

## I. Tema de proiect

Sa se proiecteze un motor cu aprindere prin comprimare cu un numar de 10 cilindrii in V care sa dezvolte o putere maxima de  $P=1200$  CP la turatia  $n=2400$  rot/min. Motorul va avea raportul de comprimare  $\varepsilon=18$  si presiunea de supraalimentare  $p_s=1,9$  bar.

### II.1. Calculul procesului de schimbare a încărcăturii

Pentru calculul schimbării încărcăturii se va lua în calcul faptul că motorul este supraalimentat, iar pentru calcul se vor folosi ca și parametrii inițiali presiunea și temperatura aerului după grupul de supraalimentare. Se definesc următorii parametri:

$p_s := 1.9\text{bar}$	- presiunea de supraalimentare
$p_0 := 0.94\text{bar}$	- presiunea atmosferica
$T_0 := 300\text{K} = 26.85\cdot^\circ\text{C}$	- temperatura aerului din atmosfera
$m_s := 1.4$	- coeficientul politropic al aerului comprimat in suflanta

$$T_s := T_0 \left( \frac{p_s}{p_0} \right)^{\frac{m_s-1}{m_s}} = 366.811\text{K} \quad \text{- temperatura aerului dupa grupul de supraalimentare}$$

Pentru procesul de schimbare al încărcăturii trebuie aflate presiunea aerului la sfârșitul admisiei  $p_l$ , randamentul umplerii  $\eta_v$ , coeficientul de golire  $C_g$  și temperatura la sfârșitul admisiei  $T_l$ . Pentru calculul presiunii la sfârșitul admisiei se definesc parametrii de mai jos. In alegerea coeficientilor din literatura de specialitate s-a tinut cont de urmatoarele: coeficientul de debit ține cont de coeficientul de scurgere pe lângă supapa de admisiune și de coeficientul de viteză care ia în considerare abaterile curgerii gazelor reale de la curgerea gazului perfect, sectiunea litrica a fost aleasa pe baza datelor statistice de la alte motoare asemanatoare.

$R := 287 \frac{\text{J}}{\text{kg}\cdot\text{K}}$	- constana aerului
$n := 2400\cdot\text{rpm}$	- turatia motorului
$\phi := 1.02$	- coeficientul de debit
$m_v := 0.45$	- coeficientul de volum
$A_L := \frac{2400}{5000} = 0.48$	- sectiunea litrica
$\varepsilon := 18$	- raportul de comprimare
$\gamma := 1.4$	- coeficientul politropic

$$p_1 := p_s \cdot \left[ 1 - \frac{10^{-5}}{\left( 1800 \cdot \frac{\gamma}{\gamma - 1} \cdot R \cdot T_s \cdot \frac{1}{K} \right)} \cdot \left[ \frac{n \cdot \frac{1}{\text{rpm}} \cdot (\varepsilon - m_V)}{\phi} \cdot \frac{1}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{A_L} \right]^2 \right]^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}}$$

$$p_1 = 1.8999974 \cdot \text{bar} \quad - \text{presiunea aerului la intrarea in cilindru}$$

Pentru calculul randamentului umplerii se definesc parametrii:

$$\nu := 1.08 \quad - \text{gradul de postumplere}$$

$$\Delta T := 20K \quad - \text{diferenta de temperatura intre peretii cilindrului si fluidul proaspat}$$

$$p_6 := 1.2 \text{bar} \quad - \text{presiunea gazelor de evacuare}$$

$$\eta_v := \frac{\nu \cdot T_s}{\gamma \cdot (\varepsilon - 1) \cdot (\Delta T + T_s)} \cdot \frac{p_1}{p_s} \cdot \left[ \varepsilon + (\gamma - 1) \cdot (\varepsilon - 1) - \frac{p_6}{p_1} \right]$$

$$\eta_v = 1.04 \quad - \text{gradul de postumplere}$$

Pentru calculul coeficientului de golire se alege din literatura de specialitate temperatura gazelor de evacuare  $T_6$ , iar coeficientul de golire se calculează cu relația:

$$T_6 := 800K \quad - \text{temperatura gazelor de evacuare}$$

$$C_g := \frac{1}{1 + \frac{p_6 \cdot T_s}{p_s \cdot T_6 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \eta_v}}$$

$$C_g = 0.984 \quad - \text{coeficientul de golire}$$

În final, temperatura aerului la sfârșitul admisiei se calculează cu relația:

$$T_1 := T_s \cdot \frac{p_1}{p_s} \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{1}{\eta_v} \cdot \frac{\nu \cdot C_g}{\nu + C_g - \nu \cdot C_g}$$

$$T_1 = 396.311K$$

## II.2. Calculul procesului de comprimare

Calculul procesului de comprimare are ca scop determinarea stării momentane a fluidului motor din cilindru, a stării amestecului inițial în momentul declansării injectiei precum și a stării amestecului inițial la sfârșitul comprimării geometrice. Durata efectivă a procesului de comprimare este afectată de întârzierea la închiderea supapei de admisie precum și de avansul la injectie. Se consideră că procesul de comprimare are loc după o evoluție politropică de exponent mediu.

Pentru calculul procesului se definesc următorii parametri:

$$\alpha_{2p} := 338.3 \text{deg} \quad - \text{momentul injectiei}$$

$$\Lambda := \frac{1}{4.5} \quad - \text{raportul dintre raza manivelei și lungimea bielei}$$

$$m_c := 1.30 \quad - \text{coeficientul politropic mediu pe comprimare}$$

$$p_{2p} := p_1 \cdot \left[ \frac{\epsilon}{0.5 \cdot (\epsilon - 1) \cdot \left[ 1 - \cos(\alpha_{2p}) + \frac{\Lambda \cdot (1 - \cos(2\alpha_{2p}))}{4} + \frac{2}{\epsilon - 1} \right]} \right]^{m_c}$$

- presiunea în cilindru în momentul injectiei

$$T_{2p} := T_1 \cdot \left[ \frac{\epsilon}{0.5 \cdot (\epsilon - 1) \cdot \left[ 1 - \cos(\alpha_{2p}) + \frac{\Lambda \cdot (1 - \cos(2\alpha_{2p}))}{4} + \frac{2}{\epsilon - 1} \right]} \right]^{m_c - 1}$$

- temperatura fluidului în momentul injectiei

$$p_2 := p_1 \cdot \epsilon^{m_c} \quad - \text{presiunea la sfârșitul comprimării geometrice}$$

$$T_2 := T_1 \cdot \epsilon^{m_c - 1} \quad - \text{temperatura la sfârșitul comprimării geometrice}$$

$$p_{2p} = 39.871 \cdot \text{bar}$$

$$T_{2p} = 800.004 \text{K}$$

$$p_2 = 81.397 \cdot \text{bar}$$

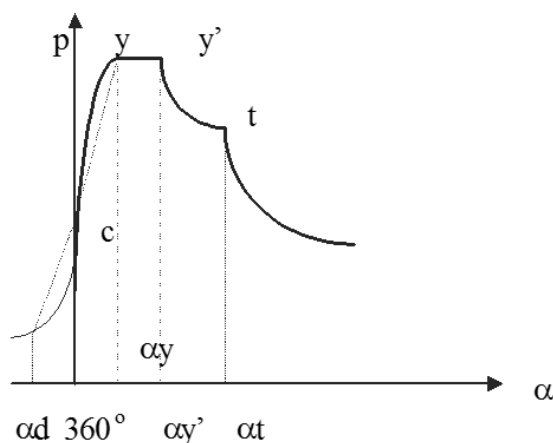
$$T_2 = 943.231 \text{K}$$

### II.3. Calculul procesului de ardere

Calculul arderii urmărește să precizeze variația presiunii în perioada degajării căldurii de reacție, în vederea: determinării presiunii maxime din cilindru (care definește solicitarea mecanică a pieselor) și precizarea temperaturii fluidului motor (care definește încărcarea termică a motorului).

Calculul arderii se executa dupa un model format din 4 evolutii termodinamice adoptand urmatoarele ipoteze: arderea se declanseaza cu avans fata de pucntul mort interior la o anumita perioada fata de momentul injectiei, se dezvoltata in faza arderii rapide dupa evolutiile politropice de exponent mediu (d-c si c-y), fara arderii moderate continua cu izobara y-y' si izoterma y'-t.

Având în vedere că motorul este cu ardere prin comprimare, trebuie calculată întârzierea la aprindere  $\tau_d$  cunoscând avansul la injecție  $\beta$  de la calculul procesului de comprimare.



$$\beta := 360\text{deg} - \alpha_{2p} = 21.7 \cdot \text{deg} \quad - \text{avansul la injectie}$$

$$\tau_d := 0.44 \cdot 10^{-3} \cdot \left( p_2 \cdot \frac{1}{\text{bar}} \right)^{-1.19} \cdot e^{\frac{4650}{T_2} \cdot \frac{1}{\text{K}}} \quad - \text{timpul de intarziere la injectie}$$

Poziția punctului  $d$ , în care are loc desprinderea diagramei cu ardere de cea fără ardere, este definită de întârzierea unghiulară la aprindere  $\Delta\alpha_d$ .

$$\Delta\alpha_d := 6 \cdot n \cdot \frac{1}{\text{rpm}} \cdot \tau_d \cdot \text{deg} = 4.669 \cdot \text{deg} \quad - \text{intarzierea unghiulara la aprindere}$$

$$\alpha_d := 360\text{deg} - (\beta - \Delta\alpha_d) = 342.969 \cdot \text{deg} \quad - \text{momentul inceperii arderii}$$

Se calculează presiunea și temperatura în punctul  $d$  cu relațiile precizate la comprimare.

$$p_d := p_1 \cdot \left[ \frac{\varepsilon}{1 + 0.5 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot (1 - \cos(\alpha_d)) + \frac{\Lambda \cdot (1 - \cos(2\alpha_d)) \cdot (\varepsilon - 1)}{8}} \right]^{m_c}$$

$$T_d := T_1 \cdot \left[ \frac{\varepsilon}{0.5 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \left[ 1 - \cos(\alpha_d) + \frac{\Lambda \cdot (1 - \cos(2\alpha_d))}{4} + \frac{2}{\varepsilon - 1} \right]} \right]^{m_c - 1}$$

$$p_d = 50.045 \cdot \text{bar}$$

- presiunea fluidului de lucru la începutul arderii

$$T_d = 843.079 \text{ K}$$

- temperatura fluidului de lucru la începutul arderii

Din literatura de specialitate se aleg următorii parametri necesari pentru calculul procesului de ardere, iar cu acestia se calculează presiunea în anumite puncte:

$$p_p := 2.2 \frac{\text{bar}}{\text{deg}} \quad - \text{valoarea medie a gradientului de presiune pe timpul arderii}$$

$$\pi_p := 2.3 \quad - \text{raportul de crestere a presiunii pe timpul arderii}$$

$$\lambda := 1.7 \quad - \text{coeficientul excesului de aer}$$

$$p_c := p_d + p_p \cdot (360 \text{deg} - \alpha_d)$$

$$p_c = 87.513 \cdot \text{bar} \quad - \text{presiunea fluidului în punctul mort interior}$$

$$p_y := \pi_p \cdot p_d = 115.103 \cdot \text{bar} \quad - \text{presiunea în punctul } y$$

$$p_{yp} := p_y = 115.103 \cdot \text{bar} \quad - \text{presiunea în punctul } y'$$

$$\alpha_y := 360 \text{deg} + \frac{p_y - p_c}{p_p} \quad - \text{poziția unghiulară de începere a arderii izobare}$$

Se calculează rapoartele volumetrice  $\delta$  pentru fiecare punct caracteristic al diagramei, definite ca raportul dintre volumul în acel punct și volumul în punctul mort interior.

$$\delta_d := 1 + \frac{\Lambda}{8} \cdot (\varepsilon - 1) \cdot (1 - \cos(2\alpha_d)) + \frac{(\varepsilon - 1) \cdot (1 - \cos(\alpha_d))}{2} \quad \delta_d = 1.454$$

$$\delta_y := 1 + \frac{(\varepsilon - 1)}{2} \cdot (1 - \cos(\alpha_y)) + \frac{\Lambda}{8} \cdot (\varepsilon - 1) \cdot (1 - \cos(2\alpha_y)) \quad \delta_y = 1.247$$

Coefficientii politropici medii pe timpul transformărilor se calculează cu relațiile:

$$m_{dc} := \frac{\log\left(\frac{p_c}{p_d}\right)}{\log(\delta_d)} = 1.494 \quad \text{- coeficient politropic mediu pe transformarea d-c}$$

$$m_{cy} := \frac{-\log\left(\frac{p_y}{p_c}\right)}{\log(\delta_y)} = -1.24 \quad \text{- coeficient politropic mediu pe transformarea c-y}$$

$$T_c := T_d \cdot \delta_d^{m_{dc}-1} \quad \text{- temperatura in punctul c}$$

Pentru a determina temperatura in punctul y trebuie determinat coeficientul de variatie molară pe timpul arderii care depinde de compozitia masică a combustibilului, cantitatea minima de aer, numărul de kmol de amestec initial, precum și de alti parametri precizati mai jos. Din literatura de specialitate se aleg compozitiile masice ale combustibilului (motorina) și se calculează parametri necesari determinării temperaturii in punctul y.

$$g_c := 0.857 \quad \text{- procentul masic de carbon}$$

$$g_h := 0.133 \quad \text{- procentul masic de hidrogen}$$

$$g_o := 0.01 \quad \text{- procentul maxim de oxigen}$$

$$L_{\min} := \frac{1}{0.21} \cdot \left( \frac{g_c}{12} + \frac{g_h}{4} - \frac{g_o}{32} \right) = 0.4969 \quad \text{-cantitatea minima de aer necesara arderii}$$

$$M_c := 16 \cdot 12 + 1 \cdot 32 = 224 \quad \text{-masa molară a combustibilului}$$

$$n_c := \frac{1}{M_c} = 4.464 \times 10^{-3} \quad \text{-numărul de kmol de combustibil}$$

$$n_{ai} := \frac{\lambda \cdot L_{\min} + n_c}{C_g} = 0.863 \quad \text{-numărul de kmol de amestec initial}$$

$$n_f := \frac{g_c}{12} + 0.79 \cdot \lambda \cdot L_{\min} + \frac{g_h}{2} + 0.21 \cdot (\lambda - 1) \cdot L_{\min} = 0.878 \quad \text{- numărul de kmol de produse de ardere}$$

$$n_{ib} := \lambda \cdot L_{\min} + n_c = 0.849 \quad \text{-numărul de kmol de incarcatura proaspata}$$

$$n_r := \frac{n_{ip}}{C_g} - n_{ip} = 0.014 \quad \text{-numărul de kmol de gaze reziduale}$$

$$n_{ga} := n_f + n_r = 0.892 \quad \text{--numarul de kmol de gaze de ardere}$$

$$\mu := \frac{n_{ga}}{n_{ai}} = 1.034 \quad \text{--coeficientul de variatie molară}$$

$$T_y := \frac{T_c \cdot \delta_y}{\mu} \left[ 1 + \frac{p_p \cdot (\alpha_y - 360 \text{deg})}{p_c} \right] = 1609 \text{ K} \quad \text{- temperatura in punctul y}$$

Pentru determinarea căldurii degajate pe transformarea  $d-y$  trebuie calculate căldurile molare la volum constant pentru amestecul inițial și pentru gazele de ardere. Pentru acest lucru avem nevoie de participațiile elementelor componente în amestecul inițial, respectiv în gazele de ardere, precum și de alți parametri de calcul. Trebuie menționat că în cazul motoarelor cu aprindere prin comprimare căldura de reacție este egală cu puterea calorică inferioară a combustibilului deoarece coeficientul excesului de aer este supraunitar.

$$Q_i := 85374 \cdot L_{\min} = 42424 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \quad \text{--puterea calorică inferioară a combustibilului}$$

$$Q_r := Q_i = 42424 \text{ kJ} \quad \text{--căldura de reacție}$$

$$P_{\text{aer}} := \frac{\lambda \cdot L_{\min}}{\lambda \cdot L_{\min} + n_c} = 99.474\% \quad \text{--participația aerului în amestecul inițial}$$

$$P_{\text{comb}} := \frac{n_c}{\lambda \cdot L_{\min} + n_c} = 0.526\% \quad \text{--participația combustibilului în amestecul inițial}$$

$$C_{v\text{comb}} := 101.98 + 219.46 \cdot 10^{-3} \cdot T_d \cdot \frac{1}{\text{K}} = 287.002$$

$$C_{v\text{aer}} := 19.67 + 2.51 \cdot 10^{-3} \cdot T_d \cdot \frac{1}{\text{K}} = 21.786$$

$$C_{v\text{ai}} := P_{\text{aer}} \cdot C_{v\text{aer}} + P_{\text{comb}} \cdot C_{v\text{comb}} = 23.18 \quad \text{- căldura specifică la volum constant a amestecului inițial}$$

$$n_{\text{CO}_2} := \frac{g_c}{12} = 0.071 \quad \text{- kmol de CO}_2 \text{ rezultați}$$

$$n_{\text{N}_2} := 0.79 \cdot \lambda \cdot L_{\min} = 0.667 \quad \text{- kmol de N}_2 \text{ rezultați}$$

$$n_{\text{H}_2\text{O}} := \frac{g_h}{2} = 0.067 \quad \text{- kmol de H}_2\text{O rezultați}$$

$$n_{\text{O}_2} := 0.21 \cdot (\lambda - 1) \cdot L_{\min} = 0.073 \quad \text{- kmol de O}_2 \text{ rezultați}$$

$$P_{\text{CO}_2} := \frac{n_{\text{CO}_2}}{n_f} = 8.131\% \quad \text{- participatia de CO}_2 \text{ in gazele de ardere}$$

$$P_{\text{N}_2} := \frac{n_{\text{N}_2}}{n_f} = 75.981\% \quad \text{- participatia de N}_2 \text{ in gazele de ardere}$$

$$P_{\text{H}_2\text{O}} := \frac{n_{\text{H}_2\text{O}}}{n_f} = 7.571\% \quad \text{- participatia de H}_2\text{O in gazele de ardere}$$

$$P_{\text{O}_2} := \frac{n_{\text{O}_2}}{n_f} = 8.317\% \quad \text{- participatia de O}_2 \text{ in gazele de ardere}$$

$$C_{v\text{CO}_2} := 38.5 + 3.35 \cdot 10^{-3} \cdot T_y \cdot \frac{1}{\text{K}} = 43.892$$

$$C_{v\text{N}_2} := 21.34 + 1.67 \cdot 10^{-3} \cdot T_y \cdot \frac{1}{\text{K}} = 24.028$$

$$C_{v\text{H}_2\text{O}} := 23.85 + 5.02 \cdot 10^{-3} \cdot T_y \cdot \frac{1}{\text{K}} = 31.929$$

$$C_{v\text{O}_2} := 23.02 + 1.67 \cdot 10^{-3} \cdot T_y \cdot \frac{1}{\text{K}} = 25.708$$

$$C_{v\text{ga}} := P_{\text{CO}_2} \cdot C_{v\text{CO}_2} + P_{\text{N}_2} \cdot C_{v\text{N}_2} + P_{\text{O}_2} \cdot C_{v\text{O}_2} + P_{\text{H}_2\text{O}} \cdot C_{v\text{H}_2\text{O}}$$

$$C_{v\text{ga}} = 26.381 \frac{\text{kJ}}{\text{kmol} \cdot \text{K}} \quad \text{- caldura molară la volum constant a gazelor de ardere}$$

In final caldura degajata pe transformare d-y se calculeaza cu relatia:

$$Q_{dy} := n_{ai} \cdot \left[ \mu \cdot C_{v\text{ga}} \cdot (T_y - T_s) \cdot \frac{1}{\text{K}} - C_{v\text{ai}} \cdot (T_d - T_s) \cdot \frac{1}{\text{K}} - \frac{8.314 \cdot (T_c - T_d) \cdot \frac{1}{\text{K}}}{m_{dc} - 1} + 8.314 \cdot \mu \right]$$

$$Q_{dy} = 1.921 \times 10^4 \text{ kJ}$$

Chiar daca caldura de reactie este egala cu puterea calorica inferioara a combustibilului trebuie mentionat ca doar o parte din aceasta cantitate de energie este utila, folosita la producerea energiei mecanice. (restul se pierde prin pereti)

$$\xi := 0.7 \quad \text{- coeficient de utilizare al caldurii de reactie}$$

$$\xi_p := 0.7 \quad \text{- coeficient de distributie al caldurii pe arderea izobar}$$



$$Q_u := \xi \cdot Q_r = 29697 \text{ kJ} \quad \text{--cantitatea de caldura utila pe timpul unui ciclu}$$

$$\xi_v := \frac{Q_{dy}}{Q_u} = 0.647 \quad \text{--coeficient de utilizare a caldurii pe timpul arderii rapi}$$

Pentru calculul temperaturii  $T_{yp}$  se face o aproximare a temperaturii, iar cu această aproximare, se calculează temperatura  $T_{yp}$  cu relațiile prezentate în continuare:

$$T_{yp} := 2000\text{K}$$

$$C_{vCO_2} := 38.5 + 3.35 \cdot 10^{-3} \cdot T_{yp} \cdot \frac{1}{\text{K}} = 45.2$$

$$C_{vN_2} := 21.34 + 1.67 \cdot 10^{-3} \cdot T_{yp} \cdot \frac{1}{\text{K}} = 24.68$$

$$C_{vH_2O} := 23.85 + 5.02 \cdot 10^{-3} \cdot T_{yp} \cdot \frac{1}{\text{K}} = 33.89$$

$$C_{vO_2} := 23.02 + 1.67 \cdot 10^{-3} \cdot T_{yp} \cdot \frac{1}{\text{K}} = 26.36$$

$$C_{vgap} := P_{CO_2} \cdot C_{vCO_2} + P_{N_2} \cdot C_{vN_2} + P_{O_2} \cdot C_{vO_2} + P_{H_2O} \cdot C_{vH_2O} = 27.185$$

$$t1 := \frac{Q_u}{n_{ai}} + C_{vai} \cdot (T_d - T_s) \cdot \frac{1}{\text{K}} = 45446$$

$$t2 := \frac{8.314 \cdot (T_c - T_d) \cdot \frac{1}{\text{K}}}{m_{dc} - 1} = 2881$$

$$t3 := \frac{8.314 \cdot (T_y - T_c) \cdot \mu \cdot \frac{1}{\text{K}}}{1 - m_{cy}} = 2284$$

$$t4 := \frac{(1 - \xi_p) \cdot (1 - \xi_v) \cdot Q_u}{n_{ai}} = 3647$$

$$T_{yp} := \frac{t1 + t2 - t3 - t4 + \mu \cdot C_{vgap} \cdot T_s \cdot \frac{1}{\text{K}} + 8.314 \cdot \mu \cdot T_y \cdot \frac{1}{\text{K}}}{\mu \cdot C_{vgap} + 8.314 \cdot \mu}$$

$$T_{yp} := T_{yp} \cdot \text{K} = 1813 \text{ K}$$

Cu valoarea obținută pentru  $T_{yp}$  se refac calculele până când eroarea dintre valoarea

de intrare și cea de ieșire e mai mică de 5%.

$$C_{vCO_2} := 38.5 + 3.35 \cdot 10^{-3} \cdot T_{yp} \cdot \frac{1}{K} = 44.574$$

$$C_{vN_2} := 21.34 + 1.67 \cdot 10^{-3} \cdot T_{yp} \cdot \frac{1}{K} = 24.368$$

$$C_{vH_2O} := 23.85 + 5.02 \cdot 10^{-3} \cdot T_{yp} \cdot \frac{1}{K} = 32.952$$

$$C_{vO_2} := 23.02 + 1.67 \cdot 10^{-3} \cdot T_{yp} \cdot \frac{1}{K} = 26.048$$

$$C_{vgap} := P_{CO_2} \cdot C_{vCO_2} + P_{N_2} \cdot C_{vN_2} + P_{O_2} \cdot C_{vO_2} + P_{H_2O} \cdot C_{vH_2O} = 26.801$$

$$t1 := \frac{Q_u}{n_{ai}} + C_{vai} \cdot (T_d - T_s) \cdot \frac{1}{K} = 45446$$

$$t2 := \frac{8.314 \cdot (T_c - T_d) \cdot \frac{1}{K}}{m_{dc} - 1} = 2881$$

$$t3 := \frac{8.314 \cdot (T_y - T_c) \cdot \mu \cdot \frac{1}{K}}{1 - m_{cy}} = 2284$$

$$t4 := \frac{(1 - \xi_p) \cdot (1 - \xi_v) \cdot Q_u}{n_{ai}} = 3647$$

$$T_{yp} := \frac{t1 + t2 - t3 - t4 + \mu \cdot C_{vgap} \cdot T_s \cdot \frac{1}{K} + 8.314 \cdot \mu \cdot T_y \cdot \frac{1}{K}}{\mu \cdot C_{vgap} + 8.314 \cdot \mu} = 1829$$

$$T_{yp} := T_{yp} \cdot K = 1829 K$$

$$C_{vCO_2} := 38.5 + 3.35 \cdot 10^{-3} \cdot T_{yp} \cdot \frac{1}{K} = 44.627$$

$$C_{vN_2} := 21.34 + 1.67 \cdot 10^{-3} \cdot T_{yp} \cdot \frac{1}{K} = 24.394$$

$$C_{vH_2O} := 23.85 + 5.02 \cdot 10^{-3} \cdot T_{yp} \cdot \frac{1}{K} = 33.032$$

$$C_{vO2} := 23.02 + 1.67 \cdot 10^{-3} \cdot T_{yp} \cdot \frac{1}{K} = 26.074$$

$$C_{vgap} := P_{CO2} \cdot C_{vCO2} + P_{N2} \cdot C_{vN2} + P_{O2} \cdot C_{vO2} + P_{H2O} \cdot C_{vH2O} = 26.833$$

$$t1 := \frac{Q_u}{n_{ai}} + C_{vai} \cdot (T_d - T_s) \cdot \frac{1}{K} = 45446$$

$$t2 := \frac{8.314 \cdot (T_c - T_d) \cdot \frac{1}{K}}{m_{dc} - 1} = 2881$$

$$t3 := \frac{8.314 \cdot (T_y - T_c) \cdot \mu \cdot \frac{1}{K}}{1 - m_{cy}} = 2284$$

$$t4 := \frac{(1 - \xi_p) \cdot (1 - \xi_v) \cdot Q_u}{n_{ai}} = 3647$$

$$T_{yp} := \frac{t1 + t2 - t3 - t4 + \mu \cdot C_{vgap} \cdot T_s \cdot \frac{1}{K} + 8.314 \cdot \mu \cdot T_y \cdot \frac{1}{K}}{\mu \cdot C_{vgap} + 8.314 \cdot \mu} = 1828$$

$$T_{yp} := T_{yp} \cdot K = 1828 \text{ K}$$

În continuare se calculează rapoartele volumetrică pentru punctele  $y'$  și  $t$ , precum și pozițiile unghiulare ale punctelor precizate, temperatura și presiunea în punctul  $t$ .

$$\delta_{ypt} := e^{\frac{(1 - \xi_p) \cdot (1 - \xi_v) \cdot Q_u}{8.314 \cdot \mu \cdot n_{ai} \cdot T_{yp} \cdot \frac{1}{K}}} = 1.261$$

$$\delta_{yyp} := \frac{T_{yp}}{T_y} = 1.136$$

$$\delta_{yp} := \delta_{yyp} \cdot \delta_y = 1.416$$

$$\delta_t := \delta_{ypt} \cdot \delta_{yyp} \cdot \delta_y = 1.787$$

$$\alpha_d = 342.969 \cdot \text{deg}$$

- pozitia unghiulara a punctului d

$$\alpha_y = 372.541 \cdot \text{deg}$$

- pozitia unghiulara a punctului y

$$\alpha_{yp} := 360\text{deg} + \arccos \left[ \frac{2 \cdot \varepsilon - 2 - \sqrt{(2 - 2 \cdot \varepsilon)^2 - 4 \cdot (\Lambda - \Lambda \cdot \varepsilon) \cdot (2 + 2 \cdot \varepsilon + \Lambda \cdot \varepsilon - 4 \cdot \delta_{yp} - \Lambda)}}{2 \cdot (\Lambda - \Lambda \cdot \varepsilon)} \right]$$

$$\alpha_{yp} = 376.307 \cdot \text{deg} \quad \text{- pozitia unghiulara a punctului y'}$$

$$\alpha_t := 360\text{deg} + \arccos \left[ \frac{2 \cdot \varepsilon - 2 - \sqrt{(2 - 2 \cdot \varepsilon)^2 - 4 \cdot (\Lambda - \Lambda \cdot \varepsilon) \cdot (2 + 2 \cdot \varepsilon + \Lambda \cdot \varepsilon - 4 \cdot \delta_t - \Lambda)}}{2 \cdot (\Lambda - \Lambda \cdot \varepsilon)} \right]$$

$$\alpha_t = 382.518 \cdot \text{deg} \quad \text{- pozitia unghiulara a punctului t}$$

$$T_t := T_{yp} = 1828\text{K} \quad \text{- temperatura in punctul t}$$

$$p_t := \frac{p_y}{\delta_{ypt}} = 91.255 \cdot \text{bar} \quad \text{- presiunea in punctul t}$$

În finalul calculului se calculează durata fazei de ardere rapidă, durata fazei de ardere moderată, precum și vitezele medii de ardere pentru fazele precizate.

$$\Delta\alpha_r := \alpha_y - \alpha_d = 29.572 \cdot \text{deg} \quad \text{- durata fazei de ardere rapida}$$

$$\xi_{rp} := \frac{Q_{dy}}{Q_u} \cdot \frac{1}{\Delta\alpha_r \cdot \frac{180}{\pi}} = 2.187 \cdot \% \quad \text{- viteza medie de ardere in faza de ardere rapida}$$

$$\Delta\alpha_m := \alpha_t - \alpha_y = 9.978 \cdot \text{deg} \quad \text{- durata fazei de ardere moderata}$$

$$\xi_{mp} := \frac{Q_u - Q_{dy}}{Q_u} \cdot \frac{1}{\Delta\alpha_m \cdot \frac{180}{\pi}} = 3.541 \cdot \% \quad \text{- viteza medie de ardere in faza de ardere moderata}$$

#### II.4. Calculul procesului de destindere

Pentru a realiza calculul se consideră destinderea ca fiind un proces politropic de exponent mediu  $md$ , ales din literatura de specialitate pe baza analizei altor motoare existente. Calculul își propune să determine presiunea și temperatura la finalul procesului de destindere.

$$m_d := 1.23 \quad \text{- coeficientul politropic mediu pe destindere}$$

$$p_4 := p_t \left( \frac{\delta_t}{\varepsilon} \right)^{m_d} = 5.324 \cdot \text{bar} \quad \text{- presiunea la sfarsitul destinderii}$$

$$T_4 := T_t \left( \frac{\delta_t}{\varepsilon} \right)^{m_d - 1} = 1.074 \times 10^3 \text{ K} \quad - \text{ temperatura la sfarsitul destinderii}$$

$$p_{4p} := \frac{p_6 + p_4}{2} = 3.262 \cdot \text{bar} \quad - \text{ presiunea la sfarsitul destinderii geometrice}$$

$$T_{4p} := \frac{T_1 + T_4}{2} = 735.327 \text{ K} \quad - \text{ temperatura la sfarsitul destinderii geometrice}$$

## II.5. Determinarea principalilor parametri ai motorului

Principalii parametri care fundamentează dimensional și energetic motorul sunt dimensiunile sale fundamentale (cursa pistonului și diametrul interior al cilindrului) precum și lucrul mecanic pe ciclu, puterea, cuplul motor, presiunea medie indicată, presiunea medie efectivă, puterea litrică, randamentul indicat, randamentul efectiv și consumul specific de combustibil.

Ca bază pentru determinarea acestor mărimi se folosește ciclul motor care se trasează prin însumarea evoluțiilor componente și al căror calcul a fost precizat în subcapitolele precedente.

Pentru calculul presiunii medii indicate se definește un coeficient de rotunjire al diagramei (ales din literatura de specialitate) care ține cont de faptul că diagrama indicată este rotunjită față de cea obținută prin calcul și că există un surplus de arie. În final, presiunea medie indicată se calculează cu relația prezentată.

$$K_d := 0.95 \quad - \text{ coeficientul de rotunjire al diagramei}$$

$$A_1 := \frac{\pi_p \cdot \delta_y}{m_{cy} - 1} \left( \frac{1}{\delta_y^{1 - m_{cy}}} - 1 \right)$$

$$A_2 := \pi_p \cdot (\delta_{yp} - \delta_y)$$

$$A_3 := \pi_p \cdot \delta_{yp} \cdot \ln \left( \frac{\delta_t}{\delta_{yp}} \right)$$

$$A_4 := \frac{\pi_p \cdot \delta_{yp}}{m_d - 1} \left[ 1 - \left( \frac{\delta_t}{\varepsilon} \right)^{m_d - 1} \right]$$

$$A_5 := \frac{\delta_d}{m_{dc} - 1} \left[ 1 - \left( \frac{\delta_d}{\epsilon} \right)^{m_c - 1} \right]$$

$$A_6 := \frac{\delta_d}{m_{dc} - 1} \left( \delta_d^{m_c - 1} - 1 \right) \quad - \text{termeni pentru calculul presiunii medii}$$

$$P_{\text{medi}} := \frac{K_d}{\epsilon - 1} \left[ \frac{p_1 \cdot \epsilon^{m_c}}{\delta_d^{m_c}} \cdot (A_1 + A_2 + A_3 + A_4 - A_5 - A_6) - (\epsilon - 1) \cdot (p_6 - p_1) \right]$$

$$P_{\text{medi}} = 16.25 \cdot \text{bar} \quad - \text{presiunea medie indicata}$$

Motorul în cauză trebuie să dezvolte 1200 CP, echivalent a 895 kW, are un număr de 10 cilindri în V și funcționează după un ciclu în 4 timpi. Pentru determinarea dimensiunilor fundamentale se alege din literatura de specialitate raportul dintre cursa pistonului și diametrul cilindrului  $\psi$  (motorul 8VS-A2T2).

$$P_e := 895 \text{ kW}$$

$$i := 10$$

$$\tau := 4$$

$$V_{\text{ht}} := \frac{P_e \cdot 30 \cdot \tau}{P_{\text{medi}} \cdot i \cdot n \cdot \frac{1}{\text{rpm} \cdot \text{s}}} = 2.754 \text{ L} \quad - \text{cilindreea unitara teoretica}$$

$$\psi := 0.9393 \quad - \text{raportul dintre cursa si diametrul cilindrului}$$

$$D_t := 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{4 \cdot V_{\text{ht}}}{\pi \cdot \psi}} = 155.124 \text{ mm} \quad - \text{diametrul teoretic al cilindrului}$$

$$D := 155 \text{ mm} \quad - \text{diametrul adoptat al cilindrului}$$

$$S_t := D \cdot \psi = 145.591 \text{ mm} \quad - \text{cursa teoretica a pistonului}$$

$$S := 146 \text{ mm} \quad - \text{cursa adoptata a pistonului}$$

$$V_h := \pi \cdot \frac{D^2 \cdot S}{4} = 2.755 \text{ L} \quad - \text{cilindreea unitara recalculata}$$

$$V_t := V_h \cdot i = 27.549 \text{ L} \quad - \text{cilindreea totala}$$

$$P_e := \frac{V_h}{30 \cdot \tau} \cdot P_{\text{medi}} \cdot i \cdot n \cdot \frac{1}{\text{rpm} \cdot \text{s}} = 1201 \cdot \text{hp} \quad - \text{puterea efectiva recalculata}$$

$$P_l := \frac{P_e}{V_t} = 32.501 \cdot \frac{\text{kW}}{\text{L}} \quad \text{--puterea litrica}$$

$$\eta_i := \frac{8.314 \cdot p_{\text{medi}} \cdot n_{\text{ip}} \cdot T_s \cdot \frac{1}{\text{K}}}{p_s \cdot \eta_v \cdot Q_i} = 50.204 \cdot \% \quad \text{--randamentul indicat al motorului}$$

$$\eta_m := 78\% \quad \text{--randamentul mecanic}$$

$$\eta_e := \eta_i \cdot \eta_m = 39.159 \cdot \% \quad \text{--randamentul efectiv}$$

$$c_i := \frac{36 \cdot 10^5}{\eta_i \cdot Q_i} = 169.025 \quad \frac{\text{g}}{\text{kW} \cdot \text{h}} \quad \text{--consumul specific de combustibil}$$

$$C_i := c_i \cdot P_e \cdot \frac{1}{\text{kW}} = 151.338 \cdot 10^3 \quad \frac{\text{g}}{\text{h}} \quad \text{--consumul orar}$$

## II.6. Verificarea parametrilor

În această etapă se prezintă cei mai importanți parametri obținuți prin calcul pentru a avea o vedere de ansamblu asupra ciclului motor calculat.

$$\beta = 21.7 \cdot \text{deg} \quad T_y = 1609 \text{ K} \quad \alpha_t = 382.518 \cdot \text{deg}$$

$$\alpha_d = 342.969 \cdot \text{deg} \quad \alpha_y = 372.541 \cdot \text{deg} \quad \xi_{\text{rp}} = 2.187 \cdot \%$$

$$p_p = 2.2 \cdot \frac{\text{bar}}{\text{deg}} \quad \xi_v = 0.647 \quad \xi_{\text{mp}} = 3.541 \cdot \%$$

$$\pi_p = 2.3 \quad \xi_p = 0.7 \quad \lambda = 1.7$$

$$\xi = 0.7 \quad T_{yp} = 1828 \text{ K} \quad V_h = 2.755 \text{ L}$$

$$p_y = 115.103 \cdot \text{bar} \quad \alpha_{yp} - \alpha_y = 3.767 \cdot \text{deg} \quad p_{\text{medi}} = 16.25 \cdot \text{bar}$$

## II.7. Construcția diagramei indicate

Pentru a construi diagrama indicată p- $\alpha$  și diagrama p-V trebuie definite funcțiile presiunilor în funcție de unghiul de rotație al arborelui cotit și în funcție de volumul definit de piston pentru unghiul  $\alpha$ .

$$\alpha := 0 \text{ deg}, 0.01 \text{ deg} .. 720 \text{ deg}$$

$$p_{adm}(\alpha) := p_1$$

$$p_{co}(\alpha) := p_1 \cdot \left[ \frac{\varepsilon}{0.5 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \left[ 1 - \cos(\alpha) + \frac{\Lambda \cdot (1 - \cos(2\alpha))}{4} + \frac{2}{\varepsilon - 1} \right]} \right]^{m_c}$$

$$p_{dc}(\alpha) := p_c \cdot \left[ \frac{1}{0.5 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \left[ 1 - \cos(\alpha) + \frac{\Lambda \cdot (1 - \cos(2\alpha))}{4} + \frac{2}{\varepsilon - 1} \right]} \right]^{m_{dc}}$$

$$p_{cy}(\alpha) := p_c \cdot \left[ \frac{1}{0.5 \cdot (\varepsilon - 1) \cdot \left[ 1 - \cos(\alpha) + \frac{\Lambda \cdot (1 - \cos(2\alpha))}{4} + \frac{2}{\varepsilon - 1} \right]} \right]^{m_{cy}}$$

$$p_{yyp}(\alpha) := p_y$$

$$p_{ypt}(\alpha) := p_y \cdot \frac{\left[ \frac{2}{\varepsilon - 1} + (1 - \cos(\alpha_{yp})) + \frac{\Lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha_{yp})) \right]}{\left[ \frac{2}{\varepsilon - 1} + (1 - \cos(\alpha)) + \frac{\Lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha)) \right]}$$

$$p_{des}(\alpha) := p_t \cdot \frac{\left[ \frac{2}{\varepsilon - 1} + (1 - \cos(\alpha_t)) + \frac{\Lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha_t)) \right]^{m_d}}{\left[ \frac{2}{\varepsilon - 1} + (1 - \cos(\alpha)) + \frac{\Lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha)) \right]^{m_d}}$$

$$p_{ev}(\alpha) := p_6$$

$$V(\alpha) := V_h \cdot 0.5 \cdot \left[ \frac{2}{\varepsilon - 1} + (1 - \cos(\alpha)) + \frac{\Lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2 \cdot \alpha)) \right]$$

Se definesc funcții care sa rotunjească diagrama în zonele în care funcția  $p(\alpha)$  are salturi.

$$\alpha_{rot1} := 490deg$$

$$\alpha_{rot2} := 570deg$$

$$a1 := \frac{-p_{des}(\alpha_{rot1}) + p_{ev}(\alpha_{rot2})}{\alpha_{rot2}^2 - \alpha_{rot1}^2 - 2 \cdot \alpha_{rot2} \cdot (\alpha_{rot2} - \alpha_{rot1})}$$

$$b1 := -2 \cdot a1 \cdot \alpha_{rot2}$$



$$c1 := p_{\text{des}}(\alpha_{\text{rot1}}) - a1 \cdot \alpha_{\text{rot1}}^2 - b1 \cdot \alpha_{\text{rot1}}$$

$$p_{\text{rot1}}(\alpha) := a1 \cdot \alpha^2 + b1 \cdot \alpha + c1$$

$$\alpha_{\text{rot3}} := 680\text{deg}$$

$$\alpha_{\text{rot4}} := 720\text{deg}$$

$$a2 := \frac{-1.55\text{bar} + p_{\text{ev}}(\alpha_{\text{rot3}})}{\alpha_{\text{rot3}}^2 - \alpha_{\text{rot4}}^2 - 2 \cdot \alpha_{\text{rot3}} \cdot (\alpha_{\text{rot3}} - \alpha_{\text{rot4}})}$$

$$b2 := -2 \cdot a2 \cdot \alpha_{\text{rot3}}$$

$$c2 := 1.55\text{bar} - a2 \cdot \alpha_{\text{rot4}}^2 - b2 \cdot \alpha_{\text{rot4}}$$

$$p_{\text{rot2}}(\alpha) := a2 \cdot \alpha^2 + b2 \cdot \alpha + c2$$

$$\alpha_{\text{rot5}} := 0\text{deg}$$

$$\alpha_{\text{rot6}} := 30\text{deg}$$

$$a3 := \frac{-1.55\text{bar} + p_1}{\alpha_{\text{rot6}}^2 - \alpha_{\text{rot5}}^2 - 2 \cdot \alpha_{\text{rot6}} \cdot (\alpha_{\text{rot6}} - \alpha_{\text{rot5}})}$$

$$b3 := -2 \cdot a3 \cdot \alpha_{\text{rot6}}$$

$$c3 := 1.55\text{bar} - a3 \cdot \alpha_{\text{rot5}}^2 - b3 \cdot \alpha_{\text{rot5}}$$

$$p_{\text{rot3}}(\alpha) := a3 \cdot \alpha^2 + b3 \cdot \alpha + c3$$

$$p(\alpha) := \begin{cases} p_{\text{rot3}}(\alpha) & \text{if } 0\text{deg} < \alpha \leq \alpha_{\text{rot6}} \\ p_{\text{adm}}(\alpha) & \text{if } \alpha_{\text{rot6}} < \alpha \leq 180\text{deg} \\ p_{\text{co}}(\alpha) & \text{if } 180\text{deg} < \alpha \leq \alpha_{\text{d}} \\ p_{\text{dc}}(\alpha) & \text{if } \alpha_{\text{d}} < \alpha \leq 360\text{deg} \\ p_{\text{cy}}(\alpha) & \text{if } 360\text{deg} < \alpha \leq \alpha_{\text{y}} \\ p_{\text{yyp}}(\alpha) & \text{if } \alpha_{\text{y}} < \alpha \leq \alpha_{\text{yp}} \\ p_{\text{ypt}}(\alpha) & \text{if } \alpha_{\text{yp}} < \alpha \leq \alpha_{\text{t}} \\ p_{\text{des}}(\alpha) & \text{if } \alpha_{\text{t}} < \alpha \leq \alpha_{\text{rot1}} \\ p_{\text{rot1}}(\alpha) & \text{if } \alpha_{\text{rot1}} < \alpha \leq \alpha_{\text{rot2}} \\ p_{\text{ev}}(\alpha) & \text{if } \alpha_{\text{rot2}} < \alpha \leq \alpha_{\text{rot3}} \\ p_{\text{rot2}}(\alpha) & \text{if } \alpha_{\text{rot3}} < \alpha \leq \alpha_{\text{rot4}} \end{cases}$$

