

Determinación de perfiles para rotores de compresores de tornillo con perfil simétrico.

A. Rivera Torres, U. Vivanco.

Departamento de Mecánica, Facultad de Geología y Mecánica
Universidad de Pinar del Río. Calle Martí # 27 Pinar del Río, Cuba.
Teléfono: 779656
E-mail: saince@meca.upr.edu.cu, ulises@meca.upr.edu.cu.

(Recibido el 14 de Febrero de 2004, aceptado 21 de Diciembre de 2004).

Resumen.

Los compresores rotativos de tornillo, constituyeron el acontecimiento histórico más relevante del siglo XX en el campo del proceso de compresión. Dentro de los elementos fundamentales de los compresores rotativos de tornillo se encuentran los rotores, los cuales tienen lóbulos o canales helicoidales con perfiles con formas simétricas o asimétricas.

En este artículo se presenta un método para el diseño de los perfiles de rotores para compresores o bombas de tornillo, con perfil circular, a partir del empleo de una curva de cuarto orden y la condición de conjugación de los engranajes, sin incluir el empleo de cicloides en la generación de dichos perfiles, lográndose características similares a la de los perfiles SRM.

Palabras claves: Rotores, rotor macho, rotor hembra.

1. Introducción.

Las máquinas de tornillo, son usadas en la actualidad como compresores y como bombas, son máquinas de desplazamiento positivo, donde la compresión es realizada por un par de rotores helicoidales, con lóbulos y canales que se encuentran colocados en el interior de un cuerpo; con sus ejes paralelos. Los rotores empleados en estos equipos, pueden tener perfiles simétricos o asimétricos. El arte de la generación de los perfiles de los rotores está poco difundida, siendo la compañía sueca Svenska Rotor Maskiner (SRM), la pionera en la fabricación y comercialización de los compresores de tornillo. Hasta ahora, los titulares con permiso de SRM, han entregado en estos años más de un millón de compresores para varios propósitos. Los campos principales de las aplicaciones son en la refrigeración (85%) y el acondicionamiento del aire (12%).

Sakun (1960), brinda por primera vez, una referencia sobre la generación de los perfiles circulares, elípticos, cicloides y del perfil ruso SKBK. Rinder (1979), presenta un método de generación de perfiles, basado en la teoría de los engranajes. Konka (1988), publica algunos aspectos de la ingeniería de los compresores de tornillo.

Según sus perfiles, los rotores que más se emplean y que se consideran los de configuración más aceptada, se puede agrupar en tres grupos.

En el primer grupo, se presenta uno de los perfiles SRM más populares en los compresores de tornillo, que es el perfil asimétrico de Shinnie, (1979) y que constituyó un acontecimiento histórico. En este mismo grupo se encuentra el perfil "D", Astberg (1982), que es un perfil mejorado, caracterizado por tener curvas excéntricas. El concepto del perfil "D", ha demostrado sus posibilidades en numerosas aplicaciones, desde compresores pequeños sumergidos en niebla de aceite, hasta compresores grandes, libres de aceite; con diámetros de los rotores hasta 845 mm. El concepto del perfil "G", Ohman (1999), es una extensión del perfil D y ha demostrado sus ventajas en rotores sometidos a altas cargas de contacto. El perfil "D" y el perfil "G", son ejemplos clásicos del estado del arte de los perfiles de los tornillos.

En el segundo grupo, se encuentra los rotores con combinación de lóbulos 4/5, que son los más populares entre los compresores inundados en niebla de aceite, siendo referencia el SRM "D" [7].

Estos perfiles se aplican en las máquinas "Tamrotor", que se consideran los mejores compresores de esta clase. Estos son seguidos por los rotores "Cyclon" [12], que constituyen un diseño también basado en círculos excéntricos.

Stosic y Hanjalic [17], recientemente desarrollaron el perfil "N", a partir de corregir las deficiencias de Rinder (1979), y es el último par de tornillos

helicoidales “Rack – Generated” [18], que emplea un método para crear rotores con grandes áreas de sección transversal.

El tercer grupo, presenta la combinación 5/6. Comienza con el perfil SRM “D”, que tiene la ventaja de lograr buena compresión, con rotores pequeños y puertos de descarga grandes y se aplica en la compresión de aire, en la refrigeración y en el acondicionamiento del aire [6].

