

스크류 로터 치형의 성능해석에 관한 연구

A study on performance analysis of screw rotor profiles

박세정* (건국대학교 대학원)

최상훈** (건국대학교 기계설계학과)

1. 서 론

스크류 압축기는 진동이 적고, 소형이면서 고효율을 유지하기가 용이하다는 특징을 가지고 있으며, 원통형 밀폐용기 내에 압, 수로터가 서로 반대 방향으로 맞물려 회전하면서, 로터홈과 케이싱 사이에 생기는 공간의 용적이 로터 회전에 의해서 가스를 흡입, 압축, 배출하는 압축기이다.

본 연구는 로터의 치형 함수의 기하학적성질 및 제한 사항을 고려하여, 대칭치형을 치수의 조합과, 원, 점, 직선, 타원을 사용하여 비대칭 치형을 설계하였다.

본 연구의 목적은 설계된 치형과 기존의 치형을 치형 형상의 변화에 따른 특성값(실라인길이, 누설삼각형, 용적곡선, 흡입 및 토출 용연적)의 변화에 대하여 연구함으로써 성능검토를 시도하였다.

2. 스크류치형의 이론해석

2.1 스크류치형의 수학적 성질

스크류 치형은 스크류 압축기 성능에 중요한 영향을 미치는 요소이다. 스크류 치형 위에 임의의 함수를 결정하여, 로터가 회전하는 경우의 포락선을 계산해야 하므로 포락선의 계산방법 및 치형의 수학적 성질을 유도한다.

Fig. 1에서 두개의 로터가 있을 때, 하나는 로터(A), 다른 하나를 로터(B)라고 하자. 로터(B)위에 임의의 치형함수 f를 정의하고 로터(A)와 로터(B)를 회전시킨다. 이때, 맞물려 회전하는 상대편 로터(A)의 치형 형상은 함수 f의 포락선으로 결정된다.

일반적으로 곡선군 $f(x, y, \varphi) = 0$ 의 포락선은 식(1)의 연립방정식의 해로 표시된다.

$$f(x, y, \varphi) = 0 \quad \text{---(1)}$$

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} f(x, y, \varphi) = 0$$

Fig. 1에서 x-y 좌표와 u-v 좌표의 관계는 식(2)와 같다.

$$[\theta = \frac{R_A + R_B}{R_B} \varphi]$$

$$\begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix} + (R_A + R_B) \begin{bmatrix} \cos \varphi \\ \sin \varphi \end{bmatrix} \quad \text{---(2)}$$

식(2)를 u-v 좌표로 변환하면

$$\begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x - (R_A + R_B) \cos \varphi \\ y - (R_A + R_B) \sin \varphi \end{bmatrix} \quad \text{---(3)}$$

이다.

로터 B에 임의의 치형함수를 $f(u, v) = 0$ 라 하면, 함수 f는 식(3)에 의해 $f(x, y, \varphi)$ 로 표시할 수 있다. 식(1)과 식(2)에 의해 u-v 좌표로 변환하면

$$f(u, v) = 0 \quad \text{---(4)}$$

$$\left[\frac{\partial f}{\partial v}, \frac{\partial f}{\partial u} \right] \begin{bmatrix} u + R_B \cos \frac{R_A}{R_B} \varphi \\ -v + R_B \sin \frac{R_A}{R_B} \varphi \end{bmatrix} = 0$$

가 된다.

식(4)의 연립방정식의 해가 포락선이다. 식(4)의 연립방정식의 해를 식(2)에 대입하면 로터 B위의 임의의 치형함수 f에 대응하는 로터 A의 치형이 구해진다

2.2 스크류 치형함수의 제한사항

스크류치형의 치형 함수는 임의의 함수 f, g, h의 3개의 함수로 구성되어 있다. 치형 함수를 구함에 있어서 선택 범위가 한정되어 있다.

