

O METODĂ DE PROIECTARE A ANGRENAJELOR ELICOIDALE

Gheorghe MILOIU

A HELICAL GEAR DESIGN METHODOLOGY

Summary: Within the writing there is structured a cylindrical helical gear design methodology, starting from the theme elements, passing the resistance pre seizing, geometrical calculation, geometry verification in connection to limit conditions for generation and gearing, up to resistance calculation test.

Key words: helical gears, involute crossed helical gears, angrenaje elicoidale.

1.Introducere

Intr-o lucrare recentă [8] sunt evidențiate doua direcții noi de aplicare a angrenajelor elicoidale:

- la reductoarele și motoreductoarele cu axele ortogonale;
- la antrenările ortogonale ale coroanelor pe rulmenți.

Studii recente mențin în actualitate angrenajele elicoidale (fig.1): [2, 4, 5, 9, 12, 13], alături de cărți de înaltă ținută științifică, integral sau parțial consacrate angrenajelor elicoidale [3, 1, 6, 10, 12].

În acest cadru, această lucrare încearcă să structureze o metodică de proiectare a angrenajelor elicoidale, prezentând unitar o succesiune de etape de calcul, de la temă la calculul de verificare de rezistență.

O încercare de sistematizare a etapelor de calcul s-a făcut în [10]. Lucrarea de față duce lucrurile mai departe, beneficiind de studiile

recente [12, 6] sau de lucrări mai vechi dar care nu au fost in atenție in [10] : [3], de exemplu.

2. Metodica propusă

In fig.2 se prezintă o metodică de proiectare a angrenajelor elicoidale, structurata in 14 blocuri de calcul.

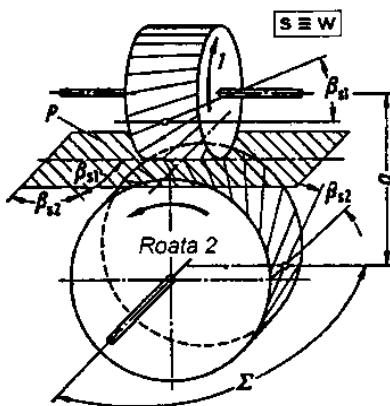


Fig.1. Schema unui angrenaj elicoidal, cu roțile 1 și 2 și cremaliera asociată S [10]

Tabelul 1. Caracteristica cuplului de materiale [12]

Cuplul de materiale	Caracteristică de materiale
	C, N / mm ²
Otel călit / Otel călit	6
Otel călit / Bronz cu Sn	5
Otel / Bronz cu Sn	4
Otel sau fontă / Fontă	3

Tabelul 2. Valori orientative la dimensionare, $\Sigma = 90^\circ$ [12]

Raportul de transmitere	1...2	2...3	3...4	4...5
Numarul de dinți Z_1	20...16	15...12	12...10	10...8
Raportul d_{w1} / a	1...0,7	0,7...0,55	0,55...0,5	

Tabelul 3. Numerele de dinți ale angrenajelor $\Sigma = 45^\circ$
 $a = 80$; $\beta_{w1} = 30^\circ$; $\beta_{w2} = 15^\circ$; $m_n = 2,5$; 3 [9]

Modulul m_n	Raportul de transmitere							
	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5
2,5	42/17	45/15	48/12	50/10	53/8	54/7	55/6	56/5
	43/17	46/15	49/12	51/10		55/7	56/6	57/5
3	35/14	38/12	40/10	42/8	43/7	45/6	46/5	47/4
	36/14	39/12	41/10	43/8			44/7	47/5

1. Tema de proiectare

- P, n_1, n_2, u, Σ
- aplicația: gabarite disponibile, regimul de lucru

2. Materiale
Tehnologie

Funcție de aplicație, competitivitate, tehnologia
accesibilă firmei / colaboratorilor

3. Predimensionarea

Intrari: $K_A, Z_1, \beta_{w1}, c, P_1, n_1$
- $z_1 = f(u)$
- $\beta_{w1} = 0,5(\Sigma + \rho)$; $\rho \approx 5^\circ$
- $\beta_{w2} = \Sigma - \beta_{w1}$
- c – coeficient cuplu materiale
leșiri: d_{w1} [mm]
Diametrul roții conducătoare :

$$d_{w1} = 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_A \cdot P_1 \cdot z_1^2}{c \cdot n_1 \cdot \cos^2 \beta_{w1}}}$$