También tenemos dentro de este grupo, los rotores concebidos con el perfil “Sigma” [3], Fu Sheng [21] y el perfil “Hyper” [20].

La diferencia principal entre todos estos perfiles, está en el lóbulo principal, que es principalmente un círculo excéntrico seguido por una línea, una elipse y una hipérbola respectivamente.

En este artículo, se desarrolla nuevos perfiles simétricos para los rotores a partir de una curva de cuarto orden, sin el empleo de cicloides.

2. Desarrollo.

Determinación del perfil de los lóbulos del rotor principal.

Es notable el número de patentes, que brindan pocos elementos de los aspectos más importantes sobre los compresores de tornillo y especialmente sobre los perfiles. El perfil SRM simétrico (1952), asimétrico (1979), y el perfil “D” (1982), son ejemplos clásicos. Todos los perfiles descritos en las patentes, son generados por algún procedimiento legítimo, pero la información que se brinda no es suficiente para su reproducción.

A pesar que a finales de la década del 60, se introduce por primera vez el perfil SRM asimétrico, esto no quita que se continúen con los diseños de los perfiles redondos simétricos, [6]. Es por esto y por el nivel de utilización en nuestro país de compresores de tornillo con perfil simétrico y la necesidad del desarrollo de tecnologías para la fabricación de estas piezas que desarrollamos un nuevo perfil.

En la determinación de estos nuevos perfiles, se desarrolla una nueva metodología que se justifica por la escasez de información sobre la generación de perfiles, como ejemplo se pueden citar las patentes [15], [2], [7] y [17]. En la metodología planteada, los dientes del rotor principal en la sección transversal, se diseñan con forma simétrica con respecto a un plano que contiene al eje del tornillo. Los perfiles, deben definirse de forma tal, que garanticen el funcionamiento correcto del compresor, sin peligro de penetración entre los flancos de los dientes, durante la rotación de los tornillos.

El perfil, se obtendrá de la selección de una curva de cuarto orden, que brinda como ventaja con respecto a otras posibles curvas a emplear, que prácticamente los flancos de los lóbulos se obtienen directamente de las

ramas de dicha curva, después de cierta modificación y se simplifican los pasos en el diseño.

Se escoge como curva de cuarto orden, un caso particular del óvalo de Cassini [4], que genera una curva en forma de ocho alargado. La ecuación de esta curva, se le introducen cambios, para acercar la forma en las ramas de la misma; a los lóbulos del rotor buscado. De la curva lograda, determinadas secciones definirán el perfil del diente del rotor macho. La ecuación que la representa es la siguiente:

$$(x^2 + y^2)^2 = 2a^2 (x^2 - y^2) \quad (1)$$

En coordenadas polares, se expresa:

$$\rho = a\sqrt{2\cos 2\varphi} \quad (2)$$

Los máximos y los mínimos son:

$$E, G, K, I \left(\pm \frac{a\sqrt{3}}{3}, \pm \frac{a}{2} \right)$$

,tal y como se aprecia en la figura 1.

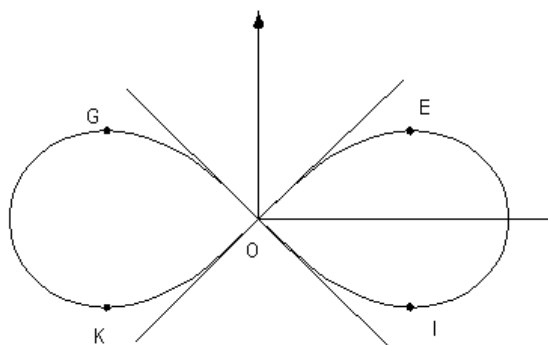


Figura 1

Esta ecuación, se transforma en la ecuación (3), para obtener lóbulos robustos.

$$\rho = R_e \sqrt{\cos 2\varphi} \quad (3)$$

R_e - Radio exterior del rotor principal.

La generación de cada curva que empleamos para definir los lóbulos para los diferentes diámetros de los tornillos, se logra mediante el programa de computación, elaborado en lenguaje Autolist ; “perfil”, (Anexo 1), que permite una representación grafica en ambiente de autocad.

