

소형 냉장고에 대한 스크롤 압축기 적용성에 관한 연구

김 유 찬, 김 우 영, 김 현 진^{*†}

인천대학교 대학원, *인천대학교 기계공학과

A Study on the Applicability of a Scroll Type Compressor to Small Capacity Refrigerators

You Chan Kim, Woo Young Kim, Hyun Jin Kim^{*†}

Graduate School, University of Incheon, Incheon 406-772, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 406-772, Korea

(Received September 16, 2011; revision received December 13, 2011)

ABSTRACT: To study the applicability of a scroll type compressor to small capacity refrigerators, a R600a scroll compressor with algebraic scroll wrap has been designed. Its size and performance have been compared to a reciprocating type of the same displacement volume. By employing scroll wrap based on algebraic curve, high compression ratio can be accomplished without increasing the wrap angle much so that compact scroll may be obtained. Compared to a reciprocating one, the designed scroll compressor has diameter and height reduced by about 50% and 80%, respectively. By numerical simulation, it has been estimated that the scroll compressor provides 38.6% more cooling capacity than reciprocating type with 8.9% more power consumption, resulting in 27.3% increase in COP for ASHRAE low back pressure condition. With increasing the operating pressure ratio from 9.5 to 15.3, the overall compressor efficiency of the scroll compressor decreases from 72.6% to 65.2%, while that of the reciprocating compressor increases from 55.7% to 59.8%.

Key words: Scroll compressor(스크롤 압축기), Reciprocating compressor(왕복동 압축기), Algebraic wrap(대수나선 랩), Cooling capacity(냉동능력), Power consumption(동력 소모), Efficiency(효율)

기 호 설 명

a : spiral coefficient [m]
 B : volute curve
 h : height [m]
 k : spiral index [-]
 L : loss [W]
 l : length [m]

M : mass [kg]
 \dot{m} : mass flowrate [kg/s]
 n : polytropic index [-]
 P : pressure [Pa]
 Q_c : cooling capacity [W]
 R : specific gas constant [J/kgK]
 r : radius [m]
 r_s : orbiting radius [m]
 T : Temperature [°C]
 t : time, thickness [sec], [m]
 V : volume [m³]
 W_c : compressor work [W]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-32-835-8419; fax: +82-32-835-0772

E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

그리스 문자

ϕ	: spiral angle [rad.]
η	: efficiency [%]
θ	: crank angle [°]
ρ	: density [kg/m ³]
ξ_1, ξ_2	: offset radius [m]

하첨자

<i>a</i>	: start
<i>ad</i>	: adiabatic
<i>c</i>	: compression
<i>cl</i>	: connecting rod
<i>con</i>	: condenser
<i>cp</i>	: crank pin
<i>d</i>	: down stream, discharge
<i>db</i>	: drive bearing
<i>e</i>	: end
<i>eva</i>	: evaporator
<i>exp</i>	: expansion valve
<i>i</i>	: inner
<i>jb</i>	: journal bearing
<i>mech</i>	: mechanical
<i>mj</i>	: main journal bearing
<i>o</i>	: outer
<i>or</i>	: oldham ring
<i>over</i>	: over compression
<i>pst</i>	: piston
<i>pp</i>	: piston pin
<i>r</i>	: ratio, crank arm
<i>reci</i>	: reciprocating
<i>s</i>	: suction
<i>sj</i>	: sub journal bearing
<i>tb</i>	: thrust bearing
<i>u</i>	: up stream
<i>v</i>	: volume
<i>wrap</i>	: scroll wrap

1. 서 론

냉동공조 분야에서 스크롤 압축기는 주로 자동차 에어컨이나 패키지 에어컨, 그리고 최근에는 멀티에어컨에 냉매 압축기로 널리 적용되고 있다. 용량

이 작고 압축비가 상대적으로 높은 가정용 냉장고나 냉온수기 등에는 주로 소형 왕복동 압축기가 사용되어 왔다. 이는 용량이 작아지거나 압축비가 커지게 되면 스크롤 압축기에서는 내부 누설이 커지기 때문에 성능 면에서 불리해지기 때문이다.

왕복동식에서는 토출 밸브를 사용하므로 압축비가 높은 운전 조건이 되어도 토출 밸브 전후의 압력차에 의해 토출 시작이 결정되므로 설계상의 별다른 유의점이 없다. 다만 피스톤이 상사점에 이르렀을 때 간극체적에 남아 있는 고압의 가스가 재팽창하게 되므로 압축비가 높아질수록 체적효율이 감소하는 면이 있다. 반면 스크롤 압축기에서는 원칙적으로 고정 체적비를 갖는 압축 방식이므로 압축실 내의 가스가 설계 압력비에 도달해야만 토출 포트에 연통되어 토출이 개시되게 된다. 따라서 스크롤 압축기에서는 고압축비를 만들어주려면 원하는 설계 운전 조건에 맞추어 고정 체적비를 설계 시부터 높여 주어야 한다. 이럴 경우, 통상적인 인볼루트 곡선을 사용하는 스크롤 랩에서는 랩의 감긴 각이 커지게 되어 누설 길이가 길어지고, 스크롤 경관 직경도 커지게 되며, 또한 가공이 어려워진다.

인볼루트 곡선을 사용하는 스크롤 랩의 이러한 단점들을 보완할 수 있는 방안들 가운데 하나로써 스크롤 랩의 기본 곡선을 대수 나선으로 하는 사례도 보고되고 있다.⁽¹⁻⁴⁾ 대수 나선 곡선의 한 종류인 아르키메데스 나선의 적용은 Montelius and Sugihara⁽¹⁾에 의해 오래 전에 제안되었으며, Kohsokabe et al.^(2, 3)은 스크롤 랩을 이루는 기본 곡선으로 다양한 대수나선을 이용하여 스크롤 랩 설계의 자유도를 높이는 연구를 수행하였다. 그들은 대수 나선의 변수들인 공전 반경비와 나선의 지수 등의 변화를 통해 다양한 형상의 스크롤 랩을 얻을 수 있었으며 이를 통해 랩 치수의 소형화 및 랩 두께의 변화 등을 만들어 낼 수 있음을 보였다. Tsuji et al.⁽⁴⁾는 아르키메데스 나선과 원호의 조합으로 이루어진 하이브리드 스크롤 랩에서 대수나선 계수, 랩 두께 및 높이, 그리고 실린더 직경 등을 변화시켜가며 스크롤 압축기의 최고 효율을 얻을 수 있는 변수들의 조합에 대해 연구하였다.

