

construcția motoarelor de autovehicule rutiere moderne se preferă oțelul ca material datorită proprietăților mecanice superioare fontei. Din punct de vedere al rezistenței la vibrații fonta are proprietăți mai bune.[5]

Tabelul 8.1. Oțeluri pentru arbori cotiți [5, 6].

Tipul	Denumire	Compoziția chimică [%]							Proprietăți mecanice	
		C	Mn	S	P	Cr	Ni	Mo	Limita de rupere [N/mm <sup>2</sup> ]	Limita de curgere [N/mm <sup>2</sup> ]
Oțel aliat	18MoCrNi13	0.15...0.21	0.5...0.8	max 0.035	max 0.035	0.8...1.1	1.2...1.5	0.15...0.3	1100...1450	850
	35MnSi12	0.31...0.39	1.1...1.4			-	-	-	950...1150	750
	33MoCr11	0.3...0.37	0.4...0.8			0.9...1.3	-	0.15...0.3	1000...1200	800
	41MoCr11	0.38...0.45					-		1100...1300	900
	41CrNi12	0.37...0.45					0.45...0.75	1...1.4	-	1000...1200

Tabelul 8.2. Fonte pentru arbori cotiți [5, 6].

Tipul	Denumire	Compoziția chimică [%]										Proprietăți mecanice
		C	Mn	S	P	Cu	Si	Mg	Cr	Ni	Mo	Limita de rupere [N/mm <sup>2</sup> ]
Fontă	Fonta slab aliată	1.5...4.7	0.7...1.1	-	-	0.11...0.14	1...2.4	-	0.1...0.28	1...1.5	0.8...1	600...800
	FGN 700-2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	650...800
	Fontă cu grafit nodular	3.7	0.3	max 0.08	max 0.02	-	2.3	0.05	-	-	-	1200

## IX.2. Predimensionarea arborelui cotit.

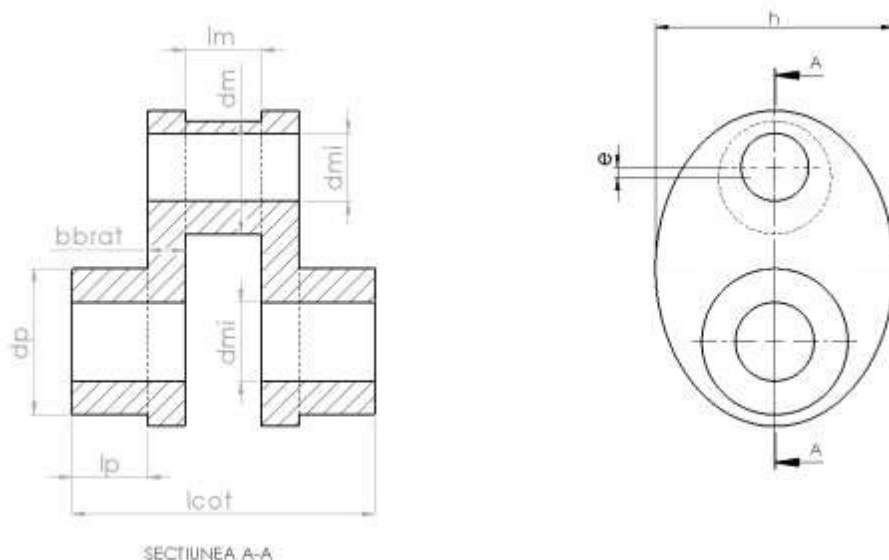


Fig. 9.2. Schema pentru predimensionarea cotului.[5]  
Tabelul 8.3. Predimensionarea cotului [5, 6].

Tip motor	MAS		MAC	
	linie	V	linie	V
Disponere cilindri				
$l/D$	1.1...1.25	1.25...1.35	1.2...1.4	1.45...1.55
$d_p/D$	0.6...0.8	0.63...0.75	0.7...0.9	0.7...0.75
$L_p/d_p$	0.45...0.6	0.5...0.7	0.45...0.6	0.5...0.6
$d_m/D$	0.55...0.7	0.55...0.66	0.55...0.75	0.62...0.72
$l_m/d_m$	0.45...0.65	0.8...1	0.5...0.7	0.8...1
$d_{mi}/d_m$	0.6...0.7	0.6...0.7	0.45...0.7	0.45...0.7
$b/D$	0.2...0.25	0.2...0.25	0.2...0.3	0.2...0.3
$h/D$	1...1.25	1...1.25	1.05...1.3	1.05...1.3
$\rho/D$	0.06...1	0.06...1	0.08...1	0.08...1

$\rho$  – este raza de racordare dintre braț și fusurile palier, respectiv maneton.

## IX.3. Predimensionarea contragreutății arborelui cotit.

Contragreutățile care se montează în prelungirea brațelor arborelui cotit au principalul rol de a descărca fusurile paliere de acțiunea forțelor de inerție date de masele cu mișcare de rotație. Uzual se montează contragreutăți pe ambele brațe din cadrul unui cot sau doar pe un singur

braț. În cazul în care contragreutatea este montată pe un singur braț atunci în calculul acesteia trebuie să intre toată forța de inerție dată de masele cu mișcare de rotație.

Pentru calculul razei maxime a contragreutății se calculează momentele statice și forțele de inerție ale brațelor, manetonului, masei din bielă ce participă la mișcarea de rotație și a contragreutății. Din echilibrul de forțe rezultă raza contragreutății  $R_3$ .

Forța produsă de masa din bielă care participă la mișcarea de rotație este:

$$F_A = m_A \cdot \frac{S \cdot 10^{-3}}{2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2$$

Unde:

- $m_A$  – masa din bielă care participă la mișcarea de rotație;
- $S$  – cursa pistonului;
- $n$  – turația motorului;

Momentul static al manetonului este:

$$S_{man} = \frac{\pi}{4} \cdot [d_m^2 \cdot R - d_{mi}^2 \cdot (R + e)] \cdot l_{man}$$

Forța de inerție produsă de fusul maneton este:

$$F_m = 10^{-3} \cdot \rho_{otel} \cdot S_{man} \cdot \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2$$

Unde:

- $\rho_{otel}$  – densitatea oțelului sau a materialului arborelui cotit dacă este ales alt material, pentru oțel  $\rho = 7.850 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ , pentru fontă  $\rho = 7.250 \cdot 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ .

Pentru calculul forței de inerție generate de braț pentru forma de braț eliptic forța de inerție este:

$$F_{br} = \frac{\pi}{4} \cdot b_{brat} \cdot (h \cdot L_{brat} - d_{mi}^2 - d_{pi}^2) \cdot \rho_{otel} \cdot \frac{L_{brat} \cdot b_{brat} \cdot E_{brat} - R \cdot d_{mi}^2}{L_{brat} \cdot b_{brat} + d_{mi}^2 + d_{pi}^2} \cdot \left(\frac{\pi \cdot n}{30}\right)^2 \cdot 10^{-3}$$

Unde:

- $L_{brat} = \frac{d_p}{2} + \frac{d_m}{2} + R + z$  - este baza mare a elipsei, z reprezintă distanța de la extremitatea elipsei până la muchia palierului, respectiv manetonului (1...5 mm); [5]
- $E_{brat} = \frac{R}{2}$  - este centrul elipsei;
- h – baza mică a elipsei;
- R – raza manivelei.

Pentru forma de braț oval, forța de inerție este:

$$F_{br} = \left( hR + \frac{\pi}{4} (h^2 - d_{mi}^2) \right) b_{brat} \rho_{otel} \frac{hR \left( \frac{R+\pi}{2} h \right) - \frac{\pi}{4} d_{mi}^2 (R+e)}{hR + \frac{\pi}{4} (b_{brat}^2 - d_{mi}^2)} \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 10^{-3}$$

Pentru forma de braț circular, forța de inerție este:

$$F_{br} = \frac{\pi}{4} b_{brat} (2D_{brat}^2 - d_{mi}^2) \rho_{otel} \frac{D_{brat}^2 E - R d_{mi}^2}{D_{brat}^2 + 2d_{mi}^2} \left(\frac{\pi n}{30}\right)^2 10^{-3}$$

Unde:

- $D_{brat}$  – este diametrul exterior al brațului circular;
- E – este centrul brațului circular  $= \frac{R}{2}$ .

