

스윙 압축기의 수치해석적 성능평가

문 석 환, 노 기 율, 사 범 동*, 양 장 식**, 최 경 민****, 김 덕 줄***

부산대학교 대학원 기계공학부, *LG전자 AE 연구소,
부산대학교 화력발전에너지분석기술센터, *부산대학교 기계공학부

Numerical Performance Analysis of the Swing Compressor

Seok Hwan Moon, Ki Youl Noh, Bum Dong Sa*, Jang Sik Yang**,
Gyung Min Choi****, Duck Jool Kim***

Graduate School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

*AE Laboratory, LG Electronics, Seoul 153-802, Korea

**Clean Coal Center, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

***School of Mechanical Engineering, Pusan National University, Busan 609-735, Korea

(Received September 16, 2011; revision received November 29, 2011)

ABSTRACT: Numerical performance analysis of the vane-roller integral type swing compressor was conducted. The swing compressor has been investigated for the highly efficient air conditioning system. Performance analysis results of the swing compressor were compared with those of a conventional rotary compressor. Mechanical and gas losses of a swing compressor were larger than those of a rotary compressor. However in case of mass flow rate from the discharge port, the swing compressor was about 6.68% higher than the rotary compressor. Hence the EER, the cooling capacity and the compressor work of the swing compressor were about 3.71%, 6.69% and 2.90% higher than the rotary compressor respectively.

Key words: Swing compressor(스윙 압축기), Vane-roller integral type(베인-롤러 일체형), Cooling capacity(냉방능력), Compressor work(압축기 일), EER(에너지 효율 비)

기 호 설 명

r : 반지름 [m]
 l : 길이 [m]
 h : 높이 [m]
 t : 두께 [m]
 e : 편심 량 [m]
 F : 힘 [N]
 L : 손실 [W]
 M : 모멘트 [N-m], 질량 [kg]

m : 질량 [kg]
 \dot{m} : 질량유량 [kg/s]
 P : 압력 [Pa]
 V : 체적 [m³]
 I : 관성모멘트 [kg-m²]

그 리 스 문 자

α : 스윙 부쉬의 원 중점을 기준으로 롤러의 중점과 실린더의 중점을 잇는 두 직선의 사이 각 [°]
 μ : 점성계수 [kg/m-s]
 θ : 각도 [°]
 ω : 각속도 [rad/s]

† Corresponding author

Tel.: +82-51-510-2476; fax: +82-51-516-9598

E-mail address: choigm@pusan.ac.kr

하첨자

- s : 흡입실
- c : 압축실, 실린더
- r : 롤러
- v : 베인
- ext : 돌출부
- sb : 스윙 부쉬
- sp : 흡입포트
- dp : 토출포트
- mj : 메인베어링
- sj : 보조베어링
- cs : 크랭크축
- uw : 상부 무게 추
- dw : 하부 무게 추
- ec : 편심부

1. 서 론

롤링 피스톤형 로터리 압축기의 경우 미국 GE(General Electric)사에 의해 처음 상용화가 이루어졌으며, 1980년대 이후로 일본 제조업체들에 의해서 확대 생산되어졌다. 그 후 현재는 한국, 중국 및 동남아 국가들에 의해 전 세계적으로 보급되어 있는 추세이다.

롤링 피스톤형 로터리 압축기에 대한 연구는 크게 베인과 실린더 사이의 누설해석,⁽¹⁾ 베인의 마찰에 대한 분석,⁽²⁾ 베인 선단부와 롤러외면간의 오일막 해석⁽³⁾ 그리고 압축기의 시스템에 대한 해석⁽⁴⁾으로 분류된다. 롤링 피스톤형 로터리 압축기에 대한 초기 연구는 Okada and Kuyama⁽⁵⁾에 의해 수행되었다.

Yanagisawa and Shimizu⁽⁶⁾는 반경 방향의 누설량을 구하고 누설 간극이 체적 효율에 미치는 영향을 연구하였다. Rodgers and Nieter⁽⁷⁾는 압축기에 존재하는 모든 누설간극을 고려하여 각 간극에 대한 누설해석을 수행하였으며 Padhy⁽⁸⁾는 베어링 부를 롱 베어링으로 가정 후 압축기의 동적 거동을 해석하여 실험결과와 비교하였다.

Fig. 1은 전형적인 롤링 피스톤형 로터리 압축기를 나타낸다.⁽⁹⁾ 압축기의 베인은 흡입실과 압축실을 분리해주는 부품으로 롤러와 선 접촉되어 있다. 베인은 롤러의 회전과 베인 후단의 가스압에 의해 베인 슬롯에 강제되어 상하운동을 하게 된다. 이 때 롤러

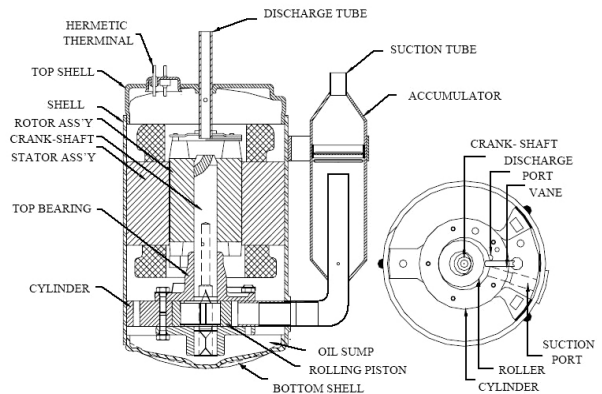


Fig. 1 Schematic of the rotary compressor.

의 거동에 따라 롤러의 외면과 베인 선단부 간 그리고 베인 측면과 베인 슬롯 간에 마찰에 의한 손실⁽¹⁰⁻¹²⁾이 발생한다. 또한, 흡입실과 압축실의 압력차에 의해 베인의 선단부와 롤러의 외면에 존재하는 접촉부에서 가스 누설이 발생한다.⁽¹³⁾ 이러한 문제점을 극복하기 위한 새로운 방안이 일본 등지에서 스윙 압축기에 적용 후 상용화되었다.

스윙 압축기는 롤러와 베인이 일체화되어 롤러와 베인 선단부간의 마찰손실과 가스 누설이 발생하지 않는다. 그러나 롤러와 베인이 베인 슬롯과 크랭크축에 강제되어 있어 그 거동이 매끄럽지 못하게 된다. 롤링 피스톤형 로터리 압축기의 베인은 베인 슬롯에 의해 단순한 상하운동을 한다. 반면에 스윙 압축기의 베인은 상하운동과 더불어 롤러의 회전에 의한 운동을 병행하게 된다.

이러한 거동을 매끄럽게 하기 위해 베인 측면부에 반달모양의 스윙 부쉬가 존재한다. 또한, 고압의 가스가 존재하는 쉘 내부에서 가스가 실린더 내부로 유입되는 것을 방지하는 역할을 한다. 스윙 압축기에 대한 연구는 베인 측면부에 존재하는 스윙 부쉬에 대한 연구^(14, 15) 이외에 성능에 대한 포괄적인 연구는 부족한 실정이다.

본 연구는 이러한 스윙 압축기의 거동을 분석하고 동일한 조건을 적용한 롤링 피스톤형 로터리 압축기와 비교하기 위하여 수치해석적 기법을 통해 성능을 평가하였다.

2. 성능해석 프로그램

압축기의 성능을 향상시키기 위한 다양한 접근방법이 있지만 이론적인 모델링을 바탕으로 한 성능 해석 결과와 실험결과와의 비교를 통해 최적설계 조

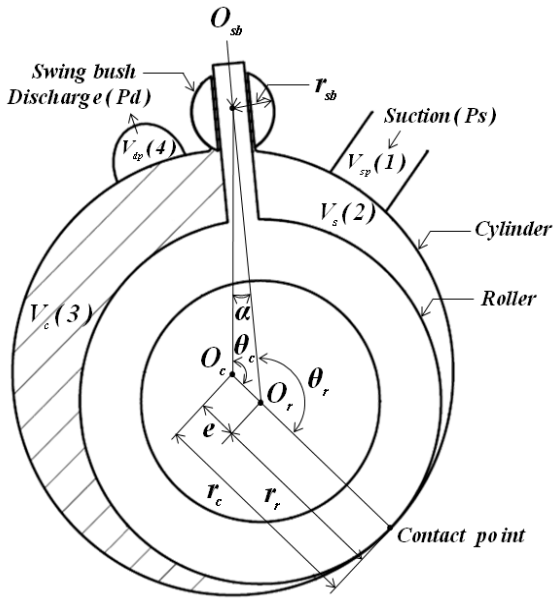


Fig. 2 Cross sectional diagram of the swing compressor.

건을 찾는 방법이 일반적으로 많이 이용되고 소개되어왔다.⁽¹⁶⁻¹⁹⁾

본 연구는 스윙 압축기의 체적을 크랭크축의 회전각에 따라 함수화한 후 냉매의 물성치에 근거한 여러 인자들을 적용시킴으로써 압력을 구하게 된다. 이러한 계산을 통해 압축기의 각 부분에 대한 힘과 손실을 구하게 되고 최종적으로 스윙 압축기의 성능해석결과를 도출하였다.

2.1 체적계산

일반적으로 압축기의 용량은 실린더의 체적에서 롤러의 체적을 제거한 것을 의미한다. Fig. 2는 스윙 압축기의 단면을 나타낸 그림으로 크랭크 각에 따른 압축실의 체적은 식(1)과 같다.

$$V_c(\theta_c) = \frac{1}{2}r_c^2h_c\theta_c - \frac{1}{2}r_r^2h_c\theta_r - \frac{1}{2}eh_c(r_c+r_{sb})\sin\theta_c + \frac{1}{2}r_{sb}h_c\tan\alpha - \frac{1}{2}t_vh_v \quad (1)$$

여기서, α 는 스윙 부쉬가 존재하는 원의 중점을 기준으로 롤러의 중점과 실린더의 중점을 통과하는 두 직선이 이루는 각이다. 이 각은 식(2)와 같다. 또한, 롤러와 실린더의 중점에 대해 롤러와 실린더의 접촉점과 스윙 부쉬가 존재하는 원의 중점이 이루는 두 개의 각들은 식(3)과 같은 상관관계를 가진다.

$$\alpha = \sin^{-1}\left(\frac{e\sin\theta_c}{r_c+r_{sb}}\right) \quad (2)$$

$$\theta_c = \theta_r + \alpha \quad (3)$$

크랭크 축의 각에 따라 베인이 실린더에 돌출되는 길이는 압축실 내부의 압력을 구하는데 있어 중요한 인자이다. 이 길이는 점 O_{sb} 와 점 O_r 이 이루는 직선을 통해 구해지며 식(4)와 같다.

$$l_{ext} = l_v - r_r - r_{sb} = -e\cos\theta_r + (r_r + r_{sb})\cos\alpha \quad (4)$$

식(1)에 표현된 스윙 압축기의 크랭크 각에 따른 체적을 함수화하는 과정은 수치해석 기법을 통한 압축기의 성능예측을 하는데 있어 기초적인 작업이다. 이러한 과정 후에 압축기의 각 부분에 대한 압력과 힘을 구하고 그에 따른 속도로 손실을 구하게 된다.

2.2 압력계산

제 2.1절에서 체적을 계산한 후 압축기의 성능해석을 위해 압력계산을 수행하였다. 실린더 내의 가스 압력을 구하기 위해 4개의 검사체적이 적용되었다. 이들은 Fig. 2에 표현된 흡입포트(V_{sp}), 흡입실(V_s), 압축실(V_c) 그리고 토출포트(V_{dp})의 체적이다.

각 검사체적에 누적되는 가스 및 오일의 질량유량은 검사 체적과 연관된 누설경로를 통해 출입하

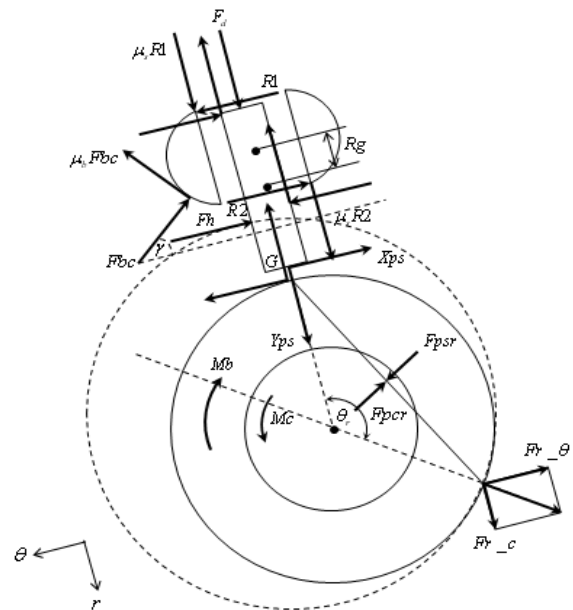


Fig. 3 Forces acting on the vane-roller and the swing bushes.

는 각 누설유량의 합과 같으므로 식(5), 식(6)과 같이 나타낼 수 있다.⁽²⁰⁾

$$\dot{m}_{gas} = \sum \dot{m}_{gas,out} - \sum \dot{m}_{gas,in} \quad (5)$$

$$\dot{m}_{oil} = \sum \dot{m}_{oil,out} - \sum \dot{m}_{oil,in} \quad (6)$$

각 검사체적 내의 질량은 식(7), 식(8)과 같고 오일 함유량과 가스 압력은 식(9), 식(10)과 같다. 그리고 압축기 내의 각 검사체적에서 가스의 압축은 가역단열과정으로 가정하였고, n은 폴리트로픽 지수로써 Refprop 7.0을 이용해 다항식의 온도 함수로 함수화하여 구한다.

$$M_{gas} = M_{gas}(0) + \int \dot{m}_{gas} dt \quad (7)$$

$$M_{oil} = M_{oil}(0) + \int \dot{m}_{oil} dt \quad (8)$$

$$x_{oil} = \frac{M_{oil}}{M_{gas} + M_{oil}} \quad (9)$$

$$p = \frac{p_{ref}}{\rho_{ref}^n} \left(\frac{M_{gas}}{V_{gas} - M_{oil}/\rho_{oil}} \right)^n \quad (10)$$

2.3 거동해석

스윙 압축기의 거동에 있어서 고려해야할 사항은 로터리 압축기와 다른 베인과 롤러가 일체화된 형상과 베인 측면부에 존재하는 두 개의 스윙 부쉬이다. Fig. 3에서는 일체화된 베인-롤러와 스윙 부쉬에 존재하는 힘들을 보여준다. 베인과 롤러가 일체화 되어있지만 각 부분에 대한 관성모멘트를 구하기 위해 임의로 분리한 후 롤러와 베인에 존재하는 두 개의 힘인 X_{ps} 와 Y_{ps} 를 이용하였다.

거동 해석을 수행하기 위해서는 각 인자들에 대한 속도와 가속도에 대한 식들이 필요하다. 제 2.1 절의 식(2)~식(4)에 의해 다음과 같은 속도와 가속도에 대한 식들이 도출된다.

$$\omega_r = \omega_c + \dot{\alpha} \quad (11)$$

$$\dot{\alpha} = \frac{d\alpha}{dt} = \frac{e \cos(\theta_c) \omega_c}{(r_c + r_{sb}) \cos(\alpha)} \quad (12)$$

$$\ddot{\alpha} = \frac{d^2\alpha}{dt^2} = \frac{e \omega_c \ddot{\alpha} \cos(\theta_c) \sin(\alpha)}{r_c + r_{sb}} - \frac{\omega_c \sin(\theta_c) \cos(\alpha)}{\cos(\alpha)^2} \quad (13)$$

$$\dot{l}_{ext} = e(\omega_c + \dot{\alpha}) \sin(\theta_r) - (r_c + r_{sb}) \dot{\alpha} \sin(\alpha) \quad (14)$$

$$\ddot{l}_{ext} = e(\omega_c + \dot{\alpha}) \cos(\theta_r)^2 + e \ddot{\alpha} \sin(\theta_r) \quad (15)$$

$$-(r_c + r_{sb}) \dot{\alpha} \cos(\alpha) - (r_c + r_{sb}) \ddot{\alpha} \sin(\alpha)$$

성능해석 프로그램에서는 거동해석을 하기위해 식(16)~식(19)를 이용하여 행렬연산을 수행하게 된다. 초기에 베인과 롤러 사이의 θ 방향의 힘인 X_{ps} 에 임의의 작은 값을 부여한 후 반복되는 연산과정을 통해 반력 R_1 , 반력 R_2 , Y_{ps} 의 값들이 계산되어진다.

$$\sum F_r = Y_{ps} - \mu_s R_1 - \mu_s R_2 + F_d - m_v (\ddot{l}_{ext} - R_g \dot{\alpha}^2) \quad (16)$$

$$\sum F_\theta = X_{ps} + F_h - R_1 + R_2 + m_v (R_g \ddot{\alpha} + 2\dot{\alpha} \dot{l}_{ext}) \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \sum M_G = & R_1 \left(\mu_s \frac{t_v}{2} - r_{sb} \right) - R_2 \left(\mu_s \frac{t_v}{2} + r_{sb} \right) \\ & + F_h \left(r_{sb} + \frac{l_{ext}}{2} \right) + X_{ps} (r_{sb} + l_{ext}) = I_v \ddot{\alpha} \quad (18) \end{aligned}$$

$$\sum M_O = M_c - M_s + r_r X_{ps} = I_r \ddot{\alpha} \quad (19)$$

여기서, I_v 는 베인이 스윙 부쉬의 중심으로 회전하는 것에 대해 베인의 무게중심을 기준으로 발생하는 관성모멘트이고 식(20)과 같다. 또한, I_r 은 롤러에 대한 관성모멘트이며 식(21)과 같다.

$$I_v = \frac{1}{12} \rho_{steel} l_v t_v h_r (t_v^2 + l_v^2) + \rho_{steel} l_v t_v h_r R_g^2 \quad (20)$$

$$I_r = \frac{1}{2} \pi \rho_{steel} h_r (r_r^4 - r_i^4) \quad (21)$$

Fig. 4는 롤러를 회전시키는 편심부가 존재하는 크랭크축에 존재하는 힘을 나타낸다. 크랭크축에 대한 힘들은 다음과 같다. 식(25)~식(28)은 메인베어링

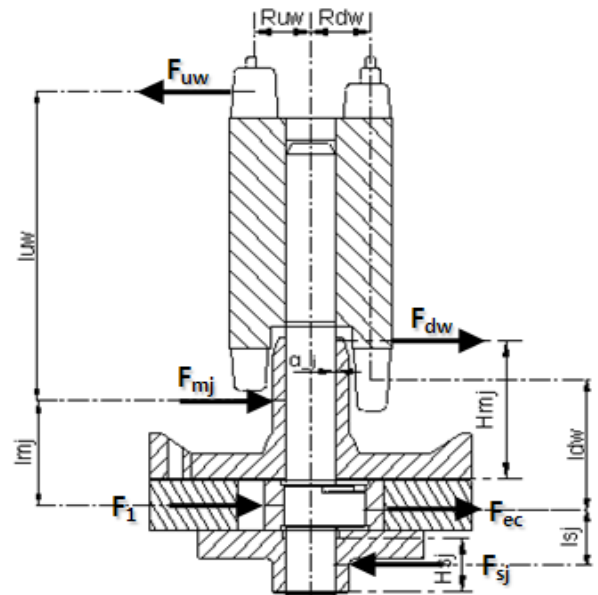


Fig. 4 Forces acting on the crank shaft.

과 보조베어링에 존재하는 힘들을 각각 반경방향과 그에 대한 접선방향으로 표현한 것이다.

$$F_{uwc} = m_{uw}r_{uw}\omega_c^2 \quad (22)$$

$$F_{dwc} = m_{dw}r_{dw}\omega_c^2 \quad (23)$$

$$F_{ec} = m_{ec}r_{ec}\omega_c^2 \quad (24)$$

$$F_{mjr} = F_{sjr} - F_{ec} + F_{uw} - F_{dw} - F_r \quad (25)$$

$$F_{mjt} = \frac{F_\theta L_{sj}}{L_{mj} + L_{sj}} \quad (26)$$

$$F_{sjr} = \frac{L_{mj}(F_{ec} - F_{uw} + F_{dw} + F_r) - F_{dw}l_{dw} + F_{uw}l_{uw}}{L_{mj} + L_{sj}} \quad (27)$$

$$F_{sjt} = -F_\theta + F_{mjt} \quad (28)$$

$$F_{mj} = \sqrt{F_{mjr}^2 + F_{mjt}^2} \quad (29)$$

$$F_{sj} = \sqrt{F_{sjr}^2 + F_{sjt}^2} \quad (30)$$

2.4 손실계산

최종적으로 스윙 압축기의 성능을 알기 위해서는 압축기 내에 존재하는 여러 인자들 간의 손실을 계산하여야 한다. 손실 계산에 관한 식들을 Table 1에 정리하였다.

3. 성능해석 결과

스윙 압축기와 롤링 피스톤형 로터리 압축기와의

Table 1 Friction losses at various sliding surfaces

Sign	Contact face	Equation	Remark
L_s	Vane/Slot at the cylinder	$\dot{x}(R_{t1} + R_{t2})$	Boundary lubrication
L_v	Vane/Swing bushes	$(M_{sb1} + M_{sb2})\dot{\alpha}$	Boundary lubrication
L_b	Roller face/ Cylinder	$\frac{\omega_r \pi \mu_{oil} (r_r^A - r_i^A)}{c_{side}}$	Fluid lubrication
L_c	Roller/ Eccentric at the cylinder	$(\omega_r - \omega_c)M_c$	Fluid lubrication
L_{mj}	Main J/B	$\omega_c r_{mj} f_{mj} F_{mj}$	Fluid lubrication
L_{sj}	Sub J/B	$\omega_c r_{sj} f_{sj} F_{sj}$	Fluid lubrication
L_{tb}	Thrust surface	$\left(r_{sj} + \frac{r_{th}}{2}\right) \omega \mu_{tb} w_{tb}$	Fluid lubrication

성능을 비교하기 위해 동일한 조건을 적용하였다. 압축기의 냉매는 R410A, 운전조건은 ARI 조건, 크랭크축의 회전수는 60 Hz(3600 rpm)로 선정하였다.

3.1 압력-체적 선도

유체(액체, 기체)를 작동물질로 하는 대부분의 유체기계에서 압력-체적 선도는 중요한 의미를 지닌다. 압축기에서도 이 선도는 전체적인 흐름을 알 수 있는 결과이다.⁽²¹⁾

Fig. 5는 롤링 피스톤형 로터리 압축기와 스윙 압축기의 크랭크 각에 따른 체적을 도시한 그래프이다. 이 체적은 Fig. 2에 빗금으로 표시된 토출포트가 존재하는 압축실의 체적(V_c)에 대한 것으로 크랭크축이 1회전 시 냉매 가스가 흡입되고 다음 1회전 시 토출되는 것을 볼 수 있다. 크랭크 각이 0°, 360°, 720° 이외의 다른 영역에서 스윙 압축기의 체적이 로터리 압축기보다 크게 나타나는 것은 크랭크축의 회전에 따라 베인이 수직으로 존재하지 않고 비스듬한 각을 가짐에 따라 체적이 증가했기 때문이다.

Fig. 6은 롤링 피스톤형 로터리 압축기와 스윙 압축기의 p-v선도를 나타낸 그래프이다. 스윙 압축기의 압력이 로터리 압축기에 비해 대체적으로 높은 것은 베인 선단부와 롤러의 외면에 존재하는 누설이 없기 때문이다. 또한, 토출 시 압력이 급증 하는 영역은 스윙 압축기의 토출포트가 베인 측면부에 존재하는 스윙 부위에 의해 구조적으로 그 위치가 제한되어 압축실 내부에 사체적이 발생하기 때문이다.

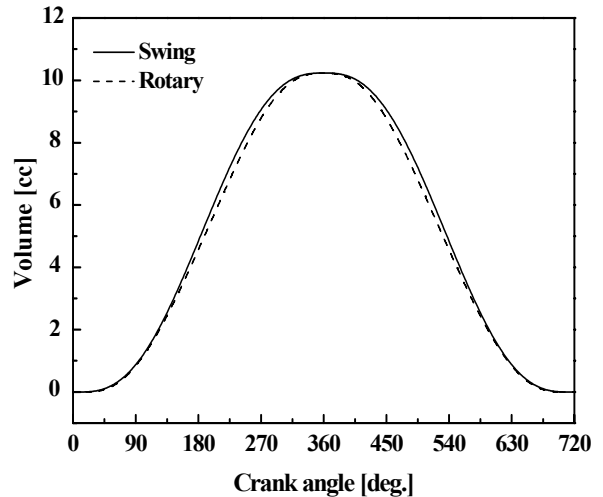


Fig. 5 Comparison of the volume diagram between swing and rotary type.

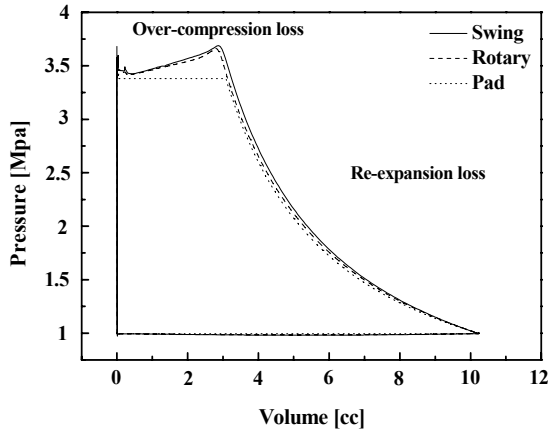


Fig. 6 Comparison of the p-v diagram between swing and rotary type.

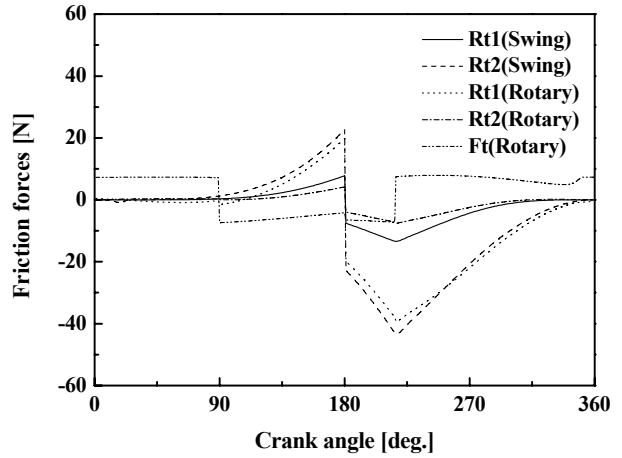


Fig. 8 Comparison of the friction forces diagram between swing and rotary type.

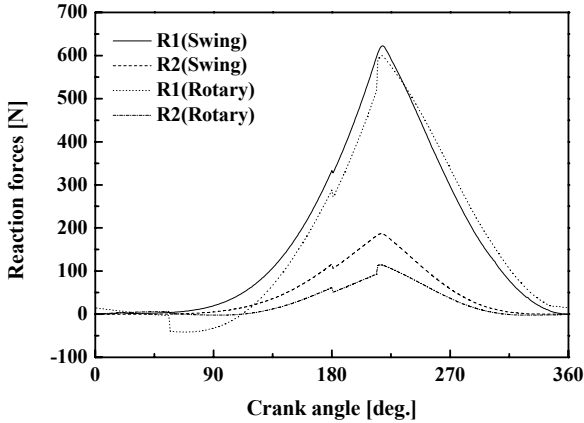


Fig. 7 Comparison of the reaction forces diagram between swing and rotary type.

3.2 힘에 대한 해석결과

앞서 제 2.2절에는 압축기 내에 존재하는 여러 힘들을 식으로 표현하였다. 이러한 식들의 계산을 통해 크랭크 각에 따른 힘이 구해진다.

Fig. 7은 크랭크 각에 따라 베인에 존재하는 반력 R_1 과 반력 R_2 를 나타낸 그래프이다. 반력 R_1 과 반력 R_2 의 위치는 Fig. 3에 나타나있다. 로터리 압축기에 비해 스윙 압축기의 반력 R_1 과 반력 R_2 는 각각 1.71%, 81.2% 증가하였다. 이는 스윙 압축기의 베인이 크랭크축에 종속적으로 움직이는 롤러와 함께 운동을 함으로써 로터리 압축기의 반력보다 증가함을 알 수 있다. 특히, 반력 R_2 의 상승폭이 크게 나타나는 것은 롤러의 회전이 직접적으로 베인에 전달되는 부분에 속해 있기 때문이다.

Fig. 8은 베인에 존재하는 반력에 의해 생기는 마

찰 힘으로 마찰계수를 곱하여 구하였다. 음의 값으로 존재하는 구간은 베인의 상하운동에 따른 힘의 방향과 관계되며 손실계산 시 양의 값으로 변환되어 계산된다. 베인 선단부와 롤러의 외면의 접촉에 의해 생기는 마찰 힘(F_t)의 경우 스윙 압축기에 존재하지 않는 힘이다.

3.3 로터리 압축기와의 성능비교

Table 2는 롤링 피스톤형 로터리 압축기와 스윙 압축기의 성능해석결과이다. 일반적으로 압축기의 손실에 대해서는 크게 기계손실과 가스손실로 구분할 수 있다. 기계손실에서 베인과 스윙 부쉬간의 손실(Vane/Swing bush)과 베인 선단부와 롤러외면간의 손실(Vane/Roller)의 경우 두 압축기의 구조상 독립적으로 존재하는 손실이다. 또한, 압축기의 성능을 알 수 있는 냉방능력(Q_c), 압축기 일(W_c) 그리고 에너지 효율 비(EER)가 표현되어 있다.

기계손실에서 스윙 압축기의 경우 베인과 롤러의 일체화로 인해 롤러의 회전이 제한된다. 이로 인해 롤러내면과 크랭크축에 존재하는 편심부간의 상대속도가 증가하게 된다. 그 결과 스윙 압축기의 롤러와 편심부간의 손실(Roller/Eccentric)이 로터리 압축기에 비해 39.4% 증가하였다. 이로 인해 스윙 압축기의 기계손실이 로터리 압축기에 비해 7.9% 증가하였다.

가스손실에서 일반적으로 로터리 압축기의 토출 포트는 가스의 토출을 원활하게 하기 위해 베인 슬롯과 최대한 가까이 위치한다. 그러나 스윙 압축기

Table 2 Comparison of performance analysis

Type	Rotary		Swing	Difference
	Sim. data	Exp. data	Sim. data	Sim. data
EER	10.79	10.879	11.19	+0.4
Qc [Btu/hr]	10605	10838.7	11315	+710
Wc[W]	982.8	996.3	1011.3	+28.5
Mechanical loss[W]	91.1	-	98.3	+7.2
Vane/Swing bush	-	-	6.49	-
Vane/Roller	9.8	-	-	-
Vane/Vane slot	33.5	-	36.4	+2.9
Roller/Eccentric	19.5	-	26.9	+7.4
Roller face/Cylinder	0.007	-	0.015	+0.008
Thrust surface	4.09	-	4.095	+0.005
Main bearing	9.13	-	8.40	-0.73
Sub bearing	15.0	-	16.0	+1.0
Gas loss[W]	51.1	-	70.5	+19.4
Suction	6.42	-	7.75	+1.33
Over-compression	33.7	-	40.9	+7.2
Re-expansion	10.9	-	21.9	+11.0

의 토출포트는 베인 측면에 존재하는 구조물인 스윙 부쉬로 인해 그 위치가 제한된다. 이로 인해 실린더 내에 사체적이 존재하게 되며 부분적인 압력 상승이 발생한다. 그 결과 부분적인 과압축 손실이 발생하게 된다. 또한 로터리 압축기에 비해 고온고압의 상태가 된 압축실에 잔존해 있던 냉매 가스가 흡입실로 유입되면서 재팽창 손실이 크게 증가한다. 결과적으로 스윙 압축기의 과압축 손실과 재팽창 손실이 로터리 압축기에 비해 각각 21.4%, 101% 증가하였다. 이로 인해 스윙 압축기의 가스손실은 로터리 압축기에 비해 38.0% 증가하였다.

스윙 압축기의 전체손실이 로터리 압축기에 비해 증가함에도 불구하고 압축기의 성능을 나타내는 에너지 효율 비는 3.71% 높게 나타났다. 이는 스윙 압축기의 토출유량이 로터리 압축기에 비해 6.68% 증가하여 냉방능력이 6.69% 증가하였기 때문이다.

스윙 압축기의 토출유량이 증가한 이유로는 Fig. 5에서 볼 수 있듯이 크랭크 각에 따른 체적 증가로 인해 흡입유량이 증가하고 베인 선단부와 롤러외면 간의 누설이 발생하지 않기 때문이다.

4. 결 론

본 연구는 수치해석적인 방법으로 압축기의 성능에 대한 정량적인 평가를 수행하였으며, 스윙 압축기에 대해 다음과 같은 주요 결과를 얻었다.

(1) 스윙 압축기의 구조 상 가스가 누설되는 부분이 줄어들어 인체 토출유량이 로터리 압축기에 비해 6.68% 증가하였다. 또한, 스윙 압축기의 구조 상 존재하는 사체적으로 인해 토출 시 압력이 상승하였다.

(2) 롤러와 베인이 일체화되고 롤러가 베인에 의해 그 거동이 제한되어 편심부와의 마찰손실이 증가하여 기계손실에서 롤러내면과 편심부간의 손실이 37.9% 증가하였다.

(3) 로터리 압축기보다 스윙 압축기의 냉방능력과 압축기 일이 각각 6.69%, 2.90% 상승하였고, 냉방능력의 상승폭으로 인해 에너지 효율 비는 3.71% 향상되었다.

후 기

본 연구는 LG전자의 지원에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다(No. 2011-0001539).

참고문헌

1. Cho, I. S. and Jung, J. Y., 2010, Lubrication characteristics of a rotary compressor used for refrigeration and air-conditioning systems, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 24, No. 4, pp. 851-856.
2. Lee, S. Y. and Hwang, S. W., 1997, Lubrication Analysis at the Vane and Slot Parts of Rotary Compressors, *Proceedings of the Korean Society of Tribologist and Lubrication Engineers*, Vol. 25, pp. 136-141.
3. Kim, H. Y. and Kim, H. J., 2008, Analysis of Oil Supply System of a R134a Rotary Vane Compressor, *Proceedings of the SAREK Winter Annual Conference*, pp. 113-118.
4. Jung, H. W., Yoon, W. J., Chung, H. J., and Kim, Y. C., 2010, Experimental study on a refrigeration system with parallel evaporators using R600a, *Proceedings of the KSME Spr-*

- ing Annual Conference, pp. 365-370.
5. Okada, K. and Kuyama, K., 1982, Motion of rolling piston in rotary compressor, Proceedings of the Purdue compressor technology conference.
 6. Yanagisawa, T. and Shimizu, T., 1985, Leakage losses with a rolling piston type rotary compressor, I. Radial clearance on the rolling piston, International Journal of Refrigeration, Vol. 8, No. 2, pp. 75-84.
 7. Rodgers, J. and Nieter, J., 1996, Comprehensive Analysis of Leakage in Rotary Compressor, Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 287-293.
 8. Padhy, S. K., 1994, Dynamic Analysis of a Rotary Compressor, Journal of Mechanical Design, Transactions of the ASME, Vol. 116, pp. 639-646.
 9. Park, M. W., 1992, A Study on the Performance of Rotary Compressor with Hydrocarbon Refrigerant Mixtures, MS thesis, Korea University, Seoul, Korea.
 10. Kang, T. S., Kim, H. J., Lee, S. J., and Choi, D. H., 1998, Analysis of Frictional Loss for the Rolling Piston Type Rotary Compressor, Proceedings of the KSME Spring Annual Conference A, pp. 678-683.
 11. Yanagisawa, T. and Shimizu, T., 1985, Friction losses in rolling piston type rotary compressor. III, International Journal of Refrigeration, Vol. 8, No. 3, pp. 159-165.
 12. Jun, Y., 2002, Mechanical loss analysis of inverter controlled two cylinder type rotary compressor, Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. C5-6.
 13. Kim, H. J., 2002, A study on the Gas Pulsation in a Rotary Compressor, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 14, No. 8, pp. 648-655.
 14. Liu, C., Yang, J. and Su, Z., 2001, Numerical analysis of mechanical losses of swing compressor, Imechc Conference Transactions, Vol. 7, pp. 271-278.
 15. Tanaka, S., Zuo, S., and Hikam, A., 2008, Measurement of Oil Film Thickness between Bush and Blade in Swing Type Refrigerant Compressor, Transactions of the JSRAE, Vol. 25, No. 4, pp. 375-382.
 16. Kim, H. J., Lee, T. J., Park, S. K., and Hwang, I. S., 2001, A Study on the Optimum Design for the Discharge Port of a R410A Rotary Compressor, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 12, pp. 1245-1254.
 17. Ooi, K. T. and Wonga, T. N., 1997, A computer simulation of a rotary compressor Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 4, pp. 351-358.
 18. Ooi, K. T., 2008, Assessment of a rotary compressor performance operating at transcritical carbon dioxide cycles, Applied Thermal Engineering, Vol. 17, pp. 65-78.
 19. Kim, H. J., Nam, B. Y. and Lee, G. Y., 2006, Analytical Study on the Performance of a Rotary vane compressor, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 18, No. 4, pp. 351-358.
 20. Kim, H. J., Kim, W. Y. and Ahn, J. M., 2010, Orbiting compressor for residential air-conditioners, International Journal of Refrigeration, Vol. 33, No. 1, pp. 95-106.
 21. Lee, T. J., Kim, K. B., Lee, S. W. and Lee, G. H., 2010, Numerical analysis and Experimental result comparison of Variable swash plate compressor, Proceedings of the SAREK Winter Annual Conference, pp. 289-294.