4. Distanța dintre axe
calculată

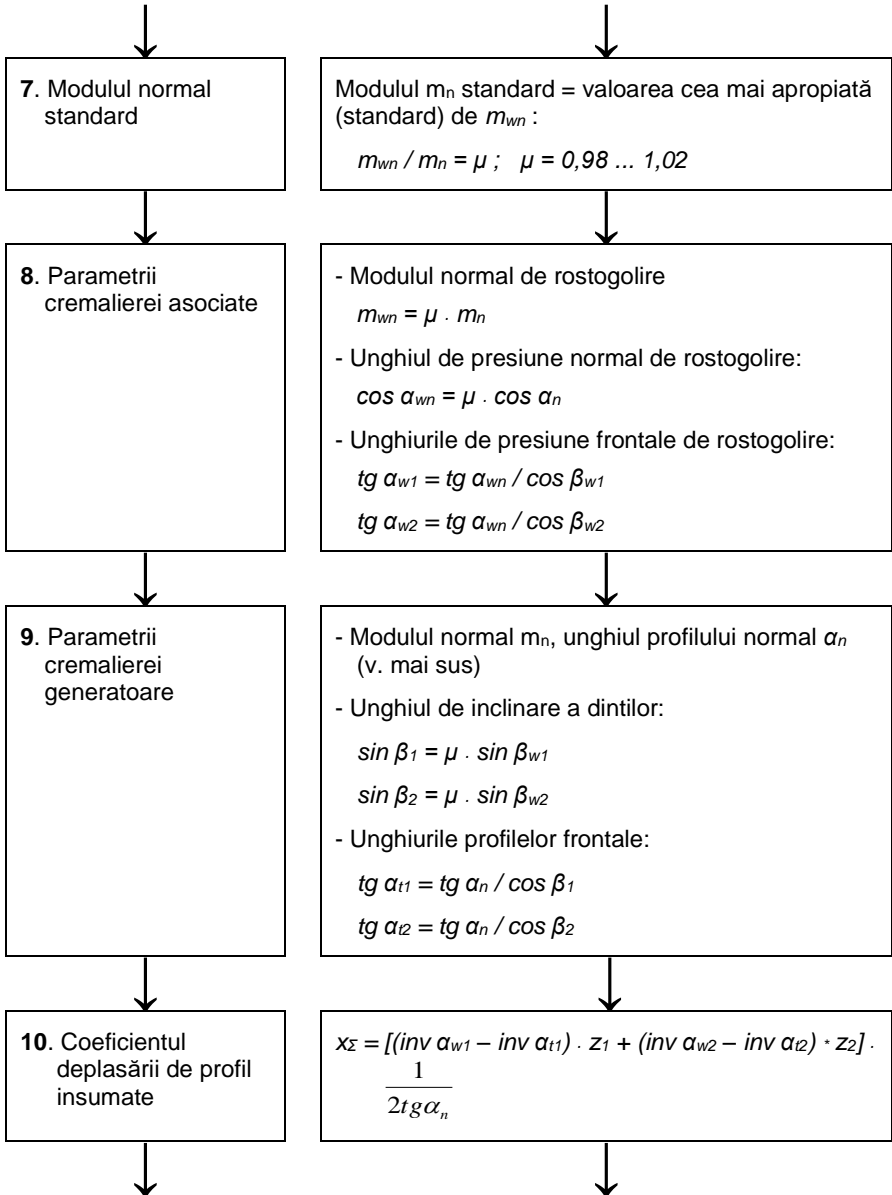
$$a_c = \frac{d_{w1}}{2} \cdot \left(1 + u \cdot \frac{\cos \beta_{w1}}{\cos \beta_{w2}} \right)$$

5. Distanța dintre axe
normalizată

Se alege a , după standardele de angrenaje sau o
altă valoare cel puțin egală cu a_c

6. Modulul normal

$$m_{wn} = \frac{2 \cdot a}{\frac{z_1}{\cos \beta_{w1}} + \frac{z_2}{\cos \beta_{w2}}}$$