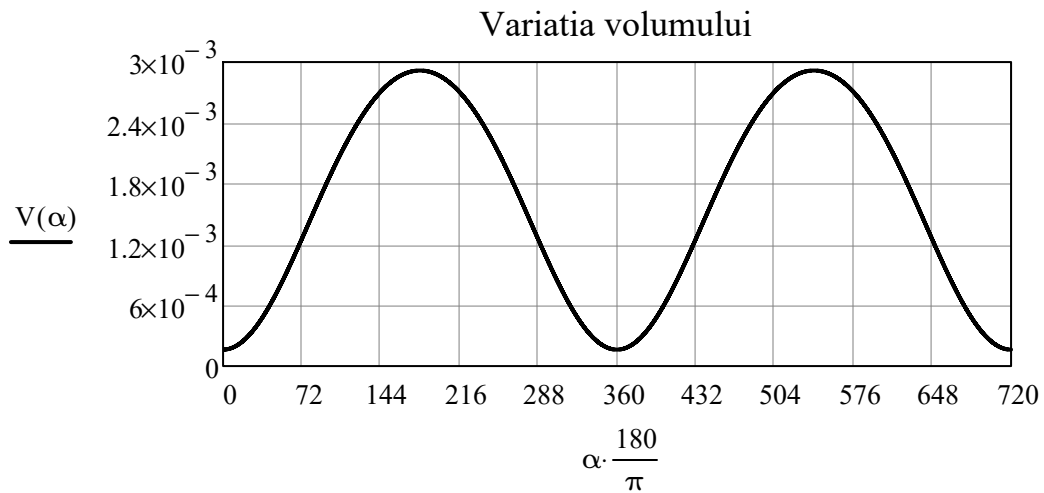


Diagrama indicată p- $\alpha$

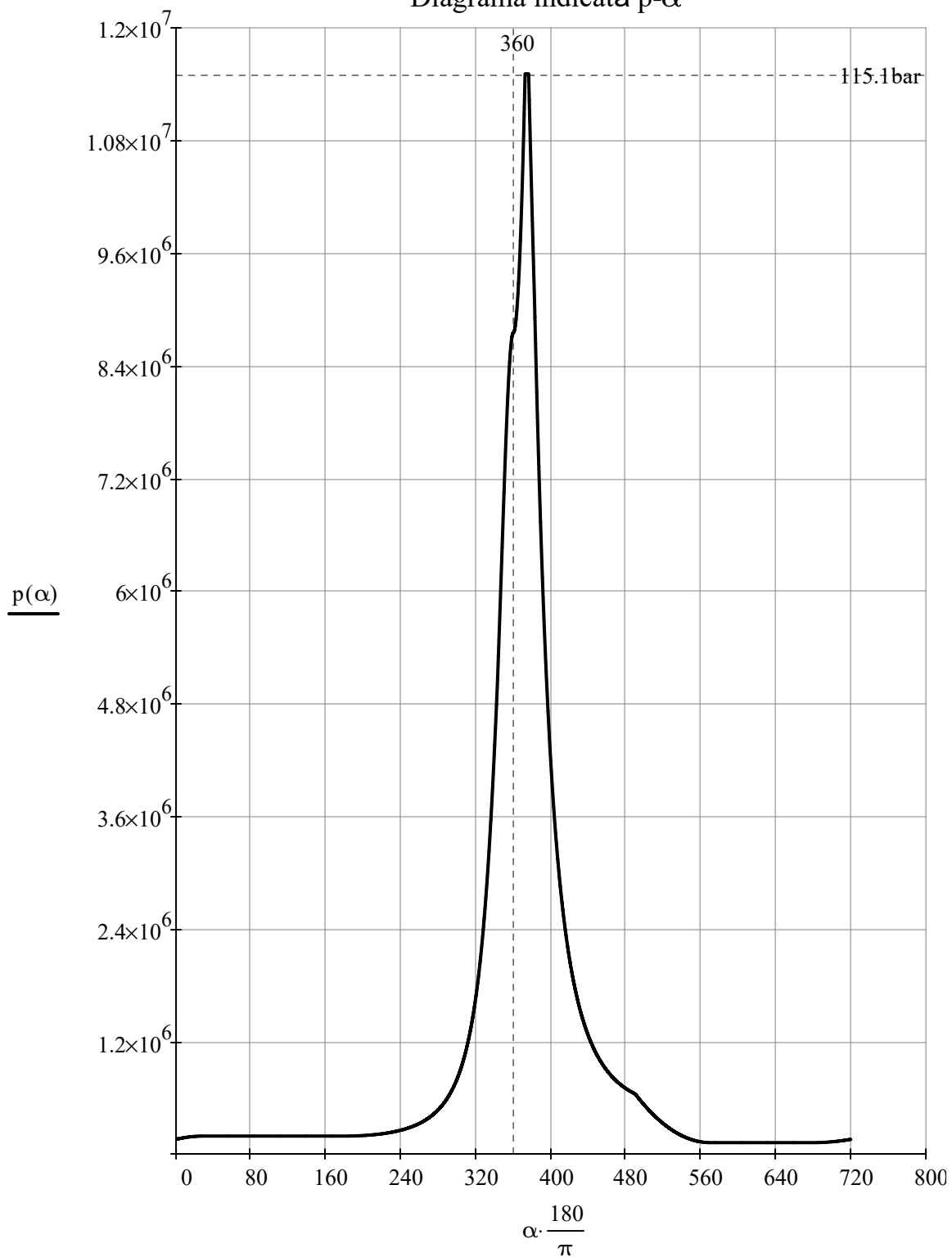
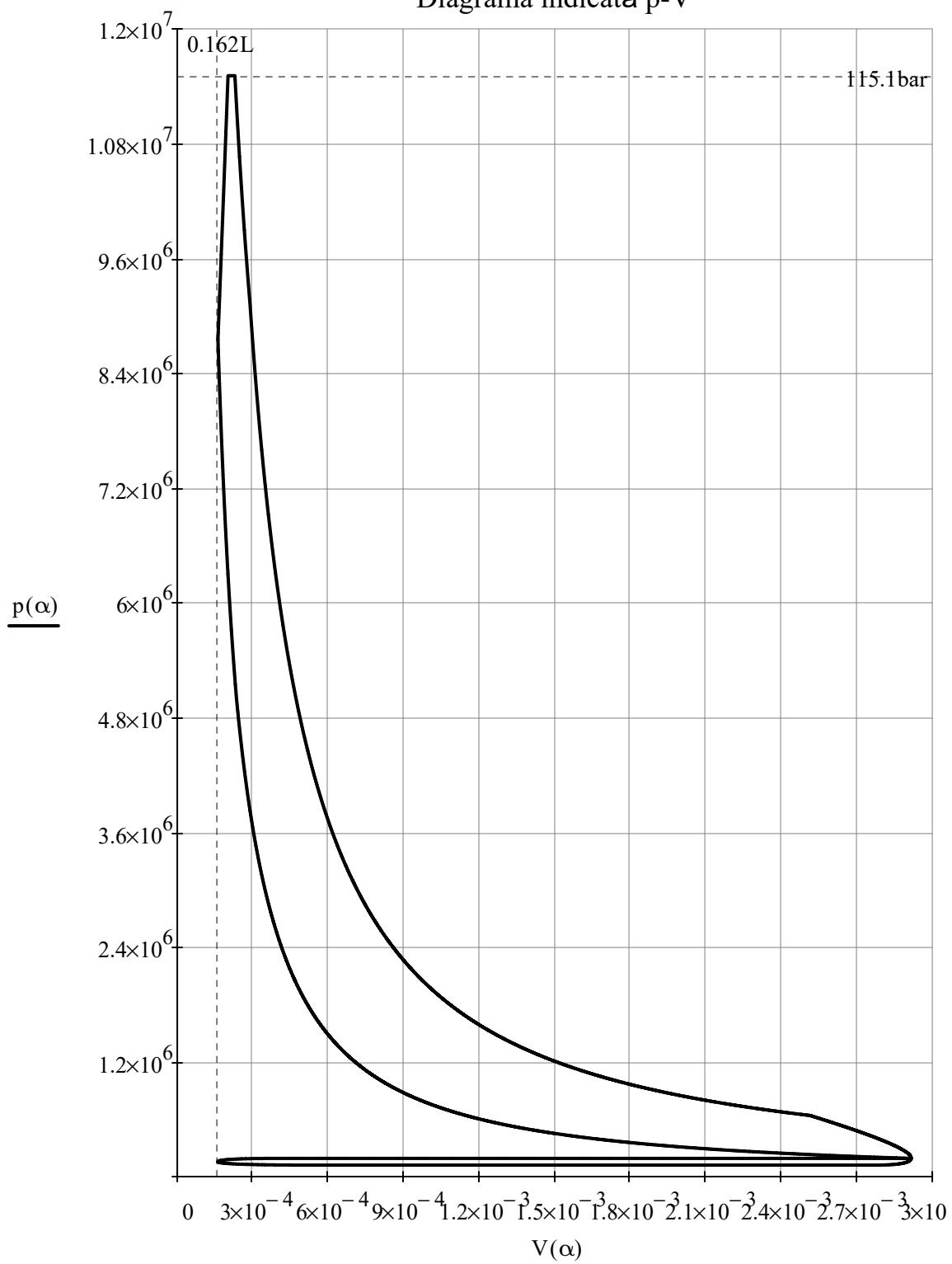


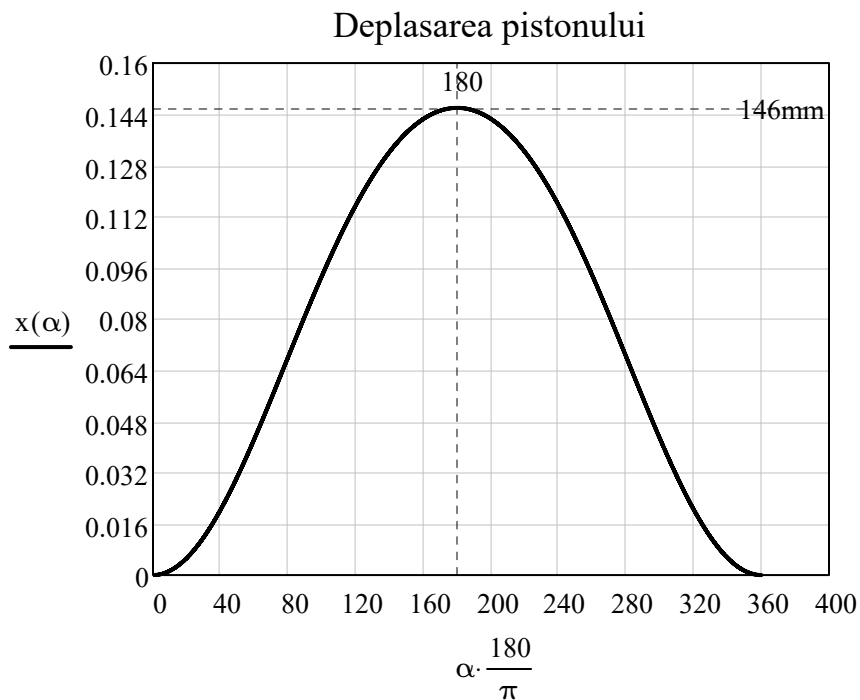
Diagrama indicată p-V



### III.1. Cinematica și dinamica mecanismului bielă manivelă

Legea de deplasare a pistonului se stabilește urmărind variația în timp a poziției axului piciorului bielei față de poziția corespunzătoare a acesteia în punctul mort interior. Legea de deplasare este dată de următoarea relație.

$$\alpha := 0\text{deg}, 0.01\text{deg}.. 360\text{deg} \qquad \omega := n = 251.327 \frac{1}{\text{s}}$$
$$x(\alpha) := 0.5 \cdot S \cdot \left[ (1 - \cos(\alpha)) + \frac{\Lambda}{4} \cdot (1 - \cos(2\alpha)) \right]$$



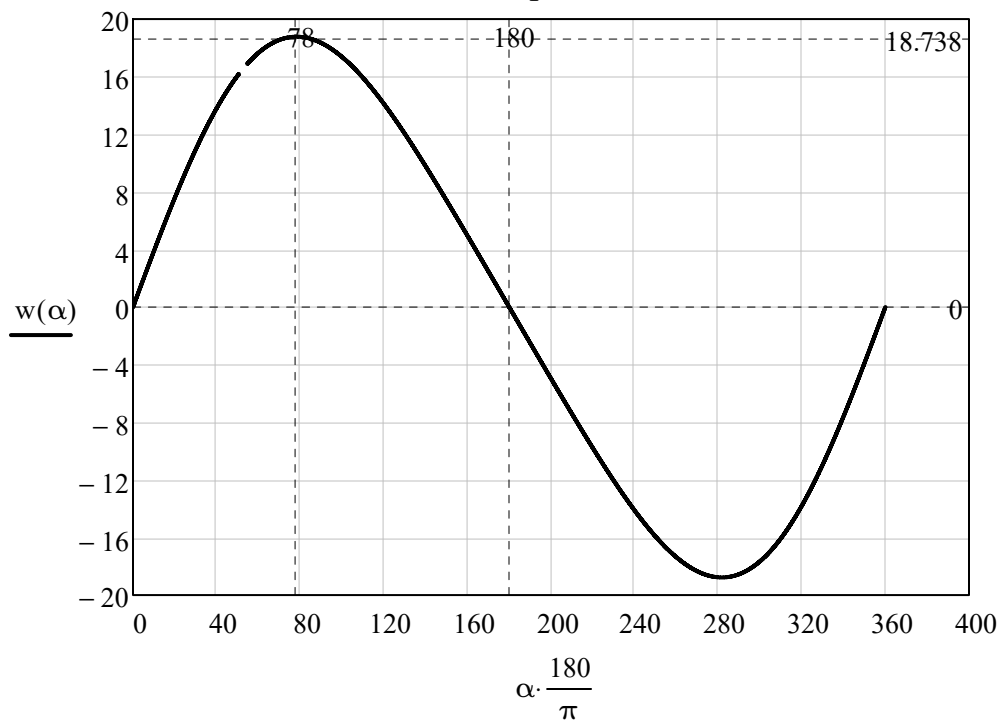
Expresia analitică a vitezei de deplasare a pistonului se obține derivând spațiul în raport cu timpul. Relația finală a vitezei este:

$$w(\alpha) := 0.5 \cdot S \cdot \omega \cdot \sin(\alpha) \cdot (1 + \Lambda \cdot \cos(\alpha))$$

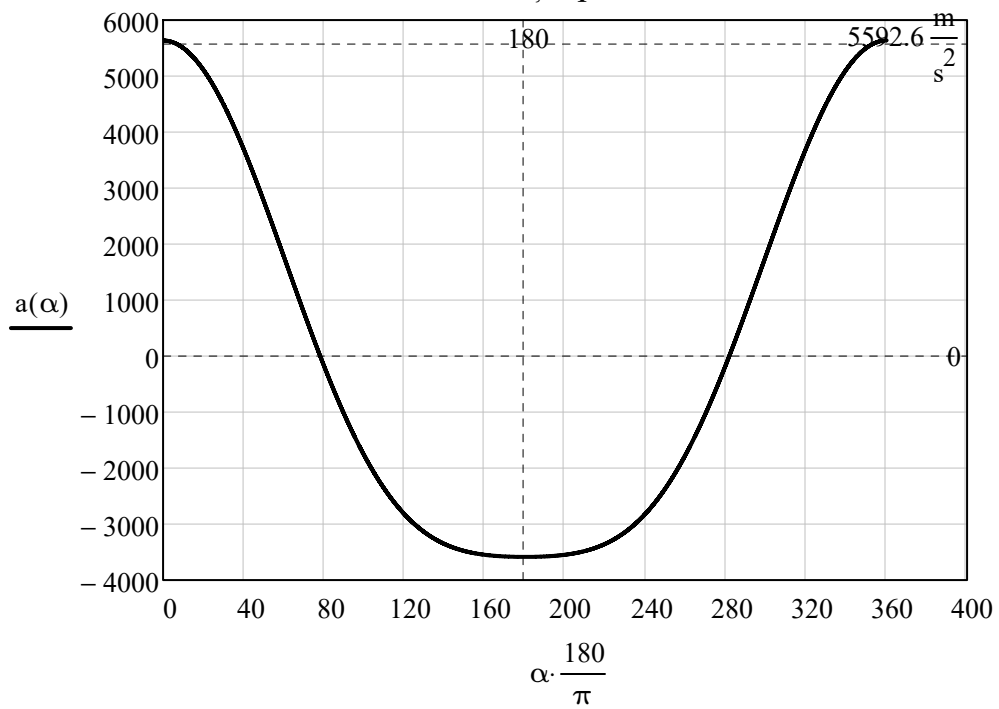
Accelerația pistonului se determină derivând viteza pistonului în raport cu timpul. Relația finală este:

$$a(\alpha) := 0.5 \cdot S \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \Lambda \cdot \cos(2 \cdot \alpha))$$

Viteza pistonului



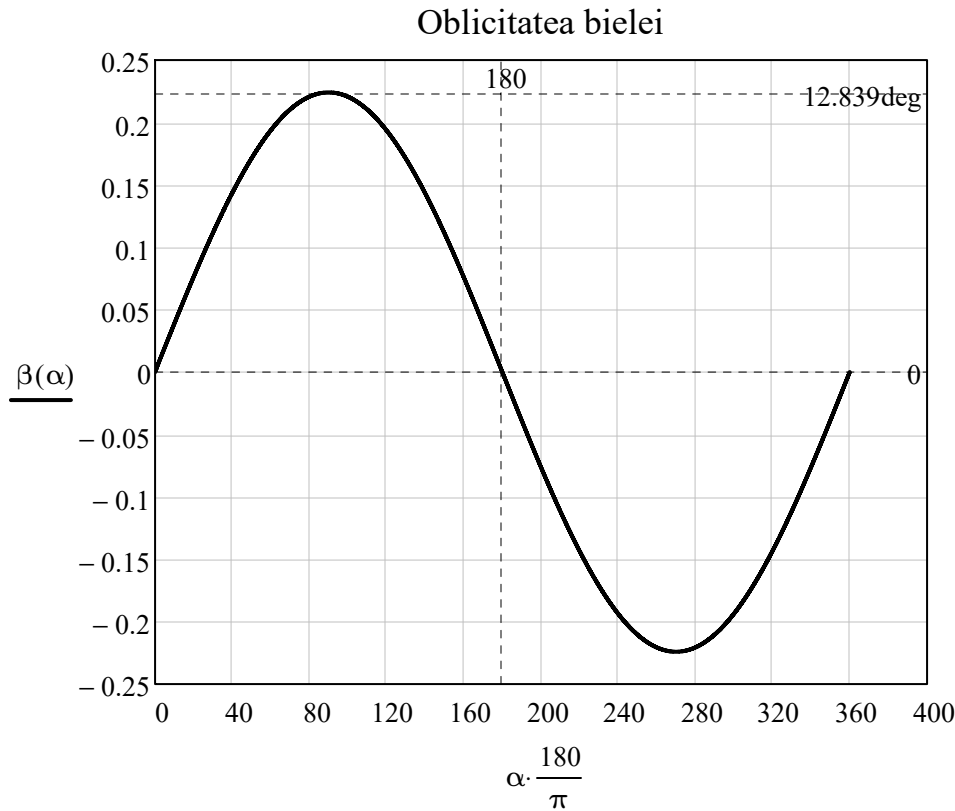
Accelerația pistonului



În ceea ce privește cinematica bielei, trebuie precizat că aceasta execută o mișcare plan complexă care pentru fiecare punct de pe bielă poate fi descompusă într-o mișcare de translație pe o direcție paralelă cu axa de mișcare a pistonului și o mișcare de rotație în jurul punctului P (axa bolțului).

Deplasarea unghiulară a bielei definită prin unghiul de rotație al bielei  $\beta$  față de axa cilindrului în jurul punctului P este data de relația:

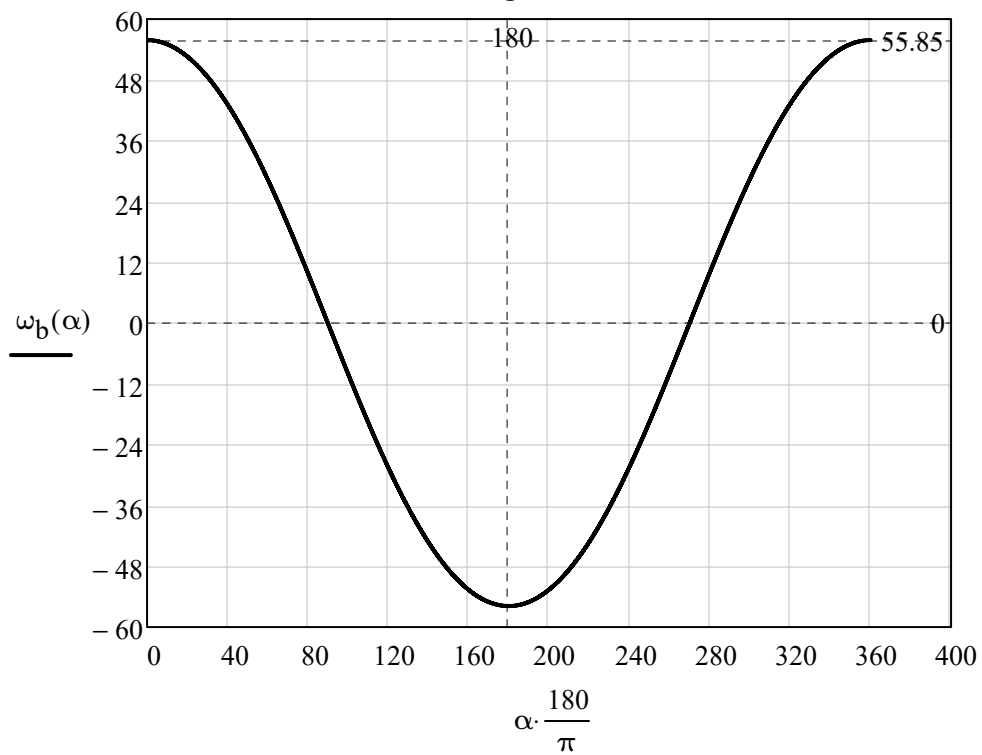
$$\beta(\alpha) := \text{asin}(\Lambda \cdot \sin(\alpha))$$



Expresia analitică a vitezei unghiulare a bielei se determină derivând în raport cu timpul deplasarea unghiulară (oblicitatea):

$$\omega_b(\alpha) := \omega \cdot \Lambda \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\sqrt{1 - \Lambda^2 \cdot \sin(\alpha)^2}}$$

### Viteza unghiulara a bielei

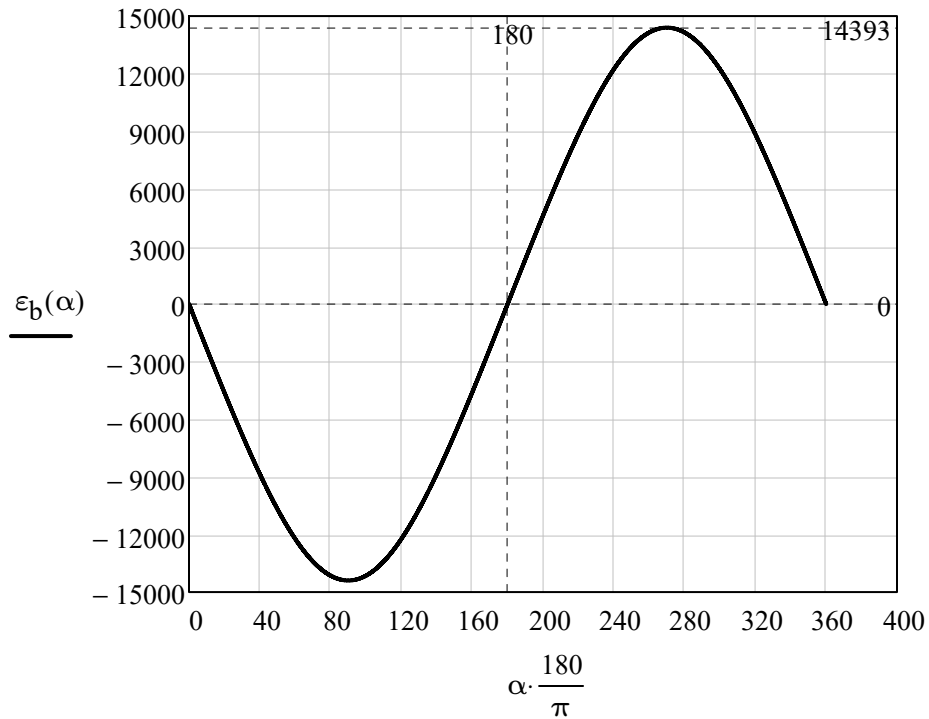


Prin derivarea vitezei unghiulare în raport cu timpul se obține accelerația unghiulară a bielei, adică:

$$\varepsilon_b(\alpha) := \omega^2 \cdot \Lambda \cdot \frac{\sin(\alpha) \cdot (\Lambda^2 - 1)}{(1 - \Lambda^2 \cdot \sin(\alpha)^2)^{\frac{3}{2}}}$$



### Acceleratia unghiulara a bielei

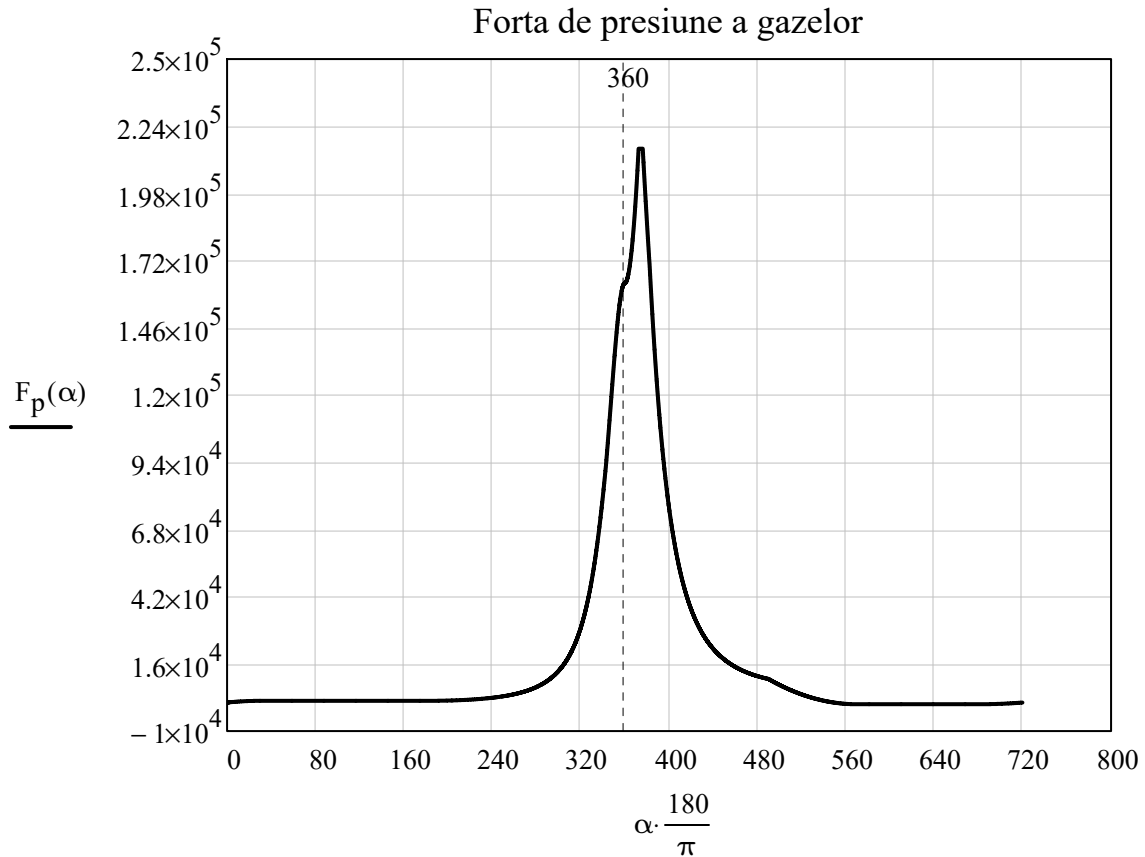


Determinarea forțelor datorate presiunii gazelor se face pe baza diagramei indicate.  
Relația de calcul pentru aceasta forță este:

$$P_{\text{carter}} := 1\text{bar}$$

$$\alpha := 0\text{deg}, 0.01\text{deg}.. 720\text{deg}$$

$$F_p(\alpha) := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (p(\alpha) - p_{\text{carter}})$$



Pentru a calcula forțele de inerție a maselor în mișcare de translație, se estimează, pe baza datelor obținute experimental de pe motoarele existente, masa grupului piston complet echipat, masa bielei, precum și coeficienții de distribuție a masei bielei către masa în mișcare de translație respectiv rotație.

$$m_{gp} := 8 \text{ kg}$$

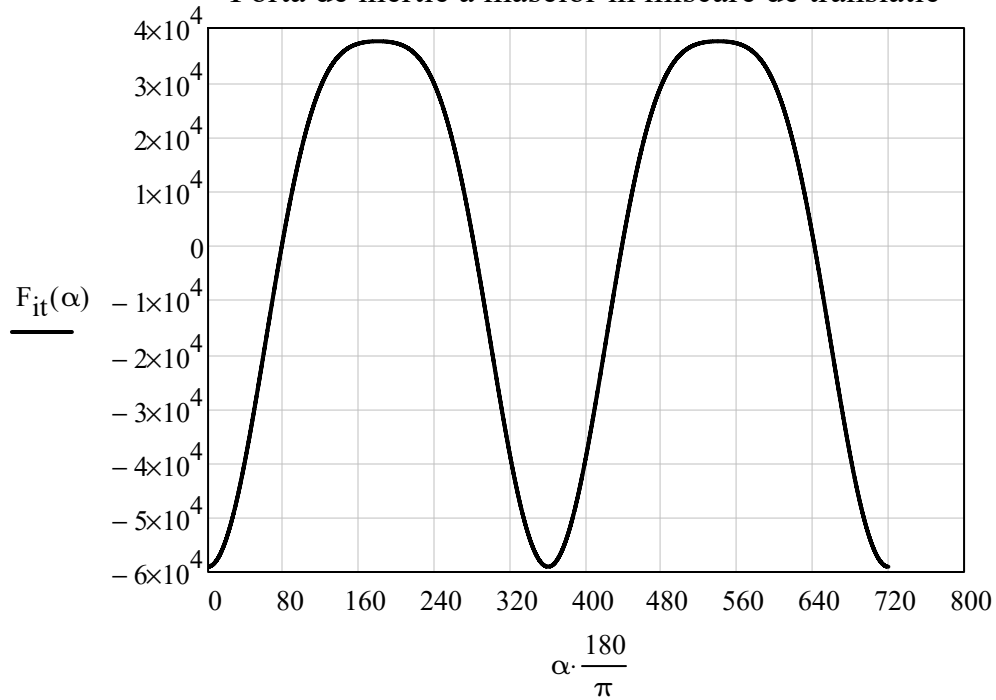
$$m_B := 9 \text{ kg}$$

$$m_{BP} := 0.275 \cdot m_B = 2.475 \text{ kg}$$

$$m_{BM} := 0.775 \cdot m_B = 6.975 \text{ kg}$$

$$F_{it}(\alpha) := -(m_{gp} + m_{BP}) \cdot a(\alpha)$$

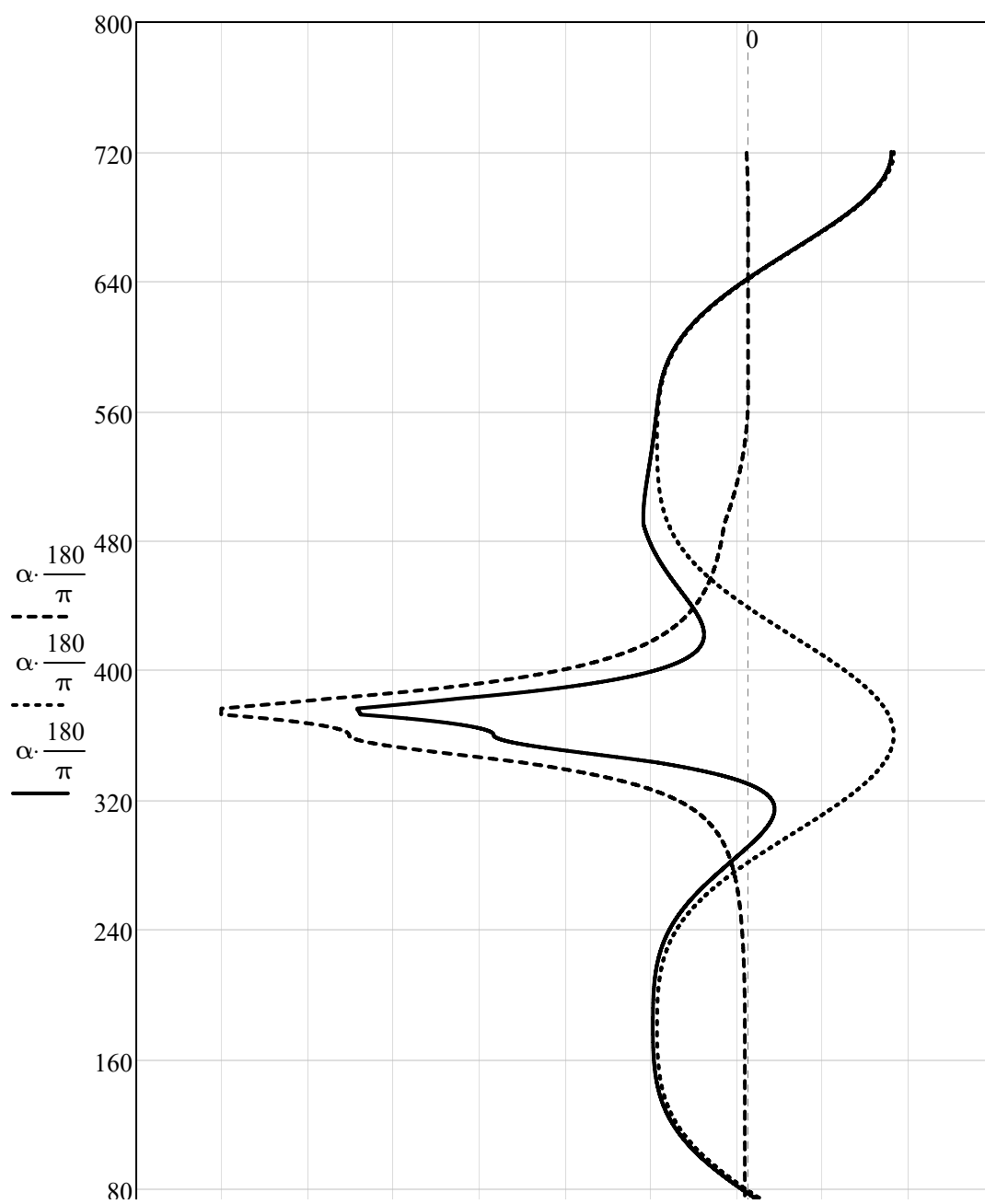
Forța de inerție a maselor în mișcare de translație

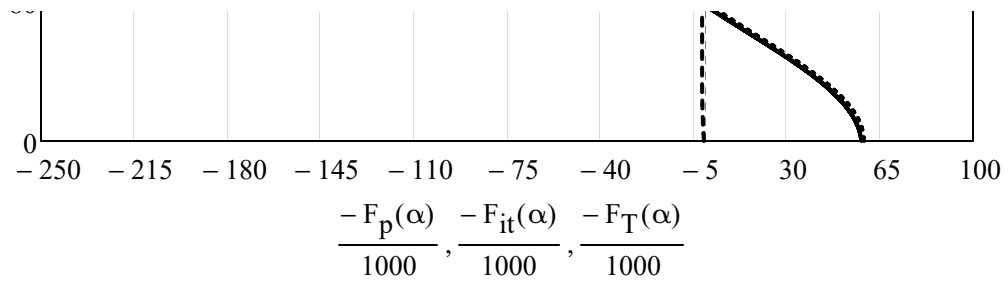


Forțele datorate presiunii gazelor de ardere și de inerție de translație a masei ansamblului piston având aceeași direcție, prin însumarea lor algebrică, dau o rezultantă  $FT$  care se aplică în axa bolțului P și are direcția axei cilindrului.

$$F_T(\alpha) := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (p(\alpha) - p_{\text{carter}}) + -(m_{gp} + m_{BP}) \cdot a(\alpha)$$

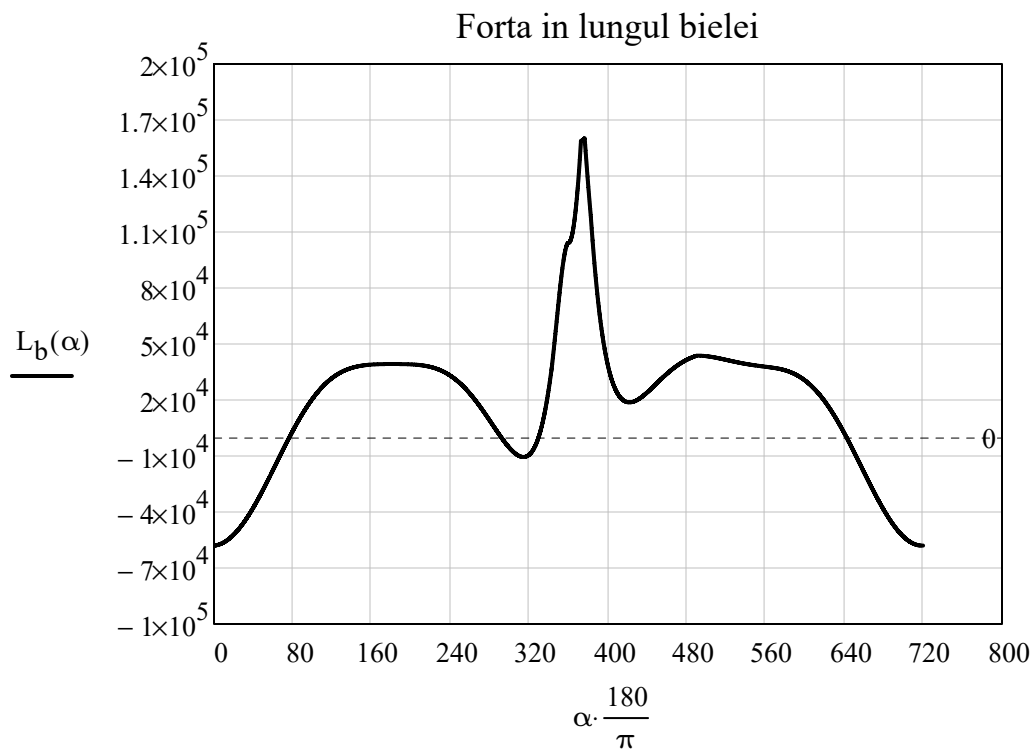
# Forta rezultanta





Forța în lungul bielei este dată de relația:

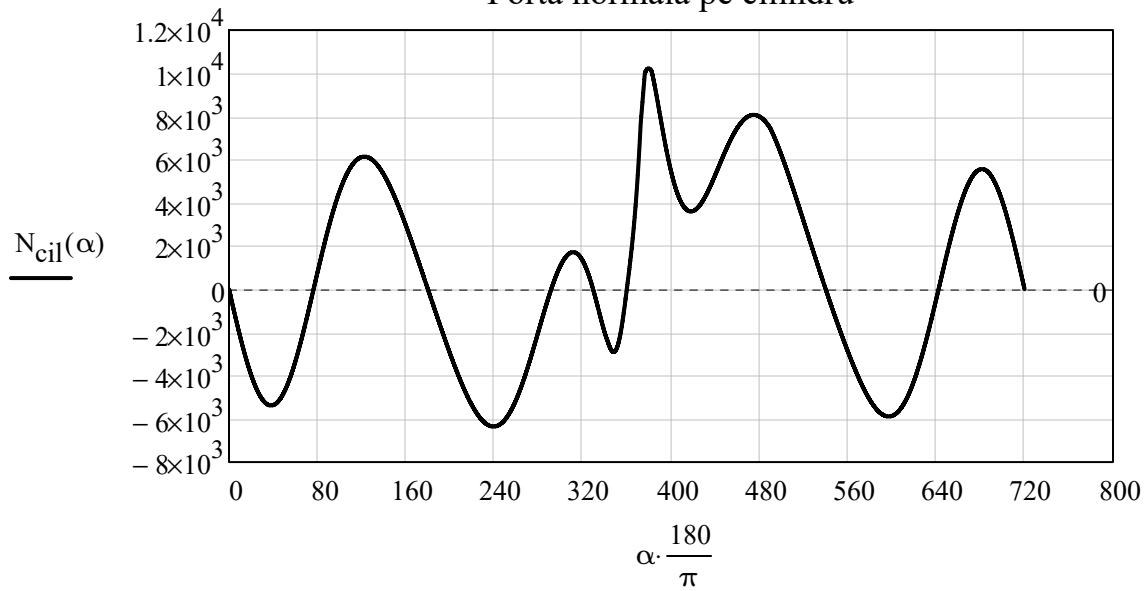
$$L_b(\alpha) := \frac{F_T(\alpha)}{\cos(\beta(\alpha))}$$



Forța ce se transmite cilindrului:

$$N_{cil}(\alpha) := F_T(\alpha) \cdot \tan(\beta(\alpha))$$

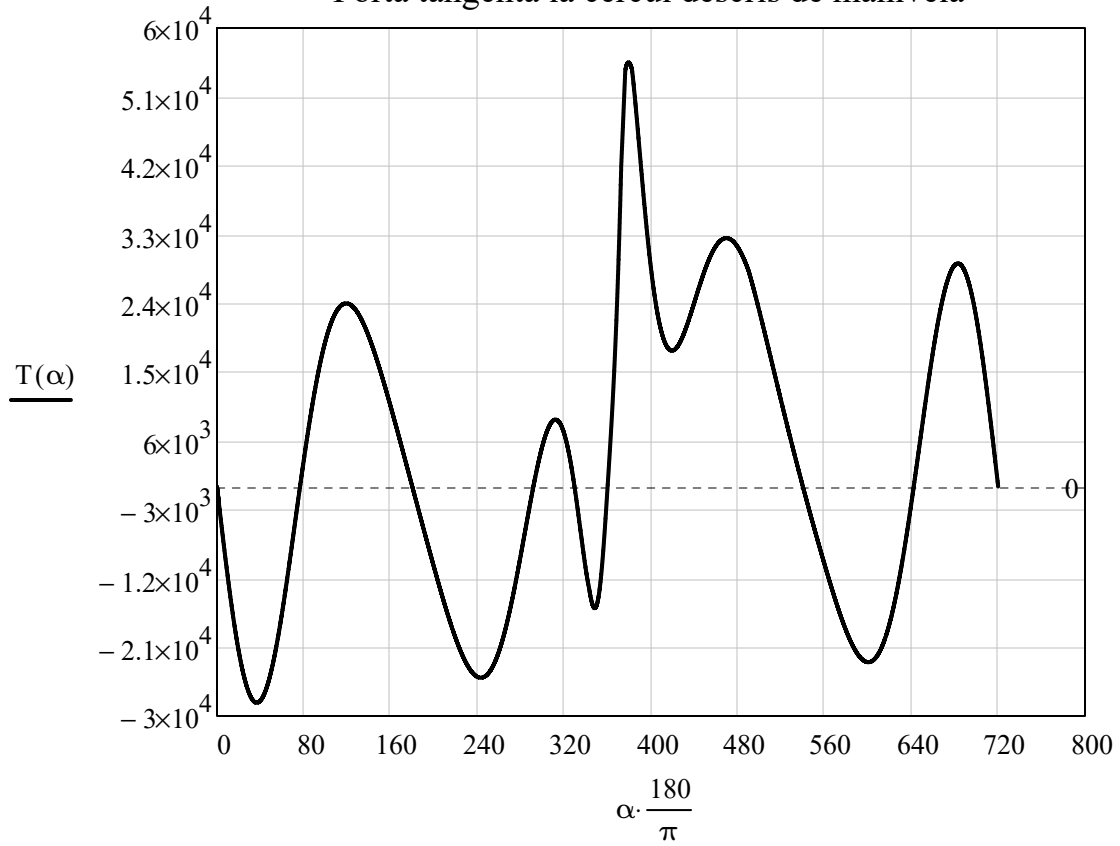
Forța normală pe cilindru



Forța tangentă la cercul descris de manivelă este dată de relația:

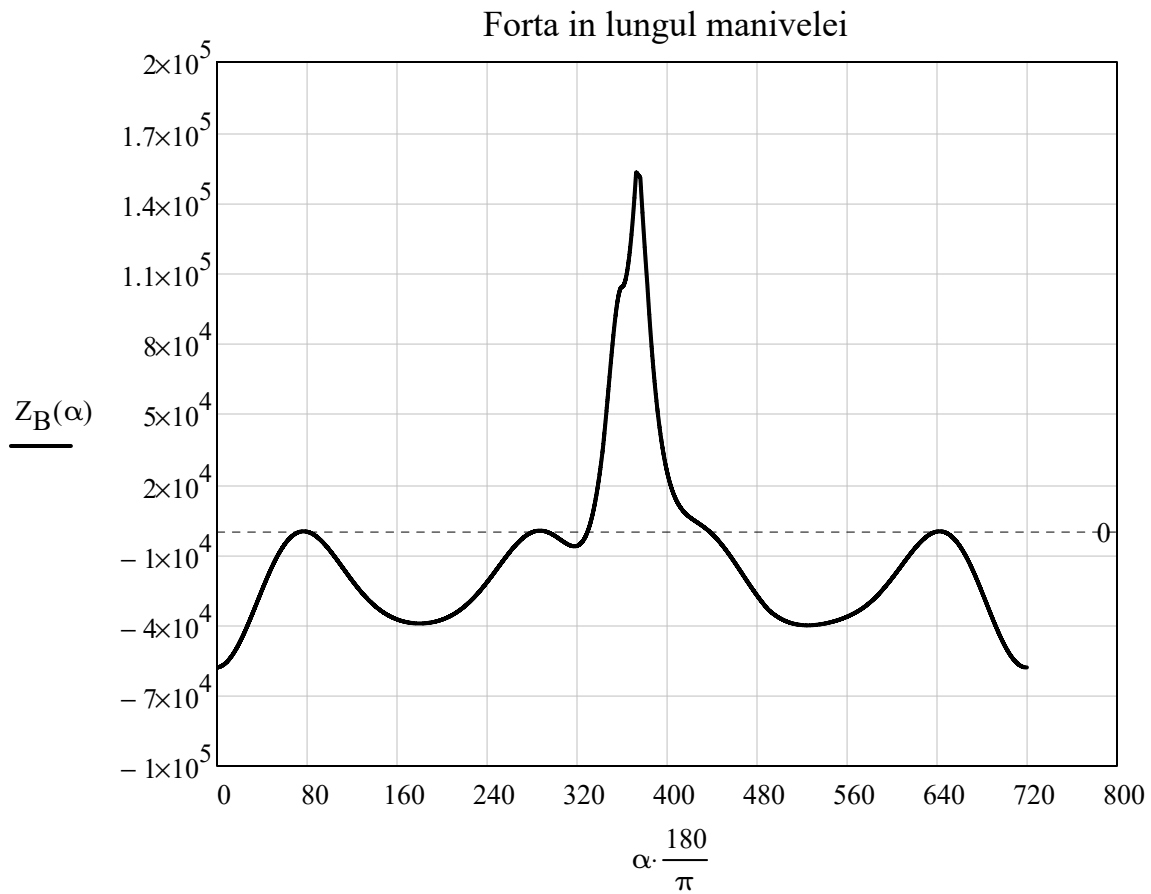
$$T(\alpha) := \frac{\sin(\alpha + \beta(\alpha))}{\cos(\beta(\alpha))} \cdot F_T(\alpha)$$

Forța tangenta la cercul descris de manivela



Forța în lungul manivelei

$$Z_B(\alpha) := F_T(\alpha) \cdot \frac{\cos(\alpha + \beta(\alpha))}{\cos(\beta(\alpha))}$$

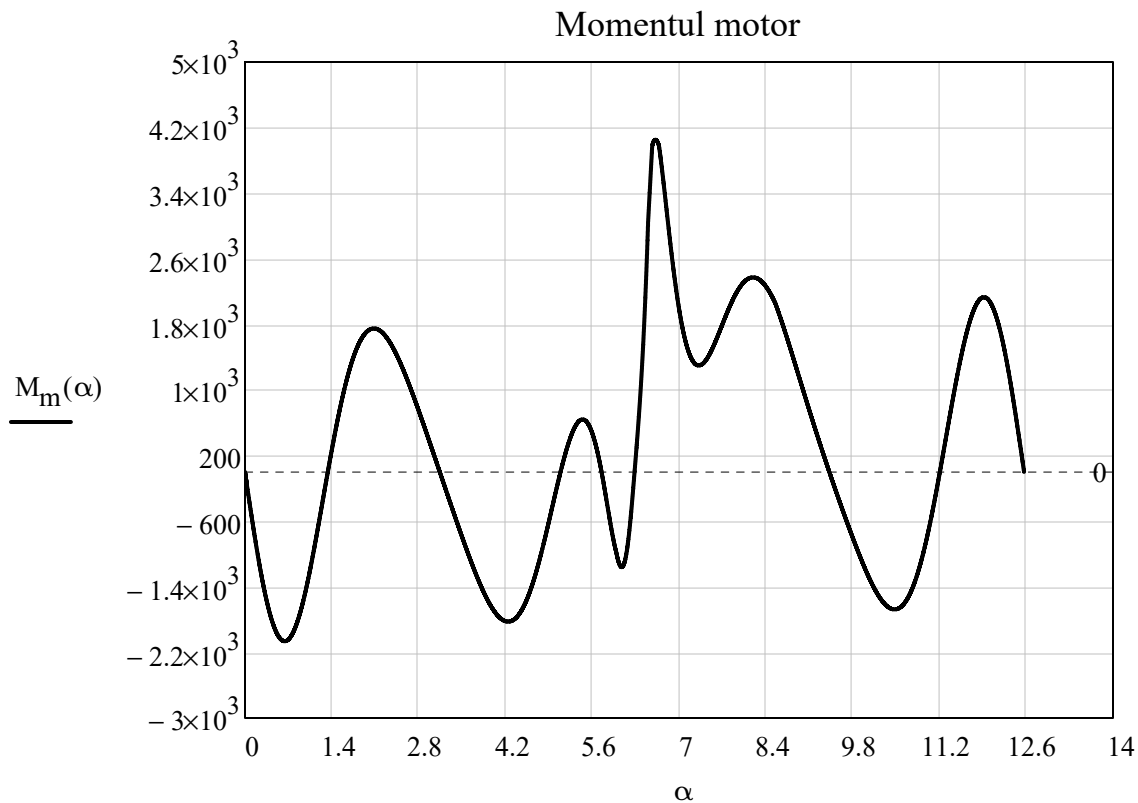


Momentul motor reprezintă momentul cuplului produs la arborele cotit de componenta forței ce acționează în lungul bielei, tangentă la cercul descris de centrul manetonului. Acesta este dat de relația:

$$r := \frac{S}{2} = 73 \cdot \text{mm}$$

$$M_m(\alpha) := T(\alpha) \cdot r$$





Prezintă un interes deosebit momentul motor mediu definit prin cuplul constant care produce același lucru mecanic ca și cuplul motor instantaneu. Se folosește această mărime pentru a determina mai ușor lucrul mecanic produs de momentul motor. Momentul motor mediu se calculează cu relația:

$$\theta := 720\text{deg}$$

$$M_{\text{mmed}} := \frac{1}{\theta} \int_0^{\theta} M_m(\alpha) d\alpha$$

$$M_{\text{mmed}} = 289.708 \text{ J}$$

Pentru a obține momentul motor rezultat pe întreg motorul va trebui să însumăm momentele motoare produse de fiecare cilindru. Pentru a realiza această însumare se fac ipotezele: momentele motoare produse de fiecare cilindru variază identic la toți cilindrii dar sunt decalate cu decalajul unghiular dat de ordinea de aprindere a motorului, iar însumarea se realizează pe intervalul  $\Delta\theta = \theta/i$ .

$$\Delta\theta := \frac{\theta}{i} = 72 \cdot \text{deg}$$

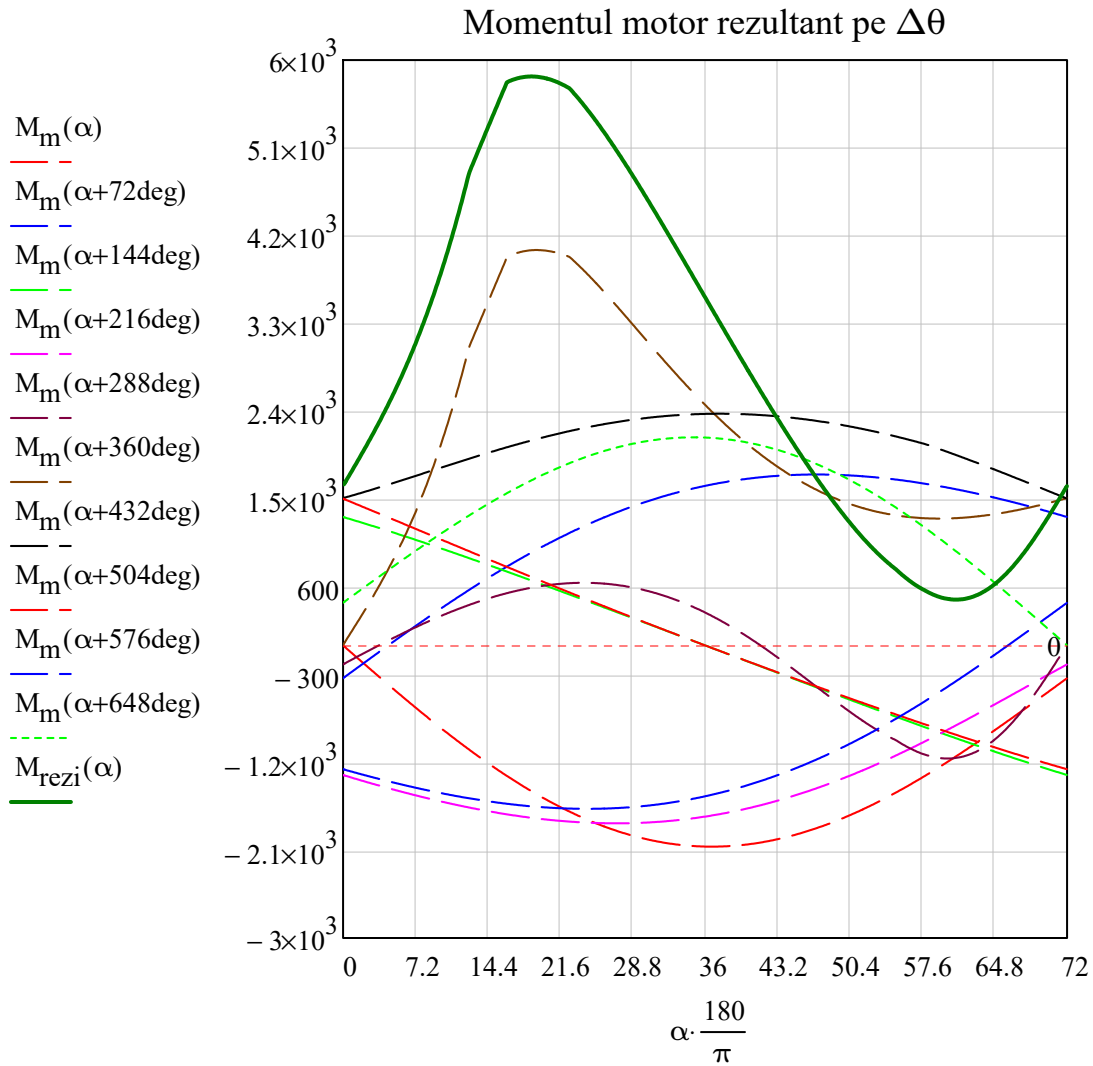
$\alpha := 0\text{deg}, 0.1\text{deg}.. 72\text{deg}$

$M1(\alpha) := M_m(\alpha) + M_m(\alpha + 72\text{deg}) + M_m(\alpha + 144\text{deg}) + M_m(\alpha + 216\text{deg})$

$M2(\alpha) := M_m(\alpha + 288\text{deg}) + M_m(\alpha + 360\text{deg}) + M_m(\alpha + 432\text{deg})$

$M3(\alpha) := M_m(\alpha + 504\text{deg}) + M_m(\alpha + 576\text{deg}) + M_m(\alpha + 648\text{deg})$

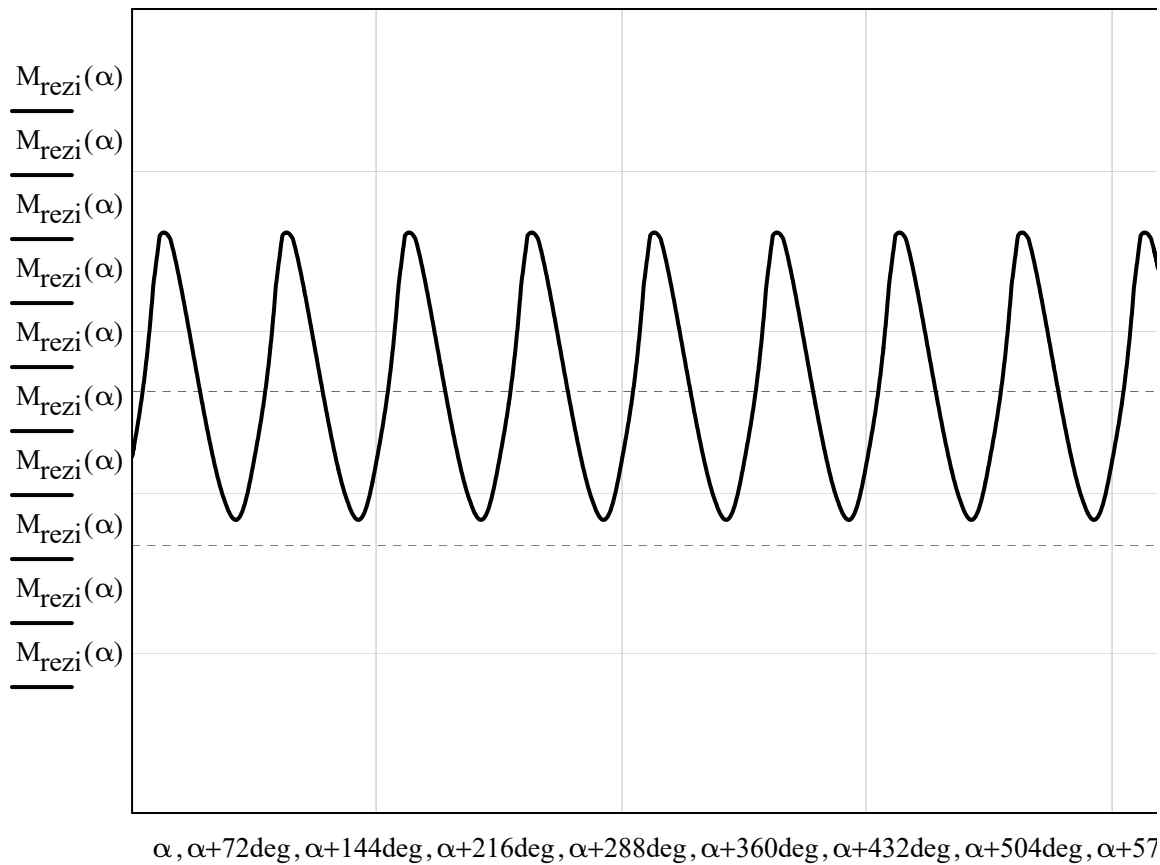
$M_{rezi}(\alpha) := M1(\alpha) + M2(\alpha) + M3(\alpha)$



$$M_{rezm} := \frac{i}{\theta} \int_0^{\Delta\theta} M_{rezi}(\alpha) d\alpha = 2897.046 \text{ J}$$

### III.2. Calculul volantului

Pentru a face calculul volantului avem nevoie de anumite date privind uniformitatea mișcării arborelui cotit. Mișcarea de rotație a arborelui cotit este provocată de momentul motor care variază după cum s-a prezentat cu perioada de 72 deg. Se prezintă în următorul grafic variația momentului motor pentru motorul în cauză.



$$M_{mmax} := 5827.7 \cdot J$$

$$M_{mmin} := 468.11J$$

$$M_{rezm} = 2.897 \times 10^3 J$$

Coefficientul de neuniformitate al momentului motor este:

$$\mu := \frac{M_{mmax} - M_{mmin}}{M_{rezm}} = 1.85$$

Momentul de inerție al volantului se determină din condiția de a asigura o anumită valoare pentru variațiile de viteză la arborele cotit. Pentru aceasta se stabilește o legătură între variațiile de viteză, momentul de inerție al maselor în mișcare de rotație și mărimea variației momentului motor.

Folosind evoluția momentului motor prezentată în figura anterioară, se calculează surplusul de energie dat de motor, față de momentul rezultant mediu, care în ipoteza ca motorul funcționează stabil, egalează momentul rezistent. Acest surplus de energie, creează o creștere de viteză unghiulară la nivelul arborelui cotit.

$$\Delta E := \int_{6.296\text{deg}}^{40\text{deg}} M_{\text{rezi}}(\alpha) d\alpha - M_{\text{rezm}} \cdot (40\text{deg} - 6.296\text{deg}) = 1.016 \times 10^3 \text{ J}$$

Pentru un anumit grad de neregularitate al vitezei unghiulare al arborelui cotit ales din literatura de specialitate, se calculează momentul de inerție al pieselor în mișcare de rotație necesar pentru a îndeplini acest grad.

$$\delta_{\omega} := \frac{1}{150}$$

$$I_{\text{total}} := \frac{\Delta E}{n^2 \cdot \delta_{\omega}} = 2.412 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Momentul de inerție al volantului se determină observând că el reprezintă pentru motoarele ce echipază autovehiculele grele, undeva la 75% din momentul de inerție al tuturor pieselor.

$$I_{\text{volant}} := 0.75 \cdot I_{\text{total}} = 1.809 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Volantul se confecționează din fontă cu densitatea precizată, iar dimensiunile se aleg pe baza datelor statistice din literatura de specialitate, cu condiția să îndeplinească anumite criterii: diametrul exterior al coroanei periferice sa fie în limitele 275...525 mm, raportul dintre lățimea  $b$  și grosimea radială  $h$  a coroanei periferice variază între 0,6...2,2. Viteza periferică nu trebuie să depășească 65 m/s pentru fontă.

$$\rho := 7282 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad \text{- densitatea fontei}$$

$$h := 50\text{mm} \quad \text{- grosimea radială}$$

$$r_1 := 200\text{mm} \quad \text{- raza interioară}$$

$$r_2 := r_1 + h \quad \text{- raza exterioră}$$

$$r_m := \frac{r_1 + r_2}{2} \quad \text{- raza medie}$$

$$v := n \cdot (r_1 + h) = 62.832 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{- viteza periferică}$$

$$b := \frac{I_{\text{volant}}}{2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot h \cdot r_m^3} = 69.418 \cdot \text{mm} \quad \text{- lățimea volantului}$$

$$M_{\text{volant}} := 2 \cdot \pi \cdot \rho \cdot r_m \cdot b \cdot h = 35.732 \text{ kg} \quad \text{- masa volantului}$$

#### IV. Studiul privind echilibrarea motorului

Având în vedere că motorul în cauză este un motor cu cilindrii dispuși în V, se va aborda studiul privind echilibrul acestuia, considerând motorul ca fiind compus din două motoare cu cilindrii în linie.

În această situație, toate armonicile care dădeau rezultantă pentru motorul cu cilindrii dispuși în linie vor da rezultantă și pentru motorul cu cilindrii în V. Armonicile care dădeau rezultantă nulă pentru motorul cu cilindrii în linie vor da rezultantă nulă și pentru motorul cu cilindrii în V. Armonicile care dau moment de galop la motorul cu cilindrii în linie vor da moment de galop și la motorul cu cilindrii în V.

Mărima și modul de variație a rezultantei depinde de valoarea unghiului V-ului, care se alege din condiția de a se asigura uniformitatea aprinderii și pentru motorul în cauză este de 72deg.

Pentru a ușura studiul echilibrului se va considera motorul format din 5 grupuri de 2 cilindrii dispuși în V. Această modalitate de studiu permite determinare forței rezultante pentru un grup de 2 cilindrii în V.

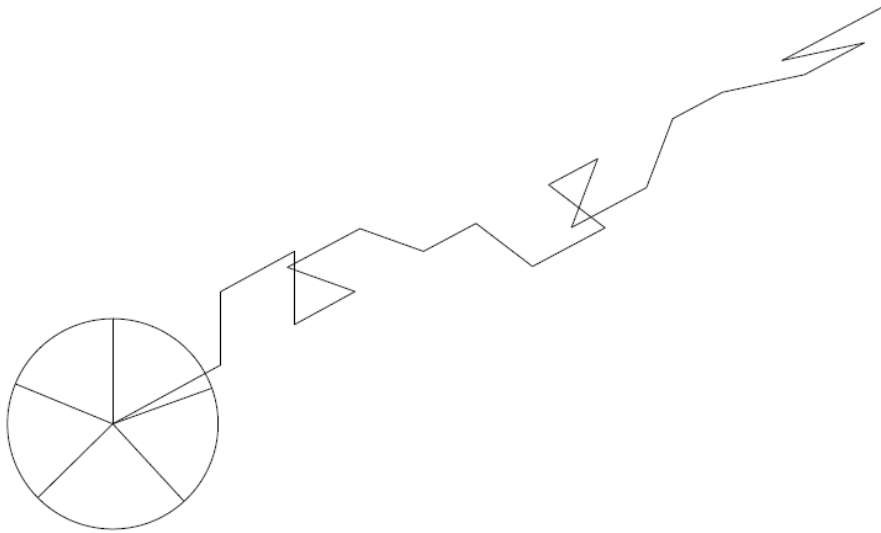
Conform teoremei generale privind rezultanta *fit* a unui grup de 2 cilindrii în V, rezultanta forțelor de inerție a maselor în mișcare de translație este un vector de mărime variabilă poziționat în axa de rotație a arborelui cotit și a cărei extremitate descrie o elipsă ale cărei axe sunt bisectoarele interioare și exterioare ale unghiului V-ului.

În anumite situații particulare această elipsă poate degenera în forme mai simple precum:

- un cerc, când rangul armonicii îndeplinește condiția  $p = (2 \cdot k + 1) \cdot \pi / \gamma + 1$
- un vector orizontal, dacă rangul armonicii este  $p = (2 \cdot k + 1) \cdot \pi / \gamma$
- un vector vertical dacă rangul armonicii este  $p = 2 \cdot k \cdot \pi / \gamma$

Pentru motorul în cauză, ținând cont că unghiul V-ului este  $\gamma = 72 \text{ deg}$ , elipsa nu degenerază într-o formă mai simplă pentru niciun rang care să prezinte importanță.

Se alege un arbore cotit de la un motor cu 5 cilindri în linie în 4 timpi cu ordinea de aprindere 1-2-7-8-9-10-3-4-5-6.



Pentru arborele cotiti ales, trebuie precizat că rezultanta forțelor de inerție a maselor în mișcare de rotație este 0 deoarece arborele respectă condiția de a asigura uniformitatea aprinderilor. Chiar dacă rezultanta  $F_{iR}$  este nulă, pentru că arborele nu are plan de simetrie, forțele de inerție a maselor în mișcare de rotație vor da un moment al forțelor de inerție. Pentru a calcula acest moment este necesar să calculăm în primul rând forța de inerție a maselor în mișcare de rotație pentru un cilindru. Pentru asta trebuie ales pe baze statistice masa aflată în mișcare de rotație. Masa aflată în mișcare de rotație se calculează însumând masa unui fus maneton, cu de 2 ori masa redusă a unui braț și de 2 ori masa bielei aferentă mișcării de

$$m_R := 20\text{kg}$$

$$F_{iR} := -m_R \cdot r \cdot n^2 = -92.222 \cdot \text{kN}$$

Pentru calculul momentului  $MR$  se descompun forțele  $F_{iR}$ , egale și în fază cu manivelele, după direcțiile Y în planu cilindrilor, și X, în planul perpendicular, cu sensurile alese convenabil. Cu sensul de rotație de la stânga la dreapta rezultă că motorul va avea:

$$\theta_{12} := 0\text{deg}$$

$$\theta_{56} := 144\text{deg}$$

$$\theta_{910} := 72\text{deg}$$

$$\theta_{34} := 288\text{deg}$$

$$\theta_{78} := 216\text{deg}$$

$$\begin{aligned}
Y_{R12} &:= F_{iR} \cdot \cos(\theta_{12}) = -92.222 \cdot \text{kN} & X_{R12} &:= \sin(\theta_{12}) \cdot F_{iR} = 0 \cdot \text{kN} \\
Y_{R34} &:= F_{iR} \cdot \cos(\theta_{34}) = -28.498 \cdot \text{kN} & X_{R34} &:= F_{iR} \cdot \sin(\theta_{34}) = 87.708 \cdot \text{kN} \\
Y_{R56} &:= F_{iR} \cdot \cos(\theta_{56}) = 74.609 \cdot \text{kN} & X_{R56} &:= F_{iR} \cdot \sin(\theta_{56}) = -54.206 \cdot \text{kN} \\
Y_{R78} &:= F_{iR} \cdot \cos(\theta_{78}) = 74.609 \cdot \text{kN} & X_{R78} &:= F_{iR} \cdot \sin(\theta_{78}) = 54.206 \cdot \text{kN} \\
Y_{R910} &:= F_{iR} \cdot \cos(\theta_{910}) = -28.498 \cdot \text{kN} & X_{R910} &:= F_{iR} \cdot \sin(\theta_{910}) = -87.708 \cdot \text{kN}
\end{aligned}$$

Pentru a calcula momentul se alege pe baze statistice dimensiunea  $a$  reprezentând distanța dintre planurile mediane a două fusuri maneton consecutive. Față de un punct ales arbitrar la distanța  $a$  față de capătul arborelui se scriu ecuațiile pentru momentul de galop  $MR_g$  și momentul de șerpuire  $MR_s$ .

$$a := 201.5 \text{ mm}$$

$$a_{12} := 5 \cdot a$$

$$a_{56} := 3a$$

$$a_{910} := a$$

$$a_{34} := 4a$$

$$a_{78} := 2a$$

$$M_{Rg} := Y_{R12} \cdot a_{12} + Y_{R34} \cdot a_{34} + Y_{R56} \cdot a_{56} + Y_{R78} \cdot a_{78} + Y_{R910} \cdot a_{910}$$

$$M_{Rg} = -46.457 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$M_{Rs} := X_{R12} \cdot a_{12} + X_{R34} \cdot a_{34} + X_{R56} \cdot a_{56} + X_{R78} \cdot a_{78} + X_{R910} \cdot a_{910}$$

$$M_{Rs} = 42.097 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Momentul rezultat este dat de cele două momente compuse:

$$M_R := \sqrt{M_{Rg}^2 + M_{Rs}^2}$$

$$M_R = 62.693 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Planul în care acționează acest moment este dat de unghiul  $\theta_R$ , care se calculează astfel:

$$\theta_R := \text{atan}\left(\frac{M_{Rs}}{M_{Rg}}\right) = -42.181 \cdot \text{deg}$$

Motorul va avea pe linia din stânga cilindrii cu indicii 1, 3, 5, 7 și 9, iar pe linia din dreapta cilindrii cu indicii 2, 4, 6, 8 și 10.

În prima etapă a echilibrării vom considera motorul ca fiind obținut prin unirea a 2 motoare cu 5 cilindrii în linie acționate de un arbore cotit pentru un motor cu 4 cilindrii în linie în 2 timpi. Conform teoremei generale, la acest motor se vor păstra numai armonicile multiplu de numărul de cilindrii (5). Aceste armonici dau rezultante de 5 ori mai mari decât forța de inerție a unui cilindru. Prin urmare, la acest motor vor da rezultante armonicile de ordin 5, 10, 15..., dar armonica de ordinul 5 este 0, ea practic nu există, și valorile armonicilor de ordin 10, 15,... sunt foarte mici și se pot neglija.

$$R_{Ist} := 0N$$

$$R_{IIst} := 0N$$

$$R_{IVst} := 0N$$

$$R_{Idr} := 0N$$

$$R_{II dr} := 0N$$

$$R_{IV dr} := 0N$$

Deși rezultanta armonicilor de ordinul I pe întreg motorul e nulă, ea va da naștere unui moment de șerpuire care va trepida motorul.

$$m_T := m_{gp} + m_{BP} = 10.475 \text{ kg} \quad \text{- masa în mișcare de translație}$$

Momentul dat de armonica de ordinul I se calculează la fel ca și momentul dat de forța de inerție a maselor în mișcare de rotație, pentru ca armonica de ordinul I este în fază cu manivela.

Armonica de ordinul I a forței de inerție a maselor în mișcare de translație se calculează cu relația:

$$f_I := m_T \cdot r \cdot \omega^2 = 48.301 \cdot \text{kN}$$

Se descompun armonicile de ordinul I pentru fiecare linie de cilindrii în parte, și se calculează momentul de galop, respective de șerpuire pentru această armonică. În final se calculează momentul rezultat.

$$X_{I12} := f_I \cdot \sin(\theta_{12}) = 0N$$

$$Y_{I12} := f_I \cdot \cos(\theta_{12}) = 4.83 \times 10^4 N$$

$$X_{I34} := f_I \cdot \sin(\theta_{34}) = -45.937 \cdot \text{kN}$$

$$Y_{I34} := f_I \cdot \cos(\theta_{34}) = 14.926 \cdot \text{kN}$$

$$X_{I56} := f_I \cdot \sin(\theta_{56}) = 28.391 \cdot \text{kN}$$

$$Y_{I56} := f_I \cdot \cos(\theta_{56}) = -39.076 \cdot \text{kN}$$

$$X_{I78} := f_I \cdot \sin(\theta_{78}) = -28.391 \cdot \text{kN}$$

$$Y_{I78} := f_I \cdot \cos(\theta_{78}) = -39.076 \cdot \text{kN}$$

$$X_{I910} := f_I \cdot \sin(\theta_{910}) = 45.937 \cdot \text{kN}$$

$$Y_{I910} := f_I \cdot \cos(\theta_{910}) = 14.926 \cdot \text{kN}$$

$$M_{Ig} := Y_{I12} \cdot a_{12} + Y_{I34} \cdot a_{34} + Y_{I56} \cdot a_{56} + Y_{I78} \cdot a_{78} + Y_{I910} \cdot a_{910}$$

$$M_{Ig} = 24.332 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$



$$M_{I_s} := X_{I12} \cdot a_{12} + X_{I34} \cdot a_{34} + X_{I56} \cdot a_{56} + X_{I78} \cdot a_{78} + X_{I910} \cdot a_{910}$$

$$M_{I_s} = -22.048 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

$$\theta_I := \text{atan} \left( \frac{M_{I_s}}{M_{I_g}} \right) = -42.181 \cdot \text{deg}$$

Momentul rezultat este dat de cele două momente compuse:

$$M_I := \sqrt{M_{I_g}^2 + M_{I_s}^2}$$

$$M_I = 32.835 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Momentul rezultat final:

$$M_{\text{rez}} := M_R + M_I = 95.528 \cdot \text{kN} \cdot \text{m}$$

Se observă cu ușurință ca planul forțelor echivalente pentru momentul rezultat dat de armonica de ordinul I coincide cu planul dat de forțele de inerție a maselor în mișcare de rotație. Acest lucru se explică simplu prin faptul că armonica de ordinul I este în fază cu manivela ceea ce înseamnă că și momentul dat de ea este în fază cu momentul dat de forțele de inerție a maselor în mișcare de rotație.

Motorul se echilibrează folosind 2 mase de echilibrare în planul forțelor echivalente la capetele arborelui cotit, iara masa lor se calculează din condiția ca acestea să dea un momen egal și de sens opus momentului rezultat dat de forțele de inerție a maselor în mișcare de rotație și de armonica de ordinul I. Alegem raza centrului de greutate a contragreutăților și determinăm masa necesară.

$$\rho_{\text{cg}} := 200 \text{ mm}$$

$$b_{\text{cg}} := 5 \cdot a = 1007.5 \cdot \text{mm} \quad - \text{distanța dintre contragreutăți}$$

$$m_{\text{cg}} := \frac{M_{\text{rez}}}{b_{\text{cg}} \cdot \rho_{\text{cg}} \cdot \omega^2} = 7.505 \text{ kg}$$



## V.1. Calculul pistonului. Dimensionarea pistonului

Pistonul se schițează inițial în raport cu soluția constructivă aleasă. Din literatura de specialitate, se alege pe baza datelor statistice în funcție de valoarea alezajului următoarele dimensiuni:

$$L_p := 1.2 \cdot D = 186 \text{ mm} \quad - \text{lungimea pistonului}$$

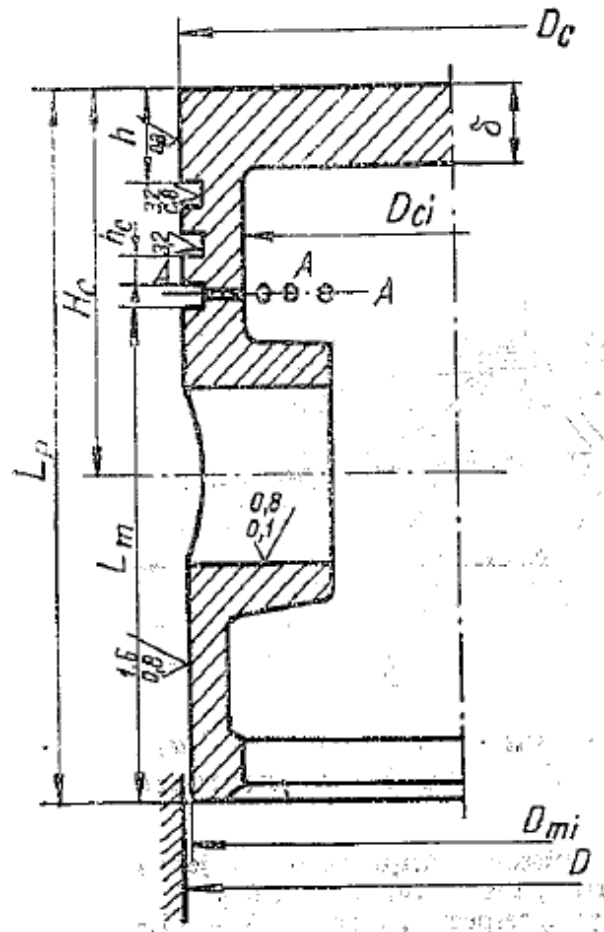
$$L_M := 1 \cdot D = 155 \text{ mm} \quad - \text{lungimea mantalei}$$

$$H_c := 0.7 \cdot D = 109 \text{ mm} \quad - \text{distanța de la suprafața superioară a capului pistonului la axa umerilor}$$

$$h_1 := 0.09 \cdot D = 14 \text{ mm} \quad - \text{distanța de protecție a primului segment}$$

$$h_c := 0.04 \cdot D = 6 \text{ mm} \quad - \text{grosimea flancului}$$

$$\delta := 0.17 \cdot D = 26 \text{ mm} \quad - \text{grosimea capului}$$



Calculul pistonului constă în verificarea jocurilor și a solicitărilor mecanice și termice. Pentru verificare jocurilor de montaj se pornește de la faptul că jocul funcțional este definit ca diferența dintre diametrul dilatat al cilindrului și diametrul dilatat al pistonului în orice plan transversal perpendicular pe axa pistonului. Astfel, se determină valoarea diametrului pistonului în funcție de diametrul cilindrului, temperatura cilindrului, temperatura pistonului, coeficientul de dilatare al cilindrului, coeficientul de dilatare al pistonului și jocul impus. Pentru a realiza calculul se aleg mărimile precizate din literatura de specialitate în ipoteza că pistonul se confecționează din fontă, cilindrul se confecționează din fontă.

$D := 155\text{mm}$  - diametrul cilindrului  
 $T_{\text{cil}} := 385\text{K}$  - temperatura cilindrului  
 $T_{\text{cp}} := 570\text{K}$  - temperatura capului pistonului  
 $T_{\text{mp}} := 380\text{K}$  - temperatura mantalei pistonului

$\alpha_{\text{fonta}} := 10.7 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{\text{K}}$  - coeficientul de dilatare al cilindrului (fonta)

$\alpha_{\text{p}} := 10.7 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{\text{K}}$  - coeficientul de dilatare al pistonului (fontă)

$\Delta_{\text{cp}} := 0.003 \cdot D = 0.465 \cdot \text{mm}$  - jocul la cald pentru capul pistonului

$\Delta_{\text{mp}} := 0.0006 \cdot D = 0.093 \cdot \text{mm}$  - jocul la cald pentru mantaua pistonului

$$D_{\text{cp}} := \frac{D \cdot [1 + \alpha_{\text{fonta}} \cdot (T_{\text{cil}} - T_0)] - \Delta_{\text{cp}}}{1 + \alpha_{\text{p}} \cdot (T_{\text{cp}} - T_0)}$$

$D_{\text{cp}} = 154.23 \cdot \text{mm}$  - diametrul capului pistonului

$$D_{\text{mp}} := \frac{D \cdot [1 + \alpha_{\text{fonta}} \cdot (T_{\text{cil}} - T_0)] - \Delta_{\text{mp}}}{1 + \alpha_{\text{p}} \cdot (T_{\text{mp}} - T_0)}$$

$D_{\text{mp}} = 154.92 \cdot \text{mm}$  - diametrul mantalei pistonului

## V.2. Calculul pistonului. Determinarea solicitărilor mecanice

În ceea ce privește solicitările mecanice, capul pistonului este solicitat de forța de presiune a gazelor. Pentru a determina solicitările se consideră capul pistonului o placă circulară de grosime constantă  $\delta$  și diametru  $D_{\text{ci}}$ , încărcată uniform cu presiunea maximă pe ciclu. Astfel, în placa apar tensiuni radiale și tangențiale care au valori maxime în zona de îmbinare cu regiunea portsegmenti. Aceste tensiuni se calculează cu relațiile:

$D_{ci} := 70\text{mm}$  - diametrul interior al cilindrului

$p_{\max} := p_y = 115.103 \cdot \text{bar}$  - presiunea maximă

$\mu := 0.26$  - coeficientul lui Poisson

$$\sigma_{rm} := \frac{3}{4} \cdot (p_{\max} - p_{\text{carter}}) \cdot \left( \frac{D_{ci}}{\delta} \right)^2 = 603.94 \cdot 10^5 \text{Pa}$$

$\sigma_{rm} = 603.937 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$  - tensiunea radială la marginea plăcii

$$\sigma_{tm} := \frac{3 \cdot \mu}{4} \cdot (p_{\max} - p_{\text{carter}}) \cdot \left( \frac{D_{ci}}{\delta} \right)^2$$

$\sigma_{tm} = 157.024 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$  - tensiunea tangențială la marginea plăcii

$$\sigma_{cm} := \frac{3 \cdot (1 + \mu)}{8} \cdot (p_{\max} - p_{\text{carter}}) \cdot \left( \frac{D_{ci}}{\delta} \right)^2$$

$\sigma_{cm} = 380.48 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$  - tensiunea în centrul plăcii

Valorile obținute pentru tensiunea radială, respectiv tensiunea tangențială se încadrează în valorile admisibile, și anume 40...100 MPa pentru pistoane confecționate din fontă.

### V.3. Calculul pistonului. Determinarea solicitărilor termice

Ca urmare a încălzirii termice diferite a pistonului în materialul acestuia apar tensiuni care se suprapun peste eforturile mecanice. Eforturile termice se calculează în ipoteza că grosimea plăcii circulare asimilată capului pistonului  $\delta$  este mult mai mică decât diametrul aceste plăci și se poate neglija variația temperaturii pe direcție axială.

Acțiunea regiunii portsegmenti care se constituie ca și perete lateral al plăcii circulare se va manifesta printr-o constrângere asupra plăcii ce va induce o presiune de valoare constantă ce acționează asupra plăcii. Această presiune indusă de regiunea portsegmenti se calculează cu relațiile:

$$R := \frac{D}{2} \quad R_{ci} := \frac{D_{ci}}{2}$$

$$h_{\sigma} := R - R_{ci} + \delta$$

$$k := \frac{\delta}{h} \cdot \left( \frac{R^2 + R_{ci}^2}{R^2 - R_{ci}^2} + \mu \right)$$

$E_{\text{fonta}} := 120\text{GPa}$

- modulul de elasticitate al fontei

$$T_{\text{centru}} := 730\text{K}$$

$$T_{\text{margine}} := 600\text{K}$$

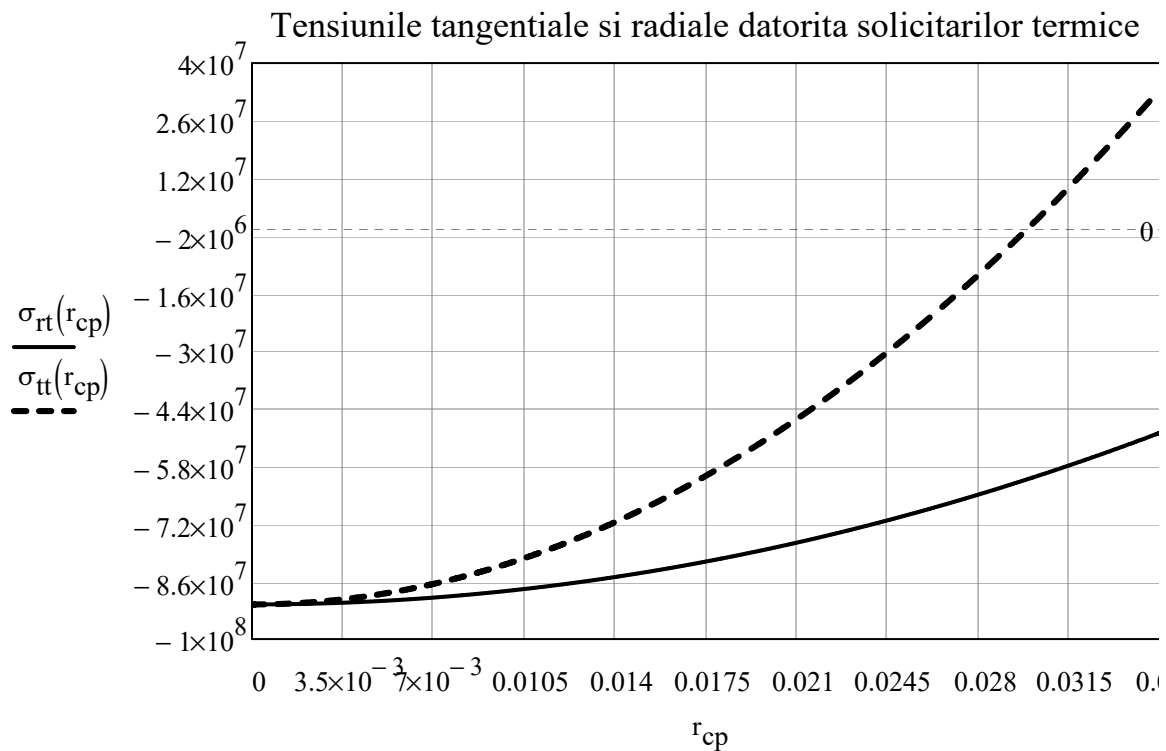
$$p_{\sigma} := \frac{\alpha_p \cdot E_{\text{fonta}}}{2 \cdot (1 - \mu + k)} \cdot (T_{\text{centru}} - T_{\text{margine}}) \quad \text{- presiunea indusă de regiunea portsegmenti}$$

$$r_{\text{cp}} := 0\text{mm}, 0.01\text{mm}.. R_{\text{ci}}$$

$$\sigma_{\text{rt}}(r_{\text{cp}}) := \frac{-\alpha_p \cdot E_{\text{fonta}}}{4} \cdot (T_{\text{centru}} - T_{\text{margine}}) \cdot \left( 1 - \frac{r_{\text{cp}}^2}{R_{\text{ci}}^2} \right) - p_{\sigma}$$

$$\sigma_{\text{tt}}(r_{\text{cp}}) := \frac{\alpha_p \cdot E_{\text{fonta}}}{4} \cdot (T_{\text{centru}} - T_{\text{margine}}) \cdot \left( -1 + \frac{3r_{\text{cp}}^2}{R_{\text{ci}}^2} \right) - p_{\sigma}$$

Variația acestor solicitări în funcție de raza curentă se reprezintă în următorul grafic.