2.2.1 수로터상의 함수 제한사항

Fig. 2는 함수 f에서 수로터(M)가 시계반대 방향으로 φ 만큼 회전하는 경우 수로터상의 실점은 점 P와 원의

중심을 연결한 선과 치형함수 f 의 교점이 생긴다. 원의 중심이 ①인 경우는 치형함수 f 와 교점이 존재하고, 원의 중심이 ②인 경우에는 $\varphi=0$ 일 때 점 ②와 점 P 가 일치하므로 두 점을 연결하는 선은 모든 방향에서 그어진다. 하지만, 중심이 점 ③인 경우는 교점이 존재하지 않는다. 따라서, 점 ③의 축색선을 가진 함수는 치형함수로 사용하지 않는다. 중심이 ④인 경우에는 점 A 와 ④를 연결한 선과 수로터 피치원의 교점을 P_1 이라고 하면, $\varphi < \varphi_1$ 의 경우는 점 P 에서 접선이 존재하지만, $\varphi > \varphi_1$ 의 경우는 P 에서 접선이 존재하지 않는다. 따라서, $\varphi > \varphi_1$ 의 범위에서는 치형함수로 사용하지 않고, 함수 f 는 $\varphi(0 \sim \varphi_1)$ 의 범위에서 치형함수로서 사용한다.

2.2.2 압로터상의 함수 제한사항

Fig. 3은 함수 f 와 g 의 기울기가 다른 경우에서의 치형함수의 제한사항을 고려하면, 함수 f 와 g 의 접점을 A 라고 하자. 점 A 에서 함수 f 와의 법선과 압로터 피치원의 교점을 P_1 이라고 하면, $\angle OP_1 = \varphi_1$ 이다. 또, 점 A 에서 함수 g 의 법선과 압로터 피치원의 교점을 P_2 라고 하면, $\angle OP_2 = \varphi_2$ 이다. 압로터 회전각이 $-\varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2$ 에서는 점 A 의 점침성이 된다.

3. 스크류치형 설계

3.1 스크류치형 설계

위의 제한사항을 근거로 5종류의 치형을 설계하였다. 설계된 6종류의 제원은 Table 1과 같다.

Fig. 4는 설계된 로터의 축직각 단면을 나타낸 것이고, A46, B56, C57, D67은 원과 직선을 사용하여 설계한 대칭 치형이고, BB56은 원, 점, 직선, 타원을 사용하여 설계한 비대칭 치형이다. 이 중에서 BC56는 BB56의 로브정점을 변화시켜 설계한 비대칭 치형이다.

3.2 로터 치형의 최적화를 위한 고려사항

스크류 압축기에 있어서 성능에 가장 크게 영향을 미치는 중요한 변수는 스크류 로터 치형의 형상이며 초기 대칭형 치형에서 압축효율을 높이기 위하여 비대칭 치형으로 발전 되어왔다.

3.2.1 실라인

압, 수로터의 서로 맞물리는 부분, 즉 로브 정점과 케이싱 사이 및 로터 단면과 케이싱 사이에는 흡과 흡의 경계선이 존재하는데, 이 경계선을 실라인(seal line)이라고 부른다. 이 중에서 로터간의 실라인(Interlobe sealing line)은 압수로터간의 이론적인 접촉선을 나타

내고, 로브정점의 실라인(Lobe tip sealing line)은 로브정점과 케이싱과의 사이에 형성되는 선이다.

3.2.2 누설삼각형

누설삼각형은 로터의 기하학적 형상으로 발생하는 것으로 케이싱과 수로터 및 압로터의 접촉으로 형성되는 조그마한 삼각형 형상의 면적이다.

Fig. 5에서 S_1 과 S_2 는 두원호의 교점, 즉 케이싱의 cusp를 나타내고 가운데 부채꼴모양의 선은 두로터들 사이의 실점의 궤적을 나타내고 있다. J_1 과 J_2 는 각각 S_1 과 S_2 에 가장 가까운 점들이다. 누설삼각형들은 J_1 과 S_1 그리고 J_2 와 S_2 사이의 공간에서 형성되어진다. 압축가스는 이 누설 삼각형을 통하여 누설된다.