본 연구에서는 대수 나선에 기초하여 설계된 스크롤 랩을 갖는 스크롤 압축기를 비교적 높은 압축비가 요구되는 가정용 냉장고에 적용하였을 때 예상되는 장단점을 기존 왕복동 압축기를 사용한 경우와의 비교를 통해 살펴보고자 한다.

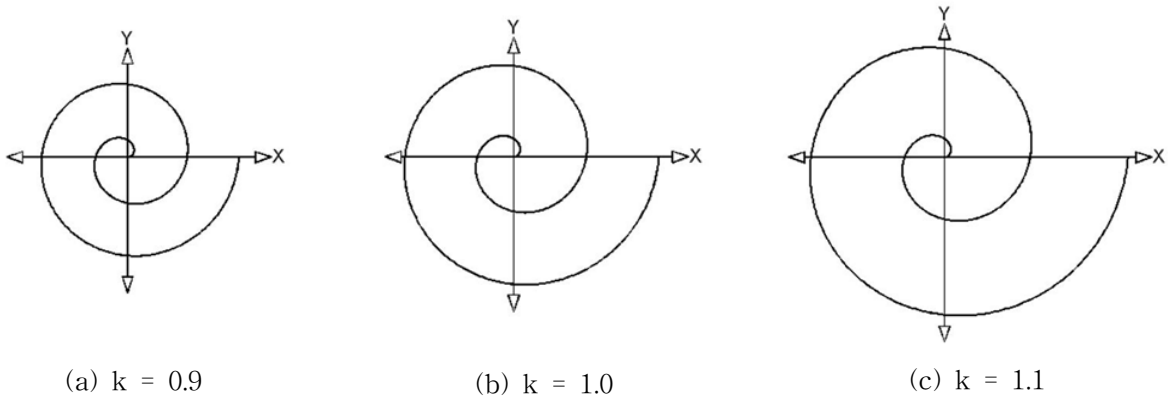


Fig. 1 Algebraic spirals.

2. 대수 나선에 기초한 스크롤 랩

본 연구에서 스크롤 랩 형성을 위해 적용한 대수 나선은 극좌표계 (r, ϕ) 로 나타내면 식(1)과 같고, 그 형상은 Fig. 1에 나타낸 것처럼 먹지수 k 에 따라 나선의 피치가 달라지는 특성을 지닌다.

$$r = a\phi^k \tag{1}$$

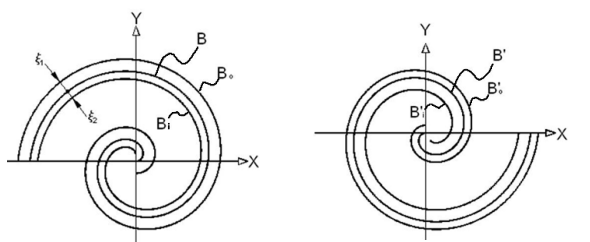
식(1)과 같은 대수 나선을 원점 O 의 주위를 일정한 선회반경을 가지고 선회 운동시키면 Fig. 2(a)와 같이 내측 포락선(B_i)과 외측 포락선(B_o)이 형성된다. 또한 이 대수 나선에 대한 접대칭 곡선을 가지

고 동일한 방법으로 선회 운동시키면 Fig. 2(b)와 같이 또 다른 한 쌍의 내측 포락선(B'_i)과 외측 포락선(B'_o)을 얻을 수 있다. 이러한 4개의 포락선으로부터 선회 스크롤의 랩 외측 및 내측 곡선으로 포락선 B_i 및 B'_o 를 취하고, 고정스크롤 랩의 외측 및 내측 곡선으로는 포락선 B_o 및 B'_i 를 취하면, Fig. 2(c), Fig. 2(d)와 같이 선회 스크롤의 선회운동에 따라 서로 맞물려 복수의 압축실을 형성하는 선회 및 고정 스크롤 랩을 얻을 수 있게 된다.^(2, 3, 5)

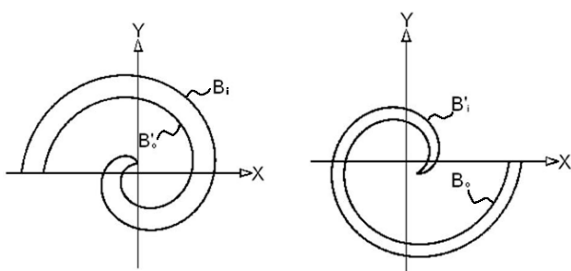
이렇게 얻어진 선회 스크롤과 고정 스크롤이 맞물려 이루는 접점의 위치와 압축실 체적을 구하는 방법은 Kohsokabe et al.⁽²⁾를 참조하면 된다.

3. 가정용 냉장고 적용을 위한 스크롤 설계

이 같은 대수 나선에 기초한 스크롤 랩을 갖는 스크롤 압축기를 가정용 냉장고에 적용하기 위한 설계에 있어서, 행정체적 10 cc이고 R600a를 작동유체로 하는 왕복동 압축기를 비교 기준으로 하였다. R600a를 냉매로 사용하는 경우, ASHRAE 저온 조건은 Table 1과 같다. 이 때 고압 및 저압부의 압력



(a) Basic volute curve (b) Phase-shifted curve



(c) Orbiting scroll (d) Fixed scroll

Fig. 2 Arrangement of scroll wrap.