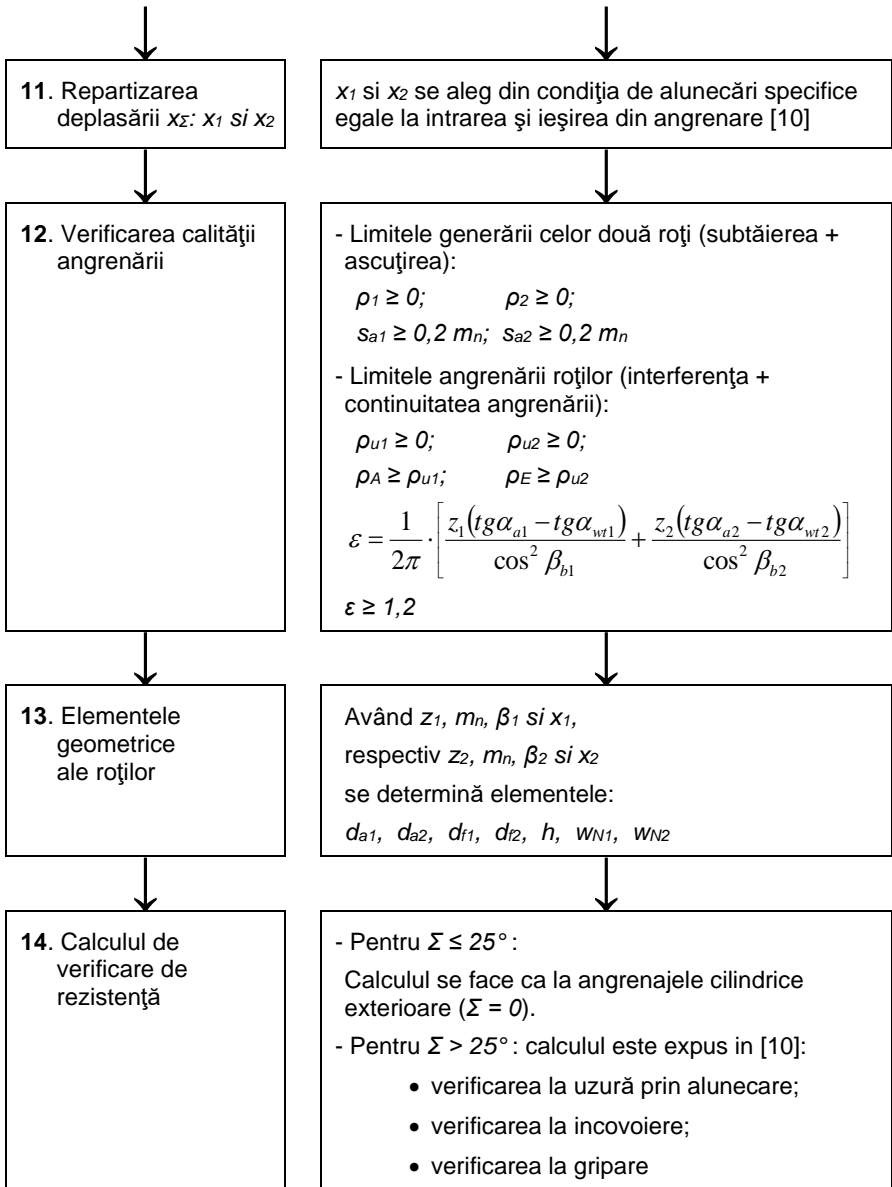


Fig.2 Metodica de calcul a angrenajelor elicoidale

1. **Tema:** Definește aplicația, exigențele și principalele cerințe.
2. **Materialele și tehnologia:** Cadrul tehnologic trebuie știut de la proiectare: materialele, tratamentul termic, posibilitățile de finisare a danturii.
3. **Predimensionarea:** Cu caracteristica de material din tabelul 1 și numerele de dinți din tabelele 2 și 3 se determină diametrul pinionului (roții conducătoare), d_{w1} [12]. În calcul se ia sarcina amplificată cu coeficientul regimului de lucru [10, 11, 12].
- 4–5. **Distanța dintre axe:** Folosind d_{w1} ; $u = z_2 / z_1$, β_{w1} , β_{w2} (unghiurile danturii pe cilindrii de rostogolire, alese în blocul 3) se calculează distanța dintre axe a_c , care se rotunjește la o valoare cu care se va lucra în continuare, a (fig. 1).
6. **Modulul normal:** În acest bloc se calculează modulul normal pe cremaliera asociată, pe suprafețele de rostogolire [2, 3, 9].
7. **Modulul normal standard:** Se va accepta valoarea standard cea mai apropiată de rezultatul blocului precedent.
8. **Parametrii cremalierii asociate:** Cremaliera asociată angrenajului 1 – 2 (fig. 1) este definită prin modulul de rostogolire m_{wn} , unghiurile de presiune normal și frontal de rostogolire α_{wn} , α_{w1} , α_{w2} .
9. **Parametrii cremalierii generatoare:** m_n , α_n , β_1 , β_2 , α_{t1} , α_{t2} .
10. **Coeficientul deplasării de profil însumate:** x_Σ se calculează cu o formulă derivată din cea de la angrenajele cilindrice exterioare, cu observația că pentru z_1 corespund unghiurile α_{w1} și α_{t1} , iar pentru z_2 unghiurile α_{w2} și α_{t2} .
11. **Repartizarea deplasării x_Σ pe cele două roți:** z_1 și z_2 se repartizează pe un criteriu aplicat la angrenajele cilindrice exterioare, de exemplu criteriul alunecărilor specifice egalizate [10].
12. **Verificarea calității angrenării:** Calculele privesc verificarea respectării limitelor generării (fără subțierea și ascuțirea

dinților, adică cu raze de curbură pozitive la baza dinților și cu grosimea dinților pe cilindrul exterior cel puțin $0,2 \cdot m_n$) și a limitelor angrenării corecte (fara interferență în zona de racord a dinților și asigurând un grad de acoperire min. 1,2).

