

## CO<sub>2</sub> 트윈 로타리 압축기의 흡입관로에서의 가스맥동 해석

김 우 영, 안 종 민, 김 현 진<sup>\*†</sup>, 조 성 욱<sup>\*\*</sup>  
 인천대학교 대학원, <sup>\*</sup>인천대학교 기계공학과, <sup>\*\*</sup>삼성전자 생활가전사업부

### Gas Pulsation Analysis in a T-Shaped Suction Passage of a CO<sub>2</sub> Twin Rotary Compressor

Woo Young Kim, Jong Min Ahn, Hyun Jin Kim<sup>\*†</sup>, Sung oug Cho<sup>\*\*</sup>

Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

<sup>\*\*</sup>Digital Media Business, Samsung Electronics Co., LTD., Suwon-City 443-742, South Korea

(Received December 2, 2010; revision received July 26, 2011)

**ABSTRACT:** For a CO<sub>2</sub> one-stage twin rotary compressor, a T-shaped suction port was used to effectively supply the suction gas stream into two individual suction chambers of the twin cylinders. Suction gas pulsations were observed in the pressure sensor signals and these were simulated by using the acoustic modeling of Helmholtz resonators in parallel. The module of acoustic modeling was combined to a computer simulation program for the compressor performance. Validation of the simulation program has been carried out for a bench model compressor in a compressor calorimeter. Cooling capacity and the compressor input power were reasonably well compared between the simulation and the calorimeter test. Particularly, good agreement on P-V diagram between the simulation and the test was obtained.

**Key words:** Rotary compressor(로타리 압축기), Cooling capacity(냉방능력), Compressor work(압축기일), Gas pulsation(가스 맥동)

———— 기 호 설 명 ————	
$A$	: area [m <sup>2</sup> ]
$c$	: speed of sound [m/s]
$L$	: length [m], loss [W]
$M$	: mass [kg]
$\dot{m}$	: mass flowrate [kg/s]
$p$	: pressure [Pa]
$Q$	: volume flowrate [m <sup>3</sup> /s]

$Q_c$	: cooling capacity [kW]
$W_c$	: compressor work [kW]
$V$	: volume [m <sup>3</sup> ]

#### 그 리 스 문 자

$\zeta$	: damping factor [-]
$\rho$	: density [kg/m <sup>3</sup> ]
$\xi$	: particle movement [m]
$\dot{\xi}$	: particle velocity [m/s]
$\ddot{\xi}$	: particle acceleration [m/s <sup>2</sup> ]
$\omega_n$	: natural frequency, $\omega_n = c\sqrt{\frac{A}{LV}}$ [1/s]

† Corresponding author  
 Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8423  
 E-mail address: kimhj@incheon.ac.kr

**하첨자**

- b* : suction chamber
- c* : compression chamber, eccentric bearing
- e* : vane rear side chamber
- g* : gas
- LC* : low side
- mj* : main journal bearing
- o* : oil
- r* : roller inside chamber
- s* : vane slot, suction
- sj* : sub journal bearing
- su* : suction chamber
- t* : tip
- th* : theoretical, thrust
- UC* : upper side
- v* : vane
- 1, 2, 3, 4 : control volume in Fig. 4

**1. 서론**

자연냉매들이 기존의 인공적인 냉매들에 대한 대체냉매로 다시 관심을 받기 시작한지 10여 년이 되어가고 있는 가운데, 자연냉매 중에서도 CO<sub>2</sub>는 인화성이 없고 독성이 없기 때문에 안전성 측면에서 가장 유력한 냉매로 여겨지고 있다.

CO<sub>2</sub>를 적용한 에어컨 시스템은 기존 냉매를 사용하는 시스템에 비해 효율이 낮은 것으로 여겨져 왔으나, 지속적인 연구개발을 통해 특별한 분야, 예를 들면 급탕겸용 히트펌프 분야에서는 CO<sub>2</sub>의 적용이 기

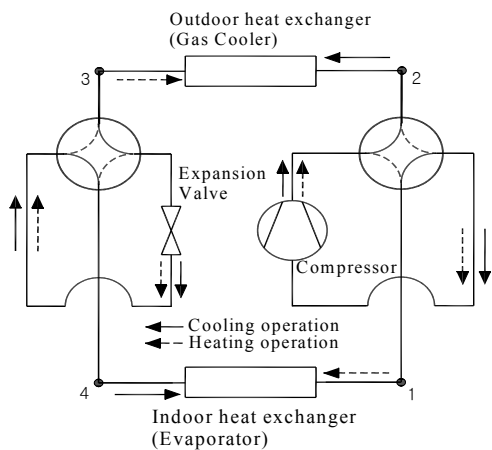
존 냉매에 비해 유리하다고 여겨지는 사례들이 나타나고 있다.<sup>(1-3)</sup>

CO<sub>2</sub> 급탕겸용 히트 펌프의 냉매압축기로서 로타리 타입이 널리 사용되고 있는데, 로타리 압축기는 CO<sub>2</sub>를 작동유체로 적용함에 있어 안정화 단계에 이르렀지만 일반적으로는 스크롤 압축기에 비해 진동이 크다는 단점이 있다. 로타리 압축기에서 진동을 일으키는 2가지 주원인으로 토크부하의 변동과 축 휘링(whirling)을 꼽을 수 있다. 이러한 진동특성을 개선시켜주는 효과적인 방법으로는 실린더를 트윈 구조로 만들어주는 것이다. 트윈 구조로 할 경우 축 편심부 2개가 서로 180도 위상차를 갖게 되므로 축 불균형이 거의 사라지므로 축 균형을 잡아주기 위한 균형추 질량이 작아져서 축 휘링이 상당 수준 줄어들게 된다.<sup>(4,5)</sup> 또한 트윈 구조에서는 각 실린더의 토크부하 변동이 180도 위상차를 갖고 발생하므로 전체적인 토크 변동 폭이 거의 1/2수준으로 감소한다.<sup>(6)</sup> 이러한 트윈 로타리 압축기의 성능에 대한 논문들도 발표되었다.<sup>(7-9)</sup>

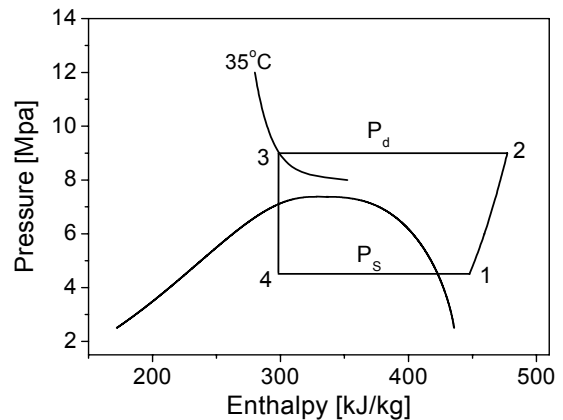
본 논문에서는 CO<sub>2</sub>를 냉매로 사용하는 트윈 로타리 압축기에 대한 성능해석 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 개발함에 있어 흡입 과정에서 발생하는 압력 맥동 현상을 모사해 낼 수 있는 모델링을 적용하여 시뮬레이션의 정밀도를 높이고 향후 흡입 포트 형상 설계에도 활용할 수 있도록 하는 것에 관한 연구를 수행하였다.

**2. 1단 트윈 로타리 압축기 구조**

Fig. 1은 CO<sub>2</sub> 히트펌프 시스템의 개념도와 CO<sub>2</sub> 초



(a) CO<sub>2</sub> heat pump system



(b) P-h diagram

Fig. 1 CO<sub>2</sub> Heat pump cycle.

월임계 사이클의 P-h 선도를 보여준다. 고압부의 압력은 10~12 MPa, 저압부는 3~5 MPa로서 기존의 냉매 사이클과 비교하였을 때 상당히 높은 압력대의 운전범위를 갖는다. 이러한 고압특성으로 인해 압축실은 콤팩트해지고 누설조절은 상대적으로 중요해진다.

1단 트윈 로타리 압축기 모델의 단면을 Fig. 2에 나타내었다. 2개의 실린더가 압축기 하부에 위치하고 두 실린더는 그 사이의 분리판에 의해 분리된다. 크랭크 축에는 축 중심을 기준으로 서로 반대편에 위치한 편심 2개가 있고, 각 편심은 각 실린더에 있는 롤러의 내부에 삽입된다. 이로 인해 각 실린더에서의 가스압축은 180도의 위상차를 가지고 순차적으로 일어나게 된다. 어큐뮬레이터에서 흡입관을 통

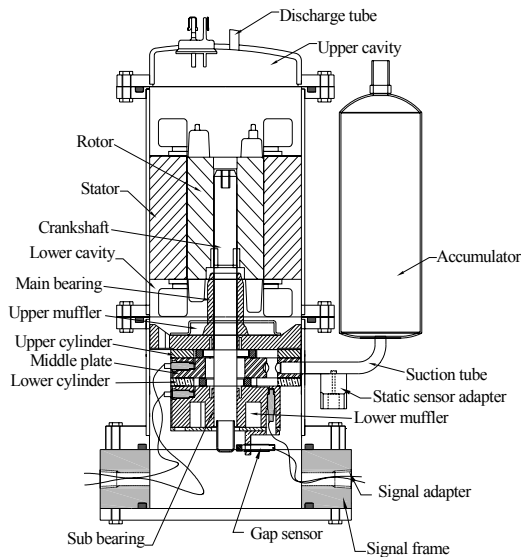


Fig. 2 Cross-sectional view of a single-stage twin rotary compressor.

해 압축기로 흡입되는 가스의 유로는 상하 두 개의 실린더로 유입되도록 분지되게 되는데 각 실린더의 높이가 작을 경우 분지된 유로 형상이 원형을 유지하기 어렵게 된다. 따라서 본 압축기 모델에서는 어큐뮬레이터에서 오는 원통형 흡입관이 먼저 프레임 내에서 직각으로 놓인 원통형 유로를 그 중앙부에서 만나게 하여 T자 형태의 분지를 이루어 주고 분지된 원통 형상의 유로 상하 종단과 상하의 각 실린더의 흡입실이 각각 사각형 채널에 의해 연통되도록 해 준다.

하단의 실린더에서 하단의 머플러로 토출된 가스는 프레임 내부에 뚫린 수직관을 통해 상단 머플러로 이송되고 상부 실린더에서 토출되는 가스와 함께 모아진 후 상단 머플러 출구를 통해 압축기 셀

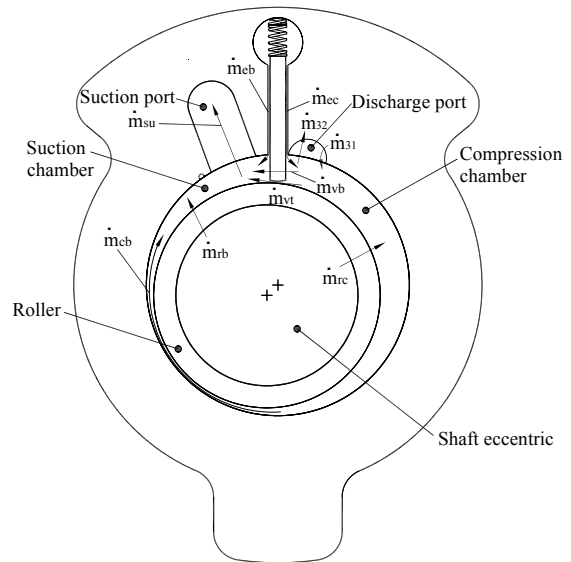


Fig. 3 Control volumes with various leakage paths.

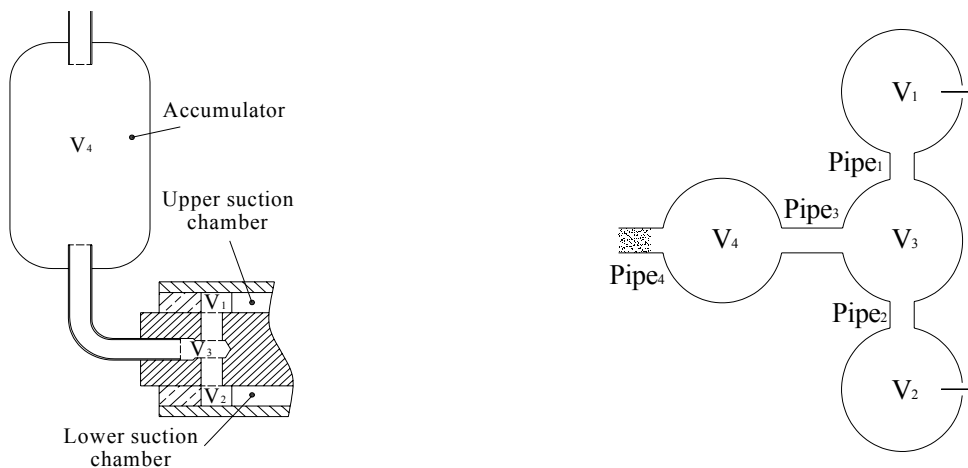


Fig. 4 Helmholtz resonators in series for T-shape suction paths.

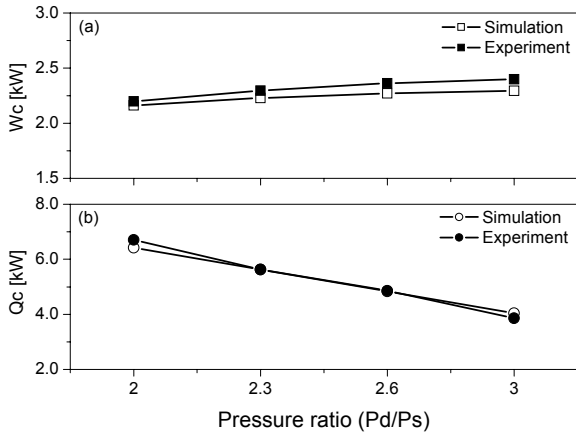


Fig. 5 Comparison of compressor work and cooling capacity between simulation and experiment : (a) compressor work, (b) cooling capacity.

내부로 송출되며, 최종적으로는 압축기 셀 상단부에 설치된 토출관을 통해 압축기 외부로 토출된다.

### 3. 성능해석 모델링

각 검사체적 내에서의 냉매의 상태를 나타내는 열역학적 방정식들과 운동부재들의 운동방정식에 기초하여 성능해석 컴퓨터 시뮬레이션을 위한 수학적 모델링을 수행하였다. Fig. 3은 압축실과 압축실 주변의 공간으로 형성되는 검사체적들과 검사체적 간의 냉매 누설을 보여준다. 어느 한 검사체적 내의 가스의 압력은 식(1)과 같이 표현할 수 있다.

$$p = \frac{p_s}{\rho_s} \left( \frac{M_g}{V_g - M_o/\rho_o} \right)^n \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\xi}_1 \\ \ddot{\xi}_2 \\ \ddot{\xi}_3 \\ \ddot{\xi}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 2\omega_{n1}\zeta & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2\omega_{n2}\zeta & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2\omega_{n3}\zeta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\xi}_1 \\ \dot{\xi}_2 \\ \dot{\xi}_3 \\ \dot{\xi}_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{c^2 A_1}{V_1 L_1} + \frac{c^2 A_1}{V_3 L_1} & \frac{c^2 A_2}{V_3 L_1} & -\frac{c^2 A_3}{V_3 L_1} & 0 \\ \frac{c^2 A_1}{V_3 L_2} & \frac{c^2 A_2}{V_2 L_2} + \frac{c^2 A_2}{V_3 L_2} & \frac{c^2 A_3}{V_3 L_2} & 0 \\ -\frac{c^2 A_1}{V_3 L_3} & -\frac{c^2 A_2}{V_3 L_3} & \frac{c^2 A_3}{V_3 L_3} + \frac{c^2 A_3}{V_4 L_3} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{c^2 A_3}{V_4} & -\frac{c^2 A_4}{V_4} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_1 \\ \xi_2 \\ \xi_3 \\ \xi_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{c^2}{L_1 V_1} \int_0^T Q_1 \\ \frac{c^2}{L_2 V_2} \int_0^T Q_2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

검사체적 내의 가스와 오일의 질량은 주변에 있는 검사체적과의 가스와 오일의 유동량을 고려하여 식(2)와 같이 구한다.

$$M_g = M_g(0) + \int \sum \dot{m}_g dt,$$

$$M_o = M_o(0) + \int \sum \dot{m}_o dt \quad (2)$$

로타리 압축기에서 운동하는 부재로는 롤러, 베인 그리고 크랭크 축이 있으며 이들에 대한 운동방정식은 잘 정립되어 있다.<sup>(10, 11)</sup> 이러한 운동부재들간의 반력과 이와 연관된 마찰력은 운동방정식의 해로 얻을 수 있으며, 압축기 전체에서의 기계적 마찰손실은 식(3)과 같다.

$$L_{mech} = (L_c + L_s + L_v + L_b)_{UC} + (L_c + L_s + L_v + L_b)_{LC} + L_{mj} + L_{sj} + L_{th} \quad (3)$$

여기서 하첨자 'UC' 및 'LC'은 각각 상단 및 하단의 실린더를 나타내며,  $L_c$ ,  $L_{mj}$ , 및  $L_{sj}$ 은 각각 크랭크 편심과 베인 및 보조저널 베어링에서의 마찰손실이다.  $L_s$ 와  $L_v$ 는 각각 베인과 베인슬롯 및 베인 선단과 롤러 외면과의 마찰손실이며,  $L_b$ 는 롤러 상하면에서의,  $L_{th}$ 는 축지지면에서의 마찰손실로 오일의 점도에 비례하는 유체유향이며, 축 편심과 저널 베어링 또한 유체유향로서 좀머펠트수와 베어링 세장비와의 함수로 구하였으며, 기타의 부위는 경계유향로 간주하였다.

### 4. 흡입가스맥동

실린더 내로의 가스 흡입은 앞서 언급한 T자형의

유로를 통해 상단 및 하단의 실린더가 연통되는 구조이므로 각 실린더에서의 가스흡입이 다른 실린더에서의 흡입 현상에 영향을 주게 된다. 이러한 상호 영향은 흡입가스 맥동으로 나타나므로 이를 반영하기 위해 헬름홀츠 공명 이론을 적용하였다.<sup>(12)</sup> Fig. 4는 T-형상 유로구조 및 이에 상응하는 헬름홀츠 공명기 연결 모델링 형상을 보여준다. 이같이 병렬 배치된 헬름홀츠 공명기에 대한 수학적 모델은 식(4)로 표현될 수 있다.

성능해석 프로그램 코딩은 비주얼 베이직으로 작성되었고, 프로그램 입력 데이터로는 압축기의 각종 형상 치수들과 압축기 운전조건, 그리고 각종 간극 치수들이며, 계산 결과는 표 형식이나 그래프로 나타낼 수 있게 하였다.

## 5. 시뮬레이션 프로그램 검증 및 고찰

트윈 로타리 압축기 벤치 모델을 제작하고 흡입실 입구와 압축실에서의 압력을 측정할 수 있도록 동압 센서를 상단 및 하단 실린더에 Fig. 2와 같이 설치하였다. 실린더 높이가 센서의 직경보다 작으므로 센서 장착을 위해 상단 실린더에 대해서는 중간 분리판을, 하단 실린더를 위해서는 실린더 프레임을 각각 이용하였다. 동압센서를 센서의 표면이 실린더 내면에 일치하도록 장착하지 못하고 내면으로부터 뒤로 약간 물러나게 장착함으로써 발생하는 측정 오차를 사극전달함수 이론으로 예측하였는데, 압력 크기에 대한 오차는 2 kHz에서 10% 정도이며, 위상각 오차는 5 kHz에서 4° 이내였다. 압축기 벤치 모델에 대한 압축기 열량계 시험을 통해 압축기 입력과 냉동능

력을 측정함과 동시에 설치된 동압 센서들로부터 실시간 압력을 측정할 수 있다.

Fig. 5는 압축기 입력과 냉동능력에 대한 열량계 시험결과와 계산결과와의 비교를 보여준다. 토출압을  $P_d = 9$  MPa에 고정하고 흡입압을 변화시켜서 운전 압력비를 변화시켰다. 계산과 실험과의 차이는 압축기 입력에서는 4.34%, 냉동 능력에서는 4.54% 이내로 얻어졌다.

Fig. 6은 실험과 계산에서 얻어진 P-V 선도의 비교를 보여준다. 전반적으로 두 결과치 비교는 양호하다.

Fig. 7은 흡입 압력 4.5 MPa, 토출 압력 9 MPa의 운전 조건에서, 흡입 챔버와 흡입 파이프의 압력 차만을 고려하여 질량 유출입을 계산한 검사체적법과 헬름홀츠 공명기 이론을 적용한 모델을 실험과 각각 비교하였다. 헬름홀츠 공명기 모델을 적용한 흡입가스 맥동이 보다 더 실험과 잘 일치함을 보였다. 그리고 하단 실린더의 경우 토출과정에서 고주파수의 압력맥동이 실험에서는 관찰되었으나 계산에서는 나타나지 않았다. 이는 아마도 하단 실린더에서 토출된 하단 머플러로 토출된 가스가 중간 경로를 통해 상단 머플러에 이르는 과정에서의 공진 현상일 것으로 여겨지며, 토출과정에도 흡입과정과 동일한 헬름홀츠 공명기 모델링을 적용하면 측정에서 관찰되었던 맥동 현상을 모사해 낼 수 있으리라고 사료된다.

Fig. 8은 Fig. 7과 동일한 운전 조건에서 T형상으로 된 흡입라인 상의 분지점 체적인  $V_3$ 를 기존 대비 0.5배, 2배, 3배로 변경시키며 성능해석을 수행한 결과이다.  $V_3$ 를 증가 시키면 매우 미세하게 냉력과 입력은 감소하며, 그 결과 COP는 미미하게 증가한

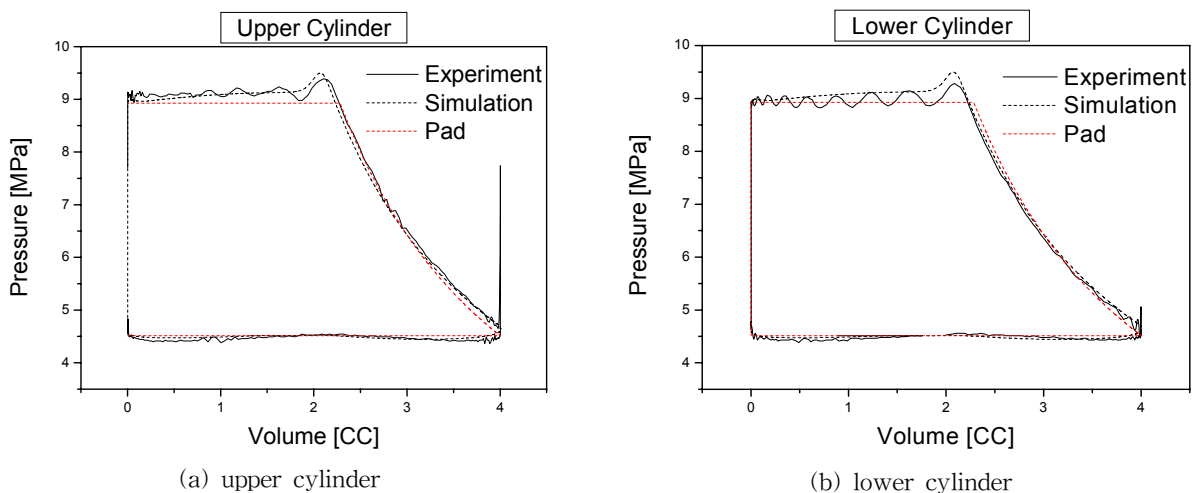
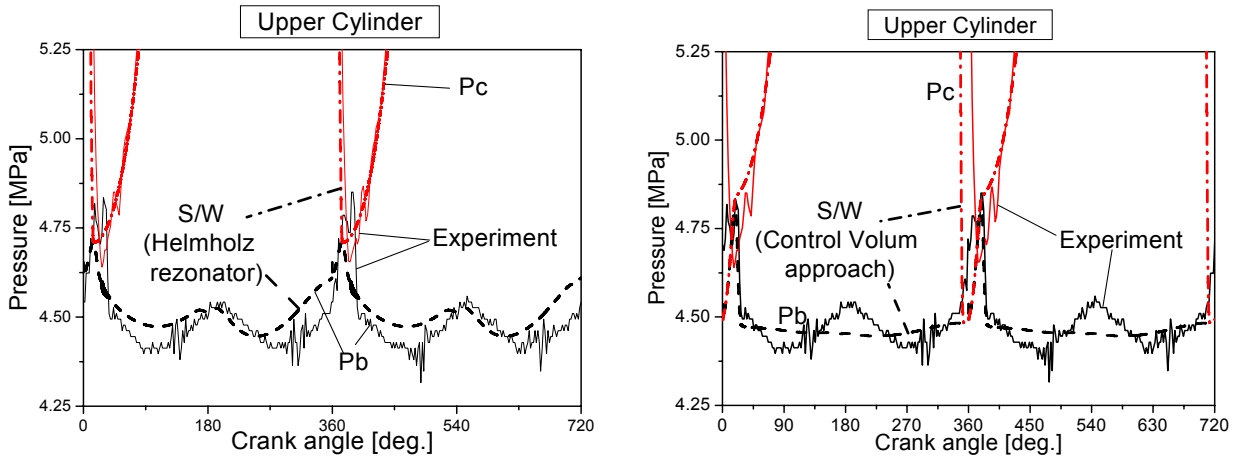
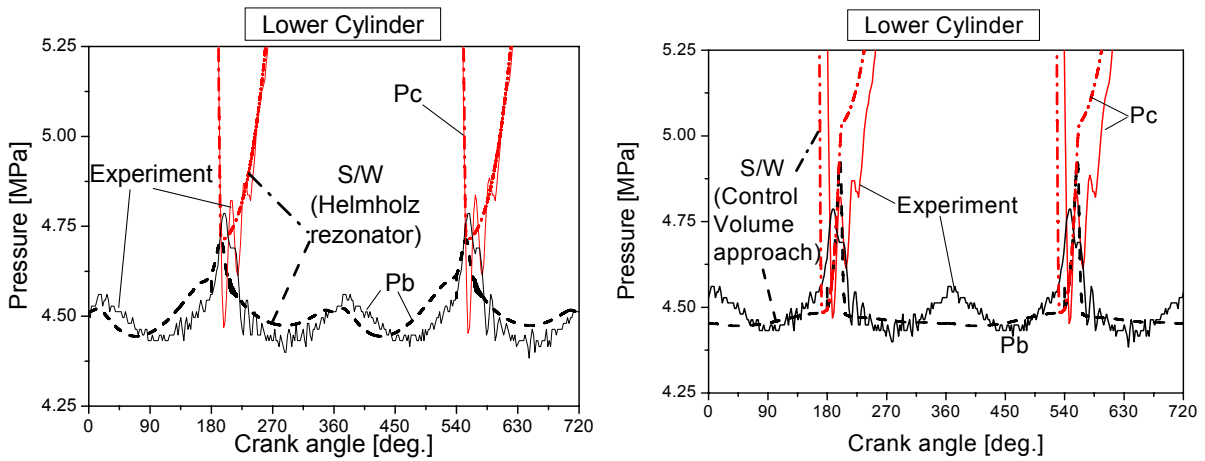


Fig. 6 Comparison of P-V diagram between simulation and experiment.



(a) Upper cylinder



(b) Lower cylinder

Fig. 7 Comparison of gas pulsation between control volume and Helmholtz resonator approach.

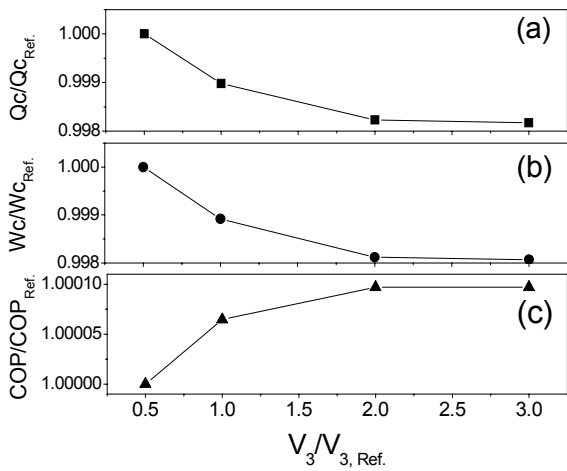


Fig. 8 Effects of suction cavity volume ( $V_3$ ) on compressor performance : (a) compressor work, (b) cooling capacity, (c) COP.

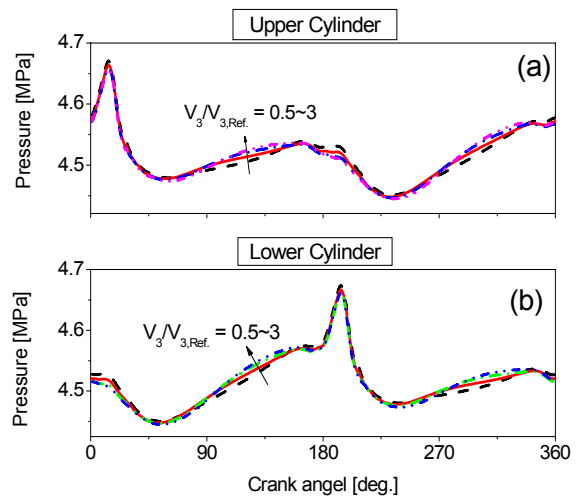


Fig. 9 Effects of suction cavity volume ( $V_3$ ) on gas pulsation in the suction chamber : (a) Upper Cylinder, (b) Lower Cylinder.

다. 하지만 그 변화 폭이 너무 작아서 실질적인 의미로는 주어진 범위 내에서의  $V_3$ 의 변화는 압축기 성능에 영향을 미치지 않는다고 말할 수 있다. 또한 가스맥동도 Fig. 9에서와 같이  $V_3$ 의 변화에 거의 영향을 받지 않는다.

## 6. 결 론

CO<sub>2</sub>를 작동유체로 하는 단단 트윈 로타리 압축기에서,

(1) 설계 도구로서의 성능해석 컴퓨터 프로그램을 개발하였고,

(2) 특별히 T-형태의 흡입구에서 일어나는 흡입 가스 맥동 현상을 모사하기 위해 헬름홀츠 공명기 모델링을 적용한 결과, 측정된 압력 신호를 상당 부분 잘 쫓아가는 압력맥동 계산 결과를 얻었다.

(3) 압축기 열량계 실험을 통해 얻은 압축기 성능 데이터와 성능해석 시뮬레이션 결과는 압축기 입력 및 냉동능력 모두에서 4.5% 이내로 일치하였다.

## 참고문헌

- Hwang, Y., 1997, Comprehensive investigation of carbon dioxide refrigeration cycle, Ph.D. Dissertation, University of Maryland, USA.
- Neksa, P., Rekstad, H., Zakeri, G. R., and Schiefloe, P. A., 1998, CO<sub>2</sub> heat pump water heater : Characteristics, system design and experimental results, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 21, pp. 172-179.
- Neksa, P., 2002, CO<sub>2</sub> heat pump systems, Int. Journal of Refrigeration, Vol. 25, No. 4, pp. 421-427.
- Hattori, H. and Kawashima, N., 1990, Dynamic analysis of a rotor-journal system for twin rotary compressors, Proc. Intern. Comp. Eng. Conf. at Purdue, pp. 750-760.
- Okoma, K., Tahata, M. and Tsuchiyama, H., 1990, Study of twin rotary compressor for air-conditioner with inverter system, Proc. Intern. Comp. Eng. Conf. at Purdue, pp. 541-547.
- Kageyama, K. et al., 2002, Development of high-efficiency low-vibration rotary compressor for HFC-410A air conditioner, Proc. Intern. Comp. Eng. Conf. at Purdue, Paper # C5-1.
- Saitoh, K., Hagiwara, S. and Fujimoto, S., 1992, Development of high efficiency dual cylinder type rotary compressor, Proc. Intern. Comp. Eng. Conf. at Purdue, pp. 373-382.
- Hayano, M., Fukuta, T., Yajima, T., and Fujita, S., 1996, Performance evaluation of 2-cylinder rotary compressor for R410A, Proc. Intern. Symp. on R22 and R502 Alternative refrigerants, Kobe, Japan, pp. 169-173.
- Fujita, S., 1998, Performance development of 2-cylinder rotary compressor for R410A, Proc. Intern. Symp. on R22 and R502 Alternative refrigerants, Kobe, Japan, pp. 67-171.
- Yanagisawa, T. and Chu, I., 1982, Motion analysis of rolling piston in rotary compressor, Proc. Intern. Comp. Eng. Conf. at Purdue, pp. 185-192.
- Jun, Y., 2002, Mechanical loss analysis of inverter controlled two cylinder type rotary compressor, Proc. Intern. Comp. Eng. Conf. at Purdue, Paper # C5-6.
- Soedel, W., 1978, Gas pulsations in compressor and engine manifolds, Purdue University Print.