

R-134a를 사용한 자동차용 스크롤 압축기의 스크롤 형상변화가 성능에 미치는 영향

이건호* · 김학수** · 조금남*** · 유정열****
(1998년 6월 1일 접수)

Effect of Geometric Parameters on the Performance of an Automotive Scroll Compressor Using R-134a

Geonho Lee, Haksoo Kim, Keumnam Cho and Jungyul Yoo

Key Words: Scroll Compressor (스크롤 압축기), PMP Scroll(PMP 스크롤), Performance Analysis (성능해석), Automotive Air Conditioner (자동차 에어컨), Design Parameter(설계변수)

Abstract

The present study investigated the effects of geometric parameters considered on the performance of an automotive scroll compressor by assuming ideal, semi-real and real gases for R-134a. The geometric parameters were center thickness of scroll, height of scroll and the size of discharge port. Fourth-order Runge-Kutta method was applied to solve the thermodynamic equations, leaking rate equation and the equation of motion of discharge valve for ideal, semi-real, and real gases. The volumetric and adiabatic efficiencies for semi-real and real gases differed little, but those for ideal gas differed by 18% and 25% compared with those for real gas at 2,000rpm. The volumetric efficiency changed little as the design angle of scroll (γ) changed, but the adiabatic efficiency at γ of 34° was higher by 2.4% than that of 147° for 2,000rpm. The volumetric and adiabatic efficiencies at scroll height of 29.8mm were higher by 1.7% and 2.8% than those of 65.8mm. The volumetric efficiency changed little as the size of discharge port changed, but the adiabatic efficiency increased a little as the size of discharge port decreased.

기호설명

A : 면적 (m^2)
a : 기초원 반경 (m)
 A_{d1} : 스크롤간의 연결통로 면적 (m^2)
 A_{d2} : 토출구 면적 (m^2)
 A_e : 유효흡 면적 (m^2)
 A_s : 흡입구 면적 (m^2)
 C_d : 유량계수
 C_p : 정압비열 (kJ/kg · K)
 C_v : 정적비열 (kJ/kg · K)
dE : 에너지 변화율 (kJ/h)
dU : 내부에너지 변화율 (kJ/h)
G : 질량 (kg)

H : 비엔탈피 (kJ/kg)
h : 스크롤 높이 (m)
k : 비열비
 L_{seal} : 반경방향누설 통로길이 (m)
 m_v : 토출밸브 질량 (kg)
P : 가스 압력 (kPa)
R : 가스 기체상수 (kJ/kg · K)
 r_1 : 바깥쪽 인벌류트곡선과 만나는 원호의 반경 (m)
 r_2 : 안쪽 인벌류트곡선과 만나는 원호의 반경 (m)
S : 토출밸브의 개폐속도 (m/sec)
T : 가스 온도 (K)
t : 스크롤 두께 (m), 시간 (sec)
V : 체적 (m^3)
v : 가스의 흐름속도 (m/sec), 가스의 비체적 (m^3/kg)
y : 토출밸브의 변위 (m)

* 회원, 두원공과대학 열냉동과
** 회원, 성균관대학교 대학원
*** 회원, 성균관대학교 기계공학과
**** 회원, 서울대학교 기계공학과

- α : 인벌류트 시작각 (radian)
- β : 안쪽과 바깥쪽의 인벌류트 곡선의 시작점이 이루는 각도 (radian)
- γ : 스크롤내 두 원호의 중심이 이루는 각도 (radian)
- ρ : 밀도 (kg/m^3)
- δQ : 열량 변화율 (kJ/h)
- δW : 일 변화율 (kJ/h)
- ε : 선회반경 (m)
- ζ : 감쇠계수
- η : 효율 (%)
- θ : 인벌류트 각도 (radian)
- ψ : 선회스크롤의 선회각도 (radian)
- ψ_{end} : 선회스크롤의 최종 선회각 (radian)
- ω_1 : 토출밸브의 1차 고유진동수 (Hz)

하첨자

- ad : 단열
- d : 토출, 하류측
- e : 끝지점
- end : 접하는 끝지점
- i : 유입
- o : 유출
- s : 흡입, 접하는 시작점
- u : 상류측
- v : 토출밸브

1. 서 론

자동차 에어컨용 압축기는 동력원이 자동차 엔진이므로 압축기 회전수는 엔진 회전수에 의해 결정되며, 자동차 운행시 압축기 운전은 매우 불규칙하므로 회전수 변화에 따른 고효율 고성능 압축기가 필요하다. 현재 자동차 에어컨용에 주로 사용되는 사판식 압축기는 왕복동 압축기의 일종으로 간극체적 및 흡입밸브와 토출밸브를 가지고 있으며, 이는 고속운전시 체적효율을 급격히 감소시키는 요인이 된다. 반면에 스크롤 압축기는 그 구조상의 특징으로 인하여 간극체적 및 흡입밸브가 없어 고속운전에도 체적효율이 사판식 압축기보다 우수하다. 또한 회전수 변화에 따른 용량제어 특성이 뛰어나고 시동 토크가 적다는 장점으로 인해 차세대 자동차 에어컨용 압축기로 각광을 받고 있다.

가정용 에어컨에 사용되는 스크롤 압축기는 국내에서도 많은 연구^(1,2,3)가 진행되고 있으며, 적은 양이지만 일부 제조업체에서는 생산 및 판매를 행하고 있다. 그러나 자동차용 에어컨 스크롤 압축기는 가정용 에어컨 스크롤 압축기와는 달리 모터 대신에 엔진벨트에 의하여 구동됨으로 인해 Fig. 1에서 보여지는 바와 같이 스크롤이 세워져 있는 개방형 압축기이다. 또한, 냉매는 R-134a로서 증발압력과 응축압력의 압력비가 5 내지 6으로 압축기의 설계체적비에 의한 압력비보다 크기 때문에 압축실과 토출실 사이에는 토출밸브가 설치되어 있다. 이러한 토출밸브는 스크롤 중앙부에 밀폐공간을 형성하게되며, 이 밀폐공간내의 압축된 냉매는 토출실로 나가지 못하고 압축실로 역류되어 재팽창 됨으로써 압축기의 체적효율을 저하시키는 요인이 된다. 따라서 자동차용 에어컨 스크롤 압축기는 이러한 밀폐공간을 최소화하기 위하여 선회끝각까지 고정스크롤과 선회스크롤이 만나게 되는 PMP(Perfect Meshing Profile)스크롤 형상으로 설계되어져 있다.

스크롤 형상설계에 관한 연구로는 1991년 Hirano et al.⁽⁴⁾이 스크롤 중심부가 두꺼운 PMP 스크롤 형상을 설계하여 토출과정 끝에서 발생하는 잔류체적을 최소화하였다. 1992년 Zhenquan et al.⁽⁵⁾은 PMP 스크롤형상을 설계하기 위한 새로운 설계식을 제안하였으며, 1994년 Hirano et al.⁽⁶⁾은 고정스크롤과 선회스크롤의 두께를 독립적으로 변화시킬 수 있는 δ -PMP 스크롤 형상을 개발하여 새로운 냉매에 적용하였다. 1995년 Itoh et al.⁽⁷⁾은 스크롤 중심부의 치형 일부를 절단하여 압축실로 역류되는 압력맥동을 조절함으로써 압축기의 소음을 감소시켰다. 1996년 Kohsokabe et al.⁽⁸⁾은 인벌류트 곡선 대신에 아르키메데스 곡선(Algebraic spiral)을 사용한 스크롤 형상을 설계하여 용량이 적은 스크롤 압축기에 적용한 바 있다. 또한, 자동차 에어컨용 스크롤 압축기에 대한 성능해석 연구로는 1998년 이건호⁽⁹⁾가 스크롤압축기의 성능을 수치해석 하여 스크롤 압축기의 용량변화가 자동차 에어컨 성능에 미치는 영향 등을 분석하였고 1998년 김학수⁽¹⁰⁾는 스크롤 압축기의 운전변수 및 스크롤 형상 등이 압축기 성능에 미치는 영향 등을 수치해석으로 분석하였다.

본 연구는 자동차 에어컨용 스크롤 압축기의 스크롤 형상설계 및 기하학적 해석을 수행하고,

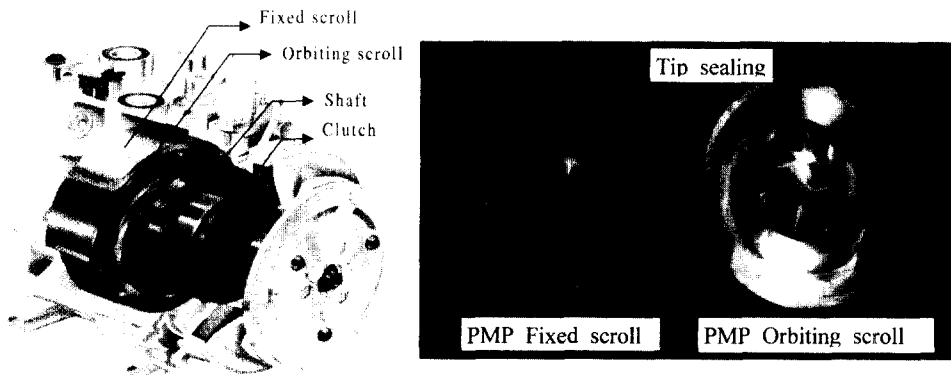


Fig. 1 Cut view of scroll compressor for automobiles air conditioning system.

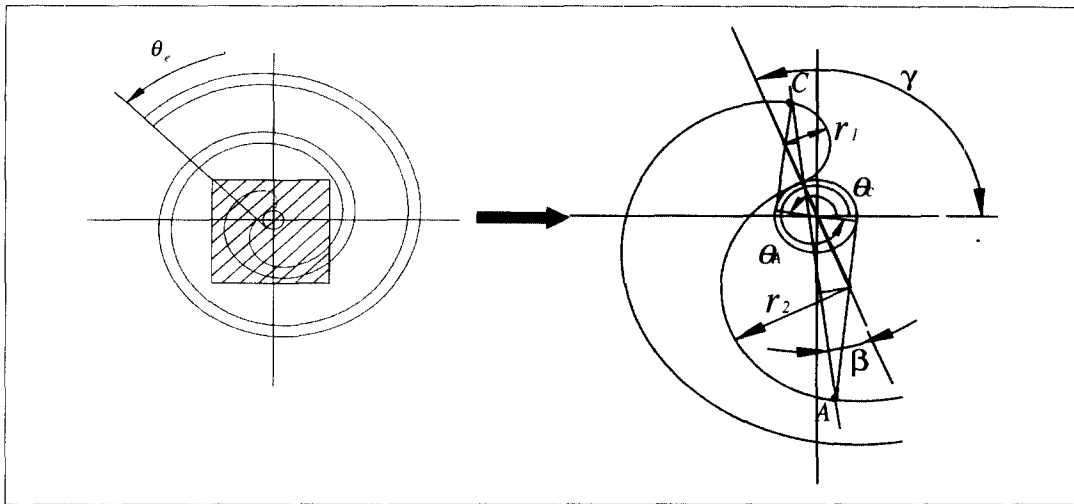


Fig. 2 PMP(Perfect Meshing Profile) shape at the scroll center.

보다 정확한 열역학적 성능해석을 위하여 냉매 R-134a를 이상기체로 가정한 경우와 실제기체 관계식을 적용한 경우에 대해 각각 비교 분석 하였으며, 수치해석의 수렴시간을 줄이기 위하여 냉매에 대해 준실제기체 관계식을 제안하였다. 또한, 스크롤 형상 설계변수인 스크롤 형상설계 각도, 스크롤 높이 및 토출구 형상 변화 등이 스크롤 압축기의 성능에 미치는 영향 등을 분석하였다.

2. 스크롤 압축기의 성능해석

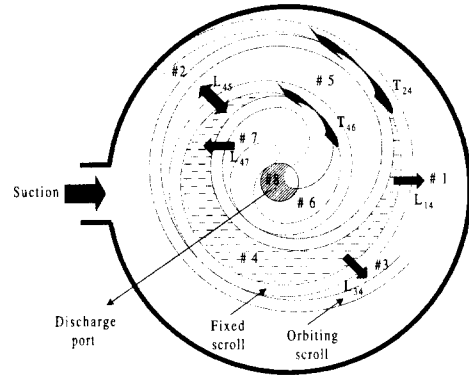
2.1. 스크롤의 형상설계 및 기하학적 해석

자동차 에어컨용 스크롤 압축기는 스크롤의 중심부가 두꺼운 PMP스크롤 형상을 가진다. 본 연구에서는 PMP스크롤 형상 설계를 Zhenquan et al.⁽⁵⁾이 제시한 아래의 관계식을 사용하여 구했으며, 설계된 스크롤 형상은 Fig. 2에서 보여주고 있다.

$$\pi + \gamma - \left(\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} \right) = \cot \beta + 2\beta \quad (1)$$

여기에서 α_1 과 α_2 는 각각 스크롤의 바깥쪽 인벌류트 곡선 시작각과 안쪽 인벌류트 곡선 시작각을 의미한다. PMP스크롤은 α_1 , α_2 및 스크롤 형상설계각도(γ)가 정해지면, Fig. 2에서 보여주는 β 값이 식(1)에서 구하여진다.

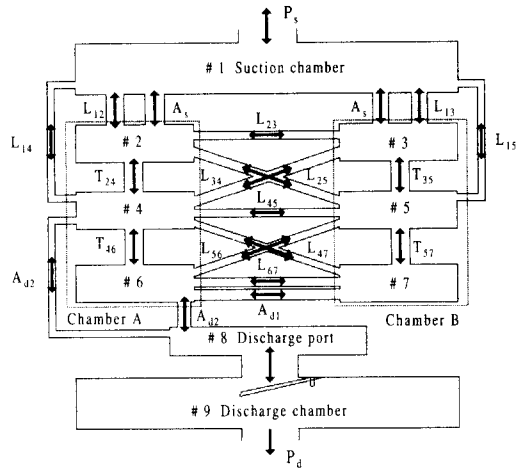
스크롤 압축기는 용적형 압축기이므로 성능해석을 행하기 위하여 우선 선회스크롤의 선회각 변화에 따른 밀폐체적, 흡입구 면적 및 토출구 면적변화를 구하여야 한다. 자동차 에어컨용 스크롤 압축기는 스크롤의 중앙부근이 인벌류트곡선이 아님으로 인하여 압축과정 및 토출과정에서의 밀폐체적을 구하는데 다소 복잡하다. 선회각 변화에 따른 스크롤의 기하학적 해석 과정은 부록에 나타내었다.



(a) Compressor chambers

2.2. 성능해석 모델링

자동차 에어컨용 스크롤 압축기의 성능해석을 위한 모델링은 Fig. 3에서 보여지는 바와 같이 1개의 흡입실과 7개의 압축실, 1개의 토출실 등 9개의 밀폐공간으로 나누어지며, 각 밀폐공간들은 선회스크롤의 선회각 변화에 따라 서로 합쳐지거나 분리되는 등 복잡한 형태를 보인다. 본 연구에서는 밀폐공간 #1이 밀폐공간 #2 또는 밀폐공간 #3과 선회각 290° 부근에서 분리되는 것으로 가정하였고, 밀폐공간 #6과 밀폐공간 #8은 선회각이 800° 에서, 밀폐공간 #6과 밀폐공간 #7은 선회각이 860° 에서 합쳐지는 것으로 가정하였다. 또한, 본 연구에서는 밀폐공간 #2, #4, #6을 지나면서 흡입, 압축, 토출을 행하는 밀폐공간을 밀폐실 A, 밀폐공간 #3, #5, #7을 지나면서 흡입, 압축, 토출을 행하는 밀폐공간을 밀폐실 B라고 명명하였다. 각 밀폐공간간의 누설흐름은 접선방향 누설과 반경방향 누설로 나누어지며, Fig. 3(a)는 밀폐공간 #4에서 발생되는 누설흐름을 보여주고 있다. 접선방향 누설을 야기시키는 통로면적은 반경방향틈새에 스크롤 높이를 곱한 값이고, 반경방향 누설을 야기시키는 통로면적은 축방향틈새에 누설통로 길이를 곱한 값이다. 이때 누설통로 길이는 Fig. 3(a)에서 보여지는 바와 같이 밀폐공간과 인접한 다른 밀폐공간과의 접해있는 길이로서 밀폐공간 #4는 밀폐공간 #1, #3, #5, #7에 대해 각각 L_{14} , L_{34} , L_{45} 및 L_{47} 의 누설통로길이를 가진다. 이러한 누설통로길이는 아래와 같이 관계식으로 구해진다.



(b) Modeling

Fig. 3 Analytical modeling for scroll compressor.

$$L_{seal} = \int_{\theta_s}^{\theta_{end}} a \cdot \left\{ \theta - \left(\frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} \right) \right\} d\theta \quad (2)$$

$$= \frac{1}{2} \left[a \cdot \left\{ \theta^2 - (\alpha_1 + \alpha_2) \cdot \theta \right\} \right]_{\theta_s}^{\theta_{end}}$$

여기에서 θ_s , θ_{end} 는 각각 누설통로 길이의 인벌류트 시작각과 끝각으로 선회각 변화에 따라 Table 1에서 보여주는 바와 같다.

2.3 성능해석을 위한 기본방정식

스크롤 압축기의 성능을 해석하기 위한 기본방정식은 질량보존법칙을 만족하는 질량평형방정식과 에너지보존법칙을 만족하는 에너지평형방정식 및 기체상태 방정식 등으로 다음과 같다.

Table 1 Calculated radial leakage length.

Path	$0 < \phi < \pi$	$\pi < \phi < \theta_r - \theta_s - 2\pi$	$\theta_r - \theta_s - 2\pi < \phi < \phi_{21}$	$\phi_{21} < \phi < 2\pi$
L ₁₃ L ₁₁	No leakage			$\theta_{rad} = \theta_r$ $\theta_s = \theta_r - \pi$
L ₁₄ L ₁₅	$\theta_{rad} = \theta_r - \phi$ $\theta_s = \theta_r - \pi$	No leakage		
L ₁₂	No leakage			$2 \times \begin{cases} \theta_{rad} = \theta_r - \pi \\ \theta_s = \theta_r - \phi \end{cases}$
L ₁₃ L ₁₄	$\theta_{rad} = \theta_r - \pi$ $\theta_s = \theta_r - \pi - \phi$	$\theta_{rad} = \theta_r - \phi$ $\theta_s = \theta_r - \pi - \phi$		
L ₁₅	$2 \times \begin{cases} \theta_{rad} = \theta_r - \phi - \pi \\ \theta_s = \theta_r - \phi - 2\pi \end{cases}$	$2 \times \begin{cases} \theta_{rad} = \theta_r - \phi - \pi \\ \theta_s = \theta_r - (\phi + 2\pi) + f''(\phi + 2\pi) \end{cases}$		
L ₁₇ L ₁₈	$\theta_{rad} = \theta_r - \phi - 2\pi$ $\theta_s = \theta_r - \phi - 3\pi$	$\theta_{rad} = \theta_r - (\phi + 2\pi) + f''(\phi + 2\pi)$ $\theta_s = \theta_r - (\phi + 3\pi) + g'''(\phi + 3\pi)$		
L ₁₉	If, $0 \leq \phi < \phi_{rad} - 6\pi$			No leakage
L ₂₀	$2 \times \begin{cases} \theta_{rad} = \theta_r - 3\pi - \phi \\ \theta_s = \theta_r - (\phi + 4\pi) + f''(\phi + 4\pi) \end{cases}$			

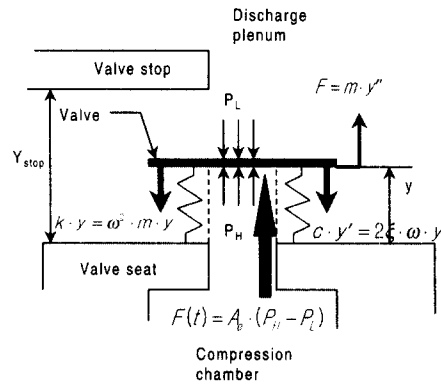


Fig. 4 The analytical modeling of discharge valve

사용냉매를 이상기체로 가정 할 경우, 식(3), 식(4), 식(5)는 각각 아래와 같은 질량변화율, 온도 변화율 및 이상기체 상태방정식으로 구하여진다.

$$\dot{G} = \sum \dot{G}_{in} - \sum \dot{G}_{out} \quad (3)$$

$$\delta Q = dU + \delta W - [dE_f - dE_b] \quad (4)$$

$$P = f(T, \rho) \quad (5)$$

자동차 에어컨용 스크롤 압축기는 압력비가 5에서 6으로 패키지 에어컨용 보다 압력비가 크고, 동일마력에 비해 1회전당 흡입용량이 크기 때문에 압력실과 토출실 사이에는 토출밸브가 설치되어 있다. 따라서 토출밸브와 접해있는 압축실 및 토출실의 질량변화율은 토출밸브의 거동에 의해 결정되어진다. 본 연구에서 사용한 토출밸브는 리드밸브로서 Fig. 4처럼 1자유도의 스프링-질량계로 가정하여 아래와 같은 밸브거동방정식을 얻었다.

$$y'' + 2 \xi \omega_1 y' + \omega_1^2 y = \frac{A_e \cdot \Delta P(\phi)}{m_v} \quad (6)$$

여기에서 $\Delta P(\phi)$ 는 선회각 변화에 따른 토출밸브 전후의 압력차를 의미하며, 밸브의 고유진동수 및 감쇠계수는 실험에서 구하였다. 식(6)의 해를 구하기 위하여 다음과 같이 2개의 일차상미분 방정식으로 바꾸었다.

$$y' = S \quad (7)$$

$$S' = \frac{A_e \cdot \Delta P(\phi)}{m_v} - 2 \xi \omega_1 S - \omega_1^2 y \quad (8)$$

$$\frac{dG}{dt} = C_d \cdot A \cdot P_u \sqrt{\frac{2 \cdot k}{(k-1) \cdot R \cdot T_u}} \cdot \sqrt{\left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_d}{P_u}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad (9)$$

$$\frac{dT}{dt} = T \cdot \left[\frac{1-k}{V} \cdot \frac{dV}{dt} + \frac{1-k}{G} \sum \frac{dG_o}{dt} + \frac{k \cdot \sum T_i \frac{dG_i}{dt}}{G \cdot T} - \sum \frac{dG_i}{G} \right] \quad (10)$$

$$P = \rho \cdot R \cdot T \quad (11)$$

여기에서 식(9)는 각 검사체적간의 누설흐름을 1차원 단순노즐유동으로 간주하여 구한 것으로 $(P_d/P_u) \leq (2/(k+1))^{\frac{k}{k-1}}$ 이면, $(P_d/P_u) = (2/(k+1))^{\frac{k}{k-1}}$ 이다. 이때 C_d 는 유량계수로서 유동흐름 단면적의 모양이나 흐름통로 전후의 압력차에 따라 다르지만, 본 연구에서는 스크롤간의 틈새가 일정하고 운전조건이 고정되어 있으므로 스크롤 형상의 변화에 따른 유량계수의 차이는 거의 없을 것으로 사료된다. 따라서 본 연구에서는 해석상의 편의를 위하여 유량계수를 1.0으로 간주하였다. 여기에서 k 와 R 은 각각 기체의 비열비와 기체상수로서 $k=1.18$, $R=90.31 \text{ J/(kg K)}$ 를 사용하였다. 또한, 식(10)은 밀폐공간 외부로의 열전달 및 오일의 영향을 무시한 결과이다.

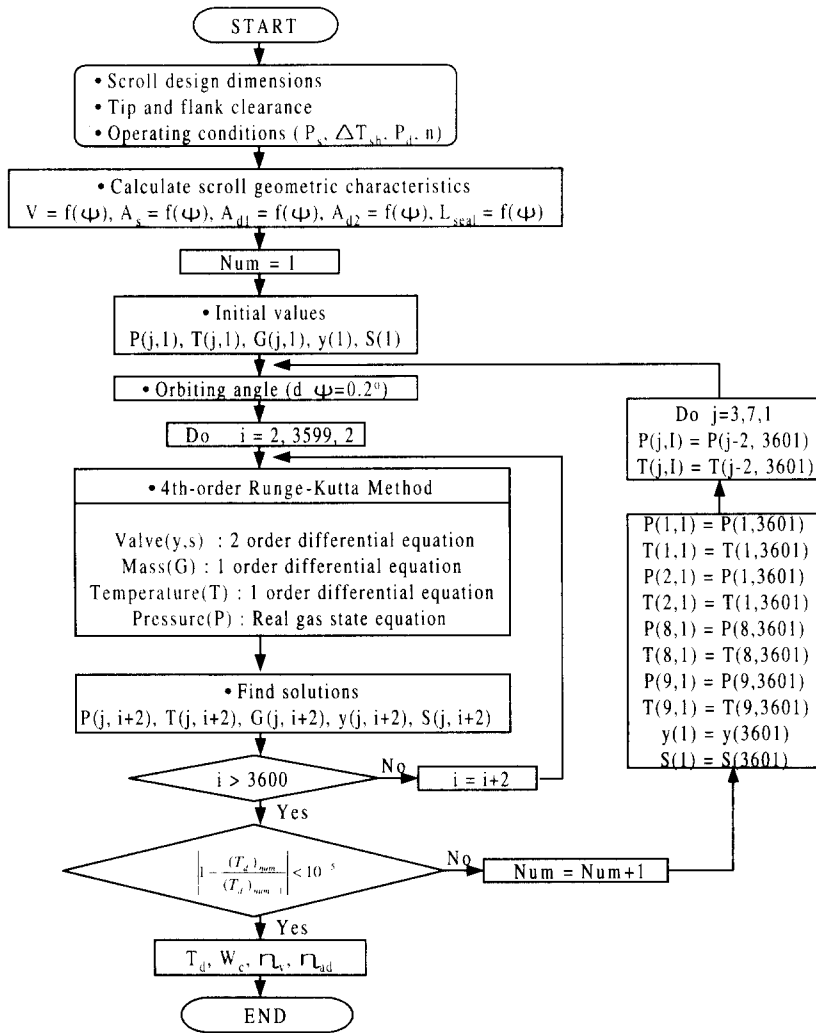


Fig. 5 The flow chart for scroll compressor performance analysis.

사용냉매를 실제기체 관련식에 적용 할 경우, 식(3), 식(4), 식(5)은 각각 아래와 같은 질량변화율, 온도변화율 및 실제기체상태방정식으로 구하여진다.

$$\frac{dG}{dt} = c_d \cdot \rho_s \cdot A \cdot \sqrt{2(H_u - H_s)} \quad (12)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{Q - W_f + \sum (H_u - H_s) \dot{G} \left(\frac{\partial v}{\partial T} - v \frac{\partial G}{\partial T} \right) \left(\left(\frac{\partial h}{\partial v} \right) - \left(\frac{\partial P}{\partial v} \right) \cdot v \right)}{G \left\{ \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right) - \left(\frac{\partial P}{\partial T} \right) \cdot v \right\}} \quad (13)$$

$$P_R = \sum_{i=2}^9 \left(a_{i,1} + \frac{a_{i,2}}{T_R} + \frac{a_{i,3}}{T_R^2} + \frac{a_{i,4}}{T_R^3} + \frac{a_{i,5}}{T_R^5} \right) \cdot \rho^i \quad (14)$$

식(12)에서 H_u 는 상류측 기체엔탈피이고, H_s 는 단열과정으로 가정한 경우의 하류측 기체엔탈피로서 상류측 엔트로피와 하류측 기체압력에 의하여 구해진다. 식(13)의 Q 와 W_f 는 각각 검사체적을 넘나드는 단위시간당 열량변화율과 스크롤간의 마찰열 변화율을 의미하며, 본 연구에서는 전

체 에너지변화율에 대한 열량변화율 및 마찰열 변화율은 미소하므로 무시하였다. 식(14)는 일본 냉동학회에서 발간한 "대체후레온 종류의 물성치"로서 발표된 R134a의 상태식이며, a 는 계수이고, 하첨자 R 은 임계값과의 비를 의미한다.

2.4 수치해석적 방법

질량평형방정식, 에너지평형방정식과 토출밸브 거동방정식의 해를 구하기 위해 각 검사체적에서 얻은 4개의 일차 상미분방정식들은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\dot{G} = f_1(\phi, G, V, P, T, y) \quad (15)$$

$$\dot{T} = f_2(\phi, G, V, P, T, y) \quad (16)$$

$$\dot{Y} = f_3(\phi, S) \quad (17)$$

$$\dot{S} = f_4(\phi, G, P, T, y) \quad (18)$$

검사체적 7개에 대하여 22개의 일차 상미분방정식들을 연립하여 해를 구하기 위해 4계 Runge-Kutta Method를 사용하였으며, 이때 증분값은 0.2° 로 하였다. Fig. 5는 스크롤 압축기의 성능해석을 위한 프로그램의 흐름도를 나타내어 주고 있다. 이때 수렴조건은 아래와 같이 토출실내의 온도를 비교하였다.

$$\left| 1 - \frac{(T_d)_n}{(T_d)_{n-1}} \right| \leq 10^{-5} \quad (19)$$

여기서, $(T_d)_{n-1}$ 는 이전 사이클에서의 토출온도 평균값이다.

3. 성능해석 결과 및 고찰

본 연구에서는 자동차 에어컨용으로 상용화되고 있는 150cc급 스크롤 압축기를 선정하여 성능해석을 수행하였다. 스크롤 압축기의 사양 및 운전조건은 Table 2에서 보여지고 있으며, 스크롤 치수 등은 측정에 의한 값이고, 밸브의 고유진동수는 실험에서 구한 값이다. 또한, 본 연구에서는

스크롤 압축기의 운전조건 중에서 흡입압력은 294.3 kPa, 흡입온도는 11°C , 토출압력은 1471.3 kPa으로 고정하였고, 다만 압축기 회전수를 변화시켰다. Fig. 6은 선회각 변화에 따른 각 밀폐공간 사이에 발생하는 누설길이를 구한 결과이고, Fig. 7은 선회각 변화에 따른 밀폐체적 변화, 흡입구 면적변화 및 토출구 면적변화를 보여주고 있다.

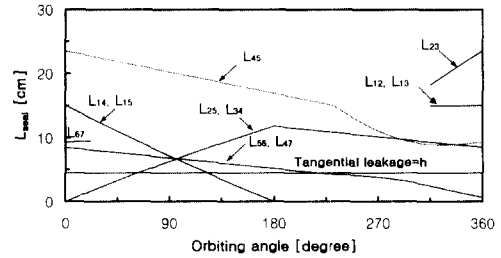


Fig. 6 Sealing line length.

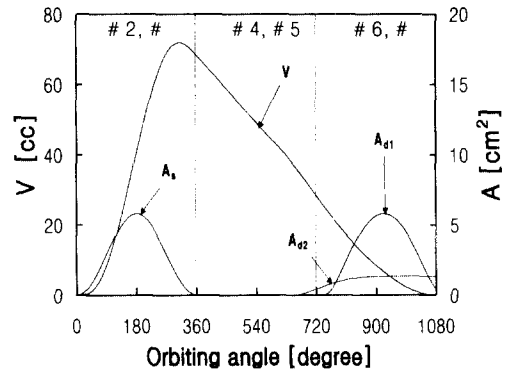


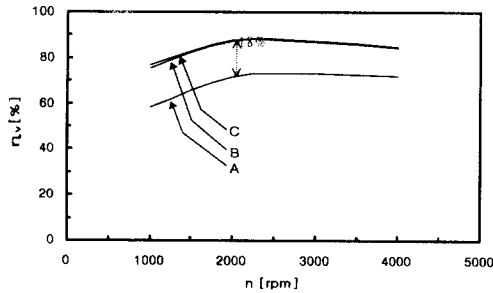
Fig. 7 Variation of closed volume, suction and discharge port areas.

3.1 이상기체 관련방정식과 실제기체 관련 방정식의 해석결과 비교

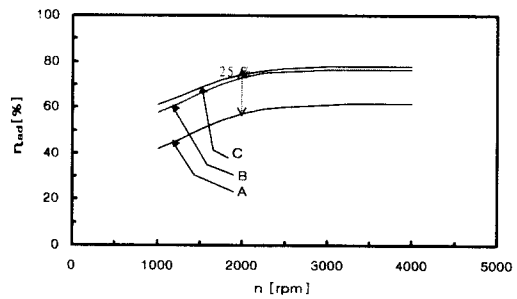
Fig. 8(a)는 압축기 회전수 변화에 따른 체적효율 변화를 보여주고 있으며, 실제기체 관련식을 적용한 경우의 체적효율이 이상기체로 가정한 경우 보다 약 18% 높게 나타남을 알 수 있다. Fig. 8(b)는 압축기 회전수 변화에 따른 단열효율 변화를 보여주고 있으며, 실제기체 관련식을 적용한 경우의 단열효율이 이상기체로 가정한 경우 보다

Table 2 Specifications and operating conditions of scroll compressor.

	Parameter	Value	Parameter	Value
Scroll design parameter	Displacement	150 cc/rev	Scroll height	44.5 mm
	Scroll thickness	4.0 mm	Basic circle radius	3.4 mm
	Involute maximum angle	945 °	Orbiting radius	6.5 mm
	$\alpha_1 = 68.4^\circ, \alpha_2 = 0^\circ,$		$\theta_A = 354.4^\circ, \theta_C = 354.4^\circ$	
$\gamma = 112.4^\circ, \beta = 14^\circ,$		$r_1 = 3.9 \text{ mm}, r_2 = 10.4 \text{ mm}$		
Scroll compressor design parameter	Suction plenum	340 cc	Discharge plenum	150 cc
	Suction port area	1.8 cm ²	Discharge port area	0.8 cm ²
	Discharge port periphery	41 mm	Discharge port volume	2.6 cc
Discharge valve	Natural frequency	218.7 Hz	Damping coefficient	0.02
	Stop height	3.1 mm	Mass	0.5 g
	Thickness	0.4 mm		
Operating conditions	Refrigerant	R-134a	Suction pressure	294.3 kpa
	Discharge pressure	1471.3 kpa	Superheat	10 °C
	Compressor speed	2000 rpm	Suction temperature	11 °C
	Radial clearance	15 μ m	Axial clearance	10 μ m



(a) Volumetric efficiency



(b) Adiabatic efficiency

Fig. 8 Effect of equations of state on the efficiencies (A: ideal, B: semi-real, C: real).

약 25% 높음을 알 수 있다. 따라서 냉매 R-134a 인 자동차 에어컨용 스크롤 압축기를 성능해석 할 경우, 냉매를 이상기체로 가정하는 것은 타당치 못하다. 그러나 앞서 서술한 실제기체 관련방정식을 적용하여 성능해석을 행할 경우 하나의 운전조건에 대하여 수렴횟수가 약30회로 120MHz 586컴퓨터에서 약5시간 소요되었다. 본 연구에서는 수렴시간을 단축시키면서 성능해석

결과는 실제기체 관련식을 적용한 경우와 같아지도록 앞서 서술한 방정식들 중에서 질량변화율은 식(9)을, 온도변화율은 식(10)을, 그리고 기체상태 방정식은 식(14)를 적용하였으며, 이를 Type B로 나타내었고 준실제기체(semi-real gas) 관련식이라 명명하였다. 준실제기체 관련식을 적용 할 경우 수렴시간은 하나의 운전조건에서 약 5분 정도 소요되었다. Fig. 8에서 준실제기체 관련식을 적

용한 경우와 실제기체 관련식을 적용한 경우를 비교하여 보면, 압축기 회전수가 2000 rpm일때 체적효율은 약 0.5%, 단열효율은 약 1.3%의 오차로 거의 같음을 알 수 있다. 그러나 Fig. 9에서 보는바와 같이 압축기 토출가스 온도는 오차가 약 8.7%로 다소 차이를 나타내고 있다. 이는 식 (10)의 온도변화율이 실제기체 관련식인 식(13)보다 다소 크기 때문으로 사료된다. 에어컨용 압축기에서 토출가스 온도는 에어컨 시스템의 성능해석 시 중요한 요인이 되므로 준실제기체 상태관련식을 적용할 경우 토출가스 온도에 대한 보완이 필요하다. 따라서 본 연구에서는 압축기 소요동력은 압축기 흡입가스 엔탈피와 토출가스 엔탈피와의 차이에 실제 냉매토출량을 곱한 값과 일치하여야 함으로 이 관계식을 사용하여 아래와 같이 압축기 토출가스 온도를 수정하였다.

$$H_d = H_s - \frac{W_c}{G} \quad (20)$$

$$T_d = f(P_d, H_d) \quad (21)$$

Fig. 9는 보완된 토출가스 온도와 실제기체 관련식에서 구한 토출가스 온도를 보여주고 있으며, 압축기 회전수 2000 rpm일때 토출가스 온도의 차이는 약 1.5%미만으로 잘 일치하고 있음을 알 수 있다.

3.2 스크롤 형상설계각도 변화에 따른 영향

PMP스크롤 형상설계 각도 γ 를 이용하여 Fig.

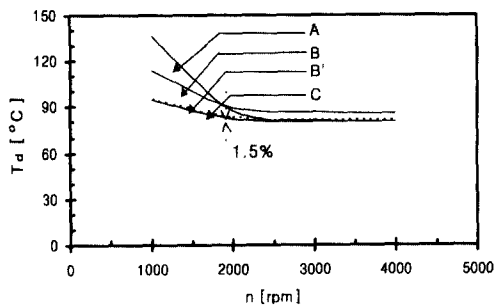


Fig.9 Effect of equations of state on the discharge temperatures. (A:ideal, B:semi-real, B': modified semi-real, C:real)

10과 같이 34°, 73°, 112.4°, 147°로 변화시키면서 각각에 대해 성능을 해석하였다. Fig. 11은 형상설계 각도와 압축기 회전수 변화에 따른 체적효율과 단열효율 변화를 보여주고 있다. 체적효율은 압축기 회전수가 증가할수록 처음에는 증가하는 경향을 보이다가 회전수 2000 rpm 이상부터는 거의 일정한 경향을 보인다. 이는 저속에서는 1회전당 누설시간이 고속보다 상대적으로 크기 때문에 누설량이 증가되기 때문으로 사료된다. 또한, Fig. 10에서 보여주는 바와 같이 스크롤 형상설계 각도가 커질수록 두께는 두꺼워지며, 선회끝각은 짧아져 스크롤 중심부에서 반경방향 누설길이가 줄어든다. Fig. 11에서 보여주는 바와 같이 스크롤 형상설계 각도가 커질수록 체적효율은 전회전수 영역에 대해 거의 변화가 없으며, 단열효율은 고속 회전수 영역에서 다소 증가하는 경향을 보이고 있다.

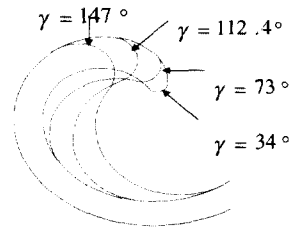


Fig. 10 Center of PMP scroll wrap for various γ .

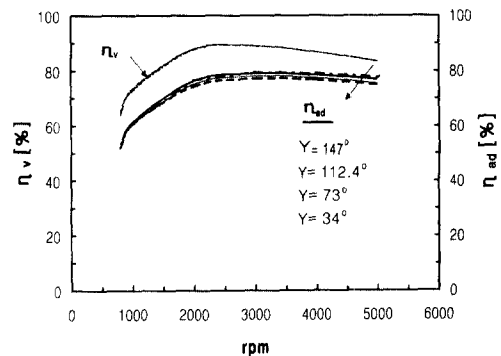


Fig. 11 Effect of wrap center thickness on the efficiencies. (The arrows indicates decreasing γ for $\gamma = 147^\circ, 112.4^\circ, 73^\circ, 34^\circ$)

3.3 스크롤 높이 변화에 따른 영향

본 연구는 동일용량을 가지는 스크롤 압축기에서 스크롤의 높이 변화가 성능에 미치는 영향을 분석하기 위하여 스크롤 높이를 29.8 mm, 44.5 mm, 55.5 mm, 65.8 mm로 변화시켰다. Fig. 12는 스크롤 높이 변화에 따른 스크롤 형상변화를 나타내고 있다. 스크롤 높이가 커질수록 스크롤의 인벌루트 끝각은 적어지며, 동일 압력비에 대하여 선회각 변화에 따른 체적변화율은 커지게 된다. Fig. 13은 스크롤 높이와 회전수 변화에 따른 체적효율과 단열효율 변화를 보여주고 있다. 그림에서 보여지는 바와 같이 스크롤 높이가 커질수록 체적효율은 전체 회전수 영역에서 감소하는 경향을 보여주고 있다. 스크롤 높이가 커질수록 접선방향 누설경로 단면적은 커지게 되며, 반면에 반경방향 누설경로 단면적은 적어지게 된다. 또한, 스크롤 높이가 커질수록 체적변화율은 커져서 인접한 압축실 사이의 압력차가 커지게 된다. 따라서 스크롤 높이가 커질수록 체적효율이 저하되는 이유는 반경방향 누설경로 단면적의 감소보다는 접선방향 누설경로 단면적의 증가 및 압력차의 증가가 누설량에 더욱 큰 영향을 미치기 때문으로 사료된다.

또한, 스크롤 높이가 커질수록 단열효율은 전 회전수 영역에서 감소하는 경향을 보이는데 이는 선회각에 따른 압력변화가 급격히 일어남으로 압축기 소요동력이 증가되기 때문으로 사료된다.

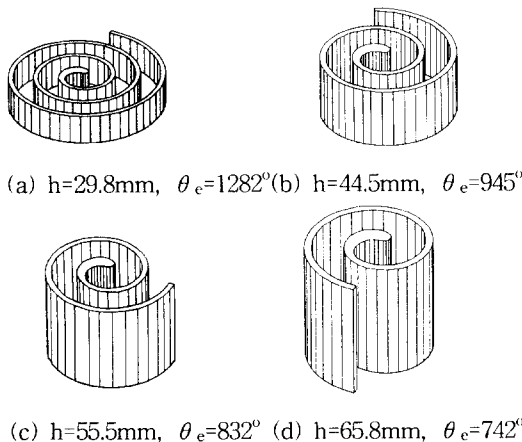


Fig. 12 Three dimensional view of scroll wrap according to the height change.

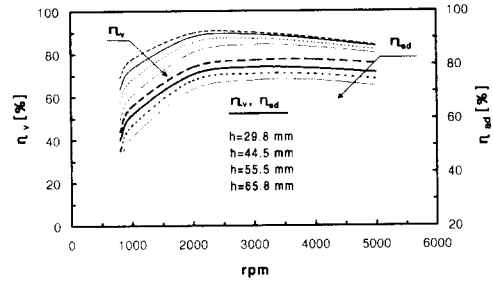
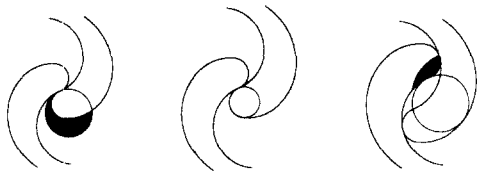


Fig. 13 Effect of scroll height on the efficiencies. (The arrows indicates increasing h for h=29.8, 44.5, 55.5, 65.8 mm)

3.4 토출구 형상 변화에 따른 영향

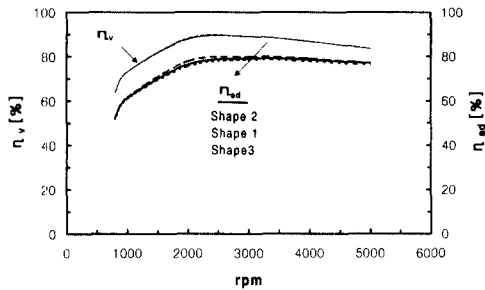
토출구의 크기는 압축실과 토출실이 만나는 지점을 결정하는 중요한 요소이다. 본 연구에서는 토출구의 형상을 Fig. 14에서 보는바와 같이 3가지 형상에 대해 성능해석 하였다. Fig. 14(a)는 반경이 6.5mm인 기준 토출구(Shape 1)이고 Fig. 14(b)는 밀폐실A와 밀폐실B가 동시에 토출구와 접할 수 있도록 설계된 반경이 3.9mm인 토출구(Shape 2)이며, Fig. 14(c)는 기준 토출구와 크기는 같지만 고정 스크롤의 중심부를 잘라낸 형상(Shape 3)의 토출구 이다. 이때 토출구 형상2는 압축실과 토출구가 선회각 742.6° 에서 만나며, 토출구 형상3은 선회각 663° 에서 만난다. 또한 토출구 형상3은 절단된 부분은 곡률 반경이 10.4 mm, 절단높이는 15mm가 되게 임의로 설계하였다.

Fig. 15는 토출구 형상과 회전수 변화에 따른 체적효율과 단열효율 변화를 보여주고 있다. 체적효율은 토출구 형상변화에 대해 거의 영향을 받지 아니하는데 이는 토출구 통로에 의해 생기는 밀폐공간이 압축실과 접하는 시점이 다를지라도 밀폐공간과 토출실 사이에는 토출밸브가 있기 때문에 누설 및 압력증가에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 사료된다. 또한, 단열효율은 토출구 형상 변화에 대해 큰 차이는 보이지 아니하지만 회전수 전영역에서 토출구 형상2가 가장 좋은데 이는 토출구 면적이 적기 때문으로 사료된다. 즉, 토출구 면적이 커지면 토출구 통로에 의해 생기는 밀폐공간의 체적이 커짐으로 재팽창 냉매가 많아지기 때문에 압축기 소요동력이 커지는 것으로 사료된다.



(a) Shape 1 (b) Shape 2 (c) Shape 3

Fig. 14 Shapes of discharge port.

Fig. 15 Effect of discharge port on the efficiencies.
(shape1: —, shape2: ---, shape3: ·····)

4. 결론

냉매가 R-134a를 사용하는 자동차 에어컨용 스크롤 압축기는 냉매를 이상기체로 가정하면 실제기체 관련식을 적용한 경우에 비해 압축기 회전수가 2000 rpm에서 체적효율은 약 18%, 단열효율은 약 25% 정도 낮게 나타남으로 이상기체로의 가정은 부적절함을 알았다. 또한, 실제기체 관련식을 적용한 경우와 거의 같은 결과를 가지는 준실제기체 관련식을 제안하여, 수치해석적 수렴시간을 약 1/60로 단축시켰다.

또한, 준실제기체 관련식을 사용하여 스크롤 형상변화에 따른 성능해석을 수행하였으며, 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 스크롤 형상설계 각도를 변화시키면, 체적효율은 거의 변화가 없고, 단열효율은 설계각도가 34°에 비해 147°가 회전수 2000 rpm에 대해 약 2.4% 높았다.

(2) 동일용량에 대해 스크롤 높이 29.8 mm가 65.8 mm에 비해 체적효율은 약 1.7%, 단열효율

은 약 2.8% 높았다.

(3) 토출구 형상의 변화는 체적효율에는 거의 변화가 없었고 토출구 크기가 적을수록 단열효율은 약간 증가하였으나 토출구 크기가 너무 적으면 과압이 발생되어 단열효율이 저하될 것으로 사료된다.