Para cada diámetro de rotor establecido, se define la sección de la curva que representa los lóbulos de dicho rotor. Entonces, las coordenadas del perfil de los

lóbulos, se definirán a partir del origen de coordenadas polares.

Los valores de las cotas, para cada punto del perfil situado en la sección de la curva, se obtienen considerando los radios vectores que pasan por dichos puntos. Figura 2

Esto se complementa con el empleo de las herramientas de Autocad y las expresiones 4 y 5.

$$X_i = \rho_i \cos \beta_i \quad (4)$$

$$Y_i = \rho_i \sin \beta_i \quad (5)$$

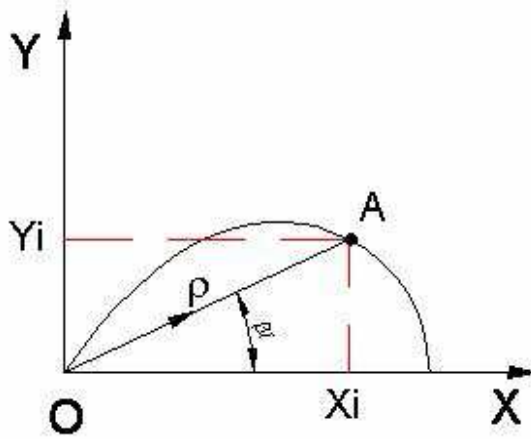


Figura 2.

Definido el perfil de uno de los lóbulos, se tendrán definidas las coordenadas para la proyección del perfil de los cuatro lóbulos en el plano frontal.

Este método de diseño, permite que el perfil definido, difiera poco del perfil logrado para los rotores simétricos circulares desarrollado por SRM. Figura 3.

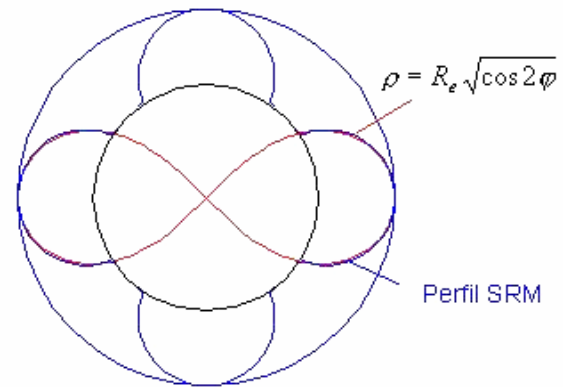


Figura 3

Determinación del perfil de las canales del rotor hembra.

Según Stosic (1999), para definir la sección de los lóbulos y canales, la curva primaria, se define en el rotor principal, y a partir de un criterio de conjugación apropiado, obtener la curva correspondiente del otro rotor, lo cual emplearemos como criterio en este caso.

Del perfil definido para los lóbulos del rotor macho, se toma una parte, para delimitar los flancos de los dientes del rotor hembra, inicialmente se ubica la pareja de tornillos a la distancia interaxial A, de forma que el eje de rotación del rotor principal quede sobre el origen del sistema de coordenadas XOY, en la posición que garantiza que un lóbulo quede simétrico con respecto al eje horizontal que une ambos rotores. El tornillo que representa al rotor hembra debe colocarse de forma tal, que su eje de rotación quede sobre el sistema de coordenadas $X_1 O_1 Y_1$. Figura 4.

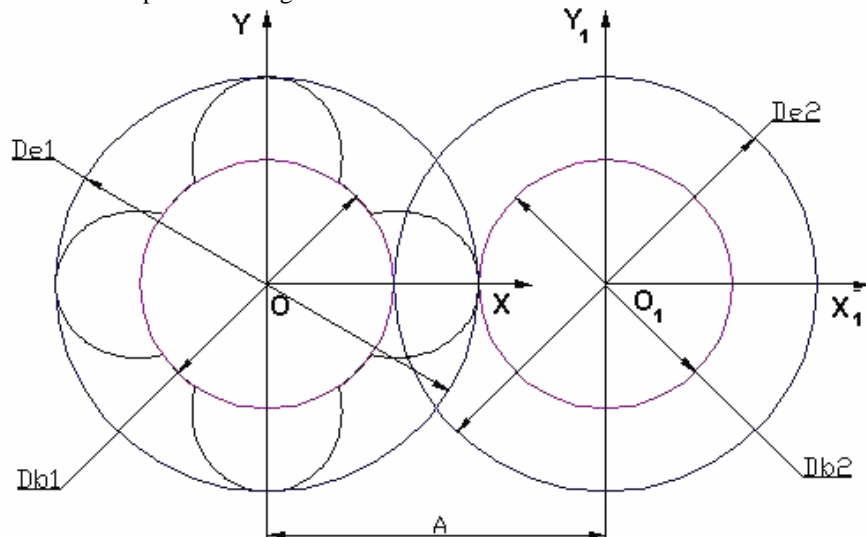


Figura 4.

