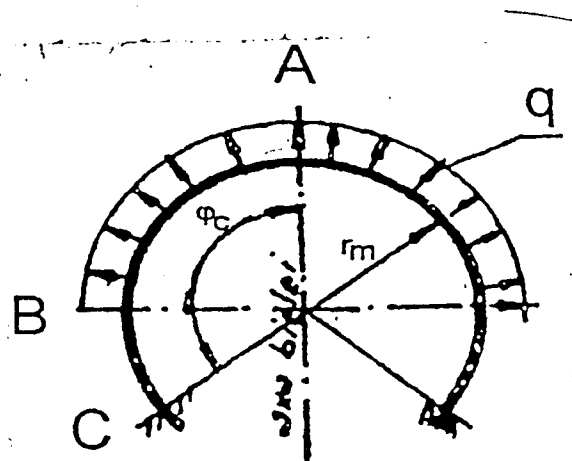
Roșă medie r_m se determină cu relația:

$$r_m = \frac{d_e + d_i}{4} = 66,21 \text{ mm}$$

d_e, d_i — diam. interior și la exteriorul piciorului bieii

$$r_m = 66,21 \text{ mm}$$

$$\sigma = \frac{F_i}{2 \cdot r_m} = 82,55 \text{ N/mm}$$



Unghiul φ_c , care marchează începutul recordării piciorului corpului bielei se determină constructiv, așadar valori cuprinse în intervalul $90 \dots 130^\circ$.

Pentru calculele următoare vom alege $\varphi_c = 120^\circ$ și vom avea:

$$\frac{N_0}{F_i} = 0,48018 \quad \text{și} \quad \frac{M_0}{F_i \cdot R_m} = 0,00599$$

N_0 - forța normală în secțiunea în construcție

M_0 - momentul încovoietor.

$$N_0 = 0,48018 \cdot F_i = 5243,19 \text{ N}$$

$$M_0 = 0,00599 \cdot F_i \cdot R_m = 4335,73 \text{ Nmm}$$

Momentul încovoietor și forța normală într-o secțiune oricare a grinzii circulare la secțiunea $\varphi \in [0; \frac{\pi}{2}]$ vor avea următoarele relații:

$$M_\varphi = -M_0 - R_m \left(N_0 - \frac{F_i}{2} \right) (1 - \cos \varphi)$$

$$N_\varphi = N_0 \cos \varphi + \frac{F_i}{2} (1 - \cos \varphi)$$

Vom calcula momentul încovoietor și forța normală într-o secțiune a grinzii circulare pentru intervalul $\varphi \in [\frac{\pi}{2}; \varphi_c]$, când $\varphi = \varphi_c$ și vom avea următoarele rezultate:

$$\begin{aligned} M_\varphi &= -M_0 - N_0 R_m (1 - \cos \varphi) + \frac{F_i R_m}{2} (\sin \varphi - \cos \varphi) \\ &= -31301,59 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

$$N_\varphi = N_0 \cos \varphi + \frac{F_i}{2} (1 - \cos \varphi) = 5574,19 \text{ N}$$

Mai departe, în funcție de rezultatele înregistrate mai sus se vor calcula variațiile tensiunilor pe conturul exterior și cel interior după cum urmează:

$$\sigma_e = \left[-2 M \varphi \frac{6 \cdot R_m + h}{h(2 \cdot R_m + h)} + K \cdot N \varphi \right] \frac{1}{b \cdot h}$$

σ_e - tensiunea pe conturul exterior;

$$K = \frac{1}{1 + \frac{E_b \cdot h_b}{E \cdot h}} \quad - \text{procentul din forța normală preluat de piciorul bielei}$$

$E = (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^5 = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$ - modul de elasticitate al bielei

$E_b = 1,15 \cdot 10^5 \text{ [N/mm}^2]$ - modul de elasticitate al bușei

$h = 2,95$ - înălțimea piciorului bielei

$h_b = 3,38$ - grosimea bușei din piciorul bielei

$b = 117,57$ - ——— piciorului bielei

$$K = 0,82$$

$$\sigma_e = 19,29 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_i = \left[2 M \varphi \frac{6 R_m - h}{h(2 \cdot R_m - h)} + K \cdot N \varphi \right] \frac{1}{b h}$$

σ_i - tensiunea pe conturul interior.

$$\sigma_i = -13,1 \text{ N/mm}^2$$

b) Calculul tensiunilor datorate forței F_c , forța ce se distribuie pe suprafața inferioară a piciorului, de-a lungul rezei medii R_m .

$$g' = g'_0 R_m \left(\varphi - \frac{\pi}{2} \right)$$

$$\varphi \in \left[\frac{\pi}{2}, \frac{3\pi}{2} \right] = 1,1 \frac{\pi}{2}$$

$$g'_0 = \frac{2 F}{\pi \cdot R_m} = 1033,67 \cdot \text{N/mm}^2$$

(17)

$$F = F_{\max} = 108074,3 \text{ N}$$

$$g' = 162,64 \text{ N/mm}$$

Se pōstreoză a celorlți unghi $\varphi_c = 120$ și vom avea următoarele relații:

$$\frac{N_0'}{F} = 0,00339 \Rightarrow N_0' = 366,137 \text{ N}$$

$$\frac{M_0'}{F \cdot R_m} = -0,00105 \Rightarrow M_0' = -7513,37 \text{ Nmm}$$

Momentul încovoiator și forța normală într-o secțiune corectă a grinzii circulare la secțiunea $\varphi \in [0; \frac{\pi}{2}]$ vor avea următoarele relații:

$$M'_\varphi = -N_0' R_m (1 - \cos \varphi) - M_0'$$

$$N'_\varphi = N_0' \cos \varphi$$

Vom calcula momentul încovoiator și forța normală într-o secțiune ~~corectă~~ a grinzii pentru intervale $\varphi \in [\frac{\pi}{2}; \varphi_c]$, când $\varphi = 1,1 \frac{\pi}{2}$ și vom avea următoarele rezultate:

$$M'_\varphi = -M_0' - N_0' R_m (1 - \cos \varphi) + \frac{F \cdot R_m}{\pi} \left[\left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \sin \varphi - \cos \varphi \right] = 19213,147 \text{ Nmm}$$

$$N'_\varphi = N_0' \cos \varphi - \frac{F}{\pi} \left[\left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right) \sin \varphi - \cos \varphi \right] = 300,511 \text{ kN}$$

4.5.4. Verificarea corpului la bielă

$$F_i = m g p R \omega^2 (1 + \lambda_d)$$

$$F_i = 10931,72 \text{ N}$$

$$F_c = F_{\max} = 108074,3 \text{ N}$$

F_c - forța de compresie

$$\sigma_{\max} = \frac{F_t}{A} = 15,02 \text{ N/mm}^2$$

σ_{\max} - tensiunea maximă.

$$A = h \cdot a + (H - b)(B - a) = 727,62 \text{ mm}^2$$

→ aria secțiunii minime

$$\sigma_{\min} = - \frac{F_c}{A} = - 148,53 \text{ N/mm}^2$$

σ_{\min} - tensiunea minimă.

În continuare se va calcula tensiunea medie și cea de amplitudine după următoarele relații:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = - 66,75 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 81,77 \text{ N/mm}^2$$

Calculul de verificare la oboseală a corpului bieli se face după următoarele relații și trebuie să se verifice în același timp condiția impusă pentru a vedea dacă dimensionarea corpului bieli a fost făcută în mod corect:

$$c = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_{KT}}{\epsilon_\sigma \cdot \gamma} \sigma_v + \psi \sigma_m} \geq 1$$

c - coeficient de siguranță solicitat la oboseală;

$\sigma_{-1} = (340 \dots 400) = 400 \text{ N/mm}^2$ - rezistență la oboseală;

$\beta_{KT} = 1$ - coef. concentratorilor de tensiune;

$\epsilon_\sigma = (0,7 \dots 0,8) = 0,8$ - coeficient dimensional;

$\gamma = (1,1 \dots 1,5) = 1,5$ - coeficientul stării suprafeței;

$\psi = (0,12 \dots 0,2) = 0,2$ - coeficient de material.

(18)

$\alpha = (2 \dots 2,5)$ - coef. de siguranță admis ..

$$\alpha = 7,3 > \alpha$$

4.5.5. Verificarea cupului bielei

Vom studia cum se comportă cupul bielei la întindere:

$$F_{ic} = [m_j (1 + \lambda_d) + m_2] R \cdot \omega^2 = 9521,72 \text{ [N]}$$

F_{ic} - forța de întindere

$$m_2 = m_{bm} = 0,378$$

$$m_j = 1,7 \text{ kg}$$

$$q = \frac{F_{ic}}{2 \cdot \frac{l_c}{2}} = 97,21 \text{ N/mm}$$

l_c - distanța între oxele suruburilor

Unghiul φ_c , care marchează începutul răscolirii piciorul cupului bielei se determină constructiv, având valori cuprinse în intervalul $90 \dots 130$. Pentru calculul următoare vom alege $\varphi_c = 125$ și drept urmare.

$$\frac{N_0''}{F_{ic}} = 0,47232 \Rightarrow N_0'' = 4497,29 \text{ N}$$

$$\frac{M_0''}{F_{ic} \frac{l_c}{2}} = 0,00874 \Rightarrow M_0'' = 4075,27 \text{ Nmm}$$

Momentul încovoiator și forța normală într-o secțiune corectă a grinzii circulare la secțiunea $\varphi \in [0; \frac{\pi}{2}]$ vor avea următoarele relații:

$$N_{\varphi} = N_0'' \cos \varphi_c + \frac{F_{ic}}{2} (1 - \cos \varphi_c)$$

$$M_{\varphi_c} = -M_0'' - \frac{l_c}{2} \left(N_0'' - \frac{F_{ic}}{2} \right) (1 - \cos \varphi_c)$$

Vom calcula momentul încovoietor și forța normală într-o secțiune a grinzii circulare pentru intervalul $\varphi \in \left[\frac{\pi}{2}; \varphi_c \right]$, ~~ca~~ și vom avea următoarele rezultate:

$$N_{\varphi_c} = N_0'' \cos \varphi + \frac{F_{ic}}{2} (\sin \varphi_c - \cos \varphi_c)$$

$$= 4051,04 \text{ N}$$

$$M_{\varphi_c} = -M_0'' - N_0'' \frac{l_c}{2} (1 - \cos \varphi_c) + \frac{F_{ic} \frac{l_c}{2}}{2} (\sin \varphi_c - \cos \varphi_c)$$