Forța de inerție necesară a contragreutății este:

$$F_{cg} = \frac{(F_m + 2 \cdot F_{br} + F_A)}{2}$$

În cazul în care se utilizează o singură contragreutate termenii din ecuație nu se mai împart la 2.

Raza maximă posibilă a contragreutății este:

$$R_{3max} = L - R - L' - j_c$$

Unde:

- L – este lungimea bielei;
- R – este raza manivelei;
- $L' = L_p - H_c$ ,  $L_p$  – lungimea pistonului,  $H_c$  – înălțimea de compresie a pistonului;
- $j_c$  – este jocul dintre contragreutate și mantaua pistonului, 1...3 mm.

Raza contragreutății este:

$$R_3 = \sqrt{\frac{F_{cg}}{10^{-3} b_{brat} \left( \rho_{otel} \cdot \frac{4}{3} \cdot R \right) \cdot \sin \left( \varphi_{contr} \cdot \frac{\pi}{180} \right)^3 \cdot \left( \frac{\pi \cdot n}{30} \right)^2}}$$

Unde:

- $\varphi_{contr}$  – este unghiul contragreutății (45...90 grade).

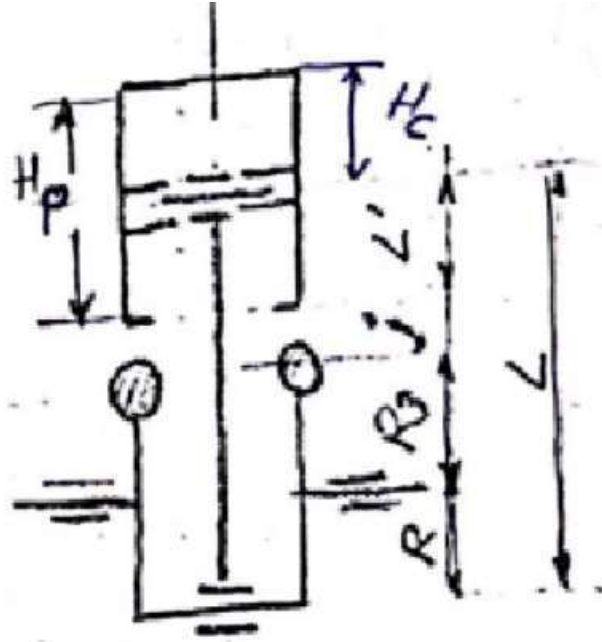


Fig. 9.3. Schema pentru stabilirii razei maxime posibile a contragreutății.

#### IX.4. Elementele de calcul.

Numerotarea fusurilor maneton și palier la motoarele cu cilindri dispuși în linie se face de regulă de la extremitatea din față a arborelui cotit, fusurile numerotându-se consecutiv cu 1, 2, 3, .... pentru fusurile maneton și cu 0, 1, 2, 3, ... pentru fusurile palier. La motoarele cu cilindri dispuși în V cu biele alăturate numerotarea se face cu 1, 2, 3,... pentru linia din stânga și cu 1', 2', 3', .... pentru linia din dreapta. Numărul de fusuri maneton este egal cu numărul de cilindri la motoarele cu cilindri dispuși în linie și cu jumătate din numărul de cilindri la motoarele cu cilindri dispuși în V normal cu biele alăturate. Numărul de fusuri palier la motoarele cu cilindri dispuși în linie este egal cu  $i+1$ , iar la motoarele cu cilindri dispuși în V normal este egal cu  $\frac{1}{2}i+1$ , unde  $i$  este numărul de cilindri. [5]

##### IX.4.1. Momentele de răsucire care solicită fusurile palier.

La motoarele cu cilindri dispuși în linie momentul motor care solicită fusurile palier este:

$$M_{pj} = \sum_{z=1}^j M_z$$

Unde:

- $M_z$  – este momentul motor dezvoltat de cilindrul  $z$ .

Momentele  $M_z$  au aceeași variație cu unghiul de rotație al arborelui cotit însă se decalează succesiv în funcție de ordinea de aprindere, decalajul fiind funcție de numărul de cilindri. Momentul care solicită primul fus palier, fusul palier 0 este egal cu 0.

Tabelul 8.4. Defazarea momentelor unui motor cu patru cilindri în linie în funcție de ordinea de aprindere 1-3-4-2.

$\alpha$	Momentele $M_z$			
	M1	M2	M3	M4
0	M1_0	M1_180	M1_540	M1_360
10	M1_10	M1_190	M1_550	M1_370
20	M1_20	M1_200	M1_560	M1_380
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
180	M1_180	M1_360	M1_0	M1_540
190	M1_190	M1_370	M1_10	M1_550
200	M1_200	M1_380	M1_20	M1_560
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
360	M1_360	M1_540	M1_180	M1_0
370	M1_370	M1_550	M1_190	M1_10
380	M1_380	M1_560	M1_200	M1_20
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
540	M1_540	M1_0	M1_360	M1_180
550	M1_550	M1_10	M1_370	M1_190
560	M1_560	M1_20	M1_380	M1_200
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
.	.	.	.	.
720	M1_720	M1_180	M1_540	M1_360

Tabelul 8.5. Exemflu de calcul al momentelor care solicită fusurile palier pentru un motor cu patru cilindri în linie.

$\alpha$	Momentul care solicită fusul palier				
	0	1	2	3	4
	0	M1	M1+M2	M1+M2+M3	M1+M2+M3+M4
0	0	M1_0	M1_0+M1_180	M1_0+M1_180+M1_540	M1_0+M1_180+M1_540+M1_360
10	0	M1_10	M1_10+M1_190	M1_10+M1_190+M1_550	M1_10+M1_190+M1_550+M1_370
20	0	M1_20	M1_20+M1_200	M1_20+M1_200+M1_560	M1_20+M1_200+M1_560+M1_380
.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.
180	0	M1_180	M1_180+M1_360	M1_180+M1_360+M1_0	M1_180+M1_360+M1_0+M1_540
190	0	M1_190	M1_190+M1_370	M1_190+M1_370+M1_10	M1_190+M1_370+M1_10+M1_550
200	0	M1_200	M1_200+M1_380	M1_200+M1_380+M1_20	M1_200+M1_380+M1_20+M1_560
.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.
360	0	M1_360	M1_360+M1_540	M1_360+M1_540+M1_180	M1_360+M1_540+M1_180+M1_0
370	0	M1_370	M1_370+M1_550	M1_370+M1_550+M1_190	M1_370+M1_550+M1_190+M1_10
380	0	M1_380	M1_380+M1_560	M1_380+M1_560+M1_200	M1_380+M1_560+M1_200+M1_20
.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.
540	0	M1_540	M1_540+M1_0	M1_540+M1_0+M1_360	M1_540+M1_0+M1_360+M1_180
550	0	M1_550	M1_550+M1_10	M1_550+M1_10+M1_370	M1_550+M1_10+M1_370+M1_190
560	0	M1_560	M1_560+M1_20	M1_560+M1_20+M1_380	M1_560+M1_20+M1_380+M1_200
.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.
720	0	M1_720	M1_720+M1_180	M1_720+M1_180+M1_540	M1_720+M1_180+M1_540+M1_360

La motoarele cu cilindri dispuși în V cu două biele alaturate momentul care solicită fusul palier 0 la răsucire este egal cu zero, celelalte momente fiind date de relația:

$$M_{pj} = \sum_{z=1}^j M_z + \sum_{z'=1}^{j'} M_{z'}$$



Practic fusurile palier sunt solicate de suma de momente produse de cilindrii din stânga și dreapta.

Tabelul 8.6. Defazarea momentelor motor pentru un motor cu șase cilindri în V în funcție de ordinea de aprindere 1-4-3-6-2-5.

