한국소음진동공학회 2001년도 춘계학술대회논문집, pp. 1168~1173

위상 최적 설계를 이용한 로터리 콤프레셔의 소음 저감

왕 세명*, 0박 종찬**

SOUND REDUCTION OF ROTARY COMPRESSOR USING TOPOLOGY OPTIMIZATION

S. Wang*, 0J. Park**

ABSTRACT

Compressors are the main source of noise of refrigerators and air-conditioning unit. Recent studies on the sound propagation of rotary compressors showed that the accumulator is a significant source of noise generation.

This paper describes a design change of a rotary compressor for noise reduction using topology optimization. Topology optimization has been developed and used to find the most effective structural configuration in the early stage of design procedures.

FE model of the rotary compressor composed of all the components is built for the topology optimization. Topology optimization results show that the empirical design for the present structure fail to constrain some resonance modes and a new component is required.

1.서론

어큐뮬레이터는 로터리 콤프레셔의 중요한 구성요소 중의 하나로써 스트랩과 스탠드 파이프로 콤프레셔 본체에 고정되어 있다. 스트랩과 스탠드 파이프는 어큐뮬레이터 쉘과 콤프레셔 본체 쉘보다 낮은 공진 주파수를 가지고 있기 때문에 쉘의 공진모드보다 낮은 주파수 영역에서 어큐뮬레이터 자체의 강체진동 모드가 발생한다.

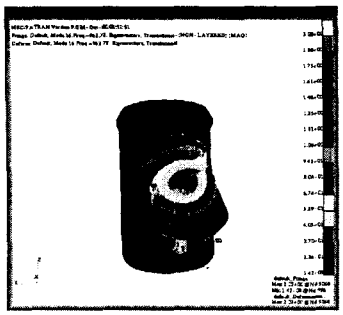
본 연구와 연계된 연구[1] 은 콤프레셔의 소음 방사에 있어서 어큐뮬레이터의 강체 진동모드가 소음에 미치는 영향이 크다는 것을 소음 측정 실험을 통해서 보여주었다.

Figure 1 은 어큐뮬레이터의 강체 진동모드 중에서 소음레벨이 높은 주파수 영역과 일치하는 공진 모드의 모드형상을 보여주고 있다.

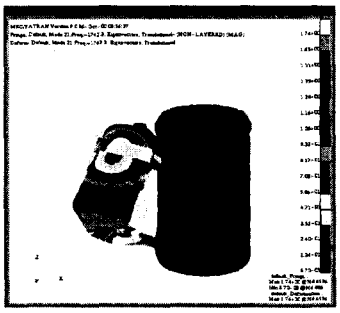
본 연구의 목적은 현재 스트랩과 스탠드 파이프로 이루어진 어큐뮬레이터의 고정 구조에 대해 최적 설계를 통한 구조 변경으로 위의 두 모드를 억제하는 것이다.

* 정회원, 광주과학기술원 기전공학과 교수

** 광주과학기술원 기전공학과 박사과정



(a) 963 Hz



(b) 1742 Hz

Figure 1. Mode shapes of the rigid body motions of the Accumulator

구조기인 소음 저감을 위해서는 수많은 방법들이 사용되고 있는데, 소음이 큰 영역 내에서 구조공진 모드를 억제하는 설계를 통한 방법은 가장 널리 쓰이고 있는 방법이다[2]. 본 연구에서는 위상최적 설계를 이용하여 어큐뮬레이터를 콤프레셔 본체에 고정하는 연구를 수행하였다.

최근 들어 위상 최적 설계는 여러 가지 영역에서 최적설계를 위해 사용되고 발전 되어왔다. 위상 최적설계는, 형상이나 치수 최적 설계와는 달리, 초기 설계를 필요로 하지 않는다. 위상 최적설계는 수많은 유한 요소로 이루어진 주어진 영역의 설계변수로부터 시작하여서 필요하지 않은 요소들을 제거하는 방법을 쓰고 있다. 이러한 방법은, 특히, 본 연구의 경우와 같이 경험적인 설계가 특정 공진 모드를 억제하지 못하는 경우에 더욱 효과적인 방법이다.

