

## R410A 로타리 압축기의 토출구 최적설계에 관한 연구

김 현 진<sup>†</sup>, 이 태 진<sup>\*</sup>, 박 신 규<sup>\*\*</sup>, 황 인 수<sup>\*\*</sup>

인천대학교 기계공학과, <sup>\*</sup>인천대학교 대학원, <sup>\*\*</sup>(주)캐리어

### A Study on the Optimum Design for the Discharge Port of a R410A Rotary Compressor

Hyun Jin Kim<sup>†</sup>, Tae Jin Lee<sup>\*</sup>, Sinkyu Park<sup>\*\*</sup>, Insoo Hwang<sup>\*\*</sup>

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

<sup>\*</sup>Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

<sup>\*\*</sup>Carrier Limited Korea, Gwang Ju 506-730, Korea

(Received September 11, 2001; revision received October 29, 2001)

**ABSTRACT:** For a R410A-rolling piston type rotary compressor model which was modified by reducing the cylinder height and shaft eccentricity from R22-compressor version, numerical simulation has been carried out and simulation results have been found to be compared fairly well with those of measurements. EER of this first version of R410A compressor was 4.8% lower than that of R22 compressor. To improve the performance of the R410A compressor model, parametric study on the design parameters related to the discharge port system has been performed by using the numerical simulation program, and optimum conditions for the highest EER have been obtained with the aid of Taguchi method. With the optimized discharge port configuration, EER has been improved by 1.7%.

**Key words:** Rolling piston rotaty compressor(롤링 피스톤 로타리 압축기), R410A, Compressor input(압축기 입력), Cooling capacity(냉력), EER(압축기 성능지수), Design parameter(설계 변수), Discharge port(토출구), Cutout angle(공구각도)

기 호 설 명	
$A$	: 유체 유동면적 [ $m^2$ ]
$b$	: 베인 두께 [m]
$c_v$	: 유량계수 [N]
$e$	: 편심길이 [m]
$F$	: 힘 [N]
$F_e$	: 롤러의 원심력 [N]
$F_{ec}$	: 편심축 원심력 [N]
$F_{mj}$	: 모터 베어링 하중 [N]
$F_p$	: 가스력 [N]
$F_r, F_\theta$	: 편심축 베어링 분력 [N]
$f_r$	: 마찰계수
$F_{sj}$	: 펌프 베어링 하중 [N]
$F_t$	: 베인 팁에서의 접선 방향 분력 [N]
$h$	: 토출구 깊이 [m]
$I_p$	: 롤러의 관성 모멘트 [ $kg \cdot m^2$ ]
$k$	: 밸브 스프링 상수 [N/m]
$l$	: 실린더 높이 [m]
$L$	: 손실 [W]
$M$	: 질량 [kg]

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-32-770-8419; fax: +82-32-770-8410

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

$M_b$	: 롤링 피스톤 상·하면에 작용하는 마찰 토크 [N·m]
$M_c$	: 롤링 피스톤 베어링 마찰토크 [N·m]
$\dot{m}$	: 가스 질량 유량 [kg/sec]
$m_p$	: 피스톤 무게 [kg]
$n$	: 기체 상수
$p$	: 압력 [Pa]
$P_b$	: 흡입실 압력 [Pa]
$P_c$	: 압축실 압력 [Pa]
$P_r$	: 압력비
$Q$	: 냉력 [Btu/hr]
$R$	: 실린더 내경 [m]
$r$	: 롤링 피스톤 외경 [m]
$R_1, R_2$	: 베인 측면 반력 [N]
$r_i, r_c$	: 롤러 외경 및 내경 [m]
$r_v$	: 베인 팁 반경 [m]
$t$	: 밸브 두께 [m]
$T$	: 온도 [°C]
$V_s$	: 행정체적 [m <sup>3</sup> ]
$V_c$	: 압축실 체적 [m <sup>3</sup> ]
$W_c$	: 압축기 입력 [W]
$x$	: 베인의 실린더 내측 길이 [m]
$x_{oil}$	: 오일 함유량
$y$	: 밸브 변위 [m]

### 그리스 문자

$\delta_b$	: 롤러 축방향 간극 [m]
$\eta$	: 효율
$\phi$	: 토출구 직경 [m]
$\theta_p$	: 공구각도 [°]
$\mu$	: 오일 점도 [cP]
$\omega$	: 크랭크 축 각속도 [rad/sec]
$\omega_p$	: 롤러 각속도 [rad/sec]

### 상첨자

*	: 무차원 변수
---	----------

### 하첨자

$r$	: 반경 방향
$t$	: 접선 방향

### 1. 서 론

다른 냉매 압축기에서와 마찬가지로 룸 에어컨에 널리 사용되는 롤링 피스톤 로타리 압축기에서도 근래의 중요한 과제는 대체냉매의 적용에 따른 성능상의 불이익을 최소화하거나 더 나아가서는 성능을 더욱 향상시키는 문제라 할 수 있다. 가정용 에어컨에서 기존의 냉매인 R22를 대체할 수 있는 대체냉매 후보로서 주로 거론되는 것들 가운데 R407C와 R410A가 있다. R407C는 HFC32/125/134a가 23 : 25 : 52의 비율로 되어 있는 3중 혼합냉매로 R22와 열역학적 물성치는 비슷하지만 비공비 냉매이므로 냉매누설 등에 따른 조성비 변화가 단점으로 지적되고 있다. 반면 R410A는 HFC32/125가 50 : 50인 2중 혼합냉매로 거의 공비냉매와 같은 특성을 보이기는 하지만 R22에 비해 상당히 고압조건이므로 압축기를 비롯한 에어컨 시스템 구조의 변화가 크게 요구된다. 지금 일본에서는 룸 에어컨에는 R410A를, 패키지 에어컨에는 R407C를 적용하는 방향으로 나아가고 있다.<sup>(1)</sup>

동일한 냉력을 얻기 위해서는 냉방 표준조건에서 R410A용 로타리 압축기의 행정체적은 R22용에 비해 약 30% 감소되어야 하며, 냉매 물성치에서 계산된 이론 성능은 R22 대비 약 7% 감소한다.<sup>(2)</sup> 편심량 변경을 통해 R22와 동일 용량으로 설계한 R410A용 압축기의 P-V 선도에서 압축기 일이 약 9% 증가한 사례가 있으며, 간극 체적에 의한 재팽창 손실을 이에 대한 주요 원인으로 지적하였다.<sup>(3)</sup> 이 논문은 같은 간극 체적이라도 R410A에서 재팽창 손실이 R22 대비 1.5배 정도 크다고 언급하였다. Suzuki<sup>(4)</sup>는 로타리 압축기를 장착한 1마력급 히트 펌프에서 단순히 냉매만을 R22에서 R410A 또는 R407C로 대체하여 수행한 실험(drop-in test)에서 R410A 경우는 R22 대비 94.9%의 성능을, R407C 경우는 91.8%의 성능을 보였고, 압축기 및 시스템을 적용 냉매에 적합하도록 가조한 시스템에서의 실험(optimized test)에서는 R410A는 99.5%, R407C는 95.4%의 성능

을 보였다. Kato et al.<sup>(5)</sup>는 최적 형상화된 R410A 용 로타리 압축기에서 오히려 기계손실과 도시손실의 합이 R22 대비 감소한다고 보고하였다. R410A에서 행정체적의 감소를 위해 실린더 높이를 감소시키면 저널에서의 부하가 이에 따라 감소하고, 베인의 왕복운동에 의한 마찰손실에서도 이득을 볼 수 있다.

본 연구에서는 R410A를 기존의 R22 로타리 압축기에 적용함에 있어 구조적인 변화를 최소화 하면서 성능상의 불이익은 최소화하는 방안을 찾고자 한다. 냉매가 고압화하면서 주의를 필요로 하는 손실은 주로 간극체적에 간혀 있던 냉매의 재팽창 손실과 토출과정에서 일어나는 과압축 손실 등이므로 성능해석 시뮬레이션을 통해 이러한 토출부에 연관된 형상인자들을 설계변수 연구의 주요 대상으로 삼아 최적의 형상을 얻고자 한다.

## 2. 성능해석 이론

### 2.1 검사체적 및 열역학적 방정식

냉매가스의 흡입, 압축, 그리고 토출과정에 걸쳐 냉매가스의 상태를 해석하기 위해 검사체적을 흡입관, 흡입실, 압축실, 간극체적, 토출실로 구분하였고, 이들 사이의 누설은 Fig. 1과 같다. 여기서는 특별히 토출부의 영향을 자세히 관찰하고자 토출 밸브 직전의 토출 포트 공간과 원활한 토출을 위해 압축실과 토출 포트 사이에 마련된 Fig. 2의 공구각도(cutout angle)에 의해 형성된 통로를 압축실과는 별도의 검사체적으로 간주하였다.

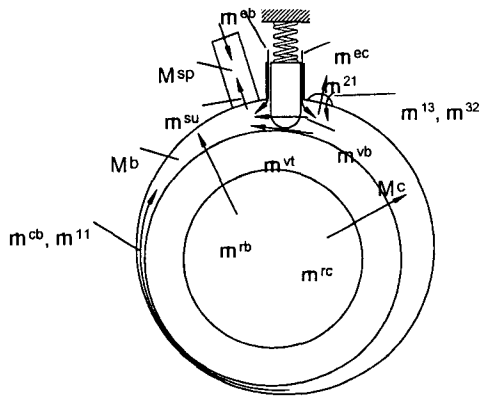


Fig. 1 Leakage paths in rotary compressor.

각 검사체적이 크랭크 각에 따라 변화하는 것과 각 검사체적 간의 누설경로 크기가 변화하는 것은 압축기 내부의 기하학적 형상관계로부터 구할 수 있다.

각 검사체적 간의 누설경로에서 일어나는 누설 총량은 식(1)과 같이 표현할 수 있고

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

누설경로에서 누설냉매 속에 포함된 오일의 함유분을  $x_{oil}$ 이라고 하면, 순수가스 누설량과 오일 누설량은 각각 식(2)와 같다. 누설경로에서 일어나는 점성으로 인한 마찰손실은 유량계수  $c_v$ 를 통해 보정한다.<sup>(6)</sup>

$$\dot{m}_{gas} = (1 - x_{oil}) \dot{m}, \quad \dot{m}_{oil} = x_{oil} \dot{m} \quad (2)$$

각 검사체적에서의 가스 및 오일유동은 이 검사체적과 연관된 누설경로를 통해 출입하는 각 누설유량의 합과 같으므로 식(3)과 같이 나타낼 수 있다.

$$\begin{aligned} \dot{m}_{gas} &= \sum \dot{m}_{gas, out} - \sum \dot{m}_{gas, in} \\ \dot{m}_{oil} &= \sum \dot{m}_{oil, out} - \sum \dot{m}_{oil, in} \end{aligned} \quad (3)$$

따라서 각 검사체적 내의 질량을 구하면 식(4)와 같고

$$\begin{aligned} M_{gas} &= M_{gas}(0) + \int \dot{m}_{gas} dt \\ M_{oil} &= M_{oil}(0) + \int \dot{m}_{oil} dt \end{aligned} \quad (4)$$

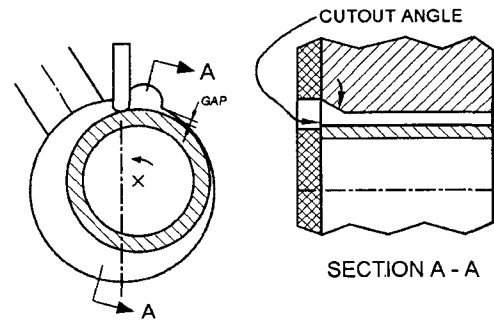


Fig. 2 Clearance volume in discharge port.

오일 함유량과 가스의 압력 및 온도는 각각 식 (5), (6), 그리고 (7)과 같다.

$$x_{oil} = \frac{M_{oil}}{M_{gas} + M_{oil}} \quad (5)$$

$$p = \frac{p_{ref}}{\rho_{ref}^n} \left( \frac{M_{gas}}{V_c - M_{oil}/\rho_{oil}} \right)^n \quad (6)$$

$$T = T_{ref} \left( \frac{p}{p_{ref}} \right)^{(n-1)/n} \quad (7)$$

여기서 압축실 체적  $V_c$ 는 기하학적 조건으로부터 식(8)과 같이 얻을 수 있다.

$$V_c = V_s - \frac{1}{2} R^2 l \theta + \frac{1}{2} r^2 l (\theta + \alpha) + \frac{1}{2} e l (r + r_v) \sin(\theta + \alpha) - \frac{1}{2} r_v^2 l \tan \alpha - \frac{1}{2} b l x \quad (8)$$

또한 식(6)에서 각 검사체적에서 가스의 압축은 폴리트로픽 압축으로 간주하였고 폴리트로픽 지수  $n$ 은 온도의 함수로 식(9)와 같다.

$$n = \frac{C_p(t)}{C_v(t)} \quad (9)$$

### 2.2 토출 밸브

토출 밸브의 운동은 단순한 질량-스프링-댐핑

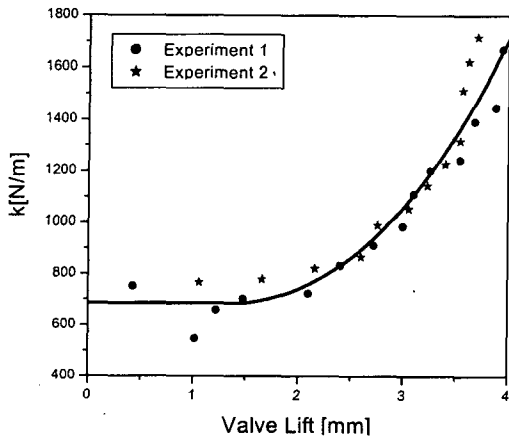


Fig. 3 Measurement of discharge valve stiffness.

계로 간주하여 식(10)과 같이 표현할 수 있다.

$$M_v \ddot{y} + c_d \dot{y} + ky = B_v \Delta p \quad (10)$$

토출 밸브는 리드형(reed type)으로서 그 최대 열림은 밸브 스톱에 의해 제한된다. 밸브가 일부 열릴 경우 밸브의 뿌리 근처부분은 밸브 스톱에 밀착되고 나머지부분은 자유로운 상태에 있게 되므로 밸브의 유효길이가 변화하는 결과를 초래한다.

이러한 리드 밸브 유효길이 변화를 운동방정식에 반영시키기 위해 밸브 변위에 따른 스프링계수를 측정하였다. Fig. 3은 이러한 측정결과를 보여주는데 밸브 변위가 증가할수록 유효 스프링계수가 증가한다. 그림에서 실험 1과 실험 2는 반복 실험을 나타낸다.

### 2.3 운동 부재 해석

#### 2.3.1 롤러

Fig. 4는 롤러에 작용하는 힘들을 보여준다.<sup>(7)</sup> 이 힘들의 평형으로부터 크랭크 편심부가 롤러에 작용하는 힘  $F$ 를 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$F_r = F_p \cos \frac{\theta + \alpha}{2} - F_n \cos(\theta + \alpha) - F_t \sin(\theta + \alpha) + F_e \quad (11)$$

$$F_\theta = -F_p \sin \frac{\theta + \alpha}{2} + F_n \sin(\theta + \alpha) - F_t \cos(\theta + \alpha) \quad (12)$$

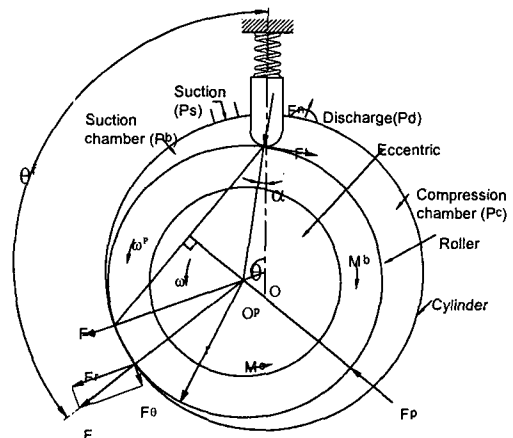


Fig. 4 Force diagram for the roller.

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_\theta^2} \quad (13)$$

여기서  $F_e$ 와  $F_p$ 는 각각 롤러의 원심력과 가스력으로 각각 식(14), (15)와 같다.

$$F_e = m_p e \omega^2 \quad (14)$$

$$F_p = 2rl(P_c - P_b) \sin \frac{\theta + \alpha}{2} \quad (15)$$

한편 롤러의 상하면이 각각 실린더 천장 및 바닥과 일으키는 마찰로 인한 토크 손실은

$$M_b = 2\pi\mu\omega_p(r^4 - r_c^4)/\delta_b \quad (16)$$

또한 롤러에 작용하는 힘  $F$ 로 인해 일어나는 마찰 토크  $M_c$ 는

$$M_c = r_i f_r F \quad (17)$$

여기서 마찰계수  $f_r$ 는 크랭크 편심과 롤러 내면이 이루는 형상을 저널-베어링으로 간주하여 참고문헌<sup>(8)</sup>으로부터 Sommerfeld 수와 베어링 세장비의 함수로 얻을 수 있다. 롤러에 작용하는 모멘트의 평형은 식(18)과 같다.

$$I_p \omega_p = M_c - rF_t - M_b \quad (18)$$

### 2.3.2 베인

베인에 작용하는 힘과 모멘트의 평형은 Fig. 5에서

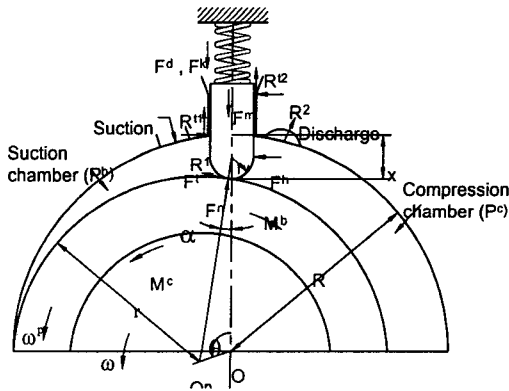


Fig. 5 Force diagram for the vane.

$$F_h + R_2 - R_1 + F_t \cos \alpha - F_n \sin \alpha = 0 \quad (19)$$

$$F_d + F_k + F_m - R_{t1} - R_{t2} + F_t \sin \alpha - F_n \cos \alpha = 0 \quad (20)$$

$$R_2(\alpha_1 - r_v + r_v \cos \alpha) - R_1(x - r_v + r_v \cos \alpha) + F_h(x/2 - r_v + r_v \cos \alpha) + b(R_{t2} - R_{t1})/2 - r_v \sin \alpha(F_t \sin \alpha + F_n \cos \alpha) = 0 \quad (21)$$

여기서  $F_t = \mu_v F_n$ ,  $R_{t1} = \mu_s R_1$ ,  $R_{t2} = \mu_s R_2$ 이며,  $F_h, F_d, F_k, F_m$ 은 각각 베인에 작용하는 횡방향 가스력, 수직 방향 가스력, 스프링력, 그리고 관성력이다.

### 2.3.3 크랭크축

크랭크축에 작용하는 하중은 Fig. 6에서부터 식(22)~(25)와 같이 구한다.

$$-F_{er} + F_{uwc} - F_{dwc} + F_{ec} + F_{sjr} - F_{mjr} = 0 \quad (22)$$

$$-F_{mjr}l_{mj} - F_{sjr}l_{sj} - F_{dwc}l_d + F_{uwc}l_u = 0 \quad (23)$$

$$F_{mjt} - F_{et} - F_{sjt} = 0 \quad (24)$$

$$-F_{mjt}l_{mj} - F_{sjt}l_{sj} = 0 \quad (25)$$

모터 베어링에 작용하는 하중  $F_{mj}$  및 펌프 베어링에 작용하는 하중  $F_{sj}$ 는 식(26)과 같다.

$$F_{mj} = \sqrt{F_{mjr}^2 + F_{mjt}^2} \quad (26)$$

$$F_{sj} = \sqrt{F_{sjr}^2 + F_{sjt}^2}$$

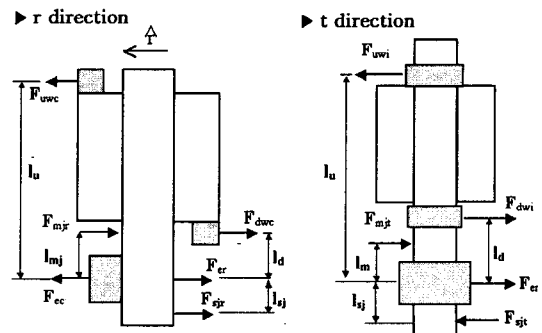


Fig. 6 Force diagram for the crank shaft.

2.4 손실해석

가스압축 손실 및 기계적 마찰 손실, 균형추 등이 회전하며 일으키는 유체저항 손실, 그리고 모터 손실은 각각 식(27)~(30)과 같이 정의한다.

$$L_{gas\_comp} = L_{ind} - L_{ad} \quad (27)$$

$$L_{mech} = L_c + L_v + L_b + L_s + L_{mj} + L_{sj} + L_{lb} \quad (28)$$

$$L_{fluid} = c_d \cdot A_{BW} \cdot q_{dyn} \quad (29)$$

$$L_{motor} = (1 - \eta_{motor}) \cdot W_c \quad (30)$$

3. 기본성능 계산결과

대상 압축기는 냉력 21,500 Btu/hr급 R22용 로타리 압축기를 개조한 것으로서 R410A에서 동일한 냉력을 내도록 하기 위해 실린더 높이를 24.1% 줄이고 편심량을 6% 감소시킨 모델이다.

압축기 성능 해석을 위한 컴퓨터 프로그램은 Fig. 7의 계산 흐름도를 따라 작성되었다. 압축기 사양으로부터 실린더 체적, 누설면적 등을 계산하고, 이로부터 실린더 내에서 이루어지는 가스 압축 및 토출유량을 밸브 운동과 연계하여 계산한다. 이 과정에서 토출계의 음향학적 모델링을 적용하여 토출유량 신호로부터 가스 맥동 신호를 계산하여 이를 다시 밸브 운동에 반영하게 되는데 이러한 음향학적 모델링에 대해서는 추후에 별도의 논문에서 다루고자 한다. 가스 압축 계산으로부터 가스력이 얻어지고, 이를 활용하여 각 부재의 운동방정식들을 풀면 각종 반력들을 얻게 된다. 마지막으로 손실분석을 통해 각종 효율, 압축기 입력, 냉력, EER 등을 얻는다.

압축기 성능실험은 R410A 압축기 전용 열량계에서 수행하였으며, 압축기 운전조건에 따라 압축기 입력, 냉력, 질량유량, 그리고 EER 등을 측정할 수 있다.

Table 1은 ASHRAE/T 조건에서 수행한 압축기 성능실험과 계산과의 비교를 보여준다. 각 항목에서 R22 압축기 모델의 성능실험 결과를 각각 1로 잡았다. R410A의 압축기 모델의 성능실험에서 냉력은 R22 대비 2.3% 증가하였고, 압축기 입력은 7.4% 증가하여 결국 EER은 4.8% 감소한 것으로 나타났다. R410A 압축기 모델에 대한 성능계산은 실험과 매우 잘 일치하였다.

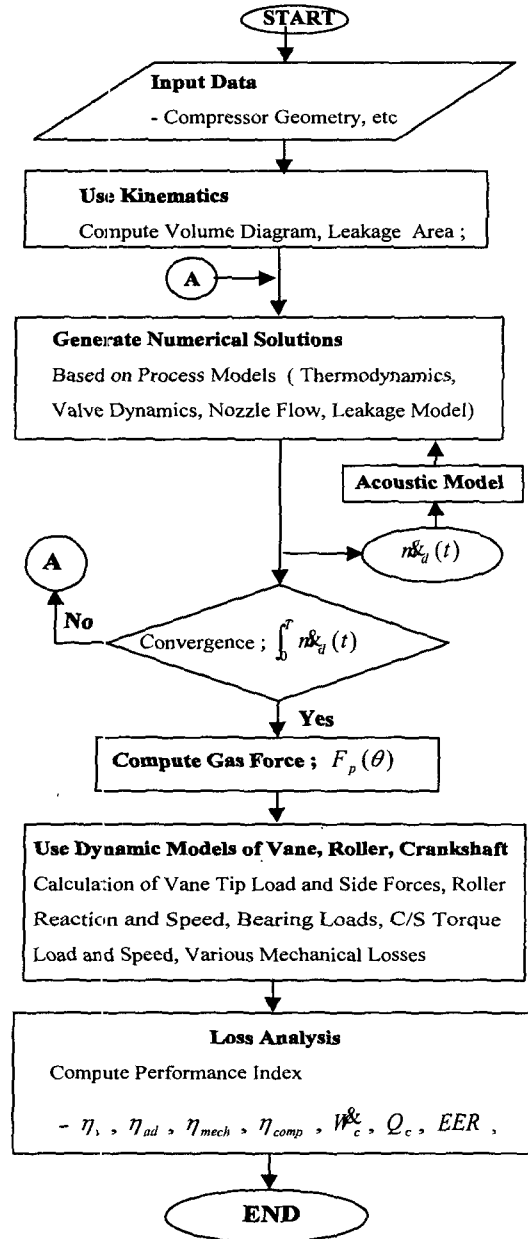


Fig. 7 Flow chart of computer program.

Table 1 R410A compressor performance; base model at ASHRAE/T condition

		$Q_c$	$W_c$	EER
R410A	R22	1	1	1
	Experiment	1.023	1.074	0.952
	Calculation	1.023	1.075	0.951

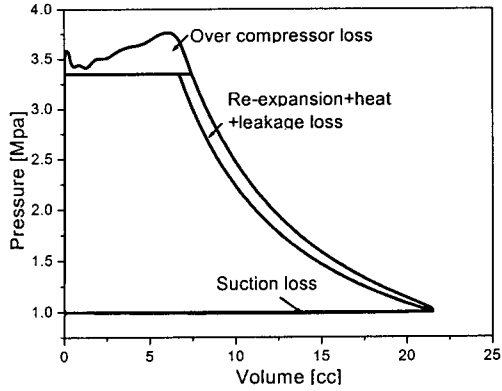


Fig. 8 P-V diagram of rotary compressor.

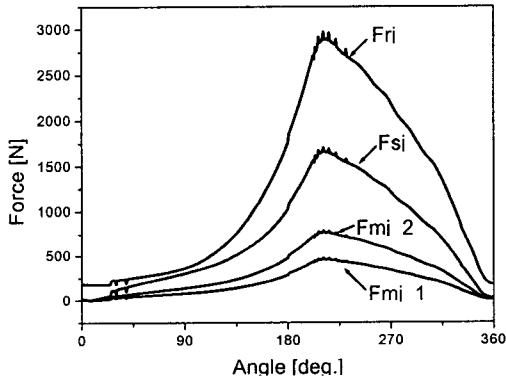


Fig. 9 Bearing loads.

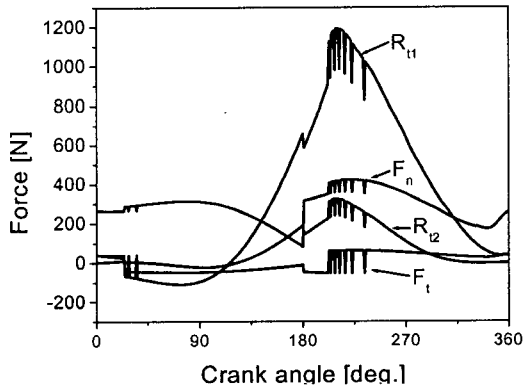


Fig. 10 Forces on the vane.

Fig. 8은 압력 선도 계산을 보여준다. 흡입 손실은 압축기 입력의 0.54%, 재팽창 및 열전달 손실은 5.44%, 그리고 과압축 손실은 4.17%이다. 토출과정 끝 부분에서 압력 상승 피크가 발생하는데, 이것은 압축실 체적이 감소하는 속도에 비

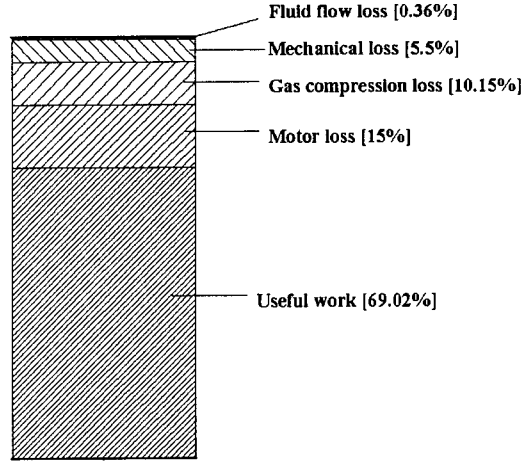


Fig. 11 Breakdown of the compressor input.

해 압축실에서 간극체적으로 빠져나가는 통로가 작아지는 속도가 훨씬 크기 때문에 압축실 내의 가스가 충분히 토출되지 못하므로 일어나는 압력 상승이다.

Fig. 9는 베어링 반력을 보여준다. 크랭크 편심부, 즉 롤러에 작용하는 하중이 제일 크고, 그 다음이 펌프 베어링에 작용하는 하중이다. 모터 베어링 하중이 제일 작게 나타난다. Fig. 10은 베어링에 작용하는 반력들인데, 크랭크 각 200°~230° 부근에서 급격한 힘의 요동은 롤러의 급격한 방향전환 때문이다.

Fig. 11은 압축기 입력을 각 손실별로 구분한 도표이다. 가스 압축시 발생하는 손실은 압축기 입력의 10.15%인데, 현상태의 토출구 형상은 R22에 적합하도록 되어 있는 것이므로 이 부분을 R410A에 적합하도록 개선한다면 가스 압축 손실을 감소시킬 수 있다.

#### 4. 설계변수 연구

연구대상인 압축기는 R22에서 최적의 성능을 내도록 설계된 것을 단지 편심량과 실린더 높이만을 줄여 동일한 냉력을 내도록 한 것이므로 R410A 적용시에는 세부적인 면에서는 더 개선의 여지가 있다. 하지만 실린더 직경을 바꾼다든지 롤러의 편심량을 바꾸는 것 등은 압축기 생산라인 상에서 큰 변화가 필요하므로, 여기서는 비교적 개선하기가 쉬운 설계인자들을 선정하여 설계변수 연구를 수행하였다.

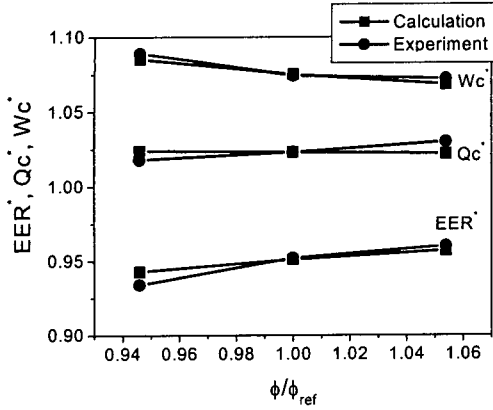


Fig. 12 Effects of discharge port diameter on compressor performance.

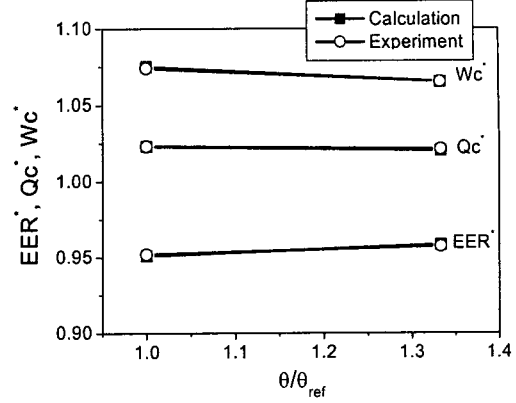


Fig. 14 Effects of cutout angle on compressor performance.

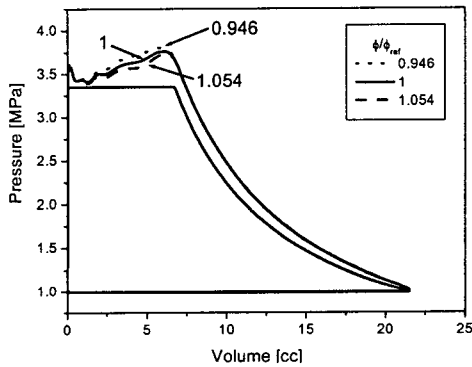


Fig. 13 Effects of discharge port diameter on P-V diagram.

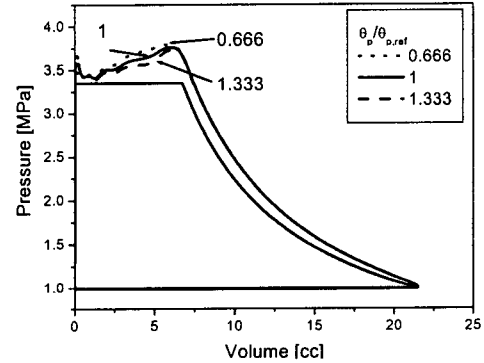


Fig. 15 Effects of cutout angle on P-V diagram.

먼저 중요하다고 여겨지는 토출구의 직경과 공구각도(cutout angle)에 대해 그 크기를 변화시켜 가며 실험 및 계산을 수행하였다.

Fig. 12는 토출구 직경 변화에 대한 R410A 압축기의 압축기 입력, 냉력, 그리고 EER의 변화를 보여준다. 토출구 직경은 기본 모델의 직경값에 대해 무차원화하였고, 압축기 성능지수들도 R22 때의 값들로 각각 무차원화시켰다. 토출구 직경을 증가시키면 냉력의 변화는 미미한 반면, 압축기 입력이 감소하므로 EER은 향상된다. Fig. 13에서 토출구 직경이 증가하면 과압축 손실이 감소하는 것을 볼 수 있다.

Fig. 14는 공구각도 변화에 대한 R410A 압축기의 성능변화를 보여준다. 주어진 범위 내에서는 공구각도가 커지면 압축기 입력이 감소하고, 냉력의 변화는 매우 작으므로 결국 EER은 증가한다.

Fig. 15는 공구각도가 커지면 과압축이 감소하고 두번째 압력 피크치도 감소함을 보여준다.

이러한 설계변수 변화에 따른 실험 및 계산에 있어서 계산치가 실험결과를 비교적 잘 반영하므로 이후로의 설계변수 연구에서는 실험을 계속하는 대신 성능해석 프로그램을 활용하였다.

설계인자로서 토출구 직경과 공구각도 외에도 토출구 깊이, 흡입 포트 직경, 밸브 두께, 밸브 최대 변위를 선정하여 일정한 범위 내에서 그 값들을 변화시켜 가며 이러한 변화가 압축기 성능에 주는 영향을 조사하였다. Table 2는 이러한 설계변수 연구에 대한 계산결과를 정리한 것이다. 형상인자들 가운데 흡입 포트 직경과 밸브 두께는 다른 인자들에 비해 그 영향이 상대적으로 작으므로 이 두 인자를 제외하고 나머지 인자들에 대한 데이터로부터 최적의 형상인자조건을



Table 2 Parametric study on the compressor performance

		$Q_c^*$	$W_c^*$	EER*
Discharge port dia. $\phi^*$	0.946	1.024	1.085	0.943
	1	1.023	1.075	0.951
	<b>1.054</b>	<b>1.022</b>	<b>1.068</b>	<b>0.957</b>
Cutout angle $\theta_P^*$	0.666	1.025	1.086	0.943
	1	1.023	1.075	0.951
	<b>1.333</b>	<b>1.021</b>	<b>1.065</b>	<b>0.958</b>
Discharge port depth $h^*$	<b>0.512</b>	<b>1.024</b>	<b>1.071</b>	<b>0.957</b>
	0.756	1.024	1.073	0.954
	1	1.023	1.075	0.951
Suction port dia. $D_{sp}^*$	0.9	1.026	1.080	0.949
	1	1.023	1.075	0.951
	<b>1.1</b>	<b>1.020</b>	<b>1.071</b>	<b>0.952</b>
Valve thickness $t^*$	<b>0.9</b>	<b>1.023</b>	<b>1.074</b>	<b>0.952</b>
	1	1.023	1.075	0.951
	1.1	1.023	1.076	0.951
	1.2	1.023	1.080	0.947
Valve max. lift $y_{max}^*$	0.242	1.020	1.166	0.875
	0.484	1.022	1.093	0.935
	0.726	1.023	1.079	0.948
	<b>1</b>	<b>1.023</b>	<b>1.075</b>	<b>0.951</b>

찾기 위해 다구찌 기법을 적용하였다.<sup>(9)</sup> 다구찌 기법을 통해 얻은 최적의 형상인자조건은 Table 2에서 음영으로 표시하였다. 최적형상조건에서 약 1.7%의 EER 향상효과가 있다. 즉, 토출구 형상을 바꾸지 않은 R410A 모델에서는 EER이 R22 대비 95.1%이었으나, 이와 같은 토출구 형상개선을 EER을 R22 대비 96.7%로 향상시킬 수 있다. 이들 설계변수 가운데 토출 직경과 공구각도가 EER에 큰 영향을 미친다.

전적으로 실험을 통해 토출구 최적형상을 연구한 참고문헌<sup>(10)</sup>에서도 공구각도가 EER에 매우 큰 영향을 미친다고 언급하였다.

## 5. 결 론

R410A용 로타리 압축기의 토출구 최적설계에 관한 연구로부터,

(1) 설계변수 연구를 위해 성능해석 프로그램을 개발하였고, 성능해석 계산결과와 실험결과가

잘 일치하였다.

(2) 기존의 R22 압축기 모델로부터 실린더 높이와 편심량을 축소하는 방법으로 R410A용 압축기를 설계한 경우 EER은 약 4.8% 감소하였다.

(3) (2)항과 같은 R410A 압축기의 토출구 형상인자들, 즉 토출구 직경, 공구각도, 토출구 깊이, 그리고 밸브 최대높이 등을 최적화시킨다면 EER이 R22 대비에 96.7%에 이른다.

## 참고문헌

1. Tominaga, S., 2001, Various performance of PVE lubricants for HFC refrigerants, 3rd International Compressor Technique Conference at Wuxi City, China.
2. Matsuda, K., Suzuki, K., Hujisaki, T. and Ito, T., 1988, Development of Room Air Conditioner for HCFC-22 Alternative Refrigerant, The International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants, Kobe, pp. 99-104.
3. Sok, S. K., Lee, S. K. and Park, Y. S., 1998, Rotary compressor for air Conditioner, Journal of Fluid Machinery, Vol. 1, pp. 106-112.
4. Suzuki, T., 1996, Performance Evaluation of RAC with R410A, The International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants, Kobe, pp. 29-33.
5. Kato, T., Shirafuji, Y. and Kawaguci, S., 1998, Comparison of Compressor efficiency between rotary and scroll type with R410A and R407C, The International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants, Kobe, pp. 174-179.
6. Kim, H. J., 1996, Development of computer simulation program for the performance of a variable speed scroll compressor, University of Incheon Reoprt.
7. Yanagisawa, T., Shimizu, T., Chu, I. and Ishijima, K., 1982, Motion analysis for rolling piston in rotary compressor, Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 185-192.
8. Hamrock, B., Jacobson, B. and Schmid, S. R., 1999, Fundamental of machine elements,

- McGraw-Hill.
9. Lee, S. B., 2000, Easy Taguchi Method, Sangchosa.
  10. Youn, Y., Chung, J. and Min, M., 2001, An experimental study on the high performance optimal discharge system of a rotary compressor for an air conditioner using alternative refrigerant R410A, Korean Journal of Air Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 2, pp. 96-105.