

# DEPENDENȚA PERFORMANȚELOR COMPRESOARELOR ELICOIDALE DE LUNGIMEA LINIEI DE ANGRENARE

C. POPA<sup>1</sup>

N. OANCEA<sup>1</sup>

**Abstract:** *The twin screw compressor is a positive displacement machine. Its performance strongly depends on the geometry of its rotors. Existing methods for rotor profile generation are based on the envelope condition from theory of gears: one curve on one rotor will generate the conjugate curve on the other rotor. Alternative approach is to generate the rotor profile on a rack, equally applicable to both rotors: main and gate. We can apply this method for optimize the contact line length.*

**Key words:** *screw compressor, meshing line.*

## Introducere.

Aplicațiile cu compresoare elicoidale necesită conjugarea perfectă între cele două rotoare, pentru a se evita pierderile de gaz. Deoarece trebuie să se formeze cavități multiple de curgere a gazului, există puncte de contact multiple de-alungul secțiunii transversale în timpul angrenării dintre lobii pereche.

Dificultatea profilării celor două rotoare este dată de necesitatea respectării simultane a două condiții: continuitatea curbei și a tangenței la

curbă. În teoria angrenării, două curbe sau suprafețe conjugate, trebuie să satisfacă condiția generală a angrenării: viteza relativă dintre două curbe conjugate este perpendiculară pe normala comună în punctul de contact. Astfel, pentru obținerea funcției unei suprafețe sau curbe conjugate, ecuația angrenării poate fi simplificată prin exprimarea unui parametru ca funcție explicită de alți parametri. Apoi se poate înlocui parametrul cu funcția explicită, în funcția curbei generate (conjugate). În acest fel, se poate decide forma analitică a curbei generate.

Cavitatarea de comprimare este delimitată de suprafețele elicoidale periferice ale celor două rotoare conjugate și suprafața interioară a carcasei. În timpul rotirii rotorilor, volumul cavității de lucru crește de la zero la valoarea sa maximă și apoi scade din nou la zero, făcând posibile procesele de admisie, comprimare și refulare, prin porturile corespunzătoare. De obicei, conducătorul este antrenat din exterior, iar condusul va fi antrenat de conducător. Comparându-le cu compresoarele cu piston, compresoarele elicoidale au părți în mișcare mai puține, fără mase excentrice, fără spații moarte sau valve. Pot realiza rapoarte de presiune foarte mari.

Neajunsurile se referă la raportul volumelor fix și pierderile de gaz prin spațiile dintre rotor și dintre rotor și carcasă.

Performanțele compresoarelor elicoidale depind de geometria rotorilor, ceea ce a determinat dezvoltarea unor metode avansate de profilare, pornind de la teoria înfășurării, generată de teoria angrenării. Conform acestor metode, pentru o curbă aleasă pentru un rotor, se generează curba conjugată pe celalalt rotor.

Optimizarea parametrilor de funcționare a compresoarelor elicoidale depinde de lungimea liniei de contact, de suprafața spațiului de scăpări, volumul cavităților și viteza de alunecare în punctele de contact pentru un profil.

Procedura de realizare a profilului se bazează pe cremaliera de referință, ceea ce înseamnă ca profilul original -cremaliera- este definit într-un sistem static de coordonate, iar profilurile ambelor rotoare sunt generate din aceasta.

Proiectarea compresoarelor elicoidale s-a dezvoltat continuu de-a lungul anilor, astfel încât cu un gabarit cât mai mic, să se obțină performanțe cât mai ridicate.

Proiectarea compresoarelor elicoidale se bazează și azi pe principiile enunțate de Sakun în 1960.

Primul profil asimetric al lui Lysholm, a fost obținut prin folosirea unui set de cicloide, pentru zona de presiune ridicată, diferite de cercurile concentrice cu cercul de rostogolire.

Mai târziu, profilul asimetric SRM a fost completat cu un arc de compensare în zona de joasă presiune de pe condus.

Profilul circular simetric este alcătuit din porturi circulare cu centrul în centrul de rostogolire. Profilul SKBK este realizat în aceeași manieră pentru rotorul conducător.

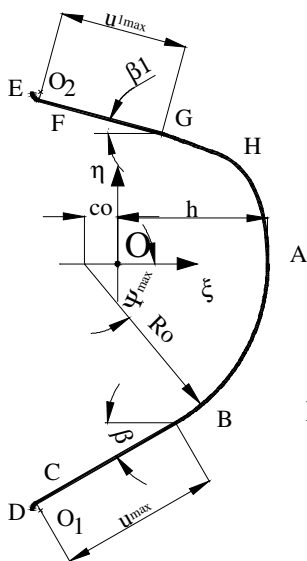
Rinder este cel care a introdus conceptul de generarea rotorului din cremaliera de referință, dar rotorul sau nu a devenit un succes comercial, mai ales datorită deficiențelor spațiului de pierderi. Recent Stosic și Hanjalic au realizat profilul „N”, care permite folosirea metodei cremalierii cu succes.