2. 고유치 문제에 대한 설계 민감도식

밀도법은 위상 최적설계의 한 방법으로서 각각의 유한요소마다 주어진 밀도 함수 η_i 가 설계변수가 된다. 각각의 요소에 대한 설계상의 효과적인 물성치와 등방성으로 주어진 물성치와의 관계는 다음과 같다.

$$\mathbf{E} = \eta^p \mathbf{E}_0 \tag{1}$$

여기서 $\mathbf{E}_0$ 는 주어진 등방성 물성치 E 와 ν, Young's modulus 와 Poisson's ratio 로 정의되는 초기 물성치 행렬이다.

고유치 문제에 대해서, 구조물의 지배 방정식은 다음과 같다.

$$a_\Omega(\mathbf{y},\bar{\mathbf{y}}) = \zeta d_\Omega(\mathbf{y},\bar{\mathbf{y}}) \quad \text{for all } \bar{\mathbf{y}} \in Z \tag{2}$$

여기서, ζ 은 고유치이고, $\mathbf{y}$ 는 ζ 에 해당하는 고유 벡터 그리고 Z 는 허용 가상 변위를 만족하는 공간이다. $d_\Omega(\mathbf{y},\bar{\mathbf{y}})$는 운동에너지 쌍 선형식으로서 진동 문제에서 질량의 영향을 나타낸다.

간단한 고유치 문제에 있어서, 고유치 ζ 는 미분가능하며, 그리고 해당하는 고유벡터, $\mathbf{y}$ 역시 미분 가능하다. 변형율 에너지 쌍 선형식과 운동에너지 쌍 선형식은 다음과 같이 나타내어진다[4].

$$\begin{aligned} a_\Omega(\mathbf{y},\bar{\mathbf{y}}) &= \int_\Omega \boldsymbol{\varepsilon}_i^T \mathbf{E} \bar{\boldsymbol{\varepsilon}}_i d\Omega \\ d_\Omega(\mathbf{y},\bar{\mathbf{y}}) &= \int_\Omega \rho \mathbf{y}^T \bar{\mathbf{y}} d\Omega \end{aligned} \tag{3}$$

여기서 ρ 는 효과적인 밀도이다. 초기 밀도, ρ_0 와 ρ의 관계는 다음과 같다.

$$\rho = \eta \rho_0 \tag{4}$$

설계변수 η 에 대한 $\mathbf{E}$ 와 ρ 의 미분식은 다음과 같으며,

$$\frac{\partial \mathbf{E}}{\partial \eta} = p\eta^{p-1}\mathbf{E}_0 = \frac{p}{\eta}\eta^p\mathbf{E}_0 = \frac{p}{\eta}\mathbf{E}$$
$$\frac{\partial \rho}{\partial \eta} = \rho_0 = \frac{1}{\eta}\eta\rho_0 = \frac{1}{\eta}\rho \quad (5)$$

설계변수에 대한 변형율 쌍 선형식과 운동에너지 쌍 선형식의 미분은 다음과 같으며,

$$[a_\Omega(\mathbf{y},\bar{\mathbf{y}})]' = \int_\Omega \boldsymbol{\varepsilon}_i^T \frac{\partial \mathbf{E}}{\partial \eta}\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}_i d\Omega$$
$$= \frac{p}{\eta}\int_\Omega \boldsymbol{\varepsilon}_i^T \mathbf{E}\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}_i d\Omega = \frac{p}{\eta}a_\Omega(\mathbf{y},\bar{\mathbf{y}})$$
$$[d_\Omega(\mathbf{y},\bar{\mathbf{y}})]' = \int_\Omega \frac{\partial \rho}{\partial \eta}\mathbf{y}^T\bar{\mathbf{y}}d\Omega \quad (6)$$
$$= \frac{1}{\eta}\int_\Omega \rho\mathbf{y}^T\bar{\mathbf{y}}d\Omega = \frac{1}{\eta}d_\Omega(\mathbf{y},\bar{\mathbf{y}})$$

