

Scroll Compressor의 이상 소음 저감에 관한 연구

A Study on Abnormal Noise Reduction of Scroll Compressor

안 병 하 · 김 영 수

B. H. Ahn and Y. S. Kim

Key Words : Scroll(스크롤), Pressure Pulsation(압력 맥동), Momentum(운동량), Resonance(공명), Shell(셸), Cavity(공간), Pressure(압력), Fluid Velocity(유체 속도), Discharge(토출), Suction(흡입), Check Valve(역지방지밸브)

Abstract : An application of scroll compressor to the residential air conditioning and heat pump markets has generated many reliability problem, especially abnormal noise. Most of these noise problems is due to the check valve and compliance between FS(Fixed Scroll) and OS(Orbiting Scroll). FS and OS are the main parts of scroll compressor and are the main pumping part. But check valve has the role of protection of reverse rotation of OS when power is off. Check valve have several noise problems. Among them, shut down noise and valve movement noise is more than severe than any other problem. In this paper covers with these two noise problem.

1. 서 론

스크롤 압축기에서 역지방지밸브(check valve)의 역할은 스크롤의 역회전을 방지하는 역할을 하며, 위치는 FS(fixed scroll)의 상부에 있는 스크롤 토출구의 바로 윗부분에 위치하고 있다.(Fig. 1 참조)

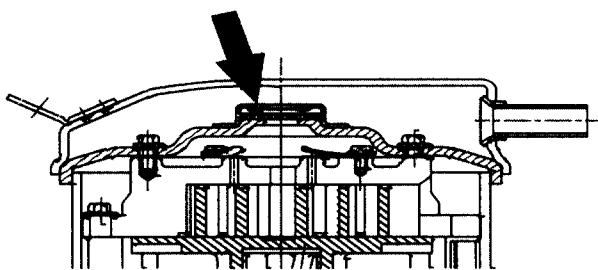


Fig. 1 Top parts of scroll compressor

스크롤 압축기의 운전상태에서는 흡입파이프를 통해서 스크롤의 흡입구까지 이동한 냉매가스는 전동기에서 받은 회전력으로 압축하여 토출하게 된다.

이때, 전동기 토크가 스크롤의 토출측과 흡입측의 압력차이에 의한 역회전 토크보다 큰 경우에는 정상적인 운전이 되고, 역지방지밸브의 역할은 없다. 역지방지밸브의 주 역할은 전원이 차단되게 되면 전동기가 동력을 잃게 되고, 스크롤 토출측이 고압이 되고 흡입측이 저압이 된다. 이러한 역압력 차이에 의해서 역회전이 발생한다. 이때 유로를 차단시킴으로서 역회전을 방지하는 역할을 역지방지밸브가 하게 된다.

정상운전 중에도 갑자기 토출압력이 과도하게 상승하는 경우에 토출측과 흡입측의 차압으로 인한 역회전 토크가 전동기에서 공급해주는 토크보다 큰 경우에도 스크롤은 역지방지밸브의 유무에 관계없이 역회전한다. 이때에는 OS(orbit scroll)가 역회전 운동 때문에 FS와 OS의 접촉력을 잃어버리고 역회전을 심하게 하면서 랩과 랩이 서로 충돌하게 된다. 정지시 역회전이 발생하든지, 운전 중 토출측의 이상 고압으로 랩에서 역회전이 발생하든지, 스크롤 압축기의 역회전은 이상소음을 심하게 발생시킨다. 만약에 역지방지밸브가 없다면 역회전이 10초에서 30초 정도로 길게 랩과 랩의 충돌음을 동반하면서 심한 소음과 함께 역회전을 한다. 이런 역회전이 경우가 지속된다면, 랩 상호간의 충돌 때문에 랩 강도 신뢰성, oldham ring, 베어링 부위의 신뢰성에 심각한 영향을 끼친다. 또 정지시에도 역지방지밸브의

접수일 : 1999년 7월 21일
안병하 : LG전자(주) Home Appliance Lab. (Div)
김영수 : 부경대학교 냉동공조공학과

가속력이나 환경에 의해서 충격음을 심하게 발생시킨다. 이는 정상운전음 보다 큰 경우가 보통이다. 역지방지밸브의 역할은 압축기 운전 정지시에 냉매의 압축이 갑자기 정지됨으로서 생기는 차압을 막아주지만 정상운전 중에는 스크롤 토출구의 위에서 단순히 유로의 흐름에 방해물에 불과하다. 냉매가 압축이 되면서 냉매가스는 압력맥동성분을 갖게된다. 이 압력맥동은 역지방지밸브에 영향을 미치게 되는데, 이 영향으로 냉매가 밸브의 밑 부분을 가진 시키게 되고, 이로 인해서 밸브 자체의 계가 불안정 상태로 되면서 심하게 요동을 하며 Fig. 3에서 보여주는 바와 같이 이상소음을 발생시킨다. 이 때 불안정을 야기시키는 결정적인 요인은 토출측과 흡입측의 압력비이다. 이것은 압력맥동의 변화비와 진폭에 기여하기 때문에 밸브 자체의 가진력에 중요한 인자이기 때문이라고 고려된다. 이러한 소음은 공조기기의 정상적인 기능에 관계된 소음이 아니고 압축기의 구조상 스크롤 압축기만이 갖게 되는 이상 소음이다.

따라서 스크롤 압축기에서 발생하는 이상소음에 대해서는 적극적으로 저감 또는 방지해야 할 필요가 있으며, 이에 대한 연구의 필요성이 대두 된다고 할 수 있다. Ahn¹⁾등이 시간축을 중심으로 실험적으로 데이터를 정리하여 유체력과 시간적인 응답 지연으로 인한 상관관계에서 역지방지밸브의 충격소음에 대한 특성을 분석하고 해결한 결과에 대해서만 설명하고 있고, 또 운전 중 이상소음에 대해서는 가볍게 문제만 제시해 놓고 있다. Grunwald²⁾도 정지시 역회전 방지 및 충격음을 제어하기 위해서 실험적으로 접근해 밸브에 미치는 유체력의 제어에 중점을 맞추고 있으나 이상소음의 원인에 대한 규정이나 언급이 없다. Hugenroth³⁾는 이상소음 중에서 역회전 문제에 대하여 기구학적인 해결책으로 역회전 방지 브레이크를 축에 설치함으로써 해결하고자 시도하고 있으나, 압축기에서 축은 대단히 신뢰성을 요하는 부품으로서 피로나 응력 등의 문제가 발생할 수 있는 가능성이 높으므로 적용하기 어렵다.

본 논문에서는 역지방지밸브의 정지시 이상 소음의 제어와 운전 중 이상 소음의 발생에 대하여 논했다. 특히, 유체역학적인 관점에서 스크롤 토출계를 모델링하고, 유체관성력에 중점을 두고 해석한 결과와 이를 바탕으로 실험 결과에 대해서 논한다. 그리고 밸브의 진동을 가시화한 결과와 비교하여 해석의 유효성을 검증했다. 해석을 통하여 얻은 인자를 중심으로 실험한 결과, 이상소음을 제어하는 것이 가능함을 확인하였다.

본 연구의 실험조건은 무향실에서 load stand를

이용하여 토출압 $P_d=2045667\text{Pa}$, 흡입압 $P_s=523675\text{Pa}$, $T_s=35^\circ\text{C}$ 인 ASHRAE T조건에서 운전시킨 후 소음을 B&K microphone을 이용하여 측정하였다.

2. Shut-down 소음

2.1 정지시의 역지 방지밸브의 주위의 거동

Fig. 1은 저압식 스크롤 압축기의 일반적인 상부 단면을 보여 준다. Fig. 1의 화살표가 가리키는 곳에 역지방지밸브가 설치되어 있고, 역지방지밸브의 이탈을 방지하고 역지방지밸브의 상하운동 가이드 역할을 하는 스톱퍼(stopper)가 설치되어 있다. 정지 시에 발생하는 소음의 특색은 Fig. 2에서 보여주는 바와 같이 운전 중 소음의 크기보다 몇 배나 큰 충격성 소음이 심하게 발생된다. 정지시의 소음은 작용 조건에 따라서 조금 차이는 있지만, 심하게 발생하는 경우에는 3~4초간 지속해서 발생하는 경우도 있으며, 또 짧은 시간 내에 발생한다 하더라도 소음의 크기가 문제된다. 만약 역지방지밸브가 없다면, Fig. 4와 같은 형태로 정지시에 심한 소음, 진동, 압력의 불균일을 가지고 온다. Fig. 4의 첫번째 그림은 역지방지밸브에서 발생하는 압력을, 두 번째 그림은 역지방지밸브 주위의 진동을 그리고 세번째 그림은 그 때 발생하는 소음을 나타낸다.

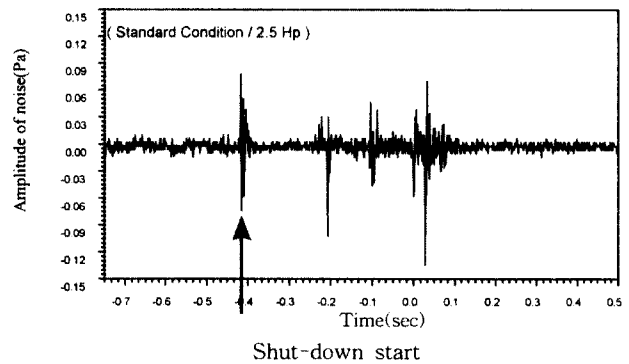


Fig. 2 Time data of shut-down noise

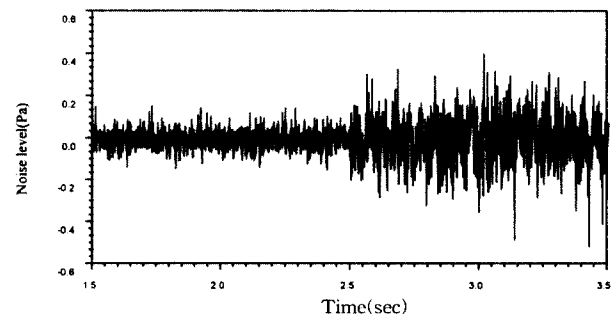


Fig. 3 Time data of valve movement noise

문헌 (1)에서도 언급한 바와 같이 유로형상과 냉매의 정지시의 응답시간특성에 실험의 중점을 두고 설명하고 있다. 따라서 역지방지밸브를 Fig. 5와 같이 간단히 모델링하여 정지시나, 역으로 기동시의 밸브의 움직임에 대한 거동을 해석할 수 있다.

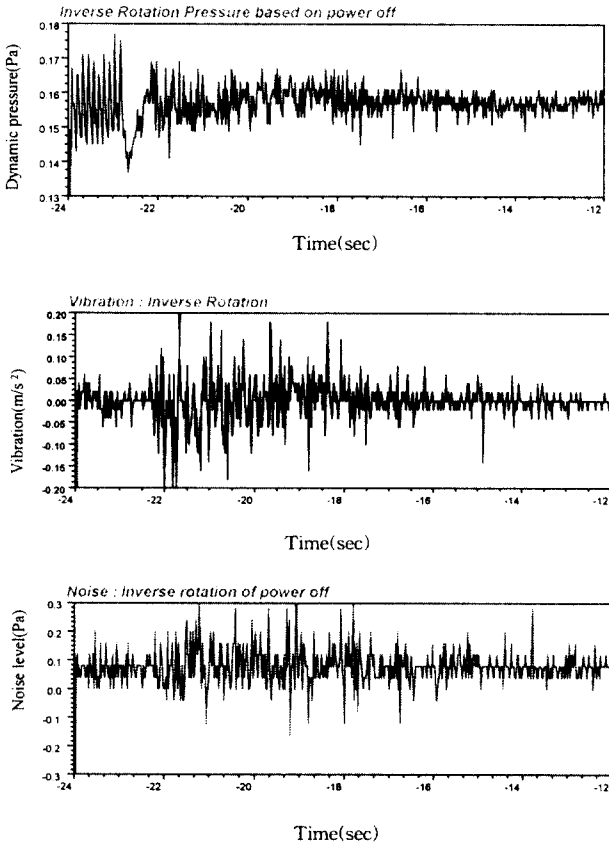


Fig. 4 Pressure, vibration, noise data of shut-down without check valve

본 논문에서는 냉매를 비정상흐름으로 가정하고, 해석을 간단히하기 위해서 비저항 비압축성흐름으로 가정했다. Fig. 5에서 가정한 유선(stream line)에 고려하여 스크롤에서 압축이 완료된 지점에서부터 역지방지밸브의 밑 부분까지의 흐름을 고려하여

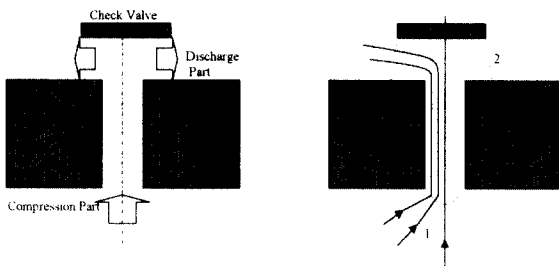


Fig. 5 Modelling of pressure behaviour

dynamic Bernoulli 방정식을 적용하면 식(1)과 같이 된다.

$$\frac{P_1}{\rho} = \frac{P_2}{\rho} + \frac{W_2^2}{\rho} + \int_{x_1}^{x_2} \frac{\partial(x, t)}{\partial t} dx \quad (1)$$

여기서, ρ 는 냉매의 밀도, $W_{1,2}$ 는 Fig. 5의 1,2지점에서의 냉매속도, $P_{1,2}$ 는 지점 1, 2에서의 압력을 나타낸다. 점 1, 2 사이에서 연속 방정식을 적용해서 정리하면 식(2)가 되고

$$A_2 W_2(t) = A(x) W(x, t) \quad (2)$$

여기서 A_1, A_2 는 1, 2 부분에서의 실 토출구 면적을 의미한다. 점 1, 2사이에서의 압력차는 $\Delta p = P_1 - P_2$ 로 표시된다.

실제로 냉매가 흐르는 면적은 기하학적으로 열려 있는 면적과는 차이가 있다. 따라서 이를 토출구 면적계수를 이용해서 다시 정리하면, 식(3)이 된다.

$$A_2 = A_L C_D \quad (3)$$

여기서, A_L 은 역지 방지밸브의 좌우의 면적, C_D 는 토출구에서의 토출유량계수를 의미한다.

식(1)의 오른쪽 마지막 항을 식(2), 식(3)을 적용해서 정리하면 식(4)가 된다.

$$\int_{x_1}^{x_2} \frac{\partial W(x, t)}{\partial t} dx = \frac{d W_2}{dt} \int_{x_1}^{x_2} \frac{A_2}{A(x)} dx \quad (4)$$

식(4)의 우변을 검토하면, 완전히 토출구의 시작점과 마지막점의 기하학적인 형상에 의해서만 결정되는 함수인 것을 알 수 있으며, 토출구를 흐르는 냉매의 관성을 나타내는 항목인 것을 알게 된다. 따라서 이 값을 I 값(inertia value)으로 둔다(식(5)).

$$I = \int_{x_1}^{x_2} \frac{A_2}{A(x)} dx \quad (5)$$

또 $P(t) = (P_1(t) - P_2(t))/\rho$ 로 두면, 식(1)은 아래와 같이 전개된다.

$$P(t) - \frac{W_2^2(t)}{2} - I \frac{d W_2(t)}{dt} = 0 \quad (6)$$

실제로 냉매가 토출될 때는 압력맥동성분을 갖게 되는데 다른 종류의 압축기에 비하여 평균압이 높고, 압력변동율이 작다. 따라서 압력변동율을 식(7)과 같이 가정한다.

$$\Delta P(t) = \Delta P_m + \Delta P_a \sin \omega t \quad (7)$$

식(7)을 식(6)에 대입해서 풀면, 스크롤 토출구 상하부에서 발생하는 압력차에 따른 속도를 계산할 수 있고, 또 시정수를 구할 수 있어서 기하학적인 형상에 따른 역지방지밸브 주위에서의 압력과 속도의 시간함수를 평가함으로서 참고문헌 (1)에서 보여준 시간에 따른 실험 결과와 비교 할 수 있다.

첫째로, 압력이 상승하는 경우를 계산한다. t 가 0보다 작은 경우에는 의미가 없으며, 이때는 압력도 역지방지밸브 주위의 속도도 0인 상태가 된다. 이 조건을 경계조건으로 대입해서 0보다 큰 경우의 해를 구해보면

$$W_2(t) = W_2 \cdot \tanh \frac{W_2 t}{2I} \quad (8)$$

단, $W_2 = \sqrt{2P}$ 가 되고 이때의 시정수는 $\tau = 2 \cdot I/W_2$ 로 계산이 된다.

역지방지밸브가 작동하는 경우인 스크롤에서 갑자기 압력이 줄어드는 경우를 계산하기 위해서 스크롤 쪽의 압력이 0 이라고 가정하고, 이때 Fig. 5의 2부분의 압력만이 존재한다고 가정하여 경계조건으로 계산을 하면 식(9)와 같이 된다.

$$W_2(t) = \frac{2I}{t + 2I/W_2} \quad (9)$$

식(8)과 식(9)에서 보여주는 바와 같이 속도 함수의 해는 모두 식(5)의 Inertia 함수가 모든 특성을 지배하고 있음을 알 수 있다. 이 결과는 기하학적인 변화에 의해서 역지방지밸브의 속도를 조정할 수 있으며, 문헌 (1)에서 실험한 결과와 같은 해석 결과를 얻을 수 있다.

지금까지의 해석결과를 참고로 정지시에 발생하는 충격소음을 제어하는 방법이 문헌 (1)에서 언급한대로 속도의 함수라고 한다면, 정지시에 역지방지밸브 주위 특히 밑부분의 압력을 빨리 떨어지게 하는 구조로 만들어서, 정지시의 냉매속도 시정수를 짧게 하는 것이 바람직하다. 토출구에서의 속도를 최대한으로 하기 위해서 앞에서 전개한 과정의 식들을 참고로 정리해 보면, I 값은 가능한 작은 값을 갖도록 설계하는 것이 유리하고, W_2 의 속도도 가능한 작은 값을 갖도록 설계하는 것이 정지시 역회전을 막기 위해서 밸브가 닫힐 때 발생하는 충격소음을 막을 수 있는 설계가 되는 것이다. 또한 1, 2부분 사이의 압력차이를 순간적으로 크게 만들어 주는 것도 유리하지만, 기하학적인 제약 조건을 잘 고려해야하

며, 전체적으로 재료의 신뢰성이 허용한다면 작게 만드는 것이 유리하다는 것을 I 값계산을 통해서 알 수 있다. 시정수를 작게 하기 위해서는 I 값을 작게 만드는 것은 동일 하지만, W_2 속도를 가능한 크게 만들어 줘야 한다는 것이다. 이것은 앞에서 언급한 속도향 개선책과는 대비되는 현상이다. 따라서 2가지 항목의 개선점인 I 값에 대한 기하학적인 개선이 보다 효과적이라는 것을 보여 주며 이는 문헌 (1)의 결론과도 일치한다.

2.2 실험결과의 검토 해석

스크롤 압축기의 상부 역지방지밸브의 위치에 압력센서를 설치하여, 압축기의 운전 및 정지시의 압력거동을 측정 한 후, 압력성분을 주파수분석하여 구한 후(Fig. 6), 1차 2차 성분만 취한다. 압력맥동함수를 앞에서 취한 성분으로 구성해서(식(7)), 3HP급 스크롤 압축기에 대입해서 역회전을 방지하면서 충격음이 발생하지 않는 경우를 계산한 결과 $I = 25.01$ 을 구하였다. 이때의 밸브 주변의 유속을 비교하기 위해서 밸브부분에 가시화 창을 만들어서 PIV를 이용한 가시화로 밸브의 진동속도를 측정 한 결과 2.2~2.6 m/s가 측정되었다. 한편, 식(6)을 이용한 경우의 밸브의 진동속도는 3.33 m/s이다.(Fig. 7) 이 결과로부터 밸브가 진동하면서 발생하는 속도는 그 주위를 진동하면서 흐르는 냉매의 속도보다는 느리다고 볼 수 있다. 따라서 역지방지밸브가 진동하는

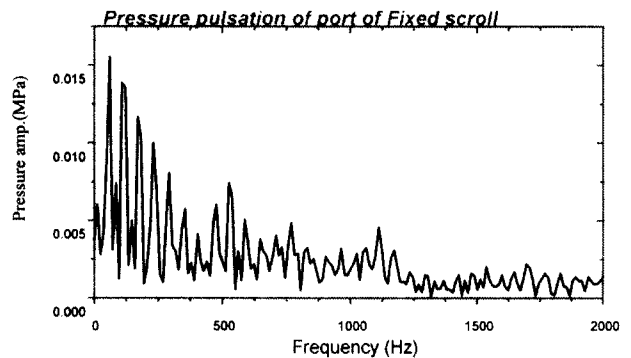


Fig. 6 FFT analysis of pressure pulsation



Fig. 7 Visualization of valve vibration

속도보다는 역지방지밸브를 가진하는 가진원인 압력맥동의 속도가 빨라야 함으로 이 계산의 유용함을 검증할 수 있다.

3. 운전 중 역지방지밸브의 이상소음

운전중에 밸브의 진동에 의한 이상소음은 역지방지밸브를 지지해주고 있는 스톱퍼(stopper)와의 충돌에 의해서 주로 발생한다. Fig. 3은 이때 발생하는 소음의 형태를 시간축으로 나타낸 것이다. Fig. 3의 왼쪽 부분은 정상운전시를, 오른쪽은 이상소음이 발생했을 때의 소음신호를 시간축으로 전개한 것이다. 이러한 소음의 특색은 정상운전시 발생하는 소음크기의 2배에서 3배 정도로 심한 충격성 소음

이 연속적으로 발생하는 특성을 가지고 있다. 또 이 이상소음은 흡입측과 토출측의 압력차에 의해서 매우 민감하게 반응하는 함수이다. 따라서 운전 중의 압력차이에 의해서 발생하는 특성을 이용해서, 밸브 주변의 힘의 평형 특성을 중심으로 민감한 인자를 계산해낼 수 있다. Fig. 8에 보이는 바와 같이 역지방지밸브를 중심으로 힘의 평형관계를 식으로 나타내면 식(10)과 같이 된다. Fig. 8의 (a)는 밸브의 토출구를 중심으로 한 역학 관계를 보여주고, (b)는 역지방지밸브를 둘러싸고 있는 경계 조건을 고려한 힘의 평형관계를 나타내며, (c)는 부호와 힘의 평형관계가 작용되고 있는 위치를 나타낸다.

$$F_{pl} = P_{1a} A_p + m(-W_2 \sin \alpha + W_p) \quad (10)$$

여기서, $W_p = W_2 A_2 / A_p$, $m = W_2 A_2 \rho$ 이다.

앞 절의 냉매의 흐름식과 같이 식(10)을 정리해서 역지방지밸브에 작용하는 유체력을 계산하면, 식(11)과 같이 표시된다.

$$F_{pl} = A_p (A - B)$$

$$A = \Delta p + \frac{1}{2} \rho W_2^2 \left(\frac{A_2^2}{A_p^2} - 2 \frac{A_2}{A_p} \sin \alpha \right) \quad (11)$$

$$B = \left[\rho I_2(s) \frac{dW_2}{dt} + W_2 W_{i\rho} I_1(s) \right]$$

여기서, A_p 는 앞절과 마찬가지로 역지방지밸브의 한면의 표면적, F_{pl} 은 냉매에 의해서 역지방지밸브의 밑부분에 가해지는 힘, P_{1a} 는 1a지점에서의 압력값, W_p 는 역지방지밸브 바로 밑 부분에서의 유속, α 는 실제로 냉매가 역지방지밸브를 벗어나면서 밸브가 수평과 이루는 각도이다. 이 수치는 CFD에서 계산한 결과인 수평속도 성분과 수직속도 성분으로 계산했다. 이 해석을 통하여 역지방지밸브의 움직임에 의한 진동을 억제함으로써 소음을 저감할 수 있으며, F_{pl} 을 얼마나 크게 할 수 있는지를 아는 것이 중요한 인자임을 알 수 있다. 그리고 역지방지밸브 주위의 속도의 변동율의 영향을 역지방지밸브에 대해서 적게 영향을 미치도록 설계하는 것이 필요하다. 식(11)을 근간으로 정리하여 보면, 역지방지밸브에서 냉매가 토출될 때의 수직방향의 속도성분을 가능한 한 억제하는 것과 스크롤 압축부에서의 I_1 (I_1), 그리고 역지방지밸브의 바로 밑 부분에서 계산되어지는 I_2 (I_2)을 크게 가져가는 것이 유리하며, $dW_2(t)/dt$ 의 값을 적게 설계하는 것이 필요하다.

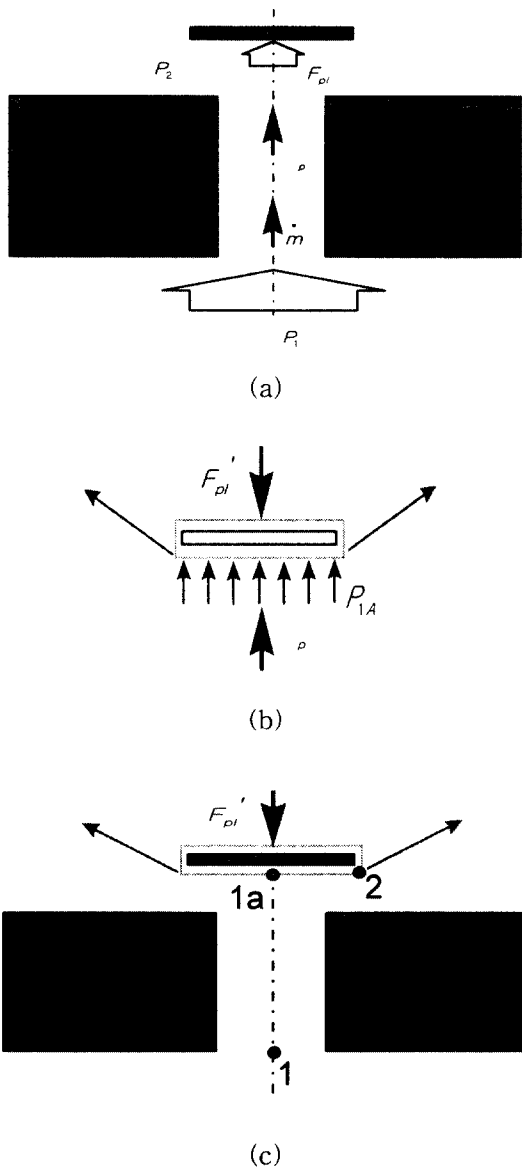


Fig. 8 Modeling of valve exerting force calculation of scroll compressor

4. 응용 및 실험 결과

2장과 3장에서 해석한 결과를 바탕으로 Fig. 9와 같은 특성을 갖는 역지방지밸브를 설계하였다. 종래의 형태는 역지방지밸브 밑 부분에서 압력이 떨어지더라도(다시 말하면, 전원이 차단되어 정지되면), 그 압력이 떨어지는 영향이 역지방지밸브에 직접 전달되지 않고 냉매가 바로 역 유입되는 형태이다. 새로운 형태는 이러한 단점을 보완하여 압력이 떨어지면 그 영향이 바로 밸브에 전달될 수 있도록 기하학적인 형태를 I값을 변화시켜 가면서 설계하였다. 그 결과 Fig. 10에서 보여 주는 바와 같이 정지시에도 운전 중의 소음과 거의 차이가 없는 역지방지밸브를 구성할 수 있었다.

역지방지밸브의 압력비에 따른 밸브진동에 의한 이상소음의 경우에는 식(11)에 열거한 인자를 중심으로 토출측의 압력과 흡입측의 압력을 가능한 높게 만드는 것이다. 일반적인 에어컨에서 얻어지는 압력비는 4.5에서 6정도가 된다. Fig. 11에서 종축은 토출측의 압력을 흡입측의 압력에 나누어서 나타낸 압력비이며, 횡축은 식(11)에서 거론된 인자를 변화시킨 것이다. Fig. 11에서 (a)는 역지방지밸브의 스토퍼의 폭을 크게 가져가는 경우에는 α 가 작아지게 되는데, 이런 경우에도 압력비가 7이상까지 상승해도 이상소음이 발생하지 않는 좋은 결과를 보이며, (b)는 역지방지밸브와 고정 스크롤 사이의 유격에 따른 압력비를 나타낸 것으로 유격거리가 크면 압력비는 감소하는 결과를 보이며, (c)는 역지방지밸브의 두께를 증가시킨 경우에 대해서, (d)는 역지방지밸브의 무게를 증가시킨 경우에 대해서 나타낸 결과인데 양자 모두 압력비와는 반대의 결과를 나타낸다. (e)는 역지방지밸브가 설치되어 있는 공간을 입체적으로 키운 경우에 대해서 실험한 결과이다. 이 공간의 크기는 앞절에서 해석한 결과를 바탕으로 밸브에 주어지는 외력의 영향을 검토한 것으로 공간이 크면 클수록 압력비가 상승하고 있음을 보여 준다. (f)는 역지방지밸브 위의 공간을 반지름방향으로 넓힌 경우의 압력비와 관련 각 인자와의 특성을 비교한 것이다. 반경방향의 공간 확보는 제한이 있지만 제한된 공간 중에서 얻을 수 있는 최대치를 고려해서 실험한 결과로 반경 방향의 거리가 크면 압력비도 상승하고 있다는 것을 알 수 있다. Fig. 11의 (a), (e), (f)의 경우에는 밸브의 주변에서 밸브를 회전각 방향

으로 가진 시키는 힘을 최소화하면 압력비는 증가한다는 것을 나타낸다. 따라서 밸브를 중심으로 밸브에 미치는 외력 즉 가진력의 영향을 줄이면 압력비는 증가한다는 것을 보여 주며, 이는 앞절의 해석의 유효함을 보여 준다. Fig. 11의 (b), (c), (d)는 밸브를 밀어 올리는 힘을 비교한 것으로 밸브가 무겁거나, 압력의 중심에서 멀거나, 무게가 무거워서 압력을 상쇄시키는 경우에는 압력비가 오히려 내려가는 것을 보여 준다. 이 결과도 밸브를 중심으로 스크롤 토출구로부터 밸브를 스토퍼에 밀어 올리는 힘을 최대로 한다면 좋은 압력비를 얻을 수 있다는 것을 보여 준다. 이 결과도 앞절에서의 해석에서 밸브 밑으로부터 압력이 밸브 밑에서 크게 되도록 설계하면 좋게 된다는 수식과 일치한다. 이상의 몇가지의 실험에서 보여 주는 바와 같이 해석 모델의 타당성과 인자 선택의 타당성을 보여 준다. 압력을 얼마나 여기서 알 수 있는 것은 식(11)에서 이론적으로 고려한 특성치의 예상치와 실험결과가 비교적 잘 일치하고 있다는 것

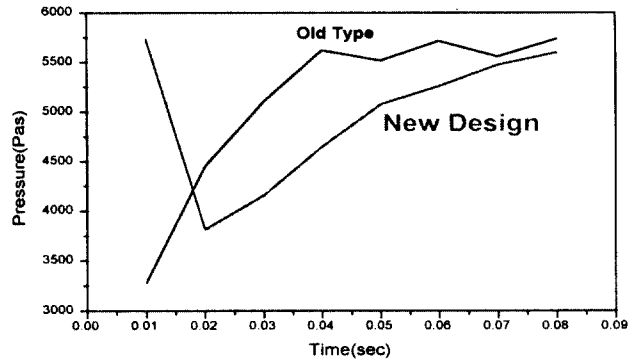


Fig. 9 Response time of pressure drop of check valve

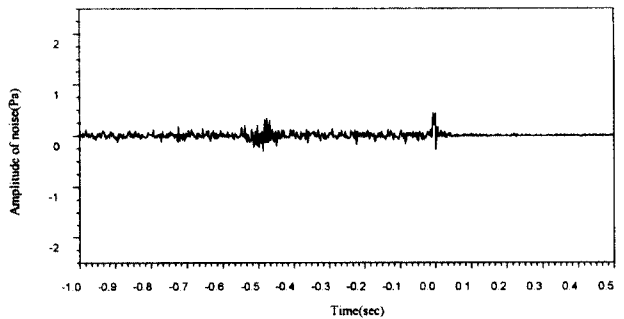


Fig. 10 Improved check valve noise data during shut-down

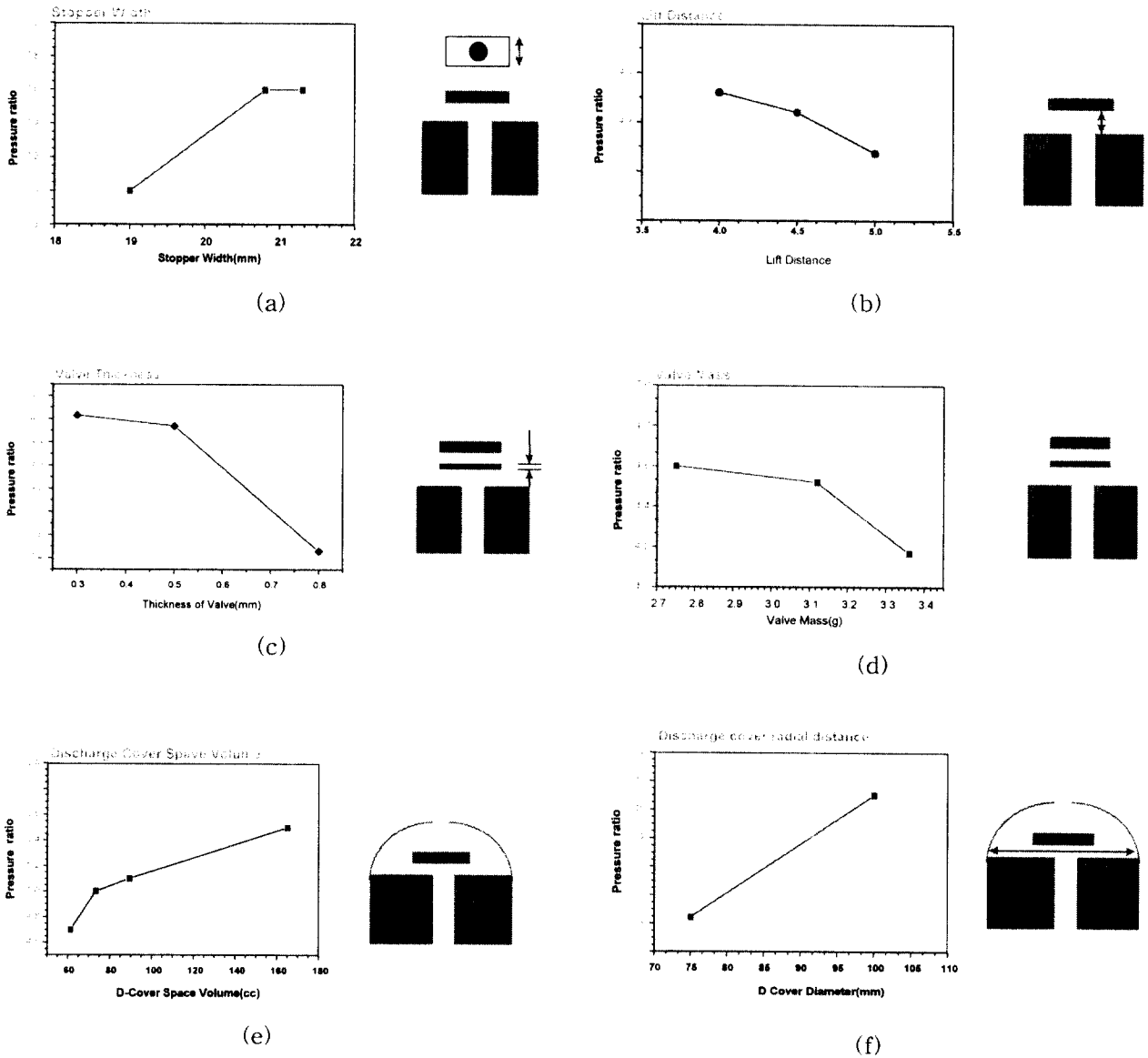


Fig. 11 Experimental results of valve movement noise based on the major parameters

이다. 그외에도 많은 인자가 고려 될 수 있지만, 이 논문에서는 스크롤 압축기의 내부 치수 상 허용되는 범위내에 해당 되는 인자만 취급하였다. 그외에도 앞절에서의 해석결과로부터 많은 인자를 선택하는 것도 가능하다.

5. 결론

지금까지 스크롤 압축기의 역지방지밸브에 대한 역할과 역지방지밸브에 의해서 발생하는 이상 소음 중에서 정지 시의 이상소음과 운전 중 압력비에 따라서 발생하는 이상소음에 대해서 언급하였다.

정지시의 역회전을 방지하기 위해 발생하는 충격음과 역지방지밸브의 진동에 의해서 발생하는 소음

에 대해서는 모델링을 통하여 역학적인 주위 환경을 해석함으로써 소음 저감에 중요한 인자들을 찾을 수 있었고, 이를 이용한 실험에서 이론의 경향과 일치하는 결과를 얻었으며 이를 통하여 모델링의 타당성을 검증 할 수 있었다. 이 결과로 밸브에 작용하는 외력과 밸브의 형상이 압력비와 정지시 이상소음을 줄이는 중요한 인자임을 확인하였다. 그러나, 역지방지밸브의 기하학적인 형상이 허용하는 범위 내에서 먼저 정지음을 없애고, 정지음에 영향을 주지 않는 범주내에서 역지방지밸브의 소음을 발생시키는 시작점의 압력비를 올리는 것에 대해서는 여전히 제약조건이 많다. 따라서 공조기기의 운전조건에 맞는 이들 부분의 연구는 계속되어야 할 것이다.

참고문헌

1. Ahn B.H. et. al., "Investigation of check valve behavior in a scroll compressor for noise" 1998 Int. Conf. At Purdue, pp. 483~488, 1998
2. S. Grunwald and W. Beagle, "Check valve momentum in a scroll compressor" 1990 Int. Conf. At Purdue, pp. 716~723, 1990
3. J. J. Hugenroth and Tom Barito, "Powered Reversed Running of Scroll Compressor", 1998 Int. Conf. At Purdue, pp. 477~482, 1998
4. M. Hayano and S. Nagamoto, H. Sakada, M. Hatori, "Performance Analysis of Scroll Compressor for Air Conditioner", 1986 Int. Conf. At Purdue, 1986