

〈논 문〉

준 1차원 누설모델링 및 열전달 손실을 고려한 스크롤압축기의 성능해석

강태규* · 박경우** · 박희용*** · 정연구*

(1997년 1월 29일 접수)

Performance Analysis of a Scroll Compressor Considering Quasi One-Dimensional Leakage Modeling and Heat Transfer Loss

Tae-Gyu Kang, Kyoung-Woo Park, Hi-Yong Pak and Youn-Goo, Chung

Key Words : Scroll Compressor (스크롤압축기), Performance Analysis (성능해석) Scroll Flow (선회유동), 1-D Leakage Model (1차원 누설 모델), Heat Transfer Loss (열전달 손실)

Abstract

A numerical method of calculating the performance of a scroll compressor for refrigerant R-22 and R-134a is presented in this paper. A series of involute curves are employed for the scroll wrap design and the compression volume is investigated geometrically. The radial leakage flow rate through tip clearance is calculated by the two-dimensional compressible flow. On the basis of the results, quasi one-dimensional leakage modeling can be applied to the performance analysis of a scroll compressor, more effectively. Furthermore, the heat transfer effect between scroll wrap and working fluid in compression chamber is considered for the performance analysis. As the results of this study, the effects of the radial and tangential leakage flow rate and heat transfer on the scroll compressor performance are derived precisely. These results may provide the guideline for the design and development of a real scroll compressor.

기호설명

a : 음속
 A : 유동면적 또는 열전달 면적
 C_a : 축방향 간극
 C_d : 유량계수
 C_p : 정압비열
 C_r : 반경방향 간극

e : 단위체적당 에너지
 H : 스크롤치형의 높이
 h : 엔탈피
 h_{conv} : 스크롤유동에 대한 열전달계수
 i : 내부에너지
 k : 열전도 계수
 L : 스크롤치형의 두께
 m : 질량
 \dot{m} : 질량유량
 p : 압력
 Q : 열전달량
 R : 기체상수

*회원, 한양대학교 대학원

**회원, LG 산전 빌딩시스템 연구소

***회원, 한양대학교 기계공학과

r_b	: 기초원 반경
S	: 스크롤치형 간의 거리
t	: 시간
T	: 압축실내의 냉매의 온도
u	: 반경방향 누설의 x 방향속도
v	: 반경방향 누설의 y 방향속도
v_s	: 압축실 내부 기체의 비체적
V	: 압축실의 체적
W	: 크랭크축의 구동일

그리스문자

γ	: 비열비
ε	: 선회스크롤의 선회반경
θ	: 선회각
μ	: 점성계수
ρ	: 밀도
ω	: 각속도

하첨자

1, 2	: 고압측, 저압측
Al	: 알루미늄 치형부재
c	: 압축실내부의 상태
i	: 압축실로의 유입
o	: 압축실에서 유출
w	: 스크롤치형 (wrap)

1. 서 론

고효율, 저소음 등의 특징을 갖는 스크롤압축기가 최근 들어 소용량 냉동시스템의 경우까지 그 적용범위가 확대되고 있다. Fig. 1은 대표적인 스크롤압축기를 나타낸 그림이다. 압축기는 냉동시스템 동력소모의 거의 대부분을 차지하므로 효율향상 뿐만 아니라 에너지 절약의 관점에서 압축기가 설계되어야 한다. 이를 위해서는 먼저 압축기의 성능을 보다 정확히 예측할 수 있어야 한다. 따라서 넓은 범위의 작동조건에서 운전되는 스크롤압축기의 성능을 보다 정확히 해석하기 위해서는, 스크롤 치형과 작동유체와의 열전달에 의한 손실이 고려되어야 하며, 정확한 누설량의 계산이 필수적이라 할 수 있다.

그러나 최근까지 스크롤압축기의 성능에 관한 연구는 주로 근사적인 방법을 이용하여 수행되어 왔

다.⁽¹⁾ Tojo 등⁽²⁾은 축방향 간극을 보정하도록 고안된 배압실이 부착된 스크롤압축기의 성능을 수치적으로 해석하였다. 이들은 일정한 비열을 갖는 이상기체를 작동유체로 하여 스크롤치형과 작동유체와의 열전달을 무시한 채 성능해석을 하였다. 그리고 이들은 반경방향의 누설계산을 위하여 마찰을 고려한 직선채널내의 Fanno모형을 적용하였다. 또한 Suefujii 등⁽³⁾은 누설흐름이 Moody의 임계유동모형을 따른다는 가정 하에 접선방향 누설량 계산시 간극을 100여개의 미소요소로 나누었으며, 압축기 구성요소와 냉매와의 포괄적인 열교환 모델을 설정하여 열적인 성능을 해석하였다.

이상에서 언급한 바와 같이 1980년대 초반에 처음으로 스크롤압축기가 상용화된 이후 압축기의 성능해석 및 효율향상과 관련된 많은 실험 및 수치적인 연구가 이루어져 왔으나, 스크롤압축기의 누설유동을 자세히 다룬 연구는 미진한 상태이다. 또한 압축과정중의 작동유체와 스크롤치형과의 열전달효과가 압축기 성능에 미치는 영향을 규명한 연구도 매우 부족한 실정이지만, 최근에 국내에서 박희용 등⁽⁴⁾에 의해 스크롤치형을 곡률이 무시된 단순평판 모델로 가정하여 열전달 손실이 고려된 스크롤압축기의 성능을 예측한 연구가 발표되었을 뿐이다.