$\alpha$	Momentele Mz					
	M1	M2	M3	M4(M1')	M5(M2')	M6(M3')
0	M1_0	M1_240	M1_480	M1_600	M1_120	M1_360
10	M1_10	M1_250	M1_490	M1_610	M1_130	M1_370
20	M1_20	M1_260	M1_500	M1_620	M1_140	M1_380
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
120	M1_120	M1_360	M1_600	M1_0	M1_240	M1_480
130	M1_130	M1_370	M1_610	M1_10	M1_250	M1_490
140	M1_140	M1_380	M1_620	M1_20	M1_260	M1_500
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
240	M1_240	M1_480	M1_0	M1_120	M1_360	M1_600
250	M1_250	M1_490	M1_10	M1_130	M1_370	M1_610
260	M1_260	M1_500	M1_20	M1_140	M1_380	M1_620
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
360	M1_360	M1_600	M1_120	M1_240	M1_480	M1_0
370	M1_370	M1_610	M1_130	M1_250	M1_490	M1_10
380	M1_380	M1_620	M1_140	M1_260	M1_500	M1_20
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
480	M1_480	M1_0	M1_240	M1_360	M1_600	M1_120
490	M1_490	M1_10	M1_250	M1_370	M1_610	M1_130
500	M1_500	M1_20	M1_260	M1_380	M1_620	M1_140
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
600	M1_600	M1_120	M1_360	M1_480	M1_0	M1_240
610	M1_610	M1_130	M1_370	M1_490	M1_10	M1_250
620	M1_620	M1_140	M1_380	M1_500	M1_20	M1_260
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
.	.	.	.	.	.	.
720	M1_720	M1_240	M1_480	M1_600	M1_120	M1_360

Tabelul 8.7. Exemplu de calcul al momentelor care soliciță fusurile palier pentru un motor cu șase cilindri în V.

$\alpha$	Momentul care soliciță fusul palier		
	1	2	3
	M1+M1'	M1+M1'+M2+M2'	M1+M1'+M2+M2'+M3+M3'
0	M1_0+M1_600	M1_0+M1_600+M1_240+M1_120	M1_0+M1_600+M1_240+M1_120+M1_480+M1_360
10	M1_10+M1_610	M1_10+M1_610+M1_250+M1_130	M1_10+M1_610+M1_250+M1_130+M1_490+M1_370
20	M1_20+M1_620	M1_20+M1_620+M1_260+M1_140	M1_20+M1_620+M1_260+M1_140+M1_500+M1_380
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.
120	M1_120+M1_0	M1_120+M1_0+M1_360+M1_240	M1_120+M1_0+M1_360+M1_240+M1_600+M1_480
130	M1_130+M1_10	M1_130+M1_10+M1_370+M1_250	M1_130+M1_10+M1_370+M1_250+M1_610+M1_490
140	M1_140+M1_20	M1_140+M1_20+M1_380+M1_260	M1_140+M1_20+M1_380+M1_260+M1_620+M1_500
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.
240	M1_240+M1_120	M1_240+M1_120+M1_480+M1_360	M1_240+M1_120+M1_480+M1_360+M1_0+M1_600
250	M1_250+M1_130	M1_250+M1_130+M1_490+M1_370	M1_250+M1_130+M1_490+M1_370+M1_10+M1_610
260	M1_260+M1_140	M1_260+M1_140+M1_500+M1_380	M1_260+M1_140+M1_500+M1_380+M1_20+M1_620
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.
360	M1_360+M1_240	M1_360+M1_240+M1_600+M1_480	M1_360+M1_240+M1_600+M1_480+M1_120+M1_0
370	M1_370+M1_250	M1_370+M1_250+M1_610+M1_490	M1_370+M1_250+M1_610+M1_490+M1_130+M1_10
380	M1_380+M1_260	M1_380+M1_260+M1_620+M1_500	M1_380+M1_260+M1_620+M1_500+M1_140+M1_20
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.
480	M1_480+M1_360	M1_480+M1_360+M1_0+M1_600	M1_480+M1_360+M1_0+M1_600+M1_240+M1_120
490	M1_490+M1_370	M1_490+M1_370+M1_10+M1_610	M1_490+M1_370+M1_10+M1_610+M1_250+M1_130
500	M1_500+M1_380	M1_500+M1_380+M1_20+M1_620	M1_500+M1_380+M1_20+M1_620+M1_260+M1_140
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.
600	M1_600+M1_480	M1_600+M1_480+M1_120+M1_0	M1_600+M1_480+M1_120+M1_0+M1_360+M1_240
610	M1_610+M1_490	M1_610+M1_490+M1_130+M1_10	M1_610+M1_490+M1_130+M1_10+M1_370+M1_250
620	M1_620+M1_500	M1_620+M1_500+M1_140+M1_20	M1_620+M1_500+M1_140+M1_20+M1_380+M1_260
.	.	.	.
.	.	.	.
.	.	.	.
720	M1_720+M1_600	M1_720+M1_600+M1_240+M1_120	M1_720+M1_600+M1_240+M1_120+M1_480+M1_360

Momentul motor care solicită fusul palier 0 la motorul cu șase cilindri în V este egal cu 0.

#### IX.4.2. Momentele de răsucire care solicită fusurile maneton.

Pentru motoarele cu cilindri în linie momentele care solicită fusurile maneton la răsucire sunt: [5]

$$M_{m_j} = \sum_{z=1}^{j-1} M_z + c M_j$$

Unde:

- $j$  – este numărul total de cilindri;
- $c$  – coeficient care ține cont de lungimile fusurilor palier din stânga și dreapta fusului maneton considerat  $= \frac{l_s}{l_d}$ , cele două lungimi fiind măsurate din centrul palierului până în centrul manetonului, pentru fusuri palier de lungimi egale  $c=0.5$ .

De exemplu, pentru fusul maneton numărul unu momentul de răsucire este  $M_{m_1} = c M_1$ , pentru fusul maneton al doilea  $M_{m_2} = M_1 + c M_1$ ,  $M_{m_3} = M_1 + M_2 + c M_3$ ,  $M_{m_4} = M_1 + M_2 + M_3 + c M_4$ , și așa mai departe.

Pentru motoarele cu cilindri în V momentele care solicită fusurile maneton la răsucire sunt:[5]

$$M_{m_j} = \sum_{z=1}^{j-1} M_z + \sum_{z'=1}^{j-1} M_{z'} + v M_j + w M_{j'}$$

Cu indicii „, ` ” au fost notate momentele caracteristice liniei din dreapta de cilindri, iar  $v$  și  $w$  sunt dați de relațiile:

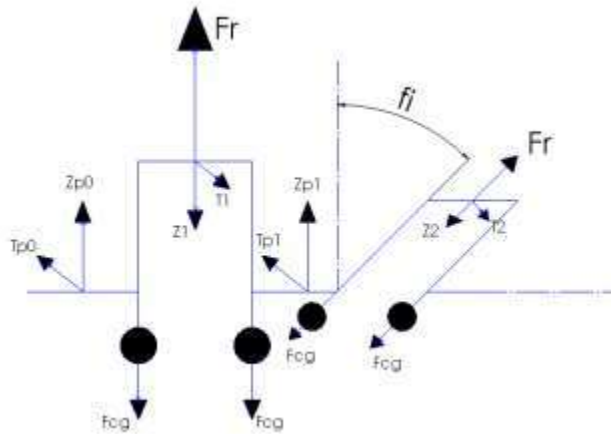
$$v = \frac{l-l'}{l}$$

$$w = \frac{l'}{l}$$

Unde:

- $l = l_p + 2b_{brat} + l_m$ ;
- $l' = \frac{l_p}{2} + b_{brat} + \frac{l_m}{4}$ ;
- $v > 0.5$ ;
- $w < 0.5$ .

### IX.4.3. Reacțiunile de pe fusurile palier pentru motoare cu cilindri dispuși în linie.



**Fig. 9.4. Schema de calcul pentru determinarea reacțiilor de pe fusurile palier.**

Cotul arborelui cotit este încărcat în timpul funcționării motorului de forțele  $Z$  și  $T$ ,  $Z$  acționează în lungul manivelei iar  $T$  perpendicular pe manivelă. Forța de inerție produsă de masele cu mișcare de rotație acționează în lungul manivelei în sens invers față de forța  $Z$  iar forța de inerție produsă de contragreutate acționează în sensul descărcării cotului de forța  $Fr$ . Reacțiunile apărute datorită acestor forțe pe lagărele palier sunt dependente de amplitudinea forțelor, unghiul de rotație al manivelei și au expresii matematice diferite în funcție de locul unde se calculează. Astfel pentru motoare cu cilindri dispuși în linie reacțiunile pentru fusurile paliere extreme sunt:

$$Z_{p_0} = \frac{1}{2}(Z_1 - F_r)$$

$$T_{p_0} = \frac{1}{2}T_1$$

Unde:

- $Z_1$  și  $T_1$  sunt forțele  $Z$  și  $T$  din calculul dinamic al motorului;

Forța de inerție dată de masele cu mișcare de rotație este:

$$F_r = F_A + F_m + 2(F_{br} - F_{cg})$$

Reacțiunile de pe fusurile paliere intermediare sunt:

$$Z_{p_j} = \frac{1}{2}(Z_j - F_r + Z_{j+1} \cos \varphi - F_r \cos \varphi + T_{j+1} \sin \varphi)$$

$$T_{p_j} = \frac{1}{2}(T_j + T_{j+1} \cos \varphi - Z_{j+1} \sin \varphi + F_r \sin \varphi)$$

Unde:

- $j$  – reprezintă indicele cotului aferent cilindrului, de exemplu pentru un motor cu patru cilindri în linie  $j$  are valori de la 1 la 4.
- $\varphi$  – este unghiul dintre coturi;
- $Z_j, T_j, Z_{j+1}, T_{j+1}$  – sunt  $Z$  și  $T$  din calculul dinamic al motorului, dar defazate față de  $Z_1$  și  $T_1$  în funcție de ordinea de aprindere.