식 (2) 의 일차 변분식은 다음과 같이 주어 진다.

$$[a_\Omega(\mathbf{y},\bar{\mathbf{y}})]' = \zeta' d_\Omega(\mathbf{y},\bar{\mathbf{y}}) + \zeta[d_\Omega(\mathbf{y},\bar{\mathbf{y}})]' \quad (7)$$

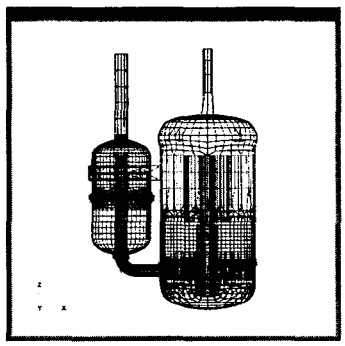
식 (2)가 허용 가상 변위를 만족하는 공간에 속하는 모든 가상 고유치벡터에 대해 유효하기 때문에 이식은 $\bar{\mathbf{y}} = \mathbf{y}$ 에 대해 계산될 수 있다.
정규화 조건, $d_\Omega(\mathbf{y},\mathbf{y}) = 1$ 을 이용하면 식 (7)은 다음과 같이 고유치 문제에 대한 민감도로 나타내어진다.

$$\zeta' = [a_\Omega(\mathbf{y},\mathbf{y})]' - \zeta[d_\Omega(\mathbf{y},\mathbf{y})]'$$
$$= \frac{p}{\eta}a_\Omega(\mathbf{y},\mathbf{y}) - \frac{1}{\eta}\zeta d_\Omega(\mathbf{y},\mathbf{y}) \quad (8)$$

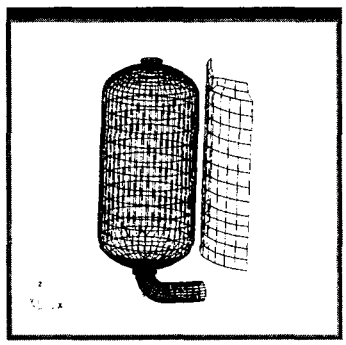
3. 위상최적설계 모델과 문제

모델축소

본 연구에서 유한요소모델은 구조물의 특성파악과 최적 설계를 위하여 만들어 졌다. 전자의 경우, 해석결과는 유한요소모델의 크기에 큰 영향을 받는다. 따라서 수렴성 실험을 통해서 가장 신뢰할 수 있는 유한요소의 크기가 사용된다.그러나 최적 설계단계에서는 해석 자체 이외에 최적설계를 위해서 민감도 해석이 필요하다. 따라서 최적설계를 위해 모델을 축소하였다.



(a) Analysis model



(b) Design model for optimization

Figure 2. Analysis and Design models

Figure 2 는 해석모델과 축소모델을 보여 주고 있다. 축소모델에서 콤프레셔 본체는 강체 벽으로 간주 되었으며, 축소 모델에 대한 모달 해석은 문

제가 되는 두 강체모드가 축소 모델에 대해서도 문제 주파수 대역에서 나타나는 것을 보여준다.

Table 1 은 해석 모델과 최적설계모델의 사이즈의 비교를 보여주고, Table 2 는 각각의 모델에 대한 해석결과를 비교하고 있다. Table 2 의 해석결과에서 본 연구의 목적과는 관계가 없는 모드들은 사라졌으나 문제가 되었던 두 개의 강체모드는 그대로 나타나는 것을 볼 수 있다.