따라서 이 연구에서는 스크롤압축기의 성능에 많은 영향을 미치는 반경방향 누설량 계산시 축방향 간극을 지나는 유동을 직선덕트 내부유동으로 근사화시켜 준 1차원화하여 모델링 하였다. 이때 2차원 유동 및 Fanno 유동 모델과의 비교를 통하여 이 연구에서 사용한 준 1차원 모델의 타당성을 검증하였다. 또한 스크롤치형과 냉매(R-22 및 R-134a)와의 열전달을 선회치형의 곡률을 고려한 덕트내부의 강제대류 선회유동(scroll flow)으로 모델링하여 보

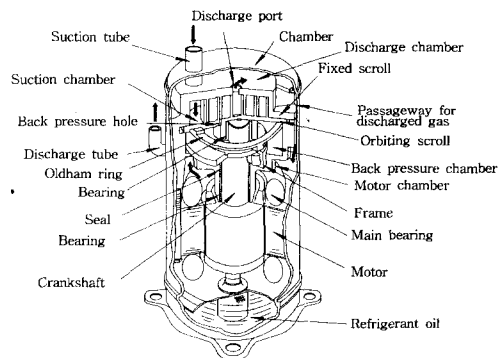


Fig. 1 Schematic diagram of scroll compressor

다 정확한 성능해석을 수행하고자 하였다. 이러한 모델링을 기초로 축방향 및 반경방향 간극, 회전수의 변화, 그리고 열전달 등이 스크롤압축기의 성능에 미치는 영향을 냉매 R-22 및 R-134a에 대하여 수치적으로 규명하였다.

2. 이론적 성능해석

2.1 누설모델링

모든 형식의 압축기와 마찬가지로 스크롤압축기의 효율향상을 위해서는 누설손실을 최소화하여야 한다. 오늘날 제작기술의 발달로 스크롤치형 간의 간극을 수 μm 이내의 범위로 유지시킬 수 있지만, 압축실의 압력 및 제작상 누설간극이 존재하여 여전히 간극을 통한 누설손실은 압축기의 성능을 저하시키는 가장 큰 요인이 되고 있다. 따라서 이 연구에서는 반경방향 누설량을 보다 정확하게 예측하기 위하여 전산유체역학적 관점에 근거한 유동해석방법을 도입하여 이를 스크롤압축기의 성능해석에 이용하고자 하였다.

스크롤압축기의 내부누설은 이웃하는 두 개의 압축실에서의 압력차로 발생되며, Fig. 2에서 보는 바와 같이 축방향 간극(C_a)에 의한 반경방향 누설(radial leakage)과 반경방향 간극(C_r)에 의한 접선방향 누설(tangential leakage)로 구분된다.

2.1.1 접선방향 누설량

접선방향 누설에 대한 모델링은 그 유동경로가 짧아 이웃한 압축실의 압력차로 발생하는 등엔트로피 유동으로 간주하였다. 따라서 임계압력비를 기준한 압축성유동의 관계식으로 누설량을 계산할 수 있다. 즉, 선회각에 따라 반경방향 간극을 통하여 흐르는 접선방향 누설량은 다음의 식으로 구한다.

$p_2/p_1 < \text{임계압력비}$

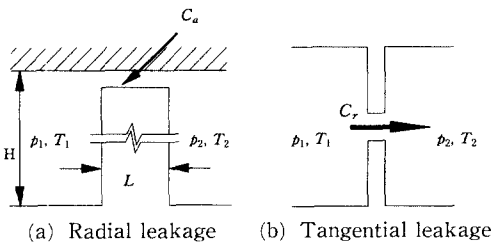


Fig. 2 Leakage path and modeling

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{C_a A p_1}{\omega \sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\gamma+1)/\gamma} \right]} \quad (1)$$

여기서 p_1 은 저압측실, p_2 는 고압측 압력을 의미한다. 그리고 누설유체가 음속에 도달하면 질량유량은 더이상 증가하지 않는 질식상태(choked state)가 되므로 식 (1)은 더 이상 사용할 수 없다. 따라서 이 경우에는 다음과 같이 치환하여 구한다.

$p_2/p_1 \geq \text{임계압력비}$

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{\text{choked}} = \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \beta \quad (2)$$

$$\frac{dm}{d\theta} = \frac{C_a A p_1}{\omega \sqrt{T_1}} \sqrt{\frac{2\gamma}{R(\gamma-1)} \{ \beta^{2/\gamma} - \beta^{(\gamma+1)/\gamma} \}} \quad (3)$$

2.1.2 반경방향 누설량

축방향간극을 통한 기체의 누설은 Fig. 2에서와 같이 축방향 간극(C_a)에 비해서 스크롤치형의 두께(L)가 상대적으로 매우 길기 때문에 직선덕트내부의 유동으로 간주하여 2차원 및 준 1차원 유동으로 모형화할 수 있다.

(a) 2 차원해석: 축방향 간극을 통과하는 유체유동을 2차원, 정상상태, 층류, 압축성유체라 하면, 유동을 지배하는 보존방정식은 아래와 같이 표현되는 연속, 운동량, 그리고 에너지방정식이다.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho u^2 + p)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} = \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \quad (5)$$

$$\frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2 + p)}{\partial y} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial(u(e+p))}{\partial x} + \frac{\partial(v(e+p))}{\partial y} \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left\{ u\tau_{xx} + v\tau_{yx} + k \frac{\partial T}{\partial x} \right\} \\ &+ \frac{\partial}{\partial y} \left\{ u\tau_{xy} + v\tau_{yy} + k \frac{\partial T}{\partial y} \right\} \end{aligned} \quad (7)$$

여기서,

$$\tau_{xx} = -\frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad (8)$$

$$\tau_{yy} = -\frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (9)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (10)$$

$$p = (\gamma - 1) \left[e - \frac{1}{2} \rho (u^2 + v^2) \right] \quad (11)$$

$$a^2 = \gamma p / \rho \quad (12)$$

이고 x 방향은 고압측에서 저압측으로의 반경방향
을, y 방향은 축방향을 나타낸다.

지배방정식 (4)~(7)에 대한 경계조건은 입구에서 고압측 압축실내의 압력으로, 출구에서는 저압측의 압력으로 주어진다.

(b) 준 1차원 해석: 준 1차원 정상상태 모형으로의 가정은 치형의 두께(L)가 축방향 간극(C_a)에 비하여 매우 클 때 가능하다. 즉, 준 1차원모형로의 가정이 타당성을 확보하기 위해서는 C_a/L 이 1보다 매우 작은 값이어야 한다.⁽⁶⁾ 이 연구에서 채택한 스크롤압축기인 경우 $C_a/L=4.81 \times 10^{-3}$ 이다.