~~Calculul de verificare la~~

$$= -21876,8 \text{ N mm}$$

Calculul de verificare la oboseală a corpului bielei se face după următoarea relație și trebuie să verificăm în același timp condiția impusă pentru a vedea dacă dimensionarea corpului bielei a fost făcută corect:

$$c = \frac{2 \cdot \sigma_{-1}}{\frac{\beta}{\epsilon \cdot \gamma} \sigma_{\max} (1 + \psi)} \geq c_{\text{impus}}$$

c = coef. de siguranță al solicitării la oboseală.

$$\sigma_{\max} = 140 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{-1} = (340 \dots 400) = 400 \{ \text{N/mm}^2 \} - \text{rezistența la oboseală};$$

$$\beta = (1,1 \dots 1,3) = 1,1 - \text{coef. concentratorilor de tensiune};$$

$$\epsilon = (0,8 \dots 0,9) = 0,9 - \text{coef. dimensional};$$

$$\gamma = (0,7 \dots 0,8) = 0,8 - \text{coef. otărui suprafeței};$$

$$\psi = (0,12 \dots 0,2) = 0,12 - \text{coef. de material};$$

(19)

$C_{impus} = (2...3)$ - coef. de siguranță impus

$C = 3,33 > C_{impus}$ - se verifică condițiile impuse

4.5.6. Verificarea suruburilor de biela

Calculul la întindere al suruburilor bieli

$$F_i = [m_f (1 + \lambda d) + (m_2 - m_c)] R \omega^2 =$$

F_i = forța de întindere din exploatare ce acționează asupra capului bieli;

$$F_i = 8361,8 \text{ N}$$

$$F_0 = \frac{(2...3) F_i}{2} = \frac{2 F_i}{2} = 8361,8 \text{ N}$$

F_0 = forța inițială de prestrângere.

$$F_{max} = F_0 + x \frac{F_i}{2} = 9114,3 \text{ N}$$

F_{max} - forța totală de strângere

$x = (0,15...0,25) = 0,18$ - coef. de rigiditate

$$\tau_{max} = \frac{4 \cdot F_{max}}{\pi \cdot d_s^2} = 408,69 \text{ N/mm}^2$$

τ_{max} - tensiunea maximă.

$$\tau_{min} = \frac{4 \cdot F_0}{\pi d_s^2} = 374,95 \text{ [N/mm}^2\text{]}$$

τ_{min} = tensiunea minimă

În continuare se va calcula tensiunea medie și cea de amplitudine după următoarele relații:

- tensiunea medie

$$\tau_m = \frac{\tau_{max} + \tau_{min}}{2} = 391,82 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 16,87$$

σ_v - tensiunea de amplitudine

Calculul de verificare la oboseală a suruburilor de bielă trebuie să verifice următoarea condiție:

$$\sigma = \frac{\sigma_c}{\frac{B_{KT}}{E_T \cdot \gamma} \sigma_v + \sigma_m} \geq \sigma_{\text{impus}}$$

σ - coef. de siguranță al solicitării la oboseală;

$\sigma_c = 1050 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ - rezistență la oboseală;

$B_{KT} = (4 \dots 5,5) = 4,5$ - coef. concentratorilor de tensiune;

$E_T = (0,8 \dots 1) = 1$ - coeficient dimensional;

$\gamma = (1,1 \dots 1,5) = 1,1$ - coeficientul stării suprafeței;

$\sigma_{\text{impus}} = (1,3 \dots 2)$ - coeficientul de siguranță impus.

$\sigma = 2,27 > \sigma_{\text{impus}}$ - se verifică condiția impusă

4.6. Construcția și calculul arborelui cotit

4.6.1. Rol, componentă, condiții funcționale

Arborele cotit transformă, cu ajutorul bielei, mișcare de translație a pistonului în mișcare proprie de rotație și transmite spre utilizare momentul motor dezvoltat de faza de presiune a gazelor. La motoarele policilindrice, arborele cotit însumează lucrul mecanic produs de fiecare cilindru și îl transmite utilizatorului. De asemenea arborele cotit antrenează în mișcare unele sisteme auxiliare ale motorului cum ar fi: mecanismul de distribuție, pompa de lichid, pompe de injecție, alternator, etc.

Elementele componente ale arborelui cotit sunt fusurile mometoare și poliere, bratele, contragreutăți și portee posterioară pe care se fixează volantul.

4.6.2. Construcția arborelui cotit.

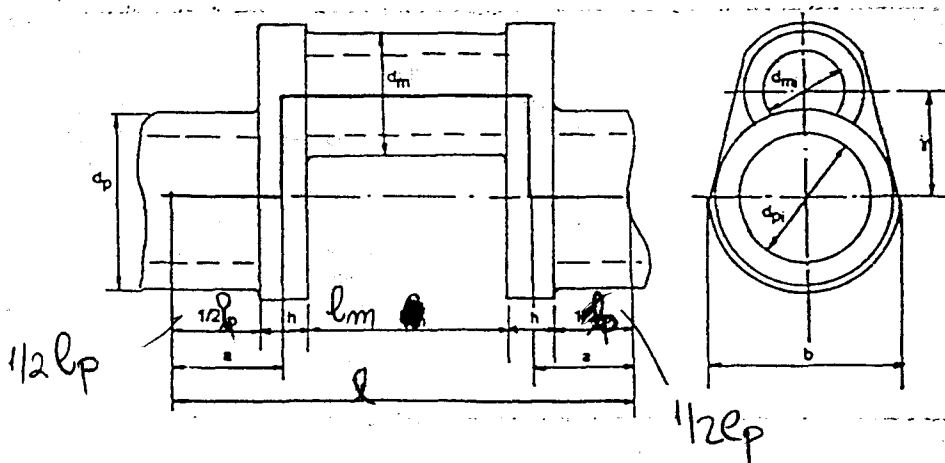
Fusurile arborelui cotit se construiesc a.ș. proporțională să fie cât mai mare. Diametrele fusurilor cu același rol sunt egale. Se preferă de obicei ca $d_m < d_p$.