3.2.3 용적 곡선(Volume curve)

용적곡선은 로터의 회전에 수반하는 흡용적의 변화를 나타낸 곡선으로 해석하기가 어렵기 때문에 일반적으로 평면에 투영한 실라인의 형상으로 부터 수치계산하여 구한다.

Fig. 6은 로터의 회전에 따른 실라인을 X 축에 수직인 면위에 투영한 것이다. 로터 축의 길이를 Z 축, 이것에 직각에 Y 축을 정하고, 실라인의 투영도형에 따라 다음의 양을 계산한다. Table 2. 는 실라인의 구성을 나타낸다.

$$M_x = \int \frac{1}{2} y^2 dz \quad \text{---(5)}$$

여기서, 식(5)의 M_x 는 실라인에 둘러싸인 도형의 로터 축회전의 단면 1차 모멘트이다.

그리고, 여기서 구동 로터의 작용하는 Torque는

$$T = P[(M_{x1} + M_{y1}) + \frac{Z_1}{Z_2}(M_{x2} + M_{y2})] \quad \text{---(6)}$$

이고, 로타가 식(6)의 Torque를 받으면서 미소각 da 만큼 회전할 때 흡용적이 dV 만큼 변화 하였다고 한다. 면, 가상일의 원리로 부터 식(7)이 성립된다.

$$-PdV = PMda \quad \text{---(7)}$$

여기에서, Moment M 은

$$M = M_{x1} + M_{y1} + \frac{Z_1}{Z_2}(M_{x2} + M_{y2}) \quad \text{---(8)}$$

이다.

식(7)로 부터

$$V = - \int Mda + C \quad \text{---(9)}$$

위의 관계식이 얻어진다.

3.3.4 흡입 및 토출 흡의 개구면적.

흡입 흡은 로터의 흡입축 단면과 접하는 케이싱상에 Fig. 7과 같이 설치되어 있으므로, 흡입행정의 대부분의

기간은 흡입측 단면에서 입구를 열고 있다. 흡 방향은 로터 단면에 대하여 기울어져 있으므로 단면상의 잘린 구면적을 흡에 직각인 방향에 투영해 이것을 흡입구 면적으로 한다.

토출 흡은 케이싱상에 Fig.8과 같이 설치해 두고 로터의 단면과 접하는 부분을 Axial port, 케이싱과 접하는 부분을 Radial Port라고 한다.

4. 결과 및 고찰

4.1 실라인 길이

4.1.1 로터간의 실라인(Interlobe seal line)

Fig.9는 비대칭 BC56의 로터간의 실라인의 길이를 권선각에 따라 비교한것이다. BC_300이 BC_250보다 2.18mm(2.2%), BC_200보다 4.78mm(4.8%) 짧다.

Fig.10은 대칭치형과 비대칭치형의 로터간의 실라인의 길이를 비교한것이다. BC56이 BB56보다 7.2mm(7.22%), B56 보다 11.35mm(11.4%) 짧다.

4.1.2 로브정점의 실라인(Lob tip seal line)

Fig.11는 대칭치형과 비대칭치형의 로브정점의 실라인의 길이를 비교한 것이다. BC56이 B56보다 13.8mm(3.6%), B56보다 116.5mm(30.3%) 짧다.

Fig.12는 A46, B56, C57, D67의 로터정점의 실라인의 길이를 비교한 것이다. A46이 B56보다 3.76mm(0.75%), C57보다 20.05mm(4.03%), D67보다 39.4mm(7.92%) 짧다.

4.2 누설 삼각형과 누설면적

Fig.13는 대칭치형과 비대칭치형의 누설삼각형 면적을 비교한 것이다. BC56이 BB56보다 599.3mm²(31.74%), B56보다 1733.76mm²(91.83%) 작다.

Fig.14는 A46과 B56의 누설삼각형 면적을 비교한 것이다. A46과 B56의 누설삼각형의 면적이 별차이 보이지 않고 있다.

