

대체냉매 공기조화기용 로터리 압축기의 성능향상을 위한 최적 토출계에 관한 실험적 연구

윤 영[†], 정 진 택^{*}, 민 만 기^{*}

[†]LG전자 디지털어플라이언스연구소, ^{*}고려대학교 기계공학과

An Experimental Study on the High Performance Optimal Discharge System of a Rotary Compressor for an Air Conditioner using Alternative Refrigerant R410a

Young Youn[†], Jintaek Chung^{*}, Manki Min^{*}

[†]Digital Appliance Lab., LG Electronics, Seoul 153-023, Korea

^{*}Department of Mechanical Engineering, Korea University, Seoul 136-701, Korea

(Received March 27, 2000; revision received November 12, 2000)

ABSTRACT: R410a which is one of HFC refrigerants is being considered to be a promising replacement for R22 widely used in domestic air conditioners. The rolling piston type rotary compressors for R410a have lower energy efficiency than those for R22 because of the high pressure difference between a suction chamber and a discharge chamber in the compression mechanism. In addition, the re-expansion gas loss of the rotary compressor for R410a which occurs at a clearance volume in a discharge port becomes larger than that for R22 due to high density of R410a refrigerant. Therefore, Pressure-Volume analyses for various design parameters of a discharge system were carried out to improve efficiency of a R410a rotary compressor. The results such as performance data, over-compression loss, and re-expansion loss were acquired by P-V analyses and analyzed quantitatively. As a conclusion, the optimal specifications of several design parameters of a discharge system were obtained by analyzing P-V diagrams.

Key words: Alternative refrigerant(대체냉매), Rotary compressor(회전식 압축기), Discharge system(토출계), P-V analysis(P-V분석), Performance(성능), Loss(손실)

기 호 설 명

h : 비엔탈피 [kJ/kg]
 H : 무차원 밸브 리프트
 L : 무차원 밸브 유효길이
 \dot{m} : 질량유동률 [kg/s]

P : 압력 [Pa]
 P' : 동력 [w]
 t : 무차원 밸브 두께
 t' : 회전주기 [s]
 T : 온도 [°C]
 V : 체적 [m³]

[†] Corresponding author

Tel.: +82-019-255-0614; fax: +82-2-867-3941

E-mail address: yyoun2@hanmail.net

그리스 문자

Δ : 차이

- η : 효율 [%]
- θ : 무차원 공구각

상첨자

- n : 폴리트로픽 지수

하첨자

- a : 실제
- $comp$: 압축기
- $compr$: 압축
- d : 토출
- in : 소비
- ind : 지시
- $mech$: 기계
- $motor$: 전동기
- s : 흡입
- sh : 축
- th : 이론
- vol : 체적

1. 서 론

현재 가정용 공기조화기에 가장 널리 사용되고 있는 회전피스톤형 로터리 압축기의 성능은 토출계의 사양에 크게 좌우되기 때문에 기존냉매인 R22 냉매를 대상으로 토출계에 대한 연구가 다년간에 걸쳐 꾸준히 진행되어 왔다.⁽¹⁻²⁾ 그러나 오늘날 지구환경을 보호하기 위하여 HCFC 계열의 냉매인 R22를 대체하는 HFC 계열의 냉매인 R410a가 공기조화기용 대체냉매로서 전세계적으로 유력하게 대두되고 있는 경향이다.

그런데 R410a 적용 로터리 압축기는 R22용과 비교하여 볼 때, 재팽창손실이 크게 증가하기 때문에 성능개선을 위해서는 토출계를 재설계하여야만 한다는 연구결과들이 있다.⁽³⁾ 그러나 일반적으로 토출계는 재팽창손실과 과압축손실 사이에 트레이드오프(Trade-off) 관계가 존재하기 때문에 최적치수(Optimal dimension)를 결정하는 것은 매우 어려운 문제이다.

따라서 본 연구에서는 종래의 손실분석 기법에

비해 높은 정확성과 편이성을 갖는 새로운 손실 분석 기법을 개발하고, 이를 R410a용 로터리 압축기의 토출계 연구에 적용함으로써 토출계의 여러 성능인자들이 압축기 성능에 미치는 영향을 정량적으로 분석하여 이를 바탕으로 토출계를 최적설계하고자 하였다.⁽⁴⁻⁵⁾

2. 실험장치 및 방법

2.1 냉매압축기용 열량계

2.1.1 압축기 열량계의 구조

공기조화기용 냉매압축기의 성능을 측정하기 위한 압축기 열량계의 구성을 Fig. 1에 나타내었다. 이 장치는 응축기, 보조냉각기, 자동팽창밸브, 열량계, 시험압축기 등으로 구성되어 압축기의 시험조건인 압축기의 응축온도, 팽창밸브 직전 온도, 증발온도, 흡입가스 온도, 주위 온도 및 풍속 등을 원하는 설정값으로 맞출 수 있다. 즉 시험압축기에 대한 운전사이클의 응축압력은 응축기의 방열량, 과냉도는 보조냉각기의 방열량과 가열량, 증발압력은 자동팽창밸브의 개도, 과열도는 열량계의 가열량에 의해 각각 제어된다. 본 실험에 사용한 상용 압축기 열량계의 각 측정치의 재현성 오차는 제품규격상으로는 최대 $\pm 1\%$ 이나 실제로는 같은 시험압축기에 대해 양호한 판리수준을 유지한 경우에 최대 $\pm 0.1\%$ 정도이다.

