

## CO<sub>2</sub> 2단 트윈 로타리 압축기 성능해석

김 우 영, 안 종 민, 김 현 진<sup>\*†</sup>, 조 성 옥<sup>\*\*</sup>

인천대학교 대학원, <sup>\*</sup>인천대학교 기계공학과, <sup>\*\*</sup>삼성전자 가전연구소

### Performance Analysis of a CO<sub>2</sub> Two-Stage Twin Rotary Compressor

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

*Department of Mechanical Engineering, Graduate School of Incheon University, Incheon 402-749, Korea*

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

*<sup>\*\*</sup>Digital Appliance Network Business, Samsung Electronics CO., Suwon 442-742, Korea*

*(Received September 20, 2006; revision received November 21, 2006)*

**ABSTRACT:** Analytical investigation on the performance of a two stage twin rotary compressor for CO<sub>2</sub> heat pump water heater system has been carried out. A computer simulation program was made based on analytical models for gas compression in control volumes, leakages among neighboring volumes, and dynamics of moving elements of the compressor. Calculated cooling capacity, compressor input, and COP were well compared to those of experiments over the compressor speeds tested. For the operating condition of suction pressure of 3 MPa, and discharge pressure of 9 MPa, and compressor inlet temperature of 35°C, the compressor efficiency was calculated to be 80.2%: volumetric, adiabatic, and mechanical efficiencies were 88.3%, 93.2%, and 92.7%, respectively. For the present compressor model, volumetric and adiabatic efficiencies of the second stage cylinder were lower by about 6~7% than those of the first stage mainly due to the smaller discharge port at the second stage. Parametric study on the discharge port size showed that the compressor performance could be improved by 3.5% just by increasing the discharge port diameter by 20%.

**Key words:** Twin rotary compressor(트윈 로타리 압축기), Two-stage compression(2단 압축), Compressor input(압축기 입력), Cooling capacity(냉동능력), COP(성적계수)

#### 기 호 설 명

$A$  : 면적 [m<sup>2</sup>]

$b$  : 베인 폭 [m]

$F$  : 힘 [N]

$H$  : 실린더 높이 [m]

$I$  : 관성모멘트 [kg·m<sup>2</sup>]

$k$  : 베인 스프링 상수 [N/m]

$L$  : 손실 [W]

$M$  : 질량 [kg]

$\dot{m}$  : 질량유량 [kg/s]

$n$  : 폴리트로픽 지수

$P$  : 압력 [Pa]

$T$  : 토크 [N·m]

$V$  : 체적 [m<sup>3</sup>]

$v$  : 롤러 선속도 [m/s]

$\ddot{x}$  : 베인 가속도 [m/s<sup>2</sup>]

† Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8423

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

**그리스 문자**

- $\alpha$  : Fig. 4에서 정의되는 각도 [ $^{\circ}$ ]
- $\beta_0$  : Fig. 3에서 정의되는 각도 [ $^{\circ}$ ]
- $e$  : 간극 [m]
- $\mu$  : 마찰계수, 오일점도 [Pa-s]
- $\rho$  : 밀도 [ $\text{kg/m}^3$ ]
- $\omega$  : 각속도 [rad/s]

**하첨자**

- $b$  : 흡입실
- $c$  : 압축실, 크랭크 편심부
- $d$  : 하류축
- $e$  : 편심
- $h$  : 베인 측면
- $i$  : 롤러 내경, 단( $i=1$ : 1단,  $i=2$ : 2단)
- $k$  : 스프링
- $m$  : 관성력
- $m_j$  : 주 저널 베어링
- $r$  : 롤러
- $s_j$  : 보조 저널 베어링
- $su$  : 흡입관
- $t$  : 베인 선단
- $u$  : 상류축
- $v$  : 베인
- $\theta$  : 접선방향

**1. 서 론**

CFC 및 HCFC 냉매들의 오존층 파괴와 지구온난화 효과가 알려진 이후로 이들 냉매들의 HFC 냉매로의 전환이 진행되고 있다. 하지만 HFC 냉매의 지구온난화 효과 또한 무시할 수 없기 때문에 이들 HFC 냉매를 계속 사용하는 것에 대해서도 문제제기가 일어나고 있다. 이 같은 지구환경 보존의 차원에서 자연적으로 존재하는 암모니아, 탄화수소 계열 가스들, 그리고 이산화탄소 등과 같은 자연가스들을 냉매로 사용하는 것에 대해 주의가 기울여지고 있다.<sup>(1,2)</sup> 암모니아는 독성이 있고, 탄화수소 계열 가스들은 가연성이 있는 반면, 이산화탄소는 유일하게 독성이나 가연성이 없는 가스이다. 이산화탄소는 자동차 에어컨이나 가정용 에어컨, 그리고 열펌프 등의 응용 분야에 적

용을 위해 연구가 진행되고 있다.

이제까지 알려진 바로는 CO<sub>2</sub> 시스템은 기존의 냉매를 사용하는 시스템에 비해 효율이 낮아진다. 하지만 어떤 연구결과들은 CO<sub>2</sub>가 급탕기 겸용 열펌프에 시용될 때에는 특별한 장점을 갖게 됨을 보였다.<sup>(2)</sup> CO<sub>2</sub> 초임계 사이클에서는 열방출 과정이 초임계점보다 고압에서 발생하며 온도가 급격하게 강하하는 현상이 일어난다.

CO<sub>2</sub> 열펌프 급탕기 시스템에는 왕복동, 스윙로타리, 2단 트윈 로타리, 그리고 스크롤 압축기 등 대부분의 용적형 냉매 압축기의 적용이 시도되고 있다.

단단 로타리 압축기에 대한 성능해석에 대해서는 Yanagisawa et al.<sup>(3)</sup>을 비롯하여 많은 연구가 있어 왔고, 2단 트윈 로타리의 기계적 손실<sup>(4)</sup>에 대한 이론해석과 CO<sub>2</sub> 적용 트윈 로타리 압축기에 대해서는 성능시험<sup>(5,6)</sup> 결과 등이 발표되었지만 아직까지 CO<sub>2</sub> 2단 트윈 로타리 압축기에 대한 성능해석에 대해서는 연구결과가 보고되지 않은 상태이다.

본 연구에서는 CO<sub>2</sub>를 이용한 중간압 방식의 2단 트윈 로타리 압축기의 성능해석방법을 제시하고 이를 통해 작성된 성능해석 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램의 계산결과와 실험을 통해 얻은 결과를 비교하였다.

**2. 트윈 로타리 압축기 성능해석**

Fig. 1은 CO<sub>2</sub>를 이용한 중간압 방식의 2단 트윈 로타리 압축기의 단면을 보여준다. 냉매가스인

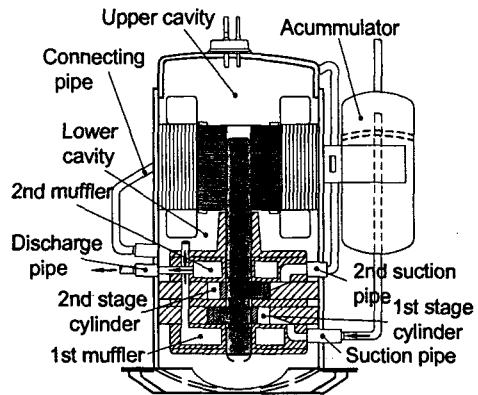


Fig. 1 Schematic of twin compressor.

CO<sub>2</sub>는 어큐플레이터를 통해 흡입관을 거쳐 1단의 실린더로 유입된다. 1단 실린더에서 압축된 가스는 하부에 위치한 1단 머플러를 거쳐 압축기 셀 내부의 하부와 상부의 공간을 채우게 된다. 셀 내부를 채운 가스는 셀 외부로 이어지는 연결관을 통해 2단 흡입관으로 이송되며 2단 실린더에서 압축을 거친 후 2단 머플러로 토출되고 최종적으로 토출관을 통하여 압축기 밖으로 토출된다. 중간압 방식에서는 셀 내부를 중간압의 가스가 채우고 있기 때문에 2단 실린더에서 베인 배압을 형성하기 위해 2단 토출 머플러와 연통되는 밀폐공간을 베인 후방에 마련하고 2단 토출압 가스로 채워준다. 본 연구에서 성능해석을 수행한 압축기의 1단의 행정체적은 2.89 cm<sup>3</sup>, 2단은 1.88 cm<sup>3</sup>이다.

2.1 압력계산

흡입, 압축, 그리고 토출 과정에서 CO<sub>2</sub> 가스의 상태를 해석하기 위해 Fig. 2와 같은 검사체적을 설정하고, 각 검사체적에서의 가스의 질량을 식(1), 오일의 질량을 식(2)와 같이 구하고, 압력은 검사체적 내의 가스의 질량과 검사체적 내에서 오일이 차지하는 부피를 제외한 부피를 이용하여 식(3)과 같이 구하였다.

$$M_{gas} = M_{gas}(0) + \int \dot{m}_{gas} dt \quad (1)$$

$$M_{oil} = M_{oil}(0) + \int \dot{m}_{oil} dt \quad (2)$$

$$P = \frac{P_{ref}}{\rho_{ref}^n} \left( \frac{M_{gas}}{V_{gas} - M_{oil}/\rho_{oil}} \right)^n \quad (3)$$

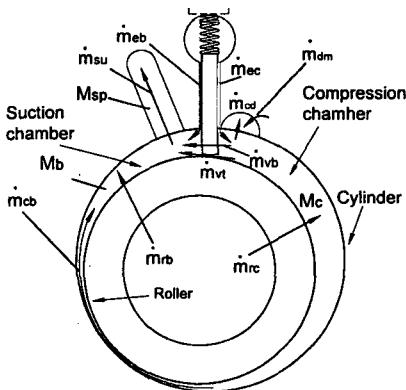


Fig. 2 Leakage paths in cylinder.

각 검사체적에서의 누설 가운데 베인 측면과 베인 슬롯과의 틈새에서 일어나는 누설( $\dot{m}_{eb}$ ,  $\dot{m}_{ec}$ )과 롤러 내부에서 롤러의 상하 평면을 통해 실린더 내부로 들어오는 누설( $\dot{m}_{rb}$ ,  $\dot{m}_{rc}$ )의 경우는 베인실과 롤러 내부가 오일로 채워져 있으므로 오일유동으로 간주하였고 나머지 다른 누설은 가스유동으로 간주하였다. 즉, 흡입실과 흡입관 사이 누설인  $\dot{m}_{su}$ , 롤러 외경면과 실린더 내경면 틈새를 통해 압축실과 흡입실 사이의 누설인  $\dot{m}_{cb}$ , 베인 선단과 롤러 외경면 사이 누설인  $\dot{m}_{cb}$ , 베인 상하면과 실린더 상하면과의 누설인  $\dot{m}_{vb}$ , 압축실과 토출포트 사이의 유동  $\dot{m}_{cd}$ , 토출포트와 흡입실 사이의 누설  $\dot{m}_{bd}$ 은 식(4)를 사용하였다.

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

베인 측면에서 흡입실 및 압축실과의 누설은 오일유동으로서 각각 식(5)와 식(6)과 같다.

$$\dot{m}_{eb,i} = \rho_o c_v H_i \left( \frac{\dot{x}_i}{2} + \frac{(P_{d,i} - P_{b,i}) \epsilon^2}{12 \mu L_i} \right) \quad (5)$$

$$\dot{m}_{ec,i} = \rho_o c_v H_i \left( \frac{\dot{x}_i}{2} + \frac{(P_{d,i} - P_{c,i}) \epsilon^2}{12 \mu L_i} \right) \quad (6)$$

상하면과 실린더 상, 하면의 간극을 통해 롤러 내부에서 압축실과 흡입실로의 누설은 각각 식(7)과 식(8)과 같다.

$$\dot{m}_{rb,i} = \frac{2\pi \rho_o \epsilon^3 (P_{d,i} - P_{b,i}) \beta_{v,i}}{6\mu \ln(R_{r,i}/R_{i,i})} \frac{\beta_{v,i}}{2\pi} \quad (7)$$

$$\dot{m}_{rc,i} = \frac{2\pi \rho_o \epsilon^3 (P_{d,i} - P_{d,i}) (2\pi - \beta_{v,i})}{6\mu \ln(R_{r,i}/R_{i,i})} \frac{\beta_{v,i}}{2\pi} \quad (8)$$

주요 누설 통로인 롤러 외경 면과 실린더 내면과의 반경방향 간극은 15 μm, 베인과 베인 슬롯 간극은 10 μm, 롤러 상단 및 하단의 간극은 10 μm로 산정되었다.

2.2 운동부재 해석

Fig. 3은 롤러에 작용하는 각 힘들을 보여주며 이 힘들의 평형으로부터 크랭크 편심부가 롤러에

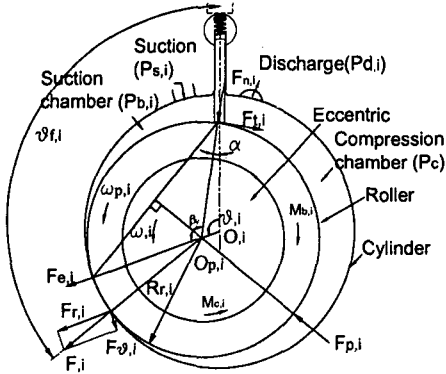


Fig. 3 Forces acting on the roller.

작용하는 힘  $F$ 를 식(9), (10), (11)과 같이 계산한다. 이때 두번째 하첨자  $i$ 는  $i=1$ 은 1단,  $i=2$ 는 2단 실린더를 나타낸다.

$$F_{r,i} = F_{p,i} \cos \frac{\theta_i + \alpha_i}{2} - F_{n,i} \cos(\theta_i + \alpha_i) - F_{t,i} \sin(\theta_i + \alpha_i) + F_{e,i} \quad (9)$$

$$F_{\theta,i} = -F_{p,i} \sin \frac{\theta_i + \alpha_i}{2} + F_{n,i} \sin(\theta_i + \alpha_i) - F_{t,i} \cos(\theta_i + \alpha_i) \quad (10)$$

$$F_i = \sqrt{F_{r,i}^2 + F_{\theta,i}^2} \quad (11)$$

여기서  $F_e$ 는 롤러의 원심력을 나타내며 식(12)와 같이 계산되고,  $F_p$ 는 가스력으로 식(13)과 같다.

$$F_{e,i} = m_{p,i} e_i \omega_i^2 \quad (12)$$

$$F_{p,i} = 2R_{r,i} H_i (P_{c,i} - P_{b,i}) \sin \left( \frac{\theta_i + \alpha_i}{2} \right) \quad (13)$$

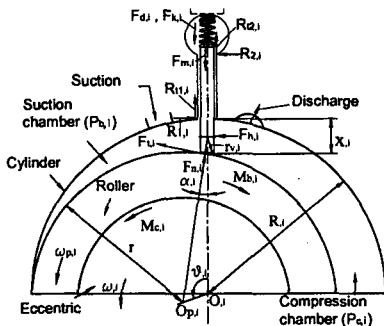


Fig. 4 Forces acting on the vane.

Fig. 4는 베인에 작용하는 힘을 나타낸다. 힘과 모멘트의 평형을 이용하면 식(14), (15), (16)을 얻을 수 있다. 또한 롤러의 각속도는 롤러의 모멘트 평형방정식인 식(17)에서 계산된다.

$$F_{h,i} + R_{2,i} - R_{1,i} + F_{t,i} \cos \alpha_i - F_{n,i} \sin \alpha_i = 0 \quad (14)$$

$$F_{d,i} + F_{k,i} + F_{m,i} - R_{t1,i} - R_{t2,i} - F_{t,i} \sin \alpha_i - F_{n,i} \cos \alpha_i = 0 \quad (15)$$

$$R_{2,i} (\alpha_{1,i} - r_{v,i} + r_{v,i} \cos \alpha_i) - R_{1,i} (x_i - r_{v,i} + r_{v,i} \cos \alpha_i) + F_{h,i} (x_i/2 - r_{v,i} + r_{v,i} \cos \alpha_i) + b_i (R_{t2,i} - R_{t1,i})/2 - r_{v,i} \sin \alpha_i (F_{t,i} \sin \alpha_i + F_{n,i} \cos \alpha_i) = 0 \quad (16)$$

$$I_{p,i} \dot{\omega}_{p,i} = r_{r,i} \mu F_i - r_{r,i} F_{t,i} - \frac{2\pi\mu\omega_{p,i}(r_i^4 - r_{r,i}^4)}{\varepsilon} \quad (17)$$

여기서  $I_{p,i}$ 는 롤러의 관성 모멘트이며,  $F_{t,i}$ ,  $R_{t1,i}$ ,  $R_{t2,i}$ 는 마찰력으로서 각각  $F_{t,i} = \mu_{v,i} F_{n,i}$ ,  $R_{t1,i} = \mu_{s,i} R_{1,i}$ ,  $R_{t2,i} = \mu_{s,i} R_{2,i}$ 로 정의되며  $F_{h,i}$ ,  $F_{d,i}$ ,  $F_{k,i}$ ,  $F_{m,i}$ 는 각각 베인에 작용하는 측면 가스력, 후방 가스력, 스프링력, 그리고 관성력으로서 각각 아래의 식과 같다.

$$F_{h,i} = x_i l_i (P_{c,i} - P_{b,i}) \quad (18)$$

$$F_{d,i} = l_i b_i p_{d,i} - l_i p_{c,i} \left( \frac{b_i}{2} + r_{v,i} \sin \alpha_i \right) - l_i p_{b,i} \left( \frac{b_i}{2} - r_{v,i} \sin \alpha_i \right) \quad (19)$$

$$F_{k,i} = k_i (x_{o,i} - x_i) \quad (20)$$

$$F_{m,i} = -m_{v,i} \ddot{x}_i \quad (21)$$

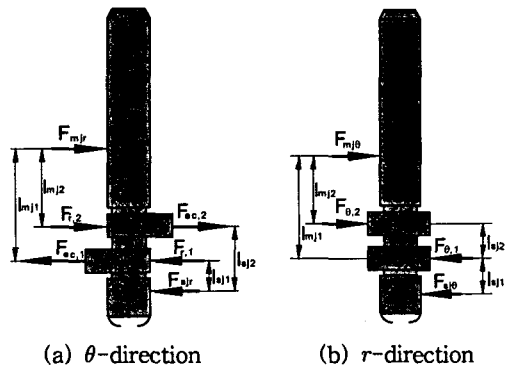


Fig. 5 Forces acting on the crank shaft.

크랭크 축에 작용하는 하중은 Fig. 5와 같이  $\theta$  방향과  $r$  방향으로 나눠 각 방향의 힘 평형과 모멘트 평형을 이용하여 식(22)과 같이 각 저널 베어링의 반력을 구한다.

$$F_{mj} = \sqrt{F_{mj\theta}^2 + F_{mjr}^2}, \quad F_{sj} = \sqrt{F_{sj\theta}^2 + F_{sjr}^2} \quad (22)$$

### 2.3 기계적 손실

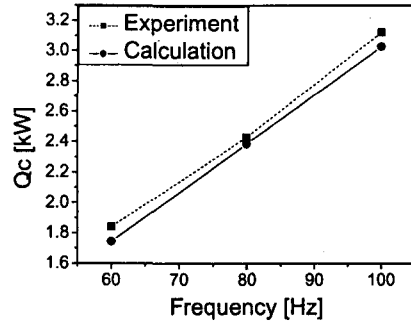
각 마찰부위에서의 기계적 마찰손실로는 축 편심부  $L_{c,i} = (\omega - \omega_{p,i})M_{c,i}$ , 베인과 롤러  $L_{v,i} = v_i F_{t,i}$ , 롤러와 실린더  $L_{b,i} = (\omega - \omega_{p,i})M_{b,i}$ , 베인과 슬롯  $L_{s,i} = \dot{x}_i(R_{t1,i} + R_{t2,i})$ , 상부 저널 베어링  $L_{mj} = \omega r_{mj} f_{mj} F_{mj}$ , 하부 저널 베어링  $L_{sj} = \omega r_{sj} f_{sj} F_{sj}$ , 그리고 스러스트 베어링  $L_{tb} = \omega r_{tb} f_{tb} F_{tb}$ 과 같다. 베인과 베인 슬롯 사이의 마찰계수는 0.2, 베인 선단과 롤러와의 마찰계수는 0.15로 간주하였다.<sup>(7)</sup> 기계적 총 손실은 각 마찰부위에서의 마찰손실의 총합으로 식(23)로 표현된다.

$$L_{mech} = L_c + L_{c,2} + L_v + L_{v,2} + L_b + L_{b,2} + L_s + L_{s,2} + L_{mj} + L_{sj} + L_{tb} \quad (23)$$

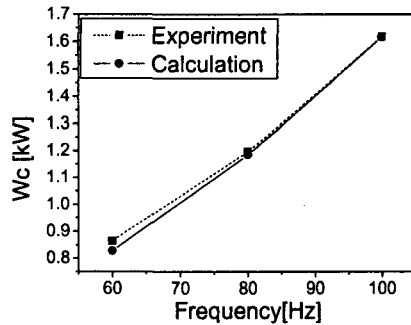
이상의 해석을 토대로 하여 크랭크 각도에 따른 압축기의 각 검사체적에서의 압력변화, 각 운동부재의 반력, 베어링 하중 등을 계산하고 이로부터 각종 손실을 분석하고 각종 효율을 계산하는 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 작성하였다.<sup>(8)</sup> 개발된 성능해석 프로그램으로 한 가지 운전조건에서 수립된 결과를 얻기 위해서는 CPU 연산속도 2.80 GHz 및 1 GB 메모리를 가진 펜티엄4급 컴퓨터로 약 40분 가량이 소요되었다.

### 3. 계산결과 및 고찰

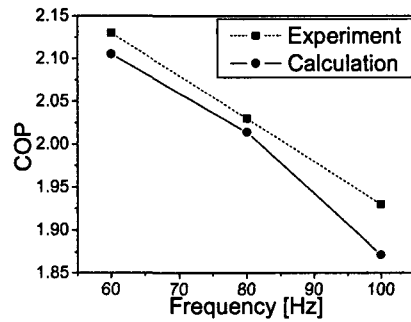
Fig. 6과 Table 1은 토출압력 9 MPa, 흡입압력 3 MPa, 흡입온도 35°C, 팽창밸브 입구온도 35°C



(a) Cooling capacity



(b) Compressor input



(c) COP

Fig. 6 Comparison of compressor performance.

에서 압축기 운전속도를 60 Hz, 80 Hz, 100 Hz로 변경시켜 가며 수행한 성능시험과 성능해석 시뮬레이션 프로그램의 계산결과의 비교를 보여준다.

Table 1 Comparison of compressor performance

Freq [Hz]	$Q_c$ [kW]			$W_c$ [kW]			COP		
	Exp.	S/W	Error [%]	Exp.	S/W	Error [%]	Exp.	S/W	Error [%]
60	1.84	1.742	-5.32	0.864	0.828	-4.17	2.13	2.105	-1.17
80	2.429	2.385	-1.81	1.196	1.184	-1.00	2.03	2.014	-0.79
100	3.121	3.026	-3.04	1.618	1.617	-0.06	1.93	1.872	-3.01

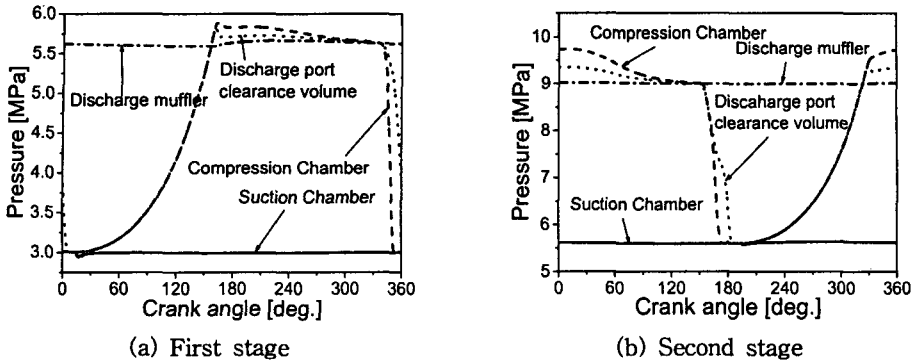


Fig. 7 Pressure at various chamber.

압축기 실험은 CO<sub>2</sub> 전용 압축기 칼로리미터에서 수행하였다. 냉력, 압축기 입력, 그리고 COP에서 계산치가 전반적으로 시험치에 비해 약간 낮은 값을 갖지만, 대체적으로 유사한 경향을 보인다. 최대오차는 냉력에서 5.32%, 압축기 입력에서 4.17%, 그리고 COP에서 3% 정도이다.

Figs. 7~11과 Table 2 및 Table 3에는 Fig. 6과 동일한 운전조건에서 단지 압축기 운전속도만 60 Hz로 고정하여 수행한 각종 계산결과를 나타내었다.

Fig. 7의 (a), (b)는 각각 1단과 2단의 실린더에서 발생하는 압력변화를 크랭크 각도에 따라서 보여준다. 1단과 2단의 압력변화는 180° 위상차를 보인다. 토출포트 간극체적은 압축실과는 별도의 검사체적으로 설정되었기 때문에 토출포트 간극체적에서의 압력은 압축실의 압력과 별도로 계산된다. 토출포트 간극체적은 행정체적 대비 1단에서는 2.2%, 2단에서는 1.38%이다. 토출과정에서 토출 포트의 간극체적에 간혀 있던 고압의 가스가 롤러가 토출 포트를 지나쳐 간 후 흡입실로

재팽창하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 8은 P-V선도를 보여준다. 1단에 비해 2단에서 과압축이 크게 나타나는데, 이는 2단의 토출구의 크기가 상대적으로 작다는 것을 의미한다.

Fig. 9는 각 단의 크랭크 편심부가 받는 힘, 즉 각 단에서의 구동 베어링 하중과 크랭크 축을 지지하는 주 저널 베어링과 보조 저널 베어링에서의 하중을 나타낸다. 최대 하중은 2단 크랭크 편심부에서 1200 N로 나타난다. 또한 주 저널 베어링에서보다 보조 저널 베어링에서의 하중이 더 크게 나타나는데 이는 크랭크 편심부로부터 주 저널 베어링의 위치가 보조베어링의 위치보다 더 떨어져 있기 때문이다.

Fig. 10은 가스 압축 토크를 보여준다. 1단과 2단이 180°의 위상 차이로 압축이 이루어지므로 전체 토크는 각 단의 변동이 서로 상쇄되어 그 결과 변동폭이 상당히 줄어든 양상을 보인다. 각 단에서의 토크 부하 변동폭은 각각 2.3 N·m인데 비하여 전체 토크 부하 변동폭은 단지 1 N·m 정도이다.

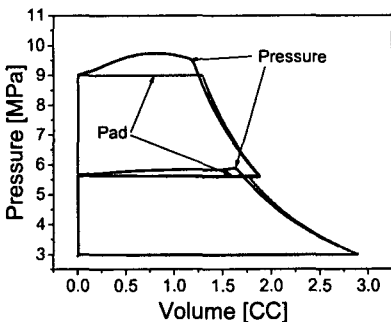


Fig. 8 P-V diagrams.

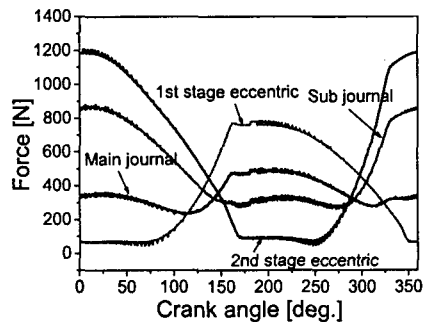


Fig. 9 Bearing loads.

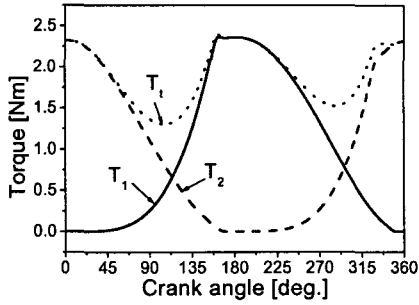


Fig. 10 Torque loads.

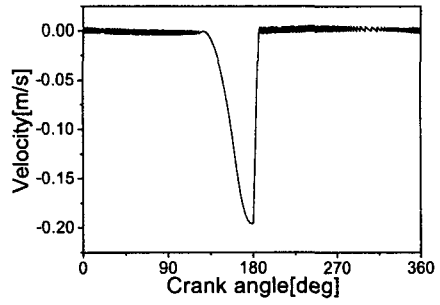


Fig. 11 1st stage roller velocity.

Table 2에 2단 트윈 로타리 압축기의 제반 효율과 성능을 정리하였다. 1단의 체적효율은 89.03%로 2단 82.71%에 비해 높게 나타났고, 단 열압축효율 또한 1단이 2단에 비해 높게 나타났다. 이는 Fig. 6에서 2단의 과압축 손실이 상대적으로 과다한 것에서 알 수 있듯이 2단의 토출 포트가 상대적으로 작은 것에 기인한다. 기계적 효율은 92.69%로 나타났고, 모터효율이 92.8%일 때 압축기 전효율은 80.19%로 계산되었다.

압축기에서 발생하는 각종 손실을 Table 3에 나타내었다. 유효일 즉 단열 압축일을 100으로 하였을 때 가스압축손실은 8.55, 기계적 손실은 8.45로 나타났다. 가스압축손실 가운데 흡입손실은 매우 미미하며 대부분이 토출손실이다. 기계적 마찰손실은 크랭크 편심부 손실이 3.05로 전체 기계적 손실의 36%, 베인 측면과 베인 슬롯과의 손실은 2.67로 전체 기계적 손실의 34%에 해당한다. 특이하게 베인 선단과 롤러와의 마찰손실이 매우 작게 나타났는데, 이는 Fig. 11에서 보듯이 롤러의 선속도가 매우 작기 때문이다. 크랭크각 130°~185° 부근에서만 약 0~0.2 m/s의 범위에서

속도를 지닐 뿐 대부분의 시간에서 거의 정지상태에 있다. 이는 기계적 마찰손실 측면에서는 유리하지만 마모 측면에서는 매우 불리할 것으로 여겨진다. Fig. 11에는 1단 롤러에 대해서만 나타내었으나 2단 롤러도 대동소이한 선속도 양상을 보인다.

Fig. 12 및 Fig. 13에는 운전압력 변화에 따른 압축기 성능변화에 대한 계산결과를 나타내었다. Fig. 12에서 흡입압력이  $P_s = 3.0$  MPa에서 4.5 MPa로 증가하면, 압축기 입력은 0.828 kW에서 0.792 kW로 감소하며, 반면 냉력은 1.742 kW에서 2.675 kW로 증가한다. 그 결과 COP는 2.105에서 3.376으로 60% 가량 증가한다. 흡입압력 증가에 따른 압축기 입력 감소는 흡토출압 차이가 줄어들기 때문이고 냉력의 증가는 흡입밀도의 증가와 체적효율의 증가로 인한 것이다.

Fig. 13은 토출압력을  $P_d = 8$  MPa에서 11 MPa로

Table 2 Performance of CO<sub>2</sub> two-stage twin rotary compressor

Notations	Values
$\eta_v$	88.32 [%] (89.03 [%], 82.71 [%])
$\eta_{ad}$	93.23 [%] (96.29 [%], 90.29 [%])
$\eta_{mech}$	92.69 [%]
$\eta_{comp}$	80.19 [%]
$W_c$	0.828 [kW]
$Q_c$	1.742 [kW]
$P_m$	5.63 [MPa]
COP	2.105

Table 3 Loss breakdown

Total adiabatic work		100% (664.59 [W])	
Adiabatic work	1st stage	52.54	47.46
	2nd stage		
Suction loss		0.12	0.12
Over-compression loss		2.57	5.74
Mechanical loss	Vane/Roller	0.03	0.02
	Vane/Slot	1.75	0.92
	Roller/Eccentric	1.32	1.73
	Thrust surface	0.02	
	Main bearing	1.46	
	Sub bearing	1.19	
Total mechanical loss		8.45	

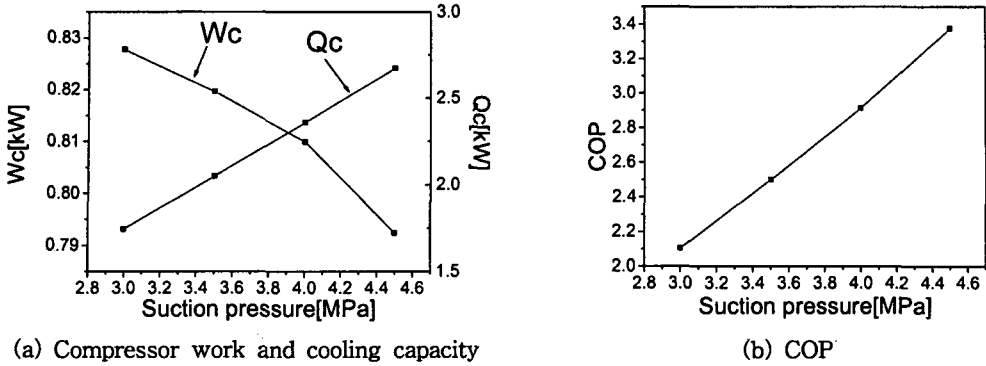


Fig. 12 Effects of suction pressure on compressor performance.

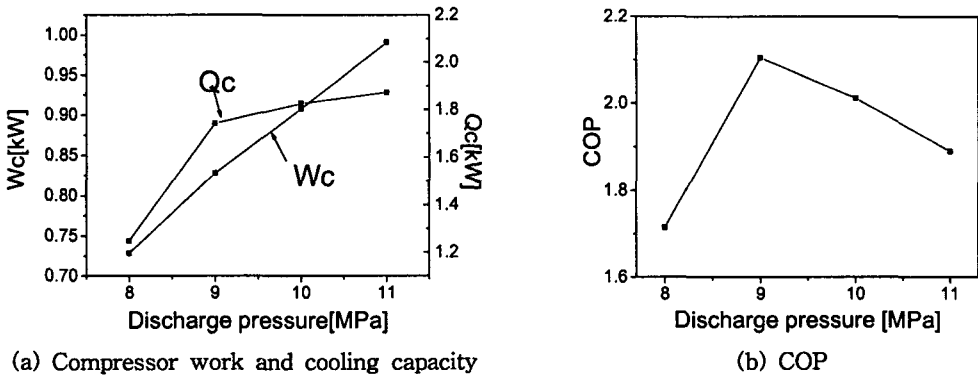


Fig. 13 Effects of discharge pressure on compressor performance.

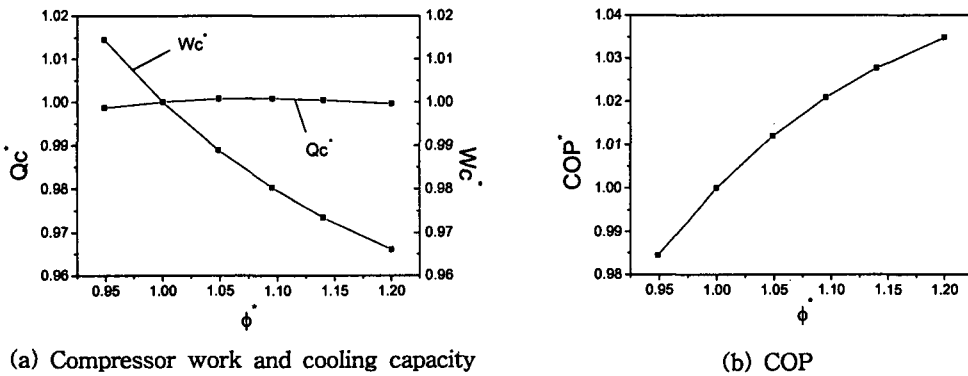


Fig. 14 Effects of discharge port size on the compressor performance.

증가시키며 성능해석을 수행한 결과이다. 토출압 증가에 따라 압축기 입력은 선형적으로 증가하지만 냉력은  $P_d=9$  MPa 부근을 지나면서 증가율이 완만해진다. 토출압 증가는 압축기의 체적효율 감소로 가져오기는 하지만 이러한 영향보다는 오히

려 CO<sub>2</sub> 초임계 사이클 특성에 기인한다. 즉, 토출압 8 MPa에서 냉동효과는 133.59 kJ/kg, 9 MPa일 때 186.84 kJ/kg, 10 MPa일 때 196.36 kJ/kg, 그리고 11 MPa일 때 201.94 kJ/kg로서 냉동능력의 증가율은 9 MPa을 기점으로 완만하여지므로 결국



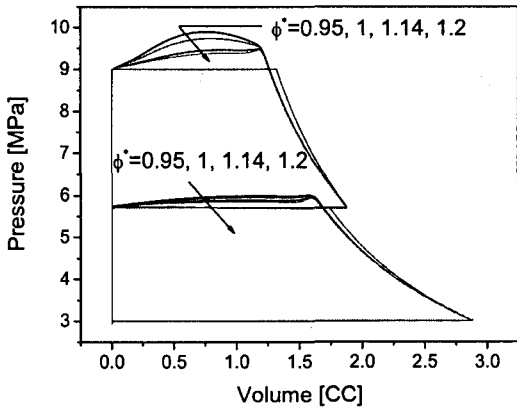


Fig. 15 Effects of discharge port size on the P-V diagram.

COP 변화는 Fig. 13(b)와 같이  $P_d = 9$  MPa에서 최대점을 보인다.

Fig. 14에는 토출 포트의 직경을 변화시켰을 때 압축기의 성능변화를 보여준다.  $x$ 축은 현재 압축기 모델의 토출 포트 직경에 대한 무차원 직경을 나타내고  $y$ 축의 냉동능력과 압축기 입력도 각각 현재 모델의 값들을 기준하여 무차원화하였다. 토출 포트의 직경이 현재 모델의 값 대비 95~120%의 범위에서 변화할 때 냉동능력은 거의 변화가 없는 반면, 압축기 입력은 토출 포트 직경의 증가에 따라 감소하여 결국 COP는 증가한다. 압축기 입력의 감소는 Fig. 15의 P-V 선도에서 볼 수 있듯이 토출 포트 직경이 커지면 과압축이 감소하기 때문이다. 이러한 과압축 손실의 감소는 특히 토출 포트 크기가 작게 설계된 2단에서 두드러진다.

#### 4. 결 론

(1) 중간압 방식의 CO<sub>2</sub> 2단 트윈 로타리 압축기의 성능해석을 수행하였고 이를 토대로 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 개발하였다.

(2) 성능해석 프로그램 계산결과와 시험치와의 비교에서 압축기 입력, 냉력, 그리고 COP는 대체로 일치하는 경향을 보였다. 시험치 대비 계산치의 최대 오차는 약 5% 정도였다.

(3) 현 압축기 모델의 체적효율은 88.32%, 단열 압축효율은 93.23%, 기계적 효율은 92.69%로서 압축기 전효율은 80.2%로 계산되었다.

(4) 현 압축기 모델의 2단 실린더에서 체적효율 및 단열압축효율이 1단에 비해 낮은 이유는 2단의 토출 포트 직경이 너무 작게 설계되었기 때문이다.

(5) 토출 포트 직경을 20% 증가시켰을 때 COP는 약 3.5% 향상하였다. 이는 주로 2단에서의 과압축 손실의 감소에 기인한다.

(6) 개발된 성능해석 프로그램은 향후 CO<sub>2</sub> 2단 트윈 로타리 압축기의 최적 설계를 위한 설계도구로 활용될 수 있다.

#### 참고문헌

1. Pearson, A.B., 2003, Carbon dioxide—new uses of an old refrigerant, International Congress of Refrigeration, ICR0021.
2. Lorentzen, G., 1994, The use of natural refrigerant: a complete solution to the CFC/HCFC replacement, International Journal of Refrigeration, Vol. 18, No. 3, pp.190-197.
3. Yanagisawa, T., 1982, Motion analysis of rolling piston in rotary compressor, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol. 48, No. 429, pp. 409-421.
4. Jun, Y., 2002, Mechanical loss analysis of inverter controlled two cylinder type rotary compressor, Proceeding of International Compressor Engineering Conference at Purdue, Paper C5-6.
5. Drieman, N., Bunch, R., Hwang, Y.H. and Radermacher, R., 2004, Two-stage rolling piston carbon dioxide compressor, Proceeding of International Compressor Engineering Conference at Purdue, Paper-C010
6. Hubacher, B. and Groll, E.A., 2003, Performance measurement of a hermetic, two-stage carbon dioxide compressor, International Congress of Refrigeration, ICR0029.
7. Lee, Y.J., 2006, Workshop on CO<sub>2</sub> Heating & A/C System.
8. Kim, H.J., 2005, Development of design technologies for CO<sub>2</sub> compressor, University of Incheon Research Report.