

베인-롤러 일체형 로타리 압축기

안 종 민*, 김 현 진†, 강 승 민**

*인천대학교 대학원, † 인천대학교 기계공학과, **LG전자 HACC 연구소

Rotary compressor with combined vane and roller

Jong Min Ahn*, Hyun Jin Kim†, Seoung Min Kang**

*Graduate School, University of Incheon, Incheon 402-749, Korea

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

**HACC Laboratory, LG Electronics, Changwon 641-711, Korea

ABSTRACT: In this paper, a rolling piston rotary compressor having a combined vane and roller unit has been introduced. In a conventional rotary compressor, sliding motion takes place between the vane nose and roller. By combining the vane and the roller in one unit, gas leakage through a clearance between the vane nose and the roller can be eliminated, and the frictional loss between them can also be reduced to almost nought. Compressor model with the combined vane and roller has been fabricated and tested in a compressor calorimeter and computer simulation program has been developed to confirm merits of the new mechanism. In a test, cooling capacity has been found to be increased by 1.4%, and the compressor input decreased by 0.3%, resulting in 1.7% increased in EER. Simulation program confirmed the calorimeter test results and the merits of the new model as mentioned above.

Key words: Rotary compressor(로타리 압축기), Cooling capacity(냉방능력), Compressor work (압축기일), EER(에너지효율향상비)

기 호 설 명

b	: 베인 폭 [m]
F	: 힘 [N]
H_c	: 실린더 높이 [m]
I	: 관성모멘트 [$\text{kg}\cdot\text{m}^2$]
k	: 베인 스프링 상수 [N/m]
L	: 손실 [W]
M	: 질량 [kg]
\dot{m}	: 질량유량 [kg/s]
P	: 압력 [Pa]
T	: 토크 [N-m]
V	: 체적 [m^3]
v_r	: 롤러 선속도 [m/s]
\ddot{x}	: 베인 가속도 [m/s ²]

그 리 스 문 자

α, α_1	: Fig. 2에서 정의되는 각도 [°]
μ	: 마찰계수, 오일점도 [Pa-s]
ρ	: 밀도 [kg/m^3]
ω	: 각속도 [rad/s]

하 첨 자

b	: 흡입실
c	: 압축실, 크랭크 편심부
e	: 편심
h	: 베인 측면
i	: 롤러 내경
k	: 스프링
m	: 관성력
r	: 롤러

† Corresponding author

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

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

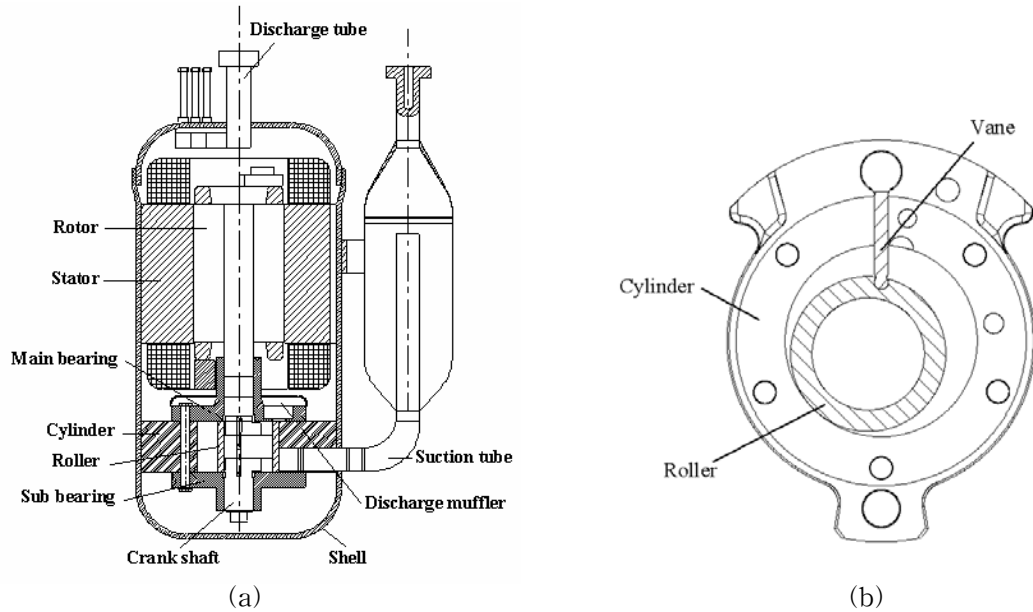


Fig. 1 Schematic of a rolling piston rotary compressor

- t : 베인 선단
- v : 베인
- θ : 접선방향

1. 서론

룸 에어컨이나 패키지 에어컨 등에 사용되는 냉매 압축기에는 주로 롤링 피스톤 로타리식이 사용되고 있다. 이는 스크롤식에 비해 저진동·저소음등의 정숙한 운전은 어렵지만 생산 비용 측면에서 월등한 경쟁력을 지니고 있기 때문이다. Fig. 1(a)는 전형적인 롤링 피스톤 로타리식 압축기의 단면을 보여준다. 흡입포트를 통해 유입된 냉매가 흡입-압축-토출과정을 거쳐 상단의 토출머플러로 분출된 후 압축기 셸 내부에서 모터부를 지나 상단 공간까지 이동하고 최종적으로 응축기로 보내지게 된다. 롤링 피스톤 로타리식 압축기에서 베인과 롤러는 흡입실과 압축실을 분리해주는 역할을 하는 부품이며 베인 선단과 롤러 외면 사이의 상대운동은 선접촉을 이루는 미끄럼 운동이다. 여기서 흡입실과 압축실의 압력 차이에 기인한 가스의 누설이 발생하며 또한, 경계 윤활로 인해 마찰 손실이 크게 발생된다. 이러한 구조에서 베인과 롤러의 선접촉 미끄럼 운동을 면접

촉 구름 운동으로 변경하여 가스의 누설 길이를 길게 해줌으로써 누설량을 없애고, 베인 선단에서의 마찰 손실도 감소시켜 압축기 성능의 향상을 도모하고자 한다. Fig. 1(b)는 새롭게 제안된 베인-롤러 일체형 로타리 압축기의 압축부 형상을 보여준다. 본 연구는 기존의 롤링 피스톤 로타리식 압축기에서 베인과 롤러의 상대운동을 미끄럼 운동에서 구름 운동으로 바꾸어 주는 구조를 갖는 압축부를 소개하고 이를 실험을 통한 성능 향상 정도를 비교하였으며, 또한 해석적으로 접근하여 성능 향상의 원인을 분석하였다.

2. 성능해석 이론

기존의 롤링 피스톤 로타리 압축기 성능해석 이론은 참고문헌⁽¹⁾⁽²⁾등에 잘 나와 있으며, 본 연구 대상인 베인-롤러 일체형(이하 super EER 모델)의 경우는 베인과 롤러의 미끄럼 상대 속도를 0으로 제한하여 구할 수 있다. 이 절에서는 체적선도 계산, 운동부재 해석 등의 차이점을 위주로 기술하고자 한다.

2.1 체적선도 계산

베인-롤러 일체형의 모델에서 크랭크각의 변

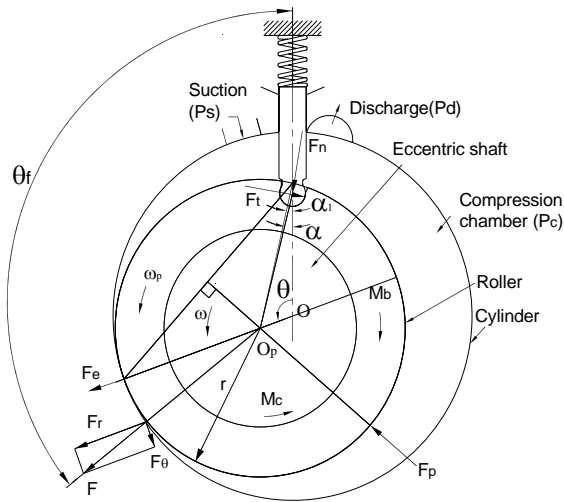


Fig. 2 Forces acting on the roller

화에 따른 체적변화는 식(1)과 같다.

$$V_c = V_{in} - \frac{1}{2} H_c R_c^2 \theta + \frac{1}{2} H_c R_r^2 (\theta + \alpha_1) + \frac{1}{2} H_c (R_r \cdot \cos \alpha_1 + e \cdot \cos \theta) \cdot e \cdot \sin \theta - \frac{1}{2} H_c t_v x \quad (1)$$

여기서, $\alpha_1 = \sin^{-1} \left(\frac{e \cdot \sin \theta}{R_r} \right)$

또한 롤러의 외경을 기준으로 베인의 돌출량은 식(2)와 같이 표현된다.

$$x = (R_r - R_v) - \left\{ (R_r - R_v) \cdot \cos \alpha + e \cdot \cos \theta \right\} \quad (2)$$

여기서, $\alpha = \sin^{-1} \left(\frac{e \cdot \cos \theta}{R_r - R_v} \right)$

2.2 운동부재 해석

롤러

Fig. 2은 롤러에 작용하는 힘들을 보여준다. 이 힘들의 평형으로부터 크랭크 편심부가 롤러에 작용하는 힘 F 를 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$F_r = F_p \cos \frac{\theta + \alpha_1}{2} - F_n \cos(\theta + \alpha_1) - F_t \sin(\theta + \alpha_1) + F_e \quad (3)$$

$$F_\theta = -F_p \sin \frac{\theta + \alpha_1}{2} + F_n \sin(\theta + \alpha_1) - F_t \cos(\theta + \alpha_1) \quad (4)$$

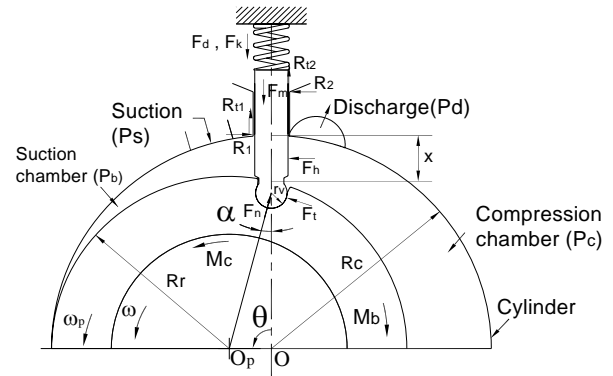


Fig. 3 Forces acting on the vane

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_\theta^2} \quad (5)$$

여기서 F_e 와 F_p 는 각각 롤러의 원심력과 가스력으로 식(6),(7)과 같다.

$$F_e = m_p e \omega^2, F_p = 2rl(P_c - P_b) \sin \frac{\theta + \alpha_1}{2} \quad (6),(7)$$

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

$$M_b = 2\pi\mu\omega_p (r^4 - r_c^4) / \delta_b \quad (8)$$

또한 롤러에 작용하는 힘 F 로 인해 일어나는 마찰 토크 M_c 는

$$M_c = r_i f_r F \quad (9)$$

여기서 마찰 계수 f_r 는 크랭크 편심과 롤러 내면이 이루는 형상을 저널-베어링으로 간주하여 Sommerfeld 수와 베어링 세장비의 함수로 식(10)와 같이 구할 수 있다.

$$f_r = f_r(S_f, \frac{L}{D}) \quad (10)$$

따라서 롤러에 작용하는 모멘트의 평형은 식(11)과 같다.

$$I_p \dot{\omega}_p = M_c - r F_t - M_b \quad (11)$$

한편 롤러와 베인 선단(nose)에서 상대 선속

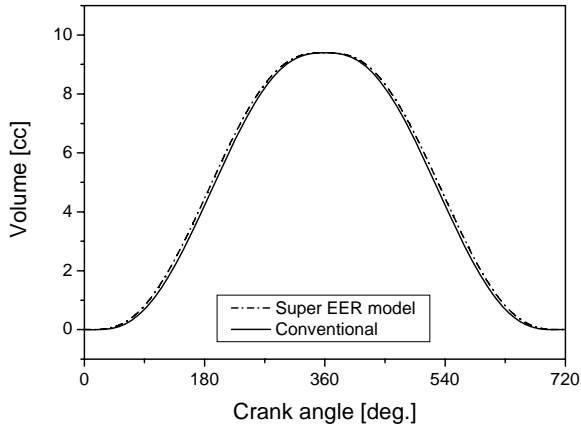


Fig. 4 Volume diagram

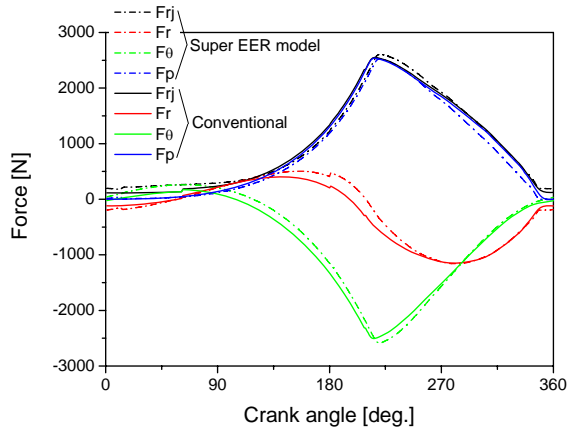


Fig. 6 Various Forces acting on the roller

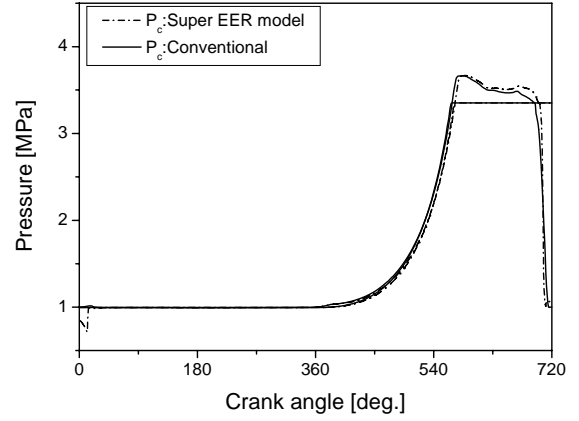


Fig. 5 Pressure vs. crank angle

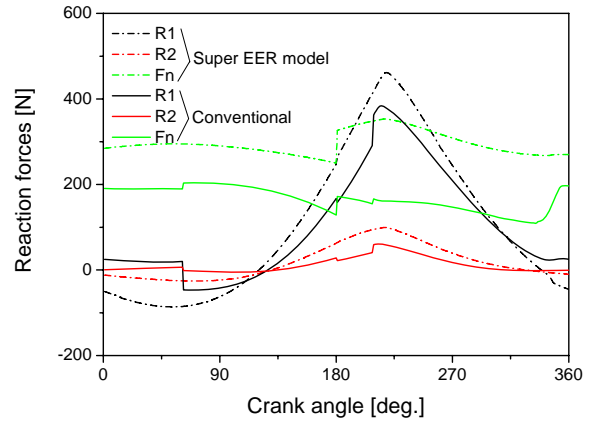


Fig. 7 Pressure vs. crank angle

도는 식(12)로 정의되는데

$$v_r = R_r \cdot \omega_p + e \cdot \omega \frac{\cos \theta}{\cos \alpha} \quad (12)$$

롤러와 베인 일체형의 구조에서는 선속도가 $v_r = 0$ 이 되므로 롤러의 각속도 및 각가속도는 각각 식(13) 및 식(14)로 구해진다.

$$\omega_p = -\frac{\omega}{R_r} \cdot \frac{e \cdot \cos \theta}{\cos \alpha} \quad (13)$$

$$\dot{\omega}_p = -\frac{e \cdot \omega^2}{R_r} \left\{ \frac{-\sin \theta}{\cos \alpha} - \frac{\cos \theta}{\cos^2 \alpha} \cdot \frac{\sin \alpha}{\cos \alpha} \cdot \frac{e \cdot \sin \theta}{R_r - R_v} \right\} \quad (14)$$

따라서 롤러에 작용하는 모멘트 평형식(11)에서 F_t 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$F_t = \frac{M_c - M_b - I \dot{\omega}_p}{R_i} \quad (15)$$

베인

베인에 작용하는 힘과 모멘트의 평형은 Fig. 3에서

$$F_h + R_2 - R_1 + F_t \cos \alpha - F_n \sin \alpha = 0 \quad (16)$$

$$F_d + F_k + F_m - R_{11} - R_{12} - F_t \sin \alpha - F_n \cos \alpha = 0 \quad (17)$$

$$R_2(x + L_s + r_v) - R_{11}(x + r_v) + F_h(x/2 + r_v) + b(R_{12} - R_{11})/2 = 0 \quad (18)$$

여기서,

$$F_t = \frac{M_c - M_b - I \dot{\omega}_p}{R_i} \quad (19)$$

$$F_d = l b p_{12} - l p_c \left(\frac{b}{2} - r_v \right) - l p_b \left(\frac{b}{2} - r_v \right) \quad (20)$$

$$R_{11} = \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} \mu_s R_1, \quad R_{12} = \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} \mu_s R_2 \quad (21), (22)$$

$$F_h = x l (p_c - p_b), \quad F_k = k(x_0 - x), \quad F_m = -m_v \ddot{x} \quad (23), (24), (25)$$

베인 운동방정식은 아래와 같이 행렬로 표현하여 미지의 반력 R_1, R_2, F_n 을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} -1 & 1 & -\sin\alpha \\ -\text{sign}\cdot f_s & -\text{sign}\cdot f_s & -\cos\alpha \\ m_{r1} & m_{r2} & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} R_1 \\ R_2 \\ F_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -F_h - F_l \cos\alpha \\ -(F_d + F_m + F_k) + F_l \sin\alpha \\ m_h \cdot F_h \end{bmatrix} \quad (26)$$

여기서,

$$m_{r1} = x + r_v + \text{sign}\cdot f_s \cdot \frac{b}{2} \quad (27)$$

$$m_{r2} = x + L_s + r_v + \text{sign}\cdot f_s \cdot \frac{b}{2} \quad (28)$$

$$m_h = \frac{x}{2} + r_v \quad (29)$$

3. 계산 결과 및 고찰

압축기 냉매로는 R410A를 사용하였고 성능해석 계산을 위해 사용된 운전 조건은 ASHRAE-T를 사용하였으며 압축기 주파수는 50Hz이다. 이 절에서는 Super EER 모델이 전형적인 롤링 피스톤 로타리 압축기와의 차이점을 설명하고자 한다.

Fig. 4는 두 모델의 체적선도를 보여준다. Super EER 모델의 흡입 및 압축과정이 다소 다름을 알 수 있다. Fig. 5는 $p-\theta$ 선도를 보여준다. Super EER 모델에서의 압축이 미세하게 늦게 진행되지만 전체적으로는 두 모델의 압축과정이 거의 비슷한 경향을 보인다. Fig. 6은 롤러에 작용하는 가스력을 보여준다. 두 모델이 거의 비슷한 힘의 변화를 나타낸다. Fig. 7은 베인에 작용하는 반력을 보여준다. 베인 슬롯에서의 반력 R_1, R_2 의 변화 양상은 비슷하나 Super EER 모델이 변동폭이 더 크다. 또한 베인의 선단에서의 반력이 Super EER 모델이 100N~150N정도 항상 크게 작용하는 것을 알 수 있다. 이렇게 F_n 힘이 차이가 나는 주된 이유는 Fig. 8에서 보듯이 베인 후방에 작용하는 배압력이 다르기 때문이다. Fig. 9는 베인에서의 각종 마찰력을 보여준다. 베

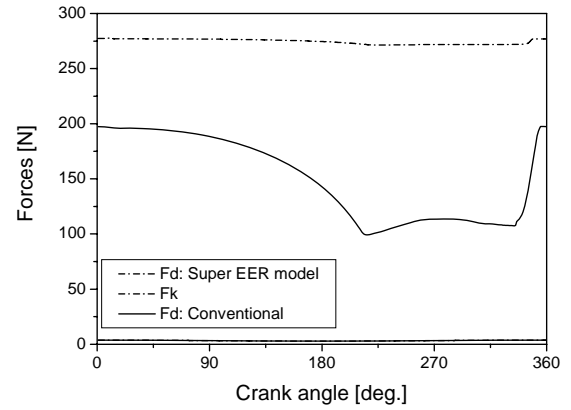


Fig. 8 Back pressure force acting on the vane

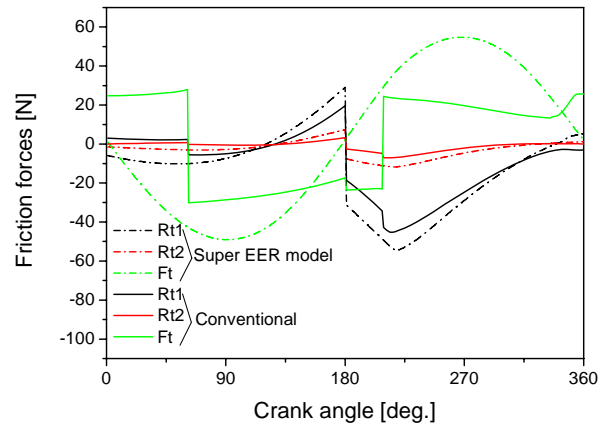


Fig. 9 Friction forces on the vane

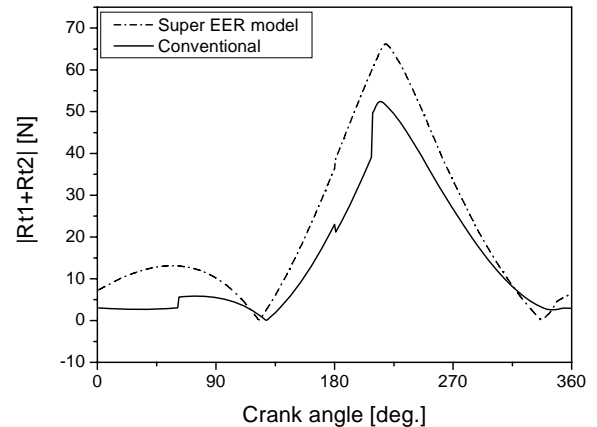


Fig. 10 Comparison of vane/slot friction force between conventional model and Super EER model

인선단에서의 마찰력이 두 가지 모델에서 상이한 경향을 보이며 전반적으로 마찰력은 Super EER 모델에서 변동폭이 다소 크게 나타난다. Table 1

Table 1 Comparison of compressor performance between conventional model and super EER model

	Simulation			Experiment
	Conventional	Super EER model	Difference	
EER	100	101.33	+0.14	+0.18
Wc[W]	100	100.12	+1.10	-3.0
Qc[Btu/hr]	100	101.43	+136.6	+135

Table 2 Comparison of various efficiencies between conventional model and super EER model

Efficiency[%]	Conventional	Super EER model	Difference
η_v	100	101.51	1.51
η_{ad}	100	99.38	-0.62
η_{mech}	100	100.57	0.57
η_{motor}	100	100	0.00
η_{comp}	100	100.66	0.66

은 두 모델의 성능 비교를 보여준다. 성능해석에 있어서 Super EER 모델이 냉력은 136.6 Btu/hr 증가하고 압축기 입력은 1.1 W 증가해서, EER은 0.14 증가하였다. 실험 결과와 비교했을 때 냉력은 해석 결과와 비슷한 수준으로 향상되었고 입력은 실험에서 더 많은 감소를 보였으며 EER 향상은 0.18로 해석 결과보다는 더 좋은 결과를 보였다. 이러한 성능 향상의 원인을 각종 효율의 비교를 통해 분석해 보고자 한다.

Table 2에서 보듯이 Super EER 모델이 체적효율은 1.51% 높고, 단열압축효율은 -0.62% 낮으며 기계효율은 0.57% 높게 평가 되었다. Super EER 모델은 베인 선단에서 압축실과 흡입실 사이의 누설이 없는 구조를 택하고 있어서 이 누설의 감소만큼 냉력이 증가된 것으로 판단된다.

Table. 3에서 보면, Super EER 모델에서 체적효율의 향상으로 인한 가스 압축일이 11.75% 증가하였기 때문에 단열압축효율이 -0.62% 낮게 계산되었다. 한편 기계효율을 손실분석에서 두드러진 차이는 베인 선단의 마찰 손실은 25.08%로 감소하였고 베인 슬롯의 마찰손실은 13.05% 증가한 것이다. 베인 선단의 경우, 롤러와 베인의 상대적인 미끄럼 운동 속도가 거의 없어 마찰 손실

Table 3 Comparison of loss breakdown between conventional model and super EER model

	Conventional	Super EER model	Difference
Lmech	100	89.77	-10.23
Vane/roller	25.53	0.45	-25.08
Vane/slot	23.54	36.59	13.05
Roller/Eccentric	49.94	51.71	1.77
Roller Face/Cylinder	0.02	0.05	0.02
Thrust surface	0.97	0.97	0.0
Main J/B	18.08	18.41	0.33
Sub J/B	26.80	27.06	0.26
Lgas_comp	100	111.75	11.75
Suction loss	3.10	3.25	0.15
Overcomp. Loss	90.63	97.60	6.97
Re_exp. and heat loss	6.27	10.90	4.62

이 매우 작게 나타났고 베인 슬롯의 경우, Fig. 10에서 보듯이 Conventional 모델보다 Super EER 모델이 다소 큰 반력을 나타내기 때문이다.

4. 결론

롤링 피스톤 로타리 압축기에서 베인과 롤러의 상대 운동을 미끄럼에서 구름 운동으로 바꾸어 주는 메카니즘에 대한 개념을 소개하였고 이를 해석적 및 실험적으로 검토하여 두 모델의 성능 비교를 통한 베인-롤러의 구름 운동의 효과를 정량적으로 평가하였다. 향후 베인과 롤러의 구름 운동부분에 대해서 양산성을 고려한 설계로 실제 제품으로 구현이 가능하다고 판단된다.

참고문헌

1. Yanagisawa, T., 1982, Motion analysis of rolling piston in rotary compressor, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.48, No.429, pp.409-421.
2. Kim, H. J., 2008, Development of performance analysis program for optimal design of R410A rotary compressor, University of Incheon Technical Report.
3. 강승민, 2009, 베인&롤러 일체형 로타리 압축기, 출원번호 10-2009-0003514