준 1차원 모델인 경우에 반경방향 유동특성은 아래의 식 (13)과 같이 x 방향으로만 변한다고 할 수 있다.

$$p=p(x), \quad T=T(x), \quad \rho=\rho(x) \quad (13)$$

위와 같은 가정을 이용하여 2차원 지배방정식으로 부터 다음과 같은 준 1차원 지배방정식을 도출해 낼 수 있다.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (14)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{dp}{dx} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (15)$$

$$\rho C_p \left(u \frac{dT}{dx} \right) = u \frac{dp}{dx} + \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (16)$$

$$p = \rho RT \quad (17)$$

식 (14)~(16)에서 보는 바와 같이, 미소한 간극을 지나는 누설유동에 지배적인 점성 및 대류효과가 고려되어 있으며 에너지방정식의 점성소산항은 유동이 빠르고 점성이 상대적으로 작을 때에 중요한 역할을 한다. 위와 같은 누설모형은 Fanno의 점성 누설모형에서와 같이 질식상태의 여부를 판단할 필요가 없다. 즉 일단 고압 및 저압측의 압력이 정해지면 유동해석을 행하여 누설량을 구하게 되고, 다시 선회스크롤이 선회하여 이웃하는 두 압축실에 대한 새로운 압력비 및 압력이 형성되면 위와 같은 과정을 반복하여 압축과정이 종결될 때까지 누설계산을 수행하도록 모형화한 것이다.

2.2 열전달을 고려한 압축과정 모델링

압축과정중 스크롤치형과 작동유체와의 열전달효과가 고려된 성능해석을 하기 위하여, 이 연구에서는 스크롤치형으로 둘러싸인 검사체적을 Fig. 3과

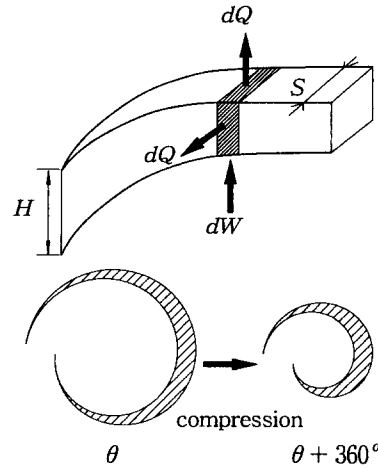


Fig. 3 Control volume for scroll flow and gas compression model

같이 설정하였다. 이와 같은 검사체적에 대한 열역학 제1법칙 및 보조방정식은 다음의 식 (18)~(20)과 같다.

$$\frac{dQ}{dt} + \sum \frac{dm_i}{dt} h_i = \frac{dW}{dt} + \sum \frac{dm_o}{dt} h_o + \frac{d}{dt} (m_{cic}) \quad (18)$$

$$dW = p_c \cdot dV_c \quad (19)$$

$$dQ = h_{conv} A_w (T_w - T_c) \cdot dt \quad (20)$$

2.2.1 압축실내의 열역학적 지배방정식

임의의 선회각에서 압축실내의 질량보존법칙을 아래의 식 (21)과 같이 정의한다.

$$\frac{dm_c}{d\theta} = \frac{dm_i}{d\theta} - \frac{dm_o}{d\theta} \quad (21)$$

이를 식 (18)에 대입하고 엔탈피와 압력을 온도와 비체적의 함수라 하여 정리하면, 압축실내의 열역학적 변수들을 선회각에 따라 구할 수 있는 편미분방정식들이 얻어진다. 이때 실제기체의 상태방정식은 Martin-Hou⁽⁷⁾의 식을 이용하였고 식 (22), (23)에 나타난 엔탈피 등 냉매물성치 및 이들의 편미분식은 냉매물성치 계산식을 이용한다.

$$\frac{dp_c}{d\theta} = \left(\frac{\partial p_c}{\partial T_c} \right)_v \frac{dT_c}{d\theta} + \left(\frac{\partial p_c}{\partial v_s} \right)_T \frac{dv_s}{d\theta} + \frac{h_{conv} \cdot A_w (T_w - T_c)}{\omega \cdot m_c \left\{ \left(\frac{\partial h_c}{\partial T_c} \right)_v - v_s \left(\frac{\partial p_c}{\partial T_c} \right)_v \right\}} \quad (22)$$

$$\frac{dT_c}{d\theta} = \frac{(h_i - h_c) \frac{dm_i}{d\theta} - m_c \frac{dv_s}{d\theta} \left\{ \left(\frac{\partial h_c}{\partial v_s} \right)_\tau - v_s \left(\frac{\partial p_c}{\partial v_s} \right)_\tau \right\}}{m_c \left\{ \left(\frac{\partial h_c}{\partial T_c} \right)_v - v_s \left(\frac{\partial p_c}{\partial T_c} \right)_v \right\}} \quad (23)$$

여기서, ω 는 크랭크축의 각속도이다.

2.2.2 열전달계수 산정

식 (22)를 계산하기 위해서는 열전달계수 h_{conv} 가 결정되어야 한다. 스크롤 압축기에서의 작동유체의 유동은 초승달모양의 압축실이 선회하여 중심부로 향해 들어가는 스크롤유동이며, 압축실을 둘러싸고 있는 선회 및 고정스크롤 벽면 사이의 길이는 식 (24)과 같이 선회각에 따라 주기적으로 접촉과 분리를 반복한다.

$$S(\theta) = \varepsilon(1 - \cos\theta) \quad (24)$$

여기서 ε 은 선회스크롤의 선회반경이며, θ 는 선회각을 의미한다.

따라서 이 연구에서는 다음과 같은 가정을 하여 스크롤유동시의 열전달과정을 취급하였다.

- ① 유체가 담겨있는 압축실내의 단면형상은 사각형이며, 유동통로는 사각덕트 내부의 유동이다.
- ② 압축실내의 유체와 스크롤벽면과의 열전달은 강제대류에 의해서만 이루어진다.