4.3 용적곡선

Fig.15는 BC56의 수로터 권선각(ϕ_w)에 따라 용적곡선을 비교한 것이다. 권선각이 큰 치형이 각각 용적곡선의 기울기가 완만함을 알 수 있다.

Fig.16은 BC56과 A46, B56, C67의 용적곡선을 비교한 것이다. BC56이 용적곡선이 완만하고, 치형에 따라 값의 차이는 있으나 거의 곡선의 형태임을 알 수 있다.

4.4 흡입 및 토출 흡 면적

Fig.17는 비대칭치형과 대칭치형의 토출 흡면적을 보인 것이다. D67이 C57보다 토출 흡면적 16.56%, B56보다 28.4%, A46보다 BC56이 33.1% 큼을 알 수 있다. 또

한, 대칭치형은 토출 흡 면적이 거의 같음을 알 수 있다.

5. 결 론

스크류 압축기에 사용되는 스크류 로터 치형에서 효율을 높일 치형을 설계하기 위하여 대칭치형과 점, 원, 직선, 타원등으로 설계한 비대칭치형과 로브정점 부근을 변화 시켜 설계한 비대칭치형을 설계하였다. 또한, 압, 수로터 치형의 수를 증가시킨 대칭치형을 설계하여 각각에 대하여 성능을 검토하였다. 그리고, 각 치형의 권선각의 크기에 따른 변화에 따른 치형의 성능도 계산하였다. 이상에서 연구, 검토한 성능값들을 통해서 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 비대칭치형의 수로터 권선각의 변화에 따른 성능의 검토를 통하여 권선각이 큰 비대칭치형일 수록 더 좋은 성능값을 얻었다.

2. 대칭 형상보다는 비대칭치형이 성능값에서 더 좋은 값을 얻었다. 이것으로 누설면적에 있어서 비대칭치형이 적음을 알 수 있다.

3. 비대칭 치형중에서도 압로터 치형의 로브 정점 부근을 변화시켜 설계한 비대칭치형이 더 좋은 성능값을 얻었다.

4. 치수가 적은 대칭치형이 치수가 많은 대칭치형보다는 더 좋은 성능값을 얻었다.

참 고 문 헌

- [1] Alf Lysholm, "SCREW ROTOR MACHINE", United States Patent Office, Ser. No. 547, pp.383(1967)
- [2] 威元植, "스크류 冷凍機", Journal of the S.A.R.E. K., Vol.1, No.2, pp46-53, (1972)
- [3] M.FUJIWARA, K. KASUYA, JSME, VOL. 50, NO. 452, (昭59-4)
- [4] M.FUJIWARA, "A New Design Method for oil-injected Screw Compressors and its Applications", Hitachi Review, Vol. 36, No.3, (1987)
- [5] Wichert, K. E., "Characteristic of Helical, Rotary, Positive displacement Compressor", ASME Paper, No.61-HYD-18 (1961)

