

스크류 공기 압축기의 성능해석

박 동 규* · 이 관 수†

(2000년 11월 3일 접수, 2001년 11월 26일 심사완료)

Performance Analysis of Screw Air Compressor

Dongkyu Park and Kwan-Soo Lee

Key Words: Screw Air Compressor(스크류 공기 압축기), Male Rotor(숫로터), Female Rotor(암로터), Rotor Profile(로터 치형), Volumetric Efficiency(체적 효율), Adiabatic Efficiency(단열 효율), Volume Curve(체적 곡선)

Abstract

This study aims at the optimal design of the screw rotor and its performance analysis. The optimal design of the screw rotor's shape has been performed theoretically. Also, the performance analysis technique of an oil-injected screw air compressor is developed. The effect of internal leakage, heat exchange between air and oil, and flow resistance at suction and discharge ports are included in the performance analysis. Some numerical examples of the volumetric efficiency and adiabatic efficiency for sample rotors are demonstrated for various lobe combination, rotor wrap angles and L/D ratios.

기호설명

A : 통로 면적, m^2	m : 질량 유량, kg/s
b : 누설통로의 틈새, m	N : 숫로터 회전속도, rpm
C : 비열, $J/kg \cdot K$	P : 압력, kN/m^2
c : 유량 계수	Q : 열전달량, J
C_{wr} : 오버랩 상수	q : 유량, m^3/s
D : 숫로터 지름, m	R : 가스 정수, $J/kg \cdot K$
h : 대류 열전달 계수, $W/m^2 \cdot K$	r : 압력비
k : 비열비	S : 열전달 면적, m^2
L : 로터 길이, 접촉선 길이, m	T : 온도, K
일, J	t : 시간, s
M : 질량, kg	u : 속도, m/s
	V : 체적, m^3

그리스문자

* 회원, 자동차부품연구원 신뢰성평가팀
 † 책임저자, 회원, 한양대학교 기계공학부
 E-mail : ksleehy@hanyang.ac.kr
 TEL : (02)2290-0426 FAX : (02)2295-9021

β : 오일을 함유한 공기의 겉보기 비열비
 η : 효율
 μ : 점성계수, $kg/m \cdot s$

- ξ_s : 흡입저항계수
- ρ : 밀도, kg/m^3
- ϕ : 회전각, 권선각, deg

하첨자

- a* : 실제
- ad* : 단열
- d* : 토출
- g* : 공기
- i* : 입구, 지시
- l* : 오일
- m* : 평균
- o* : 출구
- p* : 정압
- s* : 흡입
- seal* : 접촉선
- th* : 이론
- tip* : 로터 끝부분
- v* : 체적, 정적

유사한 치형들이 사용되고 있다.

스크류 압축기의 압축실은 3차원의 복잡한 형상으로 이루어져 있고, 내부 누설 통로도 매우 복잡하다. 이 때문에 압축기의 효율을 해석적으로 구하기 곤란하여, 압축기의 성능해석법으로 컴퓨터 시뮬레이션이 매우 유용하다.

스크류 압축기에 대한 연구로는 스크류 로터의 치형 개발에 대한 연구^(1,2)와 성능해석에 대한 연구⁽³⁻⁷⁾ 등이 많이 진행되고 있으나, 최신의 고효율 로터에 대하여 로브(lobe)의 수를 변화시키면서 다양한 치형에 대한 비교는 거의 없는 실정이다. 최근 국내에서도 스크류 로터에 대한 연구^(8,9)가 수행되고 있으나, 선창성 만으로 이루어진 최신의 고효율 로터에 대한 연구는 전무한 실정이다. 따라서 본 연구에서는 선창성 만으로 이루어진 여러 가지 로브 조합의 스크류 로터 치형에 대한 이론해석을 수행하고, 권선각(wrap angle), 길이비 (L/D) 등을 변화시켜 성능을 비교·검토함으로써 효율 향상을 도모하고자 한다. 또한 이론 해석치를 시험 데이터와 비교, 분석함으로써 설정된 모델링의 유효성도 검증한다.

1. 서론

스크류 압축기는 원통형 밀폐용기 내에 암, 수 로터가 서로 반대방향으로 맞물려 회전하면서, 로터와 하우징(housing) 사이에 생기는 공간의 용적이 로터의 회전에 의해서 유체를 흡입, 압축, 배출하는 회전형 압축기이다. 이 압축기는 왕복동 압축기에 비해 소음 및 진동이 적고, 소형·경량이라는 이점을 갖고 있다.

스크류 압축기는 1934년 스웨덴의 Lysholm에 의해 발명되어 스웨덴의 SRM(Svenska Rotor Maskiner)사에 의하여 꾸준히 발전되어 왔으며, 1950년대 후반부터 공업용으로 실용화되기 시작하였다. 스크류 로터는 1960년대 중반까지는 대칭형 치형이 사용되다가, 1967년에 SRM-A 치형이, 1974년에 SRM-C 치형이 개발되어 비대칭 치형의 시대가 개막되었다. 그러나 이 시기의 치형은 점창성(point generation)을 포함하고 있어서 효율 및 내구성 면에서 좋지 않았다. 1983년에 개발된 SRM-D 치형은 선창성(line generation) 만으로 형성되어 있어 효율 및 내구성 면에서 이전의 치형보다 훨씬 우수하며, 현재에도 이 치형과

2. 로터치형의 이론해석

2.1 로터치형의 접촉점 및 에볼류트

로터 치형들은 여러 종류의 함수들을 포함하고 있다. 그들의 대부분은 원호, 곡선, 그리고 그들의 창성 함수(generating function)들이다. 여기에서 로터 치형에 적용되어질 수 있는 접촉점 및 에볼류트(evolute)를 유도한다.

일반적으로 곡선군 $f(x, y, \phi) = 0$ 의 창성 함수는 다음 식의 해로 표시된다.

$$f(x, y, \phi) = 0$$

$$\frac{\partial}{\partial \phi} f(x, y, \phi) = 0 \tag{1}$$

Fig. 1에서 로터 B는 로터 A의 주위로 회전한다. $x-y$ 좌표는 로터 A에 고정되어 있고, $u-v$ 좌표는 로터 B에 고정되어 있다. 로터 B가 로터 A의 주위로 ϕ 만큼 회전했을 때 로터 B는 $x-y$ 평면에 $\theta (= \frac{R_A + R_B}{R_B} \phi)$ 만큼 회전한다.

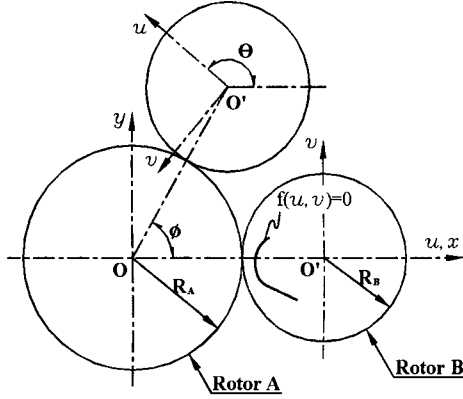


Fig. 1 Screw rotor's coordinate system

그러므로 $x-y$, $u-v$ 좌표의 변환 방정식은 다음과 같다.

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

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

식 (2)를 사용하여 식 (1)을 나타내면 다음과 같다.

$$f(u, v) = 0$$

$$\begin{bmatrix} -\frac{\partial f}{\partial v} & \frac{\partial f}{\partial u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u + R_B \cos(\frac{R_A}{R_B} \phi) \\ v - R_B \sin(\frac{R_A}{R_B} \phi) \end{bmatrix} = 0 \quad (3)$$

a , b , c 는 다음과 같이 정의한다.

$$a = \left(-\frac{\partial f}{\partial v}, \frac{\partial f}{\partial u} \right)$$

$$b = (u, v) \quad (4)$$

$$c = \left(-R_B \cos\left(\frac{R_A}{R_B} \phi\right), R_B \sin\left(\frac{R_A}{R_B} \phi\right) \right)$$

식 (4)를 식 (3)의 두 번째 식에 고려하면

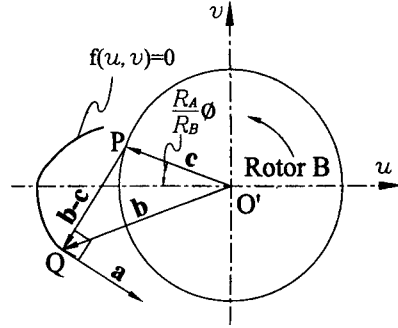
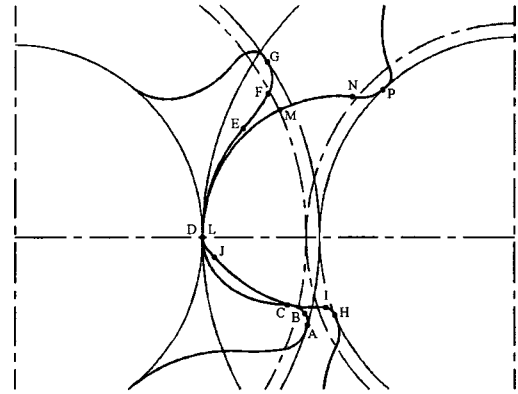


Fig. 2 Relationship between vectors



Male rotor	Female rotor
A-B : Circular arc	H-I : Generated by A-B
B-C : Circular arc	I-J : Generated by B-C
C-D : Generated by J-L	J-L : 3rd order function
D-E : Circular arc	L-M : Generated by D-E
E-F : Circular arc	M-N : Generated by E-F
F-G : Circular arc	N-P : Generated by F-G

Fig. 3 Rotor profile

$$a \cdot (b - c) = 0 \quad (5)$$

이므로 a 가 $(b - c)$ 에 수직한다.

Fig. 2는 벡터 a, b, c 사이의 관계의 예를 보여준다. 그림에서 a 는 Q 점에서 함수 f 의 접선 벡터이며 \overline{PQ} 는 $(b - c)$ 와 같다. Q 점은 식

(5)를 만족시키며 로터 B가 $\frac{R_A}{R_B} \phi$ 회전하였을

때, 로터 A와 B의 로터 B상의 접촉점이 된다. 이러한 관계로부터 접촉점의 궤적과 임의의 함수의 창성 곡선은 복잡한 계산을 하지 않고 결정할 수 있다. 이같은 방법을 이용하여 개발한 선창성만으로 이루어진 고효율 스크류 로터 치형⁽¹⁰⁾을 Fig. 3에 나타내었다.

2.2 기본 치형

앞 절에서 개발한 스크류 로터 치형을 오일 분사식 공기 압축기 치형으로 주로 사용되는 4+6조, 5+6조, 5+7조 치형에 적용하였으며, 이 조합을 Fig. 4에 도시하였다. 비교를 위하여 로터 간 거리와 로터 길이를 같게 하였다.

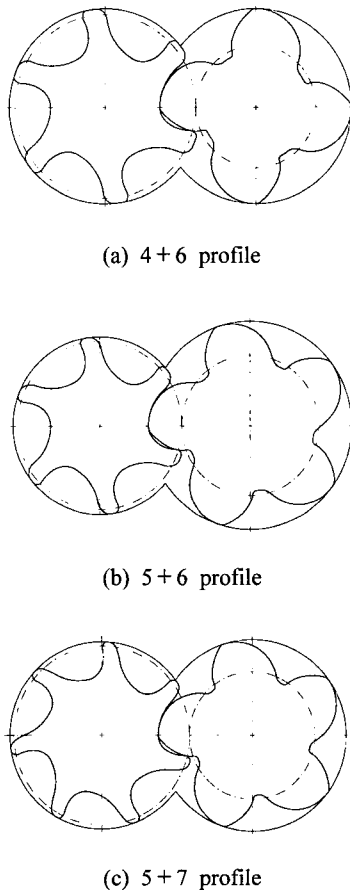


Fig. 4 Rotor geometry

3. 스크류 공기 압축기의 성능해석

3.1 로터의 기하학적 해석

성능해석을 위하여 앞에서 선정한 로터 쌍에 대하여 권선각과 길이비의 변화에 따른 체적 곡선(volume curve), 누설 삼각형(blow hole), 접촉선(sealing line), 흡입단, 토출단, 토출 면적 등의 기하학적 해석⁽¹¹⁾을 수행하였다.

Fig. 5에 축방향 토출면적의 변화를 도시하였다. 5+6조가 4+6조와 5+7조에 비해 축방향 토출면적이 컸다.

3.2 오일분사식 스크류 공기압축기의 성능해석

스크류 압축기의 압축실은 3차원의 복잡한 형상으로 이루어져 있고, 내부 누설통로도 매우 복잡하여 압축기의 효율을 해석적으로 구하기 곤란하다. 따라서 압축기의 성능해석법으로 컴퓨터 시뮬레이션이 매우 유용하며 이를 위하여 주어진 조건에 대하여 적절한 가정이 필요하다. 오일분사식 스크류 공기 압축기 작동영역내의 상태변화를 설명하는 열역학적 방정식을 유도하기 위해서 다음과 같은 가정이 도입되었다.

- (1) 공기는 이상 기체이다.
- (2) 오일은 비압축성이다.
- (3) 공기와 오일의 상변화는 없다.
- (4) 공기와 오일의 온도와 압력은 임의의 순간에 작동영역 안에서 균일하다.
- (5) 공기와 오일의 열교환은 대류 열전달로 고려한다.

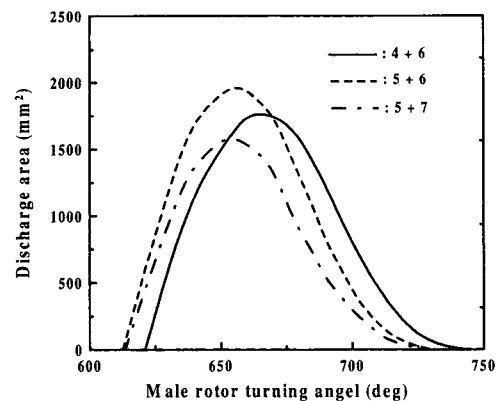


Fig. 5 Axial discharge area variation

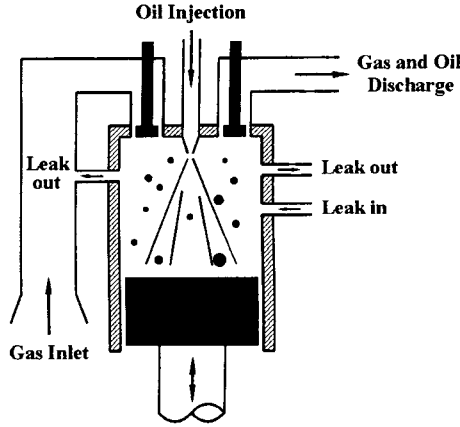


Fig. 6 Working space model

3.2.1 압축과정

스크류 로터의 압축형태는 용적형이므로 작동 영역은 Fig. 6과 같이 피스톤과 실린더로 구성된 형태로 모델링 할 수 있다. 로터의 회전에 의한 밀폐체적의 변화와 내부손실에 의한 질량의 변화는 작동영역내의 온도, 압력 및 내부에너지를 변화시킨다. 앞의 가정을 이용하여 온도와 압력의 관계식을 정리하면 다음과 같다.⁽⁵⁾

$$\begin{aligned} \frac{dT_g}{dt} = & -\frac{(k-1)T_g}{V_g} \left(\frac{dV}{dt} - \frac{P_i}{P} q_{l,i} + q_{l,o} \right) \\ & + \frac{1}{M_g} (kT_{g,i} - T_g) m_{g,i} - \frac{k-1}{M_g} T_g m_{g,o} \\ & - \frac{h S}{C_v M_g} (T_g - T_l) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \frac{dP}{dt} = & k \frac{T_{g,i}}{T_g} \frac{P}{M_g} m_{g,i} - k \frac{P}{M_g} m_{g,o} \\ & + \frac{1}{V_g} \left(-kP \left(\frac{dV}{dt} + q_{l,o} \right) + (kP_i - P_i + P) q_{l,i} \right) \\ & - \frac{P h S}{M_g C_v} \left(1 - \frac{T_l}{T_g} \right) \end{aligned} \quad (7)$$

$$\frac{dT_l}{dt} = (T_{l,i} - T_l) \frac{m_{l,i}}{M_l} + \frac{h S}{M_l C_l} (T_g - T_l) \quad (8)$$

3.2.2 토출과정

토출 과정은 압축과정에서 공기가 일정 압력에 도달한 후 설계된 토출단(outlet port)을 통해 압축

공기를 배출하는 과정이다. 이 과정은 압축과정에서 적용된 식들을 적용함으로써 상태량을 구할 수 있다. 압축과정과 다른 것은 공기와 오일의 누설통로에 토출단의 출구면적을 더해야 한다는 점이다. 토출시 토출단을 통과하는 공기 및 오일은 압축실에서 토출실로의 한 방향의 흐름이 아니라 양단의 압력조건에 따라서 토출실에서 압축실로 역류될 수 있다. 이에 따라 토출실 내의 상태도 시스템의 한 요소로서 고려하는 것이 필요하다.

3.2.3 흡입과정

흡입과정 중에는 일반적으로 온도와 압력의 변화가 적으므로 다음과 같은 가정을 하여 계산의 단순화를 꾀한다.

(1) 공기와 오일의 흡입속도는 일정하다.

(2) 공기의 압력과 온도는 일정하고, 오일의 온도도 일정하다.

(3) 공기와 오일의 열전달 속도는 일정하다.

공기와 오일의 열전달은 대류에 의해서만 발생한다고 생각할 때 열전달량은 식 (9)와 같고, 연속방정식과 열역학 제1법칙을 적용하면 흡입단을 가로지르는 압력강하는 식(10)과 같다.

$$Q_s = h_s S_s t_s (T_{gs} - T_k) \quad (9)$$

$$\Delta P = \frac{\xi_s \rho_m u_s^2}{2} \quad (10)$$

3.2.4 누설손실

압축과정이 진행됨에 따라 여러 누설경로를 따라 오일 및 공기의 누설이 발생하고 이 누설량은 성능에 큰 영향을 미친다. 누설량을 구하기 위해 누설통로에 따라 다음의 두 가지 경우로 나누어 고려한다.

(1) 누설 삼각형과 로터간 접촉선을 통한 누설
누설 삼각형과 로터간 접촉선(meshing sealing line)을 통과하는 흐름은 공기와 오일의 불균일 유체이나 해석과정의 모델링을 위하여 다음과 같은 가정 하에 균질 이상유체의 노즐을 통과하는 등엔트로피 유동으로 고려한다.

1) 공기와 오일은 열적 평형상태에 있다.

2) 공기와 오일의 속도는 느리다.

3) 공기와 오일 사이의 속도 차이는 없다.

누설량은 양단의 압력비에 따라 다음 식으로부터 구한다.

$$m = cA \sqrt{\frac{P_1}{T_1}} \sqrt{\frac{2\beta}{R_m(\beta-1)} [r^{2/\beta} - r^{(\beta+1)/\beta}] r > (\frac{2}{\beta+1})^{\beta/(\beta-1)}} \quad (11)$$

$$m = cA \sqrt{\frac{P_1}{T_1}} \sqrt{\frac{2\beta}{R_m(\beta-1)} [r^{2/\beta} - r^{(\beta+1)/\beta}] r > (\frac{2}{\beta+1})^{\beta/(\beta-1)}} \quad (11)$$

여기서 유량계수 c 는 실험값⁽³⁾을 사용하였으며, 균질 이상유체의 공기상수 및 비열비는 다음의 수정식을 사용하여 구하였다.

$$R_m = \frac{M_g}{M_g + M_i} R \quad (12)$$

$$\beta = \frac{C_p M_g + C_i M_i}{C_v M_g + C_i M_i} \quad (13)$$

(2) 로터와 하우징 사이를 통한 누설

로터가 회전함에 따라 하우징 보어(housing bore)면과 로터의 선단(lobe tip) 사이에는 오일만의 단상유동이 벽면을 따라 일어난다고 가정한다. 이것은 오일이 공기보다 밀도가 500배 이상 크므로 상대적으로 큰 원심력을 받기 때문이다. 누설량을 구하기 위해서 좁은 통로를 통과하는 비압축 점성유동 관계식을 사용한다.

$$m = \left(\frac{u_{tip} b \rho}{2} - \frac{b^3}{12\mu} \frac{dP}{dx} \right) L_{seal} \quad (14)$$

3.2.5 효율

온도와 압력의 관계식으로부터 체적효율과 단열효율을 구할 수 있다.

체적효율은 다음 식으로 정의되며 흡입 공기량의 토출 정도를 나타낸다.

$$\eta_v = \frac{V_{g,a}}{V_{th}} = \frac{M_{g,a}}{M_{th}} \quad (15)$$

단열효율은 다음 식으로 정의된다

$$\eta_{ad} = \frac{L_{th}}{L_i} \quad (16)$$

여기서

$$L_{th} = \frac{k}{k-1} P_s V_{g,a} \left(\left(\frac{P_d}{P_s} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)$$

3.3 수치 해석

기하학적 해석에서 구한 로터의 회전각에 대한 체적 곡선, 토출면적의 변화 등을 이용하여 스크류 로터내의 압력변화와 효율 등을 구하고자 한다.

3.3.1 계산조건

성능해석을 수행하기 위해 사용된 계산조건은 다음과 같다.

- (1) 모든 접촉부위에서의 평균 틈새는 0.05 mm 이다.
- (2) 고유 압력비는 8이다
- (3) 작동유체는 공기이다
- (4) 흡입공기의 온도는 20℃ 이다.
- (5) 흡입공기의 압력은 1기압이다
- (6) 분사되는 오일의 온도는 40℃ 이다
- (7) 오일의 분사량은 130 ℓ /min 이다
- (8) 사용된 오일은 밀도가 875 kg/m³ 이고, 비열은 1.96 kJ/kg·K 이다.

3.3.2 압축과정의 프로그래밍

미분방정식 (6), (7) (8)은 수식의 비선형성과 복잡성으로 인하여 수학적 엄밀해는 구하지 못하고 컴퓨터를 사용한 수치적 해석만이 가능하다. 이 미분방정식의 해를 구하기 위해 6계 Runge-Fehlberg 법을 이용하였다. 흡입과정 중에서 흡입 저항계수의 값은 흡입단(inlet port)의 크기가 흡입 저항계수를 작게 하는데 알맞은 크기로 설계되었다고 가정하여 1로 고려한다. 한편 공기와 오일의 열교환은 실제 열교환이 일어나는 면적을 구하기가 매우 어려우므로 다음과 같은 경험식을 사용하였다.⁽⁶⁾

$$h_s S_s = 4.18 \times 10^4 V_{th} \quad (17)$$

$$h S = 2.09 \times 10^5 V_{th} \quad (18)$$

압축과정과 토출과정에 사용된 식 (6)과 (7)에서 체적변화량 $\frac{dV}{dt}$ 는 기하학적 해석에서 구한 체적곡선을 구간별로 선형 근사화시켜서 구한다. 토출과정에서의 토출면적은 토출구의 면적곡선으로부터 구하고 토출실의 압력은 일정하다고 가정한다.

4. 결과 및 고찰

4.1 시험 데이터

성능해석의 타당성을 검증하기 위하여 Table 1의 4+6조와 크기와 권선각이 같은 공기 압축기의 시험 데이터⁽¹²⁾를 활용하였다. 이 데이터는 노즐을 사용하여 공기유량을 측정⁽¹³⁾하고, 그 때의 온도, 압력, 회전수 및 축동력 등을 측정하여 공기 압축기의 효율을 계산⁽¹⁴⁾하여 구하였다. 시험조건은 수치해석의 계산조건과 동일하다.

4.2 로브 조합의 영향

이 절에서는 4+6조, 5+6조, 5+7조의 로터 간의 성능을 로터간의 거리, 로터 길이, 권선각, 길이비 등을 일정하게 하여 비교하였다. 서로 다른 로브 조합(Lobe combination)간의 비교는 각 로

브 조합의 치형이 최적 치형이 아닐 수 있기 때문에 비교 결과가 서로 다르게 나올 수도 있다. 본 연구에서 선정한 각각의 로터의 형상을 Fig. 4와 Table 1에 나타내었다.

숫로터의 회전각에 따른 압력의 변화를 Fig 7에 나타내었다. 5+6조와 5+7조는 압력의 변화가 거의 같았으며, 4+6조가 토출단의 열림 지연으로 인한 손실이 약간 컸다. Fig. 8에 숫로터 회전속도에 대한 체적효율을 도시하였다. 5+6조의 체적효율이 가장 좋고, 4+6조와 5+7조의 체적효율은 비슷하였다. 5+6조의 체적효율이 가장 좋은 것은 Table 1에서 보듯이 로터간 접촉선(meshing sealing line)의 길이와 누설 삼각형(blow hole)이 작기 때문이다.

Table 1 Geometric parameter for lobe combination

Lobe combination	4 + 6	5 + 6	5 + 7
Male outer dia. [mm]	168.23	178.20	165.00
Female outer dia. [mm]	168.23	151.80	161.04
Center distance [mm]	132.00	132.00	132.00
Rotor length [mm]	281.00	281.00	281.00
Wrap angle [deg]	300.00	300.00	300.00
Displacement. [ℓ /rev]	3.87	3.62	3.22
Overlap constant C_{wr}	0.971	0.985	0.980
Blow hole area [mm ²]	11.6	8.8	12.1
Max. length of meshing sealing line [mm]	238	206	225
Inlet port closing angle	278.4	288.0	289.0
Outlet port opening angle	38.9	46.5	47.4
Max. area of outlet port	19.5	24.5	21.5

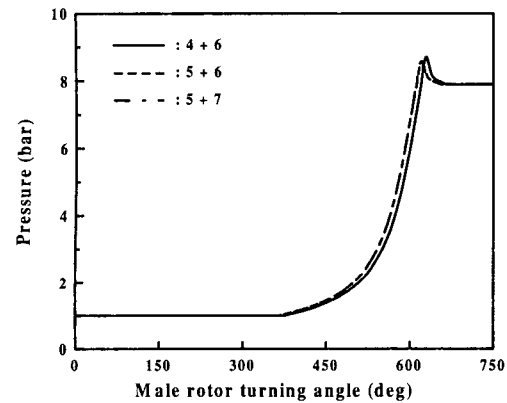


Fig. 7 Pressure variation

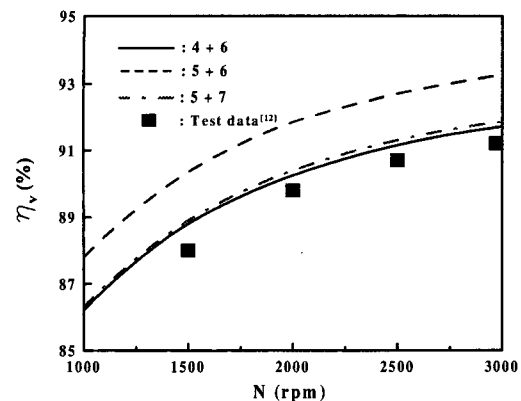


Fig. 8 Effect of lobe combination on volumetric efficiency

Fig. 9에 회전속도에 대한 단열효율을 나타내었다. 단열효율은 체적효율에 비례하고 소요일량에 반비례하는데, 저속에서는 체적효율의 증가가 소요일량의 증가보다 커서 회전속도가 증가할수록 단열효율이 증가하였으나, 일정속도 이상에서는 체적효율의 증가가 적어지고 압력상승으로 인하여 소요일량의 증가가 커져 회전속도가 증가할수록 단열효율이 감소하였다. 단열효율도 5+6조가 가장 좋았는데 이는 체적효율도 좋고, 토출단의 면적이 커서 토출단에서의 손실이 적기 때문이다. 같은 크기의 4+6조의 시험 데이터⁽¹²⁾와 비교한 결과 체적효율과 단열효율 모두 전반적으로 잘 일치한다. 따라서 본 연구의 모델링이 타당하다고 볼 수 있다.

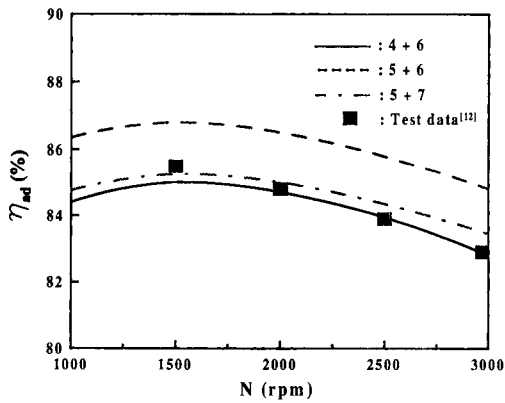


Fig. 9 Effect of lobe combination on adiabatic efficiency

Fig. 10과 Fig. 11에 압력비에 대한 체적효율과 단열효율을 각각 도시하였다. 이 때 회전속도는 2,000 rpm으로, 고유 압력비는 8로 일정하게 하였다. 앞의 결과와 마찬가지로 5+6조가 체적효율과 단열효율 모두 가장 좋았다.

4.3 권선각의 영향

5+6조에 대하여 로터 지름, 길이비, 압축비 등을 일정하게 유지하면서 권선각의 변화에 따른 성능을 비교하였다.

Fig. 12에 회전속도에 대한 체적효율을 도시하였다. 체적효율은 권선각의 변화에 거의 영향을 받지 않았다. 이는 Table 2에서 보듯이 권선각이 증가할수록 로터간 접촉선과 누설 삼각형이 작아

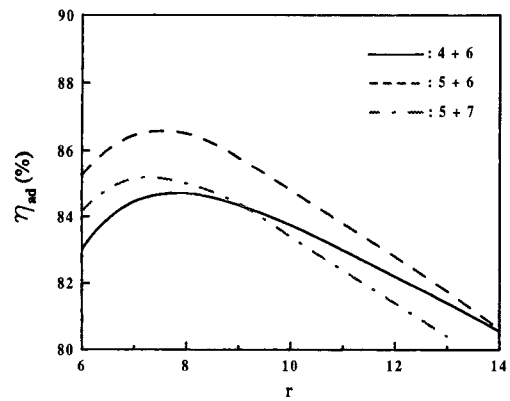


Fig. 11 Effect of lobe combination on adiabatic efficiency

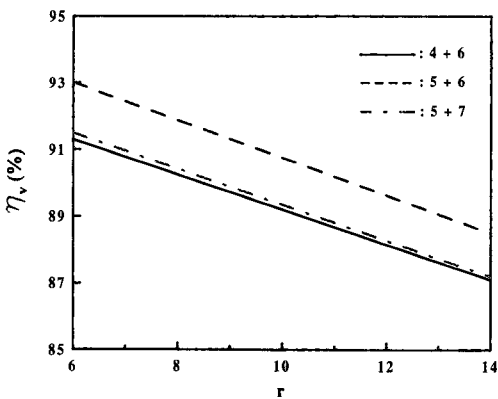


Fig. 10 Effect of lobe combination on volumetric efficiency

Table 2 Geometric parameter for wrap angle

Male wrap angle(degree)	250	300	350
Displacement. [ℓ /rev]	3.72	3.62	3.41
Overlap constant C _{wr}	0.998	0.985	0.928
Blow hole area [mm ²]	9.6	8.8	8.0
Max. length of meshing sealing line [mm]	223	206	194
Inlet port closing angle	262.6	288.0	313.6
Outlet port opening angle	35.0	46.5	54.3
Max area of outlet port	18.0	24.5	25.9

저 누설을 감소시키는 반면에, 오버랩 상수 (C_{ov})가 감소하고 사이클 시간이 증가하여 누설을 증가시켜 서로 상쇄되기 때문이다. Fig. 13에 회전 속도에 대한 단열효율을 나타내었다. 단열효율은 권선각이 증가할수록 증가하였는데 이는 권선각이 증가할수록 토출단의 면적이 커져 토출단에서의 손실이 적어지기 때문이다.

4.4 길이비의 영향

5+6조에 대하여 토출량과 권선각, 압축비 등을 일정하게 유지하면서 길이비의 변화에 따른 성능을 비교하였다.

Table 3을 살펴보면 토출단 면적을 제외하고는 길이비의 변화에 따른 기하학적 변화는 매우 적

었다. 따라서 길이비의 변화에 따른 성능의 변화는 크지 않았다. Fig. 14에 길이비에 대한 체적효율을 도시하였다. 길이비가 증가할수록 체적효율이 증가하였는데 이는 틈새를 일정하게 가정하여서 나온 결과이다. 그러나 실제의 경우에는 길이비가 증가하면 로터의 처짐을 고려하여 틈새를 크게 하므로 실제의 경우에는 이와는 약간 다른 결과가 나올 것으로 사료된다. 길이비에 대한 단열효율을 Fig 15에 나타내었다. 단열효율은 저속 영역에서는 길이비가 증가할수록 증가하고, 고속 영역에서는 길이비가 증가할수록 감소한다. 이는 토출단에서의 손실의 영향이 체적효율의 영향에 비하여 저속영역에서는 적고 고속영역에서는 크기 때문이다.

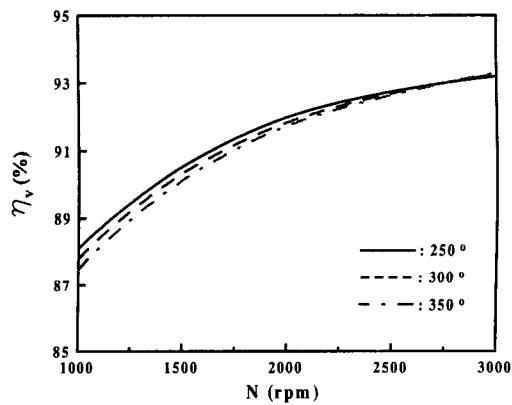


Fig. 12 Effect of wrap angle on volumetric efficiency

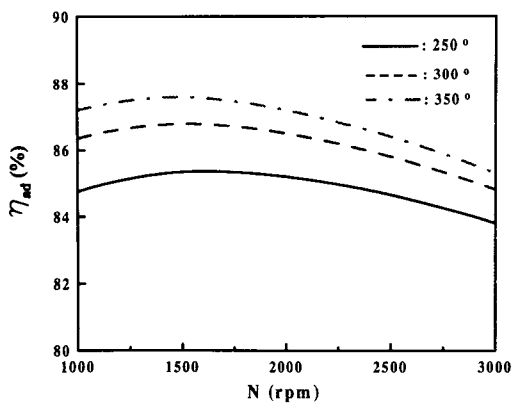


Fig. 13 Effect of wrap angle on adiabatic efficiency

Table 3 Geometric parameter for L/D ratio

L/D	1.3	1.6	1.9
Male outer dia. [mm]	190.1	178.2	167.6
Blow hole area [mm ²]	9.0	8.8	8.6
Max. length of meshing sealing line [mm]	203	206	210
Outlet port opening angle	46.5	46.5	46.5
Max area of outlet port	28.0	24.5	21.9