지금까지 열전달 분야에서 Nusselt 수에 대한 여러 경험식이 제안되어 왔다. 특히 최근에 Yossef⁽⁶⁾는 스크롤팽창기에 적용할 수 있는 아래의 식 (25)과 같은 경험식을 제안하였는데, 이 경험식은 인벌류트 치형의 곡률을 고려하였으며 소용돌이 형태의 유동에도 적용할 수 있다.

$$Nu_{scroll} = 0.0464 Re^{0.76} \left(1 + \frac{3.54S}{2r_b\theta} \right) \quad (25)$$

여기서 r_b 는 스크롤치형 기초원 반경이고, S는 식 (24)에서 정의한 선회 및 고정스크롤과 벽면 사이의 길이이다. 이 식은 스크롤치형을 평판으로 가정할 때 필요한 Prandtl 수의 계산이 불필요하게 된다. 식 (25)에서의 Reynolds 수는 가정 ①과 압축실 단면에 대한 수력직경을 고려하여 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$Re = \frac{2m}{7.14\mu(H+S)} \quad (26)$$

여기서 H는 스크롤치형의 높이이다. 또한 식

(22)를 계산하기 위해서는 스크롤치형의 온도(T_w)가 요구된다. 스크롤압축기의 치형은 알루미늄합금으로 제작되기 때문에 알루미늄의 k 값과 스크롤치형의 온도를 가정하여 계산한 열전달 계수 및 압축실단면의 수력직경을 고려하여 계산한 Biot 수가 0.04이다. 일반적으로 Biot 수가 0.1 이하일 때 고체내의 온도가 일정하다고 가정 할 수 있다. 따라서 이 연구에서는 스크롤치형의 온도가 전역영역에 대해 균일하다고 가정하였다. 여기서 정상상태로 운전되는 스크롤압축기의 열전달계수는 식 (27)을 이용하여 반복계산을 통해 구하였다.

$$\begin{aligned} \sum h_{conv} \cdot A_w (T_w - T_c) \cdot \Delta t \\ = m_{At} C_{p, At} (T_{old} - T_{new})_{wrap} \end{aligned} \quad (27)$$

여기서 m_{At} 과 $C_{p, At}$ 는 각각 스크롤치형에 대한 알루미늄합금의 질량과 비열이다.

3. 수치해석

스크롤압축기의 열역학적인 성능을 수치적으로 예측하기 위해서는 우선 스크롤치형의 기하학적인 특성들이 필요하다. 초기에 선정된 작동유체의 흡입상태량과 압축기의 운전조건, 간극의 크기, 열전달의 유/무 등을 입력값으로 하여 최대 체적 형성각도, 토출개시 선회각, 밀폐체적, 흡입구 및 토출구 면적, 유입 및 유출 누설길이, 압축과정 중의 누설 유동면적 등을 선회각의 함수로서 구한다. 작동유체의 흡입상태량은 증발기에서 나오는 유체로 가정하여 상온에 해당하는 포화상태로 설정하였다. 이를 근거로 압축실내의 물성치 변화를 기술하는 지배방정식 식 (21)~(23)의 계산은 1계 도함수를 포함한 연립 편미분방정식이므로 일반적인 6계 Runge-Kutta 법을 이용하였고, 이때 시간항을 $t = \theta/\omega$ 관계를 이용하여 치환하므로써 선회각에 따라 1° 간격으로 이산화하여 성능해석을 수행하였다. 특히, 최대체적이 형성될 때까지의 흡입과정에서는 실질적인 압축이 행해지지 않고 있으므로 냉매의 물성치는 흡입조건과 동일하다고 보았고, 토출이 개시된 이후 압력과 체적은 감소하지만 미리 설정한 토출압력 조건을 초과할 경우 바로 전 단계의 상태량으로 토출되는 것으로 과정을 간략화하여 계산상의 편리성을 꾀하였다. 수치해석의 수렴판정은 흡입·압축·토출과정이 완결되었을 때의 단열효율을 구하고 앞선 단계에서 구해진 효율과 비교하여

허용오차(ϵ)가 10^{-5} 이하일 때로 하였다.

열전달을 고려한 경우, 먼저 스크롤치형의 온도 T_w 를 가정하여 지배방정식을 풀고 한 과정을 계산한 후 새로운 온도 T_o 를 구해 이전의 온도 T_o 와 비교하여 식 (28)에서 오차 ϵ 이 허용오차내에 들어올 때까지 반복 계산하여 T_w 를 구한다. 일단 수렴된 T_w 가 구해지면 열전달을 고려하지 않은 경우와 마찬가지로 동일한 계산과정을 수행한다.

$$\left| \frac{T_N - T_o}{T_N} \right|_{wrap} \times 100 = \epsilon = 10^{-5} \quad (28)$$

지배방정식에서 요구되는 냉매물성치 및 상태변수들의 편도함수값은 부 프로그램으로 작성하여 계산하였다. 일반적으로 이들 값은 온도와 압력이 주어진 상태에서 구하는데⁽⁸⁾ 이 연구에서는 온도와 비체적을 이용함으로써 계산시간을 줄일 수 있었다.

입의의 선회각에서 고압측 및 저압측의 압력과 온도가 계산되면, 반경방향 누설량은 직선덕트에 대한 준 1차원 유동장을 계산하여 구한다. 준 1차원 및 2차원 유동장 계산시, 계산영역을 80×15 (x , y -방향)의 균일한 격자계로 나누고 검사체적법(control volume method)을 사용하였다. 이때 해의 격자 의존성을 조사하기 위하여 40×15 , 60×15 , 80×15 및 100×15 등 4가지 격자계에 대하여 각각 선회각에 대한 누설량을 계산하였다. Fig. 4에서 보는 바와 같이 80×15 격자계와 100×15 격자계에서는 해의 차이가 거의 없음을 알 수 있으며, 해의 수렴에 소요되는 시간이 60×15 의 경우 약 2시간 53분, 80×15 는 약 3시간 32분 그리고 100×15 는 약 4시간 40분(PC, Pentium Pro 200 MHz)임을 고려하여 이 연구에서의 모든 수치계산은 80×15 격자계에서 수행하였다.