Provocada una rotación de la pareja de tornillos, se determina el punto de contacto **C**, que delimita las cotas límites de los puntos del perfil del lóbulo que se tomarán para determinar hasta que parte de dicho perfil se toma para el perfil de las canales.

El valor φ_c , determinado para el punto **C**, define el ángulo de posición del perfil de la canal del rotor hembra en la posición cero y permite conocer el ángulo de posición del lóbulo correspondiente del rotor macho en dicha posición, figura 5.

En esta posición, que se considera como la posición cero, el flanco de presión del rotor principal, se conjuga con el flanco de presión del rotor hembra, tomado del perfil del lóbulo del tornillo principal, a partir de la intersección **S**, entre los perfiles de los dientes que se conjugan.

Determinado el contacto por el lado de presión del lóbulo del rotor macho, con el flanco de la canal del rotor hembra en la posición cero, se han definido los perfiles de los flancos de presión y de succión del rotor hembra.

Determinación del perfil de la cabeza de los dientes del rotor hembra.

Según la metodología planteada, para la obtención de las curvas que representan la parte del perfil de la cabeza de los dientes del rotor hembra, se obtienen una vez rotada la pareja de tornillos hasta una posición tal que, la horizontal que une los ejes de los rotores, pase por la mitad de espacio que separa dos lóbulos consecutivos, situado sobre el diámetro base del rotor principal.

Del eje del rotor hembra se trazan dos líneas hasta los puntos **M** y **N**, ubicados en la base de los lóbulos de dos dientes consecutivos, sobre la circunferencia base del rotor macho. Donde se interceptan estas líneas, con la circunferencia que representa el diámetro exterior del rotor hembra, se encuentran los límites del segmento del arco buscado, para la cabeza de los dientes, definido por los puntos **P** y **Q**. Figura 6.

El resto del perfil que define la cabeza de los dientes, se obtiene mediante los arcos logrados a partir de la unión de los puntos **S**, que delimitan los flancos ya definidos, con los puntos **P** y **Q** respectivamente. Para esta parte de la cabeza del diente, el radio y posición de la curva se ajusta de forma que sea coincidente con los puntos ya definidos y que garantice la holgura correcta entre los perfiles conjugados. Figura 7

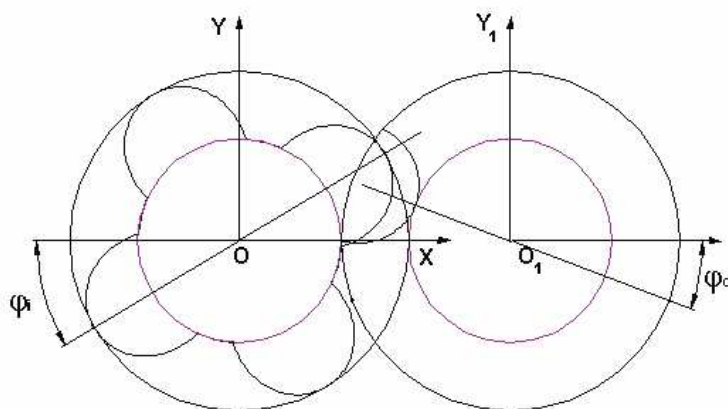


Figura 5.