Valorile maxime ale tensiunilor se găsesc la periferia plăcii și sunt egale cu:

$$\sigma_{rtmax} := 336.5 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$$

$$\sigma_{ttmax} := -498.1 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$$

Valorile tensiunilor datorate solicitărilor mecanice trebuie suprapuse cu valorile tensiunilor datorate solicitărilor termice, iar tensiunile rezultate trebuie să fie mai mici decât valorile admisibile (pentru pistoane din fontă 100 MPa)

$$\sigma_{rpiston} := \sigma_{rm} + \sigma_{rtmax} = 94.044 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{tpiston} := \sigma_{tm} + \sigma_{ttmax} = -34.108 \cdot \text{MPa}$$

#### V.4. Calculul pistonului. Calculul regiunii portsegmenti

Regiunea portsegmenti se verifică la solicitarea de comprimare și întindere în secțiunea cea mai slăbită (secțiunea transversală pe axa pistonului în care sunt dispuse orificiile de scurgere a uleiului raclat de segmentul de ungere) iar zona dintre canalele segmentilor se verifică la încovoiere și forfecare. Se alege estimativ grosimea radială a segmentului pentru a calcula aria secțiunii celei mai solicitate.

$$t := 6 \text{ mm}$$

- grosimea radială a segmentului

$$\Delta t := 1 \text{ mm}$$

$$D_s := D - 2 \cdot (t + \Delta t)$$

$$d_{or} := 4 \text{ mm}$$

- diametrul unui orificiu de scurgere

$$n_{or} := 12$$

- numărul orificiilor

$$A_A := \frac{\pi}{4} \cdot (D_s^2 - D_{ci}^2) - \frac{\pi \cdot d_{or}^2}{4} \cdot n_{or}$$

$$A_A = 0.012 \cdot \text{m}^2$$

- aria secțiunii periculoase

Tensiunea pentru solicitarea de comprimare este:

$$F_{pmax} := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot (p_{max} - p_{carter})$$

$$\sigma_{cA} := \frac{F_{pmax}}{A_A}$$

$$\sigma_{cA} = 18.536 \cdot \text{MPa} \quad (\text{se încadrează în valorile admisibile} < 80 \text{ MPa pentru fontă})$$

$$m_{ps} := 5 \text{ kg} \quad \text{- masa pistonului și a segmentelor situată deasupra secțiunii A}$$

$$a_{pmax} := 5592.6 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad \text{- accelerația maximă a pistonului}$$

$$F_{int} := -m_{ps} \cdot a_{pmax} \quad \text{- forța de întindere (inerție)}$$

$$\sigma_{iA} := \frac{F_{int}}{A_A} = -24.074 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad \text{- tensiunea pentru solicitarea de întindere}$$

Calculul la încovoiere și forfecare pentru zona dintre canalele segmentelor se face cu relațiile:

$$p_z := 0.22 \cdot p_{max}$$

$$\sigma_{canal} := 4.5 \cdot 10^{-3} \cdot p_z \cdot \frac{D_{cp}}{h_c} \quad \text{- efortul de încovoiere}$$

$$\tau_{canal} := 3.14 \cdot 10^{-2} \cdot p_z \cdot \frac{D_{cp}}{h_c} \quad \text{- efortul de forfecare}$$

$$\sigma_{tot} := \sqrt{\sigma_{canal}^2 + \tau_{canal}^2} = 1.998 \cdot \text{MPa}$$

## V.5. Calculul pistonului. Calculul mantalei

Pentru mantaua pistonului se face un calcul de verificare privin presiunile de contact care determină uzura mantalei.

$$\beta_{max} := 12.839 \text{ deg}$$

$$\mu_{fr} := 0.17 \quad \text{- coeficientul de frecare}$$

$$N_{max} := \frac{F_{pmax} \cdot \tan(\beta_{max})}{1 - \mu_{fr} \cdot \tan(\beta_{max})} = 51.047 \cdot \text{kN} \quad \text{- forța maximă care aplică pistonul pe cilindru}$$

$$A_{ev} := 0 \text{ m}^2 \quad \text{- suprafața proiectată a evazării din dreptul umerilor pistonului}$$

$$p_{uzura} := \frac{N_{max}}{L_M \cdot D} = 21.248 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$



## VI.1. Calculul bolțului. Dimensionarea bolțului

Dimensionarea bolțului se face pe bază de date statistice în funcție de diametrul cilindrului. Se alege ca și soluție constructivă bolțul flotant cu secțiune cilindrică constantă. Astfel vom avea:

$$d_{eb} := D \cdot 0.45 = 69.8 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul exterior al bolțului}$$

$$d_{ib} := 0.55 \cdot d_{eb} = 38.4 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul interior al bolțului}$$

$$l_b := 0.87 \cdot D = 134.85 \cdot \text{mm} \quad - \text{lungimea bolțului}$$

$$b_B := 0.33 \cdot D = 51.1 \cdot \text{mm} \quad - \text{lățimea piciorului biele}$$

Pentru determinarea jocurilor funcționale se folosește un joc la cald impus, iar cu acest joc la cald, se determină jocul la montaj care trebuie să se încadreze în anumite valori recomandate.

$$T_{pu} := 485\text{K} \quad - \text{temperatura pistonului în umeri}$$

$$T_b := 425\text{K} \quad - \text{temperatura bolțului}$$

$$\Delta_{bc} := 0.0005 \cdot d_{eb} = 0.035 \cdot \text{mm} \quad - \text{jocul la cald}$$

$$\alpha_{OL} := 12 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{\text{K}} \quad - \text{coeficientul de dilatare termică al materialului bolțului}$$

$$\Delta_b := \frac{\Delta_{bc} + d_{eb} \cdot [\alpha_{OL} \cdot (T_b - T_0) - \alpha_{fonta} \cdot (T_{pu} - T_0)]}{1 + \alpha_{fonta} \cdot (T_{pu} - T_0)}$$

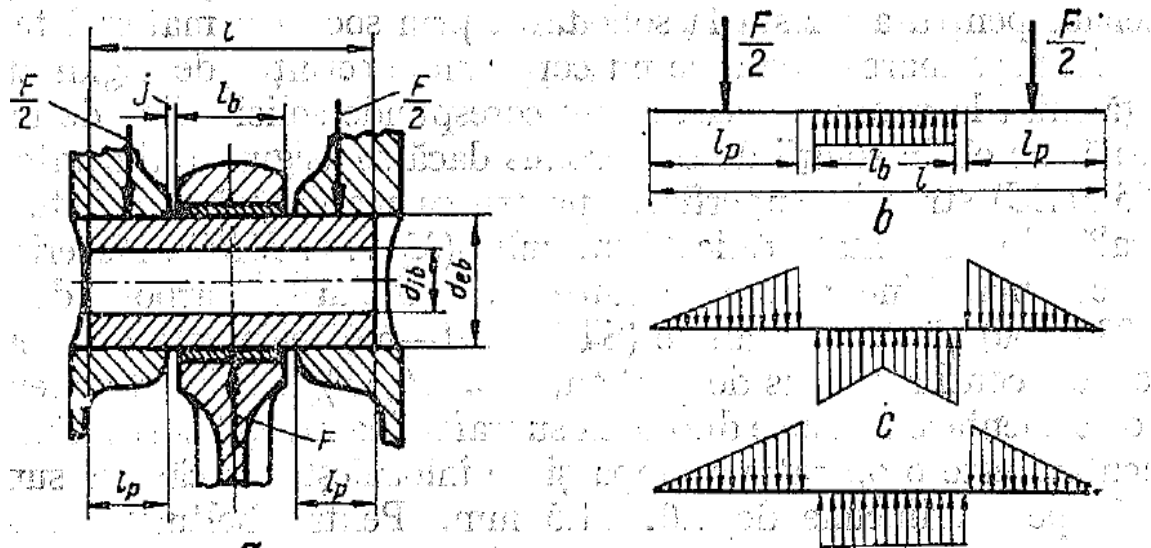
$$\Delta_b = 1.427 \cdot \mu\text{m}$$

Jocul calculat se încadrează în limitele impuse.

## VI.2. Calculul bolțului. Verificarea bolțului

Din analiza funcțională a bolțului reiese că acesta este solicitat la încovoiere longitudinală

la încovoiere transversală sau ovalizare și la tăiere. Pentru a realiza calculul de verificare al bolțului la aceste solicitări trebuie determinată, pentru început, presiunea medie între bolț și umerii pistonului. Alegem pentru construcția bolțului oțelul OLC45 cu proprietățile cu rezistența la rupere



Presiunea medie în zona umerilor pistonului se calculează cu următoarea relație:

- |  |  |
|--|--|
| $j := 2\text{mm}$  | - jocul între piciorul bielei și umerii pistonului |
| $l_p := \frac{l_b - b_B}{2} - j = 39.85 \cdot \text{mm}$ | - lungimea unui umăr                               |
| $m_p := 6\text{kg}$                                      | - masa pistonului                                  |
| $m_{sg} := 0.3\text{kg}$                                 | - masa segmentilor                                 |

$$F_{ub} := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{\max} - (m_p + m_{sg}) \cdot a_{p\max} \quad - \text{forța maximă care încarcă bolțul în umeri}$$

$$p_{mp} := \frac{F_{ub}}{2 \cdot d_{eb} \cdot l_p} = 327.313 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa} \quad - \text{presiunea medie în zona umerilor} \\ (< 35 \text{ MPa se încadrează})$$

Presiunea în piciorul bielei se calculează cu relația:

$$F_{pb} := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{\max} - m_{gp} \cdot a_{p\max} \quad - \text{forța maximă care încarcă bolțul în piciorul} \\ \text{bielei}$$

$$p_{mb} := \frac{F_{pb}}{d_{eb} \cdot l_b} = 183.343 \cdot 10^5 \text{ Pa} \quad - \text{presiunea medie în zona piciorului} \\ \text{bielei} (< 40 \text{ MPa se încadrează})$$

Ținând cont de schema de încărcare a bolțului se observă că sarcina se distribuie uniform în bușa antifricțiune din piciorul bielei și triunghiular în umerii pistonului. Momentul încovoietor maxim este la mijlocul bolțului și are expresia:

$$M_{imax} := \frac{F_{pb}}{2} \cdot \left( \frac{2 \cdot l_b + 8 \cdot j + b_B}{12} \right) = 2420.387 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$\alpha_b := \frac{d_{ib}}{d_{eb}}$$

Efortul de încovoiere se calculează cu relația:

$$\sigma_{ib\max} := \frac{M_{imax}}{\frac{\pi \cdot d_{eb}^3}{32} \cdot (1 - \alpha_b^4)}$$

$$\sigma_{ib\max} = 799.706 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa} < \text{"valoare admisibilă"}$$

În ceea ce privește calculul la oboseală, acesta se face după un ciclu simetric de încărcare deoarece, bolțul fiind flotant, se rotește după un anumit număr de cicluri complet astfel încât fibra sa medie se deformează simetric.

$$\beta_\sigma := 1 \quad - \text{coeficient de concentrare a efortului}$$

$$\gamma_\sigma := 2.5 \quad - \text{coeficient de calitate a suprafeței}$$

$$\varepsilon_\sigma := 0.75 \quad - \text{coeficient dimensional}$$

$$\sigma_{ib\min} := -\sigma_{ib\max} = -799.706 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$$

$$\sigma_{iv} := \frac{\sigma_{ibmax} - \sigma_{ibmin}}{2} = 799.706 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$$

$$\sigma_r := 850 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa} \quad - \text{rezistența la rupere}$$

$$\sigma_{-1} := 0.55 \cdot \sigma_r \quad - \text{efortul la oboseală după un ciclu simetric}$$

$$c_b := \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_\sigma}{\epsilon_\sigma \cdot \gamma_\sigma} \cdot \sigma_{iv}} = 1.096 \quad - \text{coeficientul de siguranță la oboseală pentru bolț}$$

### VI.3. Calculul bolțului. Solicitarea de ovalizare

Pentru a determina deformația bolțului se consideră bolțul în secțiune transversală o grindă curbă încărcată de o sarcină distribuită după o lege sinusoidală pe jumătate din circumferință. Forța care acționează asupra bolțului se multiplică cu un coeficient  $k$  care ține seama de faptul că distribuția nu e perfect sinusoidală datorită elasticității bolțului.

$$k_b := 1.5 - 15 \cdot (\alpha_b - 0.4)^3 = 1.449$$

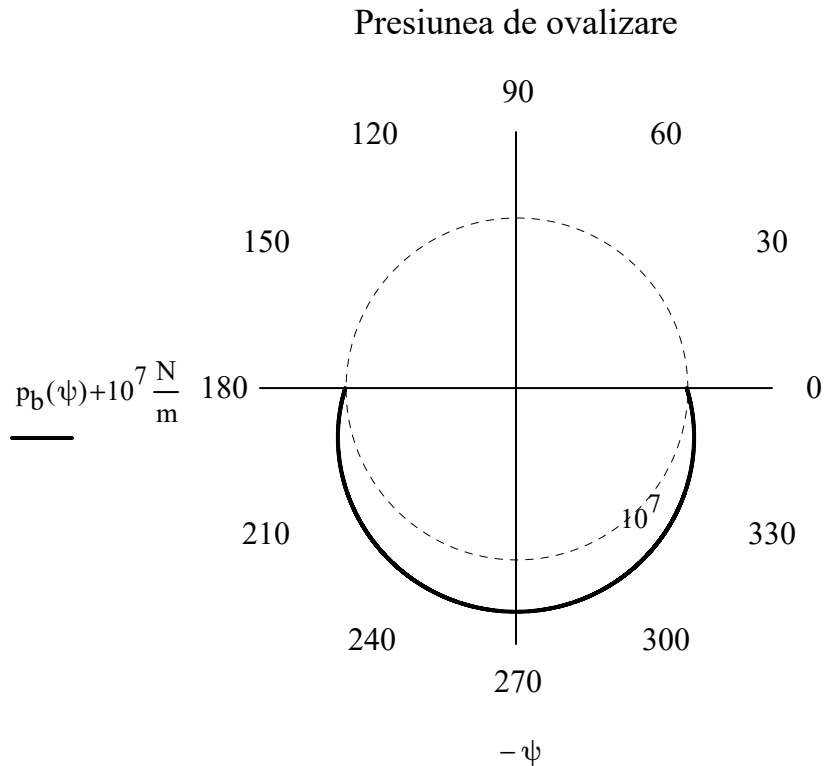
$$F_{bmax} := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{max} - (m_p + m_{sg}) \cdot a_{pmax} \quad - \text{forța maximă care solicită bolțul la ovalizare}$$

$$r_b := \frac{d_{eb} + d_{ib}}{2} = 54.056 \cdot \text{mm} \quad - \text{raza fibrei medii}$$

$$p_{b0} := \frac{2 \cdot k_b \cdot F_{bmax}}{\pi \cdot r_b} = 31.059 \cdot 10^5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$\psi := 0\text{deg}, 0.01\text{deg}.. 180\text{deg}$$

$$p_b(\psi) := p_{b0} \cdot \sin(\psi)$$



Pentru calculul momentului într-o anumită secțiune data de unghiul curent  $\varphi$  trebuie determinat momentul  $M_0$  care apare ca și un moment de legătură odată ce se consideră bolțul ca o jumătate de grindă curbă.

$$M_0 := \frac{k_b \cdot F_{bmax} \cdot r}{2} - \frac{4 \cdot k_b \cdot F_{bmax} \cdot r}{\pi^2} = 1823.4 \cdot N \cdot m$$

Astfel se poate calcula momentul în orice secțiune  $M\varphi$  a grinzii curbe, la fel și forța normală în acea secțiune  $N\varphi$  folosind relațiile:

$$M_b(\varphi) := k_b \cdot F_{bmax} \cdot r_b \cdot \left( 0.5 \cdot \cos(\varphi) + \frac{1}{\pi} \cdot \sin(\varphi) - \frac{\varphi}{\pi} \cdot \cos(\varphi) - \frac{4}{\pi^2} \right)$$

$$N_b(\varphi) := -k_b \cdot F_{bmax} \cdot \left( 0.5 \cdot \cos(\varphi) + \frac{1}{\pi} \cdot \sin(\varphi) - \frac{\varphi}{\pi} \cdot \cos(\varphi) \right)$$

Cu aceste relații se pot calcula tensiunile în fibra exterioară, respectiv în fibra interioară în fiecare secțiune a grinzii.

$$h_b := d_{eb} - d_{ib} = 31.4 \cdot mm$$

$$\sigma_{be}(\varphi) := \frac{1}{l_b \cdot h_b} \left[ 2 \cdot M_b(\varphi) \cdot \frac{6 \cdot r_b + h_b}{h_b \cdot (2 \cdot r_b + h_b)} + N_b(\varphi) \right]$$

$$\sigma_{bi}(\varphi) := \frac{1}{l_b \cdot h_b} \left[ -2 \cdot M_b(\varphi) \cdot \frac{6 \cdot r_b - h_b}{h_b \cdot (2 \cdot r_b - h_b)} + N_b(\varphi) \right]$$

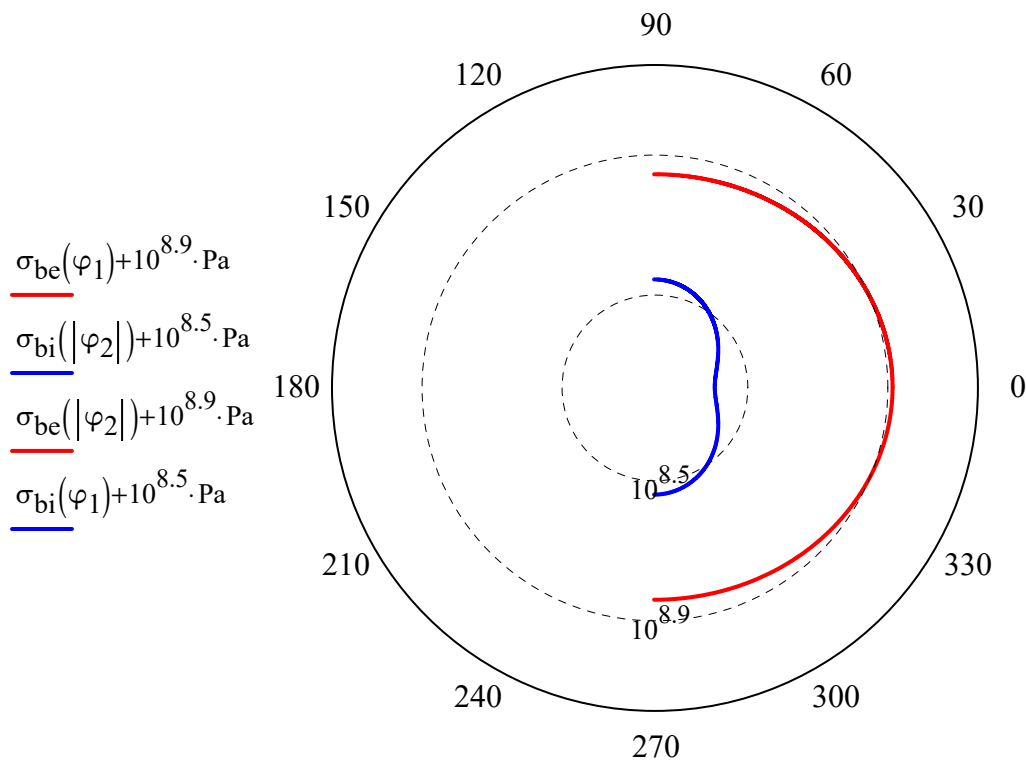
$$\varphi_1 := 0\text{deg}, 0.01\text{deg}.. 90\text{deg}$$

$$\varphi_2 := -90\text{deg}, -89.9\text{deg}.. 0\text{deg}$$

$$\sigma_{be}(0\text{deg}) = 206.808 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$$

$$\sigma_{bi}(0\text{deg}) = -1087.668 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$$

## Tensiunile pe fibra interioara si exterioara



$$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_2, \varphi_1$$

Eforturile unitare sunt maxime în secțiunea longitudinală orizontală și sunt de întindere în fibra exterioară și de comprimare în fibra interioară. Valorile acestor tensiune sunt mai mici decât valoarea admisibilă dată de materialul bolțului.

Sub acțiunea acestor eforturi unitare bolțul se va deforma, deformația maximă de ovalizare se produce în planul longitudinal orizontal, unde eforturile au valoarea maximă. Valoarea săgeții în acest plan se determină în baza teoremei lui Castigliano, și se calculează cu relația:

$$E_{OL} := 210 \text{ GPa}$$

$$f_b := 0.09 \cdot \frac{k_b \cdot F_{bmax}}{l_b \cdot E_{OL}} \cdot \left( \frac{1 + \alpha_b}{1 - \alpha_b} \right)^3 = 0.034 \cdot \text{mm}$$

$$\Delta_{bc} = 0.035 \cdot \text{mm}$$

### VI.4. Calculul bolțului. Calculul la forfecare

Efortul de forfecare apare în secțiunea plasată între umerii pistonului și piciorul bielei. Efortul unitar la forfecare se calculează cu ajutorul formulei lui Juravski.:

$$\tau_b := \frac{0.85 \cdot F_{b\max} \cdot (1 + \alpha_b + \alpha_b^2)}{d_{eb}^2 \cdot (1 - \alpha_b^4)} = 648.236 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$$

### VII.1. Calculul segmentilor. Determinarea formei în stare liberă și mărimea rostului

Distribuția presiunii radiale pe periferia segmentului, denumită pe scurt curba presiunii și precizează într-un sistem de coordonate polare presiune unghi. Se alege drept axă de referință axa x-x care trece prin centrul O și prin mijlocul rostului, iar secțiunea de referință A-A se alege pe axa x-x în partea opusă a rostului. Variația presiunii radiale se determină analitic prin intermediul serilor trigonometrice, din cauza formei complicate a curbei de presiune.

În funcție de raportul D/t se calculează grosimea radială pentru segmentii de compresie, respectiv pentru segmentii de ungere.

$$t_{\text{comp}} := \frac{D}{25} = 6.2 \cdot \text{mm}$$

$$t_{\text{ung}} := \frac{D}{22} = 7 \cdot \text{mm}$$

Fanta în stare încălzită se alege pe baza datelor statistice. Se alege aceeași fantă pentru toți segmentii pentru ca aceștia să poată fi interschimbabili.

$$S_c := 0.005 \cdot D = 0.78 \cdot \text{mm}$$

Jocul axial influențează asupra presiunii gazelor care se infiltrează în spatele segmentului. Valoarea acestuia se alege ținând seama și de necesitatea de a preveni blocarea segmentului prin cocsare.

Ținând cont de cele precizate se alege jocul axial după cum urmează:

$$j_{a\_c1} := 0.15 \text{mm} \quad \text{- jocul axial pentru primul segment de compresie}$$

$$j_{a\_c2} := 0.11 \text{mm} \quad \text{- jocul axial pentru al doilea segment de compresie}$$

$$j_{a\_c3} := 0.08 \text{mm} \quad \text{- jocul axial pentru al treilea segment de compresie}$$

$$j_{a\_u} := 0.05 \text{mm} \quad \text{- jocul axial pentru segmentul de ungere}$$

Jocul radial se adoptă din condiția de a înlătura posibilitatea de izbire a segmentului de către piston la bascularea acestuia în cilindru și pentru a preveni blocajul prin dilatare.

$$j_{r\_c} := 0.4 \text{mm} \quad \text{- jocul radial pentru segmentul de compresie}$$



$j_{r\_u} := 0.9\text{mm}$  - jocul radial pentru segmentul de ungeri

Se alege ca și soluție constructivă segmentul de presiune variabilă. Pentru acest tip de segment, coeficientul  $g$ , care reprezintă o sumă a rapoartelor dintre armonicile ce descriu presiunea variabilă și presiunea elastică medie, este nul. Se alege pentru realizarea segmentului fontă de tip IKA cu rezistență la rupere prin încovoire 500 MPa și modulul de elasticitate 120000 MPa. Pentru materialul dat, și fanta la cald impusă se poate calcula fanta segmentului în stare liberă.

$g_{\text{seg}} := 0.209$

$\sigma_{\text{aseg}} := 5000 \cdot 10^5 \cdot \text{Pa}$

$E_{\text{fonta}} = 1.2 \times 10^{11} \text{ Pa}$

$$S_{0\_comp} := \frac{\left(\frac{D}{t_{comp}} - 1\right)^2 \cdot \sigma_{aseg} \cdot t_{comp}}{E_{fonta} \cdot 0.424} = 35.094 \cdot \text{mm} \quad \text{- segment de comprimare}$$

$$S_{0\_ung} := \frac{\left(\frac{D}{t_{ung}} - 1\right)^2 \cdot \sigma_{aseg} \cdot t_{ung}}{E_{fonta} \cdot 0.424} = 30.533 \cdot \text{mm} \quad \text{- segment de ungeri}$$

Cunoscând fanta în starea liberă a segmentului precum și materialul din care acesta este confecționat, se poate calcula presiunea medie elastică pe care acesta o exercită pe cămașa cilindrului.

$$P_{em\_comp} := \frac{0.424 \cdot \left(\frac{S_{0\_comp}}{t_{comp}}\right) \cdot E_{fonta}}{(3 - g_{seg}) \cdot \left(\frac{D}{t_{comp}} - 1\right)^3 \cdot \frac{D}{t_{comp}}} = 2.986 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$P_{em\_ung} := \frac{0.424 \cdot \left(\frac{S_{0\_ung}}{t_{ung}}\right) \cdot E_{fonta}}{(3 - g_{seg}) \cdot \left(\frac{D}{t_{ung}} - 1\right)^3 \cdot \frac{D}{t_{ung}}} = 3.878 \times 10^5 \text{ Pa}$$

Presiunea exercitată de segment pe cămașa cilindrului nu este constantă, ci depinde de procedeul tehnologic prin care se realizează segmentul. Variația acestei presiuni este prezentată în următorul grafic.

$$\varphi := 0\text{deg}, 0.1\text{deg}.. 360\text{deg}$$

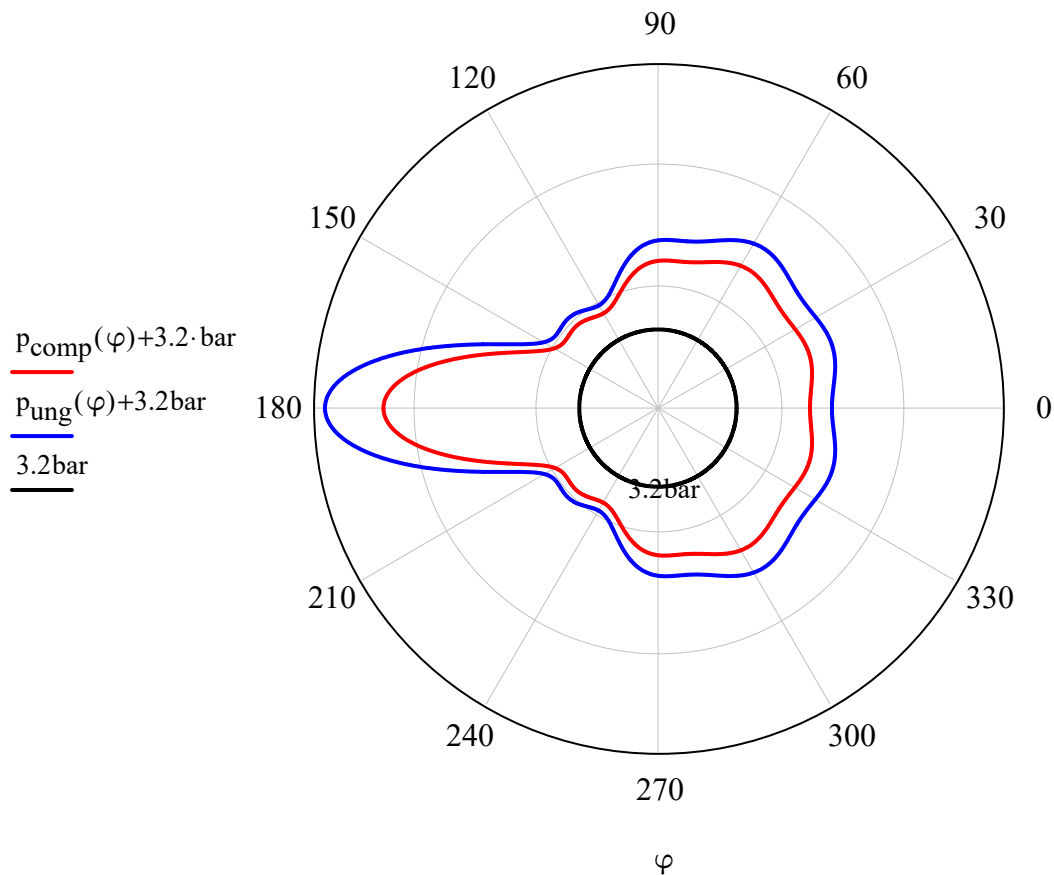
$$a_p := 0.3092 \quad b_p := -0.4355 \quad c_p := 0.2877 \quad d_p := -0.1963$$

$$e_p := 0.1412 \quad f_p := -0.1087 \quad g_p := 0.097 \quad h_p := -0.0936$$

$$P_{\text{comp}}(\varphi) := P_{\text{em\_comp}} \cdot (1 + a_p \cdot \cos(2\varphi) + b_p \cdot \cos(3\varphi) + c_p \cdot \cos(4\varphi) + d_p \cdot \cos(5\varphi) + e_p \cdot$$

$$P_{\text{ung}}(\varphi) := P_{\text{em\_ung}} \cdot [1 + a_p \cdot \cos(2\varphi) + b_p \cdot \cos(3\varphi) + c_p \cdot \cos(4\varphi) + d_p \cdot \cos(5\varphi) + e_p \cdot \cos$$

### Distributia presiunii pe periferia segmentului



Relația de calcul a presiunii elastice a segmentului scoate în evidență faptul că aceasta nu depinde de înălțimea axială a segmentului. Din această cauză, înălțimea axială a segmentului se alege astfel încât să realizeze evacuarea cantității de căldură primită de la piston și să limiteze pulsația și vibrația radială a segmentului.

$$h_{\text{comp}} := 3.5\text{mm}$$

$$h_{\text{ung}} := 5\text{mm}$$

## VII.2. Calculul segmentilor. Determinarea efortului unitar la încovoiere a fiecărei secțiuni

Acțiunea cilindrului asupra segmentului e preluată de tensiunile interne din segment, din această cauză fiecare secțiune a segmentului este solicitată de un anumit moment încovoiător. Pentru calculul acestui moment se definesc raza fibrei medii deformate, și raza exterioară a segmentului, dată de diametrul cămășii.

$$R_{\text{seg}} := \frac{D}{2} = 77.5\text{mm}$$

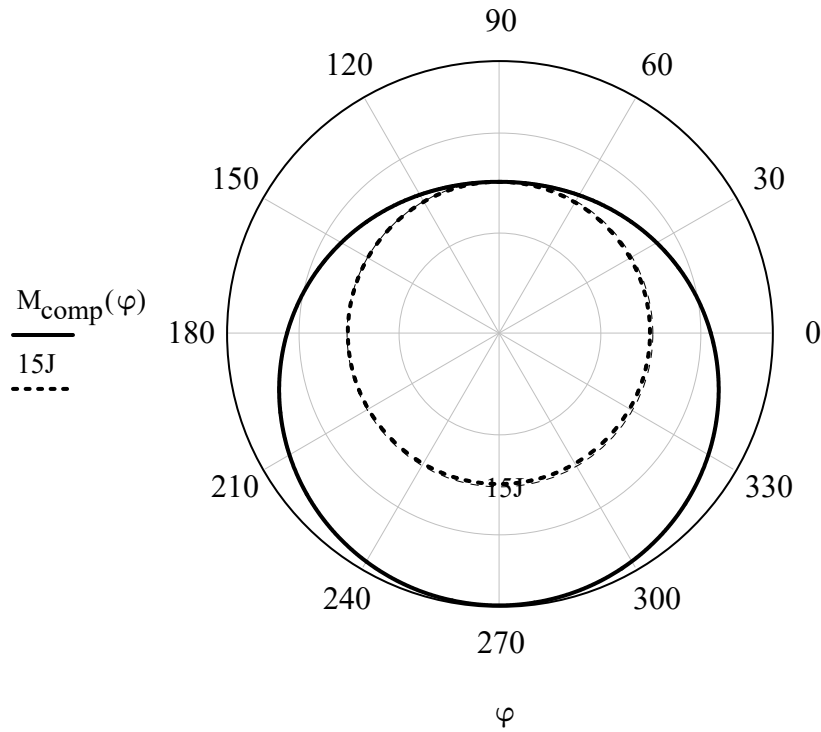
$$R_{\text{m\_comp}} := R_{\text{seg}} - \frac{t_{\text{comp}}}{2} = 74.4\text{mm}$$

$$c_{\text{comp}} := \frac{R_{\text{seg}}}{R_{\text{m\_comp}}} \cdot h_{\text{comp}}$$

$$\psi := 0\text{deg}, 0.1\text{deg}.. 360\text{deg}$$

$$M_{\text{iseg\_comp}}(\psi) := c_{\text{comp}} \cdot R_{\text{m\_comp}}^2 \cdot p_{\text{em\_comp}} \cdot (1 + \cos(\psi))$$

$$M_{\text{comp}}(\psi) := M_{\text{iseg\_comp}}\left(\psi + \frac{\pi}{2}\right) + 15\text{J}$$



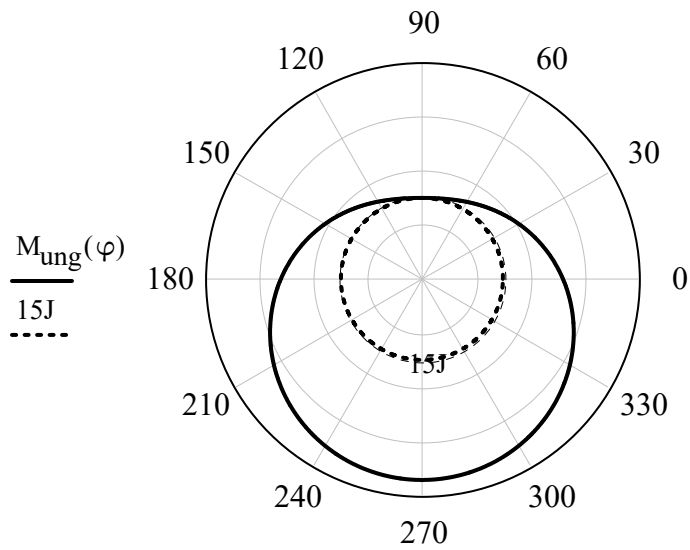
$$R_{\text{m\_ung}} := R_{\text{seg}} - \frac{t_{\text{ung}}}{2} = 74 \cdot \text{mm}$$

$$c_{\text{ung}} := \frac{R_{\text{seg}}}{R_{\text{m\_ung}}} \cdot h_{\text{ung}}$$

$$\psi := 0\text{deg}, 0.1\text{deg}.. 360\text{deg}$$

$$M_{\text{iseg\_ung}}(\psi) := c_{\text{ung}} \cdot R_{\text{m\_ung}}^2 \cdot p_{\text{em\_ung}} \cdot (1 + \cos(\psi))$$

$$M_{\text{ung}}(\psi) := M_{\text{iseg\_ung}}\left(\psi + \frac{\pi}{2}\right) + 15\text{J}$$



Pentru determinarea stării libere a segmentului se rezolvă ecuațiile diferențiale care descriu deplasarea radială și unghiulară a segmentului ținând cont de faptul că lungimea fibrei medii în stare montată este egală cu lungimea fibrei medii în stare liberă. Pentru a realiza calculul se definesc următorii parametri:

$$I_{\text{comp}} := \frac{\pi \left[ D^4 - (D - 2t_{\text{comp}})^4 \right]}{32} = 1.607 \times 10^7 \cdot \text{mm}^4 \quad - \text{momentul de inerție}$$

$$B_{\text{comp}} := \frac{(c_{\text{comp}} \cdot R_{\text{m\_comp}}^3 \cdot p_{\text{em\_comp}})}{E_{\text{fonta}} \cdot I_{\text{comp}}} = 2.325 \times 10^{-7} \quad - \text{parametru fundamental}$$

$$\psi := 0\text{deg}, 0.1\text{deg}.. 166.487\text{deg}$$

$$t_{\text{seg}}(\psi) := R_{\text{m\_comp}} \cdot B_{\text{comp}} \cdot (1 + 0.5 \cdot \psi \cdot \sin(\psi))$$

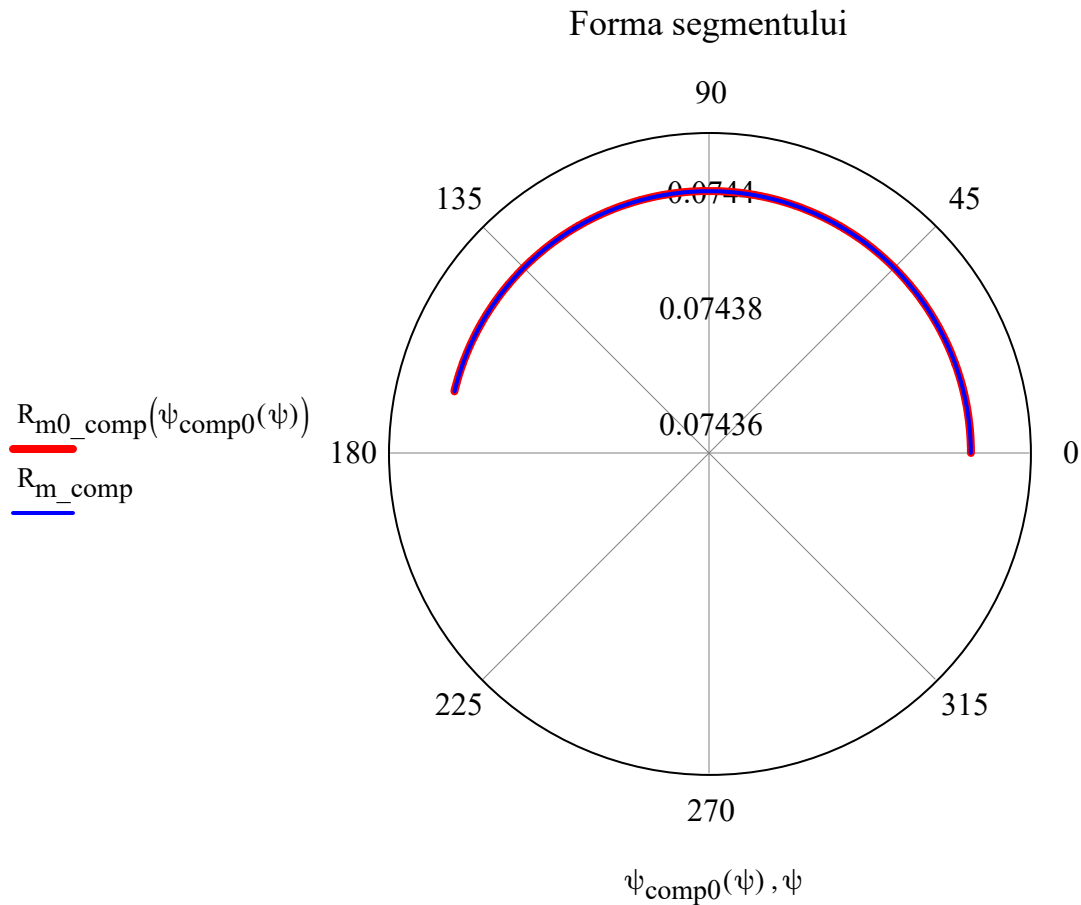
$$\varepsilon_{\text{seg}}(\psi) := B_{\text{comp}} \cdot (\psi + 0.5 \cdot \sin(\psi) - 0.5 \cdot \psi \cdot \cos(\psi))$$

$$\psi_{\text{comp0}}(\psi) := \psi - \varepsilon_{\text{seg}}(\psi)$$

$$R_{\text{m0\_comp}}(\psi) := R_{\text{m\_comp}} + t_{\text{seg}}(\psi)$$

Unghiul la care se taie segmentul se calculează raportând lungimea fantei în stare liberă a segmentului la raza fibrei medii a segmentului.

$$\alpha_{\text{fanta}} := \frac{S_{0\_comp}}{2R_{m\_comp}} = 13.513 \cdot \text{deg}$$



Totodata trebuie facut un calcul privind frecventa proprie de oscilatie a segmentilor pentru a avea o idee despre situatia cand acestia ar putea sa intre in rezonanta si sa compromita etansarea. Frecventa proprie de oscilatie a segmentilor se calculeaza cu relatia:

$$\rho_{\text{fonta}} := 7860 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\nu_{0comp} := 741 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{t_{comp}} \cdot \sqrt{\frac{E_{\text{fonta}}}{\rho_{\text{fonta}}}} = 46698.816 \cdot \text{Hz}$$

$$\nu_{0ung} := 741 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{t_{ung}} \cdot \sqrt{\frac{E_{fonta}}{\rho_{fonta}}} = 41094.958 \cdot \text{Hz}$$

Turatia critica de functionarea se calculeaza astfel:

$$n_{crcomp} := \nu_{0comp} = 4.459 \times 10^5 \cdot \text{rpm}$$

$$n_{crung} := \nu_{0ung} = 3.924 \times 10^5 \cdot \text{rpm}$$

Efortul unitar maxima la montarea segmentilor pe piston se calculeaza folosind relatia:

$$m_{montaj} := 2$$

$$\sigma_{montajcomp} := \frac{4 \cdot E_{fonta} \cdot \left[ 1 - \frac{S_{0\_comp}}{\pi \cdot (3 - g_{seg}) \cdot t_{comp}} \right]}{m_{montaj} \cdot \left( \frac{D}{t_{comp}} - 1 \right) \cdot 10^5} = 0.354 \cdot 10 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

$$\sigma_{montajung} := \frac{4 \cdot E_{fonta} \cdot \left[ 1 - \frac{S_{0\_ung}}{\pi \cdot (3 - g_{seg}) \cdot t_{ung}} \right]}{m_{montaj} \cdot \left( \frac{D}{t_{ung}} - 1 \right) \cdot 10^5} = 0.578 \cdot 10 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

### VIII.1. Calculul bielei. Calculul piciorului bielei

Piciorul bielei se dimensionează pe bază de date statistice și se stabilesc diametrul exterior al piciorului bielei, grosimea peretelui și grosimea bucșei antifricțiune ce se montează în piciorul bielei. Pentru construcția bielei se alege oțelul de calitate OLC60 cu o rezistență la rupere de 750 MPa și o rezistență la curgere de 430 MPa.

$$d_{epB} := 1.5 \cdot d_{eb} = 104.6 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul exterior al piciorului}$$

$$h_{bB} := 0.08 \cdot d_{eb} = 5.6 \cdot \text{mm} \quad - \text{grosimea radială a bucșei antifricțiune}$$

$$d_{ipB} := d_{eb} + 2 \cdot h_{bB} = 80.9 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul interior al piciorului}$$

$$h_{pB} := \frac{d_{epB} - d_{ipB}}{2} = 11.9 \cdot \text{mm} \quad - \text{grosimea radială a piciorului}$$

$$r_{pB} := \frac{d_{epB} + d_{ipB}}{4} = 46.384 \cdot \text{mm}$$

$$b_B = 51.15 \cdot \text{mm} \quad - \text{lățimea piciorului bieiei}$$

Piciorul bieiei este supus la întindere de către forța de inerție a grupului piston și comprimare datorită forței de presiune a gazelor. Totodată, apare și o solicitare datorată montării cu strângere a bucșei antifricțiune în piciorul bieiei.