Forța de inerție produsă de masele cu mișcare de rotație este egală cu 0 dacă contragreutățile echilibrează perfect celelalte forțe ( $F_A, F_m, F_{br}$ ).

După calculul reacțiunilor se calculează rezultanta vectorială a acestora pe fiecare fus palier în parte, care are expresia matematică:

$$R = \sqrt{T_p^2 + Z_p^2}$$

Graficul în coordonate carteziene ( $T, Z$ ) poartă numele de diagrama polară a fusului palier și este foarte important pentru determinarea presiunii din lagăr.

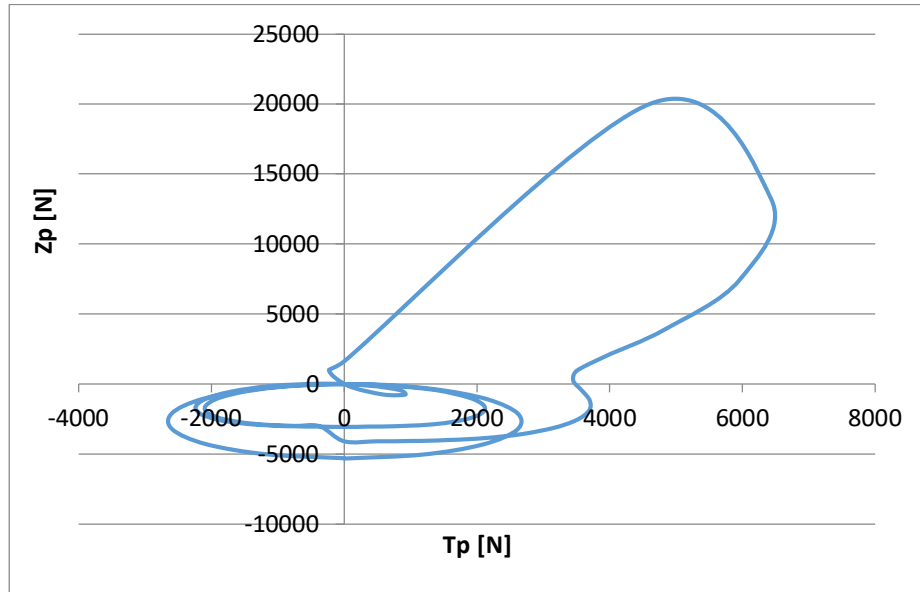


Fig. 9.5. Exemplu de diagramă polară pentru fusul palier 0 pentru un motor cu patru cilindri în linie.

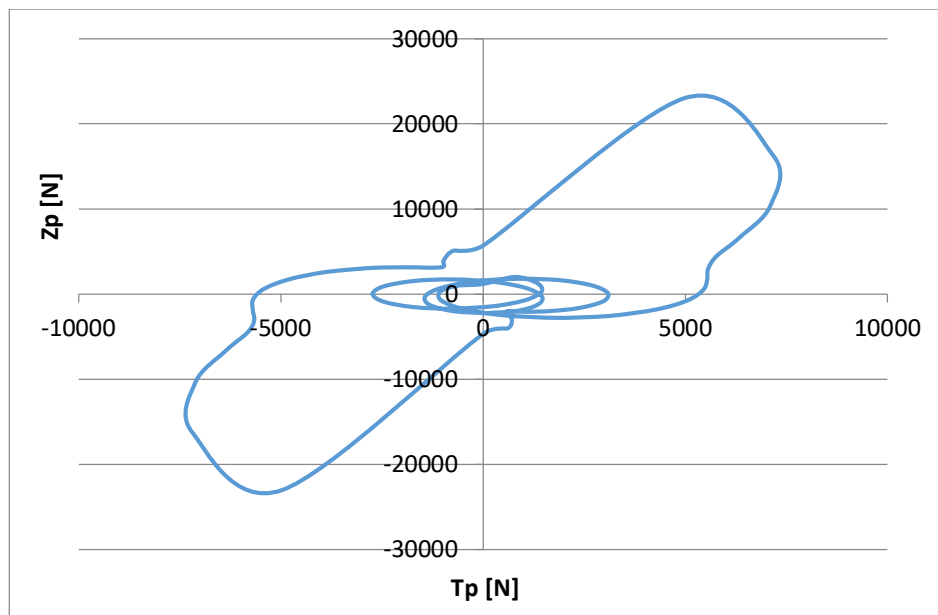


Fig. 9.6. Exemplu de diagramă polară pentru fusul palier 1 pentru un motor cu patru cilindri în linie.

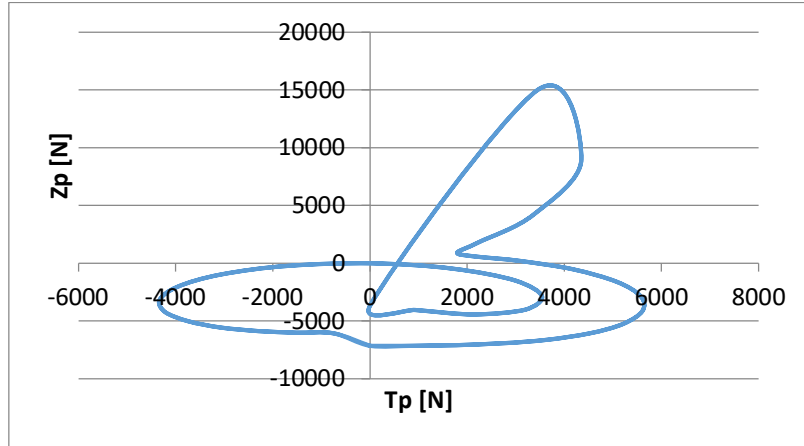


Fig. 9.8. Exemplu de diagramă polară pentru fusul palier 2 (fusul central) pentru un motor cu patru cilindri în linie.

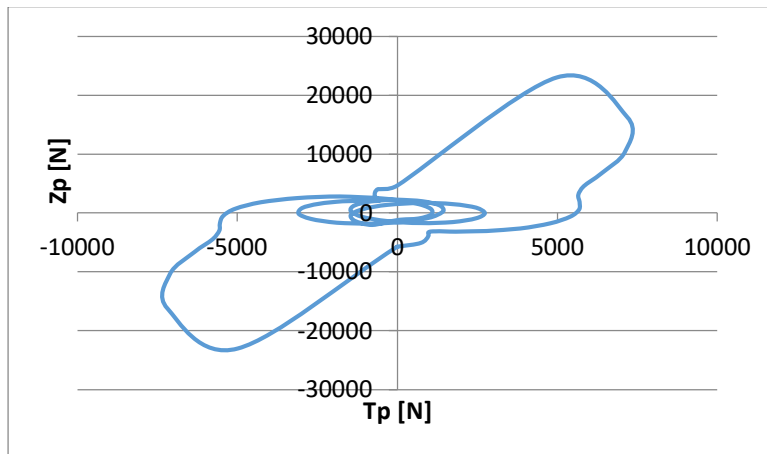


Fig. 9.9. Exemplu de diagramă polară pentru fusul palier 3 pentru un motor cu patru cilindri în linie.