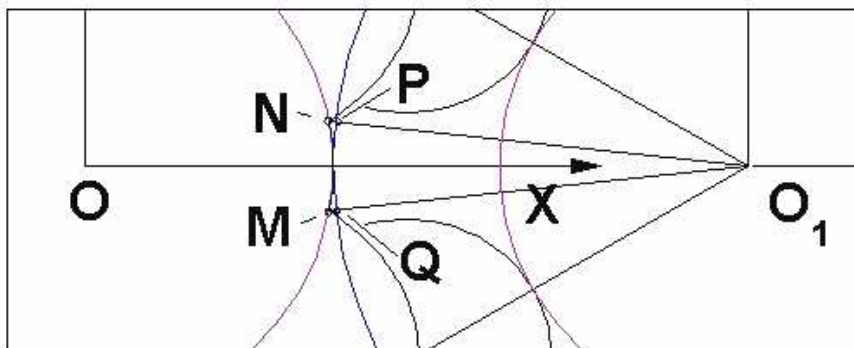


Figura 6.

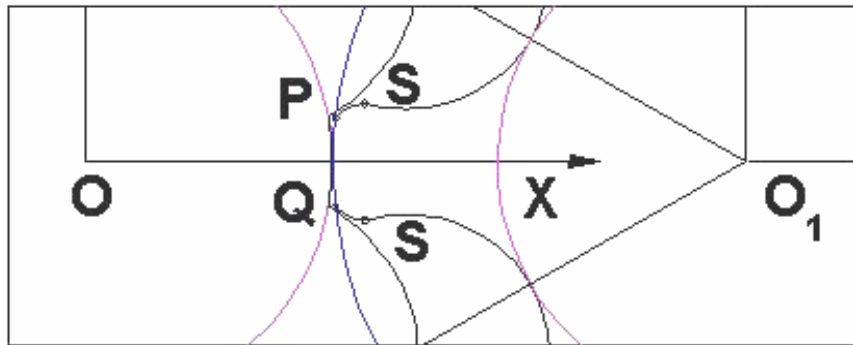


Figura 7.

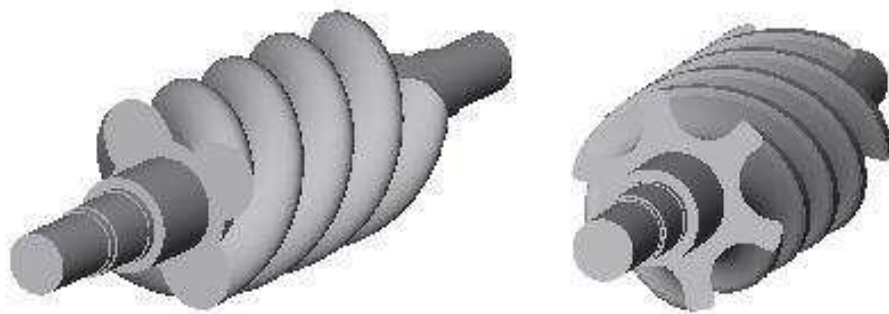


Figura 8.

El perfil obtenido para ambos flancos de la canal del rotor hembra mediante este método, garantiza que en cada una de las posiciones que ocupan los dientes conjugados, durante la rotación de los rotores, se logre la condición de sellage de los perfiles conjugados, sin posibilidad de penetración.

Los pasos desarrollados, permiten obtener perfiles circulares propios para la pareja de tornillos y completar el diseño de los mismos, mediante el empleo de las herramientas de Autodesk Inventor 5.3. Figura 8.

3. Conclusiones.

La determinación de los perfiles, constituye uno de los aspectos más importantes en el diseño de los rotores empleados en los compresores de tornillo, por lo tanto, se puede concluir que la metodología planteada permite determinar las características de los lóbulos y canales de la pareja de rotores con un perfil simétrico similar a los perfiles SRM, el perfil logrado tiene las siguientes ventajas:

- Simplificación de los cálculos en la determinación de los perfiles
- El procedimiento utilizado en la determinación de los perfiles se puede aplicar a cualquier diámetro de rotor.

- Los flancos de los dientes para la pareja de rotores, estarán formados por superficies curvas suaves y continuas.
- La curva circular tiene buen ángulo de presión, lo que hace ventajoso y fácil el diseño y la fabricación de los rotores y de las herramientas a emplear.