Pentru determinarea eforturilor datorate forței de întindere se consideră piciorul bieiei o grindă curbă încastrată în corpul bieiei la unghiul de încastrare. Se consideră că forța de întindere acționează asupra piciorului ca o presiune uniform distribuită pe jumătate din circumferința piciorului la nivelul fibrei medii deformată.

$$F_{ipB} := m_{gp} \cdot r_{pB} \cdot \omega^2 \cdot (1 + \Lambda) = 2.865 \times 10^4 \text{ N}$$

$$p_{pB} := \frac{F_{ipB}}{2 \cdot r_{pB}} = 3.088 \times 10^5 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}} \quad - \text{presiunea exercitată pe piciorul bieiei}$$

Dacă se consideră doar jumătate din piciorul bieiei încastrat la un capăt, iar la celălalt se aplică forțele de legătură, se obține momentul de încovoiere în fiecare secțiune a piciorului bieiei, precum și forța normală în fiecare secțiune. Momentul și forța normală în fiecare secțiune depind de valoarea forțelor de legătură care depinde de unghiul de încastrare  $\alpha$ .

$$\alpha_{incpB} := 110 \text{ grade}$$

$$M_{0pB} := F_{ipB} \cdot r \cdot (0.00033 \cdot \alpha_{incpB} - 0.00297) = 69.702 \cdot \text{N} \cdot \text{m}$$

$$N_{0pB} := F_{ipB} \cdot (0.572 - 0.0008 \cdot \alpha_{incpB}) = 13865.4 \text{ N}$$

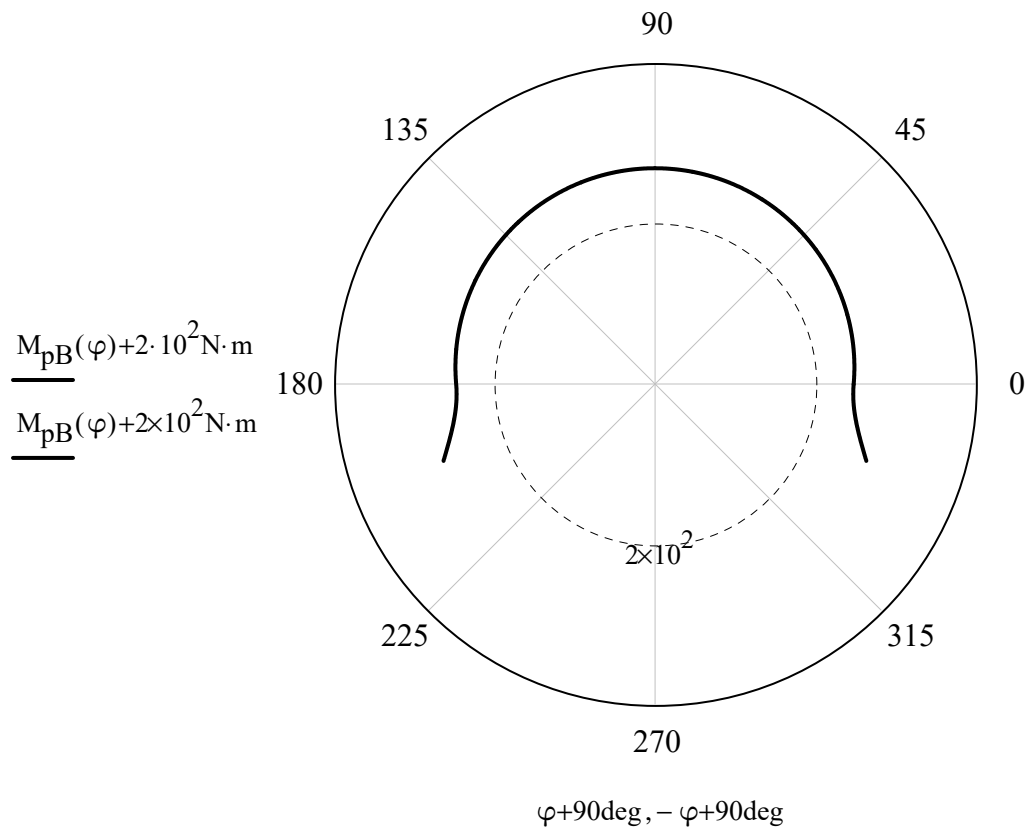
$$\varphi := 0 \text{ deg}, 0.1 \text{ deg} .. \alpha_{incpB} \cdot \text{deg}$$

$$M_{pB}(\varphi) := \begin{cases} \left[ M_{0pB} + N_{0pB} \cdot r_{pB} \cdot (1 - \cos(\varphi)) - \frac{F_{ipB}}{2} \cdot r_{pB} \cdot (1 - \cos(\varphi)) \right] & \text{if } 0 < \varphi \leq \\ \left[ M_{0pB} + N_{0pB} \cdot r_{pB} \cdot (1 - \cos(\varphi)) - \frac{F_{ipB}}{2} \cdot r_{pB} \cdot (\sin(\varphi) - \cos(\varphi)) \right] & \text{if } 90 \text{d} \end{cases}$$

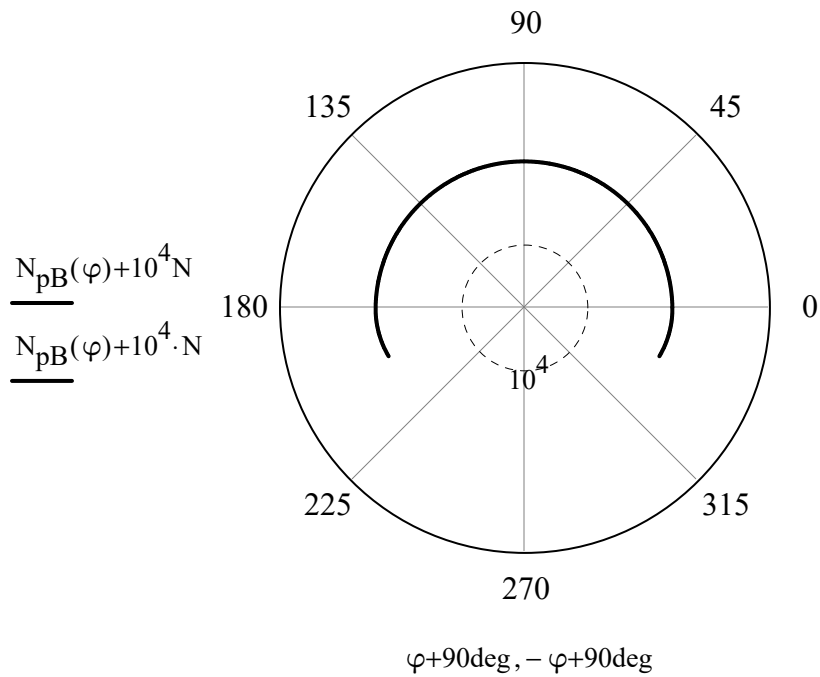


$$N_{pB}(\varphi) := \begin{cases} \left[ N_{0pB} \cdot \cos(\varphi) + \frac{F_{ipB}}{2} \cdot (1 - \cos(\varphi)) \right] & \text{if } 0 < \varphi \leq 90\text{deg} \\ \left[ N_{0pB} \cdot \cos(\varphi) + \frac{F_{ipB}}{2} \cdot (\sin(\varphi) - \cos(\varphi)) \right] & \text{if } 90\text{deg} < \varphi \leq \alpha_{incpB} \end{cases}$$

Momentul de incovoiere in piciorul bieiei



### Forta normala in piciorul bieiei

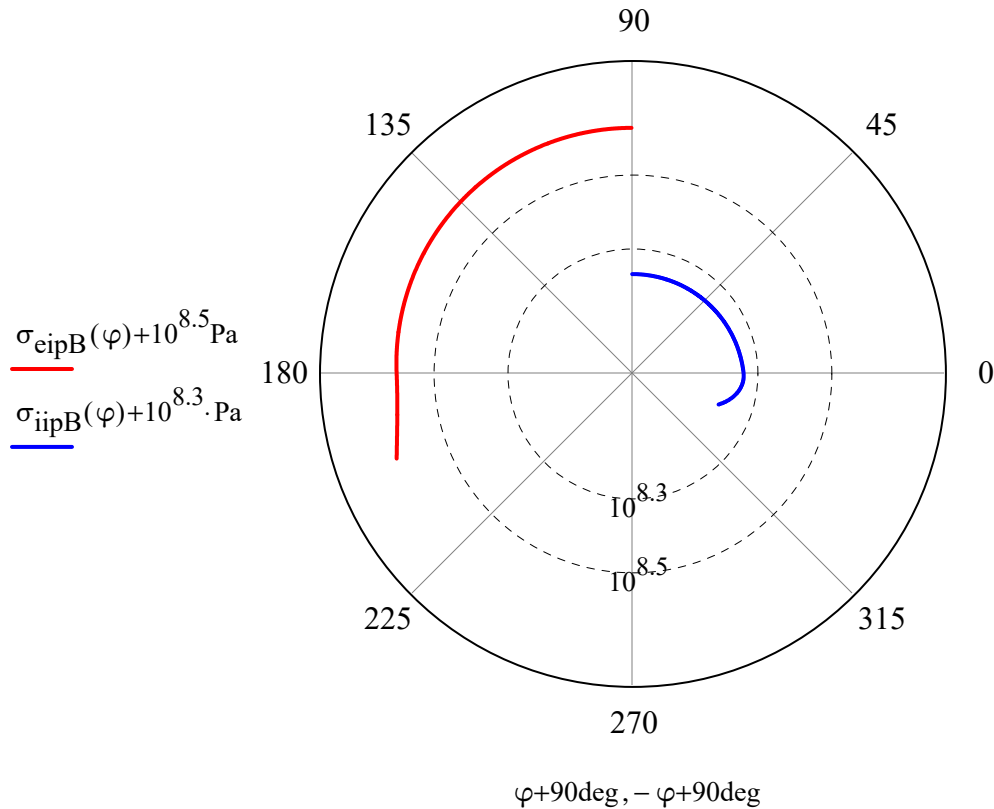


Cunoscând momentul și forța normală în fiecare secțiune a piciorului bieiei, se pot calcula tensiunile în fiecare secțiune a piciorului în fibra exterioră și în fibra interioară a piciorului bieiei. Acestea se calculează folosind relațiile:

$$\sigma_{\text{eipB}}(\varphi) := \left[ 2 \cdot M_{\text{pB}}(\varphi) \cdot \frac{6 \cdot r_{\text{pB}} + h_{\text{pB}}}{(h_{\text{pB}} + 2 \cdot r_{\text{pB}}) \cdot h_{\text{pB}}} + N_{\text{pB}}(\varphi) \right] \cdot \frac{1}{h_{\text{pB}} \cdot b_{\text{B}}}$$

$$\sigma_{\text{iipB}}(\varphi) := \left[ -2 \cdot M_{\text{pB}}(\varphi) \cdot \frac{6 \cdot r_{\text{pB}} - h_{\text{pB}}}{(-h_{\text{pB}} + 2 \cdot r_{\text{pB}}) \cdot h_{\text{pB}}} + N_{\text{pB}}(\varphi) \right] \cdot \frac{1}{h_{\text{pB}} \cdot b_{\text{B}}}$$

## Tensiunile din fibra exterioara/interioara



Tensiunile prezentate sunt valabile pentru situația în care nu avem bușca antifricțiune în piciorul bielei iar toate eforturile sunt preluate de piciorul bielei. Dat fiind faptul ca s-a ales soluția cu bușca de bronz în piciorul bielei trebuie să ținem cont de faptul că aceasta preia o parte neglijabilă din valoarea momentului dar preia o parte însemnată din valoarea forței normale  $N$ . Pentru a calcula procentul  $k$  pe care îl preia piciorul bielei din întreaga forță normală se ține cont de faptul că alungirea specifică a bușcii și a piciorului sunt egale pentru că ele se deformează la fel. Astfel se obține procentul:

$$S_{pB} := b_B \cdot h_{pB} = 606.511 \cdot \text{mm}^2 \quad - \text{secțiunea piciorului}$$

$$S_{bB} := b_B \cdot h_{bB} = 285.417 \cdot \text{mm}^2 \quad - \text{secțiunea bușcii}$$

$$E_{OL} = 2.1 \times 10^5 \cdot \text{MPa} \quad - \text{modulul de elasticitate al oțelului}$$

$$E_{Bz} := 1.15 \cdot 10^5 \cdot \text{MPa} \quad - \text{modulul de elasticitate al bronzului}$$

$$k_N := \frac{1}{1 + \frac{S_{bB}}{S_{pB}} \cdot \frac{E_{Bz}}{E_{OL}}} = 0.795 \quad \text{- procentul din N preluat de picior}$$

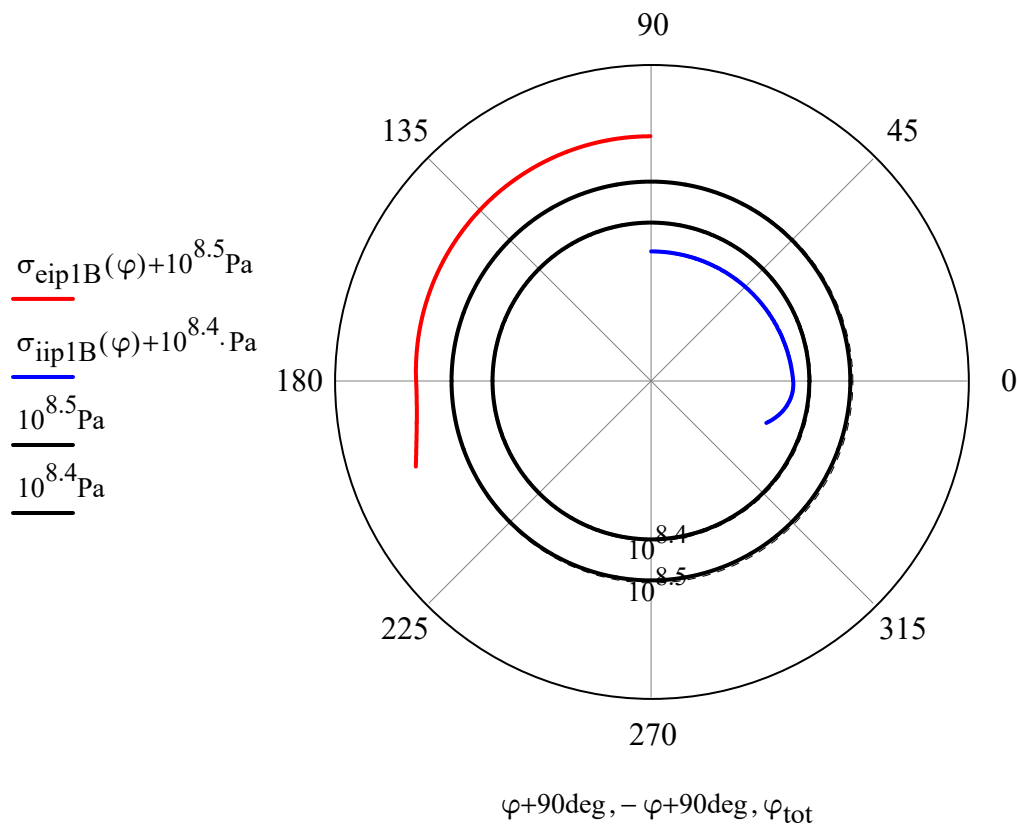
$$N_{p1B}(\varphi) := k_N \cdot N_{pB}(\varphi)$$

$$\sigma_{eip1B}(\varphi) := \left[ 2 \cdot M_{pB}(\varphi) \cdot \frac{6 \cdot r_{pB} + h_{pB}}{(h_{pB} + 2 \cdot r_{pB}) \cdot h_{pB}} + N_{p1B}(\varphi) \right] \cdot \frac{1}{h_{pB} \cdot b_B}$$

$$\sigma_{iip1B}(\varphi) := \left[ -2 \cdot M_{pB}(\varphi) \cdot \frac{6 \cdot r_{pB} - h_{pB}}{(-h_{pB} + 2 \cdot r_{pB}) \cdot h_{pB}} + N_{p1B}(\varphi) \right] \cdot \frac{1}{h_{pB} \cdot b_B}$$

$$\varphi_{tot} := 0\text{deg}, 0.1\text{deg}.. 360\text{deg}$$

Tensiunile din fibra exterioră/interioară



Valoarea maximă a tensiunilor se obține în punctul de încastrare a piciorului și sunt egale cu 80,402 MPa în fibra exterioară, și 56,418 MPa în fibra interioară. Valoarea admisibilă a tensiunilor pentru oțelul ales este de 430 MPa, rezultă că piciorul rezistă forței de întindere.

Pentru solicitarea de comprimare a piciorului bielei, s-a determinat experimental că presiunea datorată forței de comprimare este repartizată după o lege sinusoidală pe jumătatea inferioară a piciorului bielei.

$$F_{cpB} := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{max} - (m_p + m_{sg}) \cdot a_{pmax} \quad - \text{forța de comprimare}$$

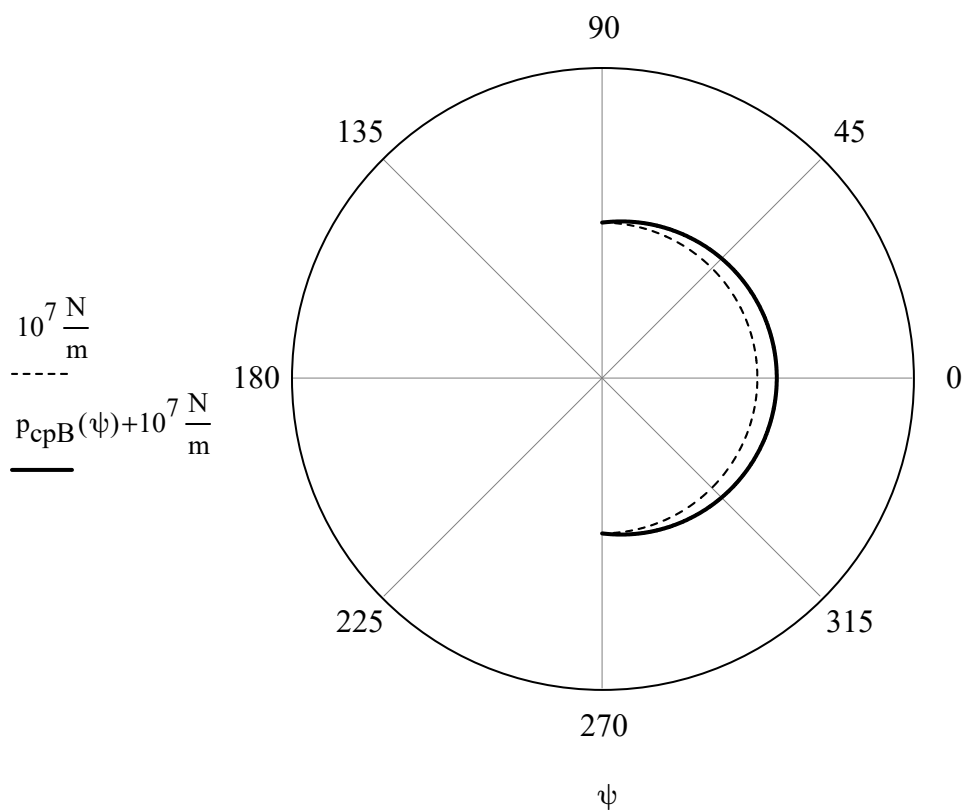
$$F_{cpB} = 181.956 \cdot \text{kN}$$

$$p_{0cpB} := \frac{F_{cpB}}{\pi \cdot r_{pB}} = 1.249 \times 10^6 \cdot \frac{\text{N}}{\text{m}}$$

$$\psi := -90\text{deg}, -89.9\text{deg}.. 90\text{deg}$$

$$p_{cpB}(\psi) := p_{0cpB} \cdot \cos(\psi) \quad - \text{presiunea datorată forței de comprimare}$$

Presiunea datorată forței de comprimare



Procedând asemănător ca la solicitarea de întindere se calculează forțele de legătură ce trebuie introduse în momentul în care se realizează calculul doar pe jumătate din piciorul bieiei. Cu aceste forțe de legătură, se calculează momentul și forța normală în fiecare secțiune, iar apoi se calculează tensiunile în fibra exterioară și în fibra interioară pentru solicitarea de comprimare folosind aceleași relații.

$$M_{0cpB} := -0.00025 \cdot F_{cpB} \cdot r_{pB} = -2.11 \cdot N \cdot m \quad - \text{momentul de legătură}$$

$$N_{0cpB} := 0.0009 \cdot F_{cpB} = 163.76 N \quad - \text{forța normală de legătură}$$

$$M_{cpB}(\varphi) := \begin{cases} \left[ M_{0cpB} + N_{0cpB} \cdot r_{pB} \cdot (1 - \cos(\varphi)) \right] & \text{if } 0 < \varphi \leq 90 \text{deg} \\ \left[ M_{0cpB} + N_{0cpB} \cdot r_{pB} \cdot (1 - \cos(\varphi)) - \frac{F_{cpB} \cdot r_{pB}}{\pi} \cdot \left( \frac{\pi}{2} \cdot \sin(\varphi) - \varphi \cdot \sin(\varphi) \right) \right] & \text{if } 90 < \varphi < 180 \text{deg} \end{cases}$$

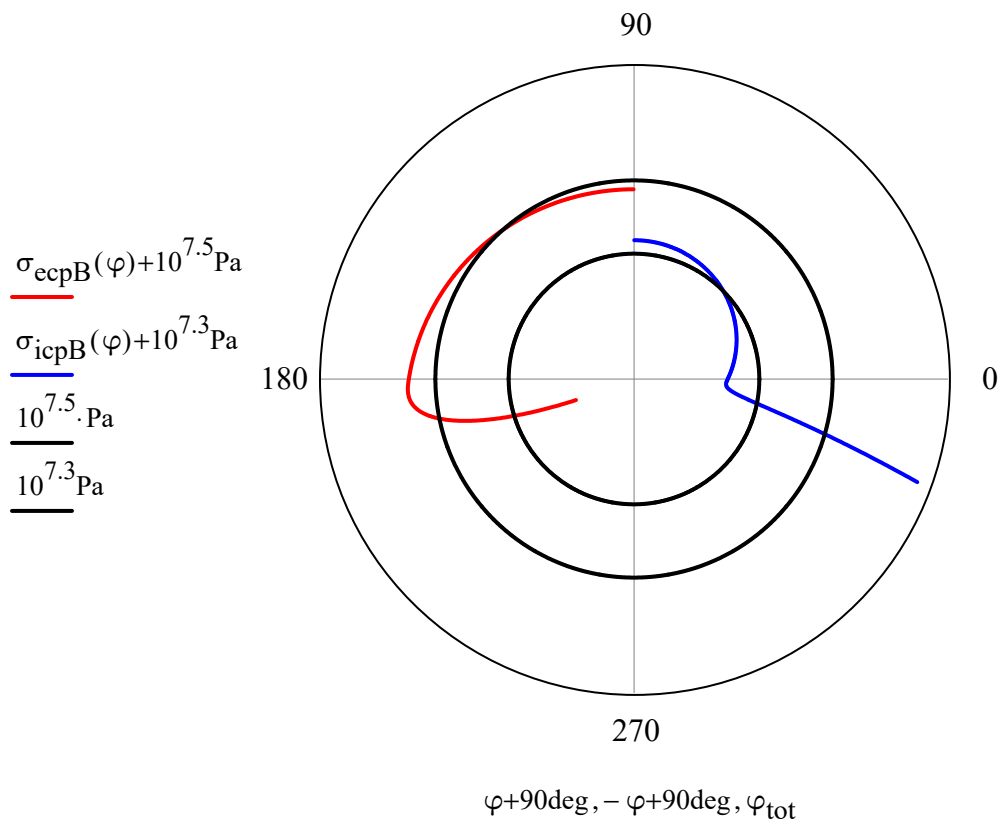
$$\varphi := 0 \text{deg}, 0.1 \text{deg} .. \alpha_{incpB} \cdot \text{deg}$$

$$N_{cpB}(\varphi) := \begin{cases} \left[ k_N \cdot (N_{0cpB} \cdot \cos(\varphi)) \right] & \text{if } 0 < \varphi < 90 \text{deg} \\ \left[ k_N \cdot \left[ N_{0cpB} \cdot \cos(\varphi) + \frac{F_{cpB}}{\pi} \cdot \left( \frac{\pi}{2} \cdot \sin(\varphi) - \varphi \cdot \sin(\varphi) - \cos(\varphi) \right) \right] \right] & \text{if } 90 < \varphi < 180 \text{deg} \end{cases}$$

$$\sigma_{ecpB}(\varphi) := \left[ 2 \cdot M_{cpB}(\varphi) \cdot \frac{6 \cdot r_{pB} + h_{pB}}{(h_{pB} + 2 \cdot r_{pB}) \cdot h_{pB}} + N_{cpB}(\varphi) \right] \cdot \frac{1}{h_{pB} \cdot b_B}$$

$$\sigma_{icpB}(\varphi) := \left[ -2 \cdot M_{cpB}(\varphi) \cdot \frac{6 \cdot r_{pB} - h_{pB}}{(-h_{pB} + 2 \cdot r_{pB}) \cdot h_{pB}} + N_{cpB}(\varphi) \right] \cdot \frac{1}{h_{pB} \cdot b_B}$$

## Tensiunile datorate forței de comprimare



Valorile maxime ale tensiunilor se regăsesc în zona de încastrare a piciorului la capul bielei și au valorile 21,794 MPa pe fibra exterioară și 28,044 MPa pe fibra interioară. Acestea se încadrează în limitele pe care le admite materialul ales.

În continuare se calculează tensiunile induse în material datorită strângerii bucșei antifricțiune în piciorul bielei și datorită dilatărilor termice. Prezintă interes doar tensiunile tangențiale care sunt perpendiculare pe secțiunea transversală a piciorului și se vor aduna cu eforturile de întindere și comprimare.

$$\Delta_{\text{pB}} := 0.2 \text{ mm}$$

- diferența de diametre la rece

$$d_{\text{ebB}} := d_{\text{ipB}} + \Delta_{\text{pB}} = 81.11 \cdot \text{mm}$$

- diametrul exterior al bucșei la rece

$$\alpha_{\text{Bz}} := 18 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{\text{K}}$$

- coeficientul de dilatare termica al bronzului

$$\alpha_{\text{OL}} := 10 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{1}{\text{K}}$$

- coeficientul de dilatare termica al oțelului

$$T_{\text{mbpB}} := 400 \text{ K}$$

- temperatura la care se execută montajul

$$\Delta_{tpB} := d_{eb} \cdot [1 + \alpha_{Bz} \cdot (T_{mbpB} - T_0)] - d_{ipB} \cdot [1 + \alpha_{OL} \cdot (T_{mbpB} - T_0)] = -0.011 \text{ m}$$

- diferența de diametre în stare dilatată

$$\mu := 0.3$$

- coeficientul lui Poisson

$$d_{ibB} := d_{ebB} - 2 \cdot h_{bB} = 69.95 \cdot \text{mm}$$

- diametrul interior al buçei

$$p_{bpB} := \frac{\Delta_{pB} + \Delta_{tpB}}{d_{ipB} \cdot \left( \frac{\frac{d_{epB}^2 + d_{ipB}^2}{d_{epB}^2 - d_{ipB}^2} + \mu}{E_{OL}} + \frac{\frac{d_{ipB}^2 + d_{ebB}^2}{d_{ipB}^2 - d_{ebB}^2} - \mu}{E_{Bz}} \right)} = 38.496 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{fepB} := p_{bpB} \cdot \frac{2 \cdot d_{ipB}^2}{d_{epB}^2 - d_{ipB}^2} = 114.552 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{fipB} := p_{bpB} \cdot \frac{d_{epB}^2 + d_{ipB}^2}{d_{epB}^2 - d_{ipB}^2} = 153.049 \cdot \text{MPa}$$

Pentru calculul la oboseală se ține cont de faptul că cea mai solicitată secțiune este secțiunea de încastrare a capului în corpul bieiei iar coeficientul de siguranță va avea valori minime în aceste secțiuni. Tensiunea maximă respectiv minimă se calculează cu relațiile:

$$\sigma_{emax} := \sigma_{eip1B}(110\text{deg}) + \sigma_{fepB} = 195.058 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{emin} := \sigma_{ecpB}(110\text{deg}) + \sigma_{fepB} = 92.758 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{-1} := 3400 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

$$\beta_{\sigma} = 1$$

$$\varepsilon_{\sigma} := 0.8$$

$$\gamma_{\sigma} := 0.9$$

$$\psi_{\sigma} := 0.12$$



$$\sigma_{vpB} := \frac{\sigma_{emax} - \sigma_{emin}}{2} = 51.15 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{mpB} := \frac{\sigma_{emax} + \sigma_{emin}}{2} = 143.908 \cdot \text{MPa}$$

$$c_{pB} := \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\beta_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \gamma_{\sigma}} \cdot \sigma_{vpB} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_{mpB}} = 3.85$$

În timpul funcționării piciorul bielei prevăzut cu bolț flotant trebuie să satisfacă și condiția de deformare și anume deformația maximă de ovalizare să fie mai mică decât jumătate din jocul dintre bucșă și picior.

$$I_{pB} := h_{pB}^3 \cdot \frac{b_B}{12}$$

$$y_{pB} := \frac{8 \cdot F_{ipB} \cdot r_{pB}^3 \cdot (\alpha_{incpB} - 90)}{10^6 \cdot E_{OL} \cdot I_{pB}} = 0.307 \cdot \mu\text{m}$$

## VIII.2. Calculul bieiei. Calculul corpului bieiei

Corpul bieiei se dimensionează pe bază de date statistice adoptând forma de dublu T cu dimensiunile caracteristice ale acestei secțiuni.

$$B_{cB} := b_B$$

$$B_{cB} := 51\text{mm}$$

$$H_{cB} := \frac{B_{cB}}{0.75} = 68\cdot\text{mm}$$

$$i_{cB} := 0.167 \cdot H_{cB} = 11.36\cdot\text{mm}$$

$$h_{cB} := H_{cB} - 2 \cdot i_{cB} = 45.3\cdot\text{mm}$$

Pentru determinarea forțelor critice de flambaj trebuie determinat momentul de inerție după axa x (paralelă cu axa bolțului) și după axa y (perpendiculară pe axa bolțului).

$$l_B := 328\text{mm} \quad \text{- lungimea bieiei}$$

$$l_{xB} := l_B = 328\cdot\text{mm}$$

$$d_{ebCB} := 0.55 \cdot D + 2\text{mm} = 87.25\cdot\text{mm}$$

$$l_{yB} := l_B - \frac{1}{2} \cdot d_{ebB} - \frac{1}{2} \cdot d_{ebCB} = 244\cdot\text{mm}$$

$$I_{xB} := \frac{B_{cB} \cdot H_{cB}^3 - (B_{cB} - i_{cB}) \cdot h_{cB}^3}{12} = 1.029 \times 10^6 \cdot \text{mm}^4$$

$$I_{yB} := \frac{(H_{cB} - h_{cB}) \cdot B_{cB}^3 + h_{cB} \cdot i_{cB}^3}{12} = 2.566 \times 10^5 \cdot \text{mm}^4$$

Astfel, forțele critice de flambaj după axa x, respectiv y se calculează cu relațiile:

$$F_{crxB} := \frac{\pi^2 \cdot E_{OL} \cdot I_{xB}}{l_{xB}^2} = 19832.9 \cdot \text{kN}$$

$$F_{cryB} := \frac{4 \cdot \pi^2 \cdot E_{OL} \cdot I_{yB}}{l_{yB}^2} = 35783.4 \cdot \text{kN}$$

Pentru verificarea corpului bielei se calculează aria secțiunii dublu T cu ajutorul dimensiunilor secțiunii alese pe bază de date statistice.

$$S_{cB} := H_{cB} \cdot B_{cB} - 2 \cdot h_{cB} \cdot \left( \frac{B_{cB} - i_{cB}}{2} \right) = 1.673 \times 10^3 \cdot \text{mm}^2$$

Forța care întinde biela este dată de forța de inerție a maselor în mișcare de translație pe cursa de admisie. Valoarea aceste forțe precum și valoarea eforturilor unitare la întindere se calculează cu relațiile.

$$F_{icB} := m_T \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \Lambda) = 59.035 \cdot \text{kN}$$

$$\sigma_{icB} := \frac{F_{icB}}{S_{cB}} = 35.295 \cdot \text{MPa}$$

Solicitarea de comprimare și flambaj a corpului bielei se verifică împreună folosind relația lui Navier. Forța care solicită corpul bielei la comprimare și flambaj este forța dată de presiunea gazelor la începutul cursei de destindere din care se scade forța de inerție a maselor în mișcare de translație.

$$F_{ccB} := \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p_{\max} - m_T \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \Lambda) = 158.155 \cdot \text{kN}$$

Materialul ales pentru bielă, OLC60, are o rezistență la curgere de 430 MPa, iar coeficienții de flambaj pentru cele două direcții posibile de flambaj se calculează raportând forța critică de flambaj pe direcția respectivă la forța maximă care cuprinde biela.

$$c_{fx} := \frac{F_{crxB}}{F_{ccB}} = 125.402$$

$$c_{fy} := \frac{F_{cryB}}{F_{ccB}} = 226.256$$

$$\sigma_{eB} := 430 \text{MPa}$$

În final, tensiunile se calculează cu relațiile:

$$\sigma_{xB} := \frac{F_{ccB}}{S_{cB}} + \frac{\sigma_{eB}}{c_{fx}} = 97.985 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{yB} := \frac{F_{ccB}}{S_{cB}} + \frac{\sigma_{eB}}{c_{fy}} = 96.457 \cdot \text{MPa}$$

Calculul la oboseală pentru corpul bieiei se execută pe baza unui ciclu asimetric de încărcare.

$$\sigma_{\max cB} := \sigma_{xB} = 97.985 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{\min cB} := \sigma_{icB} = 35.295 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{rB} := 750 \text{MPa} \quad - \text{rezistența la rupere a materialului}$$

$$\sigma_{-1cB} := 0.45 \cdot \sigma_{rB} = 337.5 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul la oboseală după un ciclu simetric}$$

$$\sigma_{0cB} := 1.5 \cdot \sigma_{-1cB} = 506.25 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul la oboseală după un ciclu pulsant}$$

$$\psi_{cB} := \frac{2\sigma_{-1cB} - \sigma_{0cB}}{\sigma_{0cB}} = 0.333$$

$$\beta_{\sigma B} := 1 \quad - \text{coeficient de concentrare a eforturilor}$$

$$\varepsilon_{\sigma B} := 0.8 \quad - \text{coeficient dimensional}$$

$$\gamma_{\sigma B} := 0.9 \quad - \text{coeficient de calitate a suprafeței}$$

$$\sigma_{vcB} := \frac{\sigma_{\max cB} - \sigma_{\min cB}}{2} = 31.345 \cdot \text{MPa} \quad - \text{amplitudinea efortului unitar}$$

$$\sigma_{mcB} := \frac{\sigma_{\max cB} + \sigma_{\min cB}}{2} = 66.64 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul unitar mediu}$$

$$c_{cB} := \frac{\sigma_{-1cB}}{\frac{\beta_{\sigma B}}{\varepsilon_{\sigma B} \cdot \gamma_{\sigma B}} \cdot \sigma_{vcB} + \psi_{cB} \cdot \sigma_{mcB}} = 5.133 \quad > 2.5$$

Coeficientul de rezistență la oboseală aflat cu relația prezentată mai sus se încadrează în limitele impuse, și anume să aibă o valoare mai mare decât 2,5.

### VIII.3. Calculul bielei. Calculul capului bielei

Dimensionarea capului bielei se face pe bază de date statistice în funcție de diametrul fusului maneton.

$$d_{fM} := 0.7 \cdot D = 108.5 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul fusului maneton}$$

$$d_{iCB} := d_{fM} + 4 \text{mm} = 112.5 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul interior al capului bielei}$$

$$h_{CB} := 25 \text{mm} \quad - \text{grosimea radială a capului bielei}$$

$$d_{eCB} := d_{iCB} + 2 \cdot h_{CB} = 162.5 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul exterior al capului bielei}$$

$$R_{CB} := \frac{d_{iCB} + d_{eCB}}{4} = 68.75 \cdot \text{mm} \quad - \text{raza fibrei medii deformate a capului bielei}$$

Capul bielei este solicitat la întindere de către forțele de inerție a maselor în mișcare de translație dar și forța centrifugă a maselor în mișcare de rotație, la comprimare de către forța dată de presiunea gazelor și forțele de inerție și la oboseală.

Datorită racordării mari a capului la corpul bielei solicitările date de forța de comprimare sunt neglijabile, ca urmare calculul se execută doar la întindere. Procedeeul de calcul este asemănător cu calculul piciorului. Forța care solicită biela la întindere este:

$$m_{\text{capacB}} := 1.5 \text{kg}$$

$$F_{iCB} := m_T \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \Lambda) + (m_{BM} - m_{\text{capacB}}) \cdot r \cdot \omega^2 = 84.28 \cdot \text{kN}$$

Forța de întindere se distribuie pe capul bielei ca o presiune care variază sinusoidal. Valoarea maximă a acestei presiuni se găsește în secțiunea de referință și are valoarea:

$$p_{0CB} := \frac{2F_{iCB}}{\pi \cdot R_{CB}} = 780.429 \cdot \frac{\text{kN}}{\text{m}}$$

$$p_{CB}(\psi) := p_{0CB} \cdot \cos(\psi)$$

Considerând capul bielei o grindă curbă încastrată în corpul bielei, și efectuând calculul doar pentru o jumătate a capului (se introduc forțele de legătură), se găsesc relațiile care dau valoarea momentului încovoietor și a forței normale în orice secțiune a capului. Momentul încovoietor și forța normală depinde de valoarea forțelor de legătură care depinde de unghiul de încastrare al capului la corpul bielei.

$$\alpha_{\text{incCB}} := 130 \quad \text{grade}$$

$$\varphi := 0\text{deg}, 0.1\text{deg}.. \alpha_{\text{incCB}} \cdot \text{deg}$$

$$M_{0\text{CB}} := (0.00083 \cdot \alpha_{\text{incCB}} - 0.062) \cdot F_{i\text{CB}} \cdot R_{\text{CB}} = 265.957 \text{ J}$$

$$N_{0\text{CB}} := (0.792 - 0.003 \cdot \alpha_{\text{incCB}}) \cdot F_{i\text{CB}} = 33.881 \cdot \text{kN}$$

$$M_{\text{CB}}(\varphi) := \begin{cases} \left[ M_{0\text{CB}} + N_{0\text{CB}} \cdot R_{\text{CB}} \cdot (1 - \cos(\varphi)) - F_{i\text{CB}} \cdot R_{\text{CB}} \cdot \frac{\varphi}{\pi} \cdot \sin(\varphi) \right] & \text{if } 0\text{deg} < \varphi < 90\text{deg} \\ \left[ M_{0\text{CB}} + N_{0\text{CB}} \cdot R_{\text{CB}} \cdot (1 - \cos(\varphi)) - F_{i\text{CB}} \cdot R_{\text{CB}} \cdot \left( \frac{\sin(\varphi)}{2} - \frac{\cos(\varphi)}{\pi} \right) \right] & \text{if } 90\text{deg} < \varphi < \alpha_{\text{incCB}} \cdot \text{deg} \end{cases}$$

$$N_{\text{CB}}(\varphi) := \begin{cases} \left( N_{0\text{CB}} \cdot \cos(\varphi) + F_{i\text{CB}} \cdot \frac{\varphi}{\pi} \cdot \sin(\varphi) \right) & \text{if } 0\text{deg} < \varphi < 90\text{deg} \\ \left[ N_{0\text{CB}} \cdot \cos(\varphi) + F_{i\text{CB}} \cdot \left( \frac{\sin(\varphi)}{2} - \frac{\cos(\varphi)}{\pi} \right) \right] & \text{if } 90\text{deg} < \varphi < \alpha_{\text{incCB}} \cdot \text{deg} \end{cases}$$

În continuare se calculează procentele kN și kM pe care le preia capul bieiei din forța normală N, respectiv din momentul încovoietor M, în ipoteza că o parte din aceste solicitări sunt preluate de cuzinetul din capul bieiei.

$$h_{\text{cuzCB}} := 2\text{mm}$$

$$S_{\text{cuzCB}} := b_{\text{B}} \cdot h_{\text{cuzCB}} = 102.3 \cdot \text{mm}^2$$

$$S_{\text{CB}} := b_{\text{B}} \cdot h_{\text{CB}} = 1.279 \times 10^3 \cdot \text{mm}^2$$

$$I_{\text{cuzCB}} := \frac{h_{\text{cuzCB}}^3 \cdot b_{\text{B}}}{12} = 34.1 \cdot \text{mm}^4$$

$$I_{\text{CB}} := \frac{h_{\text{CB}}^3 \cdot b_{\text{B}}}{12} = 6.66 \times 10^4 \cdot \text{mm}^4$$

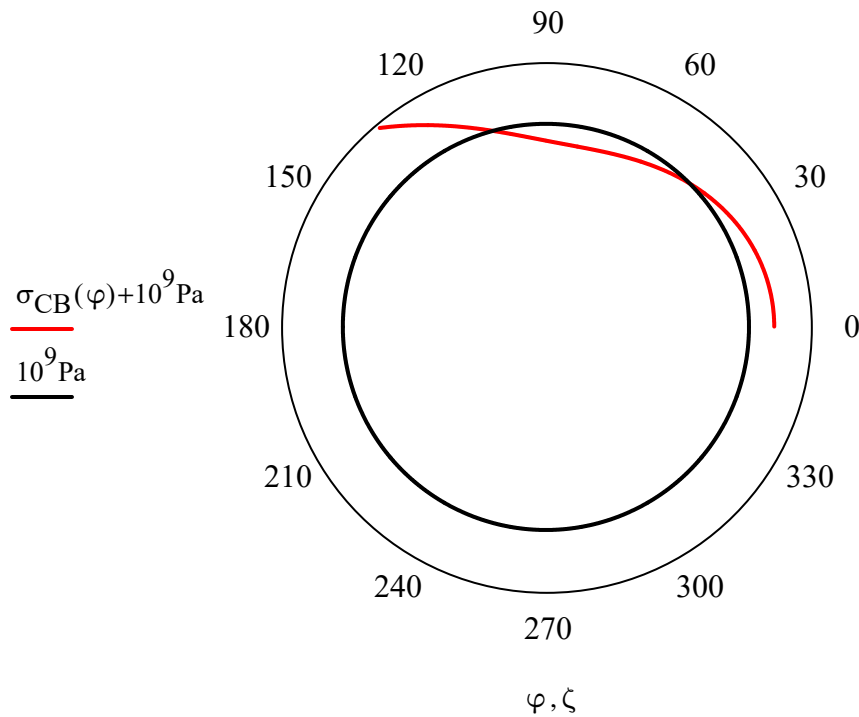
$$k_{\text{NCB}} := \frac{1}{1 + \frac{S_{\text{cuzCB}}}{S_{\text{CB}}}} = 0.926$$

$$k_{MCB} := \frac{1}{1 + \frac{I_{cuzCB}}{I_{CB}}} = 0.999$$

Tensiunile în capul bielei se calculează cu relația:

$$\sigma_{CB}(\varphi) := \frac{k_{MCB} \cdot M_{CB}(\varphi)}{\frac{h_{CB}^2 \cdot b_B}{12}} + \frac{k_{NCB} \cdot N_{CB}(\varphi)}{h_{CB} \cdot b_B}$$

$$\zeta := 0\text{deg}, 0.1\text{deg}.. 360\text{deg}$$



Tensiunea maximă se găsește în secțiunea de încastrare a capului și are valoarea 232,8 MPa, mai mică decât limita de curgere a materialului ales. Putem trage concluzia că rezistă.