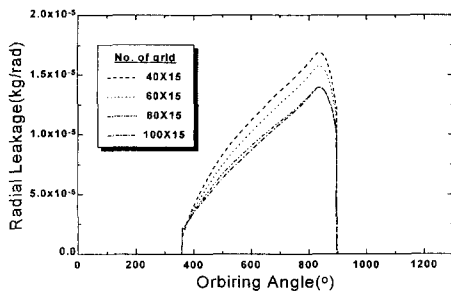


Fig. 4 Comparison of radial leakage for the grid dependence

운동량방정식에 나타나는 압력항은 SIMPLER-알고리즘⁽⁹⁾으로 처리하였으며, 이산화방정식은 선순법(line-by-line method)으로 반복계산하였다. 유동장 계산시 해의 수렴성은 아래의 식 (29)를 만족하였을 때로 간주하였다.

$$\frac{|\phi_n - \phi_{n-1}|}{|\phi_n|_{\max}} \leq 10^{-5} \quad \text{for all } \phi \quad (29)$$

여기서 ϕ 는 종속변수를 의미하며 ϕ_{n-1} 은 $n-1$ 번째 반복시 종속변수를 나타낸다. 이때, 경계조건으로는 고압축실 및 저압축실의 압력을 사용하였는데, 이 압력은 360° 의 위상차를 갖는다. 이 조건들은 선회각과 함께 전과정에 대해 1° 간격으로 연속적으로 변하므로 직선덕트의 입구(고압축실) 및 출구(저압축실)에서 적용할 수 있다. 특히 고압축실에서의 축방향 간극을 통한 반경방향으로의 누설속도를 알 수 없으므로, 먼저 마하수를 가정한 상태에서 음속관계식을 이용하여 입구속도를 간접적으로 구한 다음 이 값을 반복계산을 통하여 수렴단계에서 계속 보정하였다.

4. 결과 및 고찰

이 연구에서는 냉매압축기로 사용되고 있는 전형적인 스크롤압축기를 선정하여, 스크롤압축기의 열역학적 성능에 가장 지배적인 영향을 미치는 누설손실을 준 1차원 유동으로 모델링하여 해석하였으며, 스크롤치형과 냉매와의 열전달손실을 고려함으로써 보다 정확한 스크롤압축기의 성능을 수치적으로 예측하고자 하였다. 이 연구에서 채택한 스크롤압축기의 사양과 작동조건을 Table 1에 나타내었다.

이상에서 언급한 조건하에서, 스크롤압축기의 회전수, 간극, 그리고 냉매의 변화 및 스크롤치형과 냉매와의 열전달현상이 스크롤압축기의 성능에 미치는 영향을 수치적으로 규명하였다. 그리고 특별한 언급이 없는 한 반경방향 누설량은 준 1차원 유동모델을 사용한 것이다.

해석프로그램의 타당성 : 이 연구에서는 반경방향 누설량 계산을 위하여 축방향 간극을 지나는 냉매의 유동을 준 1차원 유동으로 근사화하였으므로, 이의 타당성 검증을 위하여 두 가지 다른 모델, 즉 2차원 압축성 유동모델 및 Fanno 유동모델과 비교하였다.

Table 1 Scroll specifications and operating conditions

Involute starting angle (degree)	0°, 72°
Base circle radius (mm)	3.3
Orbiting radius (mm)	6.2203
Cutter radius (mm)	8.294
Scroll wrap thickness (mm)	4.1649
Scroll wrap height (mm)	16.51
Axial clearance (μm)	10, 20, 30
Radial clearance (μm)	10, 20, 30
Rotating speed (RPM)	1000, 2000, 3000, 4000
Suction pressure (kPa)	R-22; 421.348 R-134a; 243.84
Discharge pressure (kPa)	R-22; 1516.8 R-134a; 732.5
Suction temperature (K)	295.15

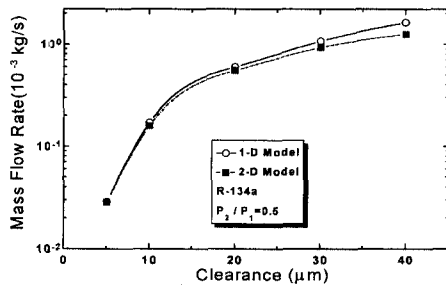
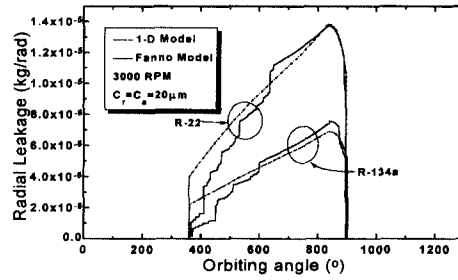
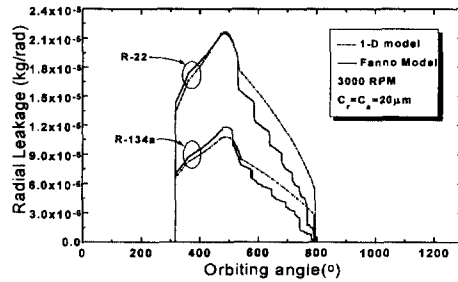


Fig. 5 Comparison fo 2-D model and quasi 1-D model for leakage flow

먼저 고압축실에서 저압축실로 빠져나가는 질량 유동을 점성 및 대류효과를 고려한 2차원 압축성유동모델과 비교하여 Fig. 5에 나타내었다. Fig. 5는 축방향간극 (C_a)의 변화에 대한 질량유동률을 나타낸 것으로서, 이때 냉매는 R-134a이며, 압력비 (P_2/P_1)는 0.5, 스크롤치형의 두께 (L)는 4.1649 mm, 그리고 반경방향 간극 (C_r)은 $20 \mu\text{m}$ 인 경우이다. 그림에서 보는 바와 같이 C_a 가 커질수록 두 모델의 누설량의 차이는 점차 커진다. 그러나 실제 스크롤압축기의 축방향 간극이 $20 \mu\text{m}$ 이하이므로 $20 \mu\text{m}$ 이하의 간극에 대하여 살펴보면, 준 1차원 누설모델은 2차원 누설모델에 비하여 최대 약 2%



(a) Outflow leakage



(b) Inflow leakage

Fig. 6 Comparison of Fanno model and 1-D model for radial leakage

정도의 오차를 보이고 있으며, C_a 가 $10 \mu\text{m}$ 이하인 경우에는 두 모델에 의한 질량유량이 거의 일치하고 있음을 알 수 있다.

