

트윈 로타리 압축기의 행정 체적비가 압축기 성능에 미치는 영향

안 중 민*, 김 현 진†
*인천대학교 대학원, † 인천대학교 기계공학과

Effect of displacement volume ratio on compressor performance for a twin rotary compressor

Jong Min Ahn*, Hyun Jin Kim†
*Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea
Department of Mechanical Engineering, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

ABSTRACT: As one way of design optimization of two-stage two-cylinder rotary compressor used for R410A heat pump application, displacement volume ratio, being defined by the ratio of the second stage cylinder volume to that of the first stage, has been varied and its effect on the compressor performance has been investigated by a computer simulation program. For simplicity, only the cylinder height of the second stage was varied to change the volume ratio. With increasing the volume ratio in the range of VR=0.55~0.9, volumetric efficiency increased monotonically, but adiabatic efficiency showed a maximum at around VR=0.6. Mechanical efficiency was little influenced by the volumetric ratio. As a consequence, maximum improvement of the compressor performance was found at around VR=0.7. Compared to a one-stage two-cylinder rotary compressor with about the same cooling capacity, COP improvement was about 6.96%.

Key words: Twin rotary compressor(트윈 로타리 압축기), P-V diagram(P-V선도), Compressor work(압축기일), COP(Coefficient of Performance),

———— 기 호 설 명 ————

M : 질량 [kg]
 \dot{m} : 가스 질량 유량 [kg/sec]
 n : 기체 상수
 P : 압력 [Pa]
 P_s : 흡입 압력 [Pa]
 P_d : 토출 압력 [Pa]

Q_c : 냉력 [Btu/hr]
 V_g : 냉매 가스 체적 [m³]
 W_c : 압축기 입력 [W]

그리스 문자

α : 용해도
 η : 효율

하첨자

† Corresponding author

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

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

g : 냉매 가스

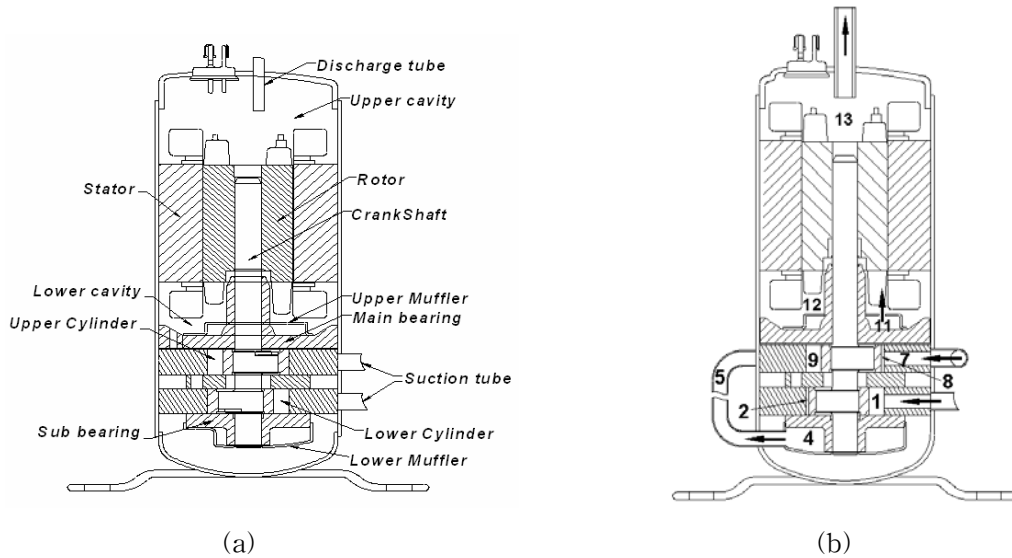


Fig. 1 Schematic of a twin rotary compressor:(a) 1 stage/ 2 cylinder, (b) 2 stage/ 2 cylinder

o : 오일

1. 서론

한랭지향형 히트펌프 사이클에 적용되는 트윈 로타리 압축기는 1단 2실린더 형태의 구조가 일반적이었지만 최근 에너지 소비효율 규제가 강화됨에 따라 시스템 효율을 향상시키기 위해 2단 2실린더 구조가 적용되고 있다. 또한 2단 압축 구조로 변경할 경우 가스인젝션 기술도 부가적으로 쉽게 적용할 수 있는 장점이 있다.

이러한 압축방식의 변화는 각 단의 행정체적에 의해 결정되는 중간압력이 성능에 영향을 주게된다. 여기서 중간압력은 2단 입구 온도가 1단 입구 온도와 같은 경우 일반적으로 흡입압력과 토출압력의 기하평균으로 정의되지만,⁽¹⁾ 실제 2단 입구 온도에 따라 중간압력은 변화하게 되며 이는 흡입-압축-토출과정에 영향을 주게 된다. CO₂ 냉매를 이용한 2단 압축 트윈 로타리 압축기에서 행정체적비의 영향에 대한 평가는 보고된바 있다.⁽²⁾

Fig. 1(a),(b)는 해석 대상인 트윈 로타리 압축기의 단면을 보여준다. Fig. 1(a)의 1단 2실린더 구조의 경우, 하부 실린더를 통해 압축된 가스는 내부 통로를 통해 상부 머플러까지 이동하며 상부 실린더에서 토출된 가스와 함께 모터부 하단

공간으로 이동하게 된다. 2단 2실린더의 구조는 하부 실린더를 1단으로 사용하며 1단 압축된 가스는 중간 파이프를 거쳐 2단의 흡입실로 유입되게 된다. 2단에서 최종적으로 압축된 가스는 토출 머플러를 통해 모터부 하단 공간으로 이동하게 된다.

본 연구에서는 1단 2실린더와 2단 2실린더 트윈 로타리에 대한 성능해석 프로그램을 작성하고 성능 비교를 통해 최적화된 압축부를 설계하며 행정 체적비가 2단 2실린더 구조의 성능에 미치는 영향을 해석적으로 알아보고자 한다.

2. 설계 요구조건

R410A를 냉매로 사용하는 2단 2실린더 트윈 로타리 압축기의 압축부 형상 결정에 있어 1단 2

Table 1 Operating conditions

Notation	Description	Value
P_s	Suction pressure	10.15 (kgf/cm ²)
P_d	Discharge pressure	34.48 (kgf/cm ²)
t_{eva}	Evaporator temp.	7.2(°C)
t_{cond}	Condenser temp.	54.4(°C)
t_{sh}	Superheating temp.	27.8(°C)
t_{sc}	Subcooling temp.	8.3(°C)

Table 2 Main specifications of a twin rotary compressor

Description	1 stage	2 stage							
	(Base)	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90
VR, Volume ratio	-	0.55	0.60	0.65	0.70	0.75	0.80	0.85	0.90
Vs, Displacement volume[cc]	28.52	15.68	17.11	18.54	19.96	21.39	22.81	24.24	25.67
R _c , Cylinder radius[mm]	31.75	←	←	←	←	←	←	←	←
R _r , Roller radius[mm]	27.83	←	←	←	←	←	←	←	←
H _c , Cylinder height[mm]	38.86	21.37	23.31	25.26	27.20	29.14	31.09	33.03	34.97
R ^{thickness} , Roller thickness[mm]	10.32	←	←	←	←	←	←	←	←

실린더의 기본 구조를 바탕으로 형상 인자를 변경하였다. 설계 냉방능력은 29,000 Btu/hr이고 운전조건은 ASHRAE-T이며, 압축기 입력 주파수는 60 Hz이다. 설계 운전조건을 Table 1에 정리하였다. 2단 압축부의 형상 변화를 최소화하기 위해 실린더 높이만을 변화하여 행정 체적비를 조정하였다. 압축부 주요치수를 Table 2에 정리하였다.

3. 성능해석 프로그램 작성

성능해석 프로그램은 Fig. 1(b)와 같은 검사체적에서 냉매의 상태를 표현하는 열역학적 방정식과 운동하는 부재 즉, 롤러, 베인 그리고 크랭크축의 운동 방정식에 기초하여 작성하였다. 각 운동 부재에 대한 운동 방정식으로부터 각종 반력 및 마찰 손실을 구하는 해석은 참고문헌을 참조할 수 있다.⁽³⁾ 검사 체적 내에서의 가스 압력은 식(1)과 같이 표현된다.

$$P = \frac{P_s}{P_d} \left(\frac{M_g}{V_g - M_o/\rho_o} \right)^n \quad (1)$$

검사체적에서 가스와 오일의 질량은 식(2a),(2b)와 같이 인접한 검사체적 간의 질량 누설량을 고려하여 계산된다.

$$M_g = M_g(0) + \int \sum \dot{m}_g dt, \quad (2a),(2b)$$

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

Fig. 2은 실린더에서 다양한 누설경로를 보여준다. 여기서 검사 체적간의 냉매/오일 유동시 오일에 녹아있는 냉매는 압력과 온도에 따라 오일에 분리되어 냉매 가스로서 검사 체적에 잔존하기도 하고 역으로 다시 냉매가 오일에 다시 녹아서 시스템을 순환하기도 한다. 이러한 냉매가 오일에 용해되는 특성을 반영하였다.⁽⁴⁾ 즉, 누설 경로 사이의 용해도 변화를 $\Delta\alpha$ 라 하면 오일량 \dot{m}_o 에 의한 새로운 냉매 가스량은 식(3)과 같이 표현된다.

$$\dot{m}_{g,flash} = \dot{m}_o \Delta\alpha \quad (3)$$

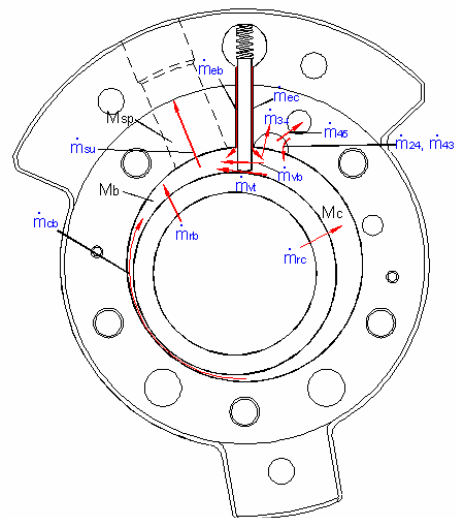
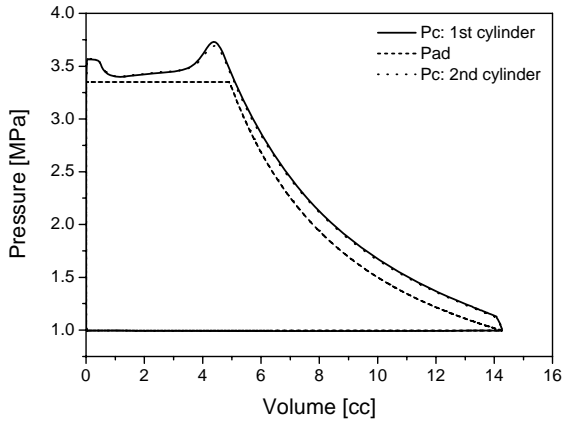
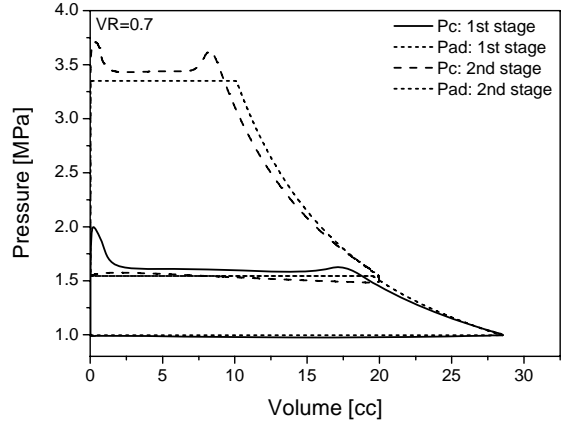


Fig. 2 Leakage paths in the compression chamber



(a)



(b)

Fig. 3 P-V diagram :(a)1 stage/ 2 cylinder, (b)2 stage/ 2 cylinder

4. 1단 2실린더와의 성능비교

Table 2에서 1단 실린더의 압축부 형상 치수를 기본 모델로 선정하였고 실린더 높이를 절반으로 나누어 상·하부 실린더로 배열하였다. 이 모델을 해석한 결과, 가스 압축시 재팽창 손실과 과압축 손실이 상대적으로 크게 계산되어 토출계의 형상을 조절하여 최적화된 압축부를 설계하였다.

Fig. 3(a)는 1단 2실린더 구조의 P-V 선도를 보여주고, Fig. 3(b)는 VR=0.7일때 2단 2실린더 구조의 P-V 선도를 보여준다. 여기서 1단 2실린더와 동일한 토출계 형상으로 설계할 경우 과압축 손실이 과도하게 증가하기 때문에 설계변수 연구를 통해 최적화된 토출계 형상을 설계하였다.

Fig. 4는 가스 압축을 위한 토크 변동을 보여준다. 1단 2실린더와 2단 2실린더의 1회전당 평균 값은 각각 7.05 N·m, 6.68 N·m이다. 하지만 토크 변동폭은 각각 91.98%, 129.16%로 계산되었다. 이 결과는 1단 2실린더의 토크 부하 특성에 맞게 설계된 모터는 2단 2실린더 구조에 적용할 경우 재설계가 필요함을 보여준다.

Table 3에 동급 용량의 1단 2실린더와 2단 2실린더 제반 효율과 성능을 비교하였다. 두 구조에서 누설경로는 동일하나 누설량 계산에 주된

영향을 주는 챔버간의 압력차가 작아졌기 때문에 2단 2실린더 구조에서 체적효율은 4.02% 향상되었다. 1단 2실린더보다 2단 2실린더 구조에서 토출포트 크기를 증가시켜 과압축 손실을 상당 부분 완화시켰기 때문에 단열압축효율도 6.58% 향상되었다. 반면 2단 2실린더 구조에서 기계효율은 1.48% 감소하였다. 이는 VR=0.7 일때 2단 실린더 편심부에 작용하는 하중의 증대에 기인한다. 결과적으로 압축기일은 2.39% 감소하였고 냉방능력은 4.64% 증가하였으며 EER은 6.96% 향상되었다.

5. 행정 체적비의 영향

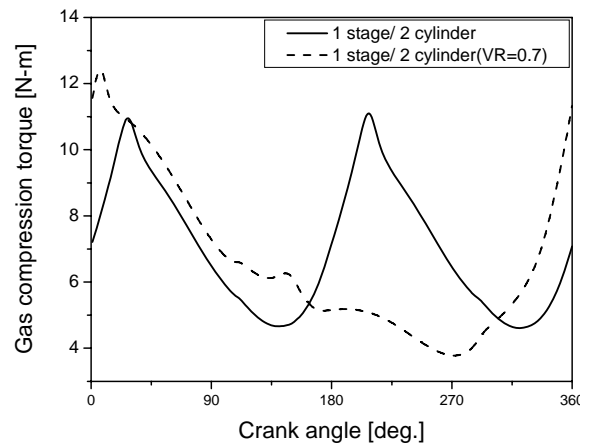


Fig. 4 Gas compression torque

Table 3 Performance comparison between 1 stage and 2 stage twin rotaries

Notation	Description	1-stgae	2-stgae (VR=0.7)
η_v	Volumetric efficiency	92.0	95.7
η_{ad}	Adiabatic efficiency	89.34	95.22
η_{mech}	Mechanical efficiency	92.67	91.3
η_c	Compressor efficiency	74.52	77.65
W_c	Compressor Input[kW]	2.93	2.86
Q_c	Cooling capacity[Btu/hr]	29,449	30,816
COP	COP	2.948	3.157

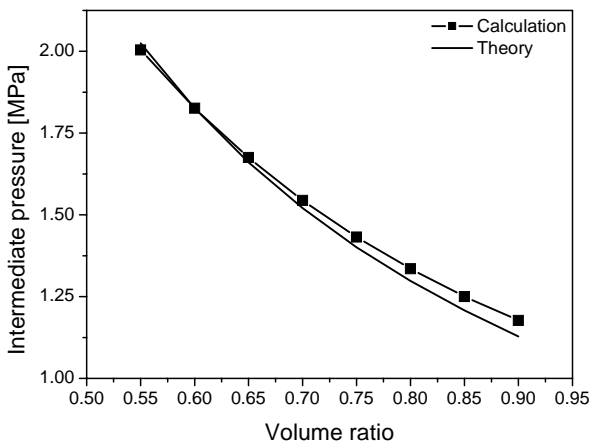


Fig. 5 Relationship between intermediate pressure and volume ratio

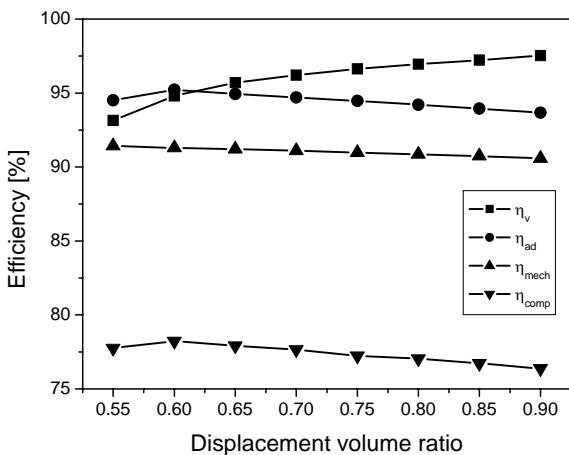


Fig. 6 Effect of displacement volume ratio on various efficiencies

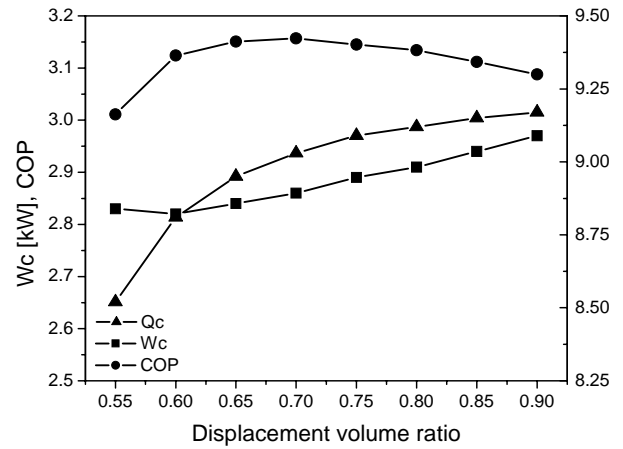


Fig. 7 Effect of displacement volume ratio on compressor performance

Fig. 5는 행정 체적비의 변화에 따른 중간압력의 변화를 보여준다. VR=0.55~0.9까지 변화할 때 $P_m=2.004$ MPa~1.177 MPa까지 감소한다. 실선은 질량 보존의 법칙에서 구한 이론적 중간압이며 계산치와 이론 곡선이 잘 일치한다.

Fig. 6은 행정 체적비의 변화에 따른 각종 효율을 보여준다. VR=0.55~0.9까지 변화할 때 기계효율은 거의 변화가 없는 반면에 체적효율은 93.15% ~97.53 %까지 증가하며 단열압축효율은 VR=0.6 일때 최대값 95.22%를 보이며 이후 93.68%까지 감소한다. 모터효율을 90%로 가정하여 압축기 전효율을 계산해보면 VR=0.6일때 최대 78.24%로 계산되었다.

Fig. 7은 행정 체적비의 변화에 따른 압축기 일, 냉방능력, COP의 변화를 보여준다. 압축기 일은 VR=0.6일 때 최소값을 지나 체적효율은 VR이 증가할수록 단순히 증가하므로 결국 COP는 VR=0.7일때 최대값 3.157로 계산되었다.

6. 결론

히트펌프용 트윈 로타리 압축기의 해석적 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 1단 2실린더와 2단 2실린더 트윈 로타리 압축기의 성능해석 프로그램을 작성하였다.
- (2) 1단 2실린더에서 2단 2실린더 트윈 구조로

변경시 토출계 재설계를 통하여 압축기일은 2.39% 감소하였고 냉방능력은 4.64% 증가하였으며 COP은 6.96% 향상되었다.

(3) 2단 2실린더 트윈 로타리에서 VR=0.55~0.9까지 변화할 때 기계효율은 거의 변화가 없는 반면에 체적효율은 93.15% ~97.53 %까지 단순히 증가하며 단열압축효율은 VR=0.6 일때 최대 95.22%이며 이후 93.68%까지 감소한다. 모터효율을 90%로 가정하여 압축기 전효율을 계산해보면 VR=0.6일때 최대 78.24%로 계산되었다.

(4) 압축기일은 VR=0.6일때 최소값을 보이거나 체적효율 증가에 비례하는 냉방능력은 VR이 증가할수록 증가하여 COP는 VR=0.7일 때 최대값 3.157로 계산되었다.

참고문헌

1. Stoecker, W. F., Jones, J. W., 1982, Refrigeration & air conditioning, McGRAW-Hill, Singapore, pp. 308-325.
2. Kim, W. Y., Shim, J. H., Lee, Y. H., and Kim, H. J., 2007, Effect of vapor injection on a compressor in a transcritical CO₂ cycle, Journal of Fluid Machinery, Vol. 10, No. 2, pp. 16-21.
3. Kim, H. J., 2003, Development of computer simulation program for performance analysis of a twin rotary compressor, University of Incheon Technical Report.
4. Kim, W. Y., Ahn, J. M., Kim, H. J., and Cho, S. O., 2007, Solubility consideration in performance analysis of a CO₂ twin rotary compressor, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 19, No. 12, pp. 842-849.