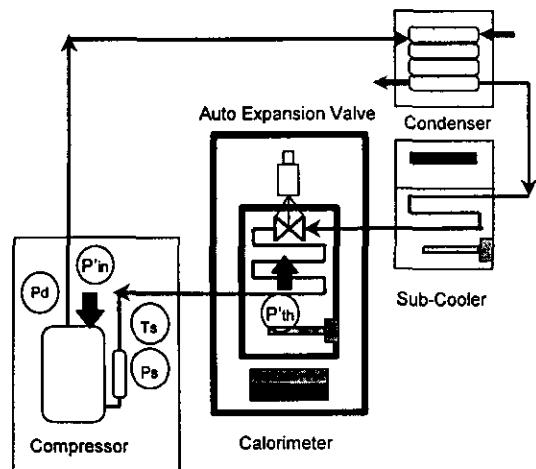


Fig. 1 Refrigerating compressor calorimeter.

2.1.2 공조용 냉매압축기의 시험조건

Table 1은 대표적인 공기조화기용 냉매압축기의 표준성능 시험조건인 ASHRAE-T 조건을 나타낸다. 일반적으로 공기조화기용 냉매압축기의 표준성능은 위의 압축기 열량계를 사용하여 본 시험조건으로 측정한다.

2.2 압축기의 효율

Fig. 2는 냉매압축기에 있어서 일반적인 에너지의 흐름과 손실을 나타낸다. 여기서 압축동력은 지시동력에서 과압축손실과 흡입손실, 재팽창/누설/열전달손실을 제외한 동력으로, 또는 이론동력과 체적손실 동력의 합으로 정의한다.

냉매압축기에서 냉매개스의 압축과정 중에 발생하는 여러 손실은 Fig. 3의 P-V선도에 자세히 나타내었다. 이러한 P-V선도 상에서 압축기가 가역적으로 단열압축되는 경우에 소요되는 압축기의 이론동력은 다음과 같은 식으로 정의된다.

Table 1 ASHRAE-T performance test conditions for compressors

Items	Values
Evaporating temperature (°C)	7.2
Suction gas temperature (°C)	35.0
Compressor surrounding temp. (°C)	35.0
Condensing temperature (°C)	54.4
Liquid refrigerant temperature (°C)	46.1

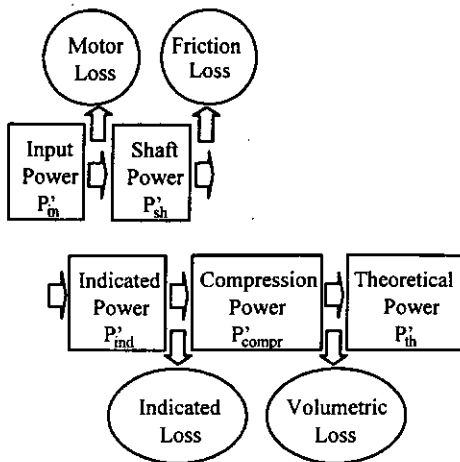


Fig. 2 Energy flow diagram.

$$P'_{th} = \dot{m}_a \times \Delta h_{comp} \quad (1)$$

여기서 식(1)에 나타나 있는 압축기의 실제 질량 유동률은 2차냉매방식 압축기 열량계(Calorimeter)의 경우에는 직접적으로 측정된 압축기 냉방능력을 규정된 증발기의 비엔탈피 차이로 나눔으로써 구해진다.

용적형 로터리 압축기의 실린더에서의 실제적인 압축과정은 폴리트로픽(Polytropic) 과정이며 다음과 같은 식으로 나타낼 수 있다.

$$PV^n = Const. \quad (2)$$

또한 압축기의 지시동력은 다음 식으로 표현된다.