Lungimile fusurilor poliere depind de încercarea fiecăruia. Adesea fusul polier din mijlocul arborelui cotit este mai lung decât celelalte determinat de forțe care încercă fusul și particularitățile constructive care pretind dispunerea în logorul acestui fus a unor elemente de fixare oxidă a arborelui cotit.

Fusurile mometoare au ocazii lungime l_m , datorită identității p. bielelor primse direct pe ele!

4.6.3. Alegerea dimensiunilor principale

Calculul arborelui cotit are un caracter de verificare dimensiunilor lui adoptându-se pe baza datelor statistice cu mototule din figură:



- $l = (1,2 \dots 1,4) D = 1,3 \cdot 138,32 = 179,81 \text{ mm}$

l - lungimea cotului

- $d_p = (0,7 \dots 0,9) D = 0,8 \cdot 138,32 = 110,65 \text{ mm}$

d_p - diametrul fusului polier

- $d_M = (0,55 \dots 0,75) D = 0,6 \cdot 138,32 = 82,99 \text{ mm}$

d_M - diametrul fusului momei

- $l_M = (0,6 \dots 0,7) d_M = 0,65 \cdot 82,99 = 53,99 \text{ mm}$

l_M - lungimea fusului momei

- $d_P = (0,45 \dots 0,6) d_P = 0,5 \cdot 110,65 = 55,32 \text{ mm}$

d_P - diametrul fusului polier

- $h = (0,25 \dots 0,3) D = 0,26 \cdot 138,32 = 35,96 \text{ mm}$

h - grosimea bratului

- $b = (1,05 \dots 1,3) D = 1,12 \cdot 138,32 = 154,91 \text{ mm}$

b - lățimea bratului

- $f = (0,08 \dots 0,1) d_M = 0,09 \cdot 82,99 = 7,46 \text{ mm}$

f - roze de noard

4.6.4. Verificarea fusurilor poliere la oboseală

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_P} = 8,31 \text{ N/mm}^2$$

$M_{\max} = 22111 \text{ [Nm]}$ - momentul motor maxim între cilindri 1-2;

$$W_P = \frac{\pi \cdot d_P^3}{16} = 265866,68 \text{ [mm}^3\text{]}$$

$$\tau_{\min} = \frac{M_{\min}}{W_P} = -1,22$$

$M_{\min} = -325,63 \text{ [Nm]}$ - momentul motor minim între cilindri 1 și 2.

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = 3,54 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_v = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = 4,76 \text{ N/mm}^2$$

24041

(21)

Coefficientul de siguranță la oboseală a fusului polier este dat de următoarele relații și trebuie să îndeplinească condiția:

$$C_p = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_{K\sigma}}{\epsilon_{K\sigma} \cdot \gamma_\sigma} \sigma_v + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \geq C_{po}$$

$$\frac{\beta_{K\sigma}}{\epsilon_{K\sigma}} = 2,5 \quad - \text{raport odimensional};$$

$$\gamma_\sigma = (1,1 \dots 1,18) = 1,17 - \text{coef. stării suprafeței};$$

$$\psi_\sigma = (0,08 \dots 0,1) = 0,08 - \text{coef. de material};$$

$$\sigma_{-1} = (280 \dots 320) = 320 \text{ [N/mm}^2\text{]} - \text{rezistența la oboseală}$$

$$C_p = 30,6$$

4.6.5. Verificarea fusului monotor la oboseală

Valorile extreme ale momentului de încovoiere sunt date de următoarele relații:

$$M_{\max} = \sqrt{M_{z\max}^2 + M_{T\max}^2} = 2291052,33 \text{ Nmm}$$

$$M_{\min} = \sqrt{M_{z\min}^2 + M_{T\min}^2} = -1250268,84 \text{ Nmm}$$

$$M_{z\min/\max} = \frac{1}{2} z_{\min/\max} \cdot l \quad [\text{Nmm}]$$

$M_{z\min/\max}$ - momentul min și max în planul cotului

$$M_{T\min/\max} = \frac{1}{2} T_{\min/\max} \cdot l \quad [\text{Nmm}]$$

$M_{T\min/\max}$ - momentul min și max în planul tangențial

$$T_{\max} = 23294,51 \text{ N}$$

$$z_{\max} = 103320,31 \text{ N}$$

$$T_{\min} = -6391,17 \text{ N}$$

$$z_{\min} = -12350,92 \text{ N}$$

Eforturile unitare maxime și minime sunt date de următoarele relații:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W} = 40,87 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_{\min} = \frac{M_{\min}}{W} = -22,29 \text{ N/mm}^2$$

$$W = \frac{\pi \cdot d_m^3}{32} = 56086,32 \text{ mm}^3$$

W - modul de rezistență.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 9,27 \text{ N/mm}^2$$

$$\sigma_v = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = 31,56 \text{ N/mm}^2$$

Coefficientul de siguranță la încovoiere va avea următoarea formă:

$$c_m = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{P_{KT}}{E_{KT} \cdot \gamma} \cdot \sigma_v + \psi_{\sigma} \sigma_m}$$

