

〈技術論文〉

## 왕복동 압축기의 성능해석 시뮬레이션

김정우\* · 김현진\* · 박희용\*\*

(1992년 7월 7일 접수)

### Numerical Simulation of a Reciprocating Compressor

J.W. Kim, H.J. Kim and H.Y. Pak

**Key Words :** Reciprocating Compressor(왕복동 압축기), Performance Analysis(성능해석), Real Gas Equation of State(실제기체 상태방정식), Control Volume(검사체적), P-V Diagram(P-V 선도)

#### Abstract

A computer simulation model of a hermetic reciprocating type of refrigeration compressor has been developed. The compressor simulation model constitutes 6 control volumes, to each of which conservation laws of mass and energy are applied to yield full description of the refrigerant state along its passage. Instead of ideal gas assumption, real gas equation is employed. Some of valve-related input data required for the simulation are acquired from test bench experiments. The refrigerant states such as pressure and temperature, etc., mass flow rates, and valve motions can be predicted by the simulation. The calculated P-V diagram shows a good agreement with experimental result.

#### 기호 설명

$A$  : 전열면적  
 $A_v$  : 유효유동면적 (effective flow area)  
 $B_v$  : 밸브의 유효힘면적 (effective force area)  
 $C$  : 유효감쇠  
 $D$  : 지름  
 $H$  : 열전달계수  
 $h$  : 엔탈피  
 $K$  : 스프링상수  
 $k$  : 열전도도  
 $m$  : 검사체적내 가스질량  
 $m_v$  : 밸브의 질량  
 $\dot{m}_v$  : 질량유량  
 $Nu$  : Nusselt수  
 $P$  : 압력

$Pr$  : Prandtl수  
 $\Delta P$  : 실린더와 압력실사이의 압력차  
 $\dot{Q}$  : 열전달 =  $\frac{dQ}{dt}$   
 $R$  : 기체상수  
 $R_1$  : 크랭크 반경  
 $R_2$  : 커넥팅로드 길이  
 $Re$  : Reynolds수  
 $r$  : 압력비 =  $\frac{P_D}{P_u}$   
 $T$  : 온도  
 $t$  : 시간  
 $V$  : 검사체적의 체적  
 $V(t)$  : 실린더내 체적변화  
 $V_c$  : 간극체적  
 $y$  : 밸브의 열림높이  
 $\gamma$  : 비열비

\*정회원, 생산기술연구원 기계기술실용화센터

\*\*정회원, 한양대학교 기계공학과

- $\theta(t)$  : 크랭크 회전각도
- $v$  : 가스의 비체적
- $\omega_n$  : 밸브의 고유진동수
- $\zeta$  : 밸브의 유효감쇠계수

하첨자

- $D$  : 하류측
- $d$  : 송출가스
- $s$  : 흡입가스
- $u$  : 상류측
- $w$  : 검사체적 벽면

### 1. 서 론

현재 냉동공조시스템에 냉매로서 널리 사용되고 있는 프레온(chloro fluoro carbon)은 이것에 포함되어 있는 염소성분이 지구오존층파괴의 주요 원인으로 되고 또한 프레온의 C-C1, C-F 결합에 의해 지표로부터 방사되는 적외선을 흡수하여 지구 온난화를 가속시킨다는 것이 밝혀짐에 따라 세계적으로 환경보존을 위해 이의 생산 및 사용에 대한 규제가 강화되고 있다.<sup>(1)</sup> 이에 따라 냉동공조시스템의 핵심부품인 압축기를 대체냉매용으로 재설계하고 또한 성능을 향상시킬 필요성이 증가하고 있다. 이와 같이 압축기의 성능향상방안을 연구하거나 새로운 모델을 설계할때 설계변수의 변경에 따른 압축기 성능의 변화를 정확히 예측할 수 있다면 많은 시간과 노력을 절감할 수 있을 것이다.

현재 가장 널리 사용되고 있는 왕복동 압축기에 대해 운전중에 일어나는 작동유체의 상태, 밸브의 운동 등을 묘사하기 위한 비교적 간단한 수학적 모델들이 1950년 이후로 계속 발달하여 왔고,<sup>(2)</sup> 왕복동 압축기의 실제 운전상태를 보다 정확히 묘사하기 위한 노력이 현재 계속 진행되고 있다. 지금까지 수행되어 온 대부분의 연구에서는 냉매가스의 상태를 묘사함에 있어 적용이 간단한 이상기체 상태방정식과 이에 관련된 관계식들을 사용하고 있고 또한 압력실(plenum), 머플러 등을 포함하는 압축기 전체에 대한 모델링보다는 실린더만을 모델링한 경우가 많다.<sup>(3~5)</sup> 그리고 압력실과 머플러를 함께 모델링할 경우에도 가스맥동에 관련된 이론을 적용하여 이 부분에서의 가스맥동만을 예측할 뿐 냉매가스의 질량유동, 온도 변화 그리고 열전달 등을

고려하지 못하고 있다.<sup>(6,7)</sup>

이 연구에서는 전기냉장고용 밀폐형 왕복동 압축기를 대상으로 성능해석 시뮬레이션을 수행하였다. 냉매가스의 상태는 이상기체 상태방정식 대신에 실제기체 상태방정식을 적용하여 구하였고, 실린더뿐만 아니라 압력실, 머플러 그리고 흡입관 등에서 일어나는 냉매가스의 질량유동, 온도변화 그리고 열전달 등을 고려하기 위해서 이 부분도 검사체적으로 간주하여 질량보존법칙과 열역학 제1법칙을 적용하였다. 이때 각 검사체적의 표면온도는 일정하다고 가정하였다. 아직까지 타당한 이론적 해석방법이 정립되어 있지 않은 입력데이터, 즉 밸브의 유효유동면적, 유효힘면적 그리고 밸브의 동특성 등은 실험을 통해 구하여 사용하였다. 시뮬레이션을 통해 예측된 P-V 선도를 실험에서 얻은 P-V 선도와 비교하여 시뮬레이션의 '타당성'을 검증한 후 밸브의 운동, 질량유량의 변화, 실린더에서의 열전달 그리고 압축기 각 부분에서 일어나는 냉매가스의 압력 및 온도변화 등을 예측해 보았다.

### 2. 압축기 모델링

이 연구에서 대상으로 한 압축기의 구조를 개략적으로 나타내면 Fig. 1과 같다. 냉매가스의 종류는 프레온-12이다. 증발기를 통과한 냉매가스는 셀 내부로 유입된 후 피스톤의 상하운동에 따라 흡입관을 통해 간접흡입되어 흡입머플러, 흡입압력실을 거쳐 실린더 안으로 들어와 압축되며 압축된 고온, 고압의 냉매가스는 송출압력실, 송출머플러를 거쳐 송출된다. 이와같은 압축기의 한 작동주기동안에 일어나는 냉매가스의 압력 및 온도변화와 밸브의 운동 그리고 열전달등을 예측하기 위해 압축기를 6

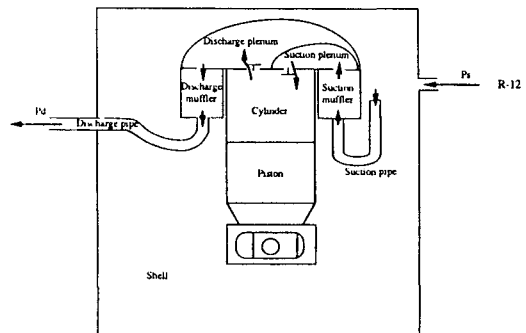


Fig. 1 A schematic view of the compressor model

개의 검사체적 즉, 흡입관, 흡입머플러, 흡입압력실, 실린더, 송출압력실 그리고 송출머플러로 나누어 모델링 하였다.

먼저, 크랭크의 회전에 의한 실린더내의 체적변화  $V(t)$ 는 하사점을  $\theta=0$ 으로 할 때 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$V(t) = V_c + \frac{\pi D^2 R_1}{4} \left[ 1 + \cos \theta(t) + \frac{R_2}{R_1} \left( 1 - \sqrt{1 - \left( \frac{R_1}{R_2} \right)^2 \sin^2 \theta(t)} \right) \right] \quad (1)$$

여기서, 이 연구의 대상으로 삼은 압축기는 스카치 요크형이며 커넥팅로드의 길이,  $R_2$ 는 0이다.

각 검사체적에 대하여 질량보존법칙과 열역학 제 1법칙을 적용하면 다음과 같은 식들이 성립된다.

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m}_{vs} - \dot{m}_{vd} \quad (2)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{\frac{dQ}{dt} + \dot{m}_{vs}(h_s - h) - m \frac{dv}{dt} \left[ \left( \frac{\partial h}{\partial v} \right)_T - \left( \frac{\partial P}{\partial v} \right)_T v \right]}{m \left[ \left( \frac{\partial h}{\partial T} \right)_v - \left( \frac{\partial P}{\partial T} \right)_v v \right]} \quad (3)$$

여기서, 비체적  $v$ 의 시간에 대한 변화율은 다음 식으로 주어지고

$$\frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} \frac{dV}{dt} - \frac{V}{m^2} \frac{dm}{dt} \quad (4)$$

이 식에서 실린더를 제외한 검사체적에서 체적이 시간에 따라 변화하지 않기 때문에 우변의 첫째항은 실린더를 제외한 검사체적에서는 0으로 된다. 식(3)에서 냉매의 압력, 엔탈피 그리고 이것들의 온도 및 비체적에 대한 미분은 Martin-Hou의 실제기체 상태방정식 및 실제기체에 대한 엔탈피 관계식<sup>(8)</sup>을 이용하여 구하였다. 그리고 열전달항  $\dot{Q}$ 는 다음식을 이용하여 계산하였다.

$$\dot{Q} = HA(T_w - T) \quad (5)$$

이때 검사체적의 벽면온도  $T_w$ 는 일정하게 유지된다고 가정하였다. 식(5)에서 열전달계수  $H$ 는 실린더의 경우에는 Adair 등<sup>(9)</sup>이 제시한 다음과 같은 실험식을 이용하여 계산하였고

$$H = \frac{k}{D} 0.053 Re^{0.8} Rr^{0.6} \quad (6)$$

압력실, 머플러 그리고 흡입관 등은 이것을 등가관으로 간주하여 Dittus 등<sup>(10)</sup>이 제시한 다음과 같은 실험식을 사용하였다.

$$H = \frac{k}{D} 0.023 Re^{0.8} Rr^{0.4} \quad (7)$$

식(6)과 (7)에서 Reynolds수와 Prandtl수를 계산하는데 필요한 물성치인 열전도도와 점성계수는 참고문헌<sup>(11)</sup>으로부터 온도에 대한 보간식을 구하여 온도의 함수로 나타내었다.

두개의 인접한 검사체적사이를 흐르는 질량유량은 유동을 노즐을 통과하는 1차원 등엔트로피 유동으로 가정하여 다음과 같은 식으로 나타내었다.

$$\dot{m}_v = \rho_u A_v \sqrt{\frac{2\gamma}{(\gamma-1)RT_u}} \sqrt{r^{\frac{2}{\gamma}} - r^{\frac{\gamma+1}{\gamma}}} \quad (8)$$

여기서, 유효유동면적  $A_v$ 는 실린더를 제외한 각 검사체적간의 유로에서는 유량계수와 유로의 단면적을 곱한것으로 나타내었고 이때 유량계수는 참고문헌<sup>(12)</sup>에 근거하여 기하학적 수축비에 따라 압축비를 보정하여 결정하였다. 그리고 실린더에서의 유로, 즉 흡입밸브포트와 송출밸브포트에서는 밸브의 열림높이에 따른 유효유동면적  $A_v$ 를 실험을 통해 직접 구하여 이용하였다.

밸브의 열림높이는 밸브의 운동방정식으로부터 결정된다. 이 연구에서는 실린더와 압력실의 압력차,  $\Delta P$ 에 의해 개폐되는 밸브의 운동을 1자유도의 스프링-질량계로 가정하여 해석하였다. 이와같이 가정할 경우 밸브의 이동변위와 이에 작용하는 작용력의 상관관계를 Fig. 2에 나타내었다. 이로부터 밸브의 운동방정식은 다음과 같이 표현된다.

$$\ddot{y} + 2\zeta\omega_n\dot{y} + \omega_n^2 y = \frac{B_v \Delta P}{m_v} \quad (9)$$

여기서, 밸브의 열림높이  $y$ 는 밸브시트로부터 이동한 밸브의 변위를 나타내며 유효힘면적  $B_v$  역시 밸브의 열림높이에 따라 변화한다. 이 연구에서

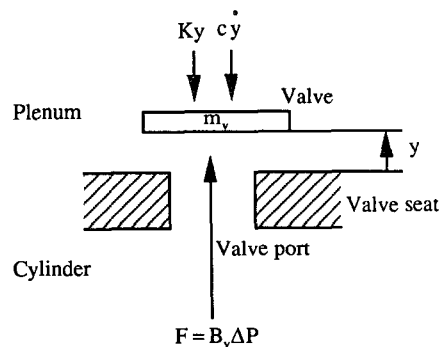


Fig. 2 Free body diagram of valve

밸브의 끝단이 밸브스톱에 닿았을 때 밸브포트 중심의 이동변위(밸브 열림높이)는 각각 흡입밸브의 경우에는 0.818 mm, 송출밸브의 경우에는 0.49 mm이다. 따라서 식(9)에서 구한 밸브의 이동변위가 이 높이에 이르면 밸브끝단이 밸브스톱에 닿은 채로 운동하는 것으로 해석하였다. 식(9)에서 유효힘면적  $B_v$ , 밸브의 고유진동수  $\omega_n$  그리고 감쇠계수  $\zeta$  등은 성능해석 시뮬레이션시 입력데이터로 주어져야 하는 것이다. 이 가운데 밸브의 감쇠계수는 밸브 자체의 구조감쇠(material damping)과 유동저항에 의한 감쇠의 합으로 결정되는데<sup>(13)</sup> 유동저항에 의한 감쇠는 실험상의 어려움으로 인하여 그 값을 구하기 어렵기 때문에 일반적으로 밸브의 구조감쇠계수만을 실험을 통해 구하여 사용하게 된다. 이 연구에서는 유효힘면적, 밸브의 고유진동수 그리고 구조감쇠계수를 실험을 통해 산출하여 입력데이터로 사용하였다.

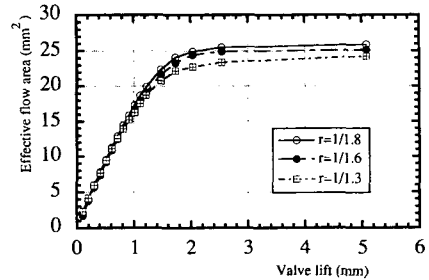
### 3. 입력데이터 측정실험

앞서 언급한 것처럼 왕복동 압축기의 성능해석 시뮬레이션에 필요한 실험적인 입력데이터를 다음과 같은 실험을 통해 구하였다.

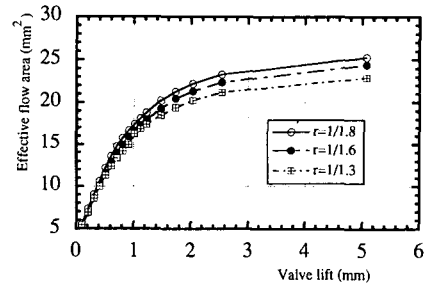
밸브의 열림높이에 대한 밸브의 유효유동면적 및 유효힘면적의 변화는 ISO-5167-1980(E)<sup>(14)</sup>에 명시된 사항을 토대로 제작한 실험대를 이용하여 밸브시트 전후의 압력비를 변화시키면서 정상류(normal flow)와 역류(back flow)에 대해 각각 측정하였다. 이때 실험용 밸브와 밸브시트는 실물의 기하학적 형상을 그대로 모방제작하여 사용하였다. 실험에 대한 기본적 개념은 참고문헌<sup>(15)</sup>에 언급되어 있다. Fig. 3의 (a)와 (b)는 실험을 통해 얻은 흡입밸브의 정상류와 역류에 대한 유효유동면적의 변화를 나타낸 것이고, Fig. 4의 (a)와 (b)는 유효힘면적의 변화를 나타낸 것이다. 송출밸브에 대해서도 비슷한 경향의 실험결과를 얻었다. 이와같은 실험결과를 곡선맞춤(curve fitting)하여 밸브의 열림높이에 대한 유효유동면적 및 유효힘면적의 관계식을 구하였고 이 관계식들을 성능해석 시뮬레이션에 이용하였다.

밸브의 고유진동수와 구조감쇠계수는 밸브의 동특성 실험을 통해 측정하였다. 실험을 위해 먼저 밸브가 압축기에 장착되어 있는 경계조건을 만족시키는 고정대를 각 밸브에 대해 별도로 제작하였고

여기에 밸브를 고정시켜 실험하였다. 각 밸브의 고유진동수는 스트레인게이지와 마이크로폰을 이용하

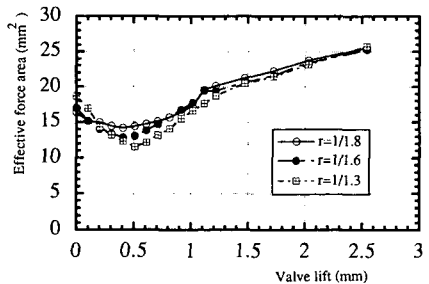


(a) Normal flow

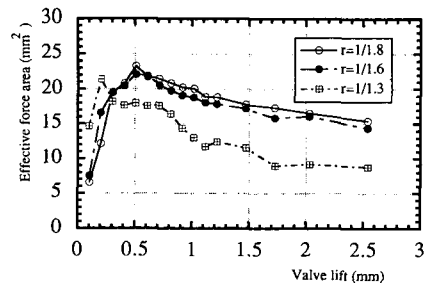


(b) Back flow

Fig. 3 Effective flow area vs. valve lift of suction valve



(a) Normal flow



(b) Back flow

Fig. 4 Effective force area vs. valve lift of suction valve

여 측정하였다. 스트레인게이지를 송출밸브에 부착하여 밸브의 변형량을 측정하고 이것을 주파수분석을 통해 얻은 결과를 Fig. 5의 (a)에 나타내었다. 여기서 첫번째 피크치가 1차 고유진동수에 해당하며 두번째 피크치는 2차 고유진동수에 해당한다. 이것은 마이크로폰을 이용하여 송출밸브에서 발생한 음압을 주파수분석한 Fig. 5의 (b)의 결과와 잘 일치하며 따라서 두 실험간의 상호검증에 의해 밸브의 고유진동수가 비교적 정확히 측정되었음을 알 수 있다. Fig. 6은 스트레인게이지를 이용하여 측정된 것으로 송출밸브에 초기변위를 가했다가 놓았을 때 시간에 따라 감쇠해 가는 밸브운동을 나타낸 것이다. 이것으로부터 밸브의 구조감쇠계수를 산출할 수 있다.

4. 결과 및 토의

성능해석 시뮬레이션에 사용한 압축기의 사양,

운전조건 그리고 기타 입력데이터를 Table 1에 나타내었다. 성능해석 프로그램은 모두 2개의 2계 상미분방정식과 17개의 1계 상미분방정식 그리고 다수의 대수방정식들로 구성되어 있으며, 인접한 각 검사체적간의 질량유량 및 압력 변화들이 서로 연관되어 있기 때문에 이 방정식들의 해를 동시에 구해야 한다. 상미분방정식의 해를 구하기위해 4계 Runge-Kutta방법을 이용하였고 이때 크랭크각의 증분율은 0.18°로 하여 계산하였다. 각 검사체적에서 수렴된 결과, 즉 정상상태에 도달한 해석결과를 얻기 위해서 120주기(cycle)정도의 반복계산이 요구되었다.

성능해석 시뮬레이션을 통해 구한 P-V선도와 실험을 통해 얻은 P-V선도를 Fig. 7에 비교하여 나타내었다. 여기서 실험결과는 압축기 생산업체로부터 제공받은 것이다. Fig. 7에서 1-2과정은 압축행정을 나타내며, 2-3은 송출행정, 3-4과정은 재팽창행정, 4-1과정은 흡입행정을 각각 나타내고 있

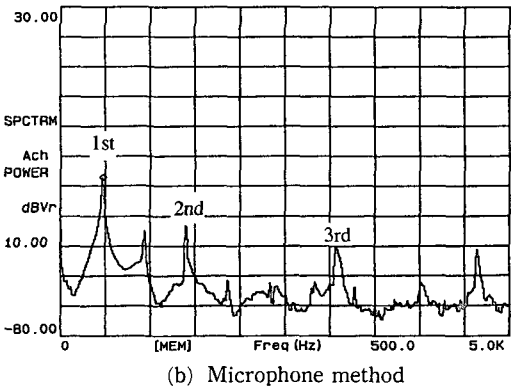
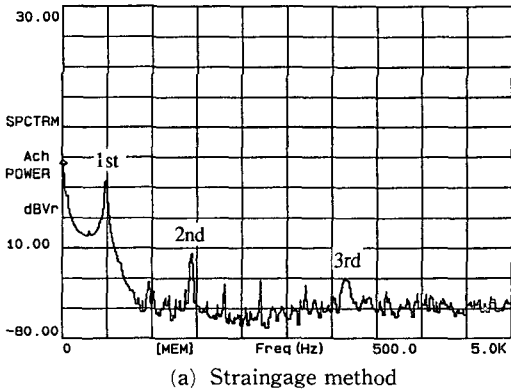


Fig. 5 Spectral measurements for natural frequencies of discharge valve

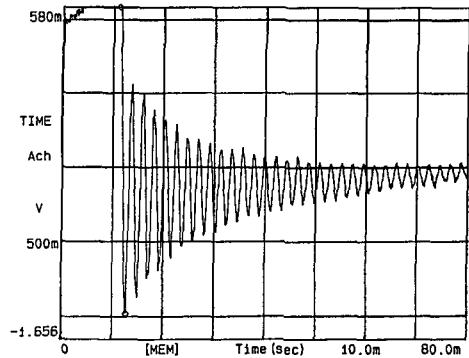


Fig. 6 Time trace of valve damping for discharge valve

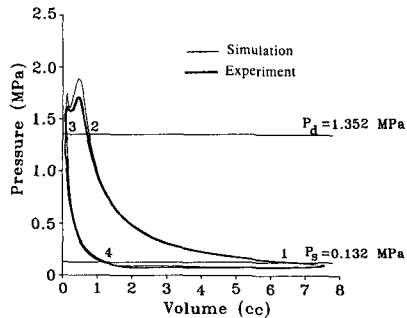


Fig. 7 Comparison of P-V diagram: simulation vs. experiment

**Table 1** Input data for the simulation

Data	Value	Unit
<u>Geometric Data</u>		
· Crank radius	9.0	mm
· Cylinder dia.	23.0	mm
· Clearance volume	0.0874	cc
· Suction pipe dia.	4.95	mm
· Suction pipe length	129.165	mm
· discharge pipe dia.	4.95	mm
<u>Gas Property</u>		
· gas constant(R)	68.762	J/kgK
· Adiabatic constant( $\gamma$ )	1.137	-
<u>Suction Valve</u>		
· Natural frequency	437.5	Hz
· Damping coefficient( $\zeta_s$ )	0.18	-
<u>Discharge Valve</u>		
· Natural frequency	480	Hz
· Damping coefficient( $\zeta_d$ )	0.22	-
<u>Operating Conditions</u>		
· Suction pressure	0.132	MPa
· Suction temperature	349.0	K
· Discharge pressure	1.352	MPa
· Control volume surface temperature	381.0	K

**Table 2** Comparison of loss analysis : simulation vs. experiment

	Simulation	Experiment	Difference
Indicated work	138.1	138.6	-0.5
Effective work	108.8	110.8	-2.0
Suction loss	15.5	18.5	-3.0
Discharge loss	13.8	9.3	+4.5

(Unit : Watt)

다. 그리고 직선 4-1상의 압력 0.132 MPa과 직선 2-3상의 압력 1.352 MPa는 각각 냉동사이클상의 압축기의 입구(흡입)압력과 출구(송출)압력을 나타내는 것으로 직선 4-1 윗쪽의 면적은 송출손실에 해당되며, 직선 2-3의 아랫쪽에 해당하는 면적은 흡입손실에 해당한다. Fig. 7을 살펴보면 송출행정에서 시뮬레이션의 결과가 실험결과에 비해 압력이 다소 높게 나타난 것을 제외하고는 두 결과가 잘 일치함을 알 수 있다. P-V선도로부터 얻어지는 일, 흡입손실 그리고 송출손실을 분석하여 비교한 것을 Table 2에 나타내었다. 두 분석결과가 대체

로 잘 일치하고 있으며, 지시일량과 유효일량의 경우에는 시뮬레이션 결과에 비해 각각 약 0.2%와 1.8% 정도의 오차를 나타내고 있다. 시뮬레이션에서 송출시 압력이 실험결과에 비하여 높게 나타나는 것은 주로 송출밸브의 감쇠계수가 시뮬레이션에서 과소평가 되었기 때문이다. 즉 감쇠에 의한 저항력이 시뮬레이션에서 과소평가되어 송출밸브가 실제보다 쉽게 닫히게 되고 이로 인해 실린더안의 냉매가스가 실제보다 적게 송출된 것으로 해석되었기 때문이라고 생각된다. 앞서 언급하였듯이 실제로 압축기에서 작동하는 밸브의 감쇠계수는 밸브

자체의 구조감쇠와 유동저항에 의한 감쇠에 의해 결정되지만 이 연구에서는 아직 유동저항에 의한 감쇠에 대한 연구가 진행되고 있는 관계로 더 이상의 감쇠계수에 대한 보정을 수행하지는 않았다. 그러나 Fig. 7과 Table 2의 결과로부터 알 수 있듯이 이 연구에서 수행한 성능해석 시뮬레이션의 결과가 압축기의 성능해석 및 밸브운동, 그리고 압축기의 각 부분에서 일어나는 냉매가스의 상태등을 예측하는데 큰 무리가 없으리라 생각된다.

Fig. 8은 압축기의 한 작동주기동안 실린더내 냉매가스의 압력과 온도변화를 나타낸 것이다. 실린더 내 냉매가스의 압력은 송출행정 중 밸브를 통과 하면서 발생하는 손실등의 극복을 위해 압축기의 정격송출압력인 1.352 MPa 보다 높은 최고 1.88 MPa 정도까지 상승하고, 흡입행정중에는 압축기의 정격흡입압력인 0.132 MPa보다 낮은 0.081 MPa 정도까지 내려간다. 실린더내 냉매가스의 온도는 압력변화와 같은 경향을 가지고 변화하는데 압축에 따른 내부에너지의 증가에 의해 최고 494.2°K 까지 내려간다.

Fig. 9는 실린더에서 일어나는 실린더 벽면과의 열전달을 나타낸 것이다. 이것을 살펴보면 흡입행정에서는 실린더벽면의 온도가 실린더내 냉매가스의 온도보다 높기 때문에 실린더벽면으로부터 실린더안의 냉매가스로 열전달이 일어나고 압축행정, 송출행정 및 재팽창행정에서는 실린더안의 냉매가스 온도가 실린더벽면의 온도보다 높은상태로 냉매가스로부터 열이 방출됨을 알 수 있다. 흡입행정중에 열전달율이 더 크게 나타나는 것을 알 수 있고 순간 최대열전달율은 흡입행정에서 약 6.1 W, 압축행정에서 약 3.0 W 정도로 예측되었다.

Fig. 10은 압축기의 한 작동주기동안에 일어나는 흡입밸브와 송출밸브의 운동을 보여주고 있다. 흡입밸브는 피스톤이 상사점을 지나 하사점을 향해 내려오는 재팽창행정 중에 221.8° 부근에서 열려 실린더와 압력실의 압력차에 따라 열린채로 진동하다가 피스톤이 하사점을 지나 상사점을 향해 어느 정도 진행한 60.7° 부근에서 닫히게 된다. 흡입밸브의 최대열림높이는 약 0.72 mm로 예측되었다. 송출밸브는 145.4° 부근에서 192.1° 부근까지 열린 상태로 두 차례의 진동을 일으키고 있다. 첫번째 진동시 최대로 열리게 되는데 이때 열림높이는 약 0.55 mm로 예측되었다. 위의 결과로부터 흡입밸브는 밸브스톱에 닿지않고 운동하는 반면 송출밸브는

첫번째 진동시 밸브의 끝단이 밸브스톱에 닿게됨을 알 수 있다. Fig. 11은 실린더로 흡입되는 냉매가스의 흡입질량유량과 실린더로부터 송출되는 냉매가스의 송출질량유량의 변화를 압축기의 한 작동주기에 대해 나타낸 것으로 밸브의 운동과정과 잘 일치함을 알 수 있다. 흡입밸브가 닫히기 전인 40.9° 부근에서 밸브가 닫히는 60.7° 부근까지 질량유량이 음(-)의 값을 나타내는 것을 알 수 있는데 이것은 흡입가스의 역류, 즉 냉매가스가 실린더로부

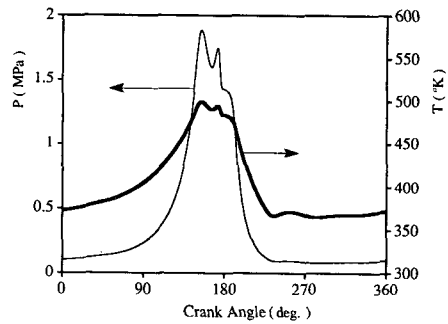


Fig. 8 Variations of pressure and temperature at cylinder

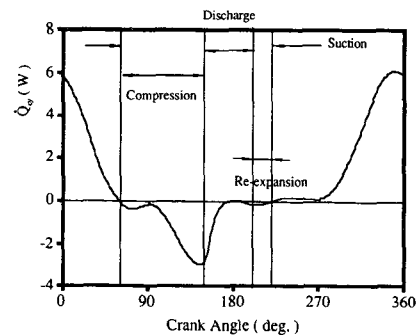


Fig. 9 Heat transfer at cylinder

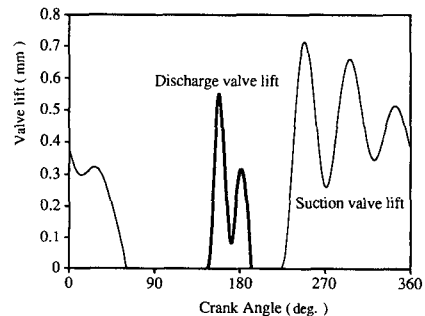


Fig. 10 Valve movements during a cycle

터 흡입압력실로 빠져나가는 것을 나타내는 것으로 압축기의 체적효율이 떨어지는 결과를 낳는다. 송출의 경우에는 180.5° 부근부터 송출밸브가 닫히는 192.1° 부근까지 역류가 발생하는데 이것은 송출구를 통해 송출압력실의 고온의 가스가 실린더로 흘러들어 오는 것을 의미하며 이는 실린더내의 잔류 가스의 양을 증가시켜 체적효율을 감소시키는 요인이 된다. 압축기의 한 작동주기동안에 실린더로 흡입되어 송출되는 냉매가스의 양은 약 0.027g으로

예측되었다.

Fig. 12의 (a)는 흡입머플러와 송출머플러에서 발생하는 냉매가스의 압력변화, 그리고 Fig. 12의 (b)는 온도변화를 나타낸다. Fig. 12의 (a)로부터 흡입머플러에서의 압력은 흡입밸브가 열리는 시점 ( $\theta=221.8^\circ$ )부터 감소하기 시작하여 밸브가 열려있는 동안은 밸브의 운동에 따라 실린더로 흡입되는 냉매가스유량의 변동에 의해 맥동이 발생함을 알 수 있다. 송출머플러에서의 압력은 송출밸브가 열렸을 때 냉매가스의 송출에서 파생된 머플러내 압력증가로 인해 맥동이 발생함을 알 수 있다. 그리고 가스맥동의 크기는 머플러내 평균압력 대비 흡입머플러에서는 최대 5.9%, 송출머플러에서는 0.6%로 흡입머플러에서의 가스맥동의 크기가 더 크게 나타났다. 가스의 맥동이 압축기의 소음발생의 주요원인인 점을 감안하면 송출부보다는 흡입부에서 소음이 크리라고 여겨진다. 흡입플러와 송출머플러에서 발생하는 냉매가스의 온도변화를 보여주는 Fig. 12의 (b)를 살펴보면 흡입머플러의 경우 흡입밸브가 닫혀 있는 동안에는 머플러벽면의 온도가 머플러내 냉매가스의 온도보다 높기 때문에 머플러벽면으로부터 열이 전달되어 냉매가스가 가열됨을 알 수 있다. 그리고 흡입밸브가 열려 있는 동안 머플러내의 냉매가스가 실린더안으로 유입되고 새로운 냉매가스가 흡입관을 통해 머플러로 유입됨에 따라 온도가 떨어지는 것을 알 수 있다. 송출머플러의 경우에는 송출밸브가 닫혀있는 동안에는 송출가스의 온도가 송출머플러 벽면의 온도보다 높기 때문에 열이 방출되어 온도가 떨어지다가 송출밸브가 열리면서 실린더로부터 고온의 가스가 송출되어 온도가 상승하게 되는 것을 알 수 있다. 흡입압력실과 송출압력실에서도 Fig. 12와 비슷한 경향의 결과를 얻었다.

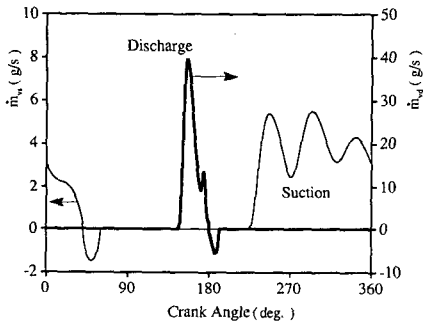
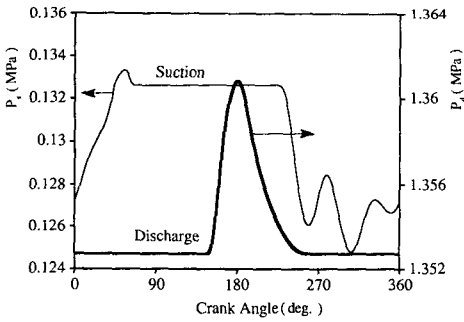
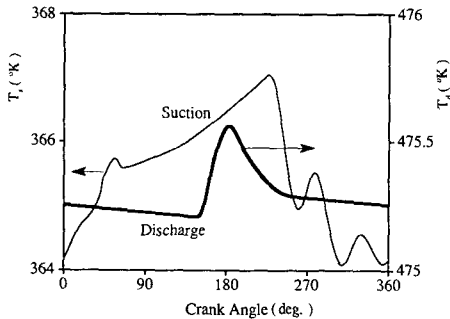


Fig. 11 Mass flow rates during a cycle



(a) Pressure



(b) Temperature

Fig. 12 Variations of pressure and temperature at suction and discharge mufflers

### 5. 결 론

이 연구를 통하여 얻은 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 밀폐형 왕복동 압축기의 성능해석을 수행할 수 있는 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.
- (2) 성능해석 시뮬레이션을 통해 구한 P-B선도는 실험에서 얻은 P-V선도와 잘 일치하였고 특히 압축기의 성능해석에 중요한 인자인 지시일량 및 유효일량은 각각 0.2%, 1.8% 내의 오차를 보였다.



(3) 실린더 뿐만 아니라 압력실, 머플러 등도 검사체적으로 간주하고 질량보존법칙과 열역학 제1법칙을 적용함에 의해 압축기의 각 부분에서 일어나는 냉매가스의 상태변화를 예측할 수 있었고 열전달 효과도 고려할 수 있었다.

(4) 이 연구에서 개발한 성능해석 시뮬레이션 프로그램은 왕복동 압축기의 성능향상방안에 관한 연구나 대체냉매용 왕복동 압축기의 설계시 유용하게 사용되어질 수 있을 것이다.

(5) 앞으로 성능해석 시뮬레이션에서 실험에 의존하는 입력데이터를 해석적인 방법을 통해 구할 수 있는 연구가 수행되어야 할 것이라고 생각된다.

## 후 기

본 연구는 (주)금성사의 연구비 지원에 의해 이루어졌습니다.

## 참고문헌

- (1) 乙竹 直, 1989, 對替 フロンの探索: 環境保護と實用化への道, 工業調査會, 日本.
- (2) MacLaren, J.F.T., 1972, "A Review of Simple Mathematical Models of Valves in Reciprocating Compressors," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, pp. 180~187.
- (3) Prakash, R. and Singh, R., 1974, "Mathematical Modeling and Simulation of Refrigerating Compressors," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, pp. 274~285.
- (4) Singh, R., 1984, "First Law Analysis of a Compressor using a Computer Simulation Model," Proceedings of the 1984 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, pp. 577~586.
- (5) Morel, T. and Keribar, R., 1988, "Comprehensive Model of a Reciprocating Compressor Application to Component Design Issues," Proceedings of the 1988 International Compressor Engineering Conference at Purdue, Purdue University, pp. 375~380.
- (6) Dhar, M. and Soedel, W., 1978, "Compressor Simulation Program with Gas Pulsation," Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, West Lafayette, Indiana 47907.
- (7) Singh, P.J., 1984, "A Digital Reciprocating Compressor Simulation Program Including Suction and Discharge Piping," Proceedings of the 1984 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, pp. 129~138.
- (8) Stewart, R.T. Jacobson, R.T., and Penoncello, S.G., 1986, ASHRAE Thermodynamic Properties of Refrigerants, ASHRAE, Inc., Atlanta.
- (9) Adair, R.P., Ovale, E.B. and Pearson, J.T., 1972, "Instaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, Purdue University, pp. 521~526.
- (10) Holman, J.P., 1981, Heat Transfer 5th ed., McGraw-Hill Book Company.
- (11) ASHRAE, 1985, ASHRAE Handbook : 1985 Fundamentals, ASHRAE, Inc., Atlanta.
- (12) Bean, H.S., 1971, Fluid Meters : Their Theory and Application 6th ed., ASME, New York, pp. 201
- (13) Soedel, W., 1972, "Introduction to Computer Simulation of Positive Displacement Type Compressors," Short Course Textbook, Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, West Lafayette, Indiana 47907.
- (14) International Standard Organization, 1980, Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes Inserted in Circular Cross-section Conduits Running Full, ISO, Ref, No. ISO 5167-1980(E).
- (15) Soedel, W., 1984, Design and Mechanics of Compressor Valves, Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, West Lafayette, Indiana 47907.
- (16) Burghardt, M.D., 1982, Engineering Thermodynamics with Applications, 2nd ed., Harper & Row Publishers, New York.
- (17) Tse, F.S., Morse, I.E. and Hinkle R. T., 1978, "Mechanical Vibrations Theory and Applications 2nd ed.," Allyn and Bacon, Inc.