

# 차량용 전동식 스크롤 압축기의 배압제어밸브 설계

남 보 영<sup>†</sup>, 구 인 회<sup>\*</sup>, 한 영 창, 이 건 호<sup>\*\*</sup>

두원중공업 부설연구소, <sup>\*</sup>두원공과대학 기계과, <sup>\*\*</sup>두원공과대학 건축설비과

## Design of Back Pressure Control Valve for Automotive Scroll Compressor

Bo-Young Nam<sup>†</sup>, In-Hwe Koo<sup>\*</sup>, Young-Chang Han, Geon-Ho Lee<sup>\*\*</sup>

*Technical Research Center, Doowon Heavy Industrial Co., LTD, Kyonggi-do 456-718, Korea*

*<sup>\*</sup>Department of Mechanical Engineering, Doowon Technical College, Kyonggi-do 456-718, Korea*

*<sup>\*\*</sup>Department of Architecture Engineering, Doowon Technical College, Kyonggi-do 456-718, Korea*

**ABSTRACT:** The optimization of back pressure chamber is one of the most important factors in designing scroll compressors, because it has a great influence on the efficiencies and other design parameters. The design process can be divided into 2 parts. One is obtaining the optimum pressure of the chamber and keeping it in constant value. And the other is finding out the minimum inflow rate of medium with which back pressure chamber is filled. In this study we are focused on the first step.

At first we added a simple structure that could change back pressure without reassembling compressor. It makes the optimum back pressure be obtained. And then we devised an equipment that the back pressure control valve assembly could be independently tested with. A spring was redesigned to decrease stiffness variation. And sealing mechanism of back pressure control valve was improved to more effective way.

As a result it was verified in a real mode test that back pressure variation could be stabilized within 2.3% when discharge pressure and operating frequency varied. And the integrated structure of back pressure control valve is expected to contribute to an effective manufacturing process.

**Key words:** Scroll compressor(스크롤 압축기), Back pressure control valve(배압제어밸브),

### 기 호 설 명

$F_a$  : 축방향 가스력 [N]

$F_b$  : 배압력 [N]

$L$  : 배압제어밸브 세팅길이 [mm]

$\Delta P_b$  : 배압실압력과 흡입압과의 차 [kgf/cm<sup>2</sup>]

$P_d$  : 흡입압력 [kgf/cm<sup>2</sup>]

$P_s$  : 토출압력 [kgf/cm<sup>2</sup>]

### 1. 서 론

지구 환경에 대한 문제가 제기되면서 각국의 자동차업계는 지구온난화 물질인 R134a를 대체

<sup>†</sup> Corresponding author

Tel.: +82-31-670-7189; fax: +82-31-670-7058

E-mail address: bynam@doowonhi.com

할 수 있는 냉매의 적용에 대해 활발히 연구하고 있을 뿐만 아니라 화석 연료를 태움으로서 발생하는 CO<sub>2</sub>의 양을 근본적으로 줄이기 위해 하이브리드 자동차와 연료전지 자동차의 개발에 앞장서고 있다. 일본의 도요타는 프리우스를 필두로 렉서스 하이브리드를 전면에 내세워 하이브리드 자동차 시장을 선점하고 있다. 연료전지 자동차는 내연기관 자동차와는 달리 오염물질 뿐만 아니라 지구온난화 물질인 CO<sub>2</sub>를 전혀 배출하지 않는 무공해 자동차이다.

하이브리드 자동차와 연료전지 자동차는 모터만으로 구동되는 메커니즘을 가지고 있기 때문에 기존의 엔진으로부터 벨트를 이용해 압축기를 구동하는 방식을 그대로 적용할 수가 없어 전기로 구동되는 압축기를 필요로 한다. 전동식 압축기는 엔진의 회전수에 연동되지 않고 압축기 자체의 운전주파수 가변으로 용량제어가 가능하므로 효과적이며 효율 또한 높은 것이 특징이다. 특히 전동식 압축기중에서 스크롤타입은 고효율 및 저진동, 저소음의 특성을 보이므로 하이브리드 및 연료전지 자동차의 적용에 유리하다.

스크롤 압축기는 간극체적 및 흡입밸브가 없어 왕복동식 압축기에 비해 체적효율이 높지만 상대적으로 누설경로가 복잡하고 길어서 압축과정에서 내부 누설이 발생하는 단점이 있다. 내부누설 경로로는 고정스크롤과 선회스크롤의 랩 선단부 틈새를 통해 발생하는 축방향 누설과 랩 측면으로 발생하는 반경방향 누설이 있는데 스크롤 압축기의 효율향상을 위해서는 축방향 및 반경방향의 누설을 최소화하는 것이 무엇보다도 중요하다.

본 연구에서는 축방향 누설을 최소화 하기위한 기구 중의 하나인 선회스크롤 배압방식에 있어서, 배압실 압력을 최적으로 유지하기 위한 배압 제어밸브의 설계 및 이의 적용 사례에 관하여 논하고자 한다.

## 2. 배압제어밸브 설계

### 2.1 배압방식

Fig. 1은 선회스크롤 배면에 중간압을 형성하여 압축과정 중에 발생하는 축방향 가스력을 이기고 고정스크롤과 밀착되도록 하는 배압 구조를

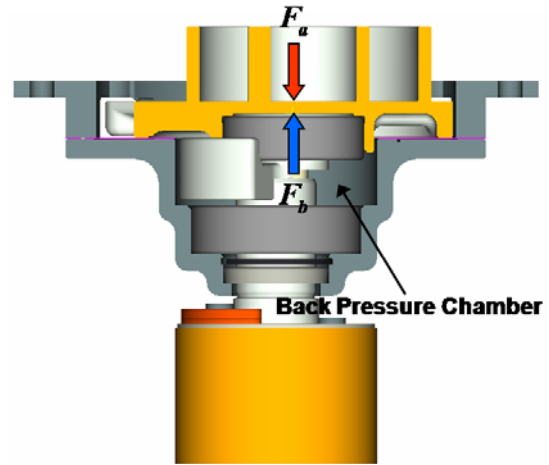


Fig. 1 Structure of back pressure mechanism

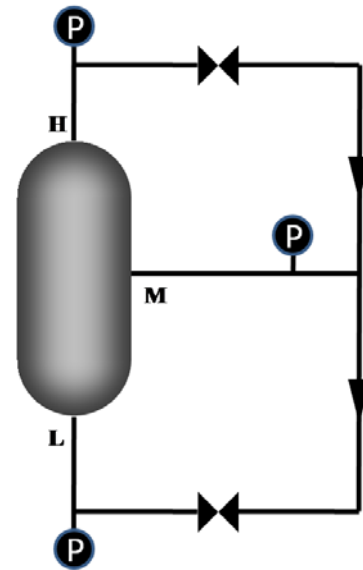


Fig. 2 Device for back pressure test

보여준다.  $F_b$ 가  $F_a$ 보다 작을 경우 선회스크롤과 고정스크롤이 분리되며 축방향 간극이 커져 누설이 과하게 발생하게 되고,  $F_b$ 가 과도하게 클 경우는 스러스트면에서의 마찰손실이 크게 증가한다. 따라서 적절한 배압력의 선정은 스크롤압축기의 설계에 있어 중요한 부분을 차지한다.

### 2.2 배압측정 지그 설계

배압력의 크기에 따른 압축기 소요동력의 영향을 평가하기 위해서 Fig. 2와 같이 실험지그를 제작하였다. 압축기의 토출실, 배압실, 흡입실이

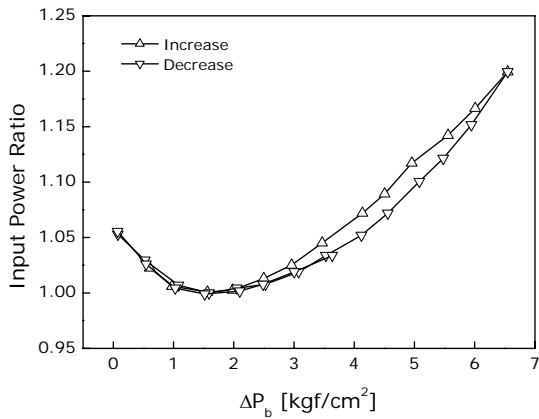


Fig. 3 Input power due to  $\Delta P_b$

서로 연통되도록 배관을 구성하고, 토출배관과 흡입배관에는 밸브를 설치하여 토출가스 일부를 이용함으로써 배압실 압력이 조절되도록 하였다. 토출가스가 흡입실로 바이패스 되는 양을 최소화하기 위해 토출배관측 밸브의 개도량은 흡입배관에 설치된 밸브를 닫은 상태에서 배압실과 흡입실의 압력차가  $6.5 \text{ kgf/cm}^2$ 가 되도록 선정하였다. 토출 측 밸브의 개도량을 일정하게 유지한 상태에서 흡입 측 밸브의 개도량을 조절하면 배압실의 차압은  $0 \sim 6.5 \text{ kgf/cm}^2$ 까지 유지하는 것이 가능하다.

### 2.3 최적 배압력 선정

Fig. 3은 배압실 차압( $\Delta P_b$ )에 따른 압축기 소요 동력의 변화를 나타낸 것이다.

선회스크롤 거동에 대해서 압력의 증가 및 감소에 대한 영향도를 평가하기 위해  $\Delta P_b$ 를 증감시키며 실험한 결과, 증가 및 감소의 두 경우가 히스테리시스 현상이 거의 없이 유사한 경향을 보였다.  $\Delta P_b$ 가  $1.6 \text{ kgf/cm}^2$ 인 경우에 압축기 소요 동력이 최소값을 보이며,  $\Delta P_b$ 가  $6.5 \text{ kgf/cm}^2$ 인 경우 최적 배압력의 경우에 비해 약 20% 더 큰 것을 확인할 수 있었다.

### 2.4 배압제어밸브 설계

Fig. 4는 종래품과 개선품의 배압제어밸브의 형상을 보여준다. 종래의 배압제어밸브는 크랭크축 전단에 설치되는데 장착 위치의 기하학적 한

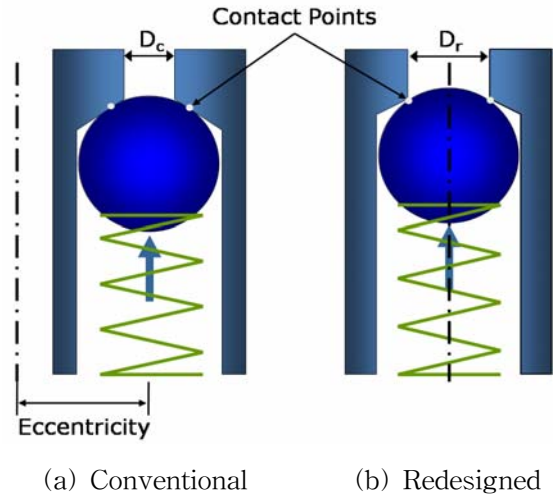


Fig. 4 Installed shape of back pressure control valve

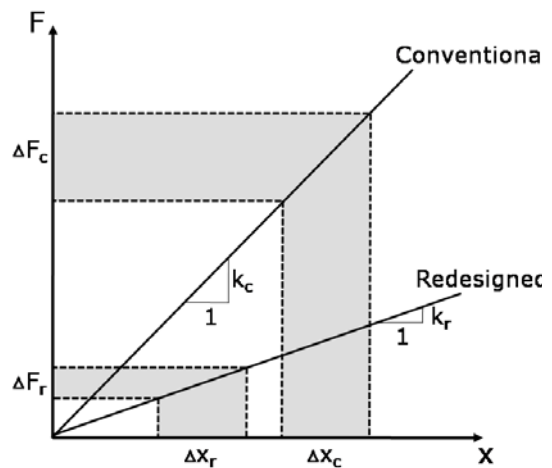


Fig. 5 Reduction of stiffness variation

계로 인해 중심축에서 볼의 위치가 벗어나 있었고, 볼과 실린더 내부의 접촉 형상에 따라 볼이 실린더와 선접촉하는 부분의 직경이  $D_c$ 보다 커지는 문제점이 있었다. 이럴 경우 크랭크축의 회전으로 인해 볼에 원심력이 작용하여 배압제어밸브의 볼이 반경방향 힘을 받아 밀봉에 악영향을 줄 수 있고, 볼과 접하는 실린더 안쪽면의 가공 정밀도에 따라 볼이 선접촉하는 직경의 변화로 인해 배압제어밸브의 특성이 변할 수 있었다. 또한 Fig. 5에서와 같이 종래의 배압제어밸브는 스프링 탄성계수가 과하게 설계되어 스프링 압착량에 따른 스프링력의 변화량이 크기 때문에 스프링 초기 압착량의 조그만 차이에도 배압력이

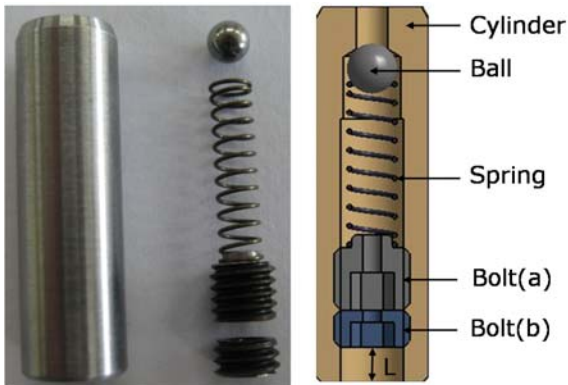


Fig. 6 Structure of redesigned back pressure control valve assembly

크게 변하는 단점이 있었다.

이를 개선하여 배압제어밸브를 공간 확보가 용이한 크랭크축 후단 중앙에 설치함으로써 원심력에 의한 볼의 쓸림 현상을 배제시킬 수 있었으며, 실린더 안쪽면의 볼 안착면 형상을 변경시킴으로써 볼이 가공면의 모서리에 접하게 하여 볼에 작용하는 힘의 면적이  $D_v$ 에 의해 결정되도록 하였다. 또한 스프링 탄성계수를 감소시켜 스프링 초기 압착량 차이에 대한 배압력의 변화 폭을 줄일 수 있었다.

Fig. 6은 종래품을 개선하여 제작한 배압제어밸브의 형상을 보여준다. 종래품은 볼, 스프링, 볼트 등이 크랭크축에 체결되는 구조였으나 개선품에서는 실린더를 추가하여 배압제어밸브를 일체형 유닛으로 크랭크축에 삽입 되도록 한 것이 특징이다. 볼트(a)는 스프링 초기 압착량을 결정하는 역할을 하며 볼트(b)는 압축기 구동 시 발생하는 진동에 의해 볼트(a)가 풀리는 것을 방지한다. 스프링의 초기 압착량은 세팅길이  $L$ 을 측정함으로써 알 수 있다.

### 3. 배압제어밸브의 적용

#### 3.1 실험장치 및 방법

실제 압축기에서 오일순환은 토출실에서 분리된 오일이 미세 유로를 통해 선회스크롤과 메인프레임에 의해 형성되는 배압실로 공급이 되고, 크랭크축에 설치된 배압제어밸브를 통해 배출이 된다. 앞서 제작된 밸브의 배압실 압력변화에 따

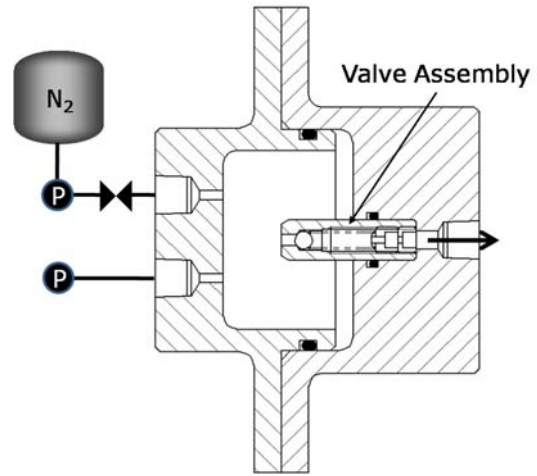


Fig. 7 Test equipment of back pressure control valve

른 제어 성능 평가를 위해 Fig. 7과 같은 지그를 제작하였다.

Fig. 7에서  $N_2$  챔버와 두 개의 커버에 의해 형성된 밀폐공간은 실제 압축기에서 각각 토출실과 배압실 역할을 하게 된다. 그리고 밸브는 토출실에서 배압실로 통하는 미세유로에 해당되어 배압실로 공급되는 질소의 양을 제한한다. 따라서 밸브의 개도량을 적절히 조절된 상태에서 질소압력을 서서히 증가시키면 배압실의 압력 또한 증가하게 되는데, 이때 배압제어밸브의 거동에 따른 배압실 압력 변화를 관찰할 수 있다.

#### 3.2 실험결과

배압제어밸브의 세팅길이가  $L_1$ ,  $L_2$ 인 경우에 대해서  $N_2$  챔버 압력변화에 따른 배압실 압력변화를 Fig. 8에 나타내었다. 세팅길이  $L_1$ ,  $L_2$ 에 대응하는 배압제어밸브의 이론적인 설정압력은 각각  $P_1$ 과  $P_2$ 이다. 세팅길이가  $L_1$ 인 경우는 동일한 실험을 2회 실시하였고, 세팅길이  $L_2$ 인 경우는 히스테리시스의 유무를 판정하기 위해 압력을 증가시킨 후 다시 감소시키면서 배압실 압력을 측정하였다. 그 결과 배압실의 압력분포는 비슷한 경향을 보였으며, 이론적인 설정압력과도 상당히 잘 맞는 것을 확인할 수 있었다. 또한 배압실 압력이 일정하게 유지되는 상태에서 토출압이 높아질 경우 배압실 압력이 약간씩 증가하는 것을 볼 수 있었다.

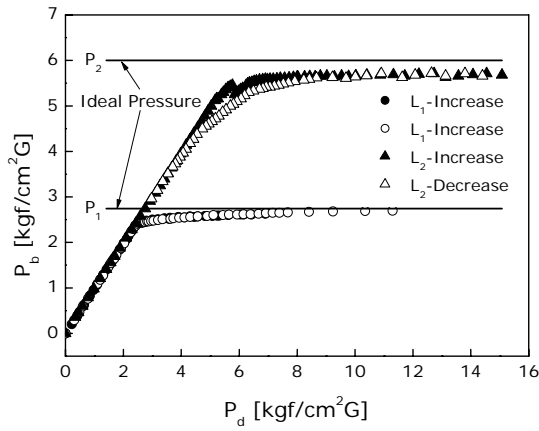


Fig. 8 Test result of back pressure control valve

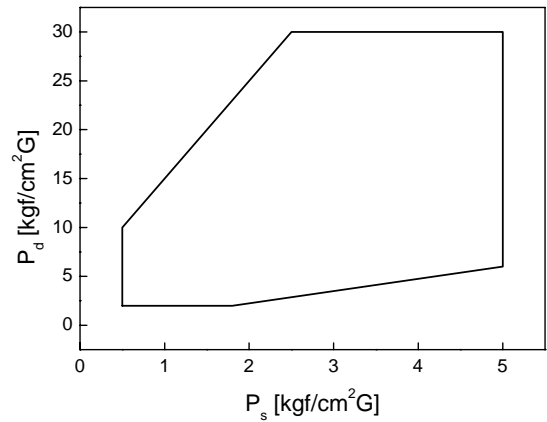


Fig. 10 Operating envelope



Fig. 9 Scroll compressor for testing

Table 1 Specification of scroll compressor

Item	Specification
Displacement	27cc
Comp. speed	800 ~ 8600 rpm
Refrigerant	R134a
Motor	Sensorless BLDC
Inverter	Integrated 180° vector control

### 3.3 압축기 적용

본 연구에 있어서 적용된 압축기는 인버터 일체형으로 Fig. 9와 같으며 구체적인 사양은 Table 1에 명기하였다.

차량용 압축기에서 요구되는 운전영역은 Fig. 10과 같이 상당히 넓기 때문에 전 영역에서 선회스크롤의 전복이 발생하지 않도록 하는 배압실 압력의 선정이 요구된다. 앞선 실험에서  $P_s = 2 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$ ,  $P_d = 15 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$ 인 조건에서 압축기 소요동력이 최소인  $\Delta P_b$ 는  $1.6 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$ 임을 알았다. 그러나 흡입압과 토출압의 차이가 더 큰 운전조건에서는 선회스크롤의 전복을 막기 위해서는 더 큰 배압력이 필요하기 때문에 배압실 압력을 더 크게 해줄 필요가 있다. 이 같은 사항을 고려하여 이론적으로  $\Delta P_b$ 가  $3.4 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$ 가 유지 되도록  $L$ 을  $3 \text{ mm}$ 로 하여 압축기에 장착 후 운전조건을 변경하면서 실험하였다.

Fig. 11은 압축기 구동 후 서서히 토출압을 높인 경우와 동일한 압력조건에서 운전속도를 변화시킨 경우의 배압실 압력 거동을 보여준다.  $\Delta P_b$ 는 구동 초기에 토출 차압이  $10 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$ 가 될 때까지는 불규칙하게 변동하다가 그 이후로는 흡입압의 변화에 대해 상당히 신속하게 반응하여 토출압 증가에 무관하게  $\Delta P_b$ 가  $3.5 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$  정도에서 일정하게 유지되는 것을 볼 수 있다. 이때 배압제어부의 제어특성으로 인한 순간적인 배압실의 압력변동 폭은  $\pm 0.08 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$  이하로 2.3% 이내에서 제어가 가능함을 확인할 수 있었다. 회전수의 증가에 따라서는 6500 rpm까지는 순차적으로 증가하다가 그 이상의 운전속도에서는 배압실 압력이 낮아지는 경향을 보였다.

Fig. 12와 같이 토출압을 서서히 낮출 경우 일정하게 유지되는  $\Delta P_b$ 는 토출차압이  $8 \text{ kgf/cm}^2\text{G}$ 를 기점으로 서서히 낮아지는 것을 볼 수 있으며,

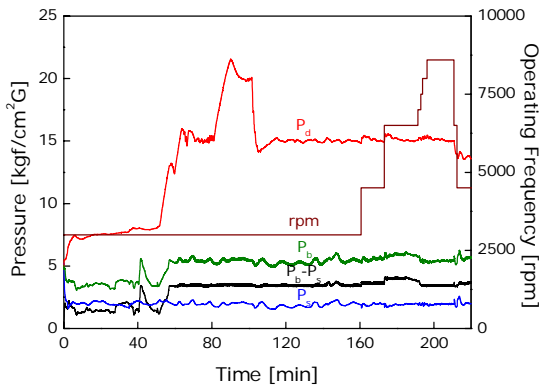


Fig. 11 Back pressure with frequency varied

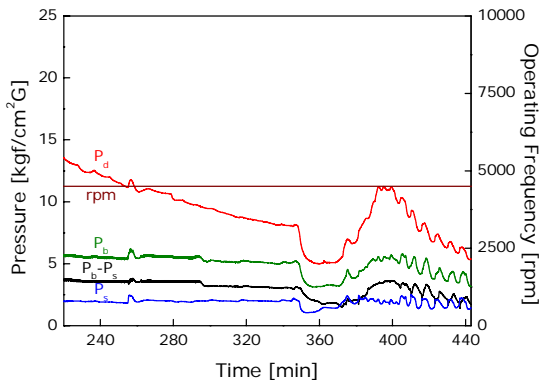


Fig. 12 Back pressure with pressure varied

$\Delta P_b$ 의 설정압력보다 낮을 경우는 토출압의 변화에 따라 배압력도 신속하게 변화되는 것을 볼 수 있었다.

#### 4. 결론

스크롤압축기의 배압방식에 적용되는 배압제어 밸브의 최적 설계 및 이의 적용에 대한 본 연구의 수행 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 토출가스의 일부를 바이패스 시켜 배압실 압력을 변화시키면서 압축기 소요동력이 최소가 되도록 최적 배압력을 선정하였다.
- (2) 기 적용된 배압제어밸브를 효과적으로 개선하여 배압제어밸브를 일체형 유닛으로 구성하였다.
- (3) 개선된 배압제어밸브의 단품 테스트 결과, 세팅길이(L)에 따라  $\Delta P_b$ 의 이론치와 실험치가 일치함을 검증하였다.
- (4) 배압제어밸브를 압축기에 적용한 결과 배압실 차압이 일정하게 유지됨을 확인하였고, 이론적인 설정압력과도 일치하였다.
- (5) 배압제어밸브의 제어특성으로 인한 순간적인 배압실의 압력변동 폭은 2.3% 이하로 제어성능이 우수한 것을 확인할 수 있었다.

배압제어기구의 설계는 크게 최적 배압력 산정 및 배압력 공급 유량 최소화의 두 가지 과정으로 나뉠 수 있으며, 본 연구에서는 이 중 첫 번째 과정에 대하여 논의 하였다. 두 번째 과정인 배압력 공급 유량에 관한 부분은 추후 연구 과제로 남는다.

#### 참고문헌

1. Kim, H. J., Lee, W. H., 1997, Stability of the axially compliant fixed scroll in scroll compressors, Korean Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Engineering, Vol. 9, No. 2, pp.93-103
2. Takeshi FUSHIKI, et, al., 2002, Development of scroll compressor with new compliant mechanism, Proceedings of the Inter. Comp. Eng. Conf., C18-3