$P_{KT} = (1,9 \dots 2) = 1,9$ - coef. concentratorilor de tensiune

$E_{KT} = (0,7 \dots 0,8) = 0,8$ - coef. dimensional;

$\psi_{\sigma} \approx 0,1$ - coef. de material

$\gamma = (1,1 \dots 1,18) = 1,17$ - coef. stării suprafeței;

$\sigma_{-1} = (500 \dots 550) = 500 \text{ N/mm}^2$

$$c_m = 7,62$$

2000

Tabel nr.9

L [mm]	M _L [Nm]	M ₂ [Nm]	M ₃ [Nm]	M ₄ [Nm]	M ₅ [Nm]	M ₆ [Nm]	M _t [Nm]
0	0	-615,8	793,69	+553,68	-594,62	0	136,95
20	-604,37	-591,58	566,19	439,29	-498,36	2899,93	2211,1
40	-795,63	-295,99	274,5	230,51	-105,54	1417,13	724,98
60	-485,31	-57,15	0	0	432,34	824,2	714,08
80	49,75	-243,3	-252,01	-235,4	754,02	782,7	855,76
100	447,35	-1237,08	-469,32	-460,6	581,45	839,57	-325,63
120	553,68	0	-594,62	-615,8	0	793,69	136,95
140	439,29	2899,93	-498,36	-591,58	-604,37	566,19	2211,1
160	230,51	1417,13	-105,54	-295,99	-795,63	274,5	724,98
180	0	824,2	432,34	-57,15	-485,31	0	714,08
200	-235,4	782,7	754,02	-243,3	49,75	-252,01	855,76
220	-460,6	839,57	581,45	-1237,08	447,35	-469,32	-325,63
240	-615,8	793,69	0	0	553,68	-594,62	136,95
260	-591,58	566,19	-604,37	+2899,93	439,29	-498,36	2211,1
280	-295,99	274,5	-795,63	1417,13	230,51	-105,54	724,98
300	-57,15	0	-432,34	824,2	0	432,34	714,08
320	-243,3	-252,01	49,75	782,7	-235,4	754,02	855,76
340	-1237,08	-469,32	447,35	839,57	-460,6	581,45	-325,63
360	0	-594,62	553,68	793,69	-615,8	0	136,95
380	2899,93	-498,36	439,29	566,19	-591,58	-604,37	2211,1
400	1417,13	-105,54	230,51	274,5	-295,99	-795,63	724,98
420	824,2	432,34	0	0	-57,15	-485,31	714,08
440	782,7	754,02	-235,4	-252,01	-243,3	49,75	855,76
460	839,57	581,45	-460,6	-469,32	-1237,08	447,35	-325,63
480	793,69	0	-615,8	-594,62	0	553,68	136,95
500	566,19	-604,37	-591,58	-498,36	2899,93	439,29	2211,1
520	274,5	-795,63	-295,99	-105,54	1417,13	230,51	724,98
540	0	-485,31	-57,15	432,34	824,2	0	714,08
560	-252,01	49,75	-243,3	754,02	782,7	-235,4	855,76
580	-469,32	447,35	-1237,08	581,45	839,57	-460,6	-325,63
600	-594,62	553,68	0	0	793,69	-615,8	136,95
620	-498,36	439,29	2899,93	-604,37	566,19	-591,58	2211,1
640	-105,54	230,51	1417,13	-795,63	274,5	-295,99	724,98
660	432,34	0	824,2	-485,31	0	-57,15	714,08
680	754,02	-235,4	782,7	49,75	-252,01	-243,3	855,76
700	581,45	-460,6	839,57	447,35	-469,32	-1237,08	-325,63
720	0	-615,8	793,69	553,68	-594,62	0	136,95