În [3] se dă un număr de contururi de blocare, care ușurează verificarea încadrării în generarea și angrenarea corecte.

13. **Elementele geometrice ale roților:** Practic se folosesc roțile cunoscute de la angrenajele cilindrice exterioare, luând pe rând m_n , β_1 și x_1 – pentru roata 1 și m_n , β_2 și x_2 – pentru roata 2.
14. **Calculul de verificare de rezistență:** După [10], calculul de rezistență pentru angrenajele $\Sigma \leq 25^\circ$ se face ca la angrenajele cilindrice cu axele paralele ($\Sigma = 0$). Pentru $\Sigma > 25^\circ$ se urmează [10]: verificarea la uzură prin alunecare; verificarea rezistenței dinților la încovoiere; verificarea rezistenței la gripare.

Concluzii

- Metodica expusă are 14 blocuri de calcul și valorifica progresele în calculul geometric și de rezistență din publicații recente.
- Practic, calculul debutează cu predimensionarea pe baza recomandarilor din [12, 9], respectiv tabelele 1, 2, și 3. Calculul geometric și verificarea limitelor de generare și de angrenare urmează relațiile din fig. 2 și contururile de blocare din [3].

Calculul de rezistență urmează [10].

BIBLIOGRAFIE

- [1] Colbourne, J.R.: *The geometry of involute gears*, Springer – Verlag, New York, 1987, p. 405-450.
- [2] Dobre, G., Mirică, R., Miloiu, Gh., Ionel, M.: *Calculul general geometric al angrenajelor elicoidale*. În: *Știința și ingineria*, vol. 16, Ed. AGIR, 2009, Sebeș, p. 707-712.
- [3] Kurlov, B.A.: *Vintovîe evolventnîe peredaci*. Izd. Masinostroenie, Moscova, 1981, p. 176.

- [4] Litvin, F.L. a. o.: *Generalized concept of meshing and contact of involute crossed helical gears and its application*. În: Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 194 (2005), p. 3710 – 3745.
- [5] Litvin, F.L. a. o.: *Topology of modified surfaces of involute helical gears with line contact developed for improvement of bearing contact, reduction of transmission errors, and stress analysis*. În: Mathematical and Computer Modelling, 42 (2005), p. 1063 - 1078.
- [6] Litvin, F.L., Fuentes, A.: *Geomertia angrenajelor și Teorie aplicată*. Ed. Dacia, Cluj – Napoca, 2009 (traducere din limba engleză), 1036 p., Cap. 16. Angrenaje elicoidale in evolventă cu axe încrucișate, p. 543 – 583.
- [7] Miloiu, Gh., Dobre, Gh., Mirică, R., Dascaluiuc, M. : *On the multicriterial selection of the gears motor type in a drive system application*. În: UMTIK 2006-12th Internat Conf. on Machine Design and Production, Kusadasi – Turkey, p. 947 – 957.
- [8] Miloiu, Gh., Ionel, M. : *Noi aplicații ale angrenajelor elicoidale*. În: Știință și inginerie, vol. 16, Ed. AGIR, 2009, Sebeș, p. 701 – 706.
- [9] Miloiu, Gh., Ionel, M., Miloiu, D.: *Calculul angrenajelor elicoidale cu unghiul dintre axe $\Sigma = 45^\circ$* . În: Știință și Inginerie, vol. 16, Ed. AGIR, 2009, Sebes, p. 713 – 720.
- [10] Niemann, G., Winter, H. : *Maschinenelemente*, Bd. III, S. 1 – 19, Springer Verlag, Berlin, 1986.
- [11] Rădulescu, G., Miloiu, Gh., ș.a. : *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini*, vol. III, Ed. tehnică, București, 1986, p. 7 – 226.
- [12] Roloff / Matek : *Organe de mașini*, vol.2, Ed. MATRIX ROM București, 2008 (traducere din limba germană), cap. 23, p. 823 – 827 + Anexe TB 23 – 1....TB 23 – 11.
- [13] Zhang, Y., Fang, Z.: *Analysis of tooth contact and load distribution of helical gears with crossed axes*. În: Mechanism and Machine Theory, 34 (1999), p. 41 – 57.
- [14] Prospecte de la firmele:
- [14.1] STM Riduttori: *Riduttori – Motoriduttori Ortogonali at assi sghembi*.
- [14.2] URB – General bearings Catalogue 1994: *Slewing bearings*, p. 512 – 556.

Dr. ing. Gheorghe MILOIU
Specialist S.C. CONFIND Campina, membru ROAMET
e-mail: gmloiu@confind.ro