$$P'_{ind} = \frac{\int VdP}{t} \quad (3)$$

일반적으로 냉매압축기의 각 효율은 다음과 같이 정의된다.^(6,7)

$$\eta_{motor} = \frac{P'_{sh}}{P'_m} \quad (4)$$

$$\eta_{mech} = \frac{P'_{ind}}{P'_sh} \quad (5)$$

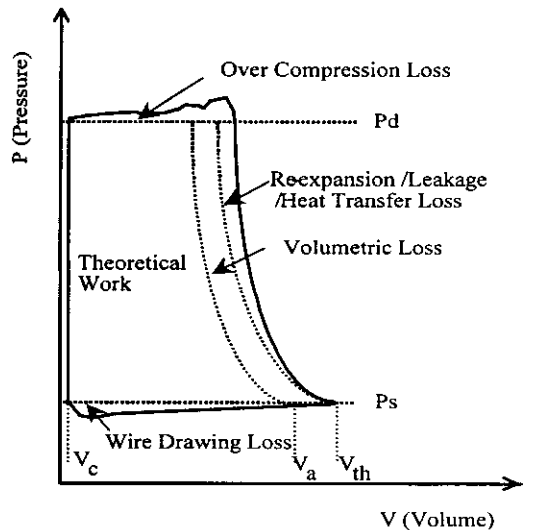


Fig. 3 Illustrative P-V diagram.

$$\eta_{ind} = \frac{P'_{compr}}{P'_{ind}} \quad (6)$$

$$\eta_{vol} = \frac{V_a}{V_{th}} \quad (7)$$

$$\eta_{compr} = \eta_{ind} \times \eta_{vol} = \frac{P'_{th}}{P'_{ind}} \quad (8)$$

전동기(Motor) 효율은 식(4)에 나타낸 바와 같이 압축기의 소비동력과 축동력의 비로 정의하며, 전동기 단품을 다이내모미터(Dynamometer)로 시험하여 구한다. 기계효율은 식(5)와 같이 지시동력과 축동력의 비로 나타내며, 지시동력은 P-V선도로부터 구한 값을 사용하며 축동력은 사용한 전동기의 실험치를 사용한다. 식(6)과 같이 나타낸 지시효율은 압축동력과 지시동력의 비로 정의하며 이러한 값들은 P-V선도로부터 구할 수 있다. 식(7)과 같이 표현하는 체적효율은 실제로 냉매를 압축하는 데 사용된 실제의 행정체적과 기하학적으로 결정되는 이론적인 행정체적의 비로 정의하며, 실제의 행정체적은 압축기를 압축기 열량계로 실험하여 구한 질량 유동률과 운전 회전수, 흡입가스 밀도로부터 구할 수 있다. 끝으로 압축효율은 지시효율과 체적효율의 곱으로서 이론동력과 지시동력의 비로 정의하며, 여기서 이론동력은 체적효율이 고려된 상태에서 냉매가 가역 단열 압축되는 경우에 소요되는 이론적인 동력을 말한다.

본 연구에서는 실험압축기를 압축기 열량계에 장착하여 정상상태로 운전하면서 얻은 압축기의 소비입력과 냉방능력의 측정값, 압력신호를 처리하여 얻은 지시효율, 그리고 전동기를 단품상태로 시험하여 구한 데이터를 이용하여 실험압축기의 각 손실과 효율을 구하였다. 본 실험에 사용한 다이내모미터의 재현성 오차는 ±0.5% 정도이다.

2.3 P-V분석의 방법

P-V분석이란 압축기가 냉매를 흡입하여 압축하고 토출하는 과정 중에 발생하는 여러 손실을 측정하여 압축기의 각 효율을 파악하는 진단기법 중의 하나로서 압축기의 성능향상을 위한 연구에 있어서 매우 유용하고 중요한 수단이다.

대표적인 용적형 냉매압축기인 로터리 압축기는 크게 회전동력을 발생하는 전동기부와 냉매가스의 압축이 이루어지는 압축 기구부로 구성된다. 압축 기구부는 실린더, 로울러, 베인 등으로 구성되며, 베인이 실린더와 로울러 사이에 형성되는 공간을 압축실과 흡입실로 나눈다. 이러한 로터리 압축기는 연속적으로 냉매가스가 흡입 및 압축되어, 기존의 왕복동식 압축기에 비해 컴팩트하며 효율이 높고 진동이 적은 특징이 있다.

Fig. 4에 나타나 있는 P-V실험장치는 실제의 압축기 운전상태에서의 성능을 바로 측정할 수 있도록 최대한 구조변경을 줄여 실제구조에 가깝도록 만들어져 있다.

본 장치는 적은 노력으로 편리하게 실험할 수 있도록 특별히 2단 볼트케이스(Bolted case) 형태를 고안하여 제작하였으며, 별도로 압축기 내부의 유면(Oil level)을 관찰하기 위한 관찰유리(Sight glass)는 설치하지 않았다. 또한 하나의 인자만의 영향을 파악하기 위해 반드시 하나의 부품만을 변경하고 나머지 부품은 그대로 사용하였다.