Table 1. Comparison of model size

	Analysis model	Design model
Element number	9191	2179
Node number	10117	2216
Degree of Freedom	39755	8970

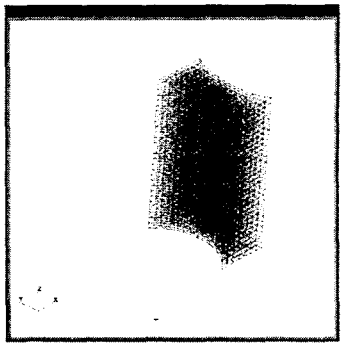
Table 2. Comparison of normal mode analysis results

Mode number (Analysis model)	Analysis model (Without strap)	Design model
1st	42Hz	55Hz
2nd	52Hz	64Hz
3rd	379Hz	
4th	390Hz	
5th	426Hz	
6th	472Hz	
7th	528Hz	
8th	908Hz	1000Hz
9th	1548Hz	
10th	1744Hz	1840Hz

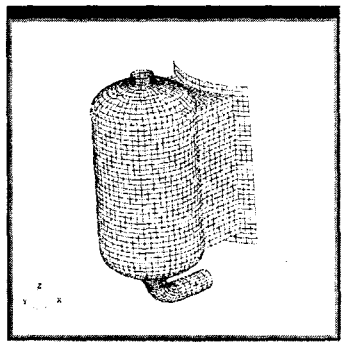
설계 변수 영역

위상 최적 설계에서 설계 변수들은 주어진 설계변수의 영역에 할당 되는데, 최적 설계 결과는 설계변수 영역과 설계변수의 크기의 설정에 크게 좌우 된다. 본 연구에서는 어큐뮬레이터와 콤프레셔 본체사이의 공간의 설계변수영역에 solid 요소를 사용하여 설계변수가 주어 졌다.

Figure 3 은 설정된 설계변수 영역과 설계변수가 포함된 유한요소 모델을 보여주고 있다.



(a) Design variables



(b) Design variables attached model

Figure 3. Design variable domain

문제가 되는 두개의 공진모드의 주파수를 최대화 하는 최적의 구조를 구하기 위하여 다음과 같은 최적 설계문제가 수행되었다.

$$\begin{aligned} &\text{maximize} && \text{Target frequency} \\ &\text{subject to} && \text{given amount of design variables} \\ &\text{bounds on} && \text{design variables} \quad \mathbf{x}^L \le \mathbf{x} \le \mathbf{x}^U \end{aligned} \tag{9}$$

여기서 $\mathbf{x}$ 는 설계변수 이고, $\mathbf{x}^L$, $\mathbf{x}^U$ 는 각각 설계변수의 상한 치와 하한 치 이다.

4. 위상 최적설계 결과

어큐뮬레이터와 콤프레셔 본체사이의 공간을 설계변수로 하는 위상 최적 설계를 통하여 Figure 3 에 주어진 초기 설계변수의 10%만을 사용

하여, 목적주파수, 특히 1744Hz 의 공진 모드가 2500Hz 이상의 영역으로 옮겨졌다. Figure 4 는 위상 최적 설계의 최종 결과를 보여 주고 있다.

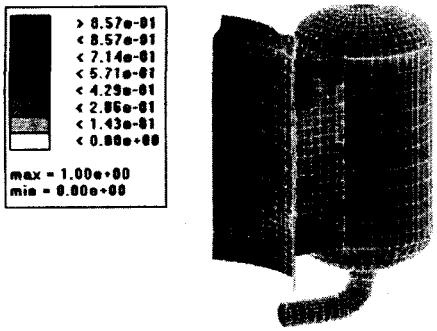
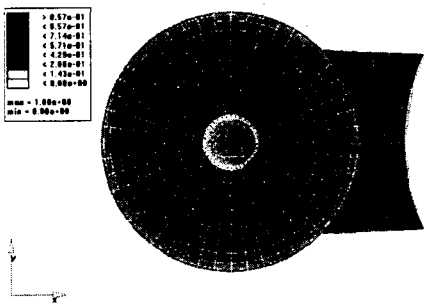
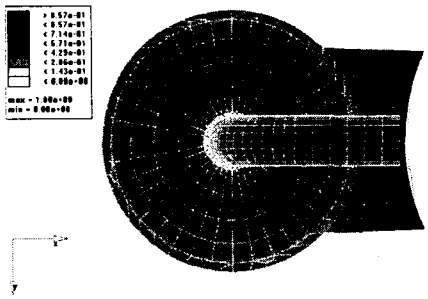


Figure 4. Topology optimization result

Figure 5 는 최적 설계결과를 위쪽과 아래쪽에서 본 것이다.