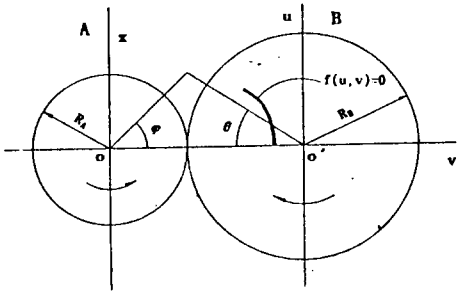


Fig. 1 스크류 로터의 좌표계

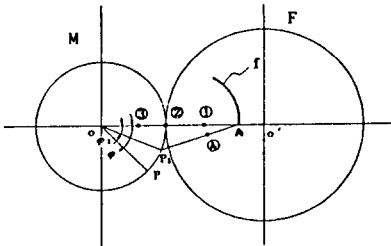


Fig. 2 함수 f의 생성범위

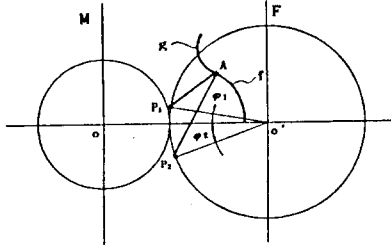


Fig. 3 점점에서 기울기가 다른 경우의 생성범위

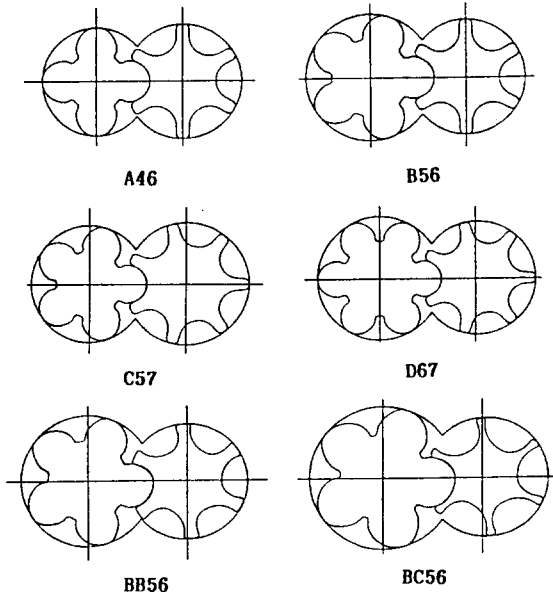


Fig. 4 설계된 치형

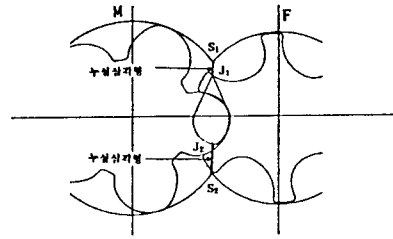


Fig. 5 스크류로터의 누설삼각형

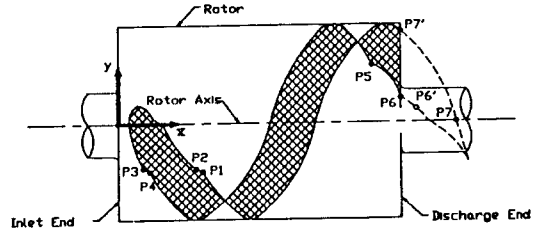


Fig. 6 X 평면에서의 수로터 투영면적

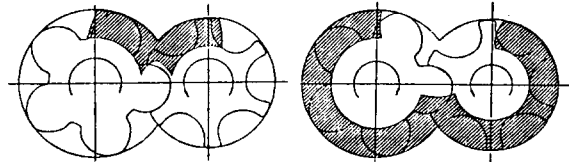


Fig. 7 흡입 홈 면적

Fig. 8 토출 홈 면적

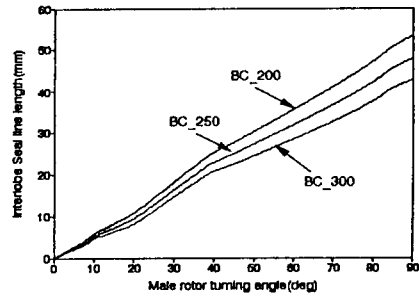


Fig. 9 수로터 권선각과 로터간의 실라인

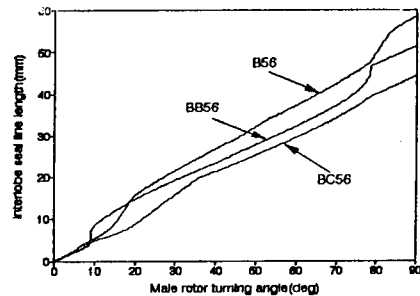


Fig. 10 치형과 로터간의 실라인

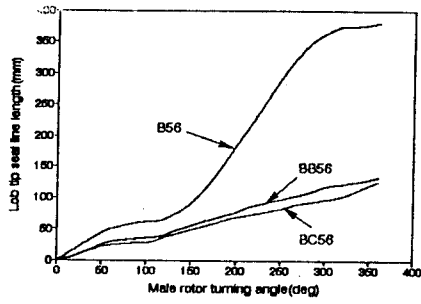


Fig. 11 치형과 로브정점의 실라인

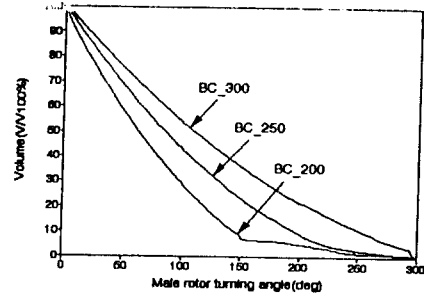


Fig. 15 수로터 권선각과 용적곡선

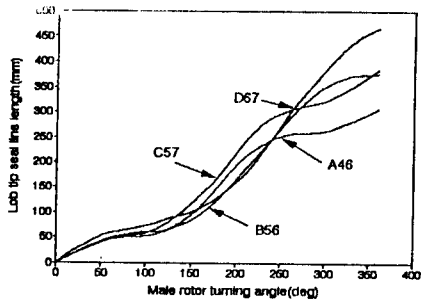