참고문헌

- (1) 김현진, 이원학, 1997, "스크롤 압축기에서의 축방향 순용하는 고정부재의 안정성", 공기조화 냉동공학 논문집, 제9권, 2호, pp. 93~103.
- (2) 강태규, 박경우, 박희용, 정연구, 1997, "준1차원 누설모델링 및 열전달 손실을 고려한 스크롤 압축기의 성능해석", 대한기계학회 논문집 (B), 제21권, 10호, pp. 1339~1349.
- (3) 김현진, 김재호, 이진갑, 1998, "반경방향 순용기구를 갖는 스크롤 압축기의 동적 거동", 공기조화 냉동공학 논문집, 제10권, 1호, pp. 33~43.
- (4) Hirano, T., Hagimoto, K. and Maeda, M., 1991, "Study on Scroll Profile for Scroll Fluid Machines", Trans. of the JAR, Vol. 8, No. 1, pp. 53~64.
- (5) Zhenquan, L., Guirong, D. and Zhiyong, Q., 1992, "The Graphic Method of Modified Wrap of Scroll Compressor", Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 1099~1106.
- (6) Hirano, T., Shigeoka, T., Tohzaki, Y., Hori, M. and Tanigaki, R., 1994, "Development of New Model Scroll Compressor for Automotive Air Conditioner" Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 31, No. 2, pp. 97~103.
- (7) Itoh, T., Fujitani, M. and Takeda, K., 1995, "Noise Reduction of Scroll Compressor by Pressure Pulsation Control", Mitsubishi Heavy Industries Technical Review, Vol. 32, No. 3, pp. 132~136.
- (8) Kohsokabe, H., Ohshima, Y., Takebayahi, M., Hata, H. and Kunugi, Y., 1996, "New Scroll Profiles Based on an Algebraic Spiral and their Application to Small-Capacity Refrigeration Compressor", ASHRAE

Transactions, pp. 34~39.

- (9) 이건호, 1998, “스크롤 압축기를 사용한 자동차용 에어컨 시스템의 성능해석 및 시뮬레이션”, 박사학위논문, 서울대학교, 서울.
- (10) 김학수, 1998, “R-134a를 사용한 자동차 스크롤 압축기의 성능에 관한 수치 해석적 연구”, 석사학위논문, 성균관대학교, 수원.

부 록

밀폐체적

i) $0 < \phi < 2\pi$

$$V = \frac{a \cdot \varepsilon \cdot h}{2} \left\{ \phi \cdot (2\theta_e - \phi - \pi - a_1 - a_2) - 2(\theta_e - \pi - a_1) \cdot \sin \phi - \frac{(\pi - a_2 + a_1) \cdot \sin(2\phi)}{2} + 2(1 - \cos \phi) \right\}$$

ii) $2\pi < \phi < \theta_e - \theta_A$

$$V = \pi \cdot a \cdot \varepsilon \cdot h \cdot \{ 2(\theta_e - \phi) + \pi - a_1 - a_2 \}$$

iii) $\theta_e - \theta_A < \phi < \phi_{end} - 2\pi$

$$V = h \cdot \{ Area I - Area II - Area III - (Area IV + Area V) / 2 \}$$

$$Area I = \frac{a^2}{6} [(\theta_e - \phi + 2\pi - a_2)^3 - (\theta_e - \phi + \pi - a_2)^3] - \frac{a}{2} \left[2\varepsilon - a \cdot \pi + a \left[2 \cos^{-1} \left(\frac{\varepsilon}{2a} \right) - \sin \left\{ 2 \cos^{-1} \left(\frac{\varepsilon}{2a} \right) \right\} \right] \right]$$

$$Area II = \frac{a^2}{6} \{ \theta_A^3 - (\theta_A - \pi)^3 \} - \frac{1}{2} (r_2^2 - r_1^2) \cdot (\pi - 2\beta - \sin(\pi - 2\beta))$$

$$Area III = \frac{t}{2} \left[\frac{a}{2} \{ (\theta_e - \phi - a_2 + \pi)^2 - (\theta_A - a_2)^2 \} + \frac{a}{2} \{ (\theta_e - \phi + \pi)^2 - \theta_A^2 \} \right]$$

$$Area IV = a \cdot \left[2\varepsilon - a \cdot \pi + a \cdot \left\{ 2 \cos^{-1} \left(\frac{\varepsilon}{2a} \right) - \sin \left\{ 2 \cos^{-1} \left(\frac{\varepsilon}{2a} \right) \right\} \right\} \right]$$

$$Area V = (r_2^2 - r_1^2) (\phi_{end} - \phi - 2\pi - \sin(\phi_{end} - \phi - 2\pi))$$

iv) $\phi_{end} - 2\pi < \phi < \phi_{end} - 2(\pi - \beta)$

$$V = h \cdot (Area I - Area II - Area III - Area IV / 2)$$

v) $\phi_{end} - 2(\pi - \beta) < \phi < \phi_{end} - \pi + 2\beta$

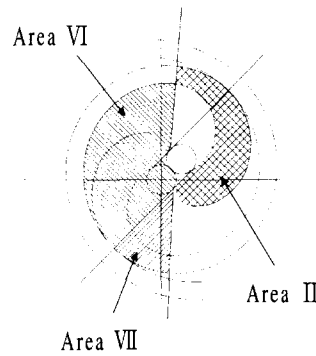
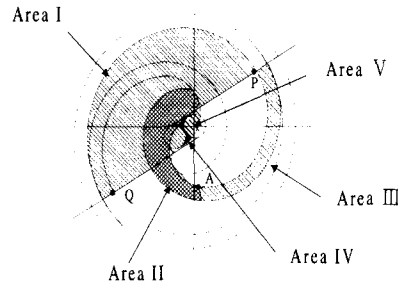
$$V = h \cdot (Area VI + Area VII - Area IV / 2 - Area II)$$

$$Area VI = \frac{a^2}{6} [(\theta_e - \phi + 2\pi - a_2)^3 - (\theta_A - a_2)^3]$$

$$Area VII = \frac{a^2}{6} [\theta_A^3 - (\theta_e - \phi + \pi)^3]$$

vi) $\phi_{end} - \pi + 2\beta < \phi < \phi_{end}$

$$V = h \cdot (r_2^2 - r_1^2) (\phi_{end} - \phi - \sin(\phi_{end} - \phi))$$



흡입구 면적

$$A_s = h \cdot \varepsilon (1 - \cos \phi)$$

토출구 면적

$$A_d = h \cdot \left\{ -2r_1 + \sqrt{2\varepsilon^2 + 4r_1 \cdot \varepsilon + 4r_1^2 - 4\varepsilon \cdot \left(r_1 + \frac{\varepsilon}{2} \right) \cos \left(\theta_e - \frac{\pi}{2} - \phi - \gamma \right)} \right\}$$