

이중용량 왕복동 압축기 신뢰성 확보에 대한 연구

A Study on the Reliability of a Dual Capacity Reciprocating Compressor

김종봉^{1,✉}
Jong-Bong Kim^{1,✉}

1 서울산업대학교 자동차공학과 (Department of Automotive Engineering, Seoul National Univ. of Tech.)
✉ Corresponding author: jbkim@snut.ac.kr, Tel: 02-970-6434

Manuscript received: 2008.8.25 / Revised: 2009.1.18 / Accepted: 2009.3.24

Due to environmental issues, the development of low energy consumption products has become one of the main topics in the home appliance industry. The energy consumption of a refrigerator depends on the efficiency of its compressor as well as on the refrigerator cycle design, such as the capacity modulation. In this study, a dual capacity, i.e., two-step capacity modulation (TCM), reciprocating compressor is developed. In a TCM compressor, capacity modulation is achieved by changing the dead volume in the cylinder. Instead of a concentric sleeve, an eccentric sleeve, a key, and a spring are used to change the dead volume for the clockwise and counterclockwise rotation of a motor. When the compressor changes its operating mode from full capacity to partial capacity or in opposite direction, the key may collide with the eccentric sleeve. The structural reliability and mode change reliability were confirmed by analysis and experiment.

Key Words: Capacity Modulation (용량가변), Reciprocating Compressor (왕복동 압축기), Energy Saving (에너지 절약)

1. 서론

냉장고 또는 에어컨의 냉매를 압축하는 압축기의 성능은 1970년대 이후 비약적으로 개선되어 최근에는 압축기 단품의 성능은 거의 한계에 이르렀다고 볼 수 있다. 현재도 추가적으로 성능을 개선하려는 노력이 시도되고는 있지만, 최근 압축기에 관한 연구는 대체 냉매를 사용한 압축기의 개발,^{1,2} 새로운 방식의 압축기 개발,^{3,4} 그리고 냉장고 및 에어컨의 사이클을 개선하여 시스템 효율을 개선하려는 연구가⁵⁻¹⁵ 증가하고 있는 추세다. 본 연구도 냉장고용 왕복동 압축기의 압축 용량을 2 단으로 조절하여 냉장고에서 사이클 효율을 개선할 수 있도록 하는데 목적이 있다.

냉장고 개발에 있어서 필수적으로 요구되는 2 가지 성능요구조건은 냉각 속도와 소비전력이다.

냉각 속도를 빠르게 하기 위해서는 큰 용량의 압축기가 필요하고, 소비전력을 작게 하기 위해서는 적절히 작은 용량의 압축기가 필요하다. 즉, 두 가지 요구 조건은 서로 상충한다. 냉장고가 정상적으로 작동하는 동안에는 적은 용량의 압축기로도 충분하고 적은 소비전력으로 냉장고 가동이 가능하지만, 냉장고를 처음 작동하였을 때 냉각 속도를 맞추기 위해서 보다 큰 압축기를 설치하여야 한다. 그렇기 때문에, 용량이 큰 압축기가 고압으로 작동하여 신뢰성 확보도 어렵고, 정지하고 작동하는데 에너지도 많이 소모가 되어 높은 소비전력이 요구된다.⁸ 이런 단점을 보완하기 위해 다중용량 압축기에 대한 개발이 활발히 진행되고 있다.

Beetom 과 Pham,⁹ 그리고 Oh 등¹⁰은 저냉각 동안에는 일정량의 냉매를 압축하기 않고 우회시키는 방법에 대해 연구하였다. 하지만 이 방법은 우

회하기 전에 이미 냉매가 어느 정도 압축이 되고 고온의 주위로부터 열을 받아 온도도 올라가기 때문에 손실이 크다. Lee 등⁷과 Xiaosong 등¹¹은 대형 시스템 에어컨에 많이 적용되는 여러 개의 압축기를 이용하여 용량을 조절하는 방법에 대해 연구하였고, Powers¹²는 두개의 실린더를 가지는 왕복동 압축기에서 편심 슬리브를 이용하여 하나의 실린더를 “정지” 또는 “작동”으로 변환할 수 있도록 하여 용량을 가변하는 TS 압축기를 개발하였다. Shimura 등,¹³ Ischii 등,¹⁴ 그리고 Park 등¹⁵은 인버터 모터를 적용하여 압축기 회전 속도를 제어하여 압축용량을 조절하는 인버터 압축기 개발에 대해 연구하였다.

압축 용량을 조절하여 소비전력을 개선하고자 하는 연구는 대용량 시스템에 주로 적용되었다. 왜냐하면, 압축 용량 조절을 위해 추가적으로 소요되는 압축기 가격이 대용량 시스템의 경우 전체 시스템 가격에 비해 큰 비율을 차지하지 않기 때문이다. 냉장고나 작은 용량의 에어컨의 경우 추가적인 압축기 비용이 전체 시스템 비용에서 큰 비율을 차지하기 때문에 적용에 어려움이 있었다.

냉장고의 경우 압축기 회전속도를 조절하는 인버터 압축기가 주로 적용이 되었다. 그러나, 인버터 압축기의 경우 가격이 비싸기 때문에 기계적으로 압축 용량을 가변 하고자 하는 연구가 수행되었다. 기계적인 용량가변 압축기에 대한 연구는 인버터 압축기가 개발되기 전부터 수행 되었다.¹⁶ 인버터 압축기 개발 이후 기계적인 용량가변 압축기에 대한 연구가 잠시 위축되었지만, 압축기 및 냉장고에 대한 가격경쟁이 심화되면서 다시 관심을 가지게 되었다.

Bae 등¹⁷은 냉장고 소비전력 개선을 위해 기계적으로 압축 용량의 조절이 가능한 압축기를 개발하였다. 압축기 용량 가변을 위해 기존의 왕복동 압축기에서 사용되던 동심 슬리브 대신 편심 슬리브를 이용하였다. 모터가 시계방향으로 회전할 경우 편심 슬리브의 위치 조정으로 인해 피스톤의 행정거리가 커지고, 반시계 방향으로 회전할 경우 행정거리가 작아지도록 편심 슬리브가 설계되었다. Bae 등¹⁷은 이와 같은 모터의 회전 방향에 따라 슬리브를 정확하게 위치시키기 위한 방법에 대해 연구하여 결과를 발표하였다.

본 연구에서는 Bae 등¹⁷이 발표한 모드변환을 포함하여 이중 용량 왕복동 압축기 개발과 관련된 신뢰성 확보에 관해 연구하였다. 압축기가 시계방

향으로 회전(정회전)할 때는 많은 양의 냉매를 압축하고, 반시계 방향으로 회전(역회전)할 때는 적은 양의 냉매를 압축한다. 그렇기 때문에 정회전에서 역회전으로 변환할 때나, 역회전에서 정회전으로 변환할 때는 반드시 정지해야 한다. 그리고 모드 변환이 일어날 때와 압축기가 정지할 때 키가 편심 슬리브와 충돌한다.¹⁷ 이런 충돌로 인해 부품의 신뢰성이 취약해 지기 때문에 신뢰성 확보가 중요하다. 본 연구에서는 이와 같이 이중용량 압축기를 개발하는데 있어 새롭게 검증해야 할 신뢰성에 대해서 연구하였다.

2. 이중용량 모드변환 설계

2.1 이중용량 왕복동 압축기 구조

본 연구에서 개발한 이중용량 압축기 구조는 Bae 등¹⁷의 문헌에 자세히 기술되어 있다. 안전하게 고냉력에서 저냉력으로, 또는 저냉력에서 고냉력으로 변환하기 위해 Fig. 1 과 같은 구조로 크랭크 핀 부위가 설계가 되었다.

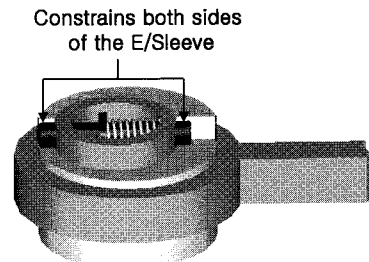


Fig. 1 A new latching system design with an eccentric sleeve, a key and a spring

압축기가 정지해 있을 때는 스프링에 의해서 키(Key)가 회전 중심의 안쪽으로 진행하여 편심 슬리브의 한쪽만으로 돌출하여 있다. 그리고, 압축기 작동시에는 압축기의 회전 방향에 따라 편심 슬리브의 한쪽에 접촉하고, 키가 원심력에 의해 회전 중심의 바깥쪽으로 진행하여 편심 슬리브를 양쪽에서 견고하게 구속하는 구조로 되어 있다.

2.2 동적 해석을 통한 모드 변환 신뢰성 확보

Fig. 1 에 보인 이중용량 압축기 모드 변환 구조에서 모드 변환이 완전이 이루어져 키가 편심 슬리브 양쪽을 완전 구속하기 전까지는 편심 슬리브의 거동이 비교적 자유롭다. 그렇기 때문에 키가

충분한 원심력을 가지고 편심 슬리브를 양쪽에서 구속하기 전에 편심 슬리브가 키가 진행할 수 있는 위치를 유지해야 한다. 그렇지 않을 경우 모드 변환이 완전히 이루어지지 않게 된다. Bae 등¹⁷은 이와 같은 모드 변환 신뢰성을 확보하기 위해 모터 토크 및 압축 냉매에 의한 모멘트를 고려하여 크랭크축과 편심 슬리브에 대한 동적 해석을 수행하여 모드 변환 신뢰성을 확보하였다.

Fig. 2 는 동해석을 수행하기 위해 분석한 편심 슬리브에 작용하는 힘을 보여준다.

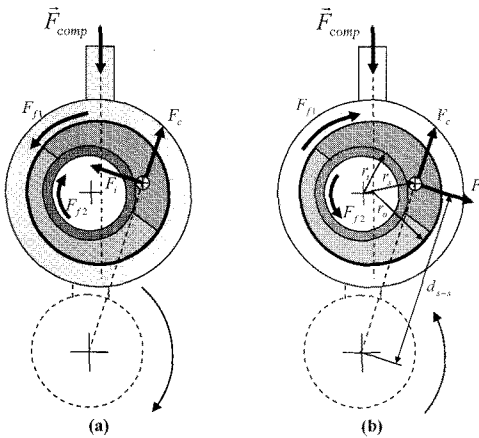


Fig. 2 Free body diagram for the eccentric sleeve for (a) the full and (b) the partial capacity mode of operation

편심 슬리브에 작용하는 힘은 편심 슬리브 외경에서 가해지는 마찰력, 편심 슬리브 내경에서 가해지는 마찰력, 가속 운동에 의한 관성력, 그리고, 크랭크축 회전 중심을 기준으로 회전하는 운동에 의한 원심력이 있다. 컨벡팅 로드와 편심 슬리브 사이에 작용하는 마찰력에 의해 편심 슬리브에 가해지는 모멘트는 다음과 같다

$$M_{f1} = -r_o F_{f1} = -r_o \mu_1 F_{comp} \quad (1)$$

여기서, F_{comp} 는 실린더 내부의 압축 냉매에 의해 유발되는 가스력이고, μ_1 은 마찰계수, r_o 는 편심 슬리브 외경이다. 편심슬리브 내경에서 작용하는 마찰력은 다음과 같이 표현된다.

$$M_{f2} = r_i F_{f2} = r_i \mu_2 F_{comp} \quad (2)$$

μ_2 는 편심 슬리브 내측의 마찰계수이고 r_i 는 편심 슬리브 내경이다. 편심 슬리브 회전 운동에 의한 원심력과 그에 의한 모멘트는 다음과 같다.

$$F_c = m_{sleeve} d_{s-s} \omega^2 \quad (3)$$

$$M_c = -\vec{r}_s \times \vec{F}_c \quad (4)$$

ω 는 크랭크축의 회전 속도이고, m_{sleeve} 는 편심 슬리브의 질량, d_{s-s} 는 크랭크축 회전 중심과 편심 슬리브 무게중심 사이의 거리, 그리고, r_s 는 편심 슬리브 중심으로부터 무게중심까지의 거리이다. 식 (4)에서 모멘트는 거리 벡터와 힘 벡터의 외적으로 계산하였다. 크랭크 축의 초기 회전 가속에 의한 관성력과 그에 의한 모멘트는 다음과 같다.

$$F_a = m_{sleeve} d_{s-s} \alpha \quad (5)$$

$$M_a = -\vec{r}_s \times \vec{F}_a \quad (6)$$

여기서 α 는 크랭크축의 회전 각가속도이다. 식(6)에서 모멘트는 거리 벡터와 힘 벡터의 외적으로 구한다. 편심 슬리브에 작용하는 모든 힘에 의한 모멘트는 앞에서 구한 4 개 모멘트의 합이다.

$$M_{sleeve} = M_{f1} + M_{f2} + M_c + M_a \quad (7)$$

해석은 외연적 시간 적분으로 다음과 같이 구했다.

$$\alpha(t) = M_{sleeve}(t) / J_{sleeve} \quad (8)$$

$$\varpi(t + \Delta t) = \varpi(t) + \alpha(t) \cdot \Delta t \quad (9)$$

$$\theta(t + \Delta t) = \theta(t) + \varpi(t) \cdot \Delta t + 0.5\alpha(t) \cdot (\Delta t)^2 \quad (10)$$

시간 적분 간격은 사전 해석을 통해 충분히 작게 결정하였다.

Table1 은 해석에 이용된 기본적인 값들이다. 물론 인자효과를 보기 위해 필요한 인자의 값은 각종 해석에서 변경되었다.

Table 1 Parameter values used in the analysis

Suction Pressure	1.0 kgf/cm ²
Discharge Pressure	13.0 kgf/cm ²
C/Shaft eccentricity	8.76 mm
Rotational moment of inertia of C/Shaft & Rotor	4.235 kg.cm ²
Clearance between eccentric sleeve and crank pin	0.02 mm
Crank pin radius (<i>r_i</i>)	7.0 mm
Eccentric distance of E/Sleeve	0.2 mm
Mass of E/Sleeve (<i>m_{sleeve}</i>)	0.01 kg
Outer radius of E/Sleeve (<i>r_o</i>)	9.5 mm

식(1)~(10)을 이용하여 편심슬리브 동적 거동을 해석할 때, 결과는 편심 슬리브 내측과 외측에 작용하는 마찰 계수의 영향을 크게 받는다. 그래서 작동 온도와 편심 슬리브 내,외측의 틈새에 따라서 마찰계수를 구하여 사용하였다. 온도에 따른 냉동기유의 점도를 박상신 등¹⁸의 연구 결과에 이용하여 접촉부의 마찰계수를 구하였다. 이렇게 구한 마찰계수는 Fig. 3 과 같다. 편심 슬리브 동적거동 해석에서는 Fig. 3의 결과로부터 내삽하여 사용하였다.

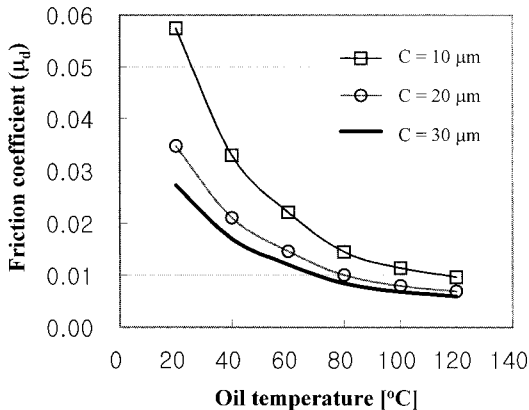


Fig. 3 Friction coefficients for various values of clearance and oil temperature

정지 상태에서 운동을 시작할 때 마찰계수가 변한다. 물론 상대 속도의 크기에 따라서도 마찰계수가 변하지만, 상대 속도에 따른 변화는 고려하지 않고 다만 정지상태의 정지마찰계수와 운동상태의 운동 마찰계수 차이는 고려를 하였다. 정

지상태에서 운동상태로 넘어갈 때 불연속을 연속으로 처리하기 위해 다음의 식을 이용하였다.

$$\mu = \mu_s - (\mu_s - \mu_d)(2/\pi) \tan^{-1}(v_r / v_{r0}) \quad (11)$$

여기서 μ_s 는 정지마찰계수, μ_d 는 운동마찰계수, v 는 상대속도, 그리고 v_0 는 연속으로 만들기 위한 매우 작은 임의의 값으로 본 연구에서는 0.05 rad/s 를 이용하였다. 위 식으로 했을 때 상대 속도별 마찰계수는 Fig. 4 와 같다. 그리고 정지 마찰계수는 최대 정지 마찰계수일 뿐 실제 작용하는 마찰력을 결정하는 것은 아니다. 그래서 정지 마찰계수에 의한 모멘트가, 실제로 다른 힘에 의해 작용하는 모멘트 보다 커서 실제 현상과 반대로 움직이는 것은 수치적으로 방지하였다.

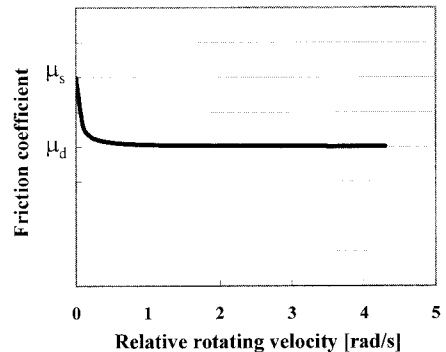


Fig. 4 Friction coefficient variation for relative velocity

이와 같이 정의된 편심 슬리브에 대한 동해석을 통해 편심 슬리브와 크랭크 핀, 그리고 편심 슬리브와 컨벡팅 로드 사이의 틈새를 결정하였고, 편심 슬리브 무게중심 위치도 설계하였다.¹⁷ 정지 상태에서 모터 토크가 가해질 때 Rotor 의 회전속도 변화와 그에 따른 편심 슬리브의 동적 거동을 모두 해석하였다.¹⁷ Fig. 5 는 정회전과 역회전에서 편심 슬리브 내부와 외부의 마찰계수에 따른 모드 변환 거동을 해석한 결과를 보여준다. 일반적으로 편심 슬리브 외경 부분의 마찰계수가 클수록, 그리고 내경 부분의 마찰계수가 작을수록 모드 변환이 잘 이루어진다. 하지만, 편심 슬리브 외경은 컨벡팅 로드와 상대 운동이 일어나는 부위로 마찰계수가 클 경우 모두 손실로 연결된다. 그리고, 내경의 마찰계수를 줄이기 위해 틈새를 크게 할 경우 피스톤의 행정거리가 불안정해지기 때문에 크

게 하는데 한계가 있다. Fig. 5(a)는 정회전시에 모드 변환거동인데 외경의 마찰계수가 작아지면 모드 변환이 지연되기는 하지만 결국 모드 변환이 이루어짐을 보여준다. 하지만, Fig. 5(b)에 보인 역회전의 경우 내경부 마찰계수가 외경부 마찰계수보다 작거나 같을 경우 모드 변환이 완성되지 않음을 알 수 있다. 편심 슬리브에 작용하는 힘을 기하학적으로 분석해 볼 때, 역회전의 경우 피스톤 압축력과 회전에 의한 원심력이 편심 슬리브를 모드 변환 반대로 회전시킨다. 그리고, 내경의 마찰력은 편심 슬리브를 크랭크 핀과 같이 회전하게 하는 방향이기 때문에 모드 변환에 역효과를 준다. 외경의 마찰은 편심 슬리브를 모드 변환 방향으로 회전시키도록 작용하기 때문에 외경 마찰계수에 의한 모멘트가 압축력, 원심력, 내경 마찰에 의한 회전 모멘트보다 클 경우에만 모드 변환이 이루어지고, 그렇지 않은 경우 모드 변환이 실패한다. 정회전의 경우에는 원심력이 모드 변환을 용이하게

작용하기 때문에 비교적 모드 변환이 쉽게 이루어진다. 편심 슬리브 설계에 있어 이와 같이 관찰된 현상을 충분히 고려하였고 완전한 모드 변환을 얻기 위해 편심 슬리브의 무게 중심도 수정하였다.¹⁷

3. 편심 슬리브 파손 신뢰성 확보

3.1 신뢰성 시험 결과 분석

이중용량 압축기 신뢰성 확보를 위해 가속 신뢰성 시험을 실시 하였다. 가속 신뢰성 시험은 압축기의 구조강도 및 마모 신뢰성을 확인하는 시험으로 성능 측정을 위한 ASHRAE 조건이나 냉장고 작동 조건 보다 토출 압력이 높고 주위 환경 온도도 높은 가혹한 조건에서 일정 횟수 반복 시험을 수행하는 것이다. 일반적으로 몇 개월 시험을 통해 압축기의 10 년 수명을 보장할 수 있도록 시험이 설계가 되어 있다. 본 연구에서 개발된 냉장고용 이중용량 왕복동 압축기에 대해서도 사전 성능 시험 및 작동성 시험이 완료된 후 가속 신뢰성 시험을 수행하였다. 하지만, 신뢰성 시험 중에 편심 슬리브가 파손되었다. Fig. 6은 파손된 편심 슬리브를 보여준다. 1장에서 언급했듯이 모드 변환 시에 편심 슬리브가 키와 충돌이 되는데 그 충격으로 파손이 된 것으로 보인다.

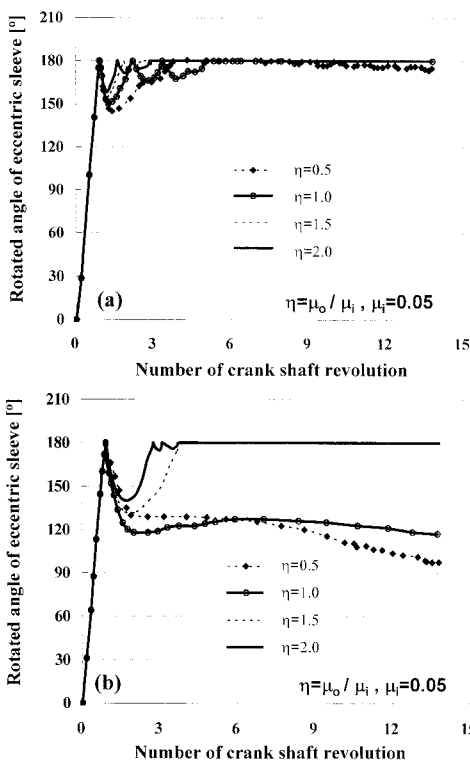


Fig. 5 Dynamic behavior of the eccentric sleeve for various values of the friction coefficient for (a) the full and (b) the partial capacity mode operation

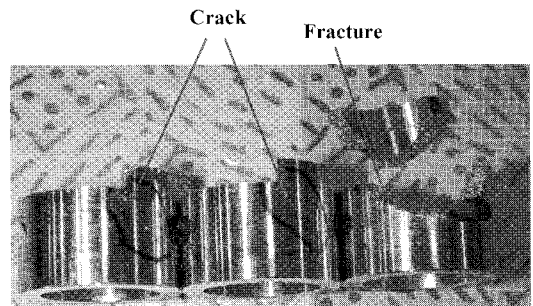


Fig. 6 Fractured eccentric sleeves during reliability test

이와 같은 충격에 의한 파손을 개선하기 위해, 편심 슬리브와 키가 충돌할 때 충격에 의한 응력의 값을 계산하고 개선하는 과정을 수행하였다. 충격응력 개선은 다음과 같은 순서로 진행되었다.

- (1) 충격속도 결정
- (2) 충격력의 결정
- (3) 응력 해석
- (4) 피로한도 결정
- (5) 모드변환 구조 설계 사양 결정

3.2 신뢰성 시험 결과 분석 및 충격속도 예측

편심 슬리브와 키의 충돌은 압축기가 처음 작동했을 때만 발생하는 것이 아니고 압축기가 정지할 때도 발생한다. 압축기가 정지할 때에도 충돌이 발생하는 현상은 충돌 문제를 해결해 가는 과정에서 새롭게 발견이 되었고 그 문제를 해결함으로써 신뢰성을 확보할 수 있었다. 압축기가 처음 작동할 때와 정지할 때 발생하는 충돌 속도를 2.2 절에서 기술한 편심 슬리브 동해석을 통해서 그 예측하였고 설계에 반영하였다.

Fig. 7 은 해석과 실험으로 구한 편심 슬리브와 크랭크 축의 거동을 보여준다. 실험은 공기중에서 오일 온도가 80 °C 에서 수행되었다. 편심 슬리브 내.외경 공차가 20 μ m 이고, 마찰계수는 0.01 로 해석하였다. 실험결과는 초고속 카메라를 이용하여 편심 슬리브 거동을 녹화하고 화면을 분석하여 계산 하였다. 압축기가 작동할 때 충돌은 Fig. 7(b)의 C 점에서 발생한다. 해석으로 예측한 편심 슬리브와 키의 충돌 속도는 정회전인 경우 23.3Hz 였고, 실험으로 측정된 충돌속도는 22.0Hz 였다. 역회전의 경우에는 해석한 충돌속도는 21.5Hz 였고, 실험으로 측정된 값은 20.3Hz 였다. 오차가 약 5.9%로 잘 예측한다고 볼 수 있다. 그리고 역회전의 경우 모드변환이 완전히 이루어지지 않음도 잘 예측하고 있다. 충돌 후의 거동은 다소 차이가 있지만, 충돌 발생 현상과 편심 슬리브 정성적 거동은 다소 잘 예측한다고 볼 수 있고, 설계를 하는데 이용이 될 수 있다고 판단된다.

위의 충돌 속도를 이용하여 충격력을 계산하고 응력을 계산했을 때, 편심 슬리브가 비교적 안전하다고 판단하여 개발을 진행하였다. 그런데, 신뢰성 시험 결과 편심 슬리브가 파손이 되었다. 그래서 압축기가 정지할 때에도 해석을 하게 되었다. 압축기 정지 시에는 실험은 수행하지 못하고 해석적으로만 관찰하였다. Fig. 8 은 압축기가 작동을 시작하여 정지할 때까지 해석한 결과를 보여준다. Fig. 8(a)는 처음에 모터 토크를 가해서 크랭크축이 가속운동을 하여 약 60Hz 로 회전 하다가, 30 바퀴 회전 후에는 모터 토크를 가하지 않아 정지하는 모습을 보여준다. Fig. 8(b)는 편심 슬리브와 키의 상대 위치를 보여준다. 180° 일 경우 모드 변환을 완료하고 편심 슬리브와 키가 접촉한 상태를 의미한다. 순간적으로 180° 가 되었다가 다시 작아지는 경우에는 충돌 후 다시 떨어진 것을 의미한다. 처음 압축기가 작동되고 잠시 후 충돌이 발생함을

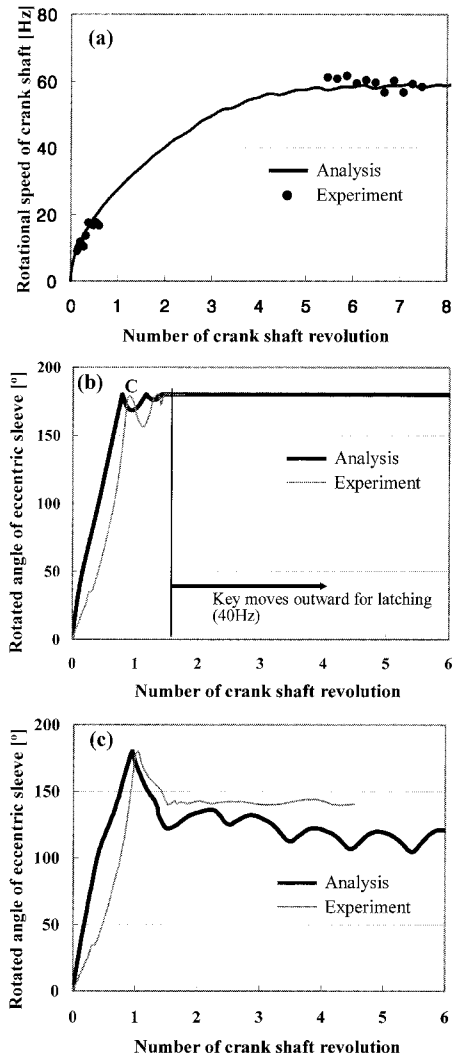


Fig. 7 Dynamic behavior of (a) crank shaft and eccentric sleeve for (b) full and (c) partial capacity operation

알 수 있고, 모드 변환이 이루어져 키가 편심 슬리브 양쪽을 구속하면 더 이상 충돌은 없다. 하지만, 압축기가 정지하기 위해 회전 속도가 줄어들면 키에 작용하는 원심력이 작아지기 때문에 키가 편심 슬리브 양단을 구속하지 못하게 된다. 그렇게 되면 냉매 압축력, 편심 슬리브 관성력 등이 복합적으로 작용해 편심 슬리브가 키에서 순간적으로 떨어졌다 충돌하는 현상이 발생하게 된다. 초기에는 키가 45 Hz 에서 원심력에 의해 밀려 편심 슬리브의 양단을 구속하도록 스프링(Fig. 1)을

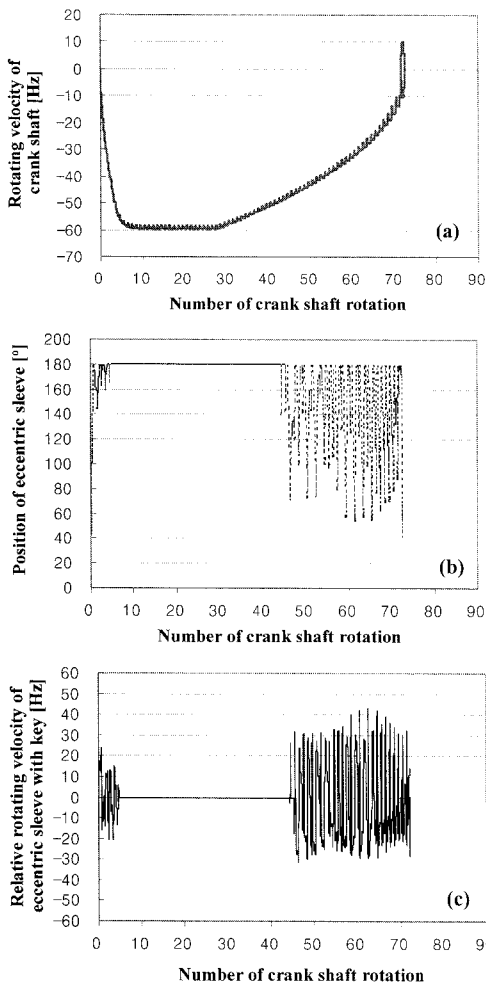


Fig. 8 Dynamic behavior of crank shaft and eccentric sleeve for partial capacity operation

설계하였다. Fig. 8 의 결과도 스프링 강성이 이와 같이 설정된 경우이다. Fig. 8(a)~(c)의 결과를 보면 크랭크축의 회전속도가 45Hz 로 줄었을 때 편심 슬리브의 구속이 풀리고 키와 상대운동이 시작됨을 알 수 있다. Fig. 8(c)는 편심 슬리브와 키의 상대 속도로, 상하로 진동할 때 위 부분 꼭지점 값이 충돌 속도이다. 압축기가 처음 기동할 때는 충돌 속도가 23.3Hz 이지만, 정지할 때는 43.0Hz 로 약 2 배 정도 됨을 알 수 있다. 이는 정지할 때 발생하는 충돌이 보다 심각함을 알 수 있다.

정지할 때 충돌 속도를 줄이기 위해 스프링 강성을 수정하였다. 키가 너무 일찍 풀려서 충돌 속도가 큰 것으로 생각하고, 크랭크축이 20Hz 로 충

분히 감속 되었을 때 키가 풀리도록 스프링 강성을 설계하였다. Fig. 8 의 경우는 스프링상수가 1.92 N/mm 이고, 수정된 스프링상수는 (Fig. 9) 0.38 N/mm 이다. Fig. 9 은 키가 20Hz 에서 풀리도록 하였을 때 해석 결과이다. 압축기가 정지할 때 충돌 속도가 17Hz 로 줄었음을 알 수 있다. 이와 같이 편심 슬리브 동해석을 통해서 설계 문제점을 파악하고 개선하여 설계를 크게 개선하였다.

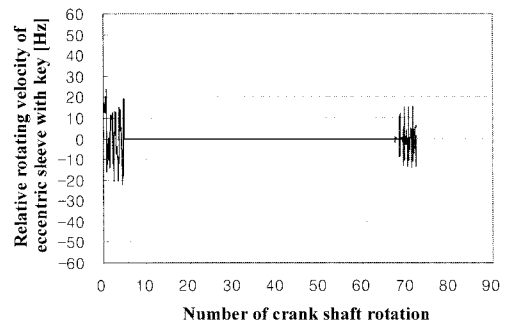


Fig. 9 Relative rotating velocity of eccentric sleeve with key when the latching centrifugal force of the key is designed to 20Hz

3.3 키와 편심 슬리브의 충격력 측정

충돌 속도가 얼마 이하에서 편심 슬리브가 안전한지를 확인하기 위해 충돌 속도에 따른 충격력을 측정하고 응력 해석을 수행하였다. Fig. 10 은 충격 속도별 충격력을 측정하기 위해 설계한 장치의 개념도이다. 자유낙하하는 물체가 편심 슬리브와 충돌하면 속도 변화가 발생하여 로드셀에 하중이 측정된다. 이렇게 측정된 하중은 로드셀 위 부분에 위치한 질량에 의한 것이므로 편심 슬리브에 가해진 충격력은 다음과 같이 계산한다.

$$a = F_1 / m_U \tag{12}$$

$$F_c = a(m_U + m_L + m_{LC}) \tag{13}$$

여기서 a 는 충격시 감속도, F_1 은 로드셀로 측정된 힘, F_c 는 편심 슬리브의 충격력, m_U 은 로드셀 위에 위치한 물체의 질량, m_L 은 로드셀 아래에 위치한 물체의 질량, 그리고 m_{LC} 은 로드셀의 질량이다. Fig. 11 은 충격속도 40Hz 와 20Hz 에서 측정된 충격력을 보여준다.

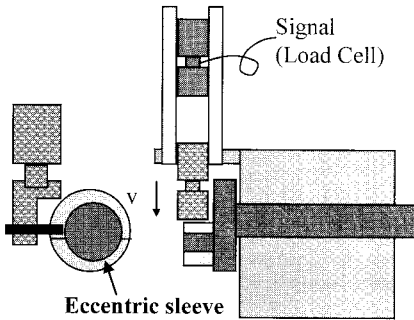


Fig. 10 Schematic of the apparatus to measure the collision force

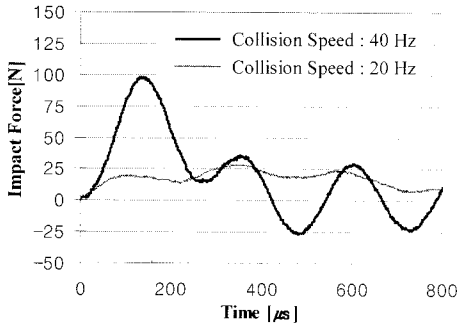


Fig. 11 Measured collision force for 40Hz and 20Hz of collision speeds

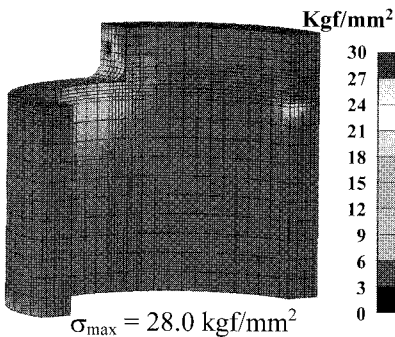


Fig. 12 Von-Mises stress distribution calculated at 20 Hz of collision speed

3.4 충격력을 이용한 응력 해석

3.3 절에서 측정된 충격력을 이용하여 편심 슬리브의 응력을 구하기 위해 구조해석을 수행하였다. Fig. 12 는 충격속도 20Hz 에서 측정된 충격력 26N 을 이용하여 응력 해석한 결과이다. 해석은 힘의 작용점에서 충분히 먼 지점에서는 응력집중의 영향을 받지 않는다는 가정하에서 편심 슬리브 아

랫면의 모든 자유도를 구속하고 키와 충격이 발생하는 지점에만 최대 충격력을 주어 정적으로 편심 슬리브 반만 해석하였다. 최대 28kgf/mm² 의 응력이 발생하였다. 충돌속도가 40Hz 의 경우에는 충격력이 100N 이다. 해석을 선형 탄성으로 하였기 때문에 40Hz 로 충돌하는 경우에는 107kgf/mm² 으로 예상된다. 선형 탄성으로 가정해서 해석했기 때문에 응력이 다소 크게 계산이 되었다. 탄소성으로 해석할 경우 응력은 다소 작게 예측이 되겠지만, 피로에 의해 파손이 발생할 가능성이 높다는 것은 예측할 수 있다.

3.5 피로한도 결정

편심 슬리브는 냉장고 보증수명 10 년 동안 파손이 되지 않아야 하기 때문에 피로파손 신뢰성을 확보하여야 한다. 일반적으로 냉장고는 10 년 동안 250000 회 정지하였다 가동하는 것으로 알려져 있어 보통 가전회사에서는 250000 회 ON/OFF 시험을 수행한다. 편심 슬리브도 250000 회 보증을 하기 위해 피로시험을 수행하였다. 편심 슬리브는 충격하중을 받기 때문에 일반적인 변동하중에 대한 피로와는 다른 경향을 보일 수 있다. 그래서 일반적인 피로 이론으로 설계 사양을 결정하지 않고 직접 충격피로시험을 수행하여 피로곡선을 구하였다. Fig. 13 은 설계한 피로시험기를 보여준다. 자유낙하 높이에 따라 충격속도를 달리할 수 있도록 설계하여 충격 속도에 따른 피로 곡선을 구할 수 있도록 하였다. 피로 곡선을 구하는 과정은 다음과 같다.

- 1) 자유낙하 높이 설정
- 2) 충격속도 계산
- 3) 충격 속도에 따른 충격력 측정
- 4) 구조해석을 통한 충격 응력 계산
- 5) 파손 횟수 측정으로 S-N 선도 그리기

이 과정으로 자유낙하 높이를 변화시키면서 파손되는 횟수를 측정함으로써 S-N 선도를 구할 수 있다. Fig. 14 는 소결로 제조한 편심 슬리브에 대한 충격피로곡선을 보여준다. 시료 5 개 중에서 1 개가 파손되면 파손으로 하였다. Fig. 14 에서 소결로 제조한 편심슬리브의 응력이 48 kgf/mm² 이하일 때 250000 회 냉장고 수명을 보장할 수 있음을 알 수 있다.

3.6 스프링 설계

Fig. 14 의 피로 곡선에 의하면, 충격 응력은 약

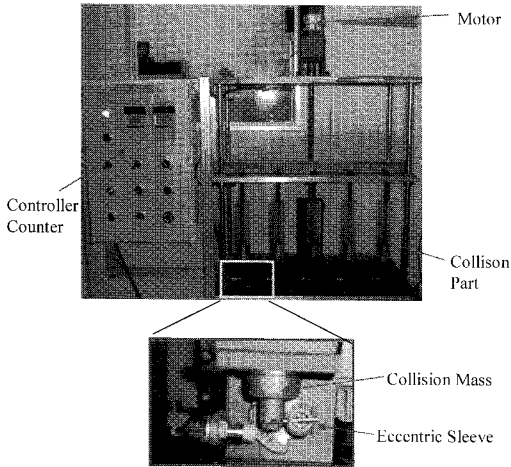


Fig. 13 Fatigue test apparatus for eccentric sleeve

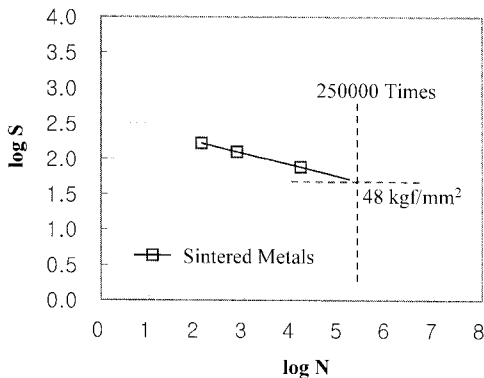


Fig. 14 S-N curve obtained for eccentric sleeve

50kgf/mm² 이하가 되어야 한다. 충격조건이라는 불안정성을 고려하여 안전 계수를 약 2 로 설정할 때, 응력은 25kgf/mm² 이하로 해야 한다. 이 조건을 만족하기 위해서는, Fig. 11 에서 충격속도가 20Hz 이하여야 함을 알 수 있다. 이 결과를 근거로 해서 Fig. 9 에서 보인 것과 같이 스프링이 20Hz 에서 원심력이 풀리도록 설계를 한 것이다. 결과적으로, 모드 변환시 충격속도, 압축기 정지시 충격속도, 충격 속도에 따른 충격력, 그리고 소결 편심 슬리브의 피로 특성을 고려하여 스프링을 설계 하였다.

4. 결론

본 연구에서는 냉장고용 이중용량 왕복동 압축기 개발에 있어서 신뢰성 확보에 관하여 연구하였다. 기계적인 모드 변환을 통해 압축 용량을 조절

하기 위해 편심 슬리브, 키, 스프링을 이용한 모드 변환 구조를 설계하였다. 그리고 초기 모드 변환시와 압축기 정지시 키가 편심 슬리브와 충돌하기 때문에 그에 대한 편심 슬리브 파손 신뢰성 확보가 필요하다. 본 연구에서는 다음과 같은 연구를 통해서 신뢰성을 확보하였다.

1) 편심 슬리브에 대한 동적 해석으로 압축기 기동시와 정지시 키와 편심 슬리브의 충격 속도를 계산하였다. 동적 해석은 실험결과를 이용하여 검증하였다.

2) 로드셀을 이용하여 충격 속도별 충격력을 측정하였다.

3) 충격력을 이용하여 구조해석을 통해 편심 슬리브에 가해지는 응력을 계산하였다.

4) 충격 속도별로 피로시험을 통해 피로 곡선을 구하였다.

5) 구해진 피로 곡선을 이용하여 냉장고 10 년 수명(250000 회 작동)을 보장하는 응력을 결정하고, 스프링 상수를 조절하여 충격 속도를 줄일 수 있도록 설계하였다.

6) 이와 같이 이중용량 압축기의 모드 변환을 설계하여 6 개월 가속시험을 수행한 결과, 시험한 10 대의 압축기 모두 시험을 통과하였다.

이와 같이 본 연구에서는 편심 슬리브의 동력학 해석, 구조해석, 그리고 피로 해석의 통합적인 분석을 통해 모드 변환과 편심 슬리브 신뢰성을 확보할 수 있었다.

참고문헌

1. Yoon, Y., Kim, Y. and Min, M., "A Study on Leakage Characteristics of a Scroll Compressor with alternative Refrigerants of R22," Korean J. of Air-conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 13, No. 5, pp. 377-387, 2001.
2. Mitarai, N., Itou, T., Toda, N. and Suetake, H., "Development of scroll compressor for alternative refrigerant in room air conditioner," Proc. International Symposium on HCFC Alternative Refrigerants, pp. 55-60, 1998.
3. Kang, S.-H., "Conceptual system design of multistage centrifugal air-compressor," Trans. of KSME(B), Vol. 21, No. 8, pp. 1086-1093, 1997.
4. Jeong, J. and Lee, H., "Series design of compressor for two-stage centrifugal chiller," KSME Int. J., Vol.

- 17, No. 2, pp. 288-295, 2003.
5. Kwon, Y. C., Jin, E. S., Heo, S. H., Kim, D. H., Hong, J. T. and Moon, J. M., "Performance of Compressor with Variable Capacity," *Energy Engg. J.*, Vol. 13, No. 3, pp.214-218, 2004.
 6. Park, H. H., Park, Y. C. and Kim, Y. C., "Performance Analysis on the Variable Speed Scroll Compressor with Operating Conditions," *Korean J. of Air-conditioning and Refrigeration Engineering*, Vol. 12, No. 7, pp. 649-658, 2000.
 7. Lee, H. W., Ko, K. W., Kwon, Y. C., Lee, J. H. and Lee, Y. J., "Development of Performance Evaluation and Control System of Multi-Air Conditioner," *Proc. of KSPE Spring Conference*, pp. 1107-1114, 2005.
 8. Tassou, S. A., Marquand, C. J. and Wilson, D. R., "Comparison of the performance of capacity controlled and conventional on/off controlled heat pumps," *Appl. Energy*, Vol. 14, No. 4, pp. 241-256, 1983.
 9. Beetom, W. L. and Pham, H. M., "Vapor-injected scroll compressors," *ASHRAE J.*, Vol. 45, No. 4, pp. 22-27, 2003.
 10. Oh, S. K., Chang, P., Choi, J. K. and Lee, I., "Design of a variable capacity rotary compressor using by-pass method," *International Compressor Engineering Conference*, pp. 12-15, 2004.
 11. Xiaosong, Z., Guoying, X., Chan, K. T. and Yi, X., "A novel energy-saving method for air-cooled chiller plant by parallel connection," *Appl. Thermal Engineering*, Vol. 26, No. 16, pp. 2012-2019, 2006.
 12. Powers, J. C., "TS compressors advance heat pump system operation beyond 'stop' and 'go'," *The Air Conditioning, Heating and Refrigeration News*, 1999.
 13. Shimura, Y., Tateuchi, T. and Sugiura, H., "Inverter control systems in a residential heat-pump air conditioner," *American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning Engineers. Annual Meeting*, Vol. 91, No. 2B, pp. 1541-1554, 1985.
 14. Ischii, N., Yamamura, M., Muramatsy, S., Yamamoto, S. and Sakai, M., "Mechanical efficiency of a variable speed scroll compressor," *International Compressor Engineering Conference*, pp. 192-199, 1990.
 15. Park, Y. C., Kim, Y. C. and Min, M.-K., "Performance analysis on a multi-type inverter air conditioner," *International Compressor Engineering Conference*, pp. 12-15, 2001.
 16. Sisk, F. J., "Dual capacity compressor with reversible motor and controls arrangement therefore," *US Patent*, No. 4236874, 1980.
 17. Bae, Y. J., Kim, J.-B., Kim, J. K. and Chang, Y. J., "Mode Change Design for Capacity Modulation in Reciprocating Compressor," *J. Mech. Sci. and Tech.*, Vol. 22, No. 7, pp. 1391-1399, 2008.
 18. Park, S.-S., Kim, Y. J., and Yoo, S. M., "Analysis of Herringbone Grooved Journal Bearing Using Generalized Coordinate Transformation," *J. of the Korean Society of Tribologists and Lubrication Engineers*, Vol. 16, No. 6, pp. 432-439, 2000.