Table 1 Operating condition for ASHARE-LBP

Symbol	Description	Value
T_{eva}	Evaporator Temp. °C	-23.3
T_{con}	Condenser Temp. °C	54.4
T_{exp}	Expansion valve inlet Temp. °C	32.2
T_s	Suction Temp. °C	32.2
P_s	Suction pressure[bar]	0.63
P_d	Discharge pressure[bar]	7.62

차가 6.99 bar로서 크지 않기 때문에 랩 두께를 인볼루트 끝각에서 2.01 mm로 결정하였고, 랩 높이도 랩 두께의 10배 정도로 선정하였다. 행정체적 10 cc를 얻기 위한 스크롤 랩 및 왕복동 압축기의 형상 변수는 Table 2(a), Table 2(b)와 같다. 여기서 대수 나선의 계수 및 지수는 각각 $a = 2.2$ mm 및 $k = 0.9$ 이고, 이럴 경우 랩 두께는 안쪽으로 들어 갈수록 두꺼워져서, 인볼루트 끝각에서는 $t = 2.01$ mm이지만, $\phi = 300^\circ$ 에서는 2.31 mm가 된다. 랩 나선각이 131° 보다 작을 경우에는 대수 나선이 아니라 원호의 조합이 되도록 랩 중앙부를 설계했다.

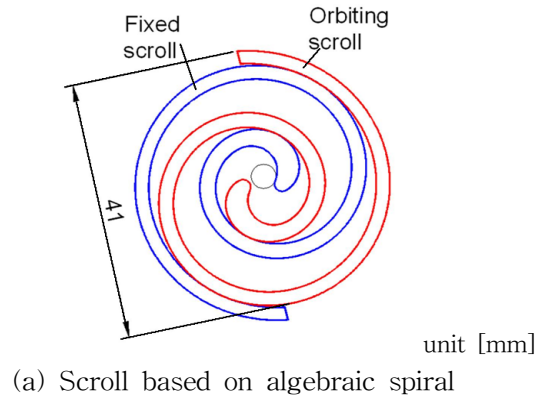
설계 압력비는 Table 1에 의하면 12.1이 되어야 하는데 이를 고정 체적비 설계 방식만으로 만족시키기 위해서는 랩 최대 나선각이 상당히 커져야 하므로 이를 피하기 위해 본 설계에서는 토출 포트 직경을 제한하여 3.8 mm로 하였고, 또한 토출 밸브를 사용하는 방식을 통해 랩 최대 나선각을 638° 로 제한하였다. 토출 밸브 적용 시, 랩 중앙부의 밀폐 공간에서 미처 토출되지 못한 고압의 냉매가 뒤따라오는 압축실과 연통되어 팽창하는 순간이 발생하게 되는 일종의 내부 역류 손실이 일어나게 된다. Fig. 3(a)는 이렇게 설계된 선회 및 고정 스크롤의 형상을 보여준다. Fig. 3(b)에는 비교 기준으로 삼은 동일한 행정체적을 갖는 왕복동 압축기의 압축부 형상을 나타내었다. 실린더 직경은 25 mm이고, 행정거리는 20 mm이다.

Table 2 Design parameters
(a) Scroll wrap configuration

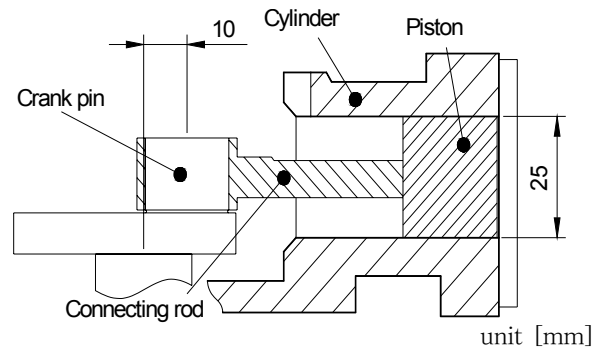
Symbol	Description	Value
a	spiral coefficient[mm]	2.2
h	Wrap height[mm]	20
t	Minimum wrap thickness[mm]	2.01
rs	Orbiting radius[mm]	2.8
ϕ_a	Algebraic start angle[°]	131
ϕ_e	Algebraic end angle[°]	638
k	Spiral index	0.9

(b) Reciprocating compressor configuration

Symbol	Description	Value
D_{pst}	Piston diameter[mm]	25
l_{cl}	Connecting rod length[mm]	41.14
l_r	Crank arm length[mm]	10



(a) Scroll based on algebraic spiral



(b) Reciprocating piston and cylinder

Fig. 3 Compression part.

Fig. 4(a)는 가정용 냉장고 적용을 위해 대수 나선 곡선에 기초한 스크롤 랩을 갖도록 설계된 고압식 스크롤 압축기의 횡단면 개념도이며, Fig. 4(b)는 동일한 행정체적을 갖는 냉장고용 왕복동 압축기의 횡단면 개념도이다. 압축기 하우징을 기준으로 하여 왕복동은 직경과 높이가 200 mm×180 mm인 반면, 스크롤은 90 mm×150 mm로서 상당히 소형화가 가능함을 보여준다.

4. 성능 해석

4.1 가스압력 계산

왕복동이나 스크롤과 같은 용적형 압축기에서 밀폐 체적 내의 가스의 압력은 식(2)에서와 같이 밀폐 체적 내의 가스의 질량으로부터 밀도를 계산하고, 폴리트로픽 압축을 가정하여 밀도로부터 압력을 얻는다.