Fig. 6은 박희용 등⁽⁴⁾에 의해 누설해석시 사용된 Fanno의 점성모델과 준 1차원 모델과의 반경방향 누설량을 선회각에 따라 유출누설량과 유입누설량으로 나누어 R-22 및 R-134a에 대하여 각각 Fig. 6(a)와 (b)에 나타낸 그림이다. 이때 모든 간극의 크기는 $20 \mu\text{m}$, 회전수 3000 RPM이다. 그림에 나타난 바와 같이 Fanno의 누설모델은 불연속적인 누설량의 변화가 수반되었다. 이는 Fanno누설모델을 사용한 경우 유동통로에서의 마찰계수를 가정해야 하고, 유로전체를 점성영역으로 취급하며 초크가 발생할 유로의 길이를 별도로 산정해야 하기 때문이다. 그러나 준 1차원 누설모델을 사용한 경우에는 선회각과 압축실내의 압력변화에 따라 매끄럽고 연속적인 누설량을 구할 수 있음을 알 수 있다. 이러한 경향은 두 냉매(R-22 및 R-134a)에 동일하게 나타났다.

이상에서 검증된 준 1차원 모델 및 열전달 손실을 고려한 전체 성능해석 프로그램의 타당성 검증을 위하여, 축방향 간극 (C_a) 및 반경방향 간극 (C_r)변화에 대한 스크롤압축기 체적효율을 Li 등⁽¹⁰⁾

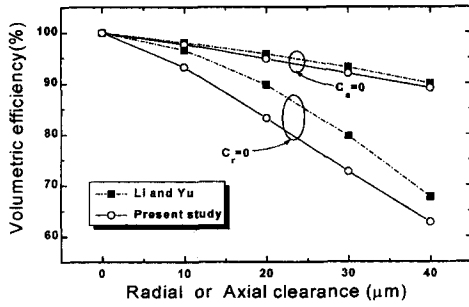


Fig. 7 Comprison of present study and Ref. [10] for the volumetric efficiency

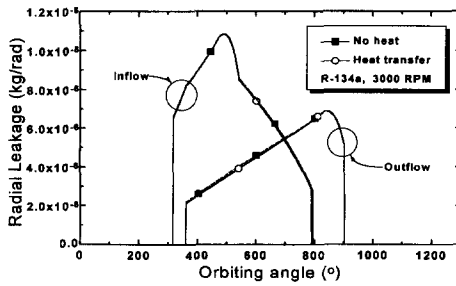


Fig. 8 Effect of heat transfer on the radial leakage

의 결과와 비교하여 Fig. 7에 나타내었다. 이 때 사용된 냉매는 R-22이며, $p_2/p_1=0.5$, 회전수는 3000 RPM인 상태이다.

그림에서 보는 바와 같이 반경방향 간극의 변화에 대해서는 ($C_a=0$ 인 그림의 윗부분) Li 등의 결과와 매우 잘 일치한다. 그러나 축방향간극이 증가할수록 ($C_r=0$ 인 그림의 아래부분) 이 연구에 의해 계산된 체적효율이 보다 낮게 예측되며 최대차이는 $C_a=30 \mu\text{m}$ 일 때 약 8%, $20 \mu\text{m}$ 인 경우에는 약 5% 정도의 차이를 보이고 있다. 이러한 오차는 Li 등의 결과가 열전달손실을 고려하지 않았기 때문이 이 연구보다 약간 높게 예측된것으로 여겨진다.

4.1 열전달의 영향

Fig. 8은 압축시 스크롤치형과 냉매(R-134a)와의 열전달 현상이 반경방향 누설에 미치는 영향을 규명하기 위하여, 선회각에 따른 유입 및 유출유량을 도시한 그림으로서, 이때 $C_r=C_a=20 \mu\text{m}$, $p_2/p_1=0.5$, 회전수는 3000 RPM인 경우이다. 그림에서 보는 바와 같이 열전달현상이 반경방향 누설량에 미치는 영향은 극히 미미함을 알 수 있다.

스크롤치형과 작동유체와의 열전달 영향을 가장

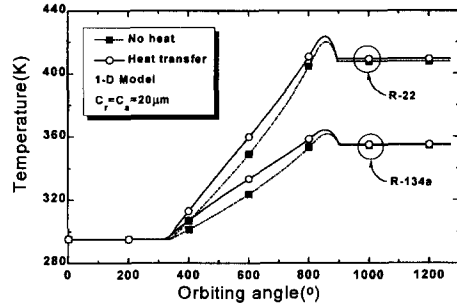


Fig. 9 Effect of heat transfer on the refrigerant temperature

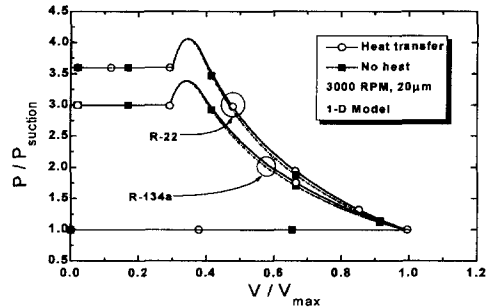


Fig. 10 Effect of heat transfer on the pressure-volume diagram

많이 받는 열역학적 물성치는 압축과정시 압축실내 작동유체의 온도변화로서, 이를 Fig. 9에 두 냉매에 대하여 선회각에 따라 도시하였다. 냉매의 선회각에 따른 온도분포는 열전달효과를 단순평판모델로 가정하여 적용시킨 박희용 등⁽⁴⁾의 연구 결과와 거의 비슷하지만, 열전달을 고려하지 않은 경우에 비하여 변화의 폭이 다소 크게 나타난다. 즉, 회전수가 3000 RPM인 경우 전 압축과정에 소요되는 시간이 극히 짧은 시간임에도 불구하고 열전달을 고려한 경우와 그렇지 않은 경우의 온도차이가 크을 알 수 있다(최대온도 차이는 R-22인 경우에 599°에서 약 9.7°K, R-134a인 경우에는 596°에서 10.9°K). 또한 스크롤치형의 온도는 흡입과 토출 온도 사이에 존재하므로, 흡입된 유체는 치형에 의하여 가열되다가 토출행정에 이르러서는 오히려 냉각되어짐을 알 수 있다. 특히 R-134a의 경우가 R-22보다 스크롤유동에 대한 열전달계수가 크기 때문에 상대적인 온도변화의 폭이 크다.