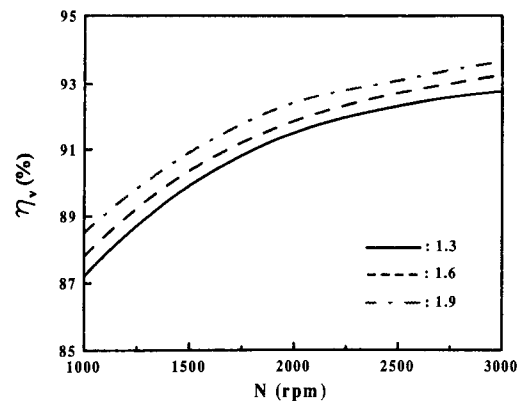


Fig. 14 Effect of L/D ratio on volumetric efficiency

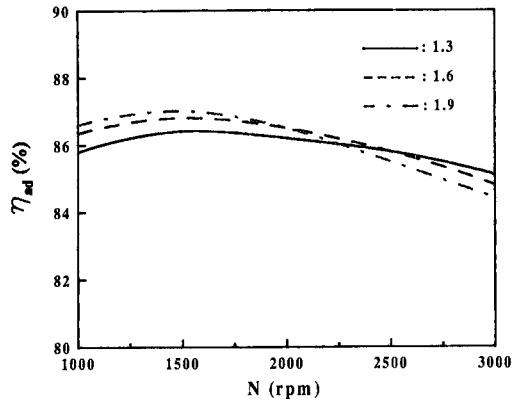


Fig. 15 Effect of L/D ratio on adiabatic efficiency

5. 결론

스크류 공기 압축기에 사용되는 고효율의 로터를 개발하기 위하여 선창성 만으로 구성된 4+6조, 5+6조, 5+7조의 치형을 개발하였으며, 개발된 치형의 권선각, 길이비 등을 변화시키면서 성능을 비교·검토한 결과 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- (1) 5+6조 치형이 4+6조, 5+7조에 비해 체적 효율 및 단열효율이 우수하다.
- (2) 권선각이 클수록 단열효율이 우수하다.
- (3) 저속영역에서는 길이비가 클수록, 고속영역에서는 길이비가 작을수록 단열효율이 우수하다

참고문헌

- (1) Yoshimura, S., 1989, "Characteristic of Rotor Profile for Screw Compressor and Development Program," *R&D Kobe Steel Eng. Reports*, Vol. 39, No. 4, pp. 105~108.
- (2) Matsui, A., Shigekawa, K., Naraki, K. and Miyoshi, K., 1983, "New Rotor Profile for Screw Compressor," *R&D Kobe Steel Eng. Reports*, Vol. 33, No. 2, pp. 85~88.

- (3) Fujiwara, M., 1995, "Performance Analysis of an Oil-injected Screw Compressor and its Applications," *Int. J. Refrig.*, Vol. 18, No. 4, pp. 220~227.
- (4) Fujiwara, M., Kasuya, K., Matsunaga, T. and Watanabe, M., 1984, "Computer Modeling for Performance Analysis of Rotary Screw Compressor," *Proceeding of Inter. Comp. Eng. Conference at Purdue*, pp 536~543.
- (5) Fujiwara, M., Kasuya, K., Matsunaga, T. and Watanabe, M., 1985, "Analysis of Screw Compressor Performance (2nd Report, Simulation Program)," *Trans. JSME. B*, Vol. 51, No. 466, pp. 1816~1824.
- (6) Fujiwara, M., Kasuya, K., Matsunaga, T. and Watanabe, M., 1985, "Analysis of Screw Compressor Performance (3rd Report, Calculation of Performance of Several Sample Rotors)," *Trans. JSME. B*, Vol. 51, No. 472, pp. 3954~3961.
- (7) Sangfors, B., 1984, "Computer Simulation of the Oil Injected Twin Screw Compressors," *Proceeding of Inter. Comp. Eng. Conference at Purdue*, pp. 528~535.
- (8) 최상훈, 김동현, 1996, "스크류 로터 치형의 성능해석에 관한 연구," 한국정밀공학회지, 제13권, 제1호, pp. 69~77.
- (9) 최상훈, 1997, "비대칭형 스크류 로터용 플라이 커터의 치형설계에 대한 연구," 대한기계학회 논문집(A), 제21권, 제1호, pp. 45~52.
- (10) 박동규, 김현철, 강우, 2001, "자동차용 스크류형 슈퍼차저 로터의 치형," 특허 제 0313638호.
- (11) 박동규, 이관수, 오박균, 2000, "스크류 슈퍼차저의 설계 및 성능해석," 한국자동차공학회 논문집, 제8권, 제2호, pp. 72~80.
- (12) "경원기계 스크류 공기압축기 시험 데이터,"
- (13) KS A 0612, "조임기구에 의한 유량측정방법."
- (14) KS B 6351, "용적형 압축기의 시험 및 검사 방법."