본 P-V실험의 압력 측정방법은 Fig. 5에 나타나 있는 바와 같이, 축회전에 따른 흡입실과 압축실의 압력변화를 측정하기 위해 두 개의 상대압력(동압) 센서를 사용하며, 측정된 상대압력을 절대압력으로 환산하기 위한 기준압력을 얻기 위해 흡입관에 절대압력(정압) 센서를 설치한다. 또한 상대압력 센서를 서브베어링(Sub bearing)에

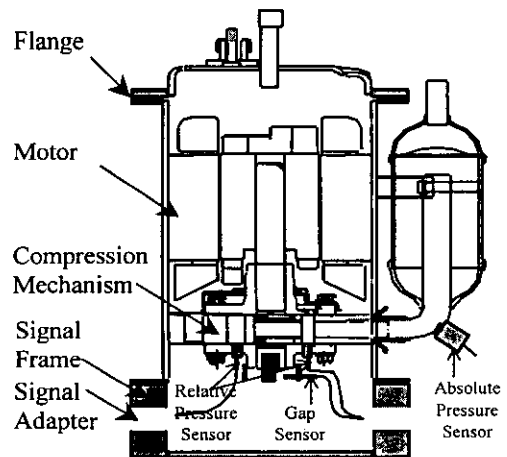


Fig. 4 Experimental apparatus for P-V.

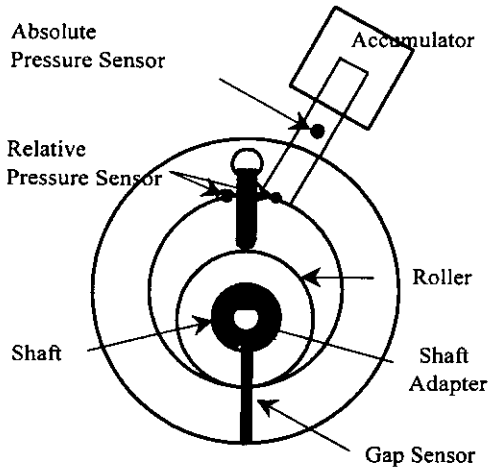


Fig. 5 Positions of pressure and gap sensors for P-V experiment.

Table 2 Specifications of sensors

	Relative pressure	Absolute pressure	Displacement
Maker	Kistler	Kistler	Ono sokki
Model	6051A	4075A	VS011
Range	0~250 [bar]	0~50 [bar]	0~1 [mm]

설치함으로써 전혀 실린더에 변형을 주지 않아 기준방법보다 훨씬 실제에 가까운 성능을 얻을 수 있으며, 보다 쉽게 센서를 설치할 수 있는 장점이 있다. 그리고 신호처리를 위한 압력신호의 기준점을 얻기 위해 축 하단부에 와전류(Eddy current) 방식의 변위센서(Gap sensor)를 설치하여 기준각도를 측정한다.

Table 2는 본 실험에 사용한 센서들의 사양을 나타낸다. 특히 사용한 상대압력 센서는 크기가 작고 고온·고압에 견디는 특성이 있다.

Fig. 6은 본 P-V분석 실험의 신호처리 절차를 나타낸다. 실험압축기에 설치한 센서들로부터 얻어진 상대압력과 절대압력 신호, 변위신호를 앰프(Amplifier)를 통해 증폭하여 오실로스코프(Oscilloscope)를 통해 아날로그 신호를 디지털 신호로 변환한다. 이러한 디지털 신호를 개인용 컴퓨터로 전송하고 P-V분석 프로그램을 실행하여 신호 처리하여 효율 및 손실을 계산한다. 끝으로 구해진 효율과 손실 데이터를 이용하여 결과를 분석한다.

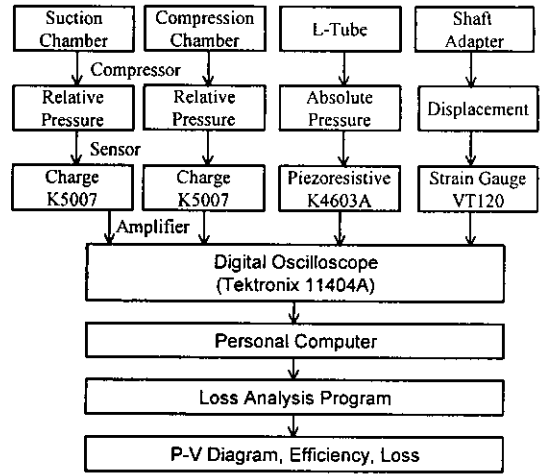


Fig. 6 Data processing block diagram.

2.4 토출계의 구조 및 손실

본 연구의 대상인 로터리 압축기는 가정용 9평형 공기조화기에 적용되는 X134 모델로서 그 행정체적이 13.4 cc이다.