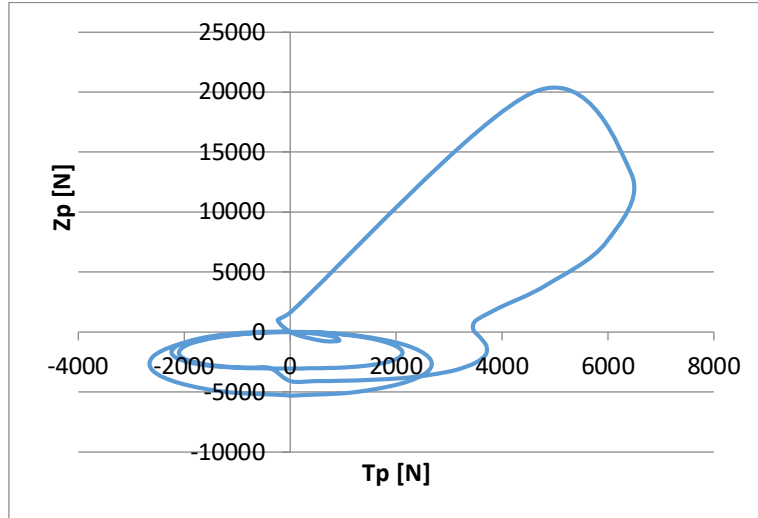


Fig. 9.10. Exemplet de diagramă polară pentru fusul palier 4 pentru un motor cu patru cilindri în linie.

### IX.5. Verificarea la încălzire și presiune maximă a fusurilor arborelui cotit.

Pentru a verifica fusurile la încălzire și presiune maximă se calculează atât presiunile maxime și medii, utilizând valorile maxime și medii ale rezultatelor din diagramele polare, cât și coeficienții de uzură. Presiunile maxime și coeficienții de uzură trebuie să se încadreze în limitele admisibile astfel încât să nu existe pericolul expulzării uleiului din lagăr și distrugerii semi-cuzineților. Presiunile maximă și medie pentru fusurile paliere este dată de relația:

$$P_{f\text{palier}} = \frac{R_{\text{max}}}{d_p \cdot l_p}$$

$$P_{f\text{med\_palier}} = \frac{\frac{R_{\text{max}} + R_{\text{min}}}{2}}{d_p \cdot l_p}$$

Unde:

- $R_{\text{max}}$  – este valoarea maximă a rezultantei din diagrama polară a fusurilor palier, fiecare fus palier al arborelui cotit are câte o forță



rezultantă  $R$  obținută din compunerea vectorială a reacțiunilor  $T_p$  și  $Z_p$ ;

- $d_p$  – este diametrul fusului palier;
- $l_p$  – este lungimea fusului palier.

Presiunile maximă și medie pentru fusul maneton este:

$$P_{fmax\_maneton} = \frac{R_{man\_max}}{d_m \cdot l_{man}}$$

$$P_{fmed\_maneton} = \frac{\frac{R_{man\_max} + R_{man\_min}}{2}}{d_m \cdot l_{man}}$$

Unde:

- $R_{man\_max}$  – valoarea maximă a rezultantei din diagrama polară a fusului maneton, care este graficul în coordonate carteziene între forțele  $T$  și  $-Z$ , iar rezultanta  $R$  este obținută prin compunerea vectorială a forțelor  $T$  și  $-Z$ ,  $R = \sqrt{T_p^2 + (-Z_p)^2}$ , exemplificare figura 89.
- $d_m$  – este diametrul fusului maneton;
- $l_m$  – este lungimea fusului maneton.

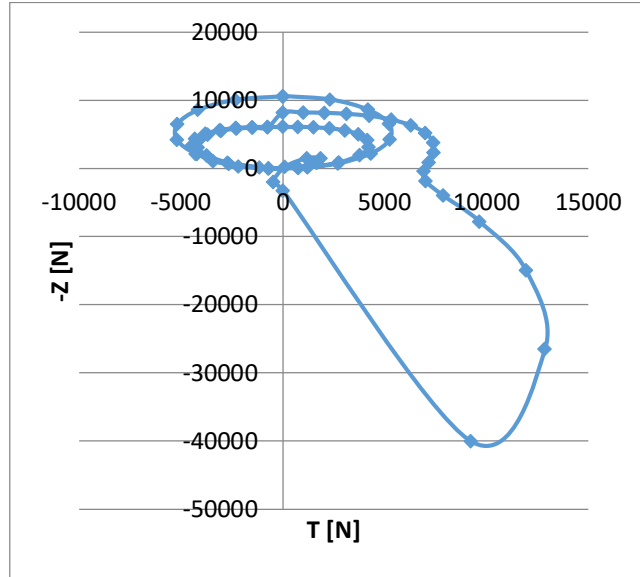


Fig. 9.11. Exemplet de diagramă polară a fusului maneton.

Limitele admisibile pentru presiunea maximă din lagăr sunt: 7...20 MPa pentru MAS în linie, 18...28 MPa pentru MAS în V și 20...42 pentru MAC.

Coeficientul de uzură  $k_f$  la încălzire ține cont de presiunea medie din lagăr și de viteza periferică relativă a acestuia. Astfel pentru fusul maneton coeficientul de uzură este egal cu:

$$k_{fman} = \sqrt[3]{P_{fmed\_maneton} \cdot w_{fman}}$$

$$w_{fman} = 10^{-3} \cdot \xi_f \cdot \frac{\pi \cdot d_m \cdot n}{60}$$

Unde:

- $\xi_f$  – este coeficientul de amplificare a turației datorită mișcării plan paralele a bielei.

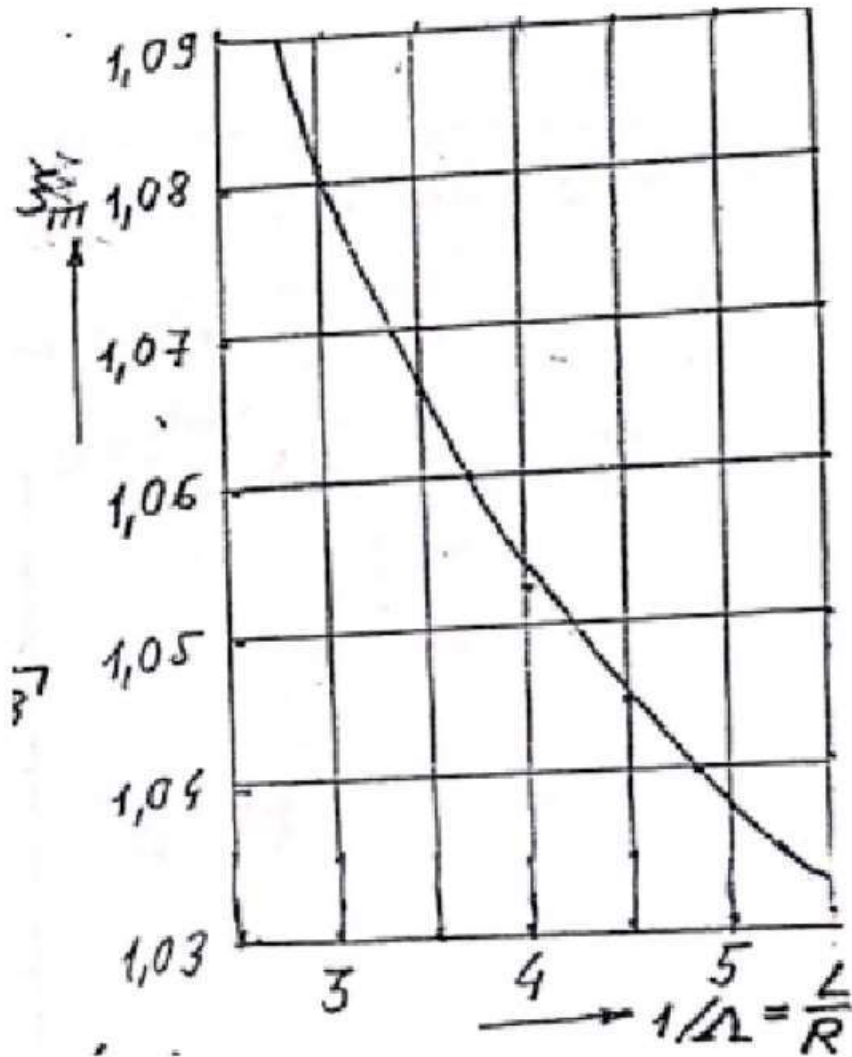


Fig. 9.12. Coeficientul de amplificare  $\xi_f$ . [6]

