

보조 흡입구가 장착된 왕복동 압축기의 성능 분석

이 용 호, 김 현 진*[†]
 인천대학교 대학원, *인천대학교 기계공학과

Performance of a Reciprocating Compressor Equipped with Auxiliary Port

Yong Ho Lee, Hyun Jin Kim*[†]

ABSTRACT: Auxiliary port which had been known to be used to reduce the expansion loss of a refrigeration system was applied to a R134a reciprocating compressor in a household refrigerator cycle with an intention of improving the compressor performance. Effects of the auxiliary port on the compressor performance was investigated by a computer simulation program. When a simple hole was made on the side wall of the cylinder as an auxiliary port and surrounding gas inside the compressor shell was assumed to be drawn into the cylinder through the hole, maximum COP improvement of 1.66% was obtained. With auxiliary port equipped with a plate type of check valve, maximum COP was raised to be 1.99%. COP improvement was more distinctive with decreasing the discharge pressure; COP improvement was 5% with discharge pressure of 7 bar.

Key words: Auxiliary port(보조 흡입구), Check valve(체크밸브), COP(성적계수), Cooling capacity(냉력), Compressor input(압축기 입력)

기 호 설 명

상첨자

H : 대류 열전달 계수 [kJ/kg]
 h : 엔탈피 [kJ/kg]
 k : 스프링 상수 [N/m]
 L : 행정거리 [mm]
 M : 질량 [kg]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 n : 비열비, C_p/C_v
 P : 압력 [Pa]
 Pr : Prandtl 수, ν/α
 Re : Reynolds 수, UL/ν
 U : 내부에너지 [kJ]
 V : 체적 [m³]
 X : 변위 [mm]

* : 보조흡입구가 없는 상태

하첨자

ap : 보조흡입구
 c : 압축실
 d : 토출실
 dv : 토출 밸브
 lk : 누설
 s : 흡입실
 sv : 흡입 밸브

1. 서 론

다단의 증발 압력을 갖도록 구성된 냉동 시스템에서 왕복동 압축기 실린더 측면에 보조 흡입구를 별도로 설치하여 압축기의 효율과 용량을

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

증대시키고자 하는 다중 효과 압축기(multiple effect compressor)가 Voorhees⁽¹⁾에 의해 제안된 이후, 큰 제빙공장 등에서 저속으로 운전되는 대형 냉매 압축기에서 이 같은 방식이 일부 채택되었다. 1990년대에 들어서 Lavrenchenko et al⁽²⁾은 Voorhees 사이클을 소형에 적용한 연구를 수행하였다. 가정용 냉장고에서 실린더 1개의 압축기를 가지고 2단 압축을 수행할 수 있도록 보조 흡입구를 통해 팽창과정 증도에서 기화된 중간압의 가스를 빼내어 실린더에 주입할 때 성능을 높여 줄 수 있는 적절한 중간압 설정에 관한 연구이다. 최근 들어서 냉동사이클의 팽창과정에서 발생하는 손실을 줄여주기 위한 방법의 일환으로서의 보조 흡입구 방식이 관심을 받고 있으며, Lambers et al⁽³⁾은 특히 팽창 손실이 큰 CO2 시스템에서 보조 흡입구의 형상이 시스템 효율에 미치는 영향에 대해 실험적인 연구를 수행하였다.

실린더 벽면에 보조 흡입구를 뚫어서 가스를 흡입시킬 때 중간압이 아닌 흡입압의 가스를 흡입시키게 하는 연구는 Parker and Cawley⁽⁴⁾에 의해 3기통의 6 RT급 에어컨 압축기에서 수행되었고 보조 흡입구가 상사점에서부터 행정거리의 약 96.5%에 위치할 때 약 0.9% 정도의 체적효율의 향상을 얻었다. Jin et al⁽⁵⁾도 73 kW 냉동기에서 6기통의 압축기를 대상으로 30℃/-15℃의 운전조건 하에, 흡입압 가스를 보조 흡입구를 통해 흡입시켜 압축기 성능에 미치는 영향을 시뮬레이션과 실험을 통해 연구하였다. 보조 흡입구의 위치가 Parker and Cawley⁽⁴⁾에서 제안한 위치와 비슷한 경우, 냉력 및 COP에서 각각 2% 썩의 향상을 얻었고, 증발온도를 -29℃로 낮추면 이들 향상 정도가 각각 3%로 증가하였다. 추가적인 성능 향상을 위해서는 흡입 밸브의 최대 변위 조절 등과 같은 밸브와의 연동이 필요함을 보였다.

그밖에도 리니어 압축기에서 밸브 시스템 개선책의 일환으로 보조 흡입구에 대해 새로운 고려가 있으며⁽⁶⁾, 냉동사이클이 아닌 일반적인 공기압축기에서 중간압의 공기를 보조 흡입구로 공급하기 위해 별도의 압축 장치를 사용하는 고안도 있다⁽⁷⁾.

본 연구에서는 R134a를 냉매로 하는 가정용 냉장고 시스템에서 Voorhees 사이클에 상응하는 보조 흡입구를 압축기 실린더 측면에 설치하되 사이클 구성의 복잡성을 피하기 위해 Voorhees

사이클의 특징인 팽창과정 중의 중간압 가스를 활용하는 대신 압축기 셀 내부의 흡입압의 가스를 활용하는 방안을 수치적인 모사를 통해 조사해 보고자 한다.

2. 체크밸브가 내장된 보조 흡입구가 설치된 왕복동 압축기

보조 흡입구에 중간압이 아닌 흡입압의 가스를 활용할 경우 피스톤 하사점 부근에서 실린더 내부 압력이 흡입압보다는 낮으므로 보조 흡입구 통로가 열리기 시작하면 실린더 외부의 가스를 실린더 내로 유입시킬 수 있으나 피스톤이 상향운동을 시작하면 실린더 내부 압력이 흡입압보다 높아져서 다시 실린더 내부의 가스가 보조 흡입구를 통해 실린더 밖으로 유출될 수 있으므로 결국 유출과 유입의 양방향 유동을 통해 실린더 내로 순수 유입되는 효과가 매우 작을 것으로 사료

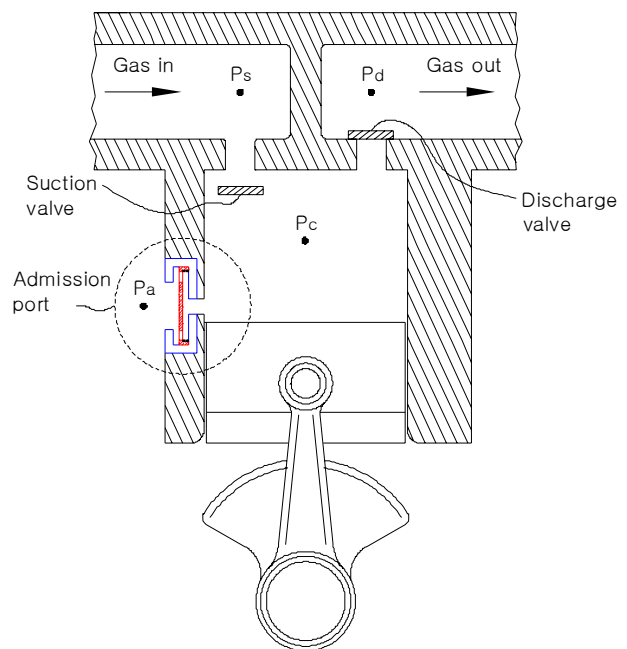


Fig. 1 Admission port with check valve for a reciprocating compressor

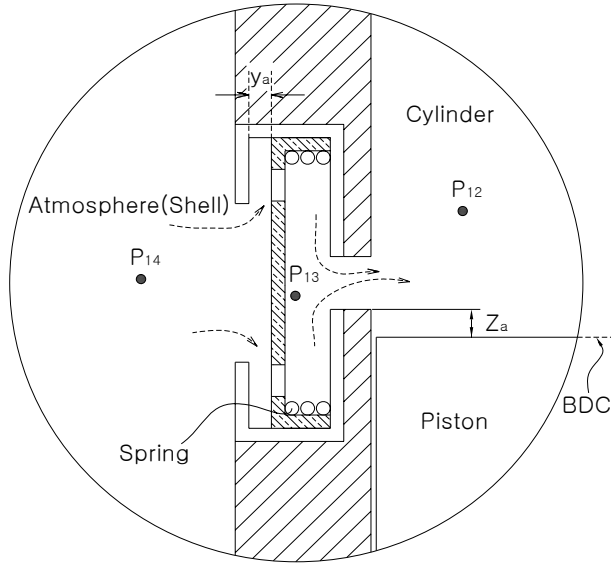


Fig. 2 Auxiliary suction port details

되어 본 연구에서는 종래의 단순한 원형 구멍인 보조 흡입구 내에 Fig. 1 과 같은 체크밸브를 삽입하여 일종의 유체 다이오드 기능을 갖는 보조 흡입구에 대한 성능을 해석하였다. Fig. 2는 이러한 체크밸브가 구비된 보조 흡입구에 대해 각 기호 정의를 포함한 자세한 도면을 보여준다. 여기서 Z_a 는 하사점에서부터 보조 흡입구 하단까지의 거리 Z 를 행정거리 L 에 대한 비로 나타낸 것으로 $Z_a = Z/L$ 로 정의된다. y_a 는 체크밸브의 변위로서 $y_a = 0$ 은 밸브가 닫힌 상태이다. 밸브는 원형으로 밸브판 외주부에 6개의 원형의 가스 통로가 마련되어 있고 코일 스프링이 밸브에 장착되어 있어 밸브가 닫히는 운동을 촉진시켜 준다.

3. 성능해석 이론

3.1 실린더 내의 질량보존 법칙

실린더 내의 가스의 질량은 밸브를 통하여 유출입 되는 질량유량과 보조 흡입구를 통하여 유출입하는 질량유량과 피스톤과 실린더 간극으로 누설되는 부분을 고려하며 식(1)과 같다.

$$M_c(t) = M_c(0) - \int_0^t \{m_{dw}(t) - m_{su}(t) - m_{ap}(t) + m_{lk}(t)\} dt \quad (1)$$

3.2 에너지 방정식

밀폐형 압축기의 압축과정은 실린더 내의 가스에 대한 에너지 방정식을 적용하여 가스 압력을 계산하였다. 실린더 내의 가스에 대해 열역학 제 1 법칙을 적용하면 식(2)와 같다.

$$\dot{Q}_c - \dot{W}_c + h_s \dot{M}_{sc} + h_{ap} \dot{M}_{ap} - h_c \dot{M}_{dc} = \dot{U}_c \quad (2)$$

여기서 실린더 내의 가스와 실린더 벽면과의 열전달률은 원관 내를 흐르는 난류유동에서의 열전달로 간주하여 식(3), 식(4)와 같이 표현되며 실린더 내부의 가스에 가해지는 일률과 벽면 마찰을 고려하면 식(5)로 쓸 수 있다.

$$\dot{Q}_c = H_c A_c (T_w - T_c) \quad (3)$$

$$H_c = \frac{k}{D} 0.0245 (Re)^{0.8} (Pr)^{0.4} \quad (4)$$

$$\dot{W}_c = P_c \dot{V}_c + |F_f V_{Piston}| \quad (5)$$

흡입 밸브를 통하여 실린더 내로 흡입되는 가스와 토출 밸브로 토출되는 가스 및 보조 흡입구를 통하여 흡입되는 가스의 엔탈피는 식(6)과 같다.

$$h_s \dot{M}_{sc} = c_p T_s, \quad h_c \dot{M}_{dc} = c_p T_c, \quad h_a \dot{M}_{ap} = c_p T_a \quad (6)$$

식(2), 식(5), 식(6)으로부터 내부에너지 변화율을 나타낼 수 있으며 이를 실린더 내부 온도에 대하여 정리하면 식(7)과 같다.

$$\begin{aligned} \dot{T}_c = \frac{1}{M_c C_v} [& H_c A_c (T_w - T_c) - P_c \dot{V}_c \\ & - |F_f V_p| + (C_p T_s - C_v T_c) \dot{M}_{sc} - R T_c (\dot{M}_{dc}) \\ & + (c_p T_a - c_v T_c) \dot{M}_{ap}] \end{aligned} \quad (7)$$

3.3 밸브통과 유동/누설 계산식

밸브를 통과하는 질량유량 및 누설은 오리피스를 통과하는 압축성 유동으로 간주하여 식(8)과 같다.

$$\dot{m} = c_v A_v P_c \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_c}} \sqrt{\left(\frac{p_v}{p_c}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_v}{p_c}\right)^{\frac{k+1}{k}}} \quad (8)$$

Table 1 Basic operating conditions

Description	Values
Compressor Speed	3500rpm
Suction pressure	1.15 bar
Discharge pressure	14.7 bar
Suction temperature	61°C

Table 2 Simulation vs. experiment

	(Simulation) / (Experiment)
Q_c	1.0397
W_c	1.0137
COP	1.0259

3.4 흡입 밸브, 토출 밸브, 보조 흡입구의 체크 밸브 운동방정식

리드 밸브 형태의 흡입 밸브와 토출 밸브 그리고 보조 흡입구의 체크밸브에 대한 모델링은 1 자유도계의 질량-스프링-댐퍼 시스템으로 간주한다. 리드 밸브와 보조 흡입구의 체크밸브의 운동방정식은 각각 식(9), 식(10)과 같다.

$$M_v \ddot{y} + C \dot{y} + ky = B_v(p - p_d) + F_0 \quad (9)$$

$$M_{ch} \ddot{y}_a - ky_a = A_{ch}(P_c - P_a) \quad (10)$$

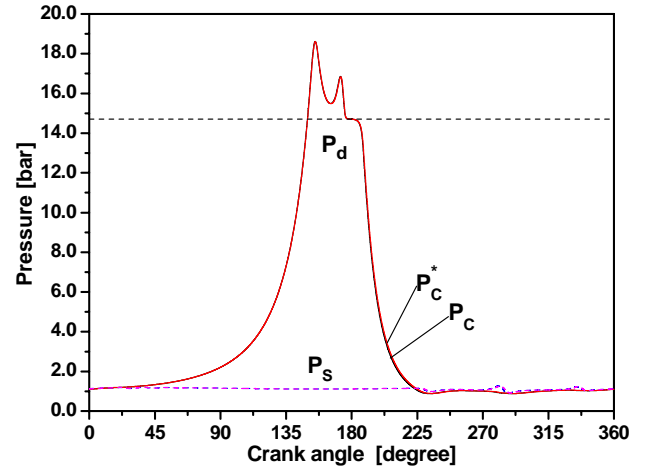
3.5 기계적 마찰 손실 계산식

압축기 기계적 손실에는 피스톤과 실린더, 피스톤 핀, 크랭크 핀, 크랭크 축 저널 베어링, 그리고 스러스트 베어링에서의 마찰 손실 등이 있으며 식(11)과 같다.

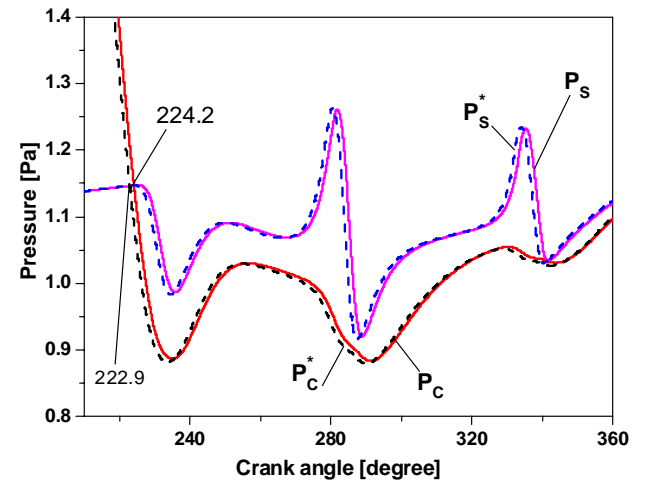
$$L_{mech} = L_{Fiston} + L_{ppin} + L_{cpin} + L_{J/B} + L_{T/B} \quad (11)$$

4. 성능해석 결과 및 고찰

압축기 기본 운전조건을 Table 1에 나타내었다. R134a의 경우 ASHARE-LBP 조건에 해당한다. 압축기 셀로 들어오는 흡입 가스의 온도는



(a) overall process



(b) suction process

Fig. 3 Pressure variations for compressor with valveless auxiliary port

32°C 이지만 내부에서 가열되므로 흡입실로 들어갈 때는 61°C 정도가 된다.

성능해석 프로그램의 검증을 위해 성능해석 계산 결과를 실험치와 대비하여 Table 2에 나타내었다. 냉력은 4%, 압축기 입력은 1.4%, COP 는 2.6%의 오차를 보인다.

4.1 체크밸브가 없는 단순 보조 흡입구

Fig. 3(a)에 체크밸브가 없는 단순 보조 흡입구가 하사점(Za=0)에 설치된 압축기의 압력 선도를 보조 흡입구가 없는 압축기의 기본 결과와 비교하였다. 보조 흡입구가 없는 기본 경우 압력에는 P_c^* , P_s^* 등과 같이 *를 상첨자로 첨부하여 표시하였다. 이후 다른 결과에서도 동일한 표기를 적

Table 3 Effects of auxiliary port on compressor performance

	Base	Valveless auxiliary port (Za=0)	Auxiliary port with check valve (Za=0.075)
\dot{m}_{suc} (g/s)	1.166	1.143(-1.97%)	1.099(-5.75%)
\dot{m}_{ap} (g/s)	-	0.036 (+0.060/-0.024)	0.066 (+0.083/-0.017)
\dot{m}_{dis} (g/s)	1.141	1.148(0.61%)	1.131(-0.88%)
Q_c (W)	212.057	213.318(0.59%)	210.162(-0.89%)
W_c (W)	129.440	128.459(-0.76%)	125.793(-2.82%)
COP (-)	1.638	1.661(+1.4%)	1.671(+1.99%)

용한다. 전반적으로 거의 같은 압력 선도를 보이나, Fig. 3(b)의 확대된 그림에서 보듯이 재팽창 과정에서는 단순 보조 흡입구가 설치된 경우에 압력이 미세하게 높게 나타난다. 이러한 재팽창 과정에서의 압력증가는 압축기 입력의 감소를 가져온다. Fig. 4는 흡입 과정에서의 질량유량변화를 보여주는데 보조 흡입구가 있는 경우 유입과정이 약간 지연되고 크기도 미세한 차이를 보인다. Table 3에는 단순 보조 흡입구 설치로 인한 질량유량의 변화 및 압축기 성능변화를 나타내었다. 보조 흡입구 설치로 인해 흡입 밸브를 통해 유입되는 질량유량은 1.166 g/s에서 1.143 g/s로 1.97% 감소하였지만 보조 흡입구를 통한 순수유입량은 0.036 g/s이므로 결국 흡입 질량유량이 1.179 g/s로 0.013 g/s 증가하였다. 토출 유량에서는 1.141 g/s에서 1.148 g/s로 약 0.007 g/s, 즉 0.6% 증가를 보인다. 흡입 유량과 토출 유량과의 차이는 실린더와 피스톤 사이의 누설에 기인한다. 유량증가에 따라 냉동능력은 0.59% 증가하고 압축기 입력은 0.76% 감소하여 결국 COP는 1.40% 증가하는 효과를 가져왔다.

Fig. 5는 보조 흡입구 위치에 따른 냉력, 압축기 입력, 그리고 COP 변화를 보여주는데, 하사점에서 멀어질수록 냉동능력은 증가하나 압축기 입력도 함께 증가하므로 COP 향상 효과는 작아진다.

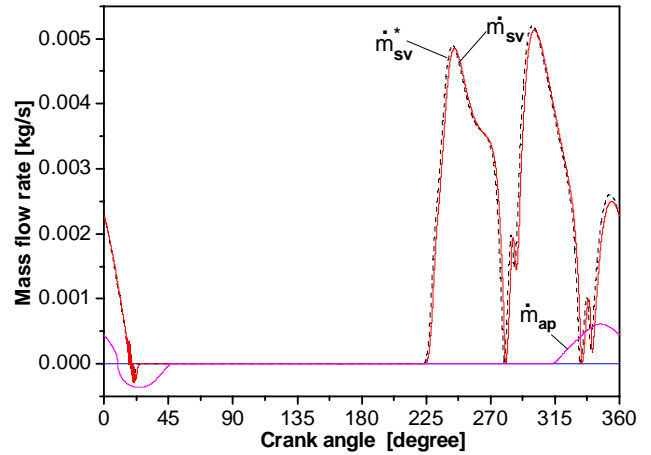


Fig. 4 Suction flows for compressor with valveless auxiliary port

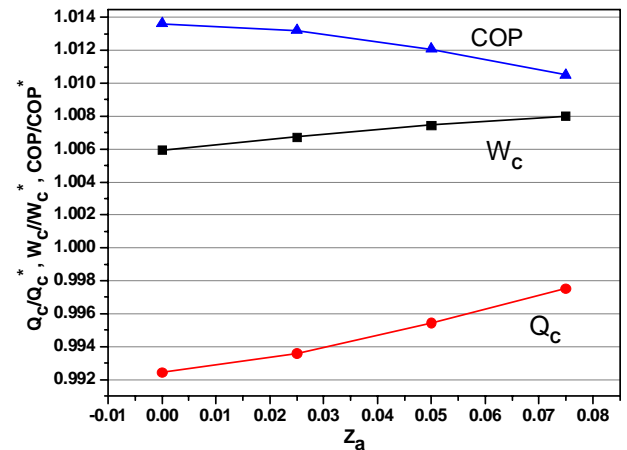


Fig. 5 Compressor performance vs. valveless auxiliary port location

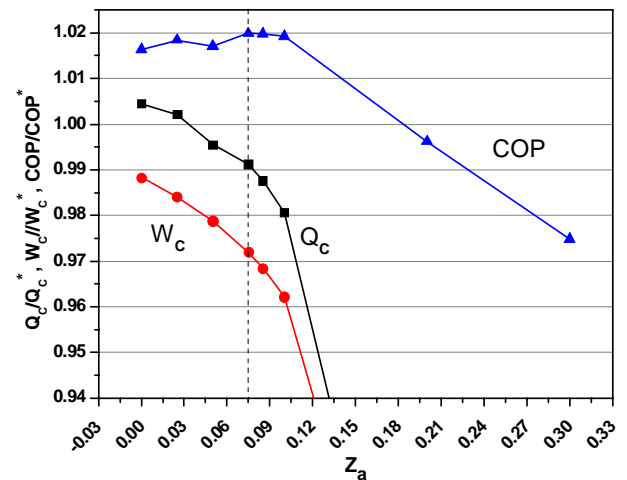


Fig. 6 Compressor performance vs. valved -auxiliary port location

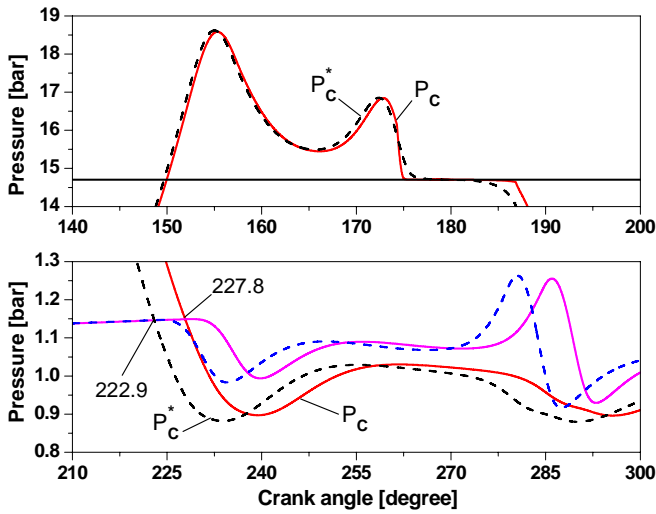


Fig. 7 Pressure variations for compressor with valved-auxiliary port: (a) suction process, (b) discharge process

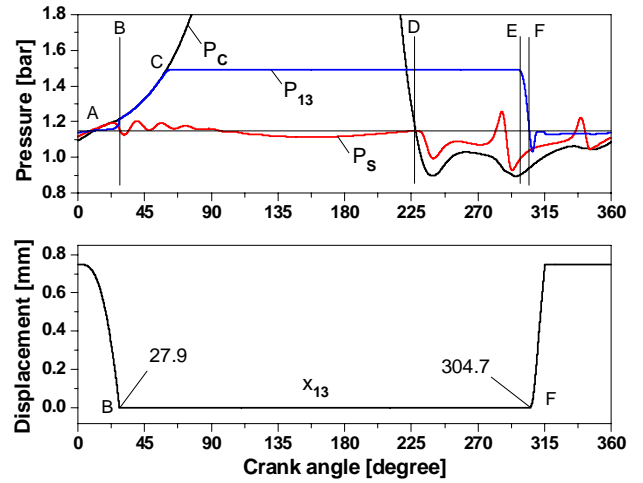


Fig. 10 Auxiliary port pressure and check valve movement: (a) check valve movement, (b) pressure variations related to the valve movement

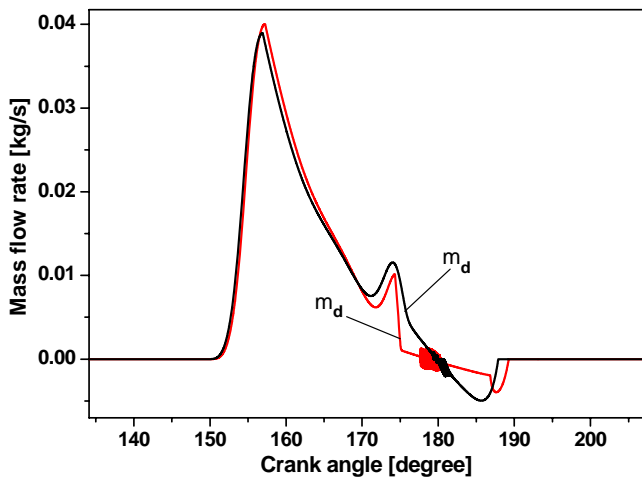


Fig. 8 Discharge valve flow

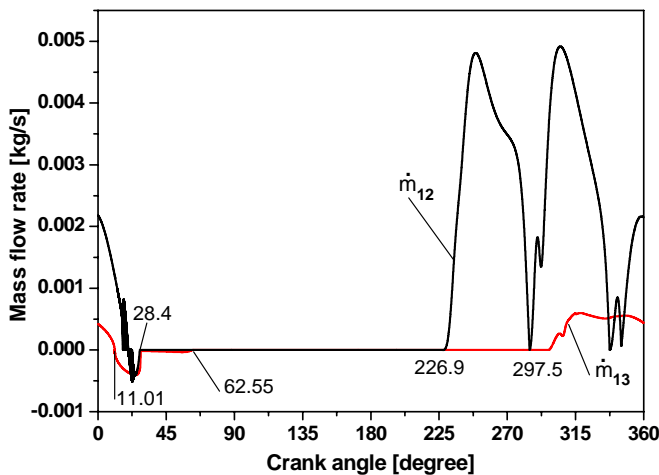


Fig. 9 Suction flow

4.2 체크밸브가 있는 보조 흡입구

보조 흡입구를 통해 들어오는 유량과 나가는 유량의 차이를 더 크게 만들어 주기 위해 Fig. 2와 같은 체크밸브 역할을 하는 판형 밸브를 장착한 보조 흡입구를 설치하였을 때 보조 흡입구 위치에 따른 압축기 성능상의 변화를 Fig. 6에 나타내었다. $Z_a = 0.075 \sim 0.09$ 일 때 COP 향상이 최대 1.99%로 나타났다. 보조 흡입구가 하사점에서 더 멀어지면 COP는 오히려 감소하였다.

Fig. 7(a)(b)는 체크밸브가 있는 보조 흡입구가 $Z_a = 0.075$ 에 설치되어 있는 경우 각각 토출 과정 및 흡입 과정에서의 압력 선도를 보여주며, 압축기 성능상의 변화는 Table 3에 나타내었다. 체크밸브가 없는 경우에 비해 재팽창 압력이 더 높게 나타난다. Fig. 7(b)에서 흡입 개시각도 222.9°에서 227.8°로 4.9° 지연되었고, 이러한 재팽창 및 흡입 개시 지연은 Fig. 7(a)에서 보듯이 토출 종료시 상사점(180°)에서 실린더 내 압력이 토출압으로 유지되는 기간이 길기 때문이고, 이는 Fig. 8의 토출 밸브 통과 유동과도 관계가 있다. 이와 같은 토출 행정의 상세한 부분은 또한 압축 과정과도 연계되어 이 모든 것이 순환을 이루는 상관관계를 보인다.

Fig. 9는 흡입 밸브 유량과 보조 흡입구 유량을 보여주며, 흡입 밸브가 열리는 시점과 보조 흡입구 유량이 발생하는 시점은 Fig. 10에서와

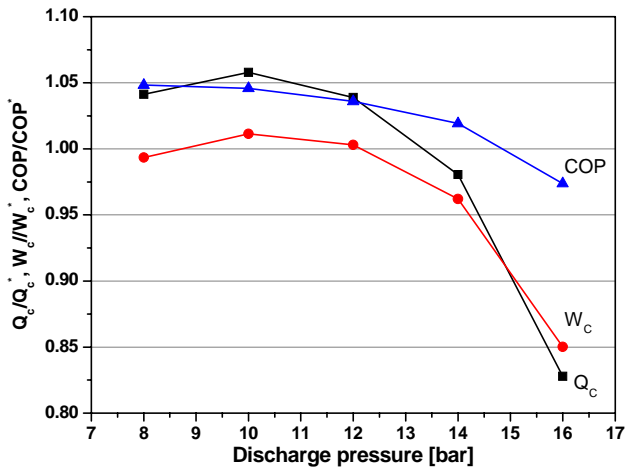


Fig.11 Effects of valved auxiliary port at various discharge pressure.

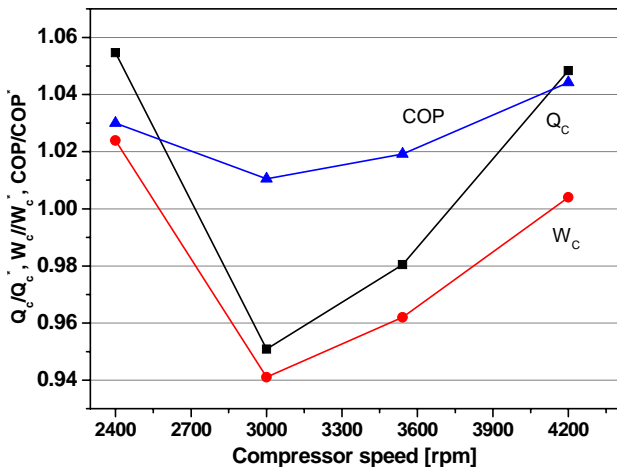


Fig.12 Effects of valved auxiliary port at various compressor speed

같이 판별할 수 있다. Fig. 10에는 크랭크 각에 따른 실린더 내 압력(P_c)과 보조 흡입실 압력(P_{13}), 그리고 체크밸브의 움직임(X_{13})을 보여준다. D(226.9°)에서 실린더 내의 압력이 흡입실 압력(P_s)보다 낮아지게 되어 흡입 밸브가 열리고, E에서는 피스톤이 하향운동 과정 중에 보조 흡입구 상단을 지나게 되므로 보조 흡입구가 실린더 내부와 연통되어 보조 흡입구 압력 P_{13} 이 떨어지기 시작하는 시점이다. F(297.5°)에서 P_{13} 이 실린더 외부 압력 P_{14} 보다 낮아지면서 체크밸브가 열리기 시작한다. 피스톤이 하사점에 도달한 후 방향을 바꾸어 상향운동하기 시작하면서 실린더 내부 압력과 함께 P_{13} 이 증가하고 체크밸브는 다시 닫히기 시작하다가 B(27.9°)에서 완전히 닫히고 C점에서는 피스톤이 보조 흡입구를 지나치며 보조

흡입구가 실린더와 차단된다. P_{13} 은 피스톤이 다시 내려오는 E점에 이를 때까지 일정 값을 유지한다.

Table 3에 나타난 성능비교를 보면 체크밸브로 인해 보조 흡입구를 통해 유입되는 유량이 더 많아졌으나 흡입 밸브를 통해 들어오는 유량은 오히려 감소한 것을 볼 수 있다. 결국 냉동능력은 0.89% 감소한다. 하지만 압축기 입력은 더 크게 감소하여 COP는 1.99% 향상되는 결과를 얻었다. Fig. 11에는 토출 압력 변화에 따른 체크밸브가 있는 보조 흡입구의 효과를 나타내었다. 토출압 7bar에서 COP 향상은 5% 가량 된다. 압축기 운전속도에 따른 변화는 Fig. 12에 나타내었다. 3000rpm 부근에서 냉력과 압축기 입력, 그리고 COP 향상 효과가 가장 작게 나타났다.

5. 결론

R134a 왕복동 압축기의 실린더 측면에 구멍을 뚫어 보조 흡입구를 만든 경우의 성능해석 시뮬레이션을 통해 압축기 성능을 분석하였을 때,

(1) 체크밸브가 없는 단순 흡입구인 경우 COP가 최대 1.66% 향상되는 결과를 얻었으며,

(2) 보조 흡입구 내에 체크밸브를 설치하면 최대 1.99%의 COP 향상 효과가 있었다.

(3) 보조 흡입구의 위치에 따라 COP 향상 정도가 변화한다. 체크밸브가 있는 보조 흡입구의 경우 하사점에서 행정거리의 7-9%정도 상방에 설치하였을 때 최대 효과를 얻을 수 있었다.

(4) 이러한 COP 향상 효과는 보조 흡입구를 통해 들어오는 유량이 압축 선도에 영향을 미치지 못하여 특히 재팽창 과정 중의 압력을 높여 압축기 입력이 감소한 데 있다.

(5) 토출압이 7 bar 정도로 낮아지면 COP 향상 효과는 5%에 이르렀다.

후 기

이 논문은 2007년 정부(교육인적자원부)의 재원으로 한국학술진흥재단에 지원을 받아 수행된 연구임(KRF-2007-511-D00032).

참고 문헌

1. Voorhees, G.T., 1905, Improvement relating to systems of fluid compression and to compressors therefor, US Patent No. 4448
2. Lavrenchenko, G. K., Zmitrochenko, J. V., Nesterenko, S. M., and Khmelnyuk, M. G., 1997, Characteristics of Voorhees refrigerating machine with hermetic piston compressor producing refrigeration at one or two temperature levels, International Journal of Refrigeration, Vol. 20, No.7, pp. 517-527
3. Lambers, K. J., Suss, J., and Kohler, J., 2007, Admission Port Optimization of a Voorhees Modified Reciprocating CO2 Compressor, HVAC&R Research, Vol. 13, No.3, pp. 485-498
4. Parker, S. A., Cawley, R. E., 1972, Cylinder side inlets for improving volumetric efficiencies of reciprocating refrigeration compressors, Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 44-46.
5. Jin, M., Miao D., Chen, F., 1988, The influence of cylinder wall ports on the performance of a refrigerant compressor, Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 571-581
6. Kopko, W. L., 2001, Reciprocating compressor with auxiliary port, US Patent US6,318,977 B1
7. 豊島威, 1981, 往復動式氣壓縮機, 일본특허 昭 56-60884