다음으로는 실질적인 압축기의 효율계산시 요구되는 P-V 선도를 열전달을 고려한 경우와 그렇지 않은 경우에 대하여 Fig. 10에 제시하였다. 냉매는

각각 R-22 및 R-134a이다. P-V 선도상의 내부면적이 압축기의 실제일을 나타내므로 R-22인 경우가 R-134a보다 압축기 소요일이 많이 요구되어 압축기의 단열압축효율을 저하시키리라는 것을 알 수 있다. 압축과정의 말기에 발생하는 과압축 및 누설의 증가 역시 P-V 선도상의 면적을 증가시키므로 효율저하를 야기시킨다. 그리고 열전달에 의한 P-V 선도의 면적변화는 4% 내에서 효율저하에 영향을 미치며 모든 냉매에 대하여 그 경향은 동일하다.

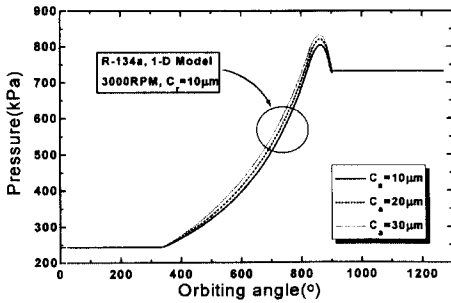


Fig. 11 Effect of axial clearance variation on pressure

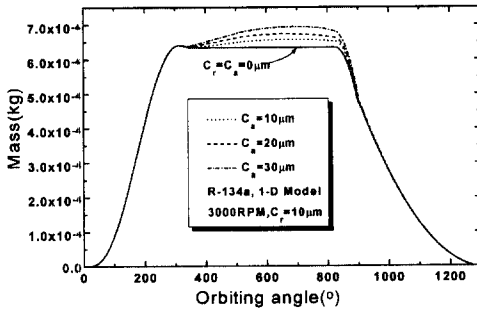


Fig. 12 Effect of axial clearance variation on mass change

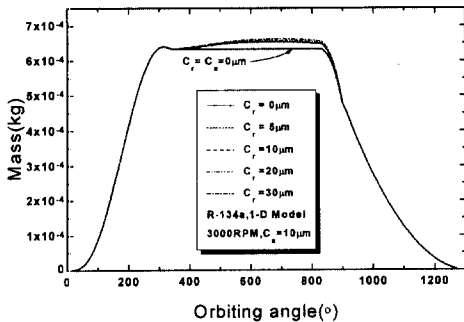


Fig. 13 Effect of radial clearance variation on mass change

4.2 간극의 영향

Fig. 11부터 Fig. 13은 축방향 간극의 변화가 압축기내의 압력 및 질량에 미치는 영향을 선회각의 변화에 대하여 나타낸 그림이다. 이때 냉매는 R-134a이며 회전수는 3000 RPM이다. Fig. 11은 반경방향 간극을 10 μm 로 일정하게 유지시킨 상태에서 축방향 간극을 10 μm 에서 30 μm 로 변화시킬 때 압력의 변화를 선회각에 따라 도시한 그림이다. 그림에서 보는 바와 같이 축방향 간극이 증가할수록 압축실내의 압력은 증가한다. 이는 축방향간극이 커질수록 내부누설량이 증가하며, 누설된 양만큼 냉매가 토출되지 못하기 때문에 압축실내의 압력은 상승하게 되는 것이다. 이러한 이유로 토출과정 바로 앞에서 과압축(over compression)이 발생한다. 이러한 압력의 증가 및 과압축의 발생은 압축기의 압축일을 증가시키므로 효율이 감소하리라는 것을 정성적으로 예측할 수 있다.

Fig. 12는 Fig. 11과 동일한 조건에서 흡입·압축·토출과정에 대한 질량변화를 나타낸것으로서, 그림에서 나타낸 바와 같이 선회각이 360°가 되기 전에 질량의 감소가 미소하게 발생된다. 이는 압축실내의 최대체적이 360°에서 형성되지 않고 약 315°의 선회각에서 이루어지며, 이 각도에서는 흡입구가 완전히 닫히지 않은 상태이므로 흡입구를 통한 질량의 누설이 역으로 발생하기 때문이다.

그리고 Fig. 13은 축방향간극을 10 μm 로 유지시킨 상태에서 반경방향 간극이 질량의 변화에 미치는 영향을 나타낸 그림으로서, Fig. 12와 비교해보면, 축방향 간극의 변화가 누설질량에 미치는 영향이 반경방향 간극의 변화에 의한 것 보다 크게 나타남을 알 수 있다.

4.3 압축기 성능

이상과 같은 일련의 해석과정을 통하여 여러가지 인자(factor)들의 영향을 살펴보았으며, 압축기의 실질적인 성능비교의 대상이 되는 단열효율 및 체적효율을 Fig. 14에서 17까지 도시하였다.

Fig. 14는 압축기의 회전수변화에 따른 단열효율을 나타낸 것이다. 그림에서 보는바와 같이 R-134a를 사용한 경우가 열전달 손실의 고려 여부에 관계없이 R-22보다 약 7~8% 정도 효율이 높게 나타났다. 그리고 열전달을 고려한 경우에 두 냉매 모두 효율은 감소하며, 그 차이는 3 내지 4%의 범

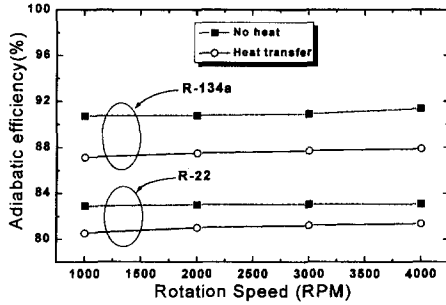


Fig. 14 Adiabatic efficiency according to the rotating speeds

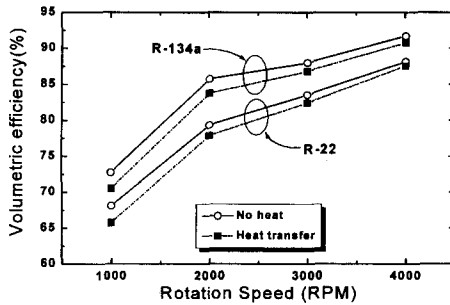


Fig. 15 Volumetric efficiency according to the rotating speeds

위로 나타났다. 또한 회전수의 증가에 따라 단열효율의 변화가 매우 적는데 이는 Fig. 10에서 알 수 있듯이 내부누설이 압축실의 압력변화에 미치는 영향이 적기 때문에 결국 회전수 변화에 따른 누설이 단열효율변화에 큰 영향을 주지 못한 것으로 판단된다. 이러한 현상은 두 냉매에 대하여 동일한 경향을 보였다.

그리고 회전수 변화에 대한 체적효율의 변화를 나타낸 Fig. 15를 보면, 회전수가 증가할수록 체적효율은 큰 폭으로 증가하고 있음을 알 수 있다. 이는 회전수가 증가할수록 누설이 발생하는 시간이 줄어들고 동시에 열전달이 일어나는 시간이 극히 짧아지기 때문이다. 특히 상대적으로 적은 회전속도인 1000 RPM의 경우 낮은 체적효율을 보이다 2000 RPM으로 상승시 큰 상승폭을 나타냈다. 이는 압축기 작동시 회전수를 최소한 2000 RPM 이상 유지시켜야만 높은 효율의 압축기를 설계할 수 있음을 알 수 있다.

간극의 변화에 따른 단열효율 및 체적효율의 변화를 Fig. 16과 Fig. 17에 나타내었다. Fig. 16은 R-134a에 대하여 축방향 및 반경방향 간극의 변화가

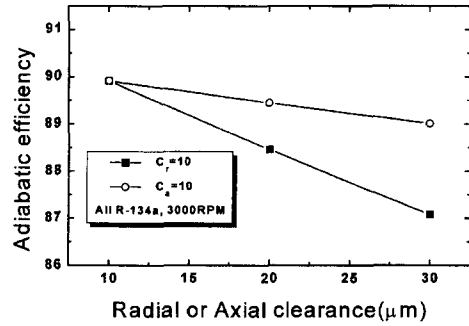


Fig. 16 Adiabatic efficiency according to the clearance

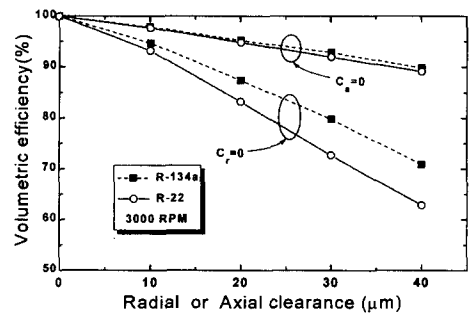


Fig. 17 Volumetric efficiency according to the clearance

압축기의 단열효율에 미치는 영향을 나타낸 것으로서, 간극이 증가할수록 단열효율은 감소한다. 그리고 축방향간극(또는 반경방향 누설)의 변화가 반경방향 간극의 변화에 비하여 단열효율에 미치는 영향이 더 큼을 알 수 있다. ($C_r=C_a=10 \mu\text{m}$ 를 기준으로, $C_r=30 \mu\text{m}$ 일 때 약 1% 감소, $C_a=30 \mu\text{m}$ 일 때 약 2.8% 감소)

이러한 현상은 체적효율(Fig. 17)에도 그대로 나타나는데 이는 축방향 간극에 의한 누설경로가 반경방향 간극에 의한 누설경로 보다 상대적으로 매우 크기 때문에(유동면적) 반경방향 보다는 축방향 간극의 변화에 매우 크게 영향받게 되는 것이다. 특히, R-22인 경우에 체적효율이 60에서 100%(간극의 크기를 $0 \mu\text{m}$ 로 설정한 경우)까지 변화함을 알 수 있다.

5. 결 론

인벌류트 곡선의 기하학적 원리로부터 유도되어 설계된 스크롤압축기에 대하여, 실제 냉매를 사용하고 스크롤치형과 작동유체와의 열전달을 고려하

며 반경방향으로 준 1차원 누설유동해석을 적용시켜 작동조건을 변화시키면서 수치적으로 성능해석을 수행한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 스크롤치형과 작동유체와의 열전달 현상을 스크롤유동으로 모형화할 수 있었고, 이와 같은 형식의 열전달영향은 3 내지 5 %의 범위로 효율에 영향을 주었다.
- (2) 누설량 계산시 간극이 작은 경우에 준 1차원으로도 정확한 결과를 얻었으며 연속적인 누설량을 구할 수 있었다.
- (3) 설계조건을 변경하지 않는 동일조건에서 R-22 보다 R-134a를 사용할 때가 8 % 이상의 높은 효율을 나타내었다.

후 기

이 연구는 교육부의 '95-'96년도 기계공학 학술연구조성비(과제번호: ME95-A-09)에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Morishita, E., Sugihara, M., Inaba, T. and Nakamura, T., 1984, "Scroll Compressor Analytical Model," *Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 487~495.
- (2) Tojo, K., Ikegawa, M., Maeda, N., Machida, S. and Shiibayashi, M., 1986, "Computer Modeling of Scroll Compressor with Self Adjusting Back Pressure Mechanism," *Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 872~885.

- (3) Suefuji, K., Shiibayashi, M. and Tojo, K., 1992, "Performance Analysis of Hermetic Scroll Compressor," *Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 75~84.
- (4) 박희용, 박경우, 정연구, 강태규, 1996, "압축실내의 열전달을 고려한 스크롤압축기의 성능해석," 1996, 대한기계학회 춘계학술대회 논문집B, 부산대학교, pp. 300~305.
- (5) Yong, H., 1994, "Leakage calculation through clearance," *Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 35~40.
- (6) Yossef, A. M. E., 1990, "Improved Multiple Loop Simulation Method Applied to A Proposed Dish Erricsson Solar Thermal Power System," Ph. D. Thesis, Georgia Institute of Technology.
- (7) Wilson, D. P., Basu, R. S., 1988, "Thermodynamics Properties of a New Stratospherically Safe Working Fluid-R134a," *ASHRAE Transaction*, Vol. 94, Part 2
- (8) 박희용, 박경우, 1995, "CFC-대체냉매와 스크롤압축기를 사용한 냉동시스템 성능해석," 공기조화 냉동공학회 논문집, 제7권 제3호, pp. 366~381.
- (9) Pantankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere, Washington, DC
- (10) Li, L. and Yu, Y., 1990, "The Theoretical Analysis and Experimental Research for a Refrigerating Scroll Compressor" *Proc. of International Compressor Engineering Conference at Purdue*, pp. 156~163.