Deformația maximă în capul bielei se calculează cu relația:

$$y_{CB} := 1.5 \cdot \frac{8 \cdot R_{CB}^3 \cdot F_{iCB} \cdot (\alpha_{incCB} - 90)^2}{10^6 \cdot E_{OL} \cdot (I_{CB} + I_{cuzCB})} = 37.577 \cdot \mu\text{m}$$

Această deformație trebuie să aibă valoare mai mică decât jocul dintre cuzinetul capului bielei și fusul maneton.

$$\Delta_{CB} := 0.0003 \cdot D = 46.5 \cdot \mu\text{m}$$

Șuruburile bielei sunt solicitate la întindere și la oboseală, forța care întinde șuruburile pe bielă fiind dată de forța de inerție a pieselor în mișcare de rotație și translație calculată la turația maximă.

$$F_{isB} := m_T \cdot r \cdot \omega^2 \cdot (1 + \Lambda) + (m_{BM}) \cdot r \cdot \omega^2 = 91.197 \cdot \text{kN}$$

$$F_{sB} := 2.5 \cdot F_{isB} = 227.992 \cdot \text{kN} \quad - \text{forța de strângere a șuruburilor}$$

$$a_{sB} := 0.2 \quad - \text{coeficient ce ține seama de elasticitatea sistemului}$$

$$d_{sB} := 26.5 \text{mm} \quad - \text{diametrul de fund al șuruburilor M30}$$

$$S_{sB} := \frac{\pi \cdot d_{sB}^2}{4} = 551.546 \cdot \text{mm}^2 \quad - \text{secțiunea transversală minimă a șurubului}$$

$$\sigma_{sB} := \frac{F_{sB} + a_{sB} \cdot F_{isB}}{2S_{sB}} = 223.2 \cdot \text{MPa}$$

Ciclul de calcul pentru solicitarea de oboseală a șuruburilor este un ciclu pulsant pozitiv. Tensiunile maxime și minime care solicită șuruburile sunt:

$$\sigma_{maxsB} := \frac{F_{sB} + a_{sB} \cdot F_{isB}}{2S_{sB}} = 223.22 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{minsB} := \frac{F_{sB}}{2S_{sB}} = 206.685 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{rB} := 750 \text{MPa} \quad - \text{rezistența la rupere a materialului}$$

$$\sigma_{-1sB} := 0.45 \cdot \sigma_{rB} = 337.5 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul la oboseală după un ciclu simetric}$$

$$\sigma_{0sB} := 1.5 \cdot \sigma_{-1cB} = 506.25 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul la oboseală după un ciclu pulsant}$$

$$\psi_{sB} := \frac{2\sigma_{-1cB} - \sigma_{0cB}}{\sigma_{0cB}} = 0.333$$

$$\beta_{\sigma sB} := 1 \quad - \text{coeficient de concentrare a eforturilor}$$



$$\varepsilon_{\sigma sB} := 0.8 \quad \text{- coeficient dimensional}$$

$$\gamma_{\sigma sB} := 0.9 \quad \text{- coeficient de calitate a suprafeței}$$

$$\sigma_{vsB} := \frac{\sigma_{maxsB} - \sigma_{minsB}}{2} = 8.267 \cdot \text{MPa} \quad \text{- amplitudinea efortului unitar}$$

$$\sigma_{msB} := \frac{\sigma_{maxsB} + \sigma_{minsB}}{2} = 214.952 \cdot \text{MPa} \quad \text{efortul unitar mediu}$$

$$c_{sB} := \frac{\sigma_{-1sB}}{\frac{\beta_{\sigma sB}}{\varepsilon_{\sigma sB} \cdot \gamma_{\sigma sB}} \cdot \sigma_{vsB} + \psi_{sB} \cdot \sigma_{msB}} = 4.06 \quad > 2.5$$

### IX.1. Calculul arborelui cotit. Dimensionarea arborelui cotit

Arborele cotit al motorului se dimensionează pe bază de date statistice după care se utilizează dimensiunile alese pentru a realiza calculul de verificare al arborelui cotit. Dimensiuni arborelui cotit ce se aleg sunt:

$l_{\text{cot}} := 1.6 \cdot D = 248 \cdot \text{mm}$	- lungimea cotului
$d_{\text{p}} := 0.75 \cdot D = 116 \cdot \text{mm}$	- diametrul fusului palier
$l_{\text{pe}} := 0.8 \cdot D = 124 \cdot \text{mm}$	- lungimea fusurilor palier extreme
$l_{\text{pi}} := 0.6 \cdot D = 93 \cdot \text{mm}$	- lungimea fusurilor palier interne
$d_{\text{M}} := 0.7 \cdot D = 109 \cdot \text{mm}$	- diametrul fusului maneton
$l_{\text{M}} := 2 \cdot b_{\text{B}} + 10 \text{mm} = 112 \cdot \text{mm}$	- lungimea fusului maneton
$d_{\text{Mi}} := 0.7 \cdot d_{\text{M}} = 76 \cdot \text{mm}$	- diametrul interior
$h_{\text{brat}} := 0.2 \cdot d_{\text{M}} = 22 \cdot \text{mm}$	- grosimea bratului
$b_{\text{brat}} := 1.7 \cdot d_{\text{M}} = 184 \cdot \text{mm}$	- lățimea brațului
$\rho_{\text{fus}} := 0.05 \cdot d_{\text{M}} = 5 \cdot \text{mm}$	- raza de racordare

### IX.2. Calculul arborelui cotit. Determinarea poziției orificiilor de ungere

Pentru funcționarea corectă a lagărului fusului maneton este necesar ca orificiul de ungere să fie poziționat în zona periferică a fusului cea mai puțin solicitată. Poziția orificiului se determină prin construcția grafică sau analitică a diagramei polare a fusului maneton care prezintă variația efortului asupra fusului.

$$\alpha := 0 \text{deg}, 0.1 \text{deg} \dots 720 \text{deg}$$

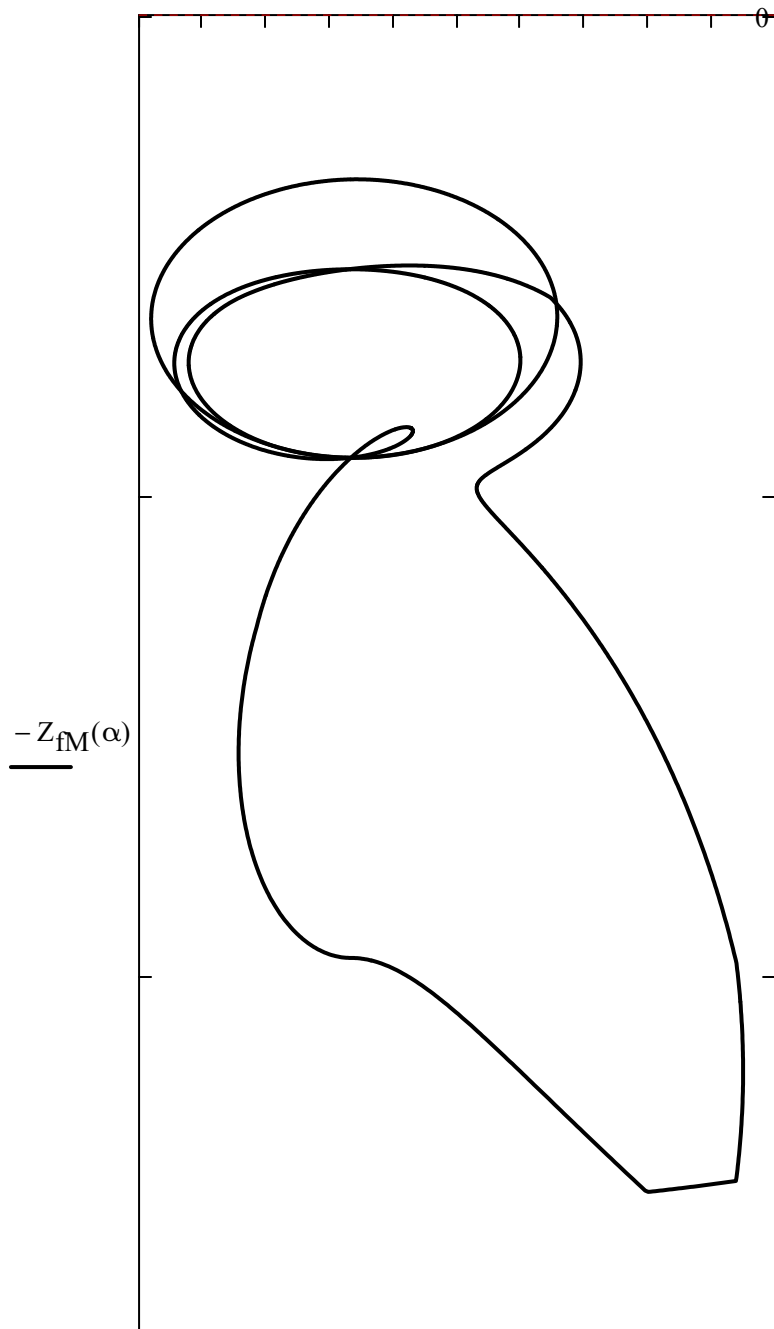
$$T_{\text{fM}}(\alpha) := T(\alpha)$$

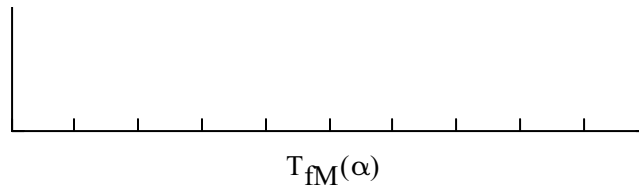
$$Z_{\text{fM}}(\alpha) := Z_{\text{B}}(\alpha) - F_{\text{iR}}$$

$$R_{fM}(\alpha) := \sqrt{(T_{fM}(\alpha))^2 + (Z_{fM}(\alpha))^2}$$

$$\varphi(\alpha) := \operatorname{atan}\left(\frac{T_{fM}(\alpha)}{Z_{fM}(\alpha)}\right)$$

Diagrama polara a fusului maneton

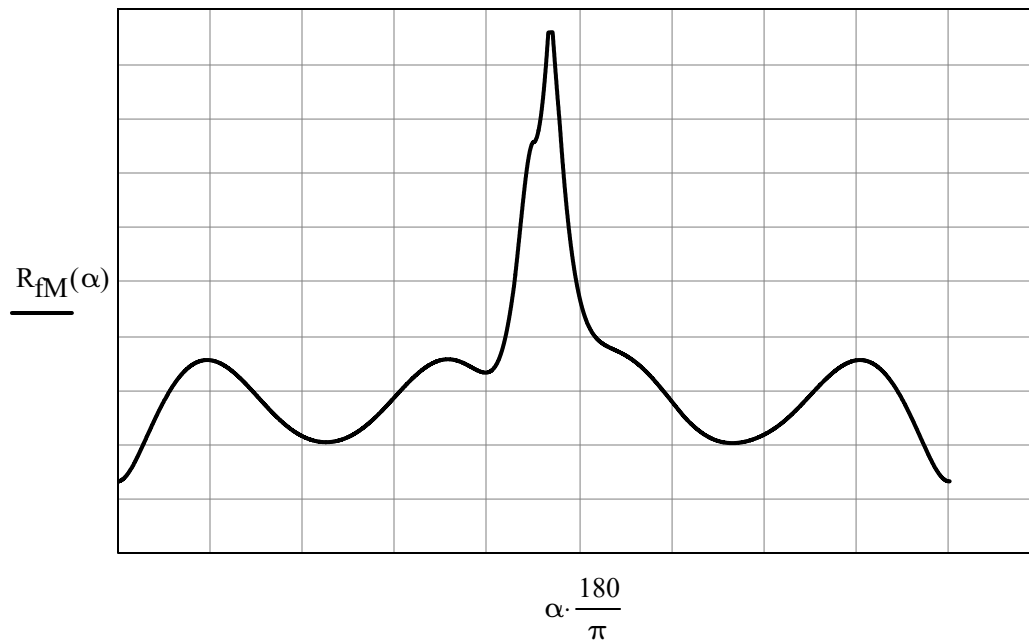




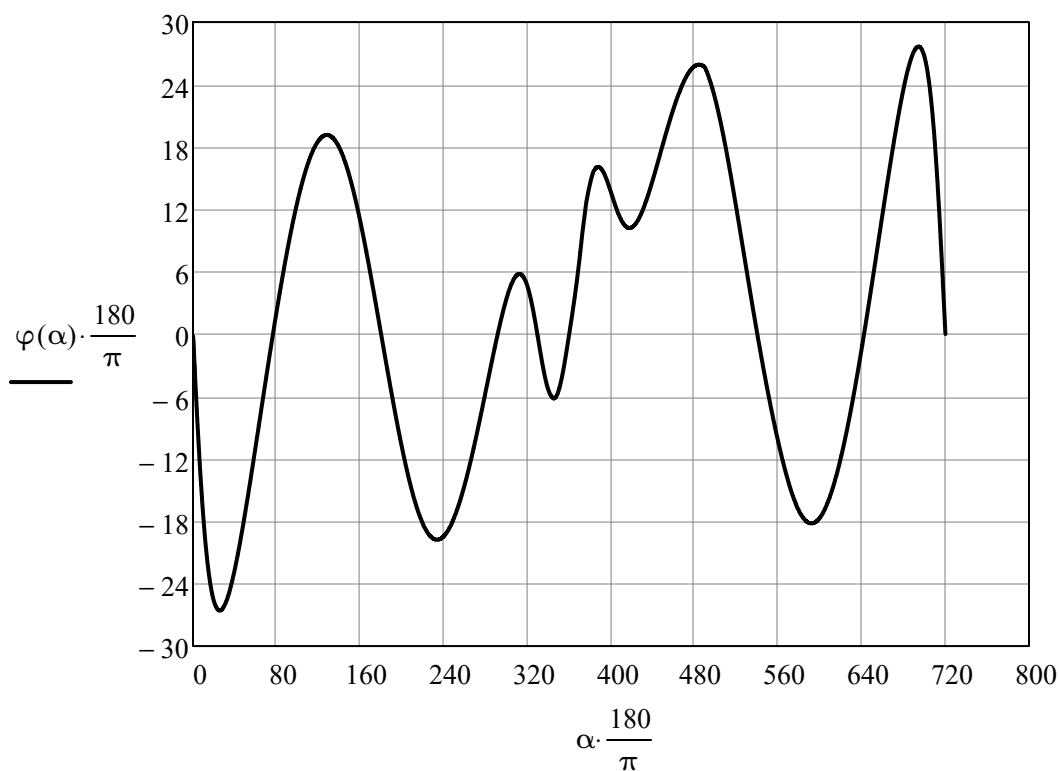
Pe diagrama polară obținută se trasează vectorul de mărime constantă ce reprezintă forța centrifugă a maselor în mișcare de rotație aferentă fusului maneton (la scara aleasă). În vârful vectorului trasat se găsește noul centru al diagramei polare, întrucât compunerea lui cu forța în lungul bielei L dă rezultanta pe fusul maneton.

$$F_{iR} = -92.222 \cdot \text{kN}$$

Se obține diagrama prezentată în următoarea figură. Pe baza diagramei polare se reprezintă diagrama de uzură a fusului maneton. Construcția diagramei de uzură se face admitând că forța de apăsare care încarcă fusul maneton la un anumit moment se repartizează pe suprafața fusului la 60 deg în ambele părți ale punctului de aplicație. Diagrama se reprezintă conform indicațiilor din literatura de specialitate și se obține diagrama prezentată în următoarele pagini.



$$R_{fMmed} := \frac{1}{720\text{deg}} \cdot \left( \int_{0\text{deg}}^{720\text{deg}} R_{fM}(\alpha) d\alpha \right) = 82.782 \cdot \text{kN}$$



Analizând diagrama de uzură a fusului maneton se observă că direcția la care presiunea exercitată de rezultantă pe fusul maneton are valori minime este la 130 deg față de verticala aleasă convențional. În concluzie, orificiul de ungere pe fusul maneton se va plasa la 130 deg față de verticală.

Orificiul de ungere pentru fusurile palier se determină diferit pentru fiecare fus în parte datorită rezultantei diferite pentru fiecare fus palier. În continuare se calculează poziția orificiului de ungere a fusului palier numărul 3.

Folosind schema din figura de pe pagina următoare, se determină reacțiunile pe fusul palier numărul 3 din ecuațiile de moment față de capătul din stânga al arborelui. După ce se scriu ecuațiile de moment se obțin următoarele ecuații pentru reacțiunile pe fusul palier 3.

$$b_B = 51 \cdot \text{mm}$$

$$l_2 := l_{\text{cot}} = 248 \cdot \text{mm}$$

$$l_3 := l_{\text{cot}} = 248 \cdot \text{mm}$$

$$l_{2s} := \frac{l_{\text{cot}}}{2} = 124 \cdot \text{mm}$$

$$l_{2d} := l_{2s}$$

$$l_{3s} := l_{2s}$$

$$l_{3d} := l_{2s}$$

$$F_{iR3} := -(m_R - m_{BM}) \cdot r \cdot \omega^2 = -60.059 \cdot \text{kN}$$

$$F_{iR4} := F_{iR3}$$

$$F_{iR5} := F_{iR3}$$

$$F_{iR6} := F_{iR3}$$

$$\Delta\theta = 72 \cdot \text{deg}$$

$$\alpha := 0 \text{deg}, 0.1 \text{deg} .. 720 \text{deg}$$

$$Z_3(\alpha) := \begin{cases} Z_B(\alpha + 4 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 6 \cdot \Delta\theta \\ Z_B(\alpha - 6 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 6 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$Z_4(\alpha) := \begin{cases} Z_B(\alpha + 3 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 7 \cdot \Delta\theta \\ Z_B(\alpha - 7 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 7 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$Z_5(\alpha) := \begin{cases} Z_B(\alpha + 2 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 8 \cdot \Delta\theta \\ Z_B(\alpha - 8 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 8 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$Z_6(\alpha) := \begin{cases} Z_B(\alpha + 1 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 9 \cdot \Delta\theta \\ Z_B(\alpha - 9 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 9 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_3(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 4 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 6 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 6 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 6 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_4(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 3 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 7 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 7 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 7 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_5(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 2 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 8 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 8 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 8 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_6(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 1 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 9 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 9 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 9 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_3(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 4 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 6 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 6 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 6 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_4(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 3 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 7 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 7 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 7 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_5(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 2 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 8 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 8 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 8 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_6(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 1 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 9 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 9 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 9 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_5(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 2 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 8 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 8 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 8 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_6(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 1 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 9 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 9 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 9 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_6(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 1 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 9 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 9 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 9 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$Z_{2d}(\alpha) := \frac{(Z_3(\alpha) + F_{iR3}) \cdot \left( l_{2s} - \frac{b_B}{2} \right) + (Z_4(\alpha) + F_{iR4}) \cdot \left( l_{2s} + \frac{b_B}{2} \right)}{l_2}$$

$$T_{2d}(\alpha) := \frac{(T_3(\alpha)) \cdot \left(l_{2s} - \frac{b_B}{2}\right) + (T_4(\alpha)) \cdot \left(l_{2s} + \frac{b_B}{2}\right)}{l_2}$$

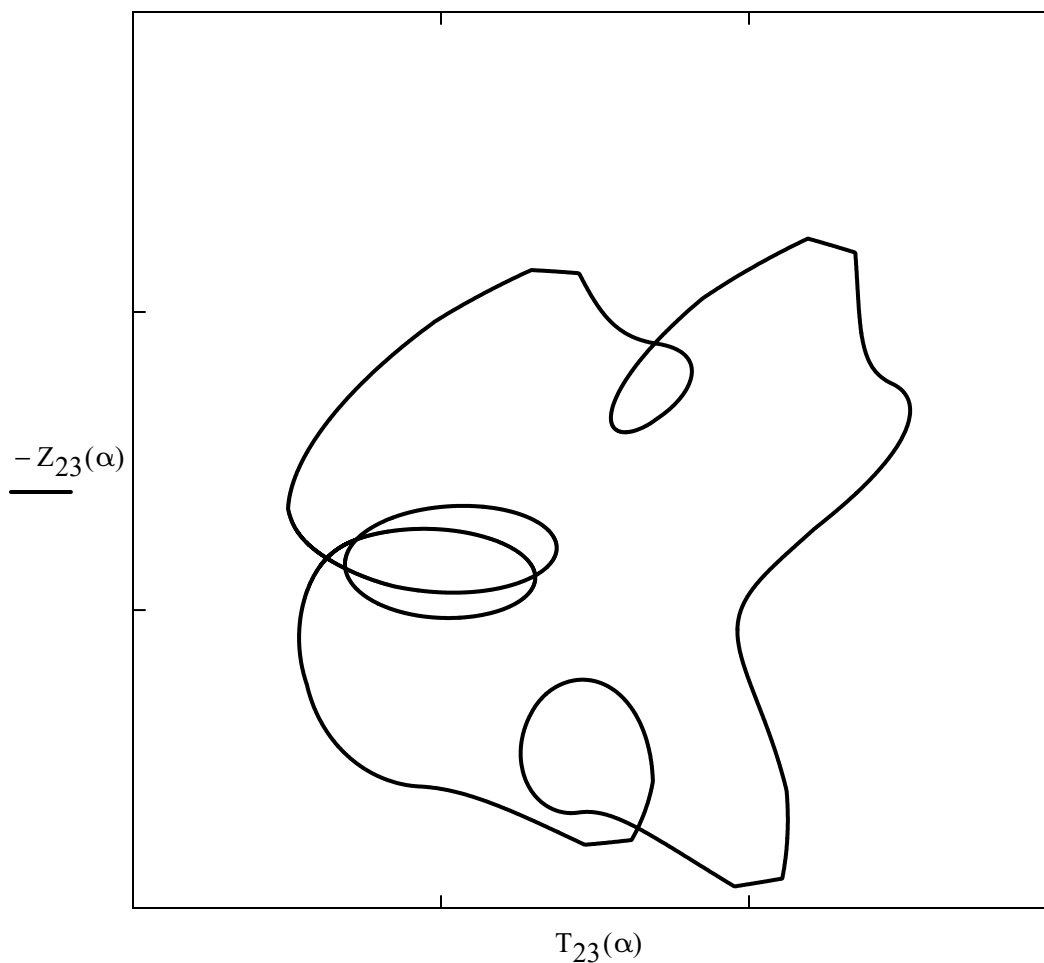
$$Z_{3s}(\alpha) := \frac{(Z_5(\alpha) + F_{iR5}) \cdot \left(l_{3d} + \frac{b_B}{2}\right) + (Z_6(\alpha) + F_{iR6}) \cdot \left(l_{3d} - \frac{b_B}{2}\right)}{l_3}$$

$$T_{3s}(\alpha) := \frac{(T_5(\alpha)) \cdot \left(l_{3d} + \frac{b_B}{2}\right) + (T_6(\alpha)) \cdot \left(l_{3d} - \frac{b_B}{2}\right)}{l_3}$$

$$Z_{23}(\alpha) := Z_{2d}(\alpha) + Z_{3s}(\alpha) \cdot \cos(2 \cdot \Delta\theta) - T_{3s}(\alpha) \cdot \sin(2 \cdot \Delta\theta)$$

$$T_{23}(\alpha) := T_{2d}(\alpha) + Z_{3s}(\alpha) \cdot \sin(2 \cdot \Delta\theta) + T_{3s}(\alpha) \cdot \cos(2 \cdot \Delta\theta)$$

Diagrama polara a fusului palier 3



Folosind diagrama polară se construiește diagrama de uzură la fel ca la fusul maneton, iar pe baza acesteia se determină poziția optimă a orificiului de ungere.

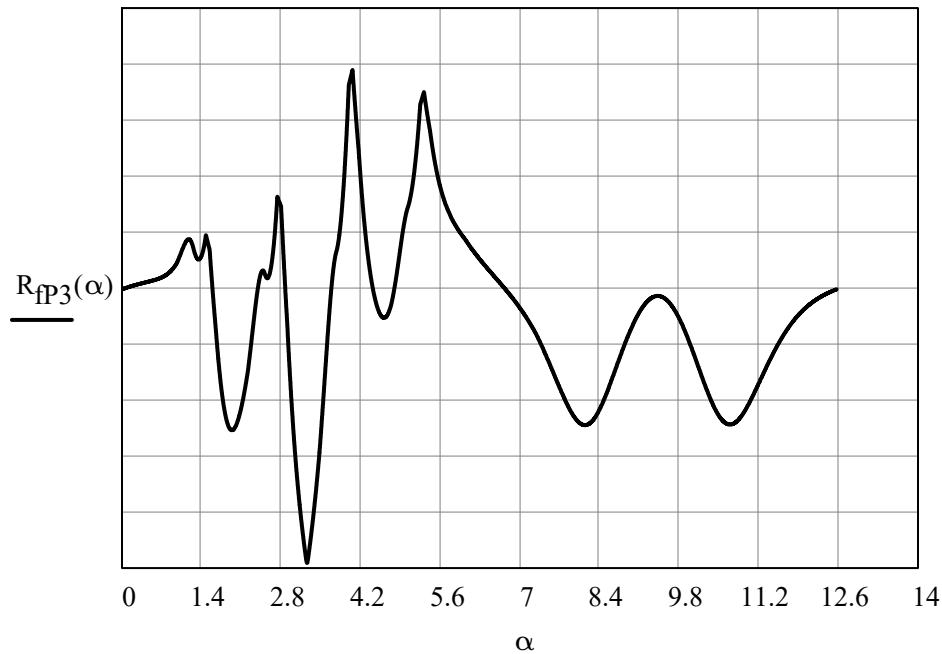
$$R_{fp3}(\alpha) := \sqrt{(Z_{23}(\alpha))^2 + (T_{23}(\alpha))^2}$$

$$\varphi_{p3}(\alpha) := \operatorname{atan}\left(\frac{T_{23}(\alpha)}{Z_{23}(\alpha)}\right)$$

Analizând diagrama de uzură a fusului palier se poate observa ca poziția optimă la care



trebuie plasat orificiul de ungere este la 100 deg față de manivela numărul 2.



$$R_{fPmed} := \frac{1}{720deg} \cdot \left( \int_{0deg}^{720deg} R_{fP3}(\alpha) d\alpha \right) = 63.267 \cdot kN$$

### IX.3. Calculul arborelui cotit. Verificarea la presiune. Verificarea termică

Prima etapă din cadrul calculului de verificare al arborelui cotit o constituie verificarea la presiune a fusurilor. Pentru a nu periclita pelicula de ulei existentă între cuzinet și fus, presiunea maximă care apare în timpul funcționării trebuie să aibă o valoare mai mică decât presiunea admisibilă. Se face verificarea atât pentru fusul maneton cât și pentru fusul palier.

$$R_{fMmax} := 249.2kN$$

$$P_{fMmax} := \frac{R_{fMmax}}{l_M \cdot d_M} = 20.452 \cdot \text{MPa}$$

$$R_{fPmax} := 124.72 \text{ kN}$$

$$P_{fPmax} := \frac{R_{fPmax}}{l_{Pi} \cdot d_P} = 11.536 \cdot \text{MPa}$$

În continuarea calculului de verificare se face verificarea la încălzire. Pentru ca uleiul să nu își piardă vâscozitatea în timpul funcționării trebuie ca degajarea de căldură ca urmare a frecării hidrodinamice dintre fus și cuzinet să nu depășească o anumită valoare. Lucrul mecanic de frecare între fus și cuzinet reprezintă și criteriul de uzură al fusului, iar acesta depinde de presiunea medie pe fus și de viteza relativă între fus și cuzinet.

$$w_P := d_P \cdot \omega = 29.217 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{- viteza relativă la fusul palier}$$

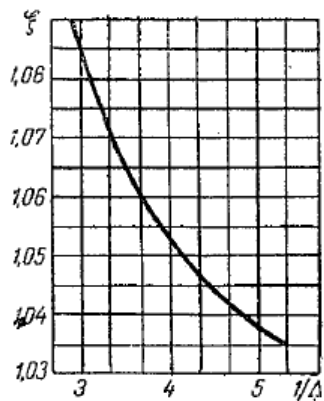


Fig. 14.30. Coeficientul de corectare a vitezei relative.

$$\xi_w := 1.043 \quad \text{- coeficient de corectare a vitezei relative}$$

$$w_M := \xi_w \cdot d_M \cdot \omega = 28.442 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{- viteza relativă la fusul maneton}$$

$$P_{fMmed} := \frac{R_{fMmed}}{d_M \cdot l_M} = 6.794 \cdot \text{MPa} \quad \text{- presiunea medie pe fusul maneton}$$

$$P_{fPmed} := \frac{R_{fPmed}}{d_P \cdot l_{Pi}} = 5.852 \cdot \text{MPa} \quad \text{- presiunea medie pe fusul palier}$$

$$L_{fM} := \sqrt{\text{PfMmed} \cdot \frac{1}{\text{Pa}} \cdot \left( w_M \cdot \frac{s}{m} \right)^3} = 395362$$

$$L_{fP} := \sqrt{\text{PfPmed} \cdot \frac{1}{\text{Pa}} \cdot \left( w_P \cdot \frac{s}{m} \right)^3} = 382031$$

#### IX.4. Calculul arborelui cotit. Verificarea la oboseală a fusurilor palier

Verificarea la oboseală a arborelui cotit se face ținând cont de următoarele ipoteze: arborele cotit se consideră o grindă discontinuă formată dintr-un număr de coturi, fiecare cot fiind sprijinit de 2 fusuri palier; fusurile palier sunt coaxiale și rigide; momentul de încovoiere al reazemelor este considerat nul datorită lungimii reduse a acestora; reazemele sunt sollicitate la torsiune.

Momentul care acționează asupra fusului palier din stânga se numește moment de intrare și este egal cu suma momentelor de torsiune a manivelor din stânga, iar momentul care acționează pe fusul palier din dreapta se numește moment de ieșire și este egal cu momentul de intrare la care se adaugă momentul dat de manivela dintre cele 2 fusuri palier. În calculul momentului de intrare se va ține cont că pe fiecare fus maneton există 2 bieie, iar valoare totală a forței tangențiale  $T$  pe fusul maneton este dată de 2 bieie decalate unghiular între ele după ordinea de aprindere.

$$T_1(\alpha) := T(\alpha)$$

$$T_2(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 9 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq \Delta\theta \\ T(\alpha - \Delta\theta) & \text{if } \alpha > \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_3(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 4 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 6 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 6 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 6 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_4(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 3 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 7 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 7 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 7 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_5(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 2 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 8 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 8 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 8 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

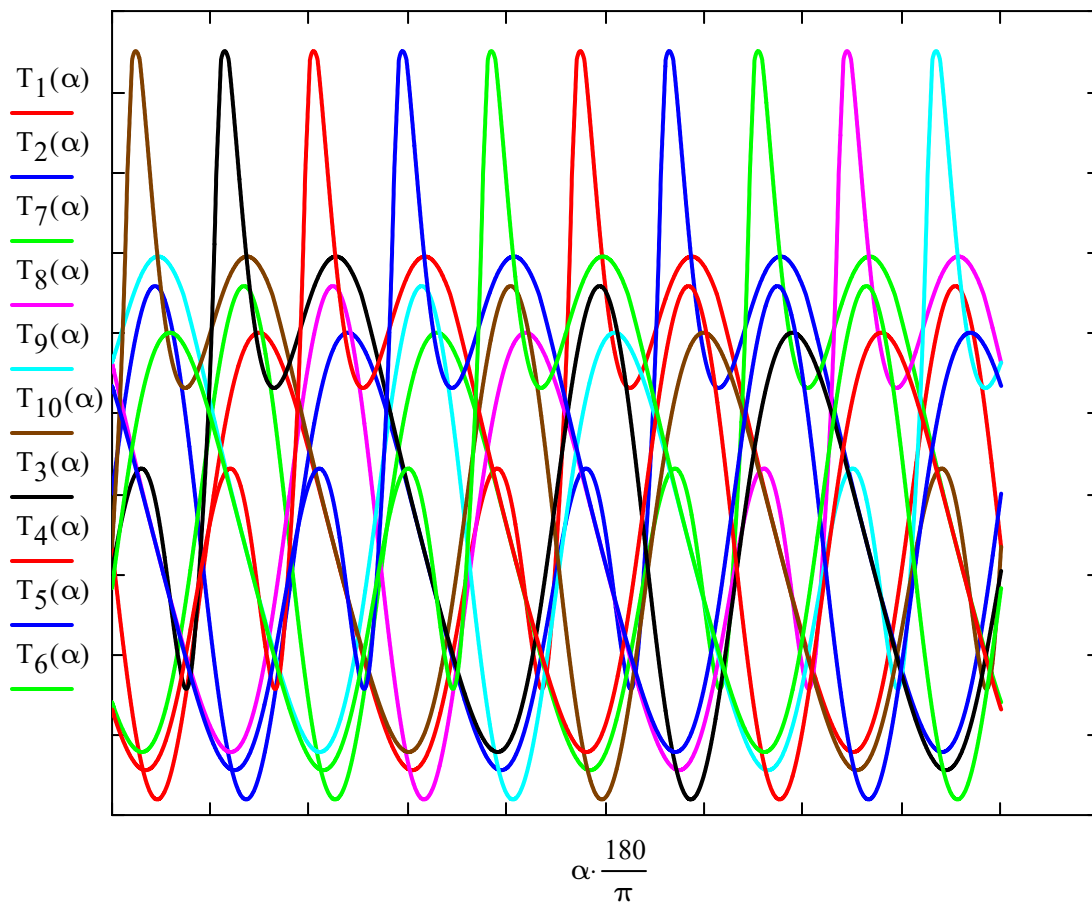
$$T_6(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 1 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 9 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 9 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 9 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_7(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 8 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 2 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 2 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 2 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_8(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 7 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 3 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 3 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 3 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_9(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 6 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 4 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 4 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 4 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$

$$T_{10}(\alpha) := \begin{cases} T(\alpha + 5 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq 5 \cdot \Delta\theta \\ T(\alpha - 5 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha > 5 \cdot \Delta\theta \end{cases}$$



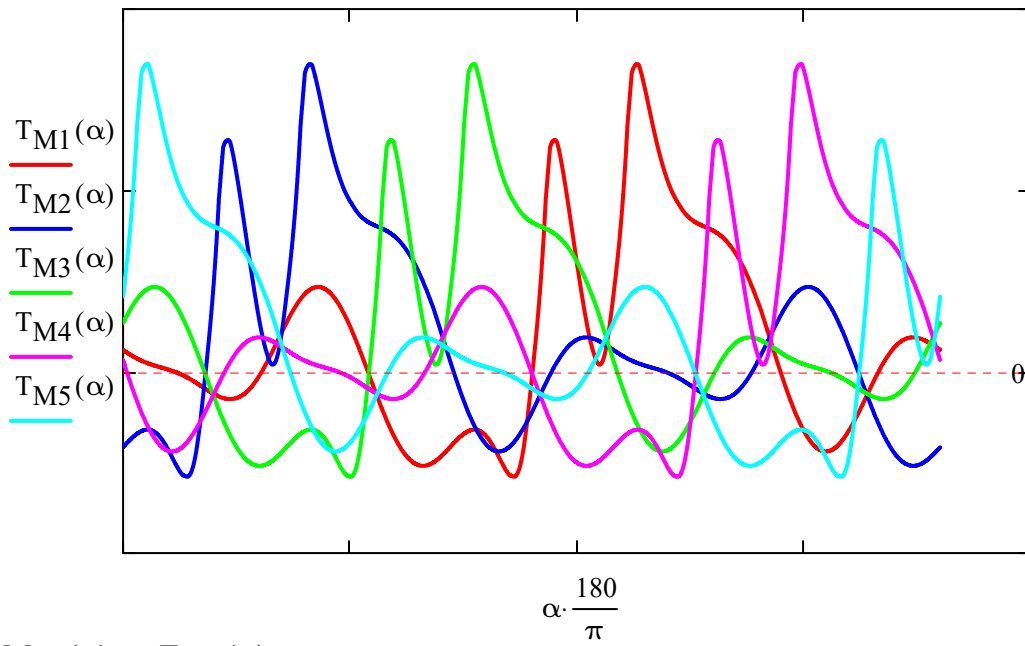
$$T_{M1}(\alpha) := T_1(\alpha) + T_2(\alpha)$$

$$T_{M2}(\alpha) := T_3(\alpha) + T_4(\alpha)$$

$$T_{M3}(\alpha) := T_5(\alpha) + T_6(\alpha)$$

$$T_{M4}(\alpha) := T_7(\alpha) + T_8(\alpha)$$

$$T_{M5}(\alpha) := T_9(\alpha) + T_{10}(\alpha)$$



$$M_{P2}(\alpha) := T_{M1}(\alpha) \cdot r$$

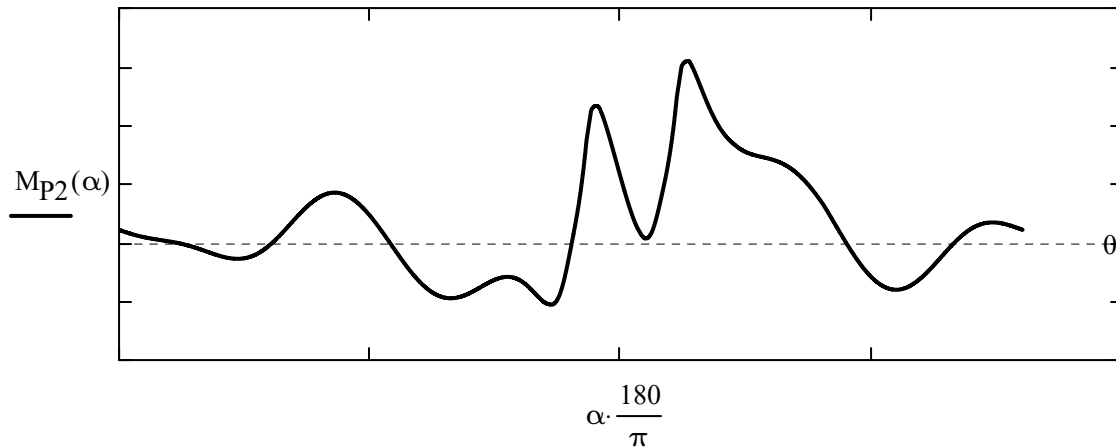
$$M_{P3}(\alpha) := M_{P2}(\alpha) + T_{M2}(\alpha) \cdot r$$

$$M_{P4}(\alpha) := M_{P3}(\alpha) + T_{M3}(\alpha) \cdot r$$

$$M_{P5}(\alpha) := M_{P4}(\alpha) + T_{M4}(\alpha) \cdot r$$

$$M_{P6}(\alpha) := M_{P5}(\alpha) + T_{M5}(\alpha) \cdot r$$

Pentru fusul palier numărul 2:



$$M_{P2max} := 6177.2 \text{ N}\cdot\text{m} \quad - \text{momentul de torsiune maxim}$$

$$M_{P2min} := -2118.6 \text{ N}\cdot\text{m} \quad - \text{momentul de torsiune minim}$$

$$W_{pP2} := \frac{\pi}{16 \cdot d_p} \cdot (d_p^4 - d_{Mi}^4) \quad - \text{modulul de rezistență polar}$$

$$\tau_{tP2max} := \frac{M_{P2max}}{W_{pP2}} = 24.487 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul maxim la torsiune}$$

$$\tau_{tP2min} := \frac{M_{P2min}}{W_{pP2}} = -8.398 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul minim la torsiune}$$

$$\tau_{vP2} := \frac{\tau_{tP2max} - \tau_{tP2min}}{2} = 16.443 \cdot \text{MPa} \quad - \text{amplitudinea efortului unitar}$$

$$\tau_{mP2} := \frac{\tau_{tP2max} + \tau_{tP2min}}{2} = 8.044 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul unitar mediu}$$

Pentru construcția arborelui cotit se alege un oțel aliat marca 18CrNi8 care are o rezistență la curgere de 800 MPa și o rezistență la rupere de 1450 MPa. Coeficienții necesari calculului la oboseală pentru oțelul ales sunt:

$$\sigma_{cAC} := 800 \text{ MPa} \quad - \text{rezistența la curgere}$$

$$\sigma_{rAC} := 1450 \text{ MPa} \quad - \text{rezistența la rupere}$$

$$\sigma_{-1AC} := 0.5 \cdot \sigma_{rAC} = 725 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul normal la oboseală după un ciclu simetric}$$

$$\tau_{-1AC} := 0.6 \cdot \sigma_{-1AC} = 435 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul tangențial la oboseală după un ciclu simetric}$$

$$\tau_{0AC} := 1.8 \cdot \tau_{-1AC} = 783 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul tangențial la oboseală după un ciclu pulsant}$$

$$\psi_{\tau} := \frac{2 \cdot \tau_{-1AC} - \tau_{0AC}}{\tau_{0AC}} = 0.111$$

$$\gamma_{\tau} := 1.2 \quad - \text{coeficient de calitate a suprafeței}$$

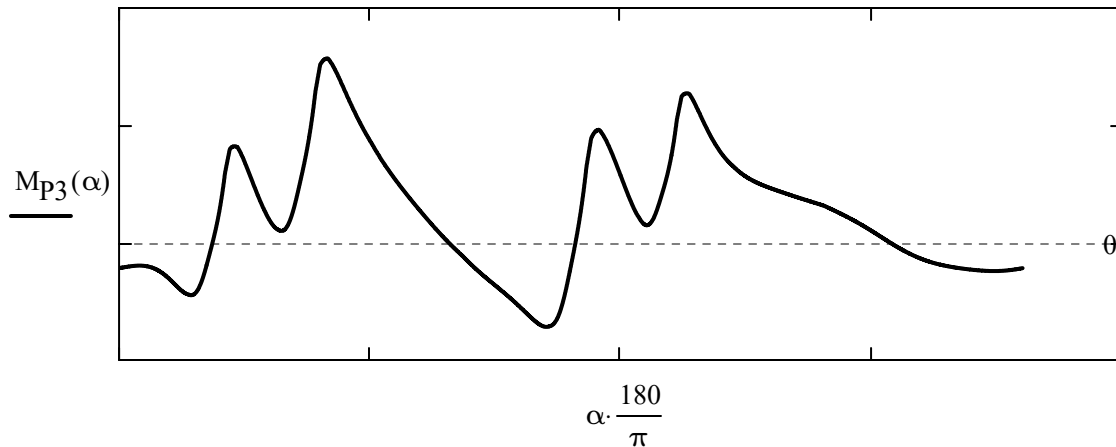
$$\beta_{k\tau} := 1.7 \quad - \text{coeficient de concentrare a eforturilor}$$

$$\varepsilon_{\tau} := \frac{\beta_{k\tau}}{2.5} \quad - \text{coeficient dimensional}$$

$$c_{P2} := \frac{\tau_{-1AC}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\gamma_{\tau} \cdot \varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_{vP2} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{mP2}} = 12.376 \quad - \text{coeficient de rezistență la oboseală}$$

Valoare coeficientului de rezistență la oboseală corespunde cerințelor actuale, și anume, să aibă o valoare mai mare de 4-5 pentru motoare cu aprindere prin comprimare.

Pentru fusul palier 3:



$$M_{p3\max} := 7844.1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad - \text{momentul de torsiune maxim}$$

$$M_{p3\min} := -3586.1 \text{ N} \cdot \text{m} \quad - \text{momentul de torsiune minim}$$

$$W_{pP3} := W_{pP2}$$

$$\tau_{tP3\max} := \frac{M_{p3\max}}{W_{pP3}} = 31.095 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul maxim la torsiune}$$

$$\tau_{tP3\min} := \frac{M_{p3\min}}{W_{pP3}} = -14.216 \cdot \text{MPa}$$

- efortul minim la torsiune

$$\tau_{vP3} := \frac{\tau_{tP3\max} - \tau_{tP3\min}}{2} = 22.655 \cdot \text{MPa}$$

- amplitudinea efortului unitar

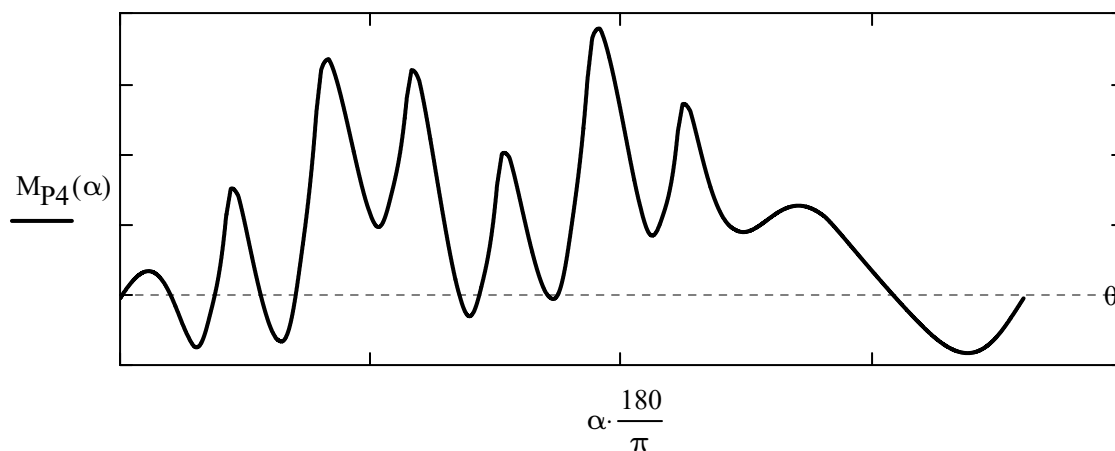
$$\tau_{mP3} := \frac{\tau_{tP3\max} + \tau_{tP3\min}}{2} = 8.44 \cdot \text{MPa}$$

- efortul unitar mediu

$$c_{p3} := \frac{\tau_{-1AC}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\gamma_{\tau} \cdot \epsilon_{\tau}} \cdot \tau_{vP3} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{mP3}} = 9.037$$

- coeficient de rezistență la oboseală

Pentru fusul palier 4:



$$M_{p4\max} := 7545.4 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- momentul de torsiune maxim

$$M_{p4\min} := -1658 \text{ N} \cdot \text{m}$$

- momentul de torsiune minim

$$W_{pP4} := W_{pP2}$$

$$\tau_{tP4\max} := \frac{M_{p4\max}}{W_{pP4}} = 29.911 \cdot \text{MPa}$$

- efortul maxim la torsiune

$$\tau_{tP4\min} := \frac{M_{p4\min}}{W_{pP4}} = -6.572 \cdot \text{MPa}$$

- efortul minim la torsiune

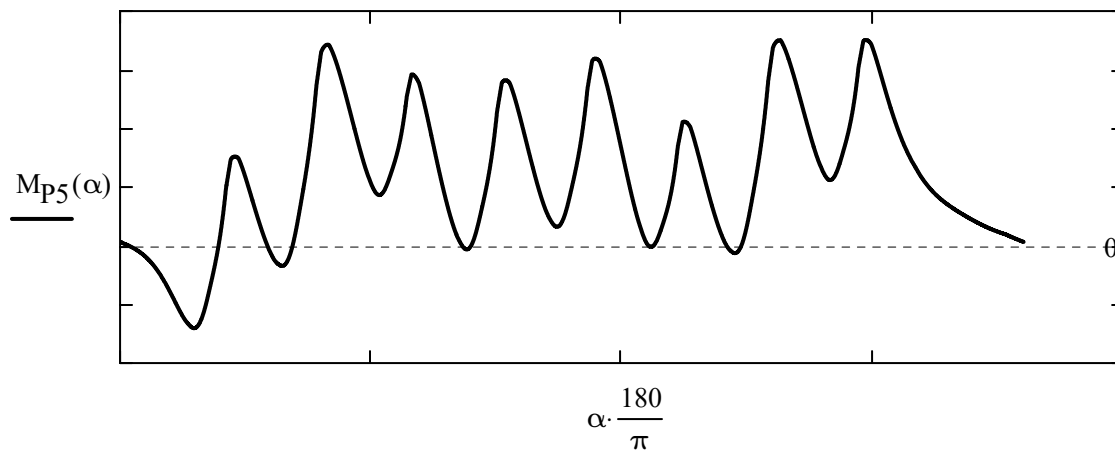


$$\tau_{vP4} := \frac{\tau_{tP4max} - \tau_{tP4min}}{2} = 18.241 \cdot \text{MPa} \quad - \text{amplitudinea efortului unitar}$$

$$\tau_{mP4} := \frac{\tau_{tP4max} + \tau_{tP4min}}{2} = 11.669 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul unitar mediu}$$

$$c_{P4} := \frac{\tau_{-1AC}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\gamma_{\tau} \cdot \epsilon_{\tau}} \cdot \tau_{vP4} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{mP4}} = 11.069 \quad - \text{coeficient de rezistență la oboseală}$$

Pentru fusul palier 5:



$$M_{P5max} := 7006.8 \text{N} \cdot \text{m} \quad - \text{momentul de torsiune maxim}$$

$$M_{P5min} := -2813.8 \text{N} \cdot \text{m} \quad - \text{momentul de torsiune minim}$$

$$W_{pP5} := W_{pP2}$$

$$\tau_{tP5max} := \frac{M_{P5max}}{W_{pP5}} = 27.775 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul maxim la torsiune}$$

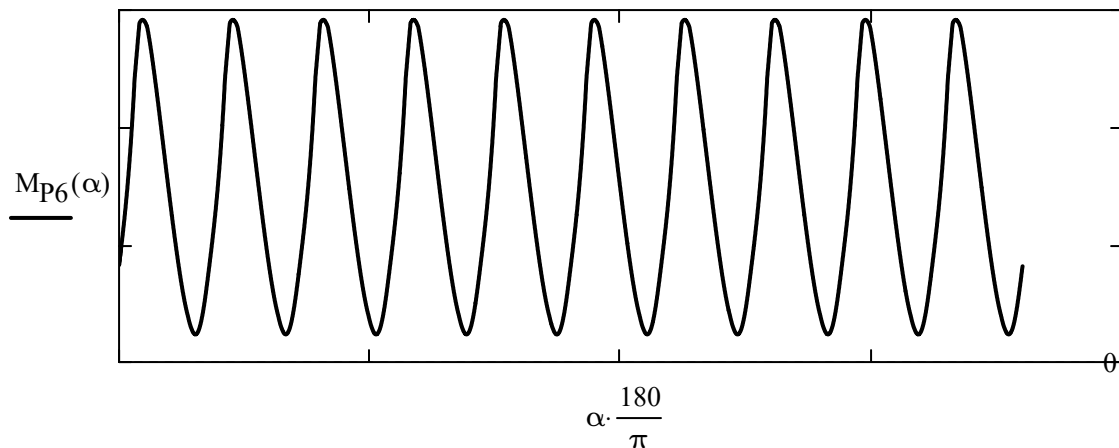
$$\tau_{tP5min} := \frac{M_{P5min}}{W_{pP5}} = -11.154 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul minim la torsiune}$$

$$\tau_{vP5} := \frac{\tau_{tP5max} - \tau_{tP5min}}{2} = 19.465 \cdot \text{MPa} \quad - \text{amplitudinea efortului unitar}$$

$$\tau_{mP5} := \frac{\tau_{tP5max} + \tau_{tP5min}}{2} = 8.311 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul unitar mediu}$$

$$c_{P5} := \frac{\tau_{-1AC}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\gamma_{\tau} \cdot \epsilon_{\tau}} \cdot \tau_{vP5} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{mP5}} = 10.488 \quad - \text{coeficient de rezistență la oboseală}$$

Pentru fusul palier 6:



$$M_{P6max} := 5827.9 \text{ N} \cdot \text{m} \quad - \text{momentul de torsiune maxim}$$

$$M_{P6min} := 468.11 \text{ N} \cdot \text{m} \quad - \text{momentul de torsiune minim}$$

$$W_{pP6} := W_{pP2}$$

$$\tau_{tP6max} := \frac{M_{P6max}}{W_{pP6}} = 23.102 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul maxim la torsiune}$$

$$\tau_{tP6min} := \frac{M_{P6min}}{W_{pP6}} = 1.856 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul minim la torsiune}$$

$$\tau_{vP6} := \frac{\tau_{tP6max} - \tau_{tP6min}}{2} = 10.623 \cdot \text{MPa} \quad - \text{amplitudinea efortului unitar}$$

$$\tau_{mP6} := \frac{\tau_{tP6max} + \tau_{tP6min}}{2} = 12.479 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul unitar mediu}$$

$$c_{P6} := \frac{\tau_{-1AC}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\gamma_{\tau} \cdot \varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_{vP6} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{mP6}} = 18.496 \quad - \text{coeficient de rezistență la oboseală}$$

### IX.5. Calculul arborelui cotit. Verificarea la oboseală a fusului maneton

Pentru calculul de verificare la oboseală a fusului maneton se consideră o manivelă sprijinită pe 2 reazeme încărcată de sarcini concentrate cunoscute. Fusul maneton este sollicitat atât la încovoiere cât și la torisune.

$$m_b := 2\text{kg} \quad - \text{masa unui braț}$$

$$m_M := 4\text{kg} \quad - \text{masa fusului maneton}$$

$$m_{BM} = 6.975\text{kg} \quad - \text{masa bielei aferentă manetonului}$$

$$F_{RM} := -m_M \cdot r \cdot \omega^2 = -18.444 \cdot \text{kN} \quad - \text{forța centrifugă a fusului maneton}$$

$$F_{RB} := -m_{BM} \cdot r \cdot \omega^2 = -32.162 \cdot \text{kN} \quad - \text{forța centrifugă a părții din bielă}$$

$$Z_{B1}(\alpha) := Z_B(\alpha)$$

$$Z_{B2}(\alpha) := \begin{cases} Z_B(\alpha + 9 \cdot \Delta\theta) & \text{if } \alpha \leq \Delta\theta \\ Z_B(\alpha - \Delta\theta) & \text{if } \alpha > \Delta\theta \end{cases}$$

$$Z_{M1}(\alpha) := Z_{B1}(\alpha) + Z_{B2}(\alpha) + F_{RM} + F_{RB} \quad - \text{forța rezultantă în lungul manivelei}$$

$$T_{M1}(\alpha) := T_1(\alpha) + T_2(\alpha) \quad - \text{forța rezultantă perpendiculară pe manivelă}$$

$$F_{Rb} := -m_b \cdot r \cdot \omega^2 \quad - \text{forța centrifugă a unui braț}$$

$$F_{cg} := -m_{cg} \cdot r \cdot \omega^2$$

$$Z_s(\alpha) := \frac{1}{2} \cdot Z_{M1}(\alpha) + F_{Rb} - F_{cg} \cdot \cos(\theta_R) \quad - \text{reacțiunea în planul Z pe fusul palier stânga}$$

$$T_s(\alpha) := \frac{1}{2} \cdot T_{M1}(\alpha) + F_{cg} \cdot \sin(\theta_R) \quad - \text{reacțiunea în planul T pe fusul palier stânga}$$

Fusul maneton este sollicitat la încovoiere în 2 plane. În planul manivelei Z, și în plan perpendicular pe manivelă T.

$$M_Z(\alpha) := \frac{l_{cot}}{2} \cdot Z_s(\alpha) + (F_{Rb} - F_{cg} \cdot \cos(\theta_R)) \cdot \left( \frac{l_{cot} - l_M}{2} \right)$$

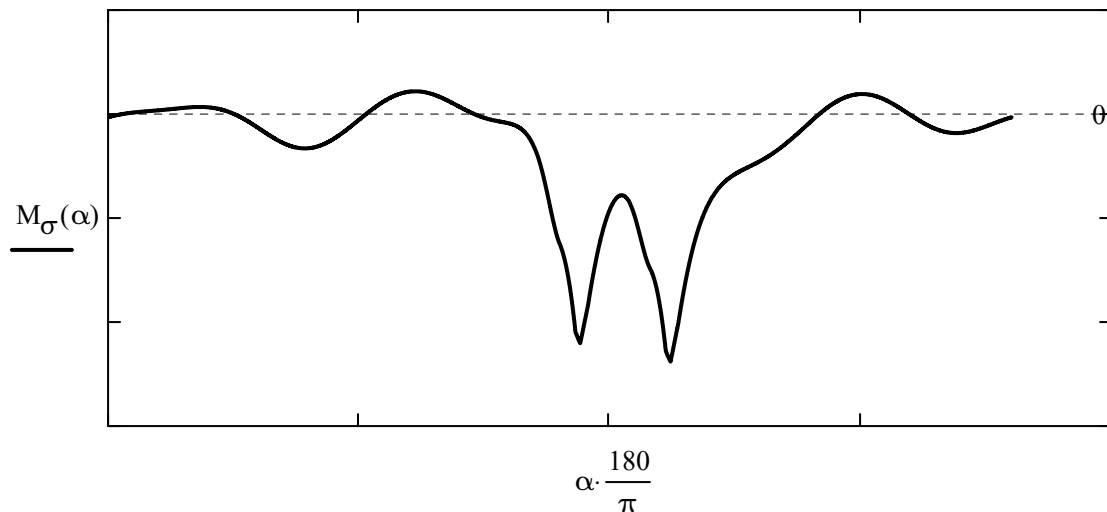
$$M_T(\alpha) := T_s(\alpha) \cdot \frac{l_{cot}}{2}$$

Aceste 2 momente se compun și în final rezultă un moment resultant. Momentul resultant este un vector care se rotește odată cu manivela și are o mărime variabilă. Trebuie calculat momentul resultant în orificiu de ungere pentru că acesta constituie un concentrator de tensiune.

$$\varphi_{ung} := 130 \text{deg}$$

$$M_\sigma(\alpha) := M_Z(\alpha) \cdot \cos(\varphi_{ung}) - M_T(\alpha) \cdot \sin(\varphi_{ung})$$

Aceste momente ce acționează în secțiunea orificiului de ungere este variabil cu  $\alpha$ . Pentru calculul la oboseală trebuie determinat momentul maxim, respectiv minim.



$$M_{\sigma \max} := 1097.9 \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{- momentul maxim}$$

$$M_{\sigma \min} := -11919 \text{N} \cdot \text{m} \quad \text{- momentul minim}$$

$$\delta_M := \frac{d_{Mi}}{d_M}$$

$$\mu_M := 1 \quad \text{- coeficient de corecție pentru modulul de rezistență}$$

$$W_M := \frac{\mu_M \pi \cdot d_M^3}{16} \cdot (1 - \delta_M^4) \quad - \text{modulul de rezistență}$$

$$\sigma_{Mmax} := \frac{M_{\sigma max}}{W_M} = 5.761 \cdot \text{MPa} \quad - \text{tensiunea maximă}$$

$$\sigma_{Mmin} := \frac{M_{\sigma min}}{W_M} = -62.541 \cdot \text{MPa} \quad - \text{tensiunea minimă}$$

$$\sigma_{-1AC} := 0.5 \cdot \sigma_{rAC} = 725 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul normal la oboseală după un ciclu simetric}$$

$$\varepsilon_{\sigma AC} := 0.7 \quad - \text{coeficient dimensional}$$

$$\sigma_{0AC} := 1.8 \cdot \sigma_{-1AC} = 1305 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul normal la oboseală după un ciclu pulsant}$$

$$\psi_{\sigma AC} := \frac{2 \cdot \sigma_{-1AC} - \sigma_{0AC}}{\sigma_{0AC}} = 0.111$$

$$\gamma_{\sigma AC} := 1.2 \quad - \text{coeficient de calitate a suprafeței}$$

$$\beta_{k\sigma} := 1.7 \quad - \text{coeficient de concentrare a eforturilor}$$

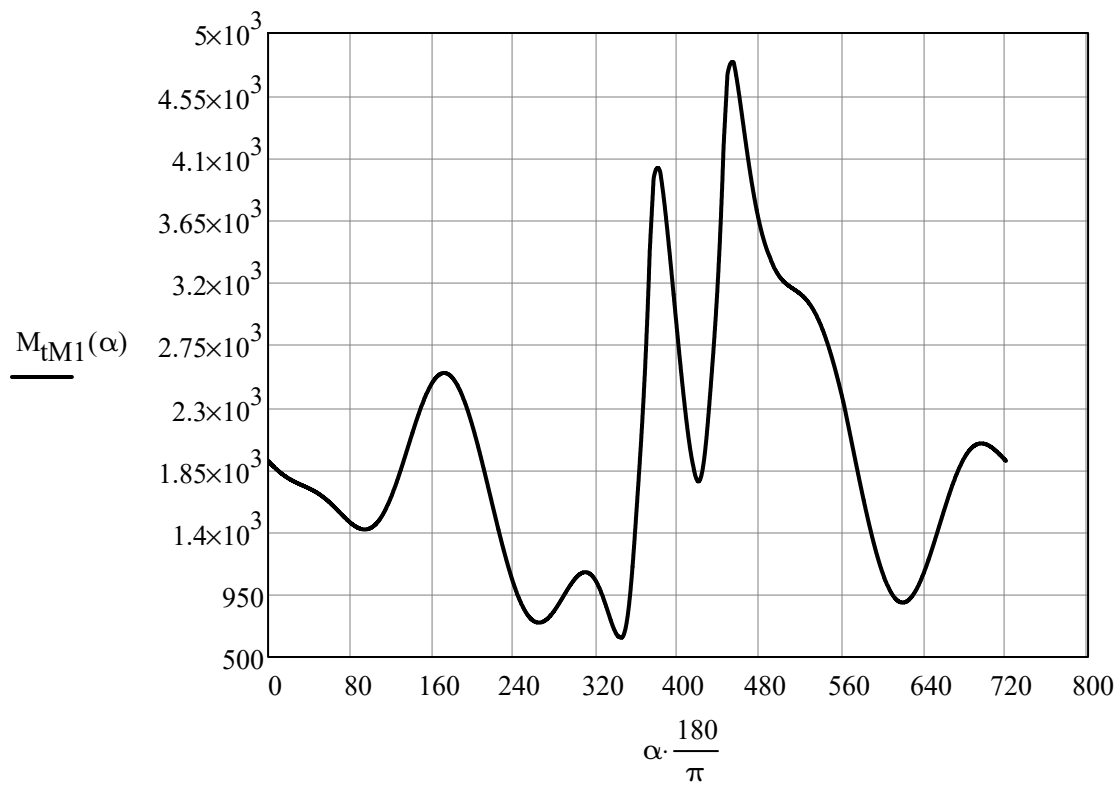
$$\sigma_{vM} := \frac{\sigma_{Mmax} - \sigma_{Mmin}}{2} \quad - \text{amplitudinea efortului unitar}$$

$$\sigma_{mM} := \frac{\sigma_{Mmax} + \sigma_{Mmin}}{2} \quad - \text{efortul unitar mediu}$$

$$c_{\sigma M1} := \frac{\sigma_{-1AC}}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\gamma_{\sigma AC} \cdot \varepsilon_{\sigma AC}} \cdot \sigma_{vM} + \psi_{\sigma AC} \cdot \sigma_{mM}} = 10.991 \quad - \text{coeficient de siguranță la încovoiere}$$

Momentul care soliciță fusul maneton la torsiune este dat de momentul de intrare  $M_s$  și momentul dat de reacțiunea din stânga cotului.

$$M_{tM1}(\alpha) := 0 \text{N} \cdot \text{m} + T_s(\alpha) \cdot r$$



Eforturile unitare maxime și minime de torsiune se calculează folosind momentul maxim respectiv minim de torsiune raportat la modulul de rezistență polar al secțiunii solicitate.

$$M_{tM1max} := 4780.7 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{tM1min} := 626.96 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$W_{pM1} := \frac{\pi}{16 \cdot d_M} \cdot (d_M^4 - d_{Mi}^4) \quad \text{- modulul de rezistență polar}$$

$$\tau_{M1max} := \frac{M_{tM1max}}{W_{pM1}} = 25.085 \cdot \text{MPa} \quad \text{- efortul maxim de torsiune}$$

$$\tau_{M1min} := \frac{M_{tM1min}}{W_{pM1}} = 3.29 \cdot \text{MPa} \quad \text{- efortul minim de torsiune}$$

$$\tau_{vM1} := \frac{\tau_{M1max} - \tau_{M1min}}{2} = 10.898 \cdot \text{MPa} \quad \text{- amplitudinea efortului unitar}$$

$$\tau_{mM1} := \frac{\tau_{M1max} + \tau_{M1min}}{2} = 14.187 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul unitar mediu}$$

$$\sigma_{cAC} := 800 \text{MPa} \quad - \text{rezistența la curgere}$$

$$\sigma_{rAC} := 1450 \text{MPa} \quad - \text{rezistența la rupere}$$

$$\sigma_{-1AC} := 0.5 \cdot \sigma_{rAC} = 725 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul normal la oboseală după un ciclu simetric}$$

$$\tau_{-1AC} := 0.6 \cdot \sigma_{-1AC} = 435 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul tangențial la oboseală după un ciclu simetric}$$

$$\tau_{0AC} := 1.8 \cdot \tau_{-1AC} = 783 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul tangențial la oboseală după un ciclu pulsant}$$

$$\psi_{\tau} := \frac{2 \cdot \tau_{-1AC} - \tau_{0AC}}{\tau_{0AC}} = 0.111$$

$$\gamma_{\tau} := 1.2 \quad - \text{coeficient de calitate a suprafeței}$$

$$\beta_{k\tau} := 1.7 \quad - \text{coeficient de concentrare a eforturilor}$$

$$\varepsilon_{\tau} := \frac{\beta_{k\tau}}{2.5} \quad - \text{coeficient dimensional}$$

$$c_{\tau M1} := \frac{\tau_{-1AC}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\gamma_{\tau} \cdot \varepsilon_{\tau}} \cdot \tau_{vM1} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{mM1}} = 17.916 \quad - \text{coeficient de rezistență la oboseală}$$

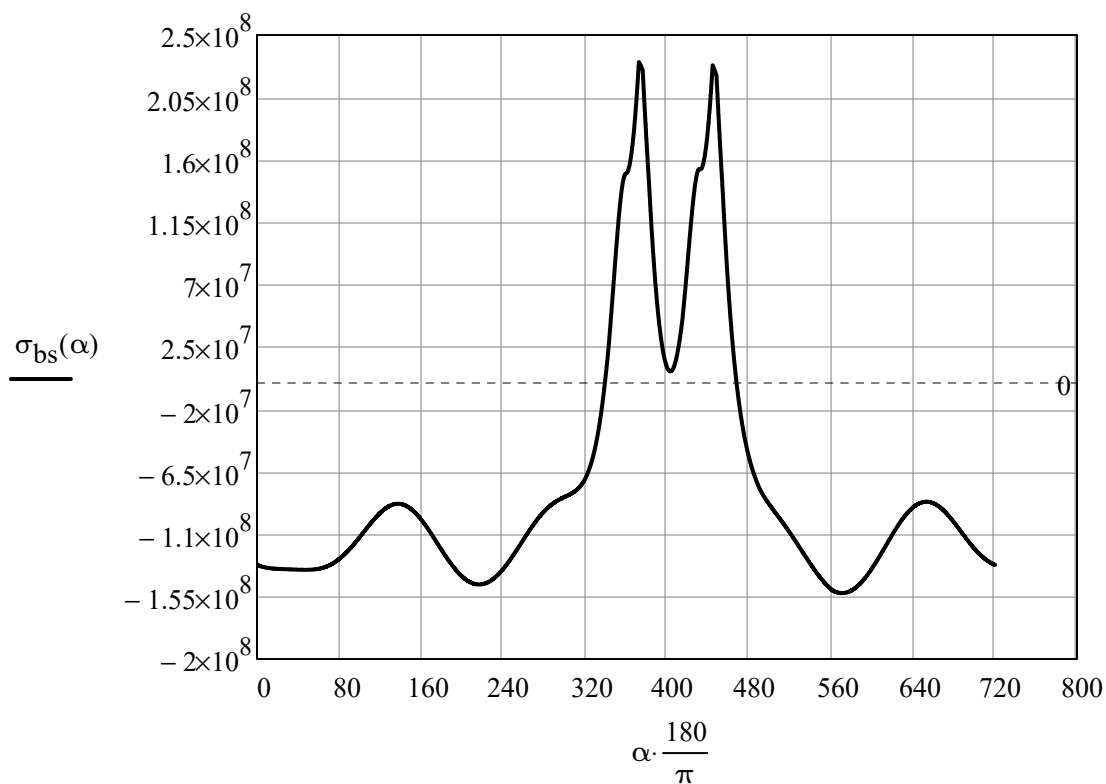
După ce s-a calculat coeficientul de siguranță la încovoiere, respectiv la torsiune, se calculează coeficientul global de rezistență la oboseală folosind relația:

$$c_{M1} := \frac{c_{\sigma M1} \cdot c_{\tau M1}}{\sqrt{c_{\sigma M1}^2 + c_{\tau M1}^2}} = 9.369 \quad - \text{coeficientul global de rezistență la oboseală}$$

## IX.6. Calculul arborelui cotit. Calculul brațelor

Brațul arborelui cotiti este solicitat la încovoiere, întindere, compresiune și răsucire. Încovoierea se produce în două planuri: în planul cotului și în planul normal pe planul cotului. Solicitarea de încovoiere se calculează împreună cu solicitarea de întindere și comprimare. Secțiunea cea mai periculoasă este secțiunea de trecere între braț și fusul palier, tangentă la fusul palier. Se execută calculul pentru brațul din stânga al fusului maneton 1.

$$\sigma_{bs}(\alpha) := Z_s(\alpha) \cdot \left( \frac{6 \cdot \frac{l_{Pi}}{2}}{b_{brat} \cdot h_{brat}^2} + \frac{1}{b_{brat} \cdot h_{brat}} \right)$$



$\sigma_{bmax} := 231.22 \text{MPa}$  - efortul unitar maxim

$\sigma_{bmin} := -152.4 \text{MPa}$  - efortul unitar minim



Folosind eforturile maxime și minime care soliciță secțiunea brațului arborelui cotit se calculează coeficientul de rezistență la oboseală

$$\sigma_{vb} := \frac{\sigma_{bmax} - \sigma_{bmin}}{2} = 191.81 \cdot \text{MPa}$$

$$\sigma_{mb} := \frac{\sigma_{bmax} + \sigma_{bmin}}{2} = 39.41 \cdot \text{MPa}$$

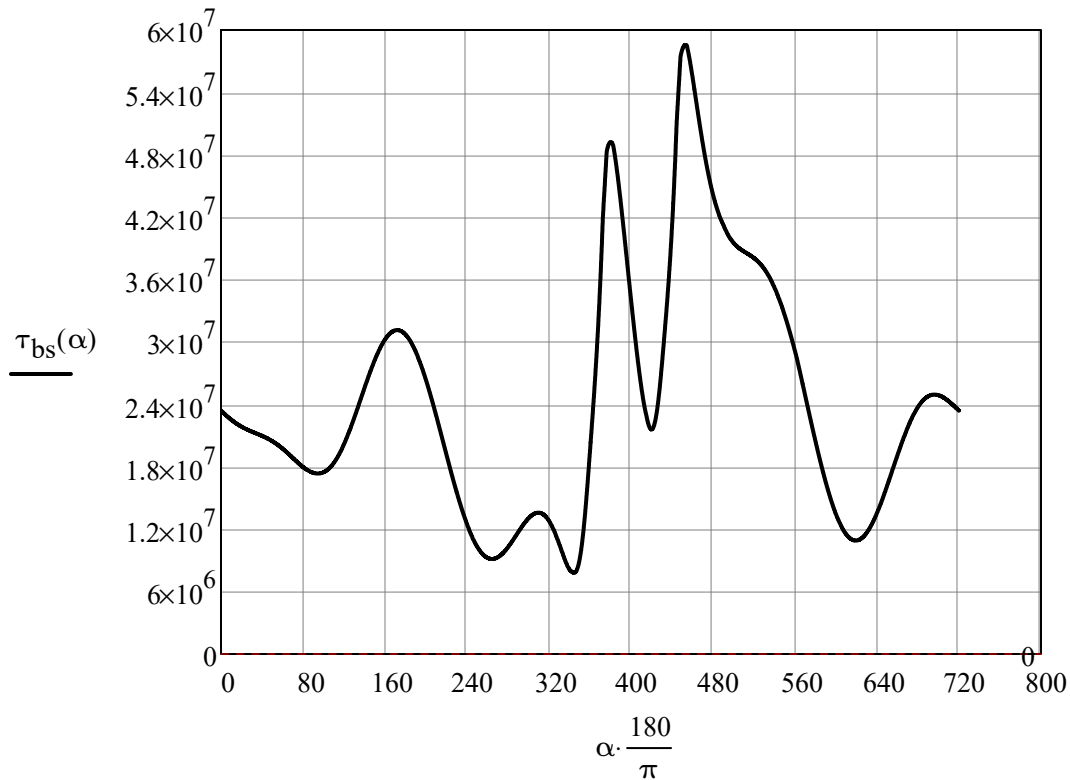
$$c_{\sigma b} := \frac{\sigma_{-1AC}}{\frac{\beta_{k\sigma}}{\gamma_{\sigma AC} \cdot \epsilon_{\sigma AC}} \cdot \sigma_{vb} + \psi_{\sigma AC} \cdot \sigma_{mb}} = 1.847$$

Pentru determinarea eforturilor de torsiune se folosesc relațiile:

$$K_b := 0.3 \quad - \text{coeficientul lui Saint-Venant}$$

$$W_b := K_b \cdot b_{brat} \cdot h_{brat}^2 \quad - \text{modulul de rezistență al secțiunii brațului}$$

$$\tau_{bs}(\alpha) := \frac{0.5 \cdot \frac{l_{pi}}{2} \cdot T_s(\alpha)}{W_b} \quad - \text{efortul unitar tangențial}$$



$$\tau_{bmax} := 58.55 \text{ MPa}$$

$$\tau_{bmin} := 7.67 \cdot \text{MPa}$$

$$\tau_{vb} := \frac{\tau_{bmax} - \tau_{bmin}}{2} = 25.44 \cdot \text{MPa}$$

$$\tau_{mb} := \frac{\tau_{bmax} + \tau_{bmin}}{2} = 33.11 \cdot \text{MPa}$$

$$c_{\tau b} := \frac{\tau_{-1AC}}{\frac{\beta_{k\tau}}{\gamma_{\tau} \cdot \epsilon_{\tau}} \cdot \tau_{vb} + \psi_{\tau} \cdot \tau_{mb}} = 7.675$$

Cu ajutorul coeficienților calculați se calculează coeficientul global de rezistență la oboseală folosind următoarea relație.

$$c_{brat} := \frac{c_{\sigma b} \cdot c_{\tau b}}{\sqrt{c_{\sigma b}^2 + c_{\tau b}^2}} \quad - \text{corespunde valorilor indicate}$$

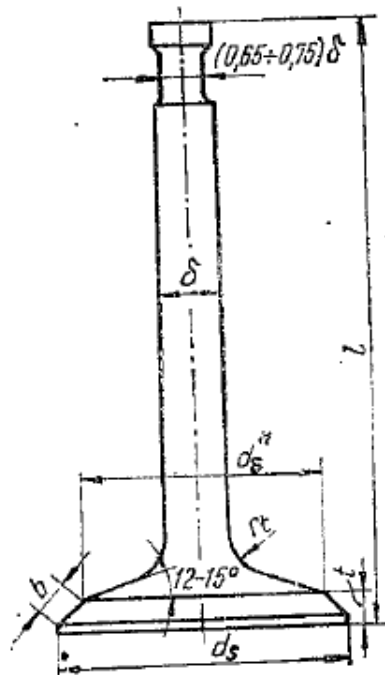
## X.1. Calculul mecanismului de distribuție. Cinematica și dinamica mecanismului

Pentru a analiza cinematica și dinamica mecanismului de distribuție este necesar să se determine principalele mărimi caracteristice ale mecanismului. Secțiunea totală oferită la curgere gazelor supapa de evacuare și supapa de admisie definește secțiunea de curgere și depinde de diametrul talerului supapei și de înălțimea de ridicare a acesteia de pe sediul ei. Diametrul talerului supapei se stabilește în raport cu spațiul disponibil în cilindru. În funcție de diametrul talerului se stabilesc și celelalte mărimi constructive ale supapelor. Pentru motorul ce trebuie proiectat se alege soluția cu 2 supape de admisie și 2 supape de evacuare pentru o mai bună utilizare a spațiului.

Pentru supapa de admisie:

$d_{SA} := 0.40 \cdot D = 62 \cdot \text{mm}$	- diametrul talerului
$b_{SA} := 0.12 \cdot d_{SA} = 7 \cdot \text{mm}$	- lungimea sediului
$r_{tSA} := 0.31 \cdot d_{SA} = 19 \cdot \text{mm}$	- raza de racordare a talerului
$\delta_{SA} := 0.21 \cdot d_{SA} = 13 \cdot \text{mm}$	- diametrul tijei
$l_{SA} := 2.7 \cdot d_{SA} = 167 \cdot \text{mm}$	- lungimea totală a supapei
$t_{1SA} := 0.025 \cdot d_{SA} = 2 \cdot \text{mm}$	- înălțimea cilindrică a talerului
$t_{SA} := 0.11 \cdot d_{SA} = 7 \cdot \text{mm}$	- înălțimea totală a talerului

$$h_{SAmax} := 0.28 \cdot d_{SA} = 17 \cdot \text{mm} - \text{înălțimea maximă de ridicare a supapei}$$



Pentru supapa de evacuare:

$$d_{SE} := 0.335 \cdot D = 52 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul talerului}$$

$$b_{SE} := 0.12 \cdot d_{SE} = 6 \cdot \text{mm} \quad - \text{lungimea sediului}$$

$$r_{tSE} := 0.31 \cdot d_{SE} = 16 \cdot \text{mm} \quad - \text{raza de racordare a talerului}$$

$$\delta_{SE} := 0.27 \cdot d_{SE} = 14 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul tije}$$

$$l_{SE} := 3 \cdot d_{SE} = 156 \cdot \text{mm} \quad - \text{lungimea totală a supapei}$$

$$t_{1SE} := 0.025 \cdot d_{SE} = 1 \cdot \text{mm} \quad - \text{înălțimea cilindrică a talerului}$$

$$t_{SE} := 0.11 \cdot d_{SE} = 6 \cdot \text{mm} \quad - \text{înălțimea totală a talerului}$$

$$h_{SEmax} := 0.28 \cdot d_{SE} = 15 \cdot \text{mm} \quad - \text{înălțimea maximă de ridicare a supapei}$$

Având în vedere dimensiunile stabilite, se poate determina secțiunea de curgere oferită de fiecare set de supape în parte.

$$S_{SA} := 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{SA}^2}{4} = 60.381 \cdot \text{cm}^2 \quad - \text{secțiunea de curgere pe admisie}$$

$$S_{SE} := 2 \cdot \frac{\pi \cdot d_{SE}^2}{4} = 42.352 \cdot \text{cm}^2 \quad - \text{secțiunea de curgere pe evacuare}$$

O mărime caracteristică foarte importantă pentru mecanismul de distribuție o reprezintă fazele distribuție pentru că acestea dictează timpii de închidere și deschidere a supapelor precum și dimensiunile camei și poziționarea ei pe arborele cu came. Având în vedere că motorul este supraalimentat, fazele distribuției au următoarele valori.

$$\alpha_{avSE} := 35\text{deg} \quad - \text{avansul la deschiderea evacuării}$$

$$\alpha_{intSA} := 40\text{deg} \quad - \text{înzăzire la închiderea admisie}$$

$$\alpha_{intSE} := 55\text{deg} \quad - \text{întârziere la închiderea evacuării}$$

$$\alpha_{avSA} := 60\text{deg} \quad - \text{avans la deschiderea admisie}$$

$$\alpha_{baleiaj} := \alpha_{avSA} + \alpha_{intSE} = 115 \cdot \text{deg} \quad - \text{perioada de baleiaj}$$

O altă mărime caracteristică a mecanismului de distribuție este secțiunea timp, definită ca și integrala între timpul în care se deschide supapa și timpul în care se închide supapa din secțiunea de curgere instantanee pe care o oferă. Pentru a calcula secțiunea timp a fiecărei supape trebuie definiți o serie de parametrii. S-a ales pentru ambele supape unghiul de așezare de 45 deg.

$$d_{mSA} := d_{SA} - 2 \cdot \frac{b_{SA}}{2} \cdot \cos(45\text{deg}) = 57 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul mediu al talerului SA}$$

$$d_{mSE} := d_{SE} - 2 \cdot \frac{b_{SE}}{2} \cdot \cos(45\text{deg}) = 48 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul mediu al talerului SE}$$

$$\alpha_{adm} := \alpha_{avSA} + 180\text{deg} + \alpha_{intSA} = 280 \cdot \text{deg} \quad - \text{perioada cât SA e deschisă}$$

$$\alpha_{ev} := \alpha_{avSE} + 180\text{deg} + \alpha_{intSE} = 270 \cdot \text{deg} \quad - \text{perioada cât SE e deschisă}$$

Profilul camei se traseaza prin metoda a doua care presupune ca nu se cunoaste legea de ridicare a supapei, iar trasarea se face pe baza geometriei camei. Se alege ca si solutie constructive cama cu profil geometric convex deoarece acest profil prezinta cele mai mici forte de inertie negative oferind un avantaj arcurilor.

Pentru a realiza geometria camei trebuie definite raza cercului de baza si raza cercului de varf, iar pe baza acestora se calculeaza raza cercului profilului lateral si distanta dintre centrul cercului de baza si centrul cercului de varf.

$$r_{0SA} := 1.8 \cdot h_{SAmax} = 31 \cdot \text{mm} \quad - \text{ raza cercului de baza}$$

$$r_{2SA} := 5 \text{mm} \quad - \text{ raza cercului de varf}$$

$$i_{cul} := 1.5 \quad - \text{ raportul de tansmitere al culbutorului}$$

$$h_{cAmax} := \frac{h_{SAmax}}{i_{cul}} = 12 \cdot \text{mm} \quad - \text{ inaltimea maxima de ridicare a tachelului}$$

$$D_{SA} := r_{0SA} + h_{cAmax} - r_{2SA} = 38 \cdot \text{mm} \quad - \text{ distanta dintre centrele cercurilor precizate}$$

Avand in vedere ca arborele cu came se roteste de 2 ori mai incet decat arborele cotit, unghiul la care cama ataca tachelul se determina astfel

$$\varphi_{SA} := \frac{\alpha_{adm}}{2} = 140 \cdot \text{deg}$$

Cu marimile precizate se poate calcula raza cercului profilului lateral:

$$r_{1SA} := \frac{D_{SA}^2 + r_{0SA}^2 - r_{2SA}^2 - 2 \cdot r_{0SA} \cdot D_{SA} \cdot \cos\left(\frac{\varphi_{SA}}{2}\right)}{2 \cdot \left(r_{0SA} - r_{2SA} - D_{SA} \cdot \cos\left(\frac{\varphi_{SA}}{2}\right)\right)} = 59.1 \cdot \text{mm}$$

In continuare se trece la determinarea legilor de ridicare, vitezelor si acceleratiilor tachelului in functie de unghiul de rotatie al arborelui cotit. Aceste legi se determina pentru 2 pozitii ale tachelului, odata pentru situatia in care tachelul se afla situat pe cercul profilului lateral si odata pentru situatia in care tachelul se afla situat pe cercul de varf.

Pentru fiecare situatie se determina legea de ridicare, viteza prin derivarea legii de ridicare si acceleratia prin derivarea legii vitezei, iar astfel se obtine:

$$\theta_{AKmax} := \text{asin}\left(\frac{D_{SA} \cdot \sin\left(\frac{\varphi_{SA}}{2}\right)}{r_{1SA} - r_{2SA}}\right) = 41.069 \cdot \text{deg} \quad \theta_{AK} := 0 \text{deg}, 0.05 \text{deg}.. \varphi_{SA}$$

$$h_{TAB}(\theta_{AK}) := (r_{1SA} - r_{0SA}) \cdot (1 - \cos(\theta_{AK}))$$

$$h_{TBC}(\theta_{AK}) := h_{cAmax} \cdot \cos\left(\frac{\varphi_{SA}}{2} - \theta_{AK}\right) + (r_{2SA} - r_{0SA}) \cdot \left(1 - \cos\left(\frac{\varphi_{SA}}{2} - \theta_{AK}\right)\right)$$

$$h_T(\theta_{AK}) := \begin{cases} (h_{TAB}(\theta_{AK})) & \text{if } 0\text{deg} < \theta_{AK} \leq \theta_{AK\text{max}} \\ (h_{TBC}(\theta_{AK})) & \text{if } \theta_{AK\text{max}} < \theta_{AK} \leq \frac{\varphi_{SA}}{2} \end{cases}$$

$$\omega_c := \frac{\omega}{2} = 125.664 \cdot \frac{1}{s}$$

$$w_{TAB}(\theta_{AK}) := \omega_c \cdot (r_{1SA} - r_{0SA}) \cdot \sin(\theta_{AK})$$

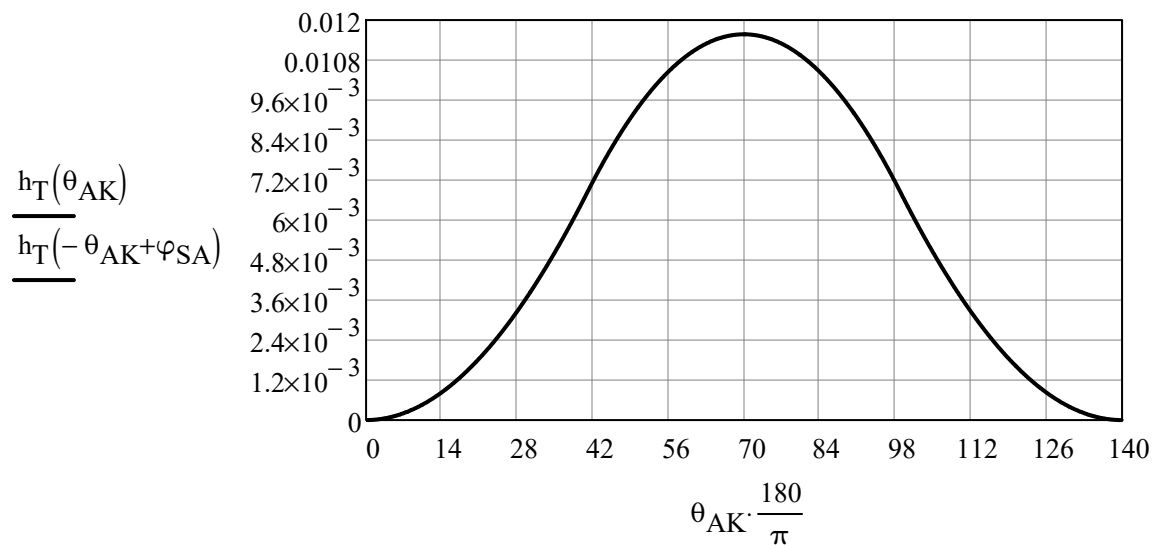
$$w_{TBC}(\theta_{AK}) := \omega_c \cdot \sin\left(\frac{\varphi_{SA}}{2} - \theta_{AK}\right) \cdot [h_{cA\text{max}} - (r_{2SA} - r_{0SA})]$$

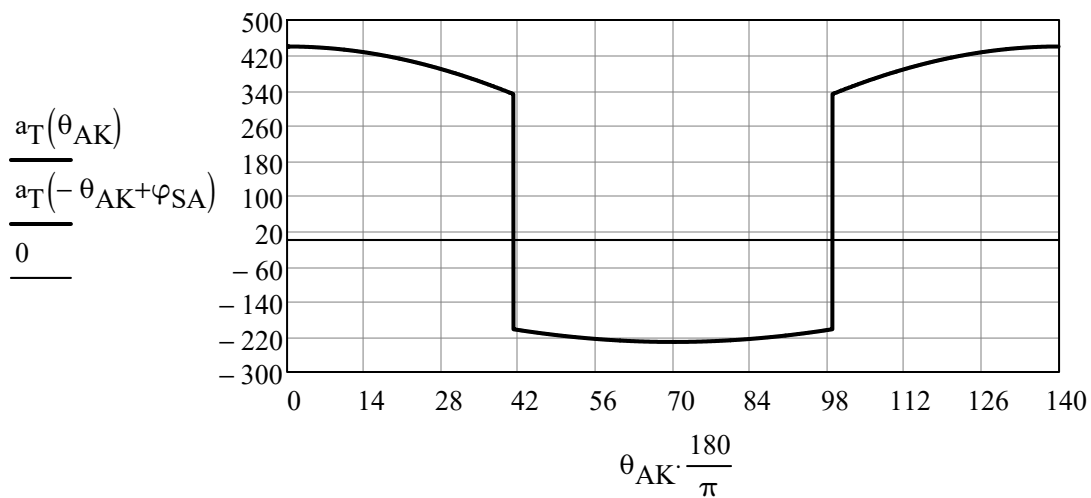
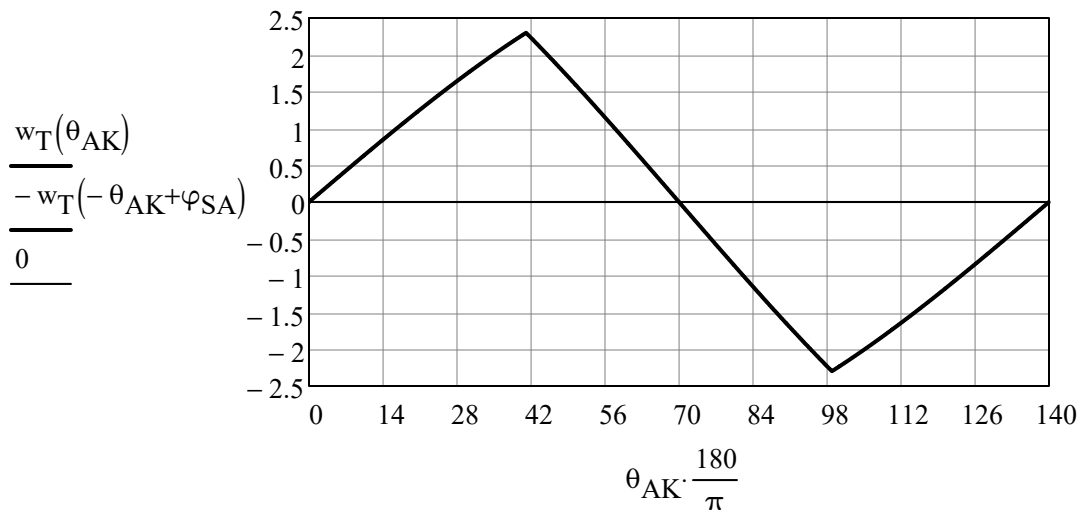
$$w_T(\theta_{AK}) := \begin{cases} w_{TAB}(\theta_{AK}) & \text{if } 0\text{deg} < \theta_{AK} \leq \theta_{AK\text{max}} \\ w_{TBC}(\theta_{AK}) & \text{if } \theta_{AK\text{max}} < \theta_{AK} \leq \frac{\varphi_{SA}}{2} \end{cases}$$

$$a_{TAB}(\theta_{AK}) := \left[ \omega_c^2 \cdot (r_{1SA} - r_{0SA}) \cdot \cos(\theta_{AK}) \right]$$

$$a_{TBC}(\theta_{AK}) := \left[ \omega_c^2 \cdot (h_{cA\text{max}} + r_{2SA} - r_{0SA}) \cdot \cos\left(\frac{\varphi_{SA}}{2} - \theta_{AK}\right) \right]$$

$$a_T(\theta_{AK}) := \begin{cases} a_{TAB}(\theta_{AK}) & \text{if } 0\text{deg} < \theta_{AK} < \theta_{AK\text{max}} \\ a_{TBC}(\theta_{AK}) & \text{if } \theta_{AK\text{max}} < \theta_{AK} < \frac{\varphi_{SA}}{2} \end{cases}$$





Pentru a determina valoarea forțelor de inerție a elementelor mecanismului de distribuție trebuie să se cunoască masele lor. Acestea se pot estima în funcție de valoarea secțiunii de curgere a supapei sau cunoscând masa unui element se poate determina pe baza procentelor masice a fiecărui element. Se cunosc toate dimensiunile supapei și cu aceste se determină masa ei în ipoteza că ea se realizează oțel.