4. Bibliografía

- 1- Amosov P.E et al, 1977: Vintovie kompresornie mashinii - Spravochnik (Screw Compression Machines - Handbook), Mashinstroenie, Leningrad
- 2- Astberg A, 1982: Patent GB 2092676B
- 3- Bammert K. 1979: Patent Application FRG 2911415. Helical screw rotor profiles. US Patent 4412796. Noviembre 11, 1983
- 4- Bronshtein, i.; Semendiaev, K. Manual de Matemáticas para Ingenieros y Estudiantes. Cuarta Edición. Editorial Mir. Moscú.1982.
- 5- Fleming J.S, Tang Y, Cook G, 1998: The Twin Helical Screw Compressor, Part 1: Development, Applications and Competitive Position, Part 2: A Mathematical Model of the Working process, Proceedings of the IMech Eng, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol 212, p 369.
- 6- Nilson . 1952: US Patent 4673344 .
- 7- Ohman H, 1999: US Patent 5947713.

- 8- Rinder L, 1979: Schraubenverdichter (Screw Compressors), Springer Verlag, New York
- 9- Riegler Gerold. 1986 US Patent 4614484.
- 10- Ingalls Robert A. 1987: US Patent 4673344
- 11- Joseph Earl ,1953 GB Patent 686637
- 12- Kasuya K. et al. Screw rotor with specific tooth profile. US Patent 4406602. Mayo 10, 1983
- 13- Konka, K.H. 1988: Schraubenkompressoren (Screw Compressors) Dusseldorf, VDI-Verlag
- 14- Sakun I.A, 1960: Vintovie kompresorii, (screw Compressors) Mashinostroenie Leningrad.
- 15- Shibbie, 1979: US Patent 4,140,445
- 16- Svenska Rotor Maskiner AB. 1967. GB Patent 1067913.
- 17- Stošić N., Hanjalic K.1996,: A General Method for Screw Compressor. Profile Generation, Proc. XVIII Conference on Compressor Engineering at, Purdue, 157
- 18- Stosic N, Smith I. K, and Kovacevic A, 2002: Opportunities for Innovation with Screw Compressors
- 19- Stošić N, 1999: Recent Developments in Screw Compressor Rotors, Proceedings of IMechE, Journal of Mechanical Engineering Science, London, Vol 212, Part C, 587.
- 20- Singh P.J, Schwartz J.R, 1990: Exact Analytical Representation of Screw Compressor Rotor Geometry, International Compressor Engineering Conference At Purdue, 925
- 21- Lee Hou- T. Screw-rotor machine with an ellipse as a part of its male rotor. US Patent 4890992. Enero 2, 1988.

Anexo 1.

Programa “ perfil”, empleado en la generación de los lóbulos simétricos.

```
(defun grados (grad)
```

```
(* pi(/ grad 180.0))
)
(defun lemniscata()
  (setq r(* radio(sqrt(cos(* 2(grados grad))))))
  (setq x(* r(cos(grados grad))))
  (setq y(* r(sin(grados grad))))
)
(defun c:perfil()
  (prompt "Programa para el calculo de la lemniscata.")
  (terpri)
  (setq radio(getreal "Entre el radio de la lemniscata:"))
  (terpri)
  (setq circulo(getreal "Entre el radio de la
circunferencia base:")) (terpri)
  (setq x1 0 y1 0)
  (setq w1(list -radio -circulo) w2(list radio circulo)
pt1(list x1 y1) grad 0 )
  (lemniscata)
  (setq pt1 (list x y))
  (setq grad(+ 1 grad))
  (repeat 45
    (lemniscata)
    (setq pt2 (list x y))
    (command "line" pt1 pt2 "")
    (setq grad(+ 1 grad))
    (setq pt1 pt2)
  )
  (command "pedit" "all" "" "join" "all" "")
  (setq x2 180 y2 90)
  (setq pt1(list x1 y1) pt2(list x1 y2) pt3(list x2 y1))
  (command "mirror" "all" "" pt1 pt2 "")
  (command "mirror" "all" "" pt1 pt3 "")
  (command "circle" pt1 circulo)
  (command "zoom" "e")
  (princ)
```

Profiles determination for screw compressors rotors with symmetrical profile.

Abstract:

Rotary screw compressors constitute the most relevant historic event of the twentieth century in the field of the process of compression. The most fundamental elements of rotary screw compressors are the rotors, which have helical lobes or canals and symmetrical or asymmetrical profiles.

This paper presents a method of circular profile design for screw compressors or pumps, based on fourth order curves and the conjugation of gears, which does not include the application of cycloids in profile generation but have similar characteristics to SRM profiles.

Key words: rotors, male rotor, female rotor.