Coeficientul de uzură la încălzire pentru fusul palier este:

$$k_{fpalier} = \sqrt{P_{fmed\_palier} \cdot w_{fpalier}^3}$$

$$w_{fpalier} := 10^{-3} \cdot \frac{\pi \cdot d_p \cdot n}{60}$$

Valorile admisibile pentru coeficientul de uzură sunt:  $75 \dots 95 \left[ \left( \frac{MJ}{s^3} \right)^{0.5} \right]$   
 pentru semi-cuzineți cu material antifricțiune aliaj de Sn,  $95 \dots 110$

$\left[\left(\frac{MJ}{s^3}\right)^{0.5}\right]$  pentru semi-cuzineți cu material antifricțiune aliaj de Al,  
 75...80  $\left[\left(\frac{MJ}{s^3}\right)^{0.5}\right]$  pentru semi-cuzineți cu material antifricțiune aliaj de  
 bronz cu Pb turnat, 110...130  $\left[\left(\frac{MJ}{s^3}\right)^{0.5}\right]$  pentru semi-cuzineți cu material  
 antifricțiune aliaj de bronz cu Pb placat.[5,6]

### IX.6. Verificarea fusurilor palier.

Fusurile palier se verifica la oboseala numai la rasucire sub actiunea  
 momentului M aparut in cadrul liniei de arbore, in regiunile care contin  
 concentratori de tensiuni: regiunea de racordare cu bratul si a orificiului  
 de ulei de diametru d0.

$$M_{p\_max} := 620.9 \text{ Nm}$$

$$M_{p\_min} := -278.7 \text{ Nm}$$

$$\tau_{max\_palier} := \frac{M_{p\_max} \cdot 10^{-6}}{\frac{\pi \cdot (d_p \cdot 10^{-3})^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{d_{pi}}{d_p} \right)^4 \right]} = 17.305 \text{ MPa}$$

$$\tau_{min\_palier} := \frac{M_{p\_min} \cdot 10^{-6}}{\frac{\pi \cdot (d_p \cdot 10^{-3})^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{d_{pi}}{d_p} \right)^4 \right]} = -7.768 \text{ MPa}$$

Caracteristicile materialului arborelui cotit:

Materialul ales este un oțel aliat: 18MoCrNi13

$$\sigma_{r\_arb} := 1300 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{minus1\_arb} := 0.4 \cdot \sigma_{r\_arb} = 520 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{0\_arb} := 1.6 \cdot \sigma_{minus1\_arb} = 832 \text{ MPa}$$

$$\tau_{minus1\_arb} := 0.3 \cdot \sigma_{r\_arb} = 390 \text{ MPa}$$

$$\tau_{0\_arb} := 2 \cdot \tau_{minus1\_arb} = 780 \text{ MPa}$$

[mm]	$\underline{\epsilon}_\sigma$	$\underline{\epsilon}_\tau$
20	0,90	0,88
30	0,85	0,83
40	0,80	0,78
50	0,75	0,72
100	0,65	0,60
500	0,55	0,50

Factorul de calitate al suprafeței:  $\gamma_{arb} := 1.5$  (1.1...1.7)

Factorul dimensional:  $\epsilon_{\sigma\_arb} := 0.75$

$$\epsilon_{\tau\_arb} := 0.72$$

Coefficientul teoretic de concentrare:

pentru orificiu ulei:  $d_{0\_arb} := 0.1 \cdot d_p = 5.675$

$$\beta_{T\sigma\_arb} := 2.5$$

$\beta_{T\sigma}$	$s_f/d_f$
1,75	0,0625
1,50	0,125
1,20	0,25
1,10	0,50

pentru raza racordare:  $\frac{\rho_{rac\_palier}}{d_p} = 0.07$   $\beta_{T\sigma\_racarb} := 1.6$

$$\tau_{v\_palier} := \frac{\tau_{max\_palier} - \tau_{min\_palier}}{2} = 12.537 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\_palier} := \frac{\tau_{max\_palier} + \tau_{min\_palier}}{2} = 4.769 \text{ MPa}$$

$$\psi_{\tau\_arb} := 2 \cdot \frac{\tau_{minus1\_arb}}{\tau_{0\_arb}} - 1 = 0$$

$$\psi_{\sigma\_arb} := 2 \cdot \frac{\sigma_{minus1\_arb}}{\sigma_{0\_arb}} - 1 = 0.25$$

$$\beta_{\sigma\_arb} := 1 + 2 \cdot (\beta_{T\sigma\_arb} - 1) = 4$$

$$\beta_{\tau\_arb} := 0.5 \cdot \beta_{\sigma\_arb} = 2 \quad (0.4 \dots 0.6)$$

$$c_{\tau\_palier} := \frac{\tau_{minus1\_arb}}{\frac{\beta_{\tau\_arb}}{\varepsilon_{\tau\_arb} \cdot \gamma_{arb}} \cdot \tau_{v\_palier} + \psi_{\tau\_arb} \cdot \tau_{m\_palier}} = 16.799$$

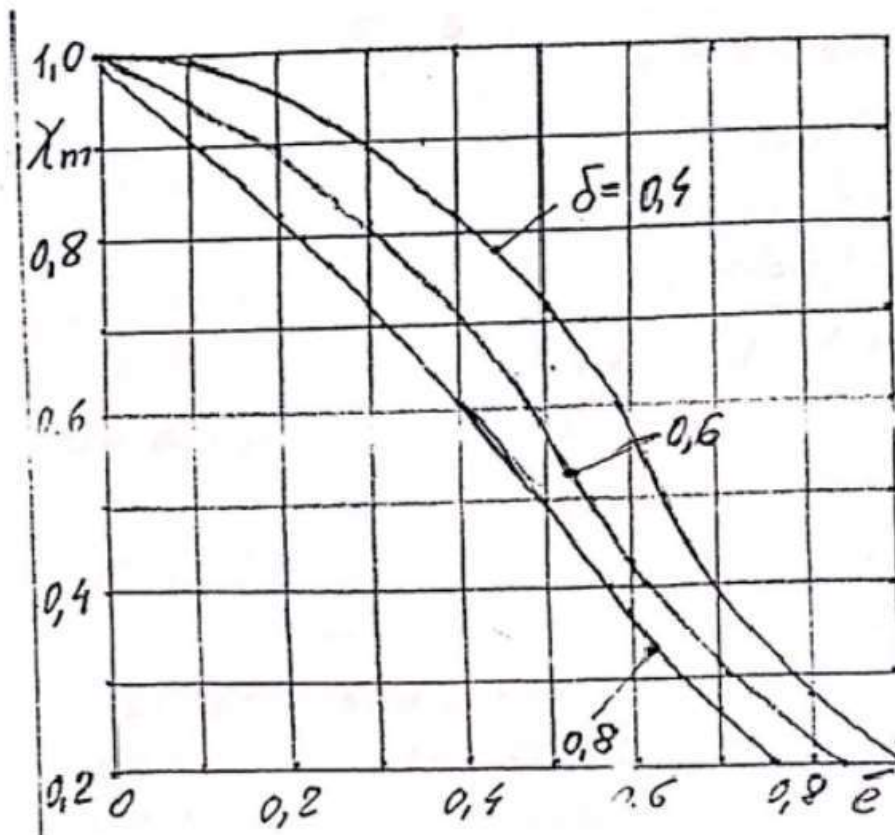
Vérificarea fusurilor maneton:

Fusurile maneton se verifica la oboseala atat la rasucire cat si la incovoiere in sectiunea de racordare si in sectiunea orificiului de ungere.