본 로터리 압축기의 토출계 구조는 Fig. 7에 나타나 있는 바와 같이, 대부분의 축하중을 받는 메인베어링은 실린더 상판과 일체로 되어 실린더를 덮고 있으며, 실린더상의 커트아웃(Cut-out, 일명 반달포트) 유로, 메인베어링의 보어(Bore) 유로, 평판형(Flat type) 밸브 시트(Seat), 토출밸브(Discharge valve), 리테이너(Retainer) 등으로 이루어진다. 한편 냉매유동을 살펴보면, 압축기의 압축실에서 압축된 냉매개스는 커트아웃 유로와 보어 유로를 거쳐 밸브의 유효 유동면적을 지

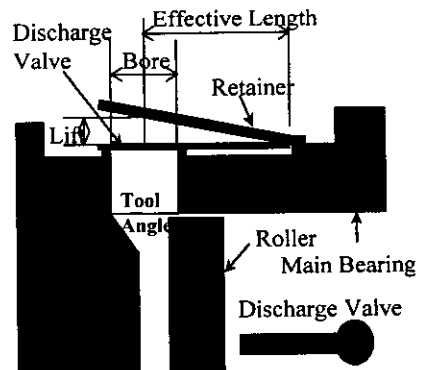


Fig. 7 Discharge system structure.

나 머플러실로 토출된다.

본 연구의 주요한 변수는 이러한 토출과정에 큰 영향을 미치는 밸브 두께(Thickness), 밸브 리프트(Lift), 밸브 유효길이(Effective length), 공구각도(Tool angle) 등이다.

토출계는 지시효율과 체적효율에 큰 영향을 미치며 특히 P-V선도상의 과압축 손실 및 재팽창 손실과 밀접한 관련을 가지고 있다. 과압축손실은 밸브를 열고 유지하기 위해 실린더내의 압력이 밸브의 배압인 머플러내의 압력보다 높아지기 때문에 발생하는 현상으로 토출유로의 형상 및 밸브의 치수와 상관성이 매우 높다. 또한 재팽창 손실은 토출과정 말기에 미처 토출되지 못하고 토출포트의 안에 잔류하는 고온고압의 잔류가스가 흡입되는 저온저압의 흡입개스와 섞여 재팽창함으로써 발생하는 손실로서 압축기의 체적효율을 크게 저하시킨다. 따라서 토출계는 이러한 과압축손실과 재팽창손실의 상관관계를 고려하여 최적설계하여야만 하는 어려움을 내재하고 있다.

특히, 이러한 과압축손실과 재팽창손실은 일반적으로 서로 트레이드오프 관계를 가지므로, 압축기 성능을 개선하기 위해서는 이러한 두 가지 손실의 상충관계를 고려하여 가장 적절한 토출계 치수를 결정하는 것이 무엇보다 중요하다.⁽⁶⁾

3. 실험결과 및 고찰

3.1 시료사양

본 연구의 대상인 9평형 공기조화기용 X134 모델의 롤링 피스톤형 로터리압축기의 토출계와 관련된 부품에 대한 기준치수는 Table 3에 나타나 있다. 여기서 1은 무차원수로서 기준치수에 대한 변경치수의 비율이다. 그리고 이러한 기준치수를 기본으로 하여 각 성능인자의 치수를 변경하여 실험함으로써, 각 성능인자가 압축기의 성능과 여러 손실에 미치는 영향을 정량적으로 파악하고자 하였다.

Table 3 Specifications of discharge system

Items	Valve thickness [It]	Valve lift [IH]	Effective length [IL]	Tool angle [1θ]
Values	0.305 (mm)	2.0 (mm)	17.0 (mm)	36.3 (°)

3.2 R410a냉매의 특성

Table 4는 공기조화기용 냉매압축기의 표준 성능 시험조건인 ASHRAE-T 조건에서의 냉매별 물성과 기본적인 성능의 비교를 나타낸다. R410a 냉매는 R22 냉매와 비교하여 높은 압력과 압력차이를 갖는 고압냉매이다. 따라서 R410a용 압축기는 같은 행정체적의 R22용 압축기와 비교하여 볼 때, 높은 밀도로 인해 큰 냉방능력을 가지나 높은 압력차이로 인해 압축기의 비엔탈피 차이(이론동력)와 소비동력이 크게 증가하므로 낮은 에너지효율비(EER)를 나타낸다. 따라서 이러한 R410a 냉매의 특성은 압축기의 토출계와 관련된 여러 손실에 큰 영향을 미친다.

본 실험에서는 이러한 R410a 냉매와 상용성이 좋은 합성유인 POE(Polyol Ester) 오일을 사용하였다.

3.3 실험결과와 재현성

Table 5는 본 실험에 영향을 미치는 여러 오차인자의 성능에 대한 영향을 파악하기 위해, 같은 사양의 시료에 대해 재조립하여 다른 시점에서 실험한 결과를 나타낸다. 본 결과를 살펴보면 냉

Table 4 R410a characteristics

Items	R22	R410a
Suction pressure [MPa]	0.625	0.995
Discharge pressure [MPa]	2.145	3.351
Evaporator enthalpy difference [kJ/kg]	169.6	179.9
Compressor enthalpy difference [kJ/kg]	35.3	40.3
Cooling capacity [Btu/h]	15,123	21,922
Theoretical max. EER [Btu/w · h]	16.4	15.23