$$M_{med} = 719,54 \text{ Nm}$$

1 Calculul ogandific

11 Construcția și calculul pistonului

111 Rol funcțional

112 Materiale

113 Schema de calcul

114 Soluționare

115 Calculul capului pistonului

1151 Tensiunile radiale maxime la extremitate

1152 Tensiunile tangențiale

1153 Tens. termice radiale la extremitate

1154 Tens. termice tangențiale

1155 Rezultanta tensiunilor

1156 Calculul de verificare

rez

1.1.6 Verificarea cap. post-segmenti

~~1161 Tens. la compresion a se dega în cap post-segm~~

117 Verificarea montajului la p.ș. ogandific

1171 Calc. de verif. la perfecționare a unuia din p.ș.

118 Det. diam. pist. la montaj ~~în zona ogandific~~

1181 în zona ogandific

1182 în zona montajului

12. Calculul bolului

121 Rol funcțional

122 Materiale

123 Alegerea din caracteristici

124 Calc. de verif. la poziune de contact în unia din p.ș. și în piciorul bolului

125 Verif. bolului la obosela prin încovoiere

126 Verif. bolului la perfecționare

127 Verif. bolului la realizare

128 Det. jocului la montaj

1.3. Const. și calculul segm.

131 Rol. Construcție

132 Calc. segmentelor

Tabel nr.6

α [Rnc]	Deplasarea pistonului [m]			Viteza pistonului [m/s]			Acceleratia pistonului [m/s ²]		
	y_I	y_{II}	y_P	v_I	v_{II}	v_P	a_I	a_{II}	a_P
0	0	0	0	0	0	0	3068,55	767,14	3835,69
20	0,007	0,003	0,009	6,68	1,58	8,2616	2882,49	594,71	3478,2
40	0,029	0,006	0,035	12,56	2,44	15	2350,64	146,85	2497,49
60	0,062	0,012	0,074	16,32	2,17	19,09	1534,27	-383,57	1150,7
80	0,102	0,016	0,118	13,24	0,86	20,1	532,84	-742,11	-209,27
90	0,124	0,0161	0,141	13,54	0	13,54	0	-792,3	-792,3
100	0,146	0,015	0,161	13,24	-0,86	18,38	-532,84	-742,11	-1274,98
120	0,186	0,012	0,198	16,32	-2,17	14,75	-1534,27	-383,57	-1917,84
140	0,219	0,007	0,226	12,56	-2,44	10,12	-2350,64	146,85	-2203,83
160	0,242	0,004	0,243	6,68	-1,58	5,1	-2883,49	594,71	-2288,52
180	0,248	0	0,248	0	0	0	-3068,55	767,14	-2301,41
200	0,242	0,001	0,243	6,68	1,58	5,1	-2883,49	594,71	-2288,52
220	0,219	0,007	0,226	-12,56	2,44	-10,12	-2350,64	146,85	-2203,83
240	0,186	0,012	0,198	-16,32	2,17	-14,75	-1534,27	-383,57	-1917,84
260	0,146	0,015	0,161	-13,24	0,86	-18,38	-532,84	-742,11	-1274,98
270	0,124	0,0161	0,141	-13,54	0	-13,54	0	-792,3	-792,3
280	0,102	0,016	0,118	-13,24	-0,86	-20,1	532,84	-742,11	-209,27
300	0,062	0,012	0,074	-16,32	-2,17	-19,09	1534,27	-383,57	1150,7
320	0,029	0,006	0,035	-12,56	-2,44	-15	2350,64	146,85	2497,49
340	0,007	0,003	0,009	-6,68	-1,58	-8,2616	2883,49	594,71	3478,2
360	0	0	0	0	0	0	3068,55	767,14	3835,69

- (16) 1.4. Const. și calc. cunosc. arborului
 - 141 Alegerea materialului
- (17) 142 Alegerea tipului de cunosc.
- (18) 142.1 Stab. dim. prin calc. cunosc.
- (20) 143 Calc. de rez. pt. soluție adoptată
- (24) 15. Const. și calc. barei
 - 15.1 Pol. Compromis, Condiții de funcționare
- (25) 15.2 Stabilirea soluției constructive a barei
- (28) 15.3. Calc. piciorului barei
- (30) 15.4 Verificarea corpului de bare
- (33) 15.5 Verif. - barei
- (36) 16. Const. și calculul arborelui cotit
- (36) 16.1. Pol, compromis, condiții funcționale
- (37) 16.2 Const. arborelui cotit
 - 16.3 Alegerea dim. principale
- (38) 16.4 Verific. funcțiilor prelucrare la șosea
- (38) 16.5 Verificarea funcției axiale — 7 —

Tabel nr. 8

L [PRAC]	20 [N]	T [N]	S [N]	Rm [N].
0	-12350,92	0	-12350,92	12350,92
20	-10454,94	-4854,77	-11527,81	11527,12
40	-5507,65	-6391,17	-8436,35	8436,89
60	-1228,7	-3898,42	-4087,48	4087,46
80	-29,71	399,7	400,82	400,80
90	-585,03	2265,84	2340,01	2340,14
100	-1618,94	3593,53	3941,46	3941,37
120	-4076,52	4447,58	6033,06	6033,16
140	-5930,51	3528,76	6900,67	6900,77
160	-6867,57	1851,27	7109,32	7109,44
180	-7120,17	0	7125,18	7125,18
200	-7007,51	-1890,33	7260,40	7260,13
220	-6217,33	-2632,34	7235,47	7235,55
240	-4533,87	-4942,89	6703,33	6710,05
260	-2140,7	-4272,07	5212,15	5212,03
270	-1037,37	-3007,77	4133,24	4133,17
280	-176,71	-2277,85	2384,35	2384,4
300	177,71	-117,15	431,41	431,41
320	1684,28	-1357,4	2573,38	2573,37
340	21400,23	-3934,25	23538,29	23534,33
360	35904,32	0	35304,97	35304,97
370	103320,71	2227,17	105815,49	105820,10
380	50127,7	2327,24	55312,57	55310,23
400	3803,85	11381,32	15027,3	15024,26
420	2086,82	6620,62	6941,69	6941,67
440	-467,72	3292,23	6304,39	6304,64
450	-127,72	3745,93	6512,37	6512,73
460	-3033,54	5744,15	7397,12	7396,96
480	-5843,77	6375,53	8648,26	8648,41
500	-7643,77	4543,11	8894,07	8894,19
520	-8123,77	2205,00	8466,63	8466,06
540	-8053,37	0	8056,35	8056,35
560	-7504,72	-2024,41	7773,26	7772,68
580	-6335,69	-3769,98	7372,39	7372,49
600	-4377,37	-4776,47	6479,17	6479,29
620	-1803,52	-4003,25	4390,34	4390,75
630	-697,49	-2701,38	2789,31	2789,97
640	-63,03	-347,83	850,2	850,16
660	-1094,6	3472,37	-3641,37	3641,35
680	-5219,53	6056,9	-7995,67	7995,63
700	-10050,12	4670,57	-11090,65	11089,58
720	-12350,92	0	-12350,92	12350,92