Coefficientul de siguranta la rasucire:

$$M_{m\_max} := 586.4 \quad \text{Nm} \quad M_{m\_min} := -323.4 \quad \text{Nm}$$

$$\delta_{man} := \frac{d_{mi}}{d_m} = 0 \quad ex := \frac{2 \cdot e}{d_m - d_{mi}} = 0$$



$$X_m := 1$$

$$\tau_{\max\_maneton} := \frac{M_{m\_max} \cdot 10^{-6}}{\frac{X_m \pi \cdot (d_m \cdot 10^{-3})^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{d_{mi}}{d_m} \right)^4 \right]} = 20.508 \text{ MPa}$$

$$\tau_{\min\_maneton} := \frac{M_{m\_min} \cdot 10^{-6}}{\frac{X_m \pi \cdot (d_m \cdot 10^{-3})^3}{16} \left[ 1 - \left( \frac{d_{mi}}{d_m} \right)^4 \right]} = -11.31 \text{ MPa}$$

$$\tau_{v\_man} := \frac{\tau_{\max\_maneton} - \tau_{\min\_maneton}}{2} = 15.909 \text{ MPa}$$

$$\tau_{m\_man} := \frac{\tau_{max\_maneton} + \tau_{min\_maneton}}{2} = 4.599 \quad \text{MPa}$$

$$c_{\tau\_maneton} := \frac{\tau_{minus1\_arb}}{\frac{\beta_{\tau\_arb}}{\epsilon_{\tau\_arb} \cdot \gamma_{arb}} \cdot \tau_{V\_man} + \psi_{\tau\_arb} \cdot \tau_{m\_man}} = 13.238$$

Coeficientul de siguranta la incovoiere in zona de racordare:

Se determina reactiunea Zp maxima din lagar prin intermediul calculului tabelar si rezulta:

$$Z_{pmax} := 23052 \quad \text{N} \quad Z_{pmin} := -23026 \quad \text{N}$$

Se determina reactiunea Tp maxima din lagar prin intermediul calculului tabelar si rezulta:

$$T_{pmax} := 7190 \quad \text{N} \quad T_{pmin} := -7182 \quad \text{N}$$

Momentul incovoiator este:

$$l_s := \frac{l_p}{2} + b_{brat} + \frac{l_m}{2} = 43.776 \quad \text{mm}$$

$$M_{incov\_max} := l_s \cdot (Z_{pmax}) + F_{br} \cdot \left( \frac{b_{brat}}{2} + \frac{l_m}{2} \right) - F_{cg} \cdot \left( \frac{b_{brat}}{2} + \frac{l_m}{2} \right) = 8.657 \times 10^5 \quad \text{Nmm}$$

$$M_{incov\_min} := l_s \cdot (Z_{pmin}) + F_{br} \cdot \left( \frac{b_{brat}}{2} + \frac{l_m}{2} \right) - F_{cg} \cdot \left( \frac{b_{brat}}{2} + \frac{l_m}{2} \right) = -1.151 \times 10^6 \quad \text{Nmm}$$

$$\sigma_{max\_incov\_man} := \frac{M_{incov\_max}}{\frac{X_m \pi \cdot (d_m)^3}{32} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_{mi}}{d_m} \right)^4 \right]} = 60.55 \quad \text{MPa}$$



$$\sigma_{\max\_incov\_min} := \frac{M_{incov\_min}}{\frac{X_m \pi \cdot (d_m)^3}{32} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_{mi}}{d_m} \right)^4 \right]} = -80.533 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{v\_incov\_man} := \frac{\sigma_{\max\_incov\_man} - \sigma_{\max\_incov\_min}}{2} = 70.542$$

$$\sigma_{m\_incov\_man} := \frac{\sigma_{\max\_incov\_man} + \sigma_{\max\_incov\_min}}{2} = -9.991$$

$$c_{\sigma\_maneton\_racordare} := \frac{\sigma_{minus1\_arb}}{\frac{\beta_{T\sigma\_arb}}{\varepsilon_{\sigma\_arb} \cdot \gamma_{arb}} \cdot \sigma_{v\_incov\_man} + \psi_{\sigma\_arb} \cdot \sigma_{m\_incov\_man}} = 3.371$$

Coefficientul de siguranta la incovoiere in zona orificiului de ungere:

Momentul incovoietor se calculeaza in cele doua plane de actiune ale reactiunilor T si Z:

$\phi_i := 43 \text{ grad}$  unghiul la care este executat orificiul de ungere

$$M_{incov\_max\_Z} := l_s \cdot (Z_{pmax}) + F_{br} \cdot \left( \frac{b_{brat}}{2} + \frac{l_m}{2} \right) - F_{cg} \cdot \left( \frac{b_{brat}}{2} + \frac{l_m}{2} \right) = 8.657 \times 10^5 \text{ Nmm}$$

$$M_{incov\_max\_T} := T_{pmax} \cdot l_s = 3.147 \times 10^5 \text{ Nmm}$$

$$M_{\text{incov\_min\_Z}} := l_s \cdot (Z_{\text{pmin}}) + F_{\text{br}} \cdot \left( \frac{b_{\text{brat}}}{2} + \frac{l_m}{2} \right) - F_{\text{cg}} \cdot \left( \frac{b_{\text{brat}}}{2} + \frac{l_m}{2} \right) = -1.151 \times 10^6 \text{ Nmm}$$

$$M_{\text{incov\_min\_T}} := T_{\text{pmin}} \cdot l_s = -3.144 \times 10^5 \text{ Nmm}$$

$$M_{\text{incov\_max\_orif}} := M_{\text{incov\_max\_Z}} \cdot \cos\left(f_i \cdot \frac{\pi}{180}\right) - M_{\text{incov\_max\_T}} \cdot \sin\left(f_i \cdot \frac{\pi}{180}\right) = 4.469 \times 10^5 \text{ Nmm}$$

$$M_{\text{incov\_min\_orif}} := M_{\text{incov\_min\_Z}} \cdot \cos\left(f_i \cdot \frac{\pi}{180}\right) - M_{\text{incov\_min\_T}} \cdot \sin\left(f_i \cdot \frac{\pi}{180}\right) = -6.627 \times 10^5 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_{\text{max\_incov\_orif}} := \frac{M_{\text{incov\_max\_orif}}}{\frac{X_m \pi \cdot (d_m)^3}{32} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_{\text{mi}}}{d_m} \right)^4 \right]} = 31.255 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{min\_incov\_orif}} := \frac{M_{\text{incov\_min\_orif}}}{\frac{X_m \pi \cdot (d_m)^3}{32} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{d_{\text{mi}}}{d_m} \right)^4 \right]} = -46.352 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{v\_incov\_man\_orif}} := \frac{\sigma_{\text{max\_incov\_orif}} - \sigma_{\text{min\_incov\_orif}}}{2} = 38.804$$

$$\sigma_{\text{m\_incov\_man\_orif}} := \frac{\sigma_{\text{max\_incov\_orif}} + \sigma_{\text{min\_incov\_orif}}}{2} = -7.549$$

$$c_{\sigma\_maneton\_orificiu} := \frac{\sigma_{minus1\_arb}}{\frac{\beta_{T\sigma\_arb}}{\epsilon_{\sigma\_arb} \cdot \gamma_{arb}} \cdot \sigma_{v\_incov\_man\_orif} + \psi_{\sigma\_arb} \cdot \sigma_{m\_incov\_man\_orif}} = 6.165$$

Coefficientul de siguranta al manetonului la sollicitari compuse:

$$c_{\Sigma\_man\_racordare} := \frac{c_{\sigma\_maneton\_racordare} \cdot c_{\tau\_maneton}}{\sqrt{c_{\sigma\_maneton\_racordare}^2 + c_{\tau\_maneton}^2}} = 3.267$$

$$c_{\Sigma\_man\_orificiu} := \frac{c_{\sigma\_maneton\_orificiu} \cdot c_{\tau\_maneton}}{\sqrt{c_{\sigma\_maneton\_orificiu}^2 + c_{\tau\_maneton}^2}} = 5.589$$

Determinarea poziției începutului orificiului de ungere în cadrul fusului maneton se face utilizând diagrama de uzură a fusului maneton, care are ca origine diagrama polară a acestuia. Pentru a construi diagrama de uzură a fusului maneton se pornește de la diagrama polară a acestuia, determinând inițial polul (punctul în jurul căruia se rotesc vectorii forță rezultantă). Polul diagramei polare se stabilește pe axa  $-Z$  la distanța față de poziția de zero a diagramei egală cu amplitudinea forței  $F_A$ , produsă de masa din bielă care participă la mișcarea de rotație. Prin urmare polul diagramei polare are coordonatele  $(0, -F_A)$ . Din pol se construiesc vectorii  $R$  cu mărimea determinată de punctele diagramei polare. Diametral opus față de vectori se construiesc segmente de cerc cu raza egală cu dimensiunea vectorului ce se desfășoară pe 120 de grade, cele 120 de grade fiind alese în ipoteza că între fusul maneton și semi-cuzinetul de bielă există un contact pe 120 grade. După construcția tuturor sectoarelor ce reprezintă toți vectorii diagramei se măsoară unghiul față de verticală al sectorului neîncărcat de nici un segment și acel unghi va reprezenta unghiul orificiului de ungere. Uzual unghiul orificiului de ungere se situează între 10-60 grade. [5]

