

오일 용해도를 고려한 CO₂ 트윈 로타리 압축기 성능해석

김 우 영, 안 종 민, 김 현 진^{*†}, 조 성 욱^{**}
인천대학교 대학원, ^{*}인천대학교 기계공학과, ^{**}삼성전자 가전연구소

Solubility Consideration in Performance Analysis of a CO₂ Twin Rotary Compressor

Woo Young Kim, Jong Min Ahn, Hyun Jin Kim^{*†}, Sung Oug Cho^{**}

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

^{}Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea*

*^{**}Digital Appliance Network Business, Samsung Electronics CO., Suwon 442-742, Korea*

(Received August 16, 2007; revision received October 27, 2007)

ABSTRACT: For a CO₂ two-stage twin rotary compressor used for heat pump water heater system, changes of CO₂ solubility in PAG oil were investigated along the gas passages from the first stage suction to final discharge. Only slight changes in solubility took place in suction chambers for both of the first and second stages, but for compression chambers, solubility variation ranged from 0.115 to 0.136, and from 0.133 to 0.182, respectively for the first and second stages. Calculation of gas flashing in parts of leakage oil flows and of oil contained in control volumes due to solubility changes was conducted and included in gas pressure calculation. For the second stage, gas flashing amounts to around 5%~6% for most leakage flows. Cooling capacity, compressor input, and COP obtained by calculation were well compared to the experimental results. Effects of operation speed on the compressor performance was also studied: as the shaft speed increased, adiabatic efficiency decreased rapidly due to increased over-compression loss.

Key words: Solubility(용해도), CO₂/PAG(이산화탄소/PAG), Two-stage twin rotary compressor (2단 압축 트윈 로타리 압축기), Leakage flow rate(누설유량), Compressor performance (압축기 성능)

기 호 설 명

A : 면적 [m²]
 F : 힘 [N]
 H : 실린더 높이 [m]
 L : 손실 [W]

M : 질량 [kg]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 n : 폴리트로픽 지수
 P : 압력 [Pa]
 R : 반력 [N]
 V : 체적 [m³]
 v : 롤러 선속도 [m/s]
 x : 오일의 함유량
 \dot{x} : 배인 속도 [m/s]

[†] Corresponding author

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

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

그리스 문자

- α : 오일의 용해도
- β : Fig. 2 참조
- e : 간극 [m]
- μ : 오일점도 [Pa-s]
- η : 효율 [%]
- ρ : 밀도 [kg/m³]

하첨자

- b* : 흡입실
- c* : 압축실, 크랭크 편심부
- d* : 하류축, 간극체적
- e* : 베인 후면 공간
- i* : 롤러 내경, 단(*i* = 1 : 1단, *i* = 2 : 2단)
- mj* : 상부 저널 베어링
- oil* : 오일
- r* : 롤러
- sj* : 하부 저널 베어링
- sp* : 흡입관
- t* : 베인 선단
- tb* : 스톱스트 베어링
- u* : 상류축
- v* : 베인

1. 서 론

기존 냉매들의 오존층 파괴와 지구온난화 영향을 피하기 위해 자연적으로 존재하는 NH₃, HC 계열 가스들, 그리고 CO₂ 등과 같은 자연 가스들

을 냉매로 사용하는 것에 대해 관심이 점점하고 있다.^(1,2) 이들 가운데 유일하게 독성이나 가연성이 없는 가스는 CO₂이다.

CO₂를 냉매로 사용하는 경우 시스템의 압력이 높아져 시스템 전체에 걸쳐 고압대비 설계가 매우 중요해진다. CO₂용 압축기에서는 고압에 노출되는 부분을 최소화하기 위해 압축기 셀 내부 압력을 중간압 또는 저압으로 해 주는 경우가 많고, 또한 단단으로 저압에서 고압까지 높여 주는 경우 누설손실이 커지게 되므로 2단 압축 구조를 채택하는 경향도 있다. 2단 트윈 로타리 압축기는 대표적인 2단 압축 구조의 경우이다. 또한 고압의 CO₂ 환경에 적합한 냉동기유 선정에 대한 연구도 많이 진행되고 있다. Seeton et al.⁽³⁾은 몇 가지 대표적인 오일과 CO₂와의 혼합물 특성을 비교하여 PAG 오일이 CO₂에 가장 적합하다고 보고하였다. 이러한 연구들은 CO₂ 냉매 환경 하에서의 오일 유흥성이나 CO₂/Oil 혼합물의 용해성/혼합성의 관점에서 본 것인데, CO₂ 압축기 성능 측면에서도 오일과 CO₂와의 용해 특성이 고려될 필요가 있다. CO₂ 냉동사이클에서는 보통 시스템의 저압과 고압의 차이가 40~70기압에 이르므로 저압부의 가스가 고압부로 압축되어 이송될 때 용해도의 차이가 크다면 오일 속에 용해되어 있던 CO₂ 가스가 더 이상 용해되지 못하고 다시 가스화되거나 아니면 그 반대의 경우도 발생할 수 있다.

이제까지의 CO₂ 압축기 성능에 대한 해석적 연구에서는 이러한 CO₂ 용해도 변화를 고려하지 않았다.⁽⁴⁾ 본 연구에서는 CO₂ 냉매를 작동유체로 하는 중간압 방식의 2단 트윈 로타리 압축기를

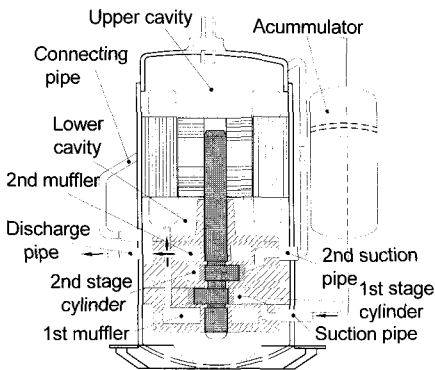


Fig. 1 Schematic of twin compressor.

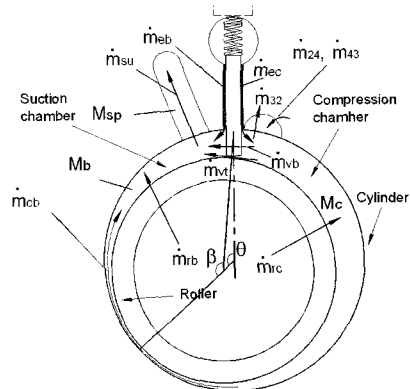


Fig. 2 Leakage paths in cylinder.

Table 1 Leakage flow characteristics in twin rotary compressor

\dot{m}	Description	Equation	Phase	\dot{m}	Description	Equation	Phase
$\dot{m}_{su,i}$	Suction port	$\dot{m}_{gas} = (1 - x_b) \dot{m}_{su,i}$	gas	$\dot{m}_{rb,i}$	Roller face	$\dot{m}_{rb,i} = \frac{2\pi\rho_o\varepsilon^3(P_{d,i} - P_{b,i})\beta_{v,i}}{6\mu\ln(R_{r,i}/R_{i,i})} \frac{\beta_{v,i}}{2\pi}$	oil
		$\dot{m}_{oil} = x_b \dot{m}_{su,i}$				$\dot{m}_{flash} = x_{r,i} \dot{m}_{rb,i} (\alpha_{d,i} - \alpha_{b,i})$	
		$\dot{m}_{gas} = (1 - x_{sp,i}) \dot{m}_{su,i}$				$\dot{m}_{gas} = (1 - x_{r,i}) \dot{m}_{rb,i} + \dot{m}_{flash}$	
		$\dot{m}_{oil} = x_{sp,i} \dot{m}_{su,i}$				$\dot{m}_{oil} = \dot{m}_{rb,i} - \dot{m}_{gas}$	
$\dot{m}_{eb,i}$	Vane slot clearance	$\dot{m}_{eb,i} = \rho_o c_v H_i \left(\frac{x_i}{2} + \frac{(P_{d,i} - P_{b,i})\varepsilon_i^2}{12\mu L_i} \right)$	oil	$\dot{m}_{rc,i}$	Roller face	$\dot{m}_{rc,i} = \frac{2\pi\rho_o\varepsilon^3(P_{d,i} - P_{d,i})(2\pi - \beta_{v,i})}{6\mu\ln(R_{r,i}/R_{i,i})} \frac{(2\pi - \beta_{v,i})}{2\pi}$	oil
		$\dot{m}_{flash} = x_{c,i} \dot{m}_{eb,i} (\alpha_{d,i} - \alpha_{b,i})$				$\dot{m}_{flash} = x_{e,i} \dot{m}_{rc,i} (\alpha_{d,i} - \alpha_{c,i})$	
		$\dot{m}_{gas} = (1 - x_{e,i}) \dot{m}_{eb,i}$				$\dot{m}_{gas} = (1 - x_r) \dot{m}_{rc,i} + \dot{m}_{flash}$	
		$\dot{m}_{oil} = \dot{m}_{eb,i} - \dot{m}_{gas}$				$\dot{m}_{oil} = \dot{m}_{rc,i} - \dot{m}_{gas}$	
$\dot{m}_{ec,i}$	Vane slot clearance	$\dot{m}_{ec,i} = \rho_o c_v H_i \left(\frac{x_i}{2} + \frac{(P_{d,i} - P_{c,i})\varepsilon_i^2}{12\mu L_i} \right)$	oil	$\dot{m}_{vt,i}$	Vane tip	$\dot{m}_{gas} = (1 - x_{c,i}) \dot{m}_{rc,i}$	gas
		$\dot{m}_{flash} = x_{c,i} \dot{m}_{ec,i} (\alpha_{d,i} - \alpha_{c,i})$				$\dot{m}_{gas} = (1 - x_{c,i}) \dot{m}_{vt,i}$	gas
		$\dot{m}_{gas} = (1 - x_{e,i}) \dot{m}_{ec,i} + \dot{m}_{flash}$		$\dot{m}_{vb,i}$	Vane upper & lower faces	$\dot{m}_{gas} = (1 - x_{c,i}) \dot{m}_{vb,i}$	gas
		$\dot{m}_{oil} = \dot{m}_{ec,i} - \dot{m}_{gas}$				$\dot{m}_{oil} = x_{c,i} \dot{m}_{vb,i}$	gas
		$\dot{m}_{gas} = (1 - x_{c,i}) \dot{m}_{ec,i}$	gas	$\dot{m}_{cd,i}$	Clearance volume / compression chamber	$\dot{m}_{gas} = (1 - x_{c,i}) \dot{m}_{cb,i}$	gas
		$\dot{m}_{oil} = \dot{m}_{ec,i} - \dot{m}_{gas}$				$\dot{m}_{oil} = x_{c,i} \dot{m}_{cb,i}$	gas
$\dot{m}_{cb,i}$	Roller/ Cylinder gap	$\dot{m}_{flash} = x_{c,i} \dot{m}_{cb,i} (\alpha_{c,i} - \alpha_{b,i})$	gas	$\dot{m}_{bd,i}$	Clearance volume / compression chamber	$\dot{m}_{gas} = (1 - x_{b,i}) \dot{m}_{db,i}$	gas
		$\dot{m}_{gas} = (1 - x_{c,i}) \dot{m}_{cb,i} + \dot{m}_{flash}$				$\dot{m}_{oil} = x_{b,i} \dot{m}_{bd,i}$	
		$\dot{m}_{oil} = \dot{m}_{cb,i} - \dot{m}_{gas}$					

대상으로 PAG 오일 속에 용해되는 CO₂ 가스의 양을 고려한 성능해석 방법을 제시하고, 급탕기용 열펌프 CO₂ 사이클 운전조건에서 수행한 성능해석 결과와 CO₂ 압축기 실험 결과를 비교해 보고자 한다.

2. 검사체적과 누설

Fig. 1은 CO₂를 냉매로 사용하는 중간압 방식의 2단 트윈 로타리 압축기 단면을 나타낸다. 1단 실린더에서 압축된 CO₂ 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 배인 배압을 형성하기 위해 2단 토출 머플러와 연통되는 밀폐공간을 배인 후방의 배인실에 마련하고 2단 토출압 가스로 채워준다. 본 압축기 모델의 1단과 2단의 행정체적 비율은 0.65이다.

Fig. 2는 성능해석을 위해 설정한 검사체적들과 각 검사체적들 간의 누설을 보여준다. 롤러 내부는 크랭크 축의 편심부가 지나고 있고 그 나머지 공간은 셀 내부의 압력인 중간압의 오일이 채우고 있다. 배인실은 1단 실린더의 경우에는 중간압 오일이 채우고 있으며 2단에서는 토출 가스로 채워준다. 각 검사체적간의 누설을 계산함에 있어 먼저 오일 중에 녹아 있던 가스가 오일의 이동에 따른 용해도 변화에 의해 더 이상 오

일 속에 녹아있지 않고 다시 가스화되는 것을 다음과 같이 구한다. 즉, 오일 함유량이 x_{oil} 이고 용해도가 α_2 인 어느 검사체적에서 용해도가 α_1 인 검사체적으로 이동하는 질량유량이 \dot{m}_l 이라고 할 때, 용해도 차이에 의해 가스화되는 질량은 식(1)과 같이 표기할 수 있다.

$$\dot{m}_{flash} = x_{oil}\dot{m}_l(\alpha_2 - \alpha_1) \quad (1)$$

2단 트윈 로타리 압축기의 각 검사체적 간에 일어나는 누설의 종류와 계산식 그리고 용해도 차이에 의한 증발 또는 용해 등을 Table 1에 정리하였다. 흡입관을 통해 흡입실로 들어오는 질량유량 \dot{m}_{sp} 의 오일 함유량은 x_{sp} 이며, 역류가 발생한다면 오일 함유량은 흡입실의 오일 함유량인 x_b 와 같다. 베인과 베인 슬롯 사이의 간극을 통해 흡입실이나 압축실로 들어오는 질량유량은 1단의 경우에는 오일로 간주하여 비압축성 점성 유동식을 적용하고, 2단의 경우에는 주유동을 가스로 간주한다. 롤러 내부로부터 흡입실 또는 압축실로 들어오는 누설은 오일로 간주하고 반대의 흐름은 가스로 간주한다.

누설유동의 주성분이 가스이면 압축성 유동식인 식(2)를 사용하고, 오일이면 비압축성, 점성 층류 유동식을 사용한다. 베인 측면 누설(\dot{m}_{eb} , \dot{m}_{ec})에서는 식(3)을, 롤러 상하의 환형의 평면 간극부 누설(\dot{m}_{rb} , \dot{m}_{rc})의 경우는 식(4)를 사용한다.

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

$$\dot{m} = \rho_o c_v H_i \left(\frac{x_i}{2} + \frac{(P_{u,i} - P_{d,i})e^2}{12\mu L_i} \right) \quad (3)$$

$$\dot{m} = \frac{2\pi\rho_o e^3 (P_{u,i} - P_{d,i})}{6\mu \ln(R_{r,i}/R_{i,i})} \frac{\beta_{v,i}}{2\pi} \quad (4)$$

3. 성능해석

3.1 용해도 곡선

Fig. 3은 CO₂가스가 PAG 오일에 용해되어 있는 특성을 나타내는 곡선이다.⁽⁵⁾ 압력이 높을수록

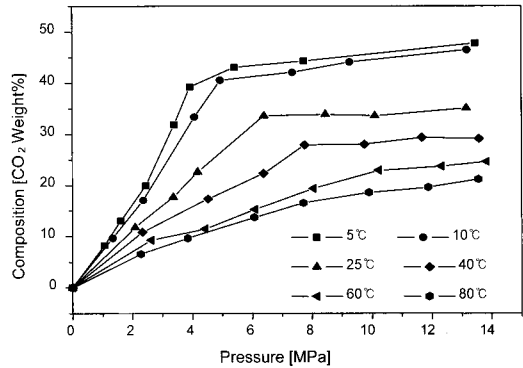


Fig. 3 Solubility of CO₂ in PAG oil.

CO₂ 용해량이 증가하나 어느 압력 이상에서는 더 이상 용해가 되지 않는 임계압력이 존재한다. 오일의 온도가 낮은 경우 임계압력이 낮고 오일의 온도가 높으면 임계압력이 낮추어지는 경향이 있다. 또한 압력이 일정한 상태에서는 온도가 낮을수록 용해도가 증가한다. 급탕기 겸용 열펌프 사이클에서 운전되는 CO₂ 압축기에서 일어나는 용해도 범위는 주로 임계 압력 아래의 영역이다.

3.2 압력계산

각 검사체적에서의 가스의 질량은 식(5), 오일의 질량을 식(6)과 같이 구한다. 이 식들의 마지막 항인 $\Delta\alpha M_{oil}$ 은 검사체적 내 가스의 압력과 온도 변화에 따른 용해도 변화로 인해 가스가 오일 안으로 용해되어 들어간 양에 해당한다. 식(7)은 해당 검사체적 내의 오일 함유량을 나타낸다.

$$M_{gas} = M_{gas}(0) + \int \dot{m}_{gas} dt - \Delta\alpha M_{oil}(0) \quad (5)$$

$$M_{oil} = M_{oil}(0) + \int \dot{m}_{oil} dt + \Delta\alpha M_{oil}(0) \quad (6)$$

$$x = \frac{M_{oil}}{(M_{gas} + M_{oil})} \quad (7)$$

가스 압력은 폴리트로픽 압축을 가정하여 식(8)과 같이 구한다.

$$P = \frac{P_{ref}}{\rho_{ref}^n} \left(\frac{M_{gas}}{(V - M_{oil}/\rho_{oil})} \right)^n \quad (8)$$

3.3 운동부재 해석 및 기계적 손실

2단 압축 로타리 압축기에서 운동하는 부재로는 각 단의 롤러와 베인, 그리고 크랭크 축이 있다. 각 운동부재들에 대한 힘과 모멘트 평형으로부터 각 부재에 작용하는 각종 반력과 마찰력, 그리고 롤러의 각속도 등을 구할 수 있다. 자세한 내용은 Kim et al.⁽⁶⁾을 참고할 수 있다. 기계적 손실이 발생하는 마찰 부위로는 베인 선단과 롤러 외면, 베인 측면과 베인 슬롯, 축 편심부와 롤러 내면, 롤러 상하면과 실린더 상하 덮개, 상부 저널 베어링, 하부 저널 베어링, 그리고 스러스트 베어링 등이다. 각 마찰 부위에서의 마찰 손실식을 Table 2에 나타내었다. 베인 측면과 베인 슬롯 사이의 마찰계수는 0.2, 베인 선단과 롤러와의 마찰계수는 0.15로 간주하였다.⁽⁷⁾

기계적 총 손실은 각 마찰 부위에서의 마찰 손실의 총합으로 식(9)로 표현된다.

$$L_{mech} = L_c + L_{c,2} + L_v + L_{v,2} + L_b + L_{b,2} + L_s + L_{s,2} + L_{mj} + L_{sj} + L_{tb} \quad (9)$$

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.

Table 2 Mechanical losses

	Description	Equation
$L_{s,i}$	Vane/slot	$\dot{x}(R_{t1,i} + R_{t2,i})$
$L_{v,i}$	Vane/roller	$v_i F_{t,i}$
$L_{b,i}$	Roller face/cylinder	$(\omega - \omega_{p,i}) M_{b,i}$
$L_{c,i}$	Roller/eccentric	$(\omega - \omega_{p,i}) M_{c,i}$
L_{mj}	Main J/B	$\omega r_{mj} f_{mj} F_{mj}$
L_{sj}	Sub J/B	$\omega r_{sj} f_{sj} F_{sj}$
L_{tb}	Thrust surface	$\omega r_{tb} f_{tb} F_{tb}$

4. 계산 결과 및 고찰

4.1 성능해석 프로그램 검증

가스압력 계산을 위한 압축기 운전조건은 흡입압력 3 MPa, 흡입 온도 35 °C, 토출압력 9 MPa, 그리고 팽창밸브 입구온도 35 °C로 설정하였다.

Fig. 4는 압축기 운전속도를 60Hz, 80Hz, 100 Hz로 변경시켜 가며 수행한 성능시험과 성능해석 계산결과의 비교를 보여준다. 냉력, 압축기 입력, 그리고 COP에서 계산치가 전반적으로 시험치에 비해 약간 낮은 값을 갖지만, 대체적으로 유사한 경향을 보인다. 최대 오차는 냉력에서 4.62%, 압축기 입력에서 4.05%, 그리고 COP에서 2.18% 정도이다.

4.2 오일 용해도 및 가스 압력

Fig. 5는 주요 누설에 대한 계산 결과를 보여준다. 1단 실린더의 경우 롤러 내부에서 흡입실로 들어가는 $\dot{m}_{rb,1}$ 는 주로 오일 유동이며 크랭크 각에 따라 누설경로 폭이 증가하므로 꾸준히 증가하며, 롤러 내부에서 압축실로의 누설인 $\dot{m}_{rc,1}$ 는 $\theta = 150^\circ$ 까지는 계속적으로 감소하다가 그 이후에는 누설 방향이 바뀌어 압축실에서 롤러 내부로 누설이 발생한다. 베인 측면을 따라 흡입실로 들어가는 주로 오일유동인 $\dot{m}_{eb,1}$ 은 크랭크 각에 따라 오르내리기는 하지만 평균 0.8 g/s의 값을 가지며 베인 측면을 따라 압축실로 들어가는

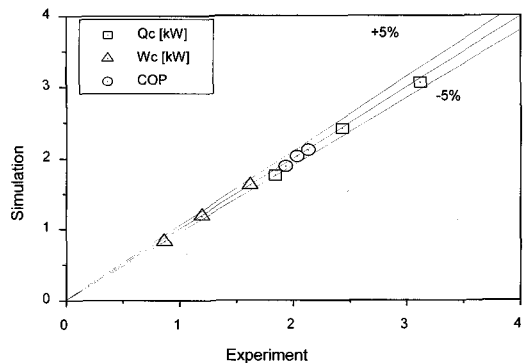


Fig. 4 Comparison on compressor performance between calculation and experiment.

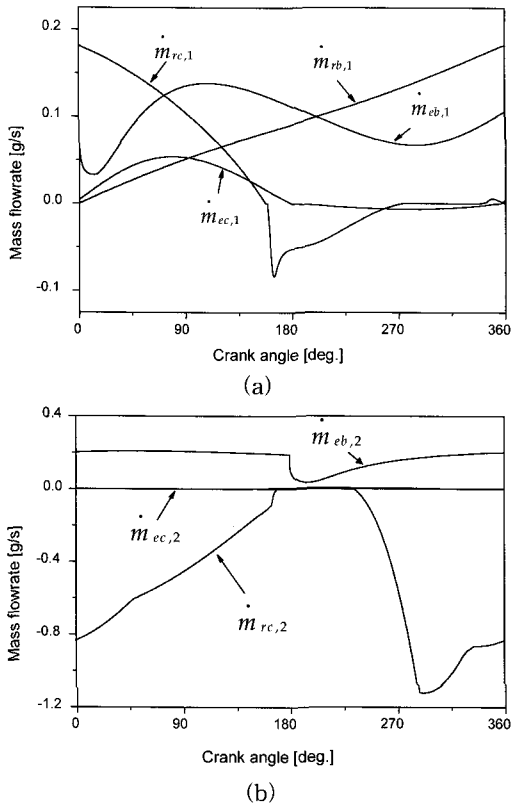


Fig. 5 Mass flow rates in twin rotary compressor : (a) 1st stage, (b) 2nd stage.

$m_{ec,1}$ 은 초기에는 약간의 값을 가지나 $\theta = 170^\circ$ 이후에는 거의 나타나지 않는다. 2단 실린더에서는 토출압 가스가 베인 후면의 베인실을 채우고 있어서 $m_{eb,2}$ 는 주로 가스 유동이며 $m_{rc,2}$ 는 음(-)으로서 이는 압축실 압력이 롤러 내부의 중간압보다 크기 때문에 누설이 압축실에서 롤러로 흘러간다.

Fig. 6은 각 단의 흡입실과 압축실 내의 용해도 변화를 보여준다. 1단 흡입실에서는 온도 압력 변화가 거의 없으므로 용해도가 일정하며, 압축실의 경우 0.136에서 0.115까지 변화한다. 베인실과 롤러 내부도 압축기 셀 내부의 상태로서 용해도 0.133정도로 일정하다. 2단에서 압축실에서는 용해도 변화가 0.182에서 0.133까지로 1단에 비해 변화폭이 크며 베인실은 용해도가 0.175로 토출압 가스가 채우고 있다.

Fig. 7은 누설질량 가운데 용해도 차이에 의해 가스 분리가 발생하는 비율을 보여준다. 1단에서

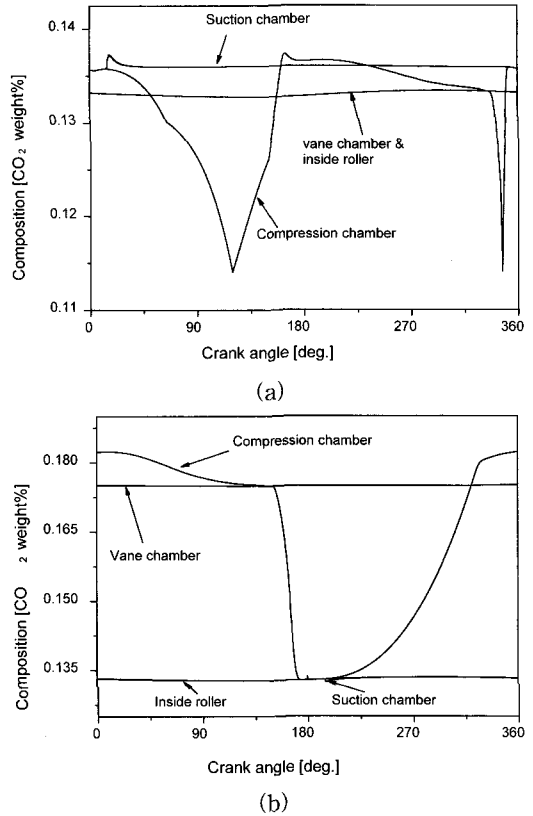
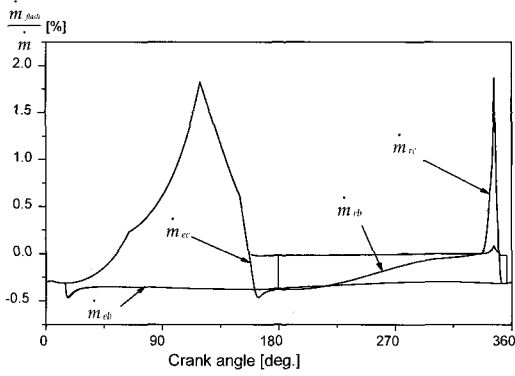


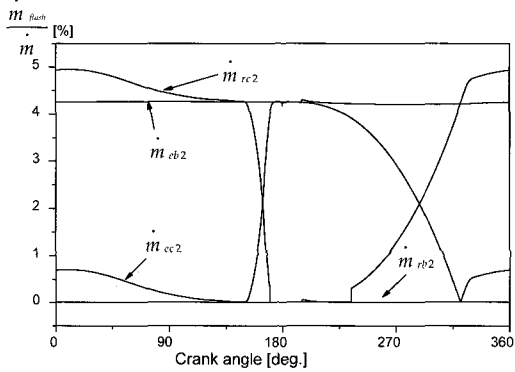
Fig. 6 Solubility variation at various chamber: (a) 1st stage, (b) 2nd stage.

는 베인실에서 압축실로 들어가는 누설에서 초반부에 최대 2% 정도의 가스 분리가 일어나고 2단에서는 롤러 내부에서 흡입실로 누설(m_{rb})되는 부분을 제외하고는 4~5%의 가스 탈착을 보인다. 누설질량 자체가 압축기 전체 토출량에 비해 작기 때문에 누설질량 대비 2~5% 정도의 가스분리가 압축기 전체 토출량에 미치는 영향은 미미하다. 운전속도 4800 rpm에서 가스분리를 고려하여 해석한 토출질량유량은 가스분리를 고려하지 않았을 때에 비해 약 0.4% 증가한 값을 보인다.

Fig. 8은 각각 1단과 2단의 실린더에서 발생하는 압력 변화를 보여준다. 1단과 2단의 압력 변화는 180° 위상차를 보인다. 토출 과정에서 토출포트의 간극체적에 갇혀 있던 고압의 가스가 롤러가 토출 포트를 지나쳐 간 후 흡입실로 재팽창하는 것을 볼 수 있다. 1단에 비해 2단에서의 과압축이 크게 나타나는데 이는 2단에서 토출포트의 크기가 상대적으로 작기 때문이다.



(a)

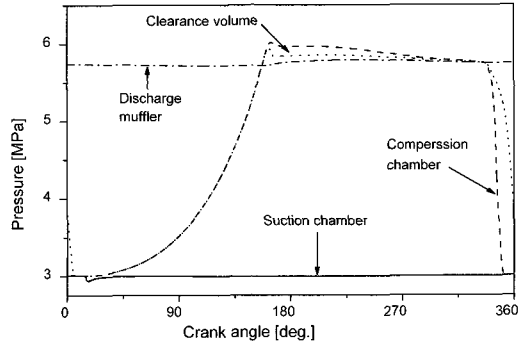


(b)

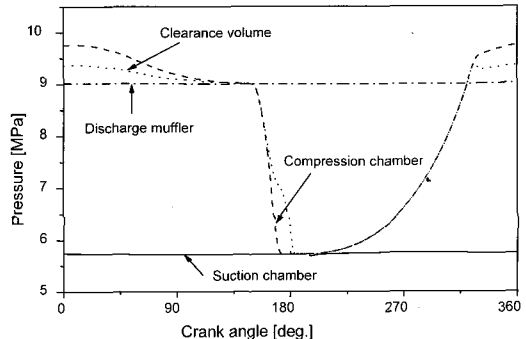
Fig. 7 Gas flashing in leakage flows : (a) 1st stage, (b) 2nd stage.

4.3 운전속도에 따른 압축기 효율 변화

압축기 운전속도에 따른 각종 효율의 변화를 Fig. 9에 나타내었다. 운전속도가 3600 rpm에서 6000 rpm으로 증가할 때, 체적효율은 89.8%에서 93.5%로 약 3.7% 증가하며, 기계적 효율은 92.7%에서 91.3%로 약 1.4% 감소한다. 운전속도가 증가할수록 체적효율이 향상되는 것은 누설이 일어나는 시간이 상대적으로 짧아지기 때문이며, 기계적 효율의 감소는 마찰속도의 증가 때문이다. 단일 압축효율은 운전속도의 증가에 따라 93.5%에서 80.8%로 급격히 감소하는데 이는 Fig. 10에서 볼 수 있듯이 운전속도의 증가에 따른 유량의 증가로 토출과정에서의 과압축 손실이 급격히 증대하기 때문이다. 2단에서 토출가스의 평균유속은 3600 rpm에서 약 12.8 m/s인데 운전속도 6000 rpm에서는 약 22.4 m/s로 크게 증가한다.



(a)



(b)

Fig. 8 Pressure diagrams : (a) 1st stage, (b) 2nd stage.

5. 결 론

CO₂를 냉매로 사용하는 중간압 방식의 2단 압축 트윈 로타리 압축기에서,

(1) CO₂ 가스가 PAG 오일에 용해되는 용해도를 고려하여 각 단 실린더에서의 가스 압력을 계산하는 방안을 제시하였다.

(2) 급탕기겸용 열펌프 운전조건에서 CO₂ 용해도는 압축실 내의 위치와 상태에 따라 0.115에서 0.182까지 변화하였다.

(3) 이러한 용해도 변화를 반영한 성능해석 계산결과는 압축기 성능시험에서 얻은 결과와 냉력에서 4.62%, 압축기 입력에서는 4.05%, 그리고 COP에서 2.18% 이내의 오차에서 잘 일치한다.

(4) 운전속도가 3600 rpm에서 6000 rpm으로 증가할 때, 체적효율은 3.7% 증가하고, 기계효율은 1.4% 감소하는 등 완만한 변화를 보인 반면, 단

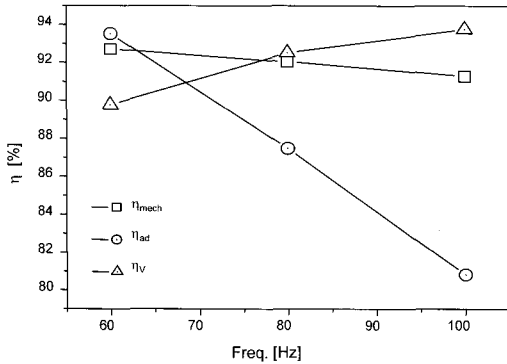


Fig. 9 Effects of shaft speed on compressor efficiencies.

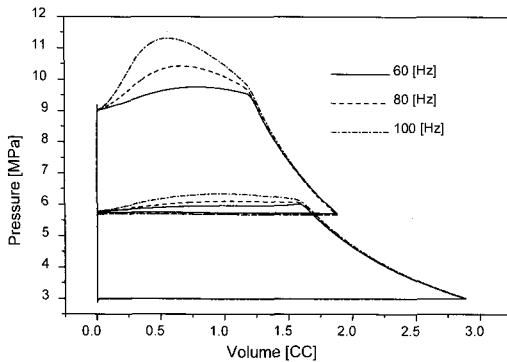


Fig. 10 Effects of shaft speed on pressure diagram.

열압축효율은 12.7%의 큰 감소를 보였다. 이는 유량의 증가로 인한 과압축 손실이 급증하였기 때문이다.

(5) 2단 로타리 압축기의 효과적인 가변속 운전을 위해서는 과압축 손실의 급격한 증대를 완화할 수 있는 토출포트에 대한 적절한 설계가 필요하다.

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. Seeton, C., Fahl, J. and Henderson, D., 2000, Solubility, viscosity boundary lubrication and miscibility of CO₂ and synthetic lubricants, Preliminary Proceedings of the 4th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids, Purdue, pp. 417-424.
4. Kim, H. J., An, K. J., Ahn, J. M. and Cho, S. O., 2004, Performance comparison of various types of CO₂ compressors for heat pump water heater application, Proceedings of 6th IIR Gustav Lorentzen Natural Working Fluids Conference, 6/A/12.00, Glasgow, UK.
5. Lee, C. 2005, An experimental study on vapor-liquid equilibrium of CO₂ and oil mixtures in the range of compressor working pressure, Master Thesis, Kookmin University.
6. Kim, W. Y., Ahn, J. M., Kim, H. J. and Cho, S. O., 2007, Performance analysis of a CO₂ two-stage twin rotary compressor, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 19, No. 1, pp. 19-27.
7. Lee, Y. J., 2006, Workshop on CO₂ Heating & A/C System.