

行政院國家科學委員會專題研究計畫成果報告

計畫名稱：螺旋真空泵浦與螺旋壓縮機轉子系統化分析設計與製造(1/2)

計畫編號：NSC-89-2212-E-009-011

執行期限：88年8月1日至89年7月31日

主持人：曾錦煥 交通大學機械系 教授

摘要

一螺旋轉子對是一組以相同轉速相對運轉之共軛運動對，由於為形成封閉之氣室，轉子輪廓線必須同時具有「原始創成曲線」與「被創成曲線」分佈於單一轉子上。本研究將利用微分幾何與齒輪原理之方法，系統化完成齒形輪廓線之合成。即經由僅給定數個特定參數值，就可讓所有曲線之幾何參數完全被決定，並滿足切線連續之條件。轉子曲面之接觸線及回吹孔面積之計算也將被完成。最後將經由介面連結程式，在個人電腦上整合與自動執行商用套裝分析軟體Mathematica與多功能最佳化分析軟體MOST，針對轉子輪廓進行最佳化設計。本研究將完成螺旋轉子輪廓線之分析設計軟體，有助於提升泵浦及壓縮機製造廠商之設計分析能力。
關鍵詞：真空邦浦、螺旋壓縮機、接觸線、回吹孔面積

1. 簡介

螺旋壓縮機轉子是由一對被包覆在密閉氣室中的公轉子及母轉子所組成，公轉子及母轉子在外形上相異。當轉子對旋轉時，氣體從吸入口 (suction nozzle) 被吸入轉子內葉形成的空間 (interlobe space)，由於公轉子與母轉子互相嚙合，當轉子對繼續旋轉，此空間便被封閉，氣體便不會洩漏。在轉子運轉過程中，轉子對的嚙合點不斷地延旋轉軸向，由吸入口往排出口前進，嚙合點愈往前進，上述空間便愈來愈小，故氣體的壓力也愈來愈大，而達成氣體壓縮的效果。在上述空間延旋轉軸向往前進時，下一個空間也開始形成，送進新的氣體，如此不斷的循環，構成完整的壓縮過程。為了避免氣體在壓

縮的過程中洩漏，公轉子與母轉子必須是共軛運動對 (conjugate)，所以在生產轉子對的過程中，對於精度的要求是非常高的。

傳統上，螺旋壓縮機轉子的基本外形是由一些原始創成曲線 (original generating curves) 構成，而這些原始創成曲線又是由點、直線或是曲線所適當地分段組成。由於公轉子與母轉子必須是共軛運動對，若其中之一的外形是由多條直線或曲線段所組成的原始創成曲線，則另一個轉子的外形也必定是由多條直線或曲線段所構成的被創成曲線 (generated curves)。在原始創成曲線與被創成曲線上，都不允許有尖點存在，亦即代表原始創成曲線與被創成曲線本身是連續的，此外它們的一階微分也必須是連續的，這使得設計者在設計原始創成曲線時的難度變得相當地高。Mu 和 Cao 在 1993 年發表「分段累積之三次參數曲線法 (accumulative chord cubic parametric spline curve method)」，這種方法可以用來進行原始創成曲線的最佳化設計。此外他們還發表「外形正交線法 (profile normal line method)」，這個方法則可以用來計算共軛的外形與嚙合的曲線。Edstorm 於 1992 年、Tang 和 Fleming 於 1993 年利用一連串的資料點進行螺旋壓縮機轉子外形合成。Singh and Onuschak 於 1984 年、Bennewitz 於 1992 年、Zhang 和 Hamilton 於 1992 年、Stosic 和 Hanjalic 於 1994 年分別發表了一些關於轉子外形設計參數對螺旋壓縮機效率影響的文獻。Stosic 和 Hanjalic 於 1996 及 1997 年發表了一套演算法，在設計者給定了轉子外形曲線的設計參數後，這套演算法可用來計算轉子外形曲線。

在幾何理論上，兩條共軛的曲線(面)必須滿足嚙合方程式 (equation of meshing)，亦即：在共軛點上，兩條共軛曲線(面)的相對速度方向會垂直於共軛點的法向向量。故，兩條嚙合曲線(面)既不會分離，也不會互相嵌入。在設計轉子對的外形時，即是以一原始創成曲線(面)為基礎，利用座標轉換將此原始創成曲線(面)轉換至與之共軛的轉子的運動座標上，最後利用數值方法求「經過轉換的創成曲線(面)與上述嚙合方程式的聯立解」，解得的結果即為被創成曲線(面)。

Litvin 和 Feng 於 1997 年發表了一種用來分析及合成螺旋壓縮機轉子外形的的方法。在這個方法中，公轉子的外形是由一段橢圓曲線及兩段外擺線所合成，而這條合成曲線是由母轉子上的尖端創成而成的。事實發現，上述外擺線的解析形式可以直接由座標轉換的過程求得，而此外擺線的解析形式即可用來合成轉子外形曲線。在這篇論文中，Lee 於 1990 年所設計的轉子外形被提出並且比較，Lee 所設計的原始創成曲線也是由多個曲線段所構成，但卻無法由 Litvin 和 Feng 提出的方法求得被創成曲線，只能藉由解「經過轉換的創成曲線(面)與上述嚙合方程式的聯立解」，以求得被創成曲線。

由於創成曲線與被創成曲線都被要求連續及一階微分連續，故決定原始創成曲線上之設計參數的難度非常高。在過去，這個決定設計參數的工作都是利用試誤法達成，而這篇文章則提出了一個系統化決定設計參數的方法，藉由這個方法，設計者可以尋找最佳的設計參數，並利用它們合成及產生螺旋壓縮機的轉子外形。

5 轉子輪廓之最佳化設計

本文中之運算式由具符號與數值運算能力之 Mathematica 3.0 軟體自動推導簡化而得，在 MS-NT4.0, p-150, 96MB RAM 之 PC 上可於八分鐘內求得接觸線之長度、回吹孔之面積。藉由介面整合軟體 (Yang 與 曾錦煥, 1993) 之幫助，

Mathematica 3.0 與最佳化工具 MOST 1.1(曾錦煥等人, 1993)兩者之計算結果可自動完成最佳化程序，且在 MOST 當中，考量到經度、可靠度與效率，取連續二次方程式(SQP)作為單目標最佳化解題核心。本文中最佳化之目標為減少接觸線長度與回吹孔面積，考慮以下三種情況：

- } 一：前文提及之合成程序中，取 l , s , r_{c2} , r_{m1} , 與 d 這五個變數作為最小化接觸線長度之設計變數。表 2 與圖 12 列出改善之結果，接觸線長度由 139.63 mm/mesh 縮減為 110.85 mm/mesh ；然而回吹孔面積卻由 6.64 mm^2 增加到 28.16 mm^2 。
 - } 二：與第一種情形同理，同樣取 l , s , r_{c2} , r_{m1} , 與 d 這五個變數作為設計變數，但最小化目標為回吹孔之面積。改善之結果列於圖 13 與表 2 中，回吹孔面積由 6.64 mm^2 降為 2.63 mm^2 ，但接觸線長度由 139.63 mm/mesh 增加至 146.84 mm/mesh 。
- 由第一與第二情形可知，接觸線增長則會使回吹孔面積縮小 (Singh and Bowman, 1990; Yoshimura, 1990)，這兩種情況的目標函數本質上是相斥的，是典型的多目標函數問題。因此選用限制法 (Constraint Method, Neufville, 1990) 來描述此多目標問題，其基本觀念為，最佳化其中單一目標時，將其他目標當作限制條件，因此多目標問題即可轉化為單目標問題，如下第三種情形所示。
- } 三：取同樣這五個設計變數，並將問題重新定義為單目標最佳化問題，定義其中之目標函數為最小化接觸線長度，並拘限其回吹孔面積必須小於 3 mm^2 。結果示於圖 14 與 2 中，接觸線長度由 139.63 mm/mesh 縮減為

124.67 mm/mesh，回吹孔面積為 2.72 mm²，條件滿足。本例中接觸線長與回吹孔面積同時降低其值，確實可使螺旋壓縮機之效能提升。

6 結論

本文導出完整的螺旋轉子輪廓創成過程，並提出一種系統化的輪廓線合成方法。利用商用套裝分析軟體 Mathematica 的符號及數值運算能力，自動的推導及簡化方程式，經由僅給定數個特定參數值，就可讓所有曲線之幾何參數完全被決定，並滿足切線連續之條件。另外也完成轉子曲面之接觸線及回吹孔面積之計算。最後針對三種狀況進行轉子輪廓最佳化設計，當令接觸線長度為目標函數；回吹孔面積為限制條件，結果顯示接觸線長度及回吹孔面積能同時縮小，這對螺旋壓縮機轉子輪廓最佳化提供了一個有用的建議。

References

- [1] A. Mu and L. Cao, "A New Method for the Design of the Twin-Screw Rotors Conjugate Profiles," *Proceedings of the 1993 International Compressor Technique Conference at Xi'an, China*, 409-414, (1993).
- [2] C. Bennewitz, "Software Support for Screw Rotors Design, Manufacture and Quality Control," *Proceedings of the 1992 International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette*, 432-438, (1992).
- [3] C. X. You, Y. Tang and J. S. Fleming, "Optimum Rotor Geometrical Parameters in Refrigeration Helical Twin Screw Compressors," *Proceedings of the 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette*, 1-6, (1996).
- [4] J. S. Fleming and Y. Tang, "Optimization Techniques Applied to the Design of a Refrigeration Twin Screw Compressor," *Proceedings of the 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette*, 641-646, (1994).
- [5] L. Zhang and J. F. Hamilton, "Main Geometric Characteristic of the Twin Screw Compressor," *Proceedings of the 1992 International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette*, 449-456, (1992).
- [6] Mathematica 3.0, Software produced by Stephen Wolfram Research, Inc. (1996).
- [7] N. Stosic and K. Hanjalic, "Development and Optimization of Screw Engine Rotor Pairs on the Basis of Computer Modeling," *Proceedings of the 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette*, 55-60, (1994).
- [8] P. J. Singh and A. D. Onuschak, "A Comprehensive, Computerized Method for Twin-Screw Rotor Profile Generation and Analysis," *Proceedings of the 1984 International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette*, 519-527, (1984).
- [9] P. J. Singh and P. R. Schwartz, "Exact Analytical Representation of Screw Compressor Rotor," *Proceedings of the 1990 International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette*, 925-937, (1990).
- [10] S. E. Edstrom, "A Modern Way to Good Screw Rotors," *Proceedings of the 1992 International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette*, 421-430, (1992).

- [11] Y. Tang and J. S. Fleming, "Obtaining the Optimum Geometrical Parameters of a Refrigeration Helical Screw Compressor," *Proceedings of the 1992 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, 221-228, (1992).
- [12] Y. Tang and J. S. Fleming, "Computer Aided Geometrical analysis of the Geometrical Characteristics of a Helical Screw Compressor," *Proceedings of the 1993 International Compressor Technique Conference at Xi'an, China*, 400-408, (1993).
- [13] Z. Zhou, "Computer Aided Design of a Twin Rotor Screw Refrigerant Compressor," *Proceedings of the 1992 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, 457-465, (1992).
- [14] F. L. Litvin and Pin-Hao Feng, "Computerized Design, Generation, and Simulation of Meshing of Rotors of Screw Compressor," *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 32, No. 2, 137-160, (1997).
- [15] N. Stosic and K. Hanjalic, "General Method for Screw Compressor Profile Generation," *Proceedings of the 1996 International Compressor Engineering Conference at Purdue*, West Lafayette, 157-162, (1996).
- [16] H. T. Lee, US Patent 4890992 (1990).
- [17] F. L. Litvin, *Theory of Gearing*. (NASA RP-1212 (AVSCOM 88-C-035), Washington, D.C., 1989).
- [18] F. L. Litvin, *Gear Geometry and Applied Theory*. (Prentice Hall, New York, 1994).

" m_2	24.0*	
" f_1	40.0*	
" f_2	20.0*	
a	37.33	
b	31.00	
d	33.33	
c	100.00	
r_{mt}	70.66*	
r_{p1}	54.54*	
r_{p2}	45.45*	
r_{mb1}	45.45*	
r_{mb2}	43.79*	
r_{ft1}	56.20*	
r_{ft2}	54.55*	
r_{c1}	6.02*	
r_{c2}	4.00	
r_{c3}	2.07*	
<hr/>		
Position	x	y
$O_{c1}^{(a)}$	-33.33*	37.02*
$O_{c2}^{(a)}$	-66.66	0.00
$O_{c3}^{(b)}$	50.86*	-18.51*
<hr/>		
Geometry parameters	" $lower$	" $upper$
" $ellipse$	90'	180'
" $rc1$	270'	312'*
" $rc2$	180'	219.07'*
" $rc3$	-20'*	91.32'*
<hr/>		
Kinematic parameters	W_{lower}	W_{upper}
$W_{ellipse}^{(a)}$	0'*	42.834'*
$W_{rc1}^{(a)}$	42.834'*	48'*
$W_{rc2}^{(a)}$	0'*	28.505'*
$W_{rc3}^{(a)}$	-24'*	28.505'*

unit=mm

(* : The value is derived.)

Table 1. The parameter values of the cross-sectional rotor profiles.

Symbol	Value
" m_1	48.0

表 2 三情況中之最佳化解

	初始設計	情況一	情況二	情況三
目標函式		接觸線長	回吹孔面積	接觸線長
限制條件		$r_{c1} \geq 0$	$r_{c1} \geq 0$	回吹孔面積 ≤ 3.00 , $r_{c1} \geq 0$
設計變數				
l (mm)	37.33	35.17	38.53	37.34
s (mm)	31.00	31.58	31.59	35.00
r_{c2} (mm)	4.00	4.098	3.69	3.192
α (ml)	48°	45°	47.25°	48°
d (mm)	33.33	31.70	34.18	33.34
接觸線長 (mm/mesh)	139.63	110.85	146.84	124.67
回吹孔面積 (mm^2)	6.64	28.16	2.63	2.72

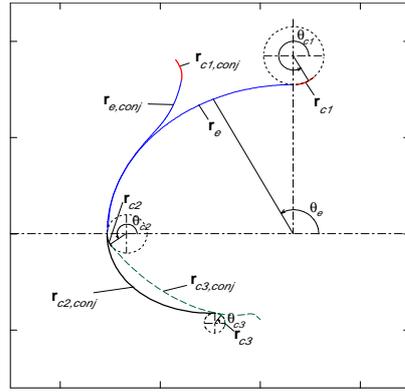


Fig. 1(b) Rotor profile curves.

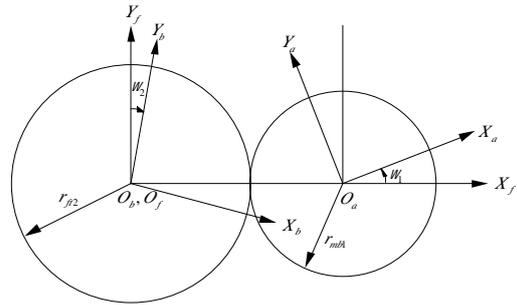


Fig. 2 Coordinate systems for derivation of cross-sectional conjugate rotor profiles.

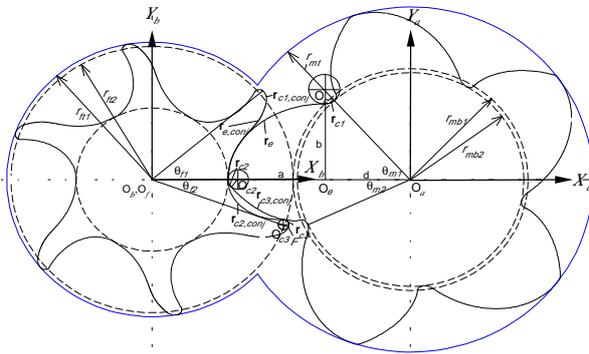


Fig. 1(a) Geometry of rotor profiles in [15].

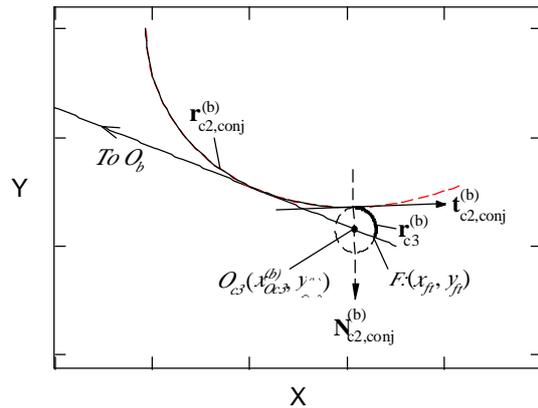


Fig. 3 Geometry of rotor profiles around O_{c3} .

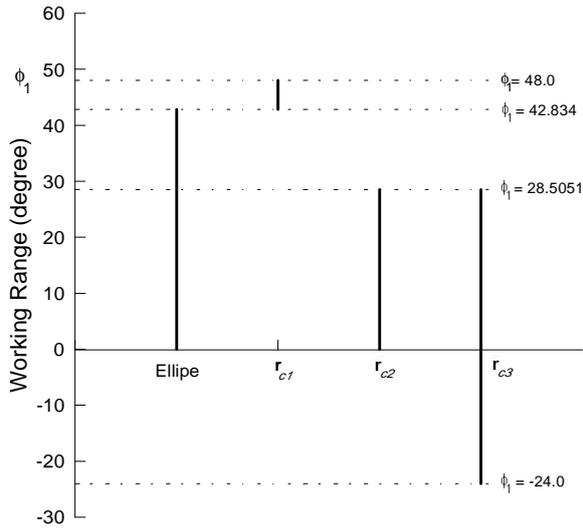


Fig. 4 Working ranges for every part of the curve profile.

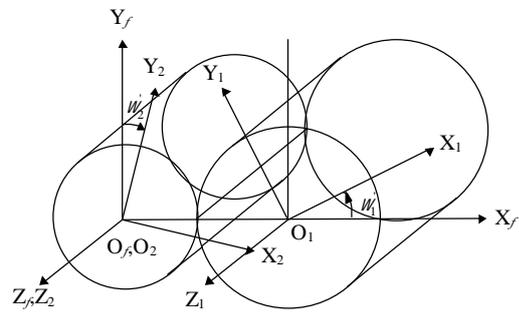


Fig. 5 Coordinate systems for rotor 1 and rotor 2.

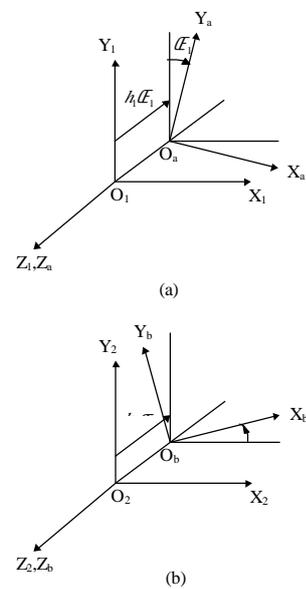


Fig. 6(a) Generation mechanism for rotor 1

surfaces.
Fig. 6(b) Generation mechanism for rotor 2 surfaces.

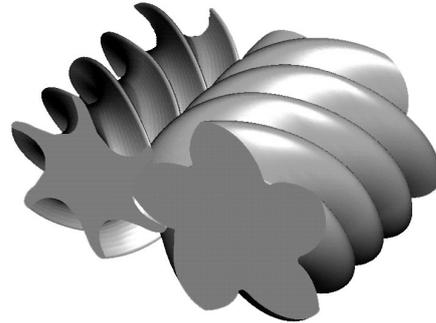


Fig. 7 Surfaces of twin-screw compressor rotors.

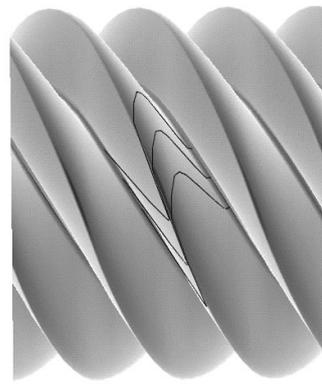


Fig. 8 Contact lines on male rotor surface.

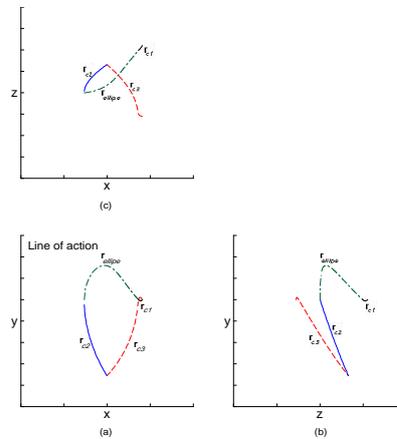


Fig. 9 Contact line projections.

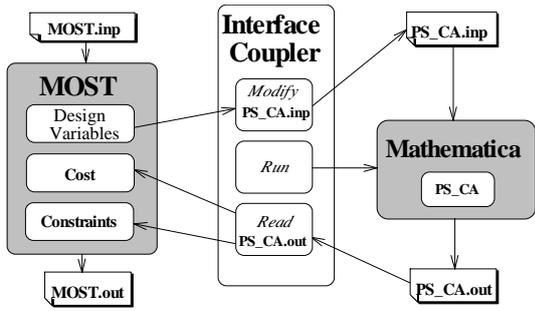


圖14 情況三之最佳化結果

Fig. 10 The conceptual flow chart of the interface coupler.

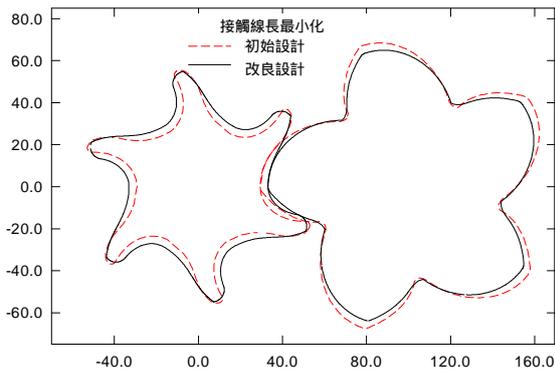


圖12 情況一之最佳化結果

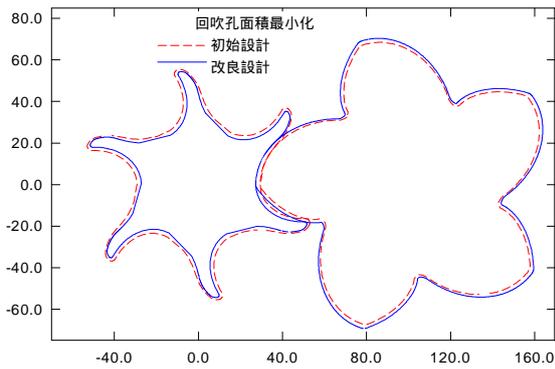


圖13 情況二之最佳化結果