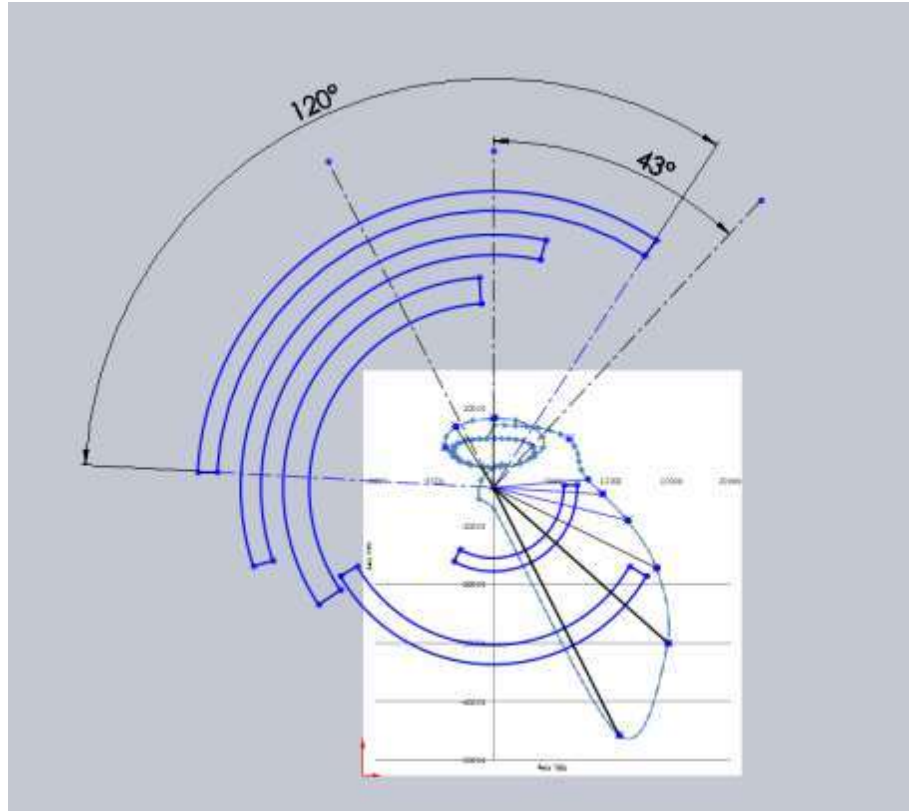


Fig. 9.13. Exemplificarea metodei pentru determinarea unghiului orificiului de ungere.

Vărficarea bratelor:

+

Bratele se verifica la oboseala atat la sollicitari de rasucire cat si longitudinale in planul tangent la suprafata palierului, normal la planul cotului si cel de miscare, in punctul de racordare cu fusul. Cand bratele sunt identice se poate verifica un singur brat.

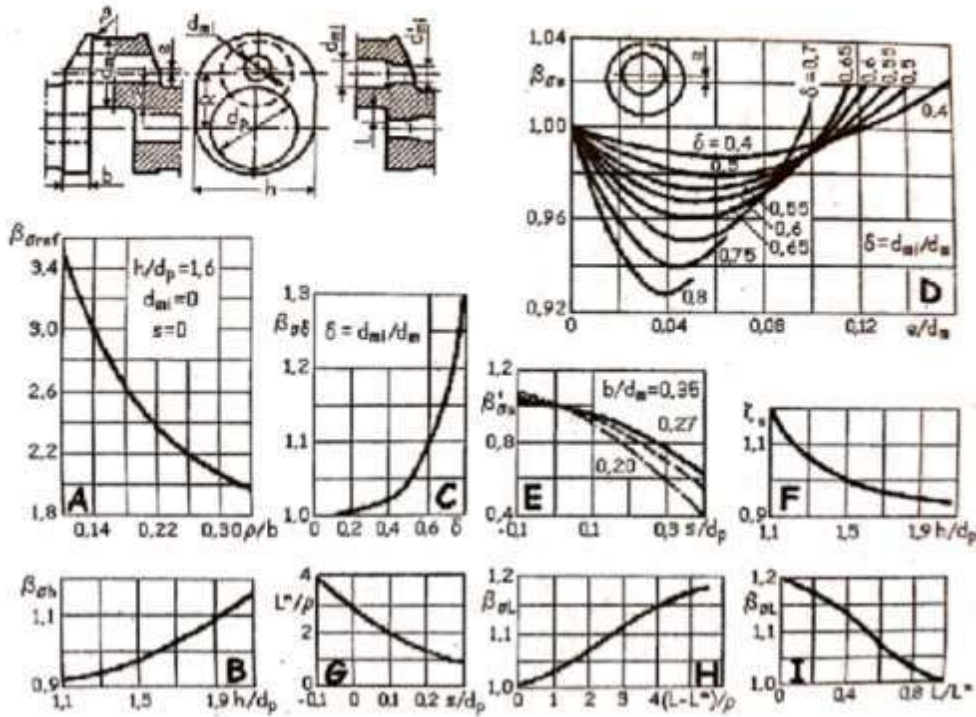
Coefficientul de siguranta la sollicitari longitudinale

$$\sigma_{\text{brat\_long\_max}} := \frac{3 \cdot Z_{\text{pmax}} \cdot (l_p + b_{\text{brat}})}{h \cdot b_{\text{brat}}^2} + \frac{Z_{\text{pmax}} - F_{\text{cg}}}{h \cdot b_{\text{brat}}} = 123.042 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{brat\_long\_min}} := \frac{3 \cdot Z_{\text{pmin}} \cdot (l_p + b_{\text{brat}})}{h \cdot b_{\text{brat}}^2} + \frac{Z_{\text{pmin}} - F_{\text{cg}}}{h \cdot b_{\text{brat}}} = -141.342 \text{ MPa}$$

$$\delta := \frac{d_{\text{mi}}}{d_{\text{m}}} = 0 \quad \frac{e}{d_{\text{m}}} = 0$$

Coeficientii  $\beta_{\sigma}$  se extrag din diagramele de mai jos:



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

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

$$\frac{P_{rac\_maneton}}{b_{brat}} = 0.207$$

$$\delta = 0$$

$$\beta_{\sigma ref} := 2.4$$

Suprapunerea fusurilor:

$$s_{supr} := \frac{d_m + d_p}{2} - R = 11.511 \text{ mm}$$

+

$$\frac{h}{d_p} = 1.429 \text{ rezulta din diagrama F}$$

$$\frac{s_{supr}}{d_p} = 0.203 \text{ rezulta}$$

$$X_s := 1$$

$$\beta'_{\sigma s} := 0.85$$

$$\beta_{\sigma s} := 1 - X_s \cdot (1 - \beta'_{\sigma s}) = 0.85$$

$$\frac{l_{cot}}{L_{brat} + R_3} = 0.521 \text{ rezulta} \quad \beta_{\sigma L} := 1.07$$

$$\frac{h}{d_p} = 1.429 \text{ rezulta} \quad \beta_{\sigma h} := 1$$

$$\beta_{\sigma_{brat}} := \beta_{\sigma_{ref}} \cdot \beta_{\sigma_{sh}} \cdot \beta_{\sigma_{d}} \cdot \beta_{\sigma_{e}} \cdot \beta_{\sigma_{s}} \cdot \beta_{\sigma_{L}} = 2.183$$

$$\gamma_{brat} := 0.96 \quad \begin{array}{l} (0.9 \dots 1) \text{ pentru brate prelucrate mecanic} \\ (0.7 \dots 0.8) \text{ pentru brate neprelucrate mecanic} \end{array}$$

$$\sigma_{v_{brat\_long}} := \frac{\sigma_{brat\_long\_max} - \sigma_{brat\_long\_min}}{2} = 132.192 \quad \text{MPa}$$

$$\sigma_{m_{brat\_long}} := \frac{\sigma_{brat\_long\_max} + \sigma_{brat\_long\_min}}{2} = -9.15 \quad \text{MPa}$$

$$c_{\sigma_{brat\_solicitari\_long}} := \frac{\sigma_{minus1\_arb}}{\frac{\beta_{\sigma_{brat}}}{\epsilon_{\sigma_{arb}} \gamma_{brat}} \cdot \sigma_{v_{brat\_long}} + \psi_{\sigma_{arb}} \cdot \sigma_{m_{brat\_long}}} = 1.305$$

Coefficientul de siguranta la sollicitari de rasucire:

