



A XVI-a Conferință internațională – multidisciplinară
„Profesorul Dorin PAVEL – fondatorul hidroenergeticii românești”
SEBEȘ, 2016

CALCULUL DE PREDIMENSIONARE AL ANGRENAJELOR CONICE

Aurel BĂRA

THE ROUGH SIZING CALCULATION OF THE BEVEL GEARS

This study aims to present the rough sizing calculation of the bevel gear. In this study are presented the bevel gears type Klingelberg.

The calculation has the purpose of determining the main elements of the bevel gears: the minimum diameter of the pinion, the number of teeth for the pinion and for the gear wheel, z_1 and z_2 , the mean normal module m_n , the face width B and the mean spiral angle β_m .

The final geometry calculation of the bevel gear Cyclo Palloid Klingelberg according to ISO 23509:2006 will be made using special calculation program for machine design.

Keywords: bevel gear, pinion, mean spiral angle, face width

Cuvinte cheie: roată conică, pinion, unghiul de înclinare, lățime dantură

1. Introducere

Angrenajul conic cu dantură paloidă are flancul dintelui, pe roata plană, în arc de evolventă [3]. Acest tip de angrenaj se execută pe mașini Klingelberg.

Spre deosebire de celelalte tipuri de roți conice, la roțile cu dantură paloidă cercul de bază al roții plane este cel pe care se determină pasul în funcție de modulul normal m_n standardizat [3]. Evolventele care formează flancurile consecutive ale dinților sunt paralele între ele.

Predimensionarea angrenajelor conice urmărește determinarea elementelor principale ale angrenajului: diametrul minim al pinionului D_{m1} , modulul normal m_n , numărul maxim de dinți ai pinionului z_{1max} , unghiul de înclinare mediu al spiralei β_m , lățimea danturii B [1]. Lucrarea își propune să prezinte modul de predimensionarea a danturilor conice cu dinți curbi (ciclopaloidali) de tip Klingenberg.

2. Date necesare calculării angrenajului

Datele necesare calculării angrenajului sunt:

- raportul de transmitere i ;
- diametrul de divizare al roții D_{02} ;
- unghiul axelor δ_A ;
- turația pinionului n_1 ;
- puterea transmisă P .

Dacă în general D_{02} se cunoaște din datele constructive, celelalte mărimi geometrice de bază trebuie determinate pe baza calculului.

Pornind de la raportul de transmitere cerut se va determina numărul de dinți ai pinionului și roții conice astfel încât raportul z_2/z_1 să fie cât mai apropiat de raportul cerut. Pentru determinarea lui z_1 și z_2 trebuie avute în vedere următoarele restricții:

- $Z_{min} = 8$ pentru o funcționare silențioasă a angrenajului;
- $Z_{max} = 100$ dar din condiții de fezabilitate nu se merge peste 50 de dinți;
- pentru a se obține o divizare precisă, numărul de dinți aleși nu trebuie să fie divizibil cu 5 (dacă scula este cu 5 cuțițe) sau cu 2 dacă scula este cu 4 cuțițe.

În tabelul 1 se găsesc rapoartele de transmitere preferențiale.

Tabelul 1

Raport	1	1,292	1,571	2,118	2,571	2,769
z_1/z_2	28/28	31/24	33/21	36/17	36/14	36/13
Raport	3,083	3,545	4,111	4,875	5,750	
z_1/z_2	37/12	39/11	37/9	39/8	46/8	

Principalele mărimi geometrice ale danturii cicloaloidale de tip Klingenberg sunt prezentate în figura 1.

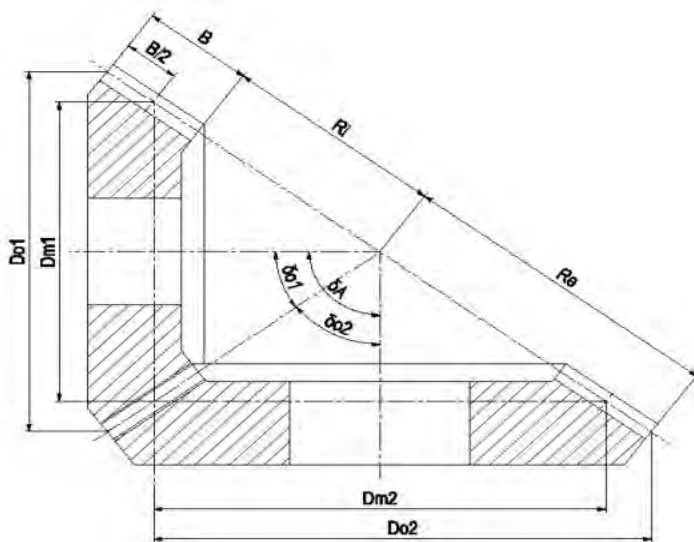


Fig.1 Mărimile geometrice ale danturii cicloaloidale de tip Klingenberg

Lățimea danturii B este în funcție de lungimea generatoarei conului în care se va utiliza angrenajul. Ca valori orientative se pot adopta:

- pentru reductoare cu încărcare ușoară:

$$3.5 \leq \frac{R_e}{B} \leq 5.0 \quad (1)$$

- pentru reductoare puternic încărcate:

$$3 \leq \frac{R_e}{B} \leq 3.5 \quad (2)$$

$$\delta_{02} = \arctg\left(\frac{\sin \delta_A}{\frac{1}{i} + \cos \delta_A}\right) \quad (3)$$

- pentru $\delta_A = 0$, relația devine:

$$\delta_{02} = \arctg(i) = \arctg\left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) \quad (4)$$

$$B = \frac{D_{02}}{2 \frac{R_e}{B} \sin \delta_{02}} \quad (5)$$

Lăţimea astfel determinată se verifică pentru condiţiile de presiune pe suprafaţa flancului cu relaţia:

$$\sigma_H = \frac{655}{D_{m1}} \sqrt{\frac{1000 K_A M_{t1} \sqrt{i^2 + 1}}{B \cdot i}} \leq \sigma_{Hlim} \quad (6)$$

unde:

$$D_{m1} = D_{01} - B \sin \delta_{01} \quad (7)$$

$$D_{01} = \frac{D_{02}}{i} \quad (8)$$

$$\delta_{01} = 90 - \delta_{02} \quad (9)$$

În tabelul 2 sunt prezentate valorile presiunii Hertzienne limită a angrenajelor conice pentru câteva mărci uzuale de oţel.

Tabelul 2

Marca oţelului	Tratament	Duritate	σ_{Hlim} [MPa]
41MoCr11	îmbunătăţit	280HB	420
30MoCNi20	îmbunătăţit	310HB	500
18MnCr10	cementat	57HRC	1030

În cazul angrenajelor conice atât pinionul cât şi roata se execută de obicei din acelaşi material deci:

$$\sigma_{H1lim} = \sigma_{H2lim} = \sigma_{Hlim} \quad (10)$$

3. Modulul normal m_n

Deşi modulul normal poate varia continuu este indicat ca acesta să se aleagă ţinându-se cont de lăţimea danturii.

Ca valori orientative se pot folosi:

- pentru roţi dinţate conice cementate, solicitate puternic:

$$B/m_n = (7 \dots \dots \dots 10) \quad (11)$$

- pentru roți dințate conice îmbunătățite sau netratate

$$B/m_n = (10 \dots 12) \quad (12)$$

Realizarea unui regim de așchiere optim cât și obținerea modulului normal impus de calculul geometric al roții implică folosirea unor scule de un anumit modul numit și modulul sculei m_s . Dependența dintre m_n și m_s este prezentată în tabelul 3 [2].

Alegerea razei cuțitelor se face tot în conformitate cu tabelul 3 cunoscându-se modul și tipul mașinii.

Tabelul 3

Modulul normal		1.5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	13	16	20	mm			
Raza cutitelor r																		
Tipul mașinii	AMK 250	100	—————				—————											
		135	—————				—————											
	AMK 630	100	—————															
		135				—————		—————										
		170				—————		—————										
	AMK 650	210				—————		—————										
		135							—————		—————							
		170							—————		—————							
		210							—————		—————							
		260							—————		—————							
	Modulul sculei		1.5	1.8	2.2	2.6	3.2	4	5	6	7	8	10	12	14	17	20	mm

Cu datele geometrice calculate se poate determina unghiul de înclinare mediu al spiralei β_m :

$$\beta_m = \arccos\left(\frac{z_2 m_n}{D_{02} - B \sin \delta_{02}}\right) \quad (13)$$

În mod uzual β_m trebuie să fie cuprins în domeniul

$$\beta_m = (30^\circ \dots 45^\circ) \quad (14)$$

Verificarea frezabilității angrenajului se va face comparând distanța maximă a mașinii cu cea efectiv necesară:

$$M_{def} \leq M_{dmax} \quad (15)$$

unde:

$$M_{def} = \sqrt{R_m^2 + r^2 - R_m r \sin(\beta_m - \nu)} \quad (16)$$

unde:

$$R_e = \frac{D_{02} \cos v_k}{2 \sin \delta_{02}} \quad (17)$$

$$R_m = R_e - \frac{B}{2} \cos v_k \quad (18)$$

$$v = \arcsin\left(\frac{m_n^* z_0}{2r}\right) \quad (19)$$

Z_0 - numărul de cuțițe (uzual $z_0 = 5$);

V_k - corecție de unghi (uzual $v_k = 0$).

4. Alegerea tipului de ungere

În cadrul calculului de predimensionare se va stabili modul de ungere al angrenajelor. Acest lucru se poate face pe baza vitezei periferice a angrenajelor (v_p). Calculându-se viteza periferică pentru toate treptele reducătoare se poate stabili v_{pmax} . Din tabelul 4 se v-a opta pentru tipul de ungere cel mai adecvat [2].

Tabelul 4

Viteza periferică	Felul ungerii
m/s	
<1,5	Cu unsoare consistentă
<10(12)	Cu ulei prin barbotare
<35(50)	Cu ulei sub presiune
>35	Cu ceață de ulei

Modul de ungere al angrenajelor și rulmenților se va stabili în final în cadrul calculului randamentului și a căldurii disipate de către carcasa reductorului.

În mod uzual dacă carcasa nu este despărțită în compartimente separate, se va opta pentru un sistem de ungere unitar.

5. Calculul fusurilor arborilor de intrare/ iesire

În cadrul calculului de predimensionare, vor trebui determinate diametrele fusurilor de legătură a arborilor de intrare, respectiv ieșire.

Aceștia vor fi dimensionați, în general, în ipoteza că transmit numai moment de torsiune.

De momentul încovoietor se va ține cont numai în cazul în care forțele de încovoiere sunt mari și sunt cunoscute.

Diametrul secțiunii de calcul nu va conține canalul de pană sau alți concentratori așa cum se prezintă în figura 2.

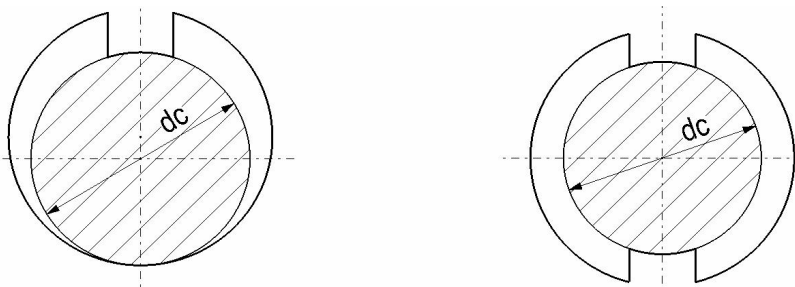


Fig. 2 Diametrul secțiunii de calcul

Întrucât arborii de intrare sunt în general arbori cu pinion, care se cementează (material 18MnCr10, 18CrNiMo7, 16MnCr5) se va considera:

$$\tau_{\max} = 80 \text{ N/mm}^2 \quad (20)$$

Iar momentul de torsiune se va înmulți cu factorul de serviciu

K_A :

$$\tau = \frac{K_A M_t}{W_p} \leq \tau_{\max} \quad (21)$$

Rezultă că diametrul minim al fusului arborelui de intrare este:

$$d_{\min} = \sqrt[3]{\frac{16000 M_t K_A}{\Pi \tau_{\max}}} = d_c \quad (22)$$

Pentru arborii de ieșire care se construiesc din material de îmbunătățire se va considera:

$$\tau_{\max} = 60 \text{ N/mm}^2 \quad (23)$$

La dimensionarea fusurilor arborilor de ieșire se va ține cont de forțele exterioare care uneori sunt considerabile, dar și de diametrul de

calare al rulmentului, astfel încât între acesta și diametrul fusului să nu existe diferențe prea mari.

6. Concluzii

■ După ce s-a efectuat calculul de predimensionare a tuturor treptelor se poate trece la optimizarea încărcării pe trepte a acestuia.

■ În cazul reductoarelor conico-cilindrice se va alege raportul de transmitere pe treapta conică astfel încât încărcarea și gabaritul acestei trepte să fie optimă atât din punct de vedere tehnologic cât și dimensional.

BIBLIOGRAFIE

[1] Anghel, Șt., *Proiectarea transmisiilor mecanice*, Universitatea Politehnică Timișoara, 1993.

[2] * * * *Calculul de predimensionare a angrenajelor conice, Norma de fabricație internă*. 024.0078.

[3] Botez, E., *Angrenaje*, Editura Tehnică, București, 1962.

Drd.Ing. Aurel BĂRA,
S.C. Reșița Reductoare și Regenerabile S.A.,
membru AGIR,
e-mail: abara@resitareductoare.com