- $m_{SA} := 0.416 \text{ kg}$  - masa supapei
- $m_{ds} := 4 \cdot m_{SA} = 1.664 \text{ kg}$  - masa distribuției redusă la axa supapei
- $m_{ra} := 0.064 \cdot m_{ds} = 0.106 \text{ kg}$  - masa redusă a arcului
- $m_{arc} := 3 \cdot m_{ra} = 0.319 \text{ kg}$  - masa arcului
- $l_T := 60 \text{ mm}$  - lungimea bratului culbutorului înspre tachtet



$$l_S := l_T \cdot i_{\text{cul}} = 90 \cdot \text{mm} \quad - \text{lungimea bratului culbutorului inspre supapa}$$

$$J_{\text{cul}} := 0.216 \cdot l_S^2 \cdot m_{\text{ds}} = 2.911 \times 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2 \quad - \text{momentul de inertie al culbutorului}$$

$$m_t := 0.257 \cdot i_{\text{cul}}^2 \cdot m_{\text{ds}} = 0.962 \text{ kg} \quad - \text{masa tijei impingatoare}$$

$$m_{\text{Ta}} := 0.172 \cdot i_{\text{cul}}^2 \cdot m_{\text{ds}} = 0.644 \text{ kg} \quad - \text{masa tchetului}$$

$$m_e := 0.041 \cdot m_{\text{ds}} = 0.068 \text{ kg} \quad - \text{masa elementelor de prindere}$$

Cunoscand masele tuturor elementelor se poate determina masa elementelor distributiei redusa la axa tchetului sau la axa supapei.

$$m_{\text{ds}} := m_{\text{SA}} + m_e + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{arc}} + \frac{J_{\text{cul}}}{l_S^2} + \frac{m_t + m_{\text{Ta}}}{i_{\text{cul}}^2} = 1.664 \text{ kg}$$

$$m_{\text{dT}} := \left( m_{\text{SA}} + m_e + \frac{1}{3} \cdot m_{\text{arc}} \right) \cdot i_{\text{cul}}^2 + \frac{J_{\text{cul}}}{l_T^2} + m_t + m_{\text{Ta}} = 3.744 \text{ kg}$$

## X.2. Calculul mecanismului de distribuție. Calculul elementelor mecanismului

Dimensionarea supapei se poate face pe baza de date statistice in functie de diametrul galeriei de admisie sau in functie de diametrul cilindrului. Dimensiunile supapei au fost deja stabilite anterior la cinematica si dinamica mecanismului pe baza diametrului cilindrului. In cazul care dimensiunile se stabilesc pe baza diametrului galeriei acesta trebuie determinat prin calcul.

Diametrul galeriei se calculeaza pe baza legii continuitatii care spune ca debitul de gaze care intra sau iese din cilindru trebuie sa fie egal cu debitul de gaze ce trece prin galerie. In baza acestei legi se obtine relatia:

$$w_{g1} := 60 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad - \text{viteza de curgere a gazului prin galerie}$$

$$d_{gA} := \sqrt{\delta_{SA}^2 + \frac{S \cdot n \cdot D^2}{w_{g1e} \cdot 2}} = 86.694 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul galeriei}$$

$$w_{g1e} := 40 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

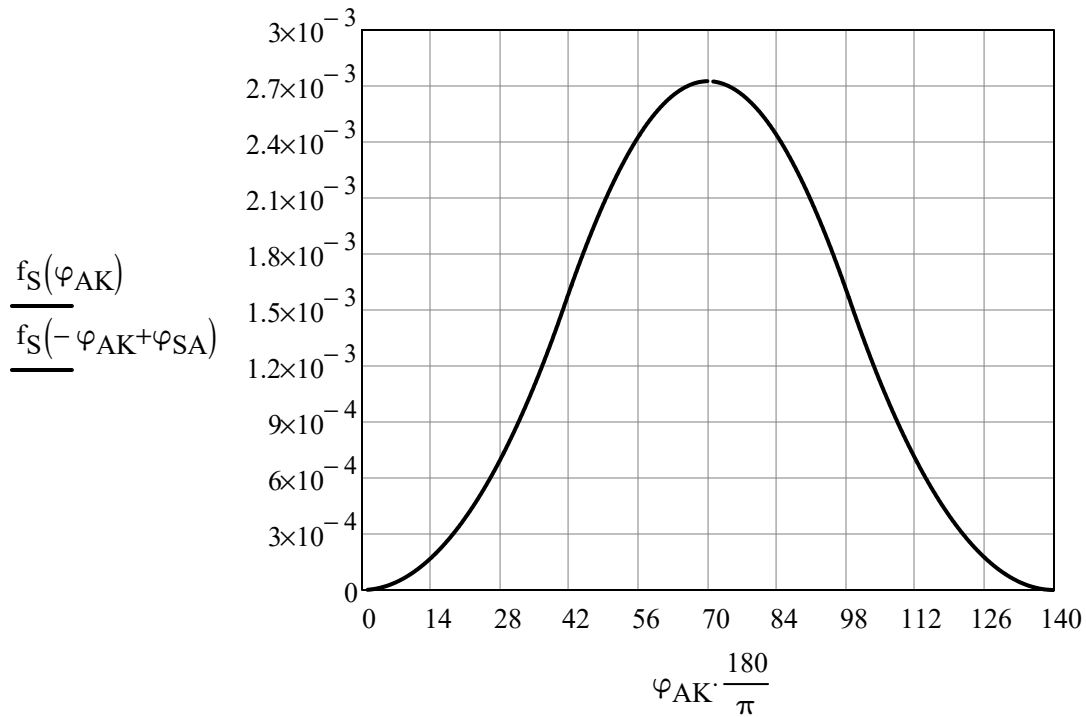
$$d_{gE} := \sqrt{\delta_{SE}^2 + \frac{S \cdot n \cdot D^2}{w_{g1e} \cdot 2}} = 105.906 \cdot \text{mm}$$

Sectiunea de curgere a gazelor pe langa supapa variaza in timp in functie de legea de ridicare. La capitoul anterior sa determinat legea de ridicare a tachtului. Legea de ridicare a supapei se obtine cu relatia:

$$h_S(\varphi_{AK}) := i_{cul} \cdot h_T(\varphi_{AK})$$

Sectiunea de curgere se calculeaza cu relatia:

$$f_S(\varphi_{AK}) := \pi \cdot h_S(\varphi_{AK}) \cdot \left[ d_{SA} \cdot \cos(45\text{deg}) + h_S(\varphi_{AK}) \cdot \sin(45\text{deg}) \cdot (\cos(45\text{deg}))^2 \right]$$



Valoarea maxima a sectiunii de curgere pe care o ofera supapa este:

$$f_{S_{\max}} := f_S(70\text{deg}) = 27.257 \cdot \text{cm}^2$$

Suprafata de curgere oferita se verifica din punctde vedere al vitezelor maxime realizate prin curgerea gazelor.

$$w_{g2} := \frac{D^2 \cdot S \cdot n}{(d_{gA}^2 - \delta_{SA}^2)} = 120 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad (50 \dots 80 \text{ m/s pentru m.a.c.)}$$

Talerul supapei se verifica la strivirea calculand presiunea pe sediu atunci cand presiunea gazelor din camera de ardere are valoarea maxima.

$$P_{\text{sedi}} := P_{\max} \cdot \frac{D^2}{d_{SA}^2 - (d_{SA} - 2 \cdot b_{SA} \cdot \cos(45\text{deg}))^2} = 2316 \cdot \text{bar} \quad - \text{nu se verifica}$$

Tija supapei se calculeaza la comprimare care are valoarea maxima pe supapa de evacuare la inceputul evacuarii.

$$p_{ev} := 6.4 \text{bar}$$

$$\sigma_{SE} := \left( \frac{d_{SE}^2}{\delta_{SE}^2} \right) \cdot p_{ev} = 8.779 \cdot \text{MPa} \quad (< 200 \text{ daN/cm}^2)$$

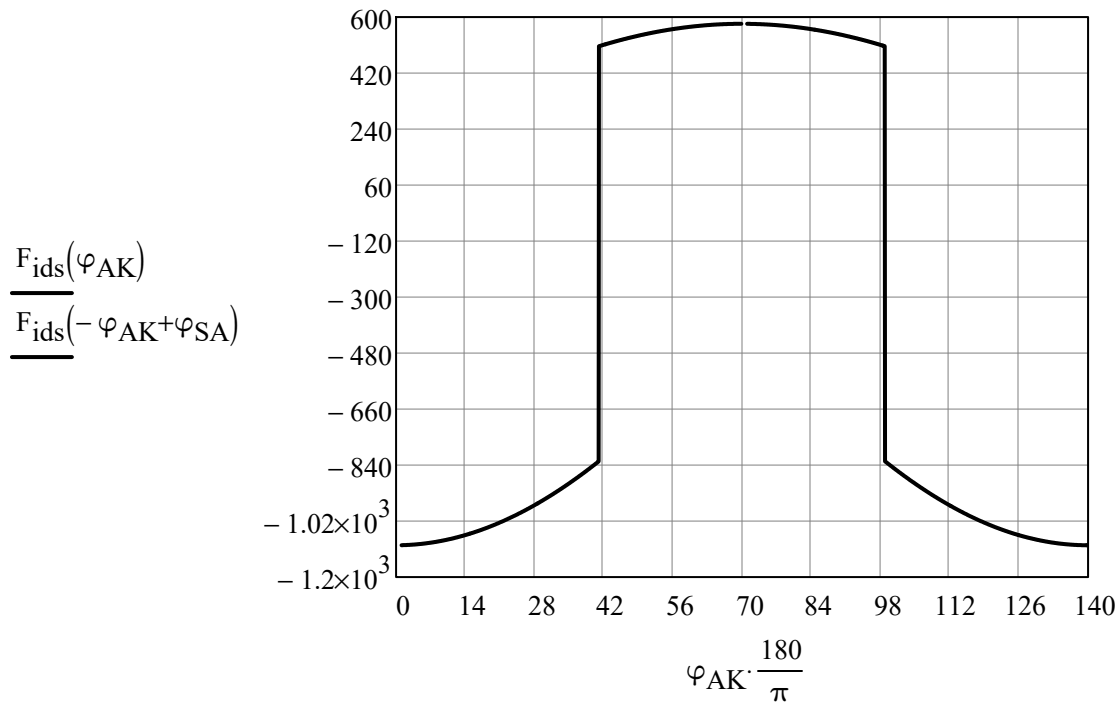
In ceea ce priveste arcurile de supapa se alege solutia cu arcuri elicoidale cu diametru de infasurare si pas constante. Fortele care actioneaza asupra arcurilor in timpul functionarii sunt:

$$F_{ids}(\varphi_{AK}) := -m_{ds} \cdot i_{cul} \cdot a_T(\varphi_{AK}) \quad - \text{forța de inerție}$$

$$F_{gev} := \frac{\pi}{4} \cdot (d_{gE}^2 \cdot p_6 - d_{SE}^2 \cdot p_s) = 654.755 \cdot \text{N} \quad - \text{forța gazelor pe timpul admisiei pe SE}$$

$$F_{ga} := \frac{\pi}{4} \cdot (d_{gA}^2 \cdot p_s - d_{SA}^2 \cdot p_6) = 0.759 \cdot \text{kN} \quad - \text{forța gazelor pe timpul evacuării pe SA}$$

Pentru siguranta in functionare, pentru ca tachetul sa nu se desprinda de pe cama este necesar ca in cazul in care supapa este la inaltimea maxima de ridicare forța care deformeaza arcul sa fie egal cu:



$$k_d := 2$$

$$F_{idsmax} := 1097 \text{ N}$$

$$F_{hmax} := k_d \cdot F_{idsmax} = 2.194 \cdot \text{kN}$$

$$F_{h0} := k_d \cdot F_{ga} = 1.519 \cdot \text{kN}$$

Cunoscand valorile fortei maxime si ale fortei in repaus se poate trasa caracteristica elastica a arcului. Din aceasta caracteristica rezulta rigiditatea arcului care se calculeaza cu urmatoarea relatie.

$$c_{\text{arc}} := \frac{F_{h\text{max}} - F_{h0}}{h_{SA\text{max}}} = 38.908 \cdot 10 \cdot \frac{\text{N}}{\text{cm}} \quad (\text{se incadreaza } 54 \dots 60 \text{ daN/cm})$$

Dimensionarea arcurilor se face pe baza de date statistice dupa care el se verifica.

$$D_e := 0.6 \cdot d_{gA} = 52.017 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul mediu de infasurare al arcului}$$

$$\delta_{\text{arc}} := 8 \text{mm} \quad - \text{diametrul sarmei de arc}$$

Numarul de spire active se determina cu relatia:

$$G_{OL} := 8.1 \cdot 10^4 \text{MPa} \quad - \text{modulul de elasticitate transversal al otelului}$$

$$f_{\text{max}} := \frac{F_{h\text{max}}}{c_{\text{arc}}} = 56.39 \cdot \text{mm} \quad - \text{sageata maxima a arcului}$$

$$i_1 := \frac{G_{OL} \cdot \delta_{\text{arc}}^4 \cdot f_{\text{max}}}{8 \cdot D_e^3 \cdot F_{h\text{max}}} = 7.573 \quad - \text{numarul de spire active ale arcului}$$

$$i_{\text{tot}} := i_1 + 3 = 10.573 \quad - \text{numarul total de spire}$$

Pasul arcului se calculeaza tinand cont de faptul ca atunci cand acesta este comprimat la maxim intre spire trebuie sa ramana o distanta minim:

$$\Delta_{\text{min}} := 0.15 \cdot \delta_{\text{arc}} = 1.2 \cdot \text{mm} \quad - \text{distana intre spire la comprimarea maxima}$$

$$p_{\text{arc}} := \delta_{\text{arc}} + \Delta_{\text{min}} + \frac{f_{\text{max}}}{i_1} = 16.646 \cdot \text{mm}$$

In final rezulta urmatoarele lungimi pentru arc:

$$l_{\min} := i_{\text{tot}} \cdot \delta_{\text{arc}} + i_1 \cdot \Delta_{\min} = 93.675 \cdot \text{mm} \quad - \text{lungimea minima a arcului}$$

$$l_{\text{prec}} := l_{\min} + h_{\text{SAmax}} = 111.035 \cdot \text{mm} \quad - \text{lungimea arcului in stare precomprimata}$$

$$l_{0\text{arc}} := l_{\min} + h_{\text{SAmax}} + \frac{F_{h0}}{c_{\text{arc}}} = 150.065 \cdot \text{mm} \quad - \text{lungimea arcului in stare libera}$$

Arcul se verifica la solicitarea de torsiune folosind relatia:

$$\tau_{\text{arc}} := k_d \cdot \frac{8 \cdot F_{h\text{max}} \cdot D_e}{\pi \cdot \delta_{\text{arc}}^3} = 1.135 \times 10^4 \cdot 10 \cdot \frac{\text{N}}{\text{cm}^2} \quad (450 \dots 650 \text{ daN/cm}^2)$$

Arcul se verifica la oboseala folosind urmatoarele eforturi minime si maxime:

$$\tau_{\text{arcmax}} := k_d \cdot \frac{8 \cdot F_{h\text{max}} \cdot D_e}{\pi \cdot \delta_{\text{arc}}^3} = 1.135 \times 10^9 \text{ Pa}$$

$$\tau_{\text{arcmin}} := k_d \cdot \frac{8 \cdot F_{h0} \cdot D_e}{\pi \cdot \delta_{\text{arc}}^3} = 7.857 \times 10^8 \text{ Pa}$$

$$\tau_{-1\text{arc}} := 4.35 \cdot 10^8 \text{ Pa}$$

$$\tau_{0\text{arc}} := 7.83 \cdot 10^8 \cdot \text{Pa}$$

$$\tau_{\text{varc}} := \frac{\tau_{\text{arcmax}} - \tau_{\text{arcmin}}}{2}$$

$$\tau_{\text{marc}} := \frac{\tau_{\text{arcmax}} + \tau_{\text{arcmin}}}{2}$$

$$c_{\tau_{\text{arc}}} := \frac{\tau_{-1\text{arc}}}{\tau_{\text{varc}} + \frac{2 \cdot \tau_{-1\text{arc}} - \tau_{0\text{arc}}}{\tau_{0\text{arc}}} \cdot \tau_{\text{marc}}} = 1.546$$

In timpul functionarii arcul sufera actionari periodice care se propaga prin spire sub forma de unde elastice. Ajunse la capatul arcului acestea se pot reflecta total sau partial iar in cazul in care frecventa proprie de oscilatie a arcului devine egala cu frecventa de excitatie se produce fenomenul de rezonanta si arcul se rupe.

Frecventa proprie de oscilatie a arcului se poate determina cu relatia:

$$\nu_{0arc} := 2.17 \cdot 10^7 \cdot \frac{\delta_{arc}}{i_1 \cdot D_e^2} \cdot \frac{m}{s} = 8.472 \times 10^6 \cdot \text{Hz} \quad - \text{frecventa proprie}$$

$$\nu_{earc} := \frac{n}{2} = 125.664 \cdot \text{Hz} \quad - \text{frecventa de excitatie}$$

$$k_\nu := \frac{\nu_{0arc}}{\nu_{earc}} = 6.742 \times 10^4 \quad (>10)$$

In ceea ce priveste calculul arborelui cu came, acesta se dimensioneaza statistic pe baza de date constructive si se verifica la strivire pe suprafata de contact a camei cu tachetul, la incovoiere si la torsiune.

$$d_{AK} := 0.2 \cdot D = 31 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul arborelui cu came}$$

$$d_f := 2 \cdot r_{0SA} + 2 \cdot h_{cAmax} = 85.643 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul fusurilor de sprinjin}$$

$$b_f := 0.6 \cdot d_f = 51.386 \cdot \text{mm} \quad - \text{latimea fusurilor}$$

$$b_c := 0.5 \cdot d_{gA} = 43.347 \cdot \text{mm} \quad - \text{latimea camei}$$

$$\Delta_f := 0.05 \text{mm} \quad - \text{jocul fusurilor in lagare}$$

Valorile cele mai mari pentru efortul de strivite se gasesc pe suprafata laterala a camei de evacuare in momentul deschiderii supapei de evacuare. Forta care actioneaza asupra camei in acel moment este egala cu:

$$F_{h0T} := F_{h0} \cdot \frac{l_S}{l_T} = 2.278 \cdot \text{kN}$$

$$F_{iT} := \frac{F_{idsmax}}{i_{cul}} = 731.333 \text{ N}$$

$$F_{gT} := \pi \cdot (d_{SE}^2 \cdot p_{ev} - d_{gE}^2 \cdot p_6) = 1.193 \cdot \text{kN}$$

$$F_{cama} := F_{h0T} + F_{iT} + F_{gT} = 4.202 \cdot \text{kN} \quad - \text{ forta de strivire}$$

Solicitarea de strivire pentru solutia cu tachet cu platan plan se calculeaza cu relatia:

$$\sigma_{cama} := 0.418 \cdot \sqrt{\frac{E_{OL} \cdot F_{cama}}{b_c \cdot r_{1SA}}} = 245.323 \cdot \text{MPa} \quad (6000 \dots 12000 \text{ daN/cm}^2)$$

Solicitarea de incovoiere se verifica prin sageata pe care o formeaza arborele cu came in timpul functionarii:

$$a_{AK} := 100 \text{ mm}$$

$$l_{AK} := 300 \text{ mm}$$

$$f_{AK} := \frac{F_{cama} \cdot 64 \cdot a_{AK}^2 \cdot (3l_{AK} - 4a_{AK})}{24 \cdot E_{OL} \cdot \pi \cdot d_{AK}^4} = 0.092 \cdot \text{mm}$$

Solicitarea de rasucire a arborelui cu came este data de momentul de rasucire ce apar in timpul functionarii ca urmare a dezaxarii punctului de contact dintre cama si tachet fata de axa camei. Valoarea maxima a momentului este in momentul in care punctul de contact al tachetului se gaseste pe punctul de tangenta dintre cercul de varf si cercul profilului lateral al camei.

$$a_{TB} := 331.66 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \quad - \text{ acceleratia tachetului in punctul B}$$

$$F_{iTr} := -m_{dT} \cdot a_{TB} = -1.242 \cdot \text{kN} \quad - \text{ forta de inertie in acel moment}$$

$$f_{0arc} := l_{0arc} - l_{prec} = 39.03 \cdot \text{mm} \quad - \text{ sageata de precomprimare}$$

$$f_{0arc} := \frac{h_{SAmax} \cdot F_{h0}}{F_{hmax} - F_{h0}} = 39.03 \cdot \text{mm} \quad - \text{ sageata de precomprimare}$$



$h_{TB} := 6.83\text{mm}$  - ridicarea tachelului in acel moment

$$F_{hTr} := \frac{F_{h0} \cdot (f_{0arc} + h_{TB})}{f_{0arc}} = 1.784 \cdot \text{kN} \quad - \text{fora arcului in acel moment}$$

$$M_{rAK} := (F_{iTr} + F_{hTr}) \cdot D \cdot \cos(\theta_{AKmax}) = 63.403 \cdot \text{N} \cdot \text{m} \quad - \text{momentul de rasucire}$$

$$W_{AK} := \frac{\pi \cdot d_{AK}^3}{16} = 5.849 \times 10^3 \cdot \text{mm}^3 \quad - \text{modulul de rezistenta polar al sectiunii}$$

$$\tau_{rAK} := \frac{M_{rAK}}{W_{AK}} = 10.839 \cdot \text{MPa} \quad - \text{efortul de rasucire (120...140 MPa)}$$

Tachelul se dimensioneaza pe baza de date constructive din literatura de specialitate dupa care el se verifica la strivire pe suprafata care vine in contact cu cama, pe suprafata laterala si pe suprafata interioara pe care se sprijina tija impingatoare.

Dimensiunile tachelului sunt:

$$l_{Ta} := 1.5 \cdot d_{gA} = 130 \cdot \text{mm} \quad - \text{lungimea tachelului}$$

$$d_T := 0.7 \cdot d_{gA} = 61 \cdot \text{mm} \quad - \text{diametrul exterior al tachelului}$$

$$\delta_T := 3\text{mm} \quad - \text{grosimea peretelui}$$

Verificarea la strivire pe suprafata frontala se face cu aceleasi relatii ca la verificarea la strivire a camei.

$$\sigma_{Ta} := 0.418 \cdot \sqrt{\frac{E_{OL} \cdot F_{cama}}{b_c \cdot r_{1SA}}} = 245.323 \cdot \text{MPa} \quad (6000 \dots 12000 \text{ daN/cm}^2)$$

La tachelul cu platan plan. datorita dezaxarii punctului de contact cu cama, se produce un moment de rasucire precizat anterior. Acest moment este cauza solicitarilor de strivire pe suprafata laterala a tachelului. Presiunea pe suprafata laterala se calculeaza cu relatia:

$$p_{Tmax} := \frac{6 \cdot M_{rAK}}{d_T^2 \cdot l_{Ta} \cdot \frac{1}{2}} = 1.589 \cdot \text{MPa}$$

Tija impingatoare se verifica la flambaj folosind relatia:

$d_t := 7\text{mm}$	- diametrul tijeii
$I_t := \frac{\pi \cdot d_t^4}{64}$	- momentul de inertie al sectiunii tijeii
$l_t := 200\text{mm}$	- lungimea tijeii
$F_{\text{crt}} := \frac{\pi^2 \cdot E_{\text{OL}} \cdot I_t}{l_t^2} = 6.107 \times 10^3 \text{N}$	- forta critica de flambaj
$a_{\text{Tmax}} := 439.79 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$	- acceleratia maxima a tachelului
$F_{\text{eft}} := m_{\text{dT}} \cdot a_{\text{Tmax}} = 1.647 \cdot \text{kN}$	- forta efectiva pe tija
$n_{\text{tija}} := \frac{F_{\text{crt}}}{F_{\text{eft}}} = 3.709$	- coeficientul de flambaj (2...4)

Capetele tijeii se verifica la strivire folosind relatia (valabila si pentru strivire in cavitatea interioara a tachelului):

$r_t := 4\text{mm}$	- raza capatului sferic al tijeii
$r_{\text{cT}} := 4.5\text{mm}$	- raza cavitatii sferice din tachel

$$\sigma_{\text{strtija}} := \frac{0.388}{\text{m}} \cdot \sqrt[3]{F_{\text{eft}}^2 \cdot E_{\text{OL}} \cdot \left( \frac{1}{r_t} - \frac{1}{r_{\text{cT}}} \right)} = 9.739 \cdot 10 \frac{\text{N}}{\text{cm}^2}$$

Culbutorii se dimensioneaza statistic dupa care se verifica la strivire si incovoiere.

Dimensiunile culbutorului sunt:

$i_{\text{cul}} = 1.5$	- raportul bratelor culbutorului
$d_{\text{bc}} := 0.47 \cdot d_{\text{gA}} = 40.746 \cdot \text{mm}$	- diametrul interior al buceii culbutorului
$\Delta_d := 0.2\text{mm}$	- jocul intre supapa si culbutor

Culbutorul se verifica la incovoiere in 2 sectiuni, una langa articulatia acestuia pe axul culbutorilor inspre supapa, iar cealalta inspre tija impingatoare.

$F_{\text{cI}} := (m_{\text{dT}} - m_{\text{Ta}} - m_t) \cdot a_{\text{Tmax}} = 0.94 \cdot \text{kN}$	- forta dinspre tija
---	----------------------

$$l_I := l_T - \frac{d_{bc}}{2} = 39.627 \cdot \text{mm} \quad - \text{lungimea bratului inspre tija}$$

$$b_{cul} := 20 \text{mm} \quad - \text{latimea bratului}$$

$$h_{cul} := 30 \text{mm} \quad - \text{inaltimea bratului}$$

$$W_I := \frac{b_{cul} \cdot h_{cul}^2}{6} = 3 \cdot \text{cm}^3 \quad - \text{modulul de rezistenta in sect I}$$

$$W_{II} := W_I = 3 \cdot \text{cm}^3 \quad - \text{modulul de rezistenta in sect II}$$

$$F_{cII} := 1 \cdot \left( m_{dT} - m_{Ta} - m_t - \frac{J_{cul}}{l_T^2} \right) \cdot a_{Tmax} = 584.534 \text{ N} \quad - \text{forta dinspre supapa}$$

$$l_{II} := l_S - \frac{d_{bc}}{2} = 69.627 \cdot \text{mm} \quad - \text{lungimea bratului inspre supapa}$$

$$\sigma_{iculI} := \frac{F_{cI} \cdot l_I}{W_I} = 124.19 \cdot \frac{10 \text{N}}{\text{cm}^2} \quad - \text{efortul de incovoiere in sect I (<2000)}$$

$$\sigma_{iculII} := \frac{F_{cII} \cdot l_{II}}{W_{II}} = 135.664 \cdot \frac{10 \text{N}}{\text{cm}^2} \quad - \text{efortul de incovoiere in sect II (<2000)}$$

### **XI.1. Calculul instalatiei de racire. Determinarea cantitaii de caldura ce trebuie evacuata**

Cantitatea de caldura ce trebuie evacuata de catre instalatia de racire se calculeaza insumand cantitatea de caldura preluata de fluid direct de la organele motorului cu cantitatea de caldura preluata de la ulei si cu cantitatea de caldura preluata din racirea aerului de supraalimentare.

Cantitatea de caldura preluata de la organele care vin in contact direct cu camera de ardere este proportionala cu cantitatea de caldura degajata in procesul de ardere si se poate

$$g := \frac{\text{kg}}{1000} \text{ elatia:}$$

$$h := 3600\text{s}$$

$$\text{kJ} := 1000\text{J}$$

$$q_1 := 0.15$$

- fractie

$$Q_i := 40000 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

- puterea calorica inferioara

$$c_e := 169.025 \frac{\text{g}}{\text{kW}\cdot\text{h}}$$

- consumul specific de combustibil

$$P_e = 895.361 \cdot \text{kW}$$

- puterea efectiva a motorului

$$Q_1 := q_1 \cdot Q_i \cdot c_e \cdot P_e = 9.08 \times 10^8 \cdot \frac{\text{J}}{\text{h}}$$

- caldura ce trebuie evacuata de la piese

Cantitatea de caldura preluata de la ulei depinde de marimea pierderilor prin frecare din motor, de cantitatea de caldura care se preia de catre uleiul care raceste pistoanele si de marimea pierderilor prin frecare din transmisie.

$$q_2 := 0.12$$

- fractie pentru m.a.i. la care se raceste pistonul cu ulei

$$Q_{2m} := q_2 \cdot P_e = 3.868 \times 10^8 \cdot \frac{\text{J}}{\text{h}} \quad \text{- caldura provenita de la uleiul din motor}$$

$$\eta_t := 0.8 \quad \text{- randamentul transmisiei}$$

$$Q_{2t} := P_e \cdot (1 - \eta_t) = 6.447 \times 10^8 \cdot \frac{\text{J}}{\text{h}} \quad \text{- caldura provenita de la uleiul din transmisie}$$

$$Q_2 := Q_{2m} + Q_{2t} = 1.031 \times 10^9 \cdot \frac{\text{J}}{\text{h}} \quad \text{- caldura preluata de la ulei}$$

Cantitatea de caldura provenita din racirea aerului de supraalimentare se poate calcula cu ajutorul urmatoarelor coeficienti:

$$q_3 := 0.06$$

$$Q_3 := q_3 \cdot P_e = 1.934 \times 10^8 \cdot \frac{\text{J}}{\text{h}} \quad \text{- caldura provenita din racirea aerului de supraalim.}$$

$$Q := Q_1 + Q_2 + Q_3 = 2.133 \times 10^9 \cdot \frac{\text{J}}{\text{h}} \quad \text{- caldura ce trebuie evacuata de catre instalatia de racire}$$

$$\frac{Q \cdot \frac{\text{h}}{\text{kJ}}}{P_e \cdot \frac{1}{\text{kW}}} = 2.382 \times 10^3 \quad (1.7...2.9 \cdot 10^3)$$

## XI.2. Calculul instalatiei de racire. Calculul radiatorului

Pentru calculul radiatorului se va considera o cantitate mai mare de caldura pe care trebuie sa o evacueze radiatorul deoarece se considera ca in timp apar depuneri de calcar la interior si praf la exterior care reduc abilitatile radiatorului de a evacua caldura.

$$\varphi_{\text{rad}} := 1.2 \quad \text{- coeficient de amplificare}$$

$$Q_{\text{rad}} := \varphi_{\text{rad}} \cdot Q = 2.559 \times 10^9 \cdot \frac{\text{J}}{\text{h}} \quad \text{- caldura folosita pentru proiectare}$$

Pentru a determina suprafata necesara de racire a radiatorului trebuie calculat coeficientul de transfer termic global. Acesta depinde de coeficientul de conductivitate termica prin calcar, coeficientul de conductivitate termica prin cupru obisnuit, coeficient de conductivitate termica prin praf/vopsea, coeficientul de convecție de la lichid la peretele tubului si coeficientul de convecție de la perete la aer. Coeficientul global de transfer termic se calculeaza cu relatia:

$\delta_1 := 0.05\text{mm}$	- grosimea stratului de calcar
$\delta_2 := 0.25\text{mm}$	- grosimea peretelui conductei
$\delta_3 := 0.1\text{mm}$	- grosimea stratului de vopsea/praf
$\alpha_1 := 41850 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}}$	- coeficient de convecție de la lichid la perete
$\alpha_2 := 500 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}}$	- coeficient de convecție de la perete la aer
$\lambda_1 := 4.69 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{K}}$	- coeficient de conductivitate prin calcar
$\lambda_2 := 1381 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{K}}$	- coeficient de conductivitate prin cupru
$\lambda_3 := 4.5 \cdot 10^3 \cdot \frac{\text{J}}{\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{K}}$	- coeficient de conductivitate prin vopsea/praf

$$k_{\text{rad}} := \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{\delta_3}{\lambda_3} + \frac{1}{\alpha_2}} = 4.862 \times 10^5 \cdot \frac{\text{J}}{\text{m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}}$$

$T_{\text{il}} := 371\text{K}$	- temperatura la intrarea lichidului in radiator
--------------------------------	--

$\Delta T_{\text{rad}} := 10\text{K}$	- gradul de racire din radiator
---------------------------------------	---------------------------------

$T_{\text{el}} := T_{\text{il}} - \Delta T_{\text{rad}} = 361\text{K}$	- temperatura la iesirea lichidului din radiator
--	--

$T_{\text{ml}} := \frac{T_{\text{il}} + T_{\text{el}}}{2} = 366\text{K}$	- temperatura medie a lichidului in radiator
--	--

$T_{\text{ia}} := 300\text{K}$	- temperatura aerului la intrarea in radiator
--------------------------------	---

$T_{\text{ea}} := 310\text{K}$	- temperatura aerului la iesirea din radiator
--------------------------------	---

$T_{\text{ma}} := \frac{T_{\text{ia}} + T_{\text{ea}}}{2} = 305\text{K}$	- temperatura media a aerului din radiator
--	--

$A_{\text{rad}} := \frac{Q_{\text{rad}}}{k_{\text{rad}} \cdot (T_{\text{ml}} - T_{\text{ma}})} = 86.307\text{m}^2$	- suprafata necesara de racire a radiatorului (suprafata de schimb de caldura in contact cu aerul)
--	--

Pentru determinarea principalelor dimensiuni ale radiatorului se fac calcule estimative folosind mai multi coeficienti determinat experimental sau bazati pe date statistice.

$$\varphi_{\text{nerv}} := 8 \quad \text{- coeficientul de nervurare al radiatorului}$$

$$A_1 := \frac{A_{\text{rad}}}{\varphi_{\text{nerv}}} = 10.788 \text{ m}^2 \quad \text{- suprafata de schimb de caldura in contact cu lichidul}$$

$$\varphi_{\text{comp}} := 900 \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3} \quad \text{- coeficientul de compactitate al radiatorului}$$

$$l_{\text{rad}} := 55 \text{ mm} \quad \text{- adancimea radiatorului}$$

$$w_{\text{aer}} := 25 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad \text{- viteza medie a aerului prin radiator}$$

$$Q_{60} := 2.7 \cdot 10^3 \cdot 1.16 \cdot \frac{\text{W}}{(0.1 \text{ m})^2} = 1.128 \times 10^9 \cdot \frac{\text{J}}{\text{h} \cdot \text{m}^2} \quad \text{- fluxul de caldura schimbat de radiator pe unitatea de suprafata frontala a radiatorului}$$

$$A_f := \frac{Q_{\text{rad}}}{Q_{60}} \cdot \frac{60 \text{ K}}{T_{\text{ml}} - T_{\text{ma}}} = 2.233 \text{ m}^2 \quad \text{- aria frontala a radiatorului}$$

$$\varphi_{\text{com}} := \frac{A_{\text{rad}}}{A_f \cdot l_{\text{rad}}} = 702.807 \cdot \frac{\text{m}^2}{\text{m}^3} \quad \text{- coeficientul de compactitate (nu se verifica; 900...1300 m}^2/\text{m}^3)$$

$$H_{\text{rad}} := 1.3 \text{ m} \quad \text{- inaltimea radiatorului}$$

$$L_{\text{rad}} := \frac{A_f}{H_{\text{rad}}} = 1.718 \text{ m} \quad \text{- latimea radiatorului}$$

Debitul de lichid care trebuie sa fie realizat prin radiator se determina cu relatia:

$$\rho_1 := 1 \frac{\text{kg}}{\text{L}} \quad \text{- densitatea lichidului}$$

$$c_1 := 4.185 \cdot \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \quad \text{- caldura specifica a lichidului}$$

$$V_1 := \frac{Q_{\text{rad}}}{\Delta T_{\text{rad}} \cdot \rho_l \cdot c_l} = 1019 \cdot \frac{\text{L}}{\text{min}} \quad - \text{debitul de lichid}$$

$$z_t := 5 \cdot \frac{1}{\text{min}} \quad - \text{numarul de treceri ale lichidului prin circuit}$$

$$V_L := \frac{V_1}{z_t} = 203.86 \text{ L} \quad - \text{volumul total de lichid din instalatie}$$

$$V_{\text{lichidspec}} := \frac{V_L}{P_e} = 0.228 \cdot \frac{\text{L}}{\text{kW}}$$

### XI.3. Calculul instalatiei de racire. Calculul pompei de circulatie a lichidului

Pentru calculul pompei trebuie luat in considerare faptul ca aceasta are rezistente hidraulice proprii iar debitul de lichid folosit in calculul de proiectare al pompei se majoreaza cu randamentul hidraulic al pompei fata de debitul de lichid calculat anterior.

$$\eta_p := 0.9 \quad - \text{randamentul hidraulic al pompei}$$

$$V_p := \frac{V_1}{\eta_p} = 1133 \cdot \frac{\text{L}}{\text{min}} \quad - \text{debitul folosit la calculul de proiectare}$$

In continuare se determina raza orificiului de intrare a lichidului in pompa. Din legea continuitatii rezulta:

$$r_{0p} := 10 \text{ mm} \quad - \text{raza butucului rotorului pompei}$$

$$C_1 := 3 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad - \text{viteza de intrare a lichidului in pompa}$$

$$r_{1p} := \sqrt{\frac{V_p}{\pi \cdot C_1} + r_{0p}^2} = 45.856 \cdot \text{mm} \quad - \text{raza orificiului de intrare}$$

Pentru a determina raza exterioara a rotorului pompei trebuie definiti o serie de parametrii din date statistice sau determinati experimentali.

$$\alpha_{2\text{pompa}} := 13 \text{ deg} \quad - \text{unghiul dintre viteza periferica tangentiala la iesirea apei din pompa si viteza de iesire din racordul pompei}$$



$\beta_{2pompa} := 30\text{deg}$  - unghiul dintre viteza periferica tangentiala la iesirea apei din pompa si viteza relativa a lichidului la iesirea din canalul paletelor

$\eta_{hp} := 0.6$  - randamentul hidraulic al pompei

$\Delta p_p := 0.6\text{bar}$  - rezistenta hidraulica a circuitului de racire (6 mcolH<sub>2</sub>O)

$$u_2 := \sqrt{\left(1 + \frac{\tan(\alpha_{2pompa})}{\tan(\beta_{2pompa})}\right) \cdot \frac{\Delta p_p}{\eta_{hp} \cdot \rho_1}} = 11.832 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Turatia pompei se calculeaza prin alegerea unui raport de transmitere de la arborele cotit la arborele de antrenare al pompei.

$z_{pompa} := 33$  - numarul de dinti al pinionului pompei

$z_{AC} := 31$  - numarul de dinti al pinionului AC

$i_p := \frac{z_{pompa}}{z_{AC}} = 1.065$  - raportul de transmitere

$n_{pompa} := \frac{n}{i_p} = 2254.545 \cdot \text{rpm}$  - turatia pompei

Raza orificiului de iesire al lichidului din pompa se calculeaza cu relatia:

$$r_{2p} := \frac{u_2}{n_{pompa}} = 50.114 \cdot \text{mm}$$

In continuare se calculeaza o serie de parametri constructivi ai pompei:

$u_1 := u_2 \cdot \frac{r_{1p}}{r_{2p}} = 10.826 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  - viteza periferica tangentiala la intrarea apei in pompa

$z_{palete} := 6$  - numarul de palete

$\delta_{\text{paleta}} := 5\text{mm}$  - grosimea paletelor pompei

$\beta_{1\text{pompa}} := \text{atan}\left(\frac{C_1}{u_1}\right) = 15.488 \cdot \text{deg}$  - unghiul dintre viteza periferica tangentiala la intrarea in pompa si viteza relativa a lichidului la intrare in canalul paletelor

$\alpha_{1\text{pompa}} := 90\text{deg}$

$w_1 := C_1 \cdot \frac{\sin(\alpha_{1\text{pompa}})}{\sin(\beta_{1\text{pompa}})} = 11.234 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  - viteza relativa la intrarea lichidului in canalul paletelor

$C_2 := u_2 \cdot \frac{\sin(\beta_{2\text{pompa}})}{\sin(\alpha_{2\text{pompa}} + \beta_{2\text{pompa}})} = 8.674 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  - viteza de iesire a lichidului din pompa

$w_2 := C_2 \cdot \frac{\sin(\alpha_{2\text{pompa}})}{\sin(\beta_{2\text{pompa}})} = 3.903 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  - viteza relativa la iesirea lichidului din canalul paletelor

$\Delta p_t := \rho_l \cdot u_2 \cdot C_2 \cdot \cos(\alpha_{2\text{pompa}}) = 1 \cdot \text{bar}$  - caderea teoretica de presiune

ial

$$\left[ \frac{(T_y - T_c) \cdot \frac{1}{K}}{1 - m_{cy}} \right]$$

a

de

















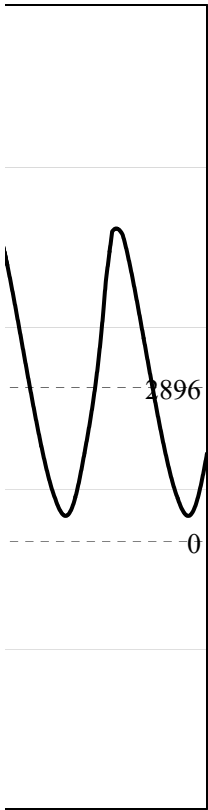












'6deg,  $\alpha+648\text{deg}$







035





1

1,





$$\cos(6\varphi) + f_p \cdot \cos(7\varphi) + g_p \cdot \cos(8\varphi) + h_p \cdot \cos(9 \cdot \varphi)$$
$$(6\varphi) + \left( f_p \cdot \cos(7\varphi) + g_p \cdot \cos(8\varphi) + h_p \cdot \cos(9 \cdot \varphi) \right) \Big]$$



$$r_{pB} = 0.046 \text{ m}$$

90deg

$$e_g < \varphi \leq \alpha_{incpB}$$





$$\left. -\cos(\varphi) \right] \text{ if } 90\text{deg} < \varphi \leq \alpha_{\text{incpB}}$$

$$\text{leg} < \varphi \leq \alpha_{\text{incpB}}$$







$$\rho < 90\text{deg}$$

$$\therefore 90\text{deg} < \varphi < \alpha_{\text{incCB}} \cdot \text{deg}$$

sg



























၁၁











il in

