Tabel nr. 7

L [PRAC]	P_{cIP} [bari]	P_g [bari]	F_P [N]	F_{II} [N]	F_{II} [N]	F_I [N]
0	1	0	0	-9880,73	-2470,19	-12350,9
20	0,81	-0,19	-285,36	-9284,83	-1914,97	-11199,9
40	0,81	-0,19	-285,36	-7569,06	-472,85	-8041,9
60	0,81	-0,19	-285,36	-4940,34	1235,09	-3705,2
80	0,81	-0,19	-285,36	-1715,74	2389,58	673,8
90	0,81	-0,19	-285,36	0	2551,2	2551,2
100	0,81	-0,19	-285,36	1715,74	2389,58	4105,4
120	0,81	-0,19	-285,36	4940,34	1235,09	6175,4
140	0,81	-0,19	-285,36	7569,06	-472,85	7096,3
160	0,81	-0,19	-285,36	9284,83	-1914,97	7369,0
180	0,81	-0,19	-285,36	9880,73	-2470,19	7410,9
200	0,81	-0,09	-135,17	9284,83	-1914,97	7369,0
220	1,03	0,03	45,05	7569,06	-472,85	7096,3
240	1,25	0,25	375,77	4940,34	1235,09	6175,4
260	1,63	0,63	346,19	1715,74	2389,58	4105,4
270	1,77	0,27	1456,83	0	2551,2	2551,2
280	2,09	1,09	1037,06	-1715,74	2389,58	673,8
300	2,78	2,78	1175,26	-4940,34	1235,09	-3705,2
320	3,05	3,05	10988,26	-7569,06	-472,85	-8041,9
340	24,11	23,11	54708,23	-9284,83	-1914,97	-11199,9
360	33,13	32,13	48255,83	-9880,73	-2470,19	-12350,9
370	73,42	78,42	117778,61	-9730,63	-2327,87	-12058,9
380	45,15	44,15	66308,67	-9284,83	-1914,97	-11199,9
400	16,23	15,23	22873,86	-7569,06	-472,85	-8041,9
420	7,56	6,56	9852,43	-4940,34	1235,09	-3705,2
440	4,62	3,62	5436,86	-1715,74	2389,58	673,8
450	3,50	2,5	3754,73	0	2551,2	2551,2
460	3,04	2,04	2063,26	1715,74	2389,58	4105,4
480	2,51	1,51	2267,86	4940,34	1235,09	6175,4
500	2,12	1,12	1682,12	7569,06	-472,85	7096,3
520	1,71	0,71	1066,34	9284,83	-1914,97	7369,0
540	1,43	0,43	645,81	9880,73	-2470,19	7410,9
560	1,25	0,25	375,77	9284,83	-1914,97	7369,0
580	1,12	0,12	185,22	7569,06	-472,85	7096,3
600	1,1	0,1	150,18	4940,34	1235,09	6175,4
620	1,1	0,1	150,18	1715,74	2389,58	4105,4
630	1,1	0,1	150,18	0	2551,2	2551,2
640	1,1	0,1	150,18	-1715,74	2389,58	673,8
660	1,1	0,1	150,18	-4940,34	1235,09	-3705,2
680	1,1	0,1	150,18	-7569,06	-472,85	-8041,9
700	1,1	0,1	150,18	-9284,83	-1914,97	-11199,9
720	1	0	0	-9880,73	-2470,19	-12350,9

FL [N]	F [N]	N [N]	S [N]	ZB [N]	T [N]	M [Nm]
-12350,92	-12350,92	0	-12350,92	-12350,92	0	0
-11199,8	-11485,16	-985,12	-11527,81	-10454,94	-4854,77	604,37
-8041,91	-8227,27	-1355,67	-8436,95	-5507,65	-6331,17	-795,63
-3705,25	-3930,61	-885,11	-4087,48	-1228,7	-3898,42	-485,31
673,84	388,48	92,52	400,82	-29,71	399,2	49,75
2551,2	2265,84	525,03	2340,01	-525,03	2265,24	282,02
4105,43	3820,02	970,29	3311,46	-1618,94	3593,53	447,35
6175,44	5290,08	1206,41	6032,06	-4076,52	4447,59	553,68
7096,33	6810,97	1108,82	6300,62	-5930,2	2528,76	433,29
7369,03	7083,67	607,77	7109,92	-6864,02	1851,67	230,51
7410,54	7125,18	0	7125,18	-7125,18	0	0
7369,03	7233,86	-620,66	7260,72	-7009,0	-1830,33	-235,14
7096,33	7141,38	-1162,61	7235,44	-6217,99	-3693,94	-460,6
6175,44	6550,91	-1452,99	6709,33	-4533,88	-4946,53	-615,8
4105,43	5051,62	-1283,11	5212,15	-2140,82	-4752,05	-591,58
2551,2	4008,03	-1034,22	4139,24	-1034,82	-4008,03	-498,35
673,84	2310,9	-586,26	2384,33	-176,72	-2377,68	-295,99
-3705,25	470,01	-124,24	781,01	-144,71	-459,15	-57,15
-8041,91	2549,65	-414,56	2573,98	1684,22	-1954,4	-243,3
-11199,8	23508,32	-2017,02	23522,39	21400,23	-9937,25	-1232,02
-12350,92	35224,32	0	35224,32	35224,32	0	0
-12058,45	105720,16	4338,32	105815,39	102320,31	22877,84	2848,06
-11199,8	55108,87	4728,34	55313,53	50165,6	23224,51	2898,93
-8041,91	14831,95	2414,64	15027,3	9809,85	11383,52	1417,13
-3075,25	6777,18	1503,17	6941,69	2086,69	6620,82	824,2
673,84	6110,7	1552,11	6304,83	-467,46	6287,29	782,7
2551,2	6305,93	1628,19	6512,37	-1628,19	6305,23	785,02
4105,43	7163,29	1820,99	7392,12	-2038,34	6744,15	833,57
6175,44	8443,3	1872,72	8648,26	-5843,6	6375,53	793,69
7096,33	8778,75	1429,13	8894,07	-7643,39	4548,11	566,19
7369,03	8435,37	723,75	8466,69	-8173,87	2205,09	274,5
7410,54	8056,35	0	8056,35	-8056,35	0	0
7369,03	7744,5	-664,47	7773,26	-7504,42	-2024,41	-252,01
7096,33	7276,55	-1184,62	7372,39	-6335,69	-3769,98	-469,32
6175,44	6325,62	-1403,02	6479,17	-4377,96	-4776,47	-594,62
4105,43	4255,61	-1080,22	4320,84	-1803,52	-4003,25	-498,36
2551,2	2701,38	-697,49	2722,2	-697,49	-2701,38	-326,22
673,84	8211,02	-209,3	230,2	-63,03	-847,83	-105,54
-3705,25	-3555,02	788,51	-3671,37	-1034,0	3472,94	432,34
-2041,91	-7831,23	1284,22	-7895,62	-5219,59	6056,9	754,02
-11199,8	-11049,62	942,05	-11030,05	-10058,46	4670,67	581,75
-12350,92	-12350,92	0	-12350,92	-12350,92	0	0

L [N]	F [N]	N [N]	S [N]	ZB [N]	T [N]	M [Nm]
00,32	-12350,32	0	-12350,32	-12350,32	0	0
9,8	-11485,16	-985,42	-11527,81	-10454,94	-4854,77	-604,37
11,91	-8327,27	-1355,67	-8436,95	-5507,65	-6331,17	-795,63
5,25	-3930,61	-885,11	-4087,48	-1228,7	-3898,42	-485,31
3,84	388,48	22,62	400,82	-29,71	399,2	49,75
1,2	2265,84	225,03	2340,01	-525,02	2265,24	222,02
4,43	3820,02	270,23	3371,26	-1618,94	3593,53	447,35
5,44	529,0,08	1206,4	6032,06	-4076,52	4447,59	553,68
6,33	6810,97	1108,82	6900,62	-5930,2	2528,76	439,29
3,03	7083,67	607,27	7109,92	-6864,02	1851,67	230,51
0,54	7125,18	0	7125,18	-7125,18	0	0
9,03	7233,86	-620,66	7260,72	-7009,0	-1830,33	-235,4
6,33	7141,38	-1162,61	7233,44	-6217,99	-3699,94	-460,6
5,44	6550,91	-1452,99	6703,93	-4533,88	-4946,53	-615,8
5,43	5051,62	-1283,11	5212,15	-2140,82	-4752,05	-591,58
1,2	4008,03	-1034,22	4139,24	-1034,82	-4009,03	-498,35
3,84	2310,9	-586,26	2384,33	-176,72	-2377,68	-295,39
5,25	470,0	-124,24	781,21	-144,21	-459,15	-57,15
11,91	2543,45	-414,56	2579,98	1684,22	-1354,4	-243,3
9,8	23508,22	-2017,02	23592,29	21700,23	-9937,25	-1237,02
350,32	35024,22	0	35304,22	35201,22	0	0
58,45	105720,16	4398,22	105815,39	102320,31	22877,84	2848,06
9,8	55108,87	4728,34	55313,53	50165,6	23294,51	2899,93
11,91	14831,95	2414,64	15027,3	9809,85	11383,52	1417,13
45,25	6777,18	1503,17	6941,69	2086,69	6620,82	824,2
3,84	6110,7	1552,11	6304,83	-467,46	6287,29	782,7
1,2	6305,93	1628,19	6512,37	-1628,19	6305,23	785,02
5,43	7163,29	1820,99	7392,12	-2038,34	6744,15	833,57
5,44	8443,3	1872,72	8648,26	-5843,6	6375,53	793,69
6,33	8778,75	1429,13	8894,07	-7643,39	4548,11	566,19
9,03	8455,37	723,75	8466,69	-8173,87	2205,00	274,5
0,54	8056,35	0	8056,35	-8056,35	0	0
9,03	7744,5	-664,47	7773,26	-7504,42	-2024,41	-252,01
6,33	7276,55	-1184,62	7372,39	-6335,69	-3769,98	-469,32
5,44	6325,62	-1403,02	6479,17	-4377,96	-4776,47	-594,62
5,43	4255,61	-1080,22	4330,84	-1803,52	-4003,25	-498,36
1,2	2701,38	-697,49	2782,07	-697,49	-2701,38	-336,22
3,84	821,02	-209,3	230,2	-63,03	-847,83	-105,54
5,25	-3555,02	788,51	-3167,32	-1094,0	3472,94	432,34
11,91	-7831,23	1284,22	-7995,62	-5219,59	6056,9	754,02
9,8	-11049,62	242,05	-11090,05	-10058,46	4670,67	581,75
0,92	-12350,32	0	-12350,32	-12350,32	0	0