$$P = P_s \left(\frac{M_c / V_c}{\rho_s} \right)^n \quad (2)$$

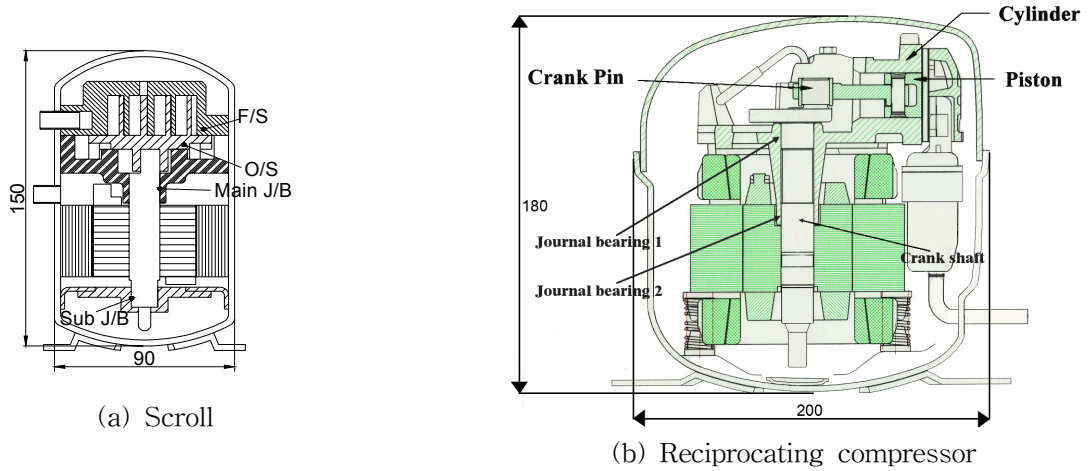


Fig. 4 Overall compressor structures.

압축실과 같은 밀폐 체적은 크랭크 각도에 따라 변화한다. 폴리트로픽 압축 지수는 압축 과정에서 발생하는 열이 얼마나 외부로 전달되는가에 따라 결정되는데, 통상 압축기 운전속도가 빠를 경우 압축 과정에서 발생한 열이 전달되어 나가는 시간이 상대적으로 짧아지게 되므로 단열 과정으로 간주하여도 실제 현상과 큰 차이가 없다.⁽⁷⁾ 밀폐 체적 내의 질량은 밸브 통과 유량 및 주변과의 누설을 고려하여 식(3)과 같이 구하며, 누설은 압축성 노즐 유동에 기초한 식(4)을 사용한다.

$$M_c = M_c(0) - \int_0^t (\sum_i \dot{m}_i) dt \quad (3)$$

$$\dot{m} = c_v P_u A \sqrt{\frac{2n}{n-1} RT_u} \sqrt{P_r^{2/n} - P_r^{n+1/n}} \quad (4)$$

여기서 누설 경로에서의 점성효과를 고려하여 유량 계수 c_v 를 결정한다.⁽⁷⁾ 이때 랩 선단에서의 누설에 대해서는 랩 두께와 축 방향 간극의 비가 형상 변수로, 랩 측면 누설에서 대해서는 랩의 곡률반경과 반경방향 간극의 비가 형상 변수로 개입된다.

4.2 운동 부재에 작용하는 힘과 마찰 손실

압축기 내부에서 운동하는 부재에 걸리는 힘은 마찰손실을 일으킨다. 왕복동에서는 피스톤, 연결봉, 크랭크 축 등이, 스크롤에서는 선회 스크롤, 올담링, 크랭크 축 등이 운동하는 부재이다. 이러한 운동 부재에 작용하는 힘과 모멘트의 평형으로부터 각종 반력을 구할 수 있다.^(7, 8)

왕복동 및 스크롤에 작용하는 각종 작용력으로부터 발생하는 마찰 손실을 각각 식(5) 및 식(6)과 같이 정리 할 수 있다.

$$\Delta L_{mech, reci} = L_{pst} + L_{pp} + L_{cp} + L_{jb} + L_{tb} \quad (5)$$

$$\Delta L_{mech, scroll} = L_{db} + L_{wrap} + L_{or} + L_{mj} + L_{sj} \quad (6)$$

여기서 왕복동의 경우 L_{pst} , L_{pp} , L_{cp} , L_{jb} , 및 L_{tb} 는 각각 피스톤, 피스톤 핀, 크랭크 핀, 저널 베어링, 그리고 스러스트 베어링에서의 마찰손실을 나타내며, 스크롤에서는 L_{db} , L_{wrap} , L_{or} , L_{mj} , 및 L_{sj} 는 각각 구동 베어링(즉 선회스크롤 허브), 랩 선단, 올담링, 주저널 베어링, 그리고 보조 베어링에서의 손실을 나타낸다.

이러한 성능해석에 기초하여 왕복동 및 스크롤 압축기의 성능을 계산하는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 visual basic으로 작성하였다.

4.3 성능해석 프로그램 검증

Fig. 5는 왕복동 압축기에서 성능해석 프로그램을 통해 얻은 계산 결과와 압축기 열량계 시험을 통해 얻은 P-V 선도의 비교를 보여주며, 압축기 전반적인 성능에 대한 비교는 Table 3에 나타내었다.⁽⁷⁾ 냉매는 R600a이며 흡입압 및 토출압은 각각 0.609 bar 및 7.703 bar이다. 압축기 운전속도는 2960 rpm 이고 모터효율 84%이다.

대수 나선으로 이루어진 스크롤 랩을 갖는 스크롤 압축기에 대해서는 아직 압축기 실물이 없어서 성능 해석 결과와 시험 데이터와의 비교를 수행하지 못하

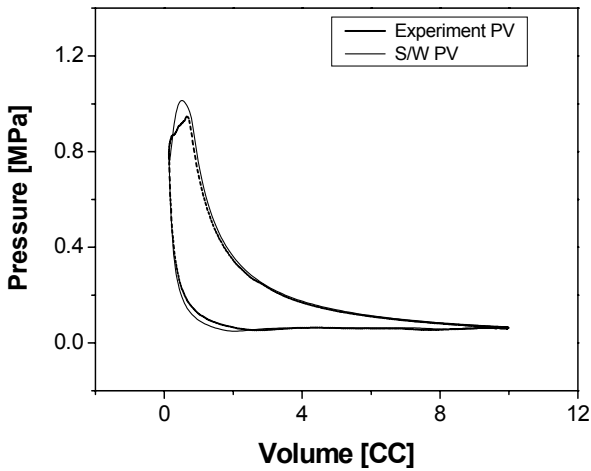


Fig. 5 P-V diagram of a R600a reciprocating compressor : simulation vs. experiment.