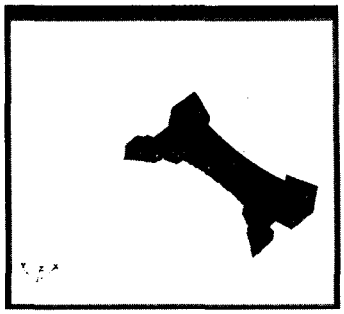
(a) Top view



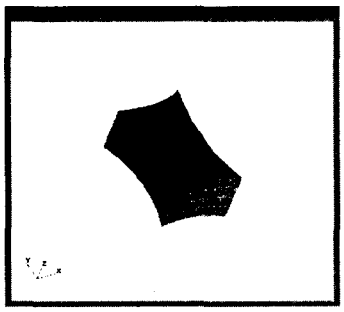
(b) Bottom view

Figure 5. Top and bottom view of the topology results

Figure 6 은 최적 설계결과를 따라 가장 효과적인 최적 설계변수만으로 구성한 형상이다.



(a) Upper part



(b) Lower part

Figure 6. Final design of Accumulator brackets

위상 최적 설계 결과를 원래 모델에 적용시키기 위해서, Figure 6 의 위상 최적 설계결과가 두 가지 방법으로 적용되었다. 첫번째 적용은 Figure 6 (a), 즉, Upper part 만을 적용한 것이다. 그리고 두 번째 적용은 Figure 6 의 결과를 모두 적용한 것이다.

Table 3 는 설계 모델의 해석결과와 최적 설계결과를 적용한 해석모델의 결과를 보여 주고 있다.

Table 3. Comparison of the normal mode analysis

Mode number	Design model	Upper & Lower	Upper only
1st mode	55Hz	833Hz	721Hz
2nd mode	64Hz		
3rd mode	1000Hz	2179Hz	1288Hz
4th mode	1840Hz	2375Hz	1606Hz

최적 설계 결과 중 위쪽만을 적용한 것은 현재 스트랩의 강성을 증가 시킨 것으로 볼 수 있는데, Table 3 에 나타난 결과를 비교해보면, 현재 스트랩의 단순한 강도 증가는 문제가 되는 두개의 공진 모드를 억제하는 데는 적합하지 못하다는 것을 보여준다. 또한, Table 3 의 결과로부터 하단부의 블록형상의 구조물이 900Hz 와 1700Hz 대역에서 발생하는 어큐뮬레이터의 강체진동 모드를 억제하는 데 효과적임을 알 수 있다.

5. 결론 및 고찰

본 연구에서는 어큐뮬레이터의 강체 진동 모드에 의해 발생하는 소음을 저감하기 위하여 밀도법과 연속체 민감도를 이용한 위상최적 설계를 통하여 문제가 되는 강체모드를 억제할 수 있는 최적 설계를 구하였다. 해석을 위한 유한요소모델로부터 위상 최적 설계를 위한 최적설계 모델이 구성되었다.

최적 설계결과는 현재 스트랩 구조의 강성증가는 소음을 저감하기 위해서 효과적이지 못하며, 어큐뮬레이터의 하단에 새로운 블록형상의 구조물이 첨가되어야 됨을 보여주었다.

후기

본 연구는 캐리어주식회사와 고품질 전기전자부품 및 시스템연구센터의 지원을 받았다.

REFERENCES

[1] J. Park, S. Wang, „Sound and vibration study of rotary compressor''. (2001)

[2] E.W.Constans etc., „Design Approach for minimizing sound power from vibrating shell structures'', AIAA Journal, Vol. 36, No 2, 134-139 (1988)

[3] S. Wang, K.K Choi, „Application of Continuum Sensitivity Analysis and Optimization to Automobile Structures", *IUTAM Symposium*, Kluwer Academic Publishers, 317-324. (1996)

[4] Edward J. Haug, Kyung K. Choi and Vadim Komkov, „*Design Sensitