

## 진동평면모형을 이용한 스크롤 압축기 균형추 설계

서정환\*, 이동수\*, 김승엽\*, 조남규\*, 이형국\*

### Balancer design for scroll compressors using vibration plane model

Jeong-Hwan Suh\*, Dong-Soo Lee\*, Seung-Yup Kim\*,  
Nam-Gyu Joh\*, Hyung-Gook Lee\*

*Key Words* : Scroll compressor(스크롤 압축기), Balancer design(균형추 설계), Vibration(진동), Vibration Plane(진동평면)

#### ABSTRACT

An effective balancing method for scroll compressors is developed based on vibration plane model. By assuming the design range of balancer size is not large and considering only the radial axial direction rigid vibration of the scroll compressors, we can find the vibration plane (V-plane) describing the vibration level of the scroll compressor depending upon balancer design specifications. By using the intersection of two minimum lines (areas) obtained from the couple of V-planes we can find the design region to minimize vibration level of the compressor. The full design process is described by using an illustrative example with upper and lower balancer weights. Further more sensitivity analysis of parameters important for designation of size and positioning of the balancer is analyzed.

#### 1. 서론

스크롤 압축기에 활용 가능한 효과적인 발란스 설계기법을 압축기의 축 방향 및 반경방향 강체 진동을 고려하여 개발하였다. 이 방법은 진동평면 모형을 기반으로 하는 것으로서 진동수준을 극소화하기 위한 상부 및 하부 균형추의 크기 및 형상을 설계하는데 활용되기 위한 것이다. 더 나아가 진동량을 극소화하기 위한 로터부 균형추 설계인자 중 설계 목적적 민감도가 높은 것을 도출하였다. 제안한 방법의 적용성을 검증하기 위해 8마력급 스크롤 압축기에 적용하고 그 효용성을 확인 및 검증하였다.

Figure 1 과 같이 선회 스크롤의 회전반경 무게중

심이 편심 되어 구동 되므로 이로 인해 스크롤 압축기의 구동부는 과도한 불균형을 내재한 채 작동된다. 기구부에서 균형추의 크기가 일반적인 회진체에 비해 상대적으로 크게 설계되며, 합리적인 균형추 설계가 회진축을 기준으로 대칭형상인 일반적인 회진체 비해 더욱 요구된다. 기존설계방식은 힘 평형 및 모멘트 평형방정식을 만족하는 방법을 택하였고 특히, 상부 균형추의 2단 형상을 파라미터로 하여 높이를 설정하는 효율적인 방법을 취하였다[1-2]. 기존방법을 적용한 경우 물성치 및 형상 데이터가 정확할 경우 불균형량을 택해서 이를 보정할 수 있다. 하지만 데이터상의 약간의 오차가 있을 경우, 이로 인한 잔류 진동량의 편차 및 정도를 예측하거나 가능할 수 없으므로 이를 구현할 수 있는 척도의 필요성이 대두되었다. 본 연구에서는 이를 해결 하

\*: LG 전자 Digital Appliance Research Lab.  
j\_suh@lge.com

고자 하는 기본적인 연구로서 압축기 강체진동 모형을 기반으로 한 방법과 측정된 진동평면모 델을 이용한 방법으로 균형추 설계를 수행하고 그 효용성을 보였다.

## 2. 진동 평면 모델

측정 진동량 및 위상은  $n$  개의 발란스 면에서 불평형량을 다음과 같이 표기 가능하다[3,4].

$$\begin{aligned} \mathbf{Z}_1 &= \mathbf{a}_{11}\mathbf{U}_1 + \mathbf{a}_{12}\mathbf{U}_2 + \cdots + \mathbf{a}_{1n}\mathbf{U}_n + \boldsymbol{\varepsilon}_1 \\ \mathbf{Z}_2 &= \mathbf{a}_{21}\mathbf{U}_1 + \mathbf{a}_{22}\mathbf{U}_2 + \cdots + \mathbf{a}_{2n}\mathbf{U}_n + \boldsymbol{\varepsilon}_2 \\ &\vdots \\ \mathbf{Z}_m &= \mathbf{a}_{m1}\mathbf{U}_1 + \mathbf{a}_{m2}\mathbf{U}_2 + \cdots + \mathbf{a}_{mn}\mathbf{U}_n + \boldsymbol{\varepsilon}_m \end{aligned} \quad (1)$$

측정 진동량 및 위상은  $n$  개의 발란스 면에서 불평형량의 행렬형태의 다음 식의 의사-역행렬 (pseudo-inverse)를 구하는 문제와 같다.

$$\begin{aligned} \{\mathbf{Z}\}_m &= [\mathbf{a}]_{m \times n} \{\mathbf{U}\}_n + \{\boldsymbol{\varepsilon}\}_m, \quad m \geq n \\ [\mathbf{T}]_{n \times m} &= [\mathbf{a}]_{m \times n}^+ \\ [\mathbf{T}]_{n \times m} \{\mathbf{Z}\}_m &= [\mathbf{T}]_{n \times m} [\mathbf{a}]_{m \times n} \{\mathbf{U}\}_n + [\mathbf{T}]_{n \times m} \{\boldsymbol{\varepsilon}\}_m \\ (2) \quad \{[\mathbf{T}]_{n \times m} [\mathbf{a}]_{m \times n}\}^{-1} [\mathbf{T}]_{n \times m} \{\mathbf{Z}\}_m \\ &= \{\mathbf{U}\}_n + \underbrace{\{[\mathbf{T}]_{n \times m} [\mathbf{a}]_{m \times n}\}^{-1} [\mathbf{T}]_{n \times m} \{\boldsymbol{\varepsilon}\}_m}_{\text{Run-out}} \\ \{\mathbf{U}_b\}_n &= -\{[\mathbf{T}]_{n \times m} [\mathbf{a}]_{m \times n}\}^{-1} [\mathbf{T}]_{n \times m} \{\mathbf{Z}\}_m + O(\boldsymbol{\varepsilon}) \end{aligned} \quad (3)$$

위 식을 런-아웃(Run-out) 보상까지 고려하면 다음과 같이 정리된다.

$$\{\mathbf{U}_b\}_n = -\{[\mathbf{T}]_{n \times m} [\mathbf{a}]_{m \times n}\}^{-1} [\mathbf{T}]_{n \times m} [\{\mathbf{Z}\}_m - \{\mathbf{Z}_0\}_m] \quad (4)$$

### 2.1 측정 데이터 기반 진동 평면 모델

위 이론을 적용하기 용이한 간단한 일반 평면식으로 표기하면 다음과 같이 간략히 표기 가능하다.

$$x/a_1 + y/a_2 + z/a_3 = 1 \quad (5)$$

이 때  $x$ 는 상부치수 균형추의 높이  $y$ 는 하부 균형추의 하부치수 그리고  $z$ 는 위상을 고려한 해당 진동량이다. 그리고  $a_1$ ,  $a_2$  그리고  $a_3$ 는 압축 회전기구부의 기하학적 형상 물성 치에 의해 결정되는 값이다.

### 2.2 해석모형 기반 진동 평면 모델

그림에서 작용하는 힘과 모멘트를 고려하여 2차원의 스크롤 압축기 단면에서 운동으로 전체 운동을 표시 가능하다고 가정하고 진동량을 계산 가능하며 이를 바탕으로 진동 평면 모델을 구성하고 상부 및 하부 균형추의 형상치수 및 높이를 설계 가능하다. 여기에 관련된 힘 평형방정식을 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ F_{ubw} - F_{lbw} - F_{os} - F_{sb} - F_{cs} &= 0 \end{aligned} \quad (6-a)$$

$$\begin{aligned} \sum M_z &= 0 \\ F_{ubw1} \cdot L_{ubw1} + F_{ubw2} \cdot L_{ubw2} - F_{lbw} \cdot L_{lbw} \\ + F_{os} \cdot L_{os} - F_{sb} \cdot L_{sb} - F_{cs} \cdot L_{cs} &= 0 \end{aligned} \quad (6-b)$$

여기서 각 힘 및 모멘트 관련 파라미터는 Figure 2에 표기되어 있다.

더 나아가 위 모멘트식을 압축기 전체의 무게 중심점을 기준으로 전개하면 Figure 3 (a)와 같은 등가의 힘 및 모멘트로 압축기에 작용하는 경우로 가정할 수 있고, 선회 스크롤에 의한 불균형력과 균형추 및 기타 기구부에 의한 원심력이 스크롤 압축기의 단면상에 위치한다고 가정하고 Figure 3(b)와 같은 모형으로 진동계로 모형화 가능하며 이를 다음과 같은 식으로 쓸 수 있다.

$$\begin{aligned} (2k_x - m\omega^2)\mathbf{X} + 2k_x l_{CG}\boldsymbol{\Theta} &= \mathbf{F}_x, \\ (2k_y - m\omega^2)\mathbf{Y} &= \mathbf{F}_y, \\ \{2(k_x l_{CG}^2 - k_y l^2) - I\omega^2\}\boldsymbol{\Theta} + 2k_x l_{CG}\mathbf{X} &= \mathbf{M}_{CG} \end{aligned} \quad (7)$$

$F_r$  : radial component centrifugal force  
 from unbalance and O/S  
 $F_a$  : axial component  
 $M$  : Moment from  $F_x$  and  $F_y$

이를 근간으로 균형추의 형상과 재질 변경 등에 의한 진동유발효과를 추정할 수 있다.

### 3. 균형추 설계 및 튜닝 예제

진동평면 모델을 사용하지 않고 일반적인 균형추 튜닝 프로세스는 하도 와 같다. 여기서 초기값은 그림의 힘 평형 및 모멘트 평형식을 모두 만족하는 값으로 설정한다. 이렇게 구한 값은 실측 밀도 형상 가공-도면 오차 및 고속에서의 자이로 효과(Gyroscopic effect) 등으로 인해 실제 진동량이 최소화되는 지점 근방으로 설정된다. 따라서 설정 값 주변에서 실측 진동량이 최소화되는 지점이 존재한다. 이는 튜닝 실험을 통해 값을 구하게 된다.

#### 3.1.8 마력 급 스크롤 압축기 예제

##### 3.1.1 측정 데이터 기반 진동평면 모델

상부프레임(Main Frame) 및 하부 프레임(Sub-Frame)에 가속도계를 부착하고 Figure 4에 도시한 상부(Main) 및 하부(Sub) 균형추(Balancer)를 조합하여 9개의 조합에 관한 Figure 5의 반복실험이 가능하다. 이 중 중요한 7개의 데이터만 사용하여 Figure 6의 진동평면 모델(V-plane)을 구성할 수 있다. 이 때 식 (5)를 활용하여 계수  $a_1$ ,  $a_2$  및  $a_3$ 를 최소 사승 법(Least-Squares Method)으로 구할 수 있다. 여기에 보인 진동평면 모델은 상부 및 하부 균형추의 높이를 주요 설계인자로 하여 종축과 횡축으로 하였으며 이 때 예상 진동량의 절대값을 높이 값으로 하여 평면으로 도시하고 측정 점을 점으로 표시한 것이다.

##### 3.1.2 해석모형 기반 진동평면 모델

수식 (6-a) 및 (6-b) 그리고 세부 자유물체도(Free body diagram) Figure 2 및 등가 진동계 Figure 3 (b)를 기반으로 유도된 식 (7)을 이용하면 구할 수 있다.

##### 3.1.2 진동 최소화 균형추 설정

앞서 설명한 측정기반 구한 방법으로 Figure 6의 진동평면모델(V-plane)을 구할 수 있다. 이 때 상부 및 하부 균형추의 높이에 따라 진동수준이 극소화되는 선분이 존재하며 하부프레임(Sub-Frame) 측정 점에서의 반경방향 진동량과 주프레임(Main-Frame) 측정 점에서의 반경방향 진동량을 최소화하는 지점의 교집합에서 최적치가 결정된다. 이 그래프에서 T0(Target 0)는 진동해석 모형 기반 진동평면모델(V-plane)방법으로 구한 최적포인트이며 T1(Target 1)은 측정기반 진동평면 모델에서 구한 값으로 약 8%정도의 오차가 있다. 이는 해석기반모형에서 사용한 베이스의 지지부(grommet) 강성과 사용 밀도 값 형상치수의 오차, 무게 중심과 실제 모델 단면사이의 거리 등으로 인해 발생한 오차 등으로 유발된 것으로 보인다. 이를 보다 엄밀하게 분석하기 위해 5절에서 설계목적치의 민감도에 영향도가 높은 설계인자를 찾아내어서 모델 보완에 활용할 수 있도록 하였다.

### 4. 검증 시험결과 종합

3 절에서 구한 방법으로 상부 및 하부 균형추를 제작하고 평가하였다. Figure 8에서 보인 바와 같이 모든 측정 점에서 가속도 값이 현저하게 감소하였으며 구동주파수 변위 진동량은 Figure 9와 같이 개선 전에 비해 현격하게 감소하여 관리기준선 아래로 줄일 수 있었다.

### 5. 민감도 분석

변경인자를 상부1단 2단 및 하단 하단의 질량관련 데이터 그리고 균형추의 치부 위치를 설계인자(a,b,c 및 d)로 두고 이를 3수준(-5%, 0%, +5%)으로 변경하고, 상부 및 하부 균형추의 높이를 설계 목적치(A,B)로 하여 형상 변경에 대한 민감도 분석을 수행하고 주요결과를 Figure 10 (a), (b)에 도시하였다. 설계 목적치 A(상부 균형추 높이)는 상부 균형추의 치부위치와 상부 균형추의 데이터(질량 값)가 주요 민감한 인자로 분석되었다. 인자 d가 증가할수록 목적치 A의 민감도는 반대로 감소하고, 또 상부균형추의 위치인자(a)가 증가할수록 상부균형추 관련 목적치A의 민감도가 증가하는 경향성이 있다. 한편 설계목적치 B(하부 균형추의 높이)경우는 균형추의 치부위치와 하부균형추의 데이터(질량값)가 주요 민감한 인자이며, 인자 a가 증가할수록 설계목적치의 민감도가 반대로 감소하다 증가하고, 또 인자 b(균형추의 위치)가 증가할수록 설계 목적치 B(하단 균형추의 설계 높이)의 민감도 함께 증가한다.

### 6. 결론

스크롤 압축기는 원심력을 기반으로 압축력을 얻기 위해 편심된 압축부를 사용하며 이로 인해 야기된 과도한 진동을 보정하기 위한 균형추 설계로 힘-모멘트 평형기반 방법과 모델 기반 진동량추정 설계법이 있다. 본 연구에서는 측정 및 진동해석모형을 기반 진동 평면법(V-plane)을 제안하고 이의 효용성을 보였다.

상하부 균형추의 설계형상을 규정하는 주요변수의 민감도를 구하고 주요 목적치의 변동폭에 기여도가 큰 설계인자(상부 균형추 치부 위치, 상/하부 균형추 질량값)의 민감도의 성질을 도출하였다.

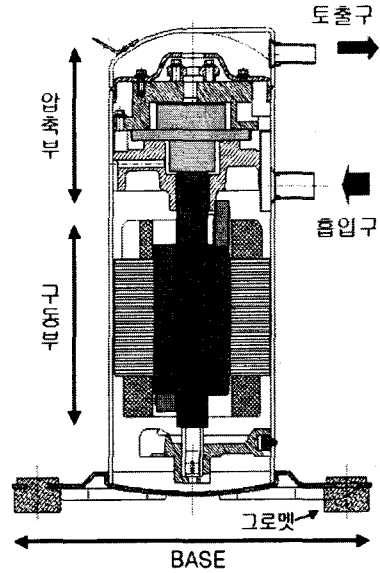


Figure 1 Cross section of scroll compressor mechanism

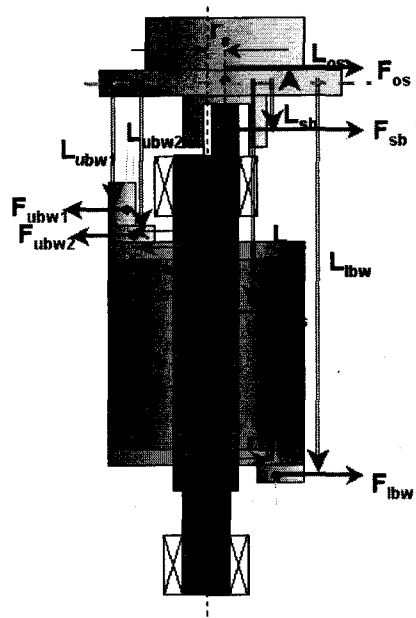
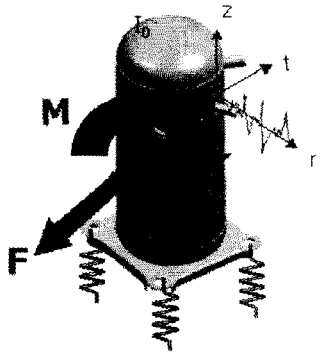
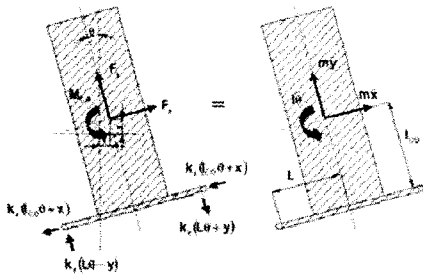


Figure 2 Free body diagram of scroll compressor mechanism



인가 트롤 포트 밀력: 1kg/cm<sup>2</sup>

(a) equivalent force, moment and measuring points



(b) 2-D cross section

Figure 3 Compressor body vibration and equivalent force and moment

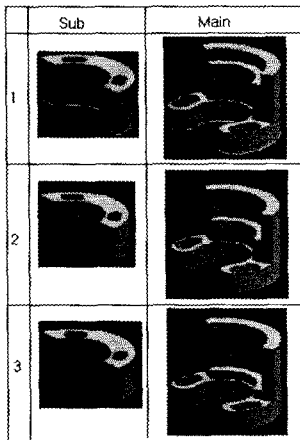
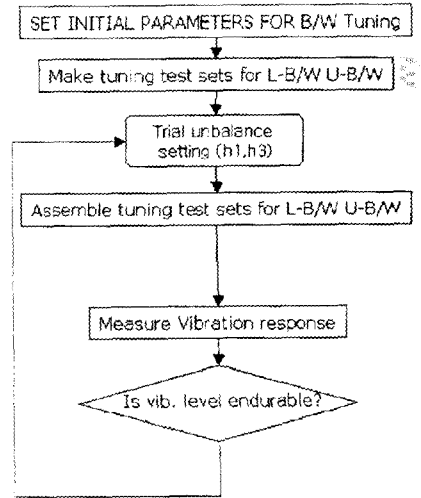
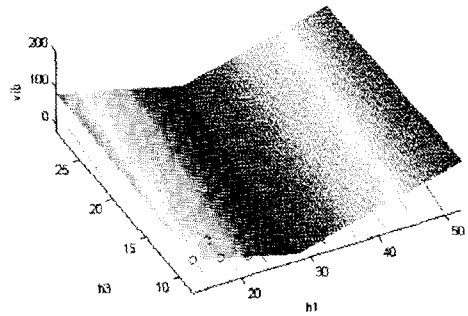


Figure 4 Sub balancer and Main balancer shape for height change

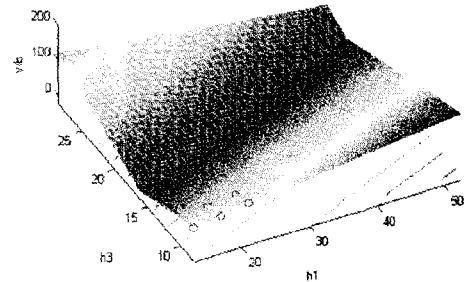


iteration NO. 9-10

Figure 5 General tuning of balancer height



(a) Sub-frame Balance-weight V-plane



(b) Main-frame Balance-weight V-plane

Figure 6 V-plane for radial vibration measurements (Points are the measured values, and the V-plane is derived by equation)

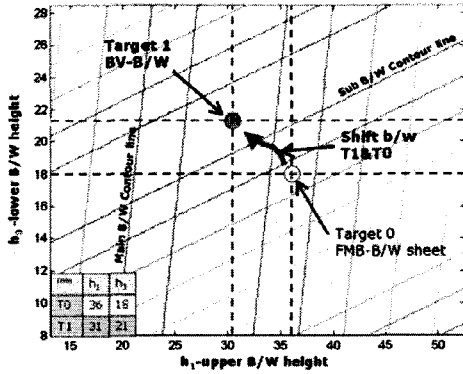


Figure 7 Optimal point for upper and lower balancer height using crossing point of two V-planes

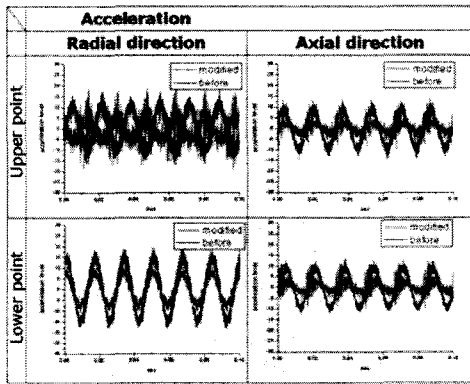
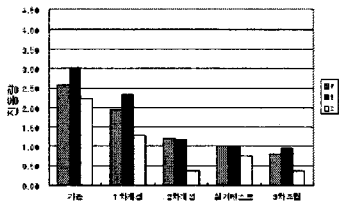
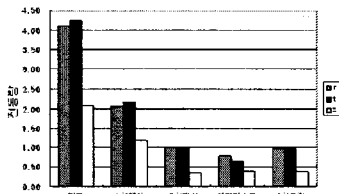


Figure 8 Reduction of acceleration by balancer design

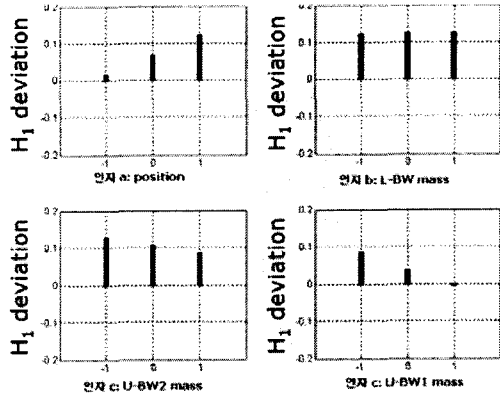


(a) Main frame position

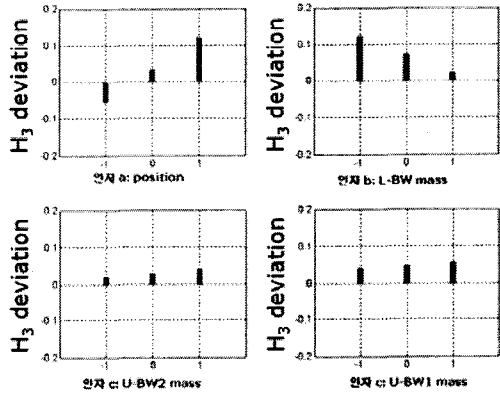


(b) Sub frame position

Figure 9 Displacement vibration reduction at 60Hz operating condition



(a) U-BW(Upper Balance Weight) sensitivity



(a) L-BW(Lower Balance Weight) sensitivity

참고문헌

- (1) 김현진, 이원학, 1997, “스크롤 압축기에서 축 방향 수송하는 고정부재의 안정성,” 공기조화 냉동 공학 논문집, 제 9권, 제 2호, pp.93~103.
- (2) Nieter, J.J., 1990, “Dynamics of compliance Mechanisms in Scroll compressors part II: radial compliance”, Proceedings, Inter. Comp. Eng. Conf., Purdue, pp.317~326.
- (3) Goodman, T.P., 1964, “A Least-Squares Method for Computing Balance Corrections,” Journal of Engineering for Industry, 86(3): 273-279.
- (4) Darlow, M., 1989, “Flexible Rotor Balancing by Unified Balancing Approach,” Rensselaer Polytechnic Institute, Troy, N.Y.