Table 5 Repeatability of experimental results

Items	A	B
Cooling capacity (Btu/h)	13310.0	13314.1
Input power (w)	1375.8	1377.5
EER (Btu/w · h)	9.67	9.67
η_{ind} (%)	87.9	87.9
η_{vol} (%)	90.1	90.1
Over-compr. loss (w)	41.9	42.4
Re-ex/Leak/HT loss (w)	167.7	167.4

방능력과 소비동력, EER이 거의 같아 재현성이 매우 양호함을 알 수 있다. 또한 본 실험에서는 EER의 재현성 오차가 최대 $\pm 0.1\%$ 정도로 나타나 측정된 EER의 변화값이 0.2% 이상일 경우에만 오차범위를 벗어나 물리적 의미가 있지만, 실제로는 P-V분석을 하여 각 손실을 측정함으로써 정확하게 EER 변화의 원인을 규명할 수 있었다.

3.4 밸브두께의 영향

Table 6은 밸브두께에 따른 압축기의 성능과 효율, 손실에 대한 결과를 나타낸다.

밸브두께가 얇은 경우인 0.83t는 기준두께인 1t와 비교하여 볼 때, 냉방능력이 약간 증가하고 소비동력이 약간 감소하여 EER이 약간 증가하나, Fig. 8의 지시선도에서 그 차이가 거의 없고 지시효율과 체적효율이 거의 같아 같은 수준의

Table 6 Effect of valve thickness

Items (%)	A (0.83 t)	B (1 t)	C (1.25 t)
Cooling capacity	100.1	100.0	99.9
Input power	99.9	100.0	100.4
EER	100.3	100.0	99.5
η_{ind}	100.0	100.0	99.0
η_{vol}	100.0	100.0	99.9
Over-compr. loss	92.9	100.0	116.7
Re-ex/Leak/HT loss	101.2	100.0	101.2

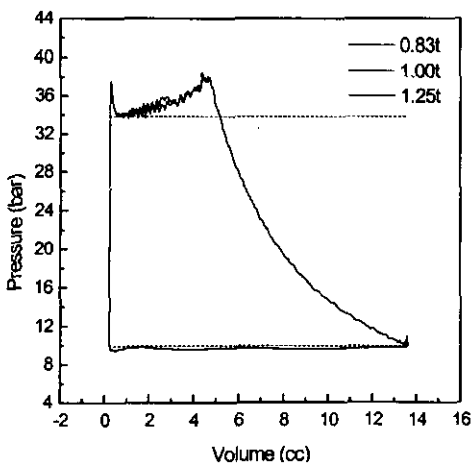


Fig. 8 P-V diagram with valve thickness.

성능임을 알 수 있다.

그러나 밸브두께가 두꺼운 1.25t의 경우는 기준두께인 1t와 비교하면, 소비동력이 상당히 증가하여 EER이 상당히 감소하는데, 이는 지시선도상의 두번째 과압축현상에 의해 과압축손실이 17% 정도 증가했기 때문이다. 즉 전체손실 가운데 일부의 손실을 차지하는 과압축손실이 17% 정도 증가함으로써 EER이 0.5% 정도 낮아짐을 알 수 있다. 또한 이러한 현상은 Fig. 8을 통해 알 수 있는 바와 같이, 밸브두께가 지나치게 두꺼울 경우는 밸브의 강성이 너무 커서 토출과정중에 밸브가 갑자기 닫힘으로써 실린더내의 압력이 갑자기 증가하여 지시동력이 증가하는 두번째 과압축현상이 발생하여 과압축손실이 크게 증가하기 때문이다.

그러므로 이처럼 밸브의 두께가 적정치 이상 두꺼운 경우에는 과압축손실이 증가하여 압축기의 성능을 크게 저하하므로 반드시 토출계 설계시 유념하여야 한다고 사료된다.

3.5 밸브리프트의 영향

밸브 리프트량이 1H에서 2H까지의 범위에서는 리프트량이 큰 경우가 EER이 약간 높으나 거의 같은 수준임을 Table 7과 Fig. 9를 통해 알 수 있다. 즉 밸브 리프트량에 따른 성능차이는 거의 나타나지 않는데, 이는 동일한 보어경에서는 밸브 작용력이 같고 리프트량이 충분하여 리프트량이 증가하여도 실제의 밸브 리프트량은 거의 변화하지 않았기 때문이며, 또한 체적효율과 지시효율의 상충관계가 나타났기 때문으로 생각된다.

Table 7 Effect of valve lift

Items (%)	D (1 H)	E (1.5 H)	F (2 H)
Cooling capacity	100.0	100.1	100.0
Input power	100.0	99.8	99.9
EER	100.0	100.2	100.1
η_{ind}	100.0	99.5	99.8
η_{vol}	100.0	100.2	100.1
Over-compr. loss	100.0	104.8	102.4
Re-ex/Leak/HT loss	100.0	101.8	101.8

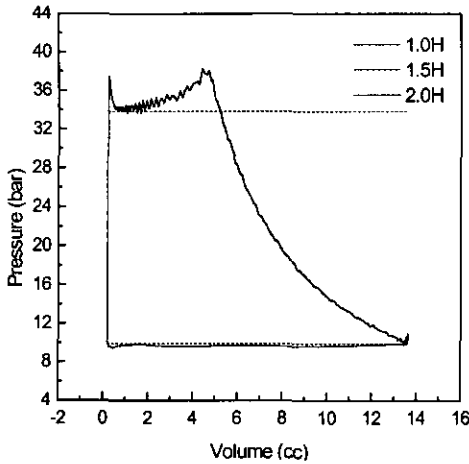


Fig. 9 P-V diagram with valve lift.

그러나 밸브 리프트량이 지나치게 적은 경우에는 밸브의 유효 유동면적이 적어 과압축손실이 매우 크게 되며, 리프트량이 지나치게 큰 경우에는 과압축손실은 다소 감소하나 밸브의 급힘응력이 증가하여 밸브의 신뢰성이 크게 저하되는 문제점이 있다. 따라서 밸브 리프트량의 성능과 신뢰성에 미치는 상충관계를 고려할 때, 본 연구대상 압축기의 경우에는 1H 정도의 리프트량이 적당하다고 생각된다.

3.6 밸브유효길이의 영향

Table 8과 Fig. 10은 각각 밸브유효길이 변화에 따른 압축기 성능과 P-V 선도를 나타낸다.

밸브유효길이가 긴 1.24 L의 경우가 기준길이인 1 L에 비해 Fig. 10의 지시선도상에서 알 수 있는 바와 같이, 토출과정 전과정에 걸쳐 과압축손실이 약간씩 감소하나 재팽창/누설/열전달 손실이 증가하여 지시효율이 약간 감소하나 체적효율이 상당히 증가하여 EER이 약간 증가한다. 과압축손실이 감소한 이유는 밸브유효길이가 긴 경우가 짧은 경우에 비해 같은 밸브 작용력에 대해 모멘트암(Moment arm)이 길어 작용모멘트가 증가하므로 밸브의 열림성과 열림 유지성이 좋아 과압축손실이 감소하기 때문이다. 또한 재팽창/누설/열전달 손실이 증가한 이유는 체적효율의 증가로 재팽창/누설/열전달 손실이 같이 증가하기 때문으로 생각된다.

Table 8 Effect of valve effective length

Items (%)	G (1 L)	H (1.24 L)
Cooling capacity	100.0	100.5
Input power	100.0	99.8
EER	100.0	100.7
η_{ind}	100.0	99.8
η_{vol}	100.0	100.5
Over-compr. loss	100.0	88.6
Re-ex/Leak/HT loss	100.0	101.2

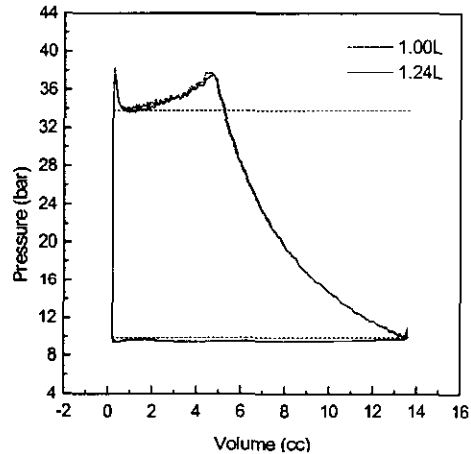


Fig. 10 P-V diagram with effective length.

따라서 압축기 성능측면에서 볼 때, 밸브유효길이가 긴 경우가 과압축손실을 감소시키고 체적효율을 증가시켜 효율이 향상되므로 밸브의 설치공간이 허용되는 한 밸브유효길이를 충분히 길게 하는 편이 좋다고 생각된다.

3.7 공구각도의 영향

일반적으로 반달포트의 공구각도가 커지면 냉매가스의 유효 유동면적이 증가하여 과압축손실은 감소하지만 간극체적의 증가 때문에 재팽창손실이 증가하는 경향이 있다. 특히 R410a 냉매는 기존 냉매에 비해 밀도가 높기 때문에 재팽창손실이 보다 증가한다고 생각된다.

Table 9를 살펴보면 같은 보어경의 경우, 반달포트의 공구각도가 큰 1.65 θ 의 경우가 기준 공구각도인 1 θ 에 비해 소비동력은 약간 감소하나

Table 9 Effect of tool angle

Items (%)	I (1 θ)	J (1.65 θ)
Cooling capacity	100.0	98.0
Input power	100.0	99.4
EER	100.0	98.6
η_{ind}	100.0	101.4
η_{vol}	100.0	97.9
Over-compr. loss	100.0	92.3
Re-ex/Leak/HT loss	100.0	101.8

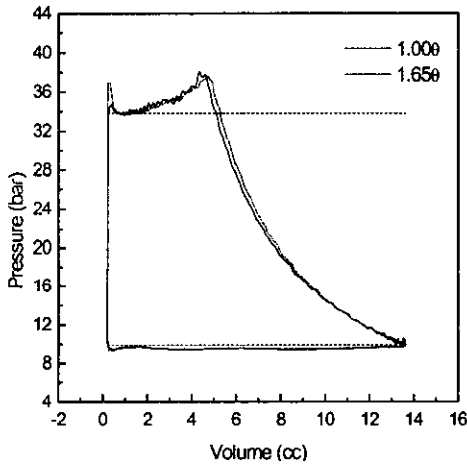


Fig. 11 P-V diagram with tool angle.

냉방능력이 많이 줄어 EER이 크게 감소한다. Fig. 11에서 알 수 있는 바와 같이, 냉방능력은 공구각도의 증가로 인해 간극체적이 증가하여 체적효율이 나빠져 크게 감소하였고, 소비동력은 재팽창/누설/열전달 손실이 약간 증가하나 토출 개시각도가 증가하여 과압축손실이 크게 줄어든다. 즉 공구각도가 증가할 경우 과압축손실의 감소로 소비동력이 줄어드나 체적손실이 크게 증가하여 냉방능력이 크게 감소하므로 결국 EER이 감소함을 알 수 있다. 따라서 이처럼 공구각도의 변화는 성능에 미치는 영향이 매우 크므로 상충관계를 고려하여 적절하게 결정하여야만 한다.

4. 결 론

R410a용 로터리 압축기의 토출계를 대상으로, 각 성능인자들에 대해 주어진 범위에서 실제상태

로 성능실험 및 P-V 분석을 한 결과, 각 성능인자 변화에 따른 정량적인 손실변화를 알 수 있었으며, 이를 바탕으로 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 밸브두께가 지나치게 두꺼운 경우는 토출 과정 중에 두번째 과압축현상이 발생하며 이에 따라 과압축손실이 크게 증가하여 EER이 크게 감소한다.

(2) 밸브리프트량이 성능에 미치는 영향은 극히 미미하며 이는 주어진 실험범위에서 충분한 리프트(Lift)량이 확보되었기 때문으로 생각된다.

(3) 밸브유효길이는 긴 경우가 짧은 경우에 비해 밸브 열림성과 열림 유지성이 우수하여 토출 과정 전과정에 걸쳐 과압축손실이 줄어 지시효율이 증가하며 체적효율 또한 증가하여 EER이 증가한다.

(4) 공구각도의 증가는 과압축손실의 감소로 소비동력이 감소하나 간극체적의 증가로 체적손실이 크게 늘어나 냉방능력이 크게 감소하므로 결국 EER이 저하하여 과압축손실과 재팽창손실 사이의 분명한 상충관계를 보여주었다.

(5) 주어진 실험범위에서 각 성능인자의 최적치는 밸브두께 0.83 t, 밸브리프트 1 H, 밸브유효길이 1.24 L, 공구각도 1 θ 이며 기준사양에 비해 밸브두께가 얇고 밸브유효길이가 긴 경우가 높은 EER을 나타냈다.

(6) 이러한 결과를 바탕으로 기존냉매의 토출계 사양을 변경하여 R410a용 로터리 압축기의 효율향상에 기여할 수 있었다.

참고문헌

1. Ma, Y. C. and Bae, J. Y., 1996, Determination of Effective Force Area and Valve Behavior on the Rolling Piston Type Compressor, Proc. Purdue compressor technology conference, pp. 371-376.
2. Nieter, J. J. and Rodgers, R. J., 1994, Analysis of Clearance Volume Equalization and Secondary Pressure Pulse in Rolling Piston Compressors, Proc. Purdue compressor technology conference, pp. 527-534.
3. Hayano, M. and Fukuda, T., 1996, Performance Evaluation of 2-cylinder Rotary Compressor for R410a, The International

- Symposium on HCFC Alternative Refrigerants, pp. 169-173.
4. Youn, Y., Park, S. K., Bae, J. Y. and Ma, Y. C., 1998, Design optimization for the discharge system of the rotary compressor using alternative refrigerant R410a, Proc. Purdue compressor technology conference, pp. 453-458.
 5. Youn, Y., Park, S. K. and Min, M. K., 1998, Design optimization for the discharge system of the rotary compressor using alternative refrigerant R410a, Proc. SAREK summer annual conference, pp. 1091-1095.
 6. Wakabayash, H., Yuuda, J., Aizawa, T. and Yamamura, M., 1984, Analysis of performance in a rotary compressor, Proc. purdue compressor technology conference, pp. 140-147.
 7. Pandeya, P. and Soedel, W., 1978, A generalized approach toward compressor performance analysis, Proc. purdue compressor technology conference, pp. 135-143.
 8. Soedel, W., 1984, Design and Mechanics of Compressor Valves, Purdue university press, West lafayette, USA, pp. 47-112.