Table 3 Performance comparison of simulation results with experimental data for a R600a reciprocating compressor

	S/w	Exp.	Error[%]
Q_c [W]	130	128.34	-1.3
W_c [W]	107.5	105.29	-2.1
COP	1.21	1.219	0.7

였다. 하지만 인볼루트 랩을 갖는 스크롤에 대해서는 압축기 입력, 냉동능력, EER 등에 대해 $\pm 5\%$ 이내의 오차를 보였다.⁽⁸⁾

5. 성능 해석 결과 및 고찰

5.1 ASHARE 저온 조건

Fig. 6는 스크롤 압축기와 왕복동 압축기의 체적 선도 비교를 보여준다. 왕복동에서는 피스톤이 한 번 왕복 운동할 때, 한 번의 흡입에서 토출까지의 행정이 이루어지지만 스크롤에서는 흡입에서 토출까지 통상 크랭크 축 2~3회전에 걸쳐 일어난다. 이 경우에는 970° 가 걸린다. 이러한 특성으로 인해 스크롤에서는 가스 압축이 완만히 진행되어 토크 변동이 작게 된다.

Fig. 7에는 P-V 선도를 나타내었다. 왕복동에서는 토출 행정에서 과압축 손실이 두드러지게 나타났으며 압축 과정에서의 누설 손실은 거의 없다. 스크롤은 한 쌍의 압축실이 동시에 형성되므로 여기서는 각 압축실을 A 및 B로 구분하여 나타내었다.

두 압축실은 전반적으로는 거의 동일한 압축 선도를 보이지만 단지 압축 과정 중에 토출 포트와 연

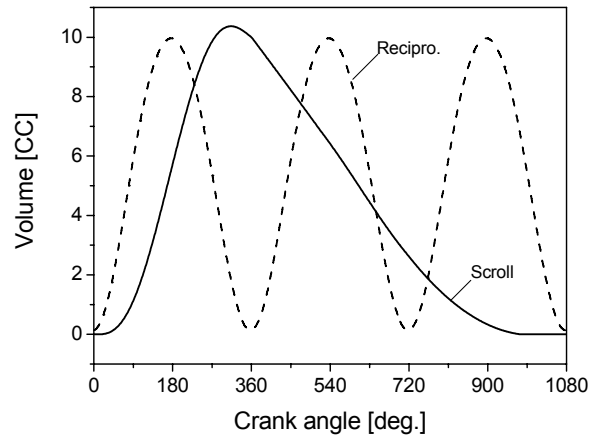
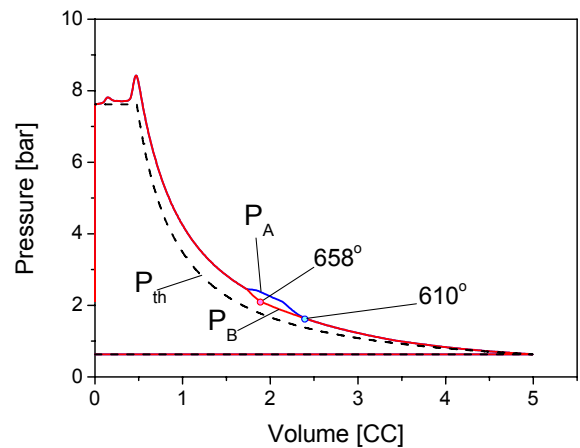
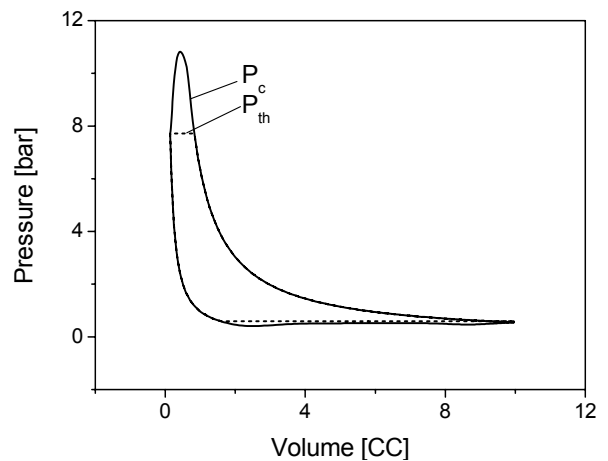


Fig. 6 Volume diagram : scroll vs. reciprocating.



(a) Scroll



(b) Reciprocating

Fig. 7 P-V diagram.

통되는 시점이 각기 다르기 때문에 이로 인한 차이가 나타난다. A 압축실에서는 크랭크 각 $\theta = 610^\circ$ 에서 그리고 B 압축실에서는 크랭크 각 $\theta = 658^\circ$ 에서 연통이 시작된다. 연통이 일어나면 토출 포트 경로 내에 갇혀있던 고압의 가스가 압축실로 역류되어 들어오며 재팽창하게 되어 압축실 내 가스의 압력이 올라가게 된다. 이러한 재팽창은 일종의 내부 누설에 해당되어 압축 손실로 이어질 뿐이며, 왕복동에서와는 달리 흡입 가스 유입 과정에 영향을 주지 않는다. 스크롤의 경우 토출 손실은 매우 작게 나타난다. 왕복동에서 과압축 손실을 줄이기 위해 토출 포트 직경을 크게 할 경우 재팽창 손실이 증가하여 체적효율이 감소하게 된다.

Table 4에 스크롤과 왕복동에서의 가스 압축 성능을 수치적으로 비교하였다. 이론압축동력(L_{th})은 스크롤이 크게 나타났는데 이는 스크롤에서는 재팽창에 의한 흡입유량 감소가 없어서 냉매 질량유량(\dot{m})이 많기 때문에 압축동력이 많이 요구되기 때문이다. 동일 행정체적에서 스크롤이 왕복동보다 질량유량이 38.7% 많다. 체적 효율로는 스크롤은 96.49%, 왕복동은 69.86%이다. 단열압축효율은 두 압축기에서 큰 차이가 없게 나타났다. 왕복동과 스크롤 모두에서 단열압축효율은 대략 85% 수준이다. 왕복동의 경우 압축손실의 거의 전부를 과압축 손실이 차지하며, 스크롤에서는 누설 손실이 대부분이다.

Fig 8은 압축 방향에 따른 가스력의 비교를 보여준다. 압축 방향의 가스력으로서 스크롤에서는 접선 방향 가스력이 해당되며 왕복동에서는 피스톤 면에 수직으로 작용하는 피스톤 가스력이다.

왕복동은 가스력의 변화의 폭이 매우 커서 0~500 N 사이에서 변동하지만 스크롤은 60~200 N 사이에서 변동한다. 이러한 가스력의 변동은 가스 토크

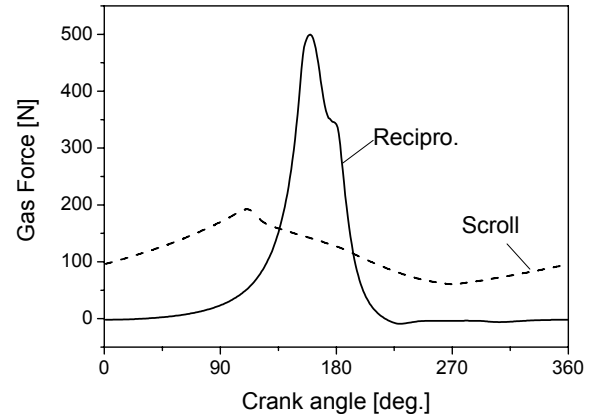


Fig. 8 Gas force : scroll vs. reciprocating.

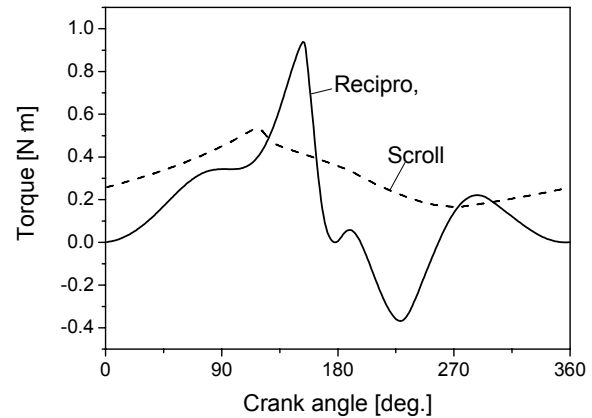


Fig. 9 Torque : scroll vs. reciprocating.

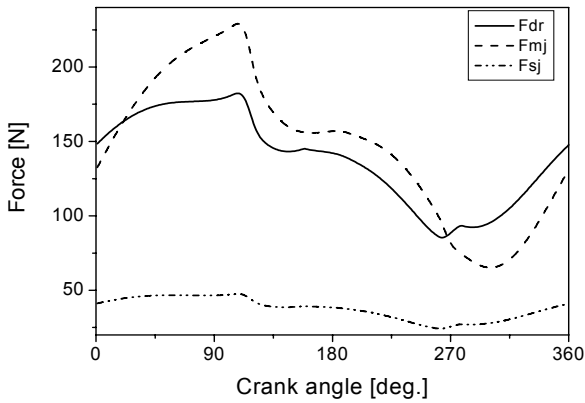
로 이어지는데 Fig. 9에서 왕복동은 음(-)의 토크 값도 지니는 순간이 발생한다. 이는 피스톤의 왕복운동을 크랭크축의 회전운동으로 바꾸는 과정에서 연결봉의 각도가 개입되기 때문이다. 왕복동에서 이러한 큰 토크 부하 변동은 압축기 기동 시에 이를 감당할 수 있도록 큰 모터 토크를 필요로 한다. 일단 정속 운전에 들어가면 모터의 로터와 로터 중앙부에 열박음되어 있는 크랭크 축의 관성 모멘트에 의해 실제 요구되는 모터 토크의 변동 폭이 상당히 줄어들게 된다.

Fig. 10은 베어링에 걸리는 하중을 보여준다. 스크롤에서는 베어링의 최대 하중이 250 N을 넘지 않으나, 왕복동에서는 최대 700 N에까지 이르며 베어링 하중의 변동 폭도 왕복동에서 상당히 크다. 이러한 베어링 하중이 크면 베어링 마찰 손실이 크게 되고, 베어링 하중의 변동 폭이 크면 베어링 신뢰성에서 불리해 진다.

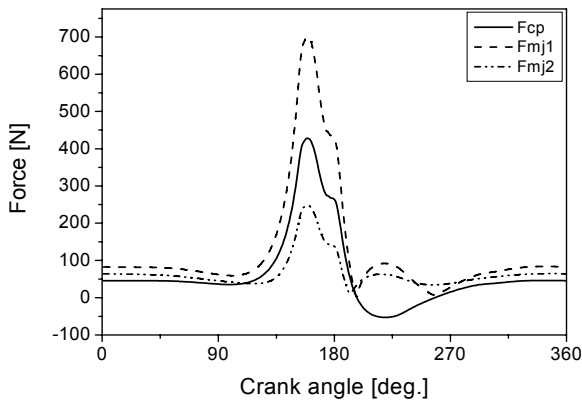
Table 5에는 기계적 마찰 손실의 비교를 나타내었다. 유효일(L_{th})을 기준하여 마찰손실은 스크롤에서

Table 4 Gas compression performance : scroll vs. reciprocating

	Scroll	Rec.	$\Delta \frac{scroll}{Rec.} [\%]$
$L_{th} [W]$	83.7	64.19	30.4%
$\Delta L_{over} [W]$	1.4	10.91	-87.2%
$\Delta L_{leakage} [W]$	13.2	-	-
$\dot{m} [g/s]$	0.699	0.504	38.7%
$\eta_{ad} [\%]$	85.15	85.48	-0.4%
$\eta_v [\%]$	96.49	69.86	38.1%



(a) Scroll



(b) Reciprocating

Fig. 10 Bearing loads.

는 12.64%, 왕복동은 17.69%로서 왕복동에서의 마찰손실이 상대적으로 크게 나타났다. 스크롤에서는 구동베어링 손실 및 주 저널 베어링 손실이 각각 5.04% 및 4.67%로서 손실의 대부분을 차지하며, 왕복동에서는 피스톤 마찰손실이 14.22%로 가장 크고 그 다음이 저널 베어링 손실로서 7.79%이다.

Table 6는 스크롤과 왕복동 두 압축기의 전반적인 성능에 대한 비교이다. 스크롤이 왕복동보다 냉

Table 6 Performance comparison : scroll vs. reciprocating

	Scroll	Reciprocating	$\Delta \frac{scroll}{Rec.} [\%]$
$Q_c [W]$	234.3	169.0	38.6
$W_c [W]$	120.3	110.5	8.9
COP	1.947	1.530	27.3

동능력은 38.6% 높은 반면, 압축기 입력은 8.9% 증가했으므로 결국 COP는 27.3% 크게 나타났다.

5.2 운전 압력비 변화

압축기 운전 조건 변화에 따른 스크롤과 왕복동의 상대적인 성능 변화를 살펴보기 위해 압축기 흡입압(P_s)을 0.63 bar에 고정하고 토출압(P_d)을 변화시켜가며 성능해석을 수행하였다. Fig. 11은 압력비 (P_d/P_s) 변화에 대한 스크롤과 왕복동 압축기의 성능 변화를 보여준다. 압력비가 9.5에서 15.3으로 증가할 때, 압력비 9.5에서의 성능을 기준하여 냉동능력(Q_c)은 스크롤에서 85.7%로, 그리고 왕복동에서는 77.4%로 감소하였다. 스크롤에서 냉동능력 감소는 질량 유량의 감소에 기인한 것보다는 토출압력이 올라감에 따라 응축기 출구에서의 엔탈피가 증가하여 냉동 효과가 줄어든 것의 영향이 지배적이다. 이는 Fig. 12의 체적효율 변화에서 볼 수 있듯이 스크롤에서 압력비 증가에 따른 체적효율의 감소는 미미하기 때문이다. 왕복동에서 압력비 증가에 따른 냉동능력의 감소가 더 크게 나타난 것은 체적효율 자체가 감소하기 때문인데 이러한 압력비 증가에 따른 체적효율의 감소는 간극체적 내 가스의 채팽창의 영향이 증대하기 때문이다.

압축기 입력(W_c)은 압력비 증가에 따라 왕복동에서는 완만하게 증가하지만 스크롤에서는 빠르게

Table 5 Mechanical loss : scroll vs. reciprocating

Scroll			Reciprocating		
$L_{th} [W]$	Useful work	83.7	$L_{th} [W]$	Useful work	64.19
$L_{mech} [W]$	Mechanical Loss	10.58	$L_{mech} [W]$	Mechanical Loss	17.69
$L_{dr} [W]$	Drive bearing Loss	4.22	$L_{cp} [W]$	Crank pin friction loss	1.59
$L_{mj} [W]$	Main J/B Loss	3.91	$L_{jb} [W]$	J/B Loss	5
$L_{sj} [W]$	Sub J/B Loss	1.29	$L_{tb} [W]$	Thrust friction loss	1.68
$L_{wrap} [W]$	Wrap friction Loss	0.66	$L_{ppv} [W]$	Piston pin friction loss	0.14
$L_{or} [W]$	Oldham-ring friction Loss	0.41	$L_{pst} [W]$	Piston friction loss	9.13

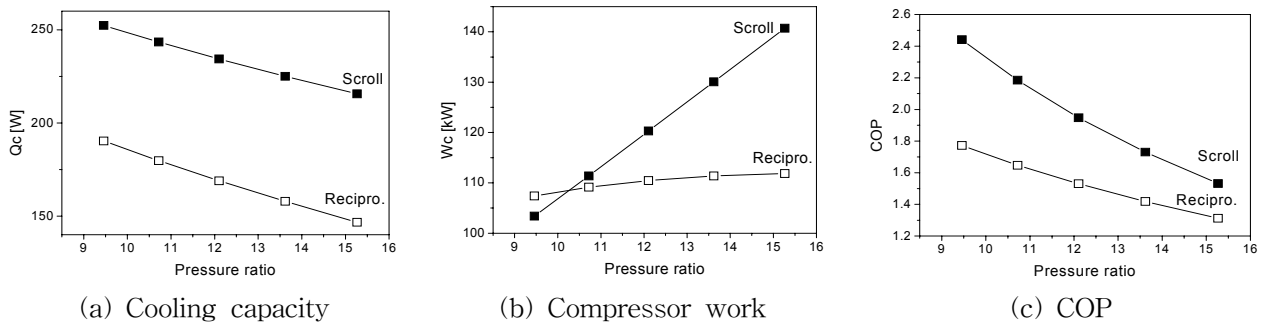


Fig. 11 Performance variation with pressure ratio : scroll vs. reciprocating.

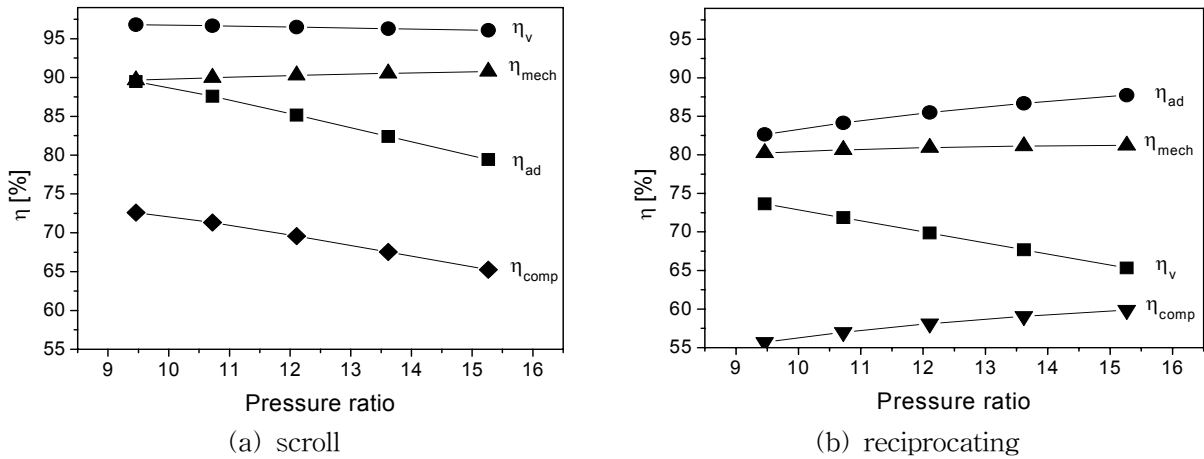


Fig. 12 Variation of compressor efficiencies with pressure ratio.

증가한다(Fig. 11(b)). 이는 스크롤에서는 토출 포트 내에 갇혀 있던 가스의 재팽창이 내부 누설로 나타나기 때문이다. 따라서 토출압이 증가할수록 재팽창으로 인한 내부 누설 손실이 증가한다. 냉동능력과 압축기 입력의 비로 정의되는 COP는 결국 압력비 증가에 따라 스크롤에서 더 빠르게 감소하는 것으로 나타났지만, 왕복동의 COP를 기준하여 스크롤의 COP는 압력비 9.5에서 37.1%, 압력비 15.3에서 16.7% 높은 값을 보였다.

Fig. 12는 압력비 변화에 따른 압축기 각종 효율의 변화를 보여준다. 앞서 언급한대로 체적효율(η_v)의 경우 스크롤은 압력비가 증가하여도 미세하게 감소하며 전반적으로 96%대의 수준을 유지하며, 왕복동은 간극체적 가스의 재팽창 영향으로 73.6%에서 65.5%로 감소한다. 기계적 효율(η_m)은 압력비 증가에 따라 양쪽 다 미세하게 증가하는데, 이는 마찰손실 자체는 증가하지만 가스압축 동력 자체가 증가하는 것에 비해서는 마찰 손실의 비중이 미세하게 줄어든다는 의미이다.

단열압축 효율(η_{ad})은 압력비가 증가하면 스크롤에서는 감소하고 왕복동에서는 오히려 증가한다. 이는 스크롤에서는 재팽창의 영향이 내부 누설 손실로 나타나기 때문이며 왕복동에서는 가스압축 손실의 거의 전부를 차지하고 있는 과압축 손실 자체는 거의 변화가 없지만 가스압축동력 전체는 증가하므로 손실의 비율은 감소하기 때문이다. 압축기 전효율(η_c)은 모터효율을 일정하다고 가정할 때 단열압축효율과 기계효율과의 곱에 비례하므로 압력비가 9.5에서 15.3으로 증가함에 따라 스크롤에서는 72.6%에서 65.2%로 감소하고, 왕복동은 55.7%에서 59.8%로 증가하는 추세를 보인다.

6. 결 론

스크롤 압축기의 소형 냉장고에 대한 적용성 연구에 있어서,

(1) 소형을 유지하면서 고압축비가 가능하도록 대수 나선에 기초한 스크롤 랩을 갖는 R600a용 고압식

스크롤 압축기의 기본 구조를 설계하였다.

(2) 동일한 행정체적을 갖는 왕복동 압축기와의 크기를 비교했을 때, 설계된 스크롤 압축기의 직경은 50% 이하로, 높이는 약 80% 정도가 되었다.

(3) ASHRAE 저온 조건에서 왕복동 압축기 대비, 스크롤에서 냉동능력 및 압축기 입력이 각각 38.6% 및 8.9% 더 많게 나타났고, 그 결과 COP는 27.3% 더 높게 얻어졌다.

(4) 단일압축효율은 두 경우 모두 85% 수준으로 비슷하게 나타났고, 기계적 효율과 체적효율은 스크롤에서 각각 9% 및 25% 더 좋게 얻어졌다.

(5) 운전 압력비를 9.5에서 15.3으로 증가시키면 압축기 전효율은 스크롤에서는 72.6%에서 65.2%로 감소하고, 왕복동은 55.7%에서 59.8%로 증가하는 추세를 보인다.

(6) 대수 나선 스크롤에 대한 가공 정밀도 및 경제성이 전제된다면, 대수나선 스크롤 압축기의 소형 냉장고 분야에의 적용은 상당히 유망하다고 여겨진다.

참고문헌

1. Montelius, C. and Oscar, J., 1943, Rotary compressor or motor, U. S. Patent 2,324,168.
2. Kohsokabe, H., Takebayashi, M., Kunugi, Y., Ohshima, Y., and Hata, H., 1994, Study on scroll profile based on algebraic spiral for scroll machines, Transactions of the JAR, Vol. 11, No. 3, pp. 337-347.
3. Kohsokabe, H., Takebayashi, M., Kunugi, Y., Ohshima, Y., Hata, H., 1996, New Scroll Profiles Based on an algebraic spiral and their application to small-capacity refrigeration compressors, ASHRAE Transactions : Research Vol. 102, No. 2, pp. 34-39.
4. Tsuji, T., Ishi, N., Sawai, K., Anami, K., Hiwata, A., Morimoto, T., Sano, K., and Knisely, C., 2010, On the development of optimally efficient compact scroll compressors for refrigerators, International Compressor Engineering Conference at Purdue, USA, Paper # 1357.
5. Kohsokabe, H., Iwata, H., Endoh, K., and Ohshima, Y., 1996, Scroll fluid machine, scroll member and processing method thereof, U. S. Patent 5,554,017.
6. Wang, L., Du, L., Zhang, X., Wang, X., Chen, B., and Hussain, S., 2011, A study on integrated design conjugation profiles application analysis of scroll profiles for automobile air conditioning, Science China, Technological Sciences, doi : 10.1007/s11431-011-4372-6.
7. Kim, H. J., 2005, Development of computer simulation program for reciprocating compressor, Technical Report, University of Incheon.
8. Kim, H. J., 2006, Performance analysis of a scroll compressor equipped with discharge bypass valves, Technical Report, University of Incheon.