Figura 1. Camerele de lucru ale compresorului

1. Dependentă performanțelor compresorului de lungimea liniei de angrenare

Fie profilul cremalierii din figura 2:



- AB – arc de cerc de raza  $R_0$  (parametru  $\psi$ )
- BC – segment de dreapta (parametru  $u$ )
- CD – arc de cerc de raza  $r_0$  (parametru  $v$ )
- AH – arc de curba (parametru  $\lambda_2$ )
- HG – arc de curba (parametru  $\lambda_1$ )
- GF – segment de dreapta (parametru  $u_1$ )
- FE – arc de cerc de raza  $r_0$  (parametru  $v_1$ )

Figura 2. Profilul cremalierii

### 1.1. Arcul de cerc AB, de raza $R_0$ .

Ecuațiile parametriche de definire, în sistemul de referință al

cremalierii, funcție de parametrul unghiular  $\psi$ :

$$\begin{cases} \xi(\psi) = R_0 \cos \psi - c_0 \\ \eta(\psi) = -R_0 \sin \psi \\ \zeta(\psi) = 0 \end{cases} \quad (1)$$

**Linia de angrenare conducator-cremaliera.**

Ecuatiile parametrice in sistemul cremalierii, functie de parametrul  $u$  variabil, sunt:

Fie sistemul de ecuatii:

$$\begin{cases} x = \xi + a \\ \varphi_1 = -\frac{c_0}{R_{r1}} \operatorname{tg}\psi \end{cases}, \quad a = \begin{vmatrix} R_{r1} \\ R_{r1} \cdot \varphi_1 \\ 0 \end{vmatrix} \quad \begin{cases} \xi(u) = \xi_B - u \cos\beta \\ \eta(u) = \eta_B + u \sin\beta \end{cases} \quad (5)$$

$$\begin{vmatrix} x \\ y \\ z \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} R_0 \cos\psi - c_0 \\ -R_0 \sin\psi \\ 0 \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} R_{r1} \\ R_{r1} \cdot \varphi_1 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (3)$$

$$\begin{cases} x = R_0 \cos\psi - c_0 + R_{r1} \\ y = -R_0 \sin\psi + c_0 \operatorname{tg}\psi \\ z = 0 \end{cases} \quad (4)$$

**1.2. Segmentul de dreapta BC.**

$$\begin{cases} x = \xi + a \\ \varphi_1 = \frac{-\frac{u}{\cos\psi_0} + \xi_B \cdot \operatorname{tg}\psi_0 - \eta_B}{R_{r1}} \end{cases}, \quad a = \begin{vmatrix} R_{r1} \\ R_{r1} \cdot \varphi_1 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (7)$$

$$\begin{cases} x = -u \sin\psi_0 + (R_{r1} + \xi_B) \\ y = -u \left( \cos\psi_0 + \frac{1}{\cos\psi_0} \right) + (\xi_B \cdot \operatorname{tg}\psi) \\ z = 0 \end{cases} \quad (8)$$

**1.3. Arcul de racordare CD, de raza  $r_0$ .**

Ecuatiile parametrice in sistemul cremalierii, functie de parametrul  $v$  variabil, sunt:

$$\begin{cases} \xi(v) = \xi_{01} - r_0 \cos v \\ \eta(v) = \eta_{01} + r_0 \sin v \end{cases} \quad (9)$$

$$\begin{cases} x = -r_0 \cos v + R_{r1} - \xi_{01} \\ y = +r_0 \sin v + \xi_{01} \operatorname{tg} v \\ z = 0 \end{cases} \quad (11)$$

*Linia de angrenare conducator-cremaliera.*

$$\begin{cases} x = \xi + a \\ \varphi_1 = \frac{\xi_{01} \operatorname{tg} v + \eta_{01}}{R_{r1}} \end{cases}, \quad a = \begin{vmatrix} R_{r1} \\ R_{r1} \cdot \varphi_1 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (10)$$

#### 1.4. Arcul de racordare EF, de raza $r_0$ .

Ecuatiile parametrice, functie de parametrul variabil  $v_1$ :

$$\begin{cases} \xi(v_1) = \xi_{02} - r_0 \cos v_1 \\ \eta(v_1) = (L_p - \eta_{02}) - r_0 \sin v_1 \end{cases} \quad (12)$$

*Linia de angrenare conducator-cremaliera.*

$$\begin{cases} x = \xi + a \\ \varphi_1 = \frac{-\xi_{r0} \operatorname{tg} v_1 + (-\eta_{r0} + L_p)}{R_{r1}} \end{cases}, \quad a = \begin{vmatrix} R_{r1} \\ R_{r1} \cdot \varphi_1 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (13)$$

$$\begin{cases} x = -r_0 \cos v + R_{r1} - \xi_{02} \\ y = -r_0 \sin v - \xi_{02} \operatorname{tg} v \\ z = 0 \end{cases}$$

#### 1.5. Segmentul de dreapta FG.

Ecuatiile parametrice in sistemul cremalierii, functie de parametrul  $u_1$  variabil, sunt:

$$\begin{cases} \xi(u_1) = \xi_F + u_1 \cos \beta_1 \\ \eta(u_1) = \eta_F - u_1 \sin \beta_1 \end{cases} \quad (14)$$

*Linia de angrenare conducator-cremaliera*

$$\begin{cases} x = \xi + a \\ \varphi_1 = \frac{-\frac{u_1}{\sin \beta_1} + \xi_F \operatorname{ctg} \beta_1 + \eta_F}{R_{r1}} \end{cases}, \quad a = \begin{vmatrix} R_{r1} \\ R_{r1} \cdot \varphi_1 \\ 0 \end{vmatrix} \quad (15)$$

$$\begin{cases} x = -u_1 \cos \beta_1 + (R_{r1} + \xi_F) \\ y = -u_1 \cdot \sin \beta_1 + \frac{u_1}{\sin \beta_1} - \xi_F \cdot \operatorname{ctg} \beta_1 \\ z = 0 \end{cases} \quad (16)$$

### 1.6. Curbele AH și HG :

Ecuatiile polare pentru curba AH sunt

$$\begin{cases} P_{\xi AH} = \lambda_1^2 A_\xi + 2(1 - \lambda_1)\lambda_1 B_\xi + (1 - \lambda_1)^2 C_\xi \\ P_{\eta AG} = \lambda_1^2 A_\eta + 2(1 - \lambda_1)\lambda_1 B_\eta + (1 - \lambda_1)^2 C_\eta \end{cases} \quad (17)$$

Variabila  $\lambda_1=0$  și  $\lambda_1=1$ .

Pentru curba HB:

$$\begin{cases} P_{\xi HG} = \lambda_2^2 D_\xi + 2(1 - \lambda_2)\lambda_2 E_\xi + (1 - \lambda_2)^2 F_\xi \\ P_{\eta HG} = \lambda_2^2 D_\eta + 2(1 - \lambda_2)\lambda_2 E_\eta + (1 - \lambda_2)^2 F_\eta \end{cases} \quad (18)$$

Conditii:

•coincidenta în punctul A a arcului AB cu AH ( $\lambda_1=1$ ):

$$\begin{cases} \xi_A = P_{\xi AH} \\ \eta_A = P_{\eta AH} \end{cases}$$

•normala comună la cele două profiluri în punctul A de contact ( $\lambda_1=1$ ):

$$\begin{cases} \xi'_A = P'_{\xi AH} \\ \eta'_A = P'_{\eta AH} \end{cases} \quad (19)$$

•sa aiba punct comun:

•coincidenta în punctul G, a segmentului FG cu HG ( $\lambda_2=0$ ):

$$\begin{cases} \xi_A = P_{\xi HG} \\ \eta_A = P_{\eta HG} \end{cases} \quad (20)$$

•normala comună la cele două profiluri în punctul G de contact ( $\lambda_2=0$ ):

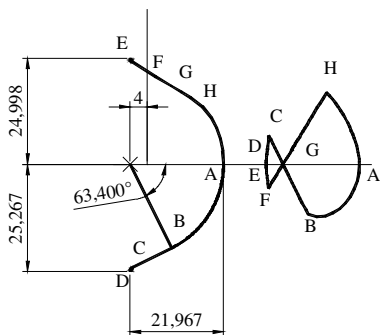
$$\begin{cases} \xi'_G = P'_{\xi HG} \\ \eta'_G = P'_{\eta HG} \end{cases}$$

De asemenea, în poziția  $\lambda_1=0$  și  $\lambda_2=1$  (punctul H), cele două polinoame să fie identice, adică:

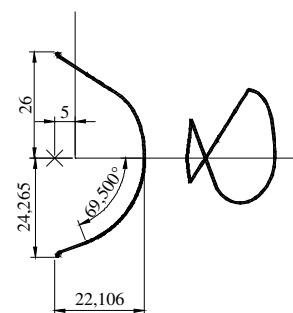
$$\begin{cases} P_{\xi Ah}(\lambda_1=0) = C_{\xi} = P_{\xi HG}(\lambda_2=1) = D_{\xi} \\ P_{\eta AH}(\lambda_1=0) = C_{\eta}(\lambda_2=1) = P_{\eta HG}(\lambda_2=1) = D_{\eta} \end{cases} \quad (21)$$

●sa aiba tangenta comuna:

$$\begin{cases} P'_{\xi AH}(\lambda_1=0) = 2(B_{\xi} - C_{\xi}) = P'_{\xi HG}(\lambda_2=1) = 2(D_{\xi} - E_{\xi}) \\ P'_{\eta AH}(\lambda_1=0) = 2(B_{\eta} - C_{\eta}) = P'_{\eta HG}(\lambda_2=1) = 2(D_{\eta} - E_{\eta}) \end{cases} \quad (22)$$



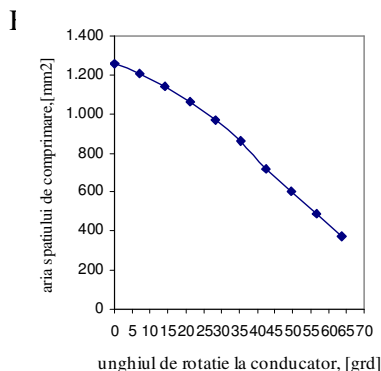
Lungime linie angrenare= 87.5422mm



Lungime linie angrenare 102.3847mm

**Varianta I**

Varianta I



**Varianta II**

Varianta II

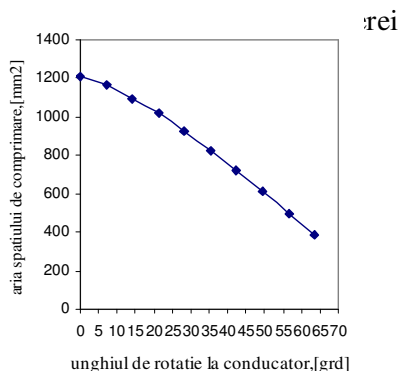


Figura 5. Variatia ariei spatiului de comprimare functie de unghiul de rotatie

**2. Concluzii:**

-Linia de angrenare trebuie să fie, în mod evident o curbă închisă, fără întreruperi și se definește în

interiorul cercurilor de vârf ale celor doi rotori;

- Linia de angrenare trebuie să traverseze axa orizontală în punctele de coordonate  $(R_1,0)$  și  $(R_2,0)$ .

Acestea sunt puncte în care vârful unui rotor este în contact cu piciorul celuilalt rotor;

- Linia de angrenare trece prin polul angrenării, dacă cele două cercuri de centre  $O_1$  și  $O_2$  se rostogolesc cu vitezele unghiulare corespunzătoare celor două rotoare  $\omega_1, \omega_2$ , fără alunecare;

- Linia de angrenare nu poate avea segmente care să coincidă cu axa  $x_0$ ; dacă totuși se intersectează cu axa  $x_0$ , trebuie să existe o tangentă verticală în punctul de intersecție. Face excepție punctul de rostogolire, pentru care tangenta poate avea orice direcție – polul angrenării;

- Lungimea linia de angrenare este mai mica pentru un unghi al arcului AB mai mare;

- Dacă centrul arcului AB este mai departat de originea sistemului de coordonate, linia de angrenare crește;

- Dacă cele două ramuri ale cremalierii sunt aproximativ egale, lungimea liniei de angrenare scade;

### Bibliografie

1. Stosic N, Smith I.K, Kovacevic. A, 2003: Improving Refrigeration Screw Compressor Performance with Optimised

Rotors, IMechE International Conference on Compressors and Their Systems, London, September 8-10, 2003.

2. Stosic N, Smith I.K, Kovacevic. A, 2003: Multifunctional Screw Compressor Rotors, ICCR the 4th International Conference on Compressors and Refrigeration, Xi'an October 21-25, 2003.
3. Stosic N, 2004: Screw Compressors in Refrigeration and Air Conditioning, Int. Journal of HVACR Research, 10(3) pp 233-263, July 2004.
4. Stosic N, Smith I.K, Kovacevic. A, 2004: Combined Compressor-Expander in Fuel Cell Application, COBEM 2003, 17th International Congress of Mechanical Engineers, Sao Paulo, November 10-14, 2003.
5. Stosic N, Smith I.K, Kovacevic. A, 2004: Identification of Heat Transfer on Screw Compressor Rotors as Tool for Their Design, HEFAT 2004, 3rd International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 21 – 24 June 2004, Cape Town, South Africa.