Fig. 12 치수와 로브정점의 실라인

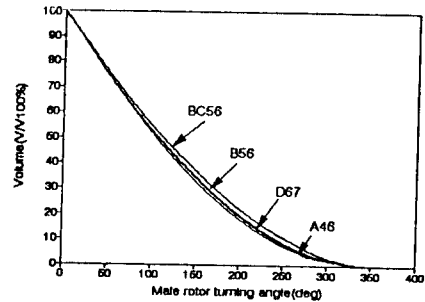


Fig. 16 치형과 용적곡선

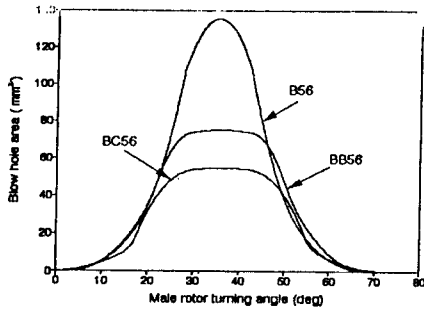


Fig. 13 치형과 누설삼각형

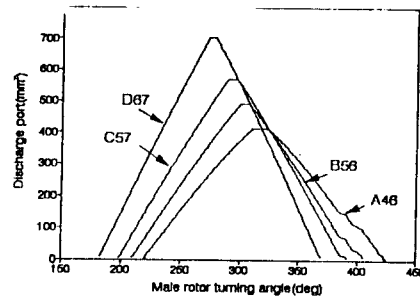


Fig. 17 치형과 토출 흡연적

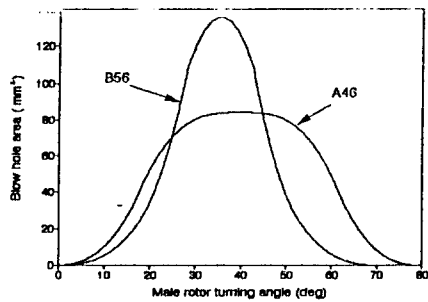


Fig. 14 치수와 누설삼각형

Table.1 Sample rotor

Type	Z_n	Z_r	ϕ_n	b/h
A46	4	6	300	0.946
B56	5	6	300	0.946
C57	5	7	300	0.946
D67	6	7	300	0.946
BB56	5	6	300	0.935
BC56	5	6	300	0.912

Table.2 Component of seal line

Section	Name
P1 - P2	Leading blow hole
P2 - P3	Trailing interlobe sealing line
P3 - P4	Trailing blow hole
P4 - P5	Trailing lobe tip sealing line
P5 - P6	Blow hole on expansion side
P6 - P7	Leading interlobe sealing line
P7 - P1	Leading lobe tip sealing line
P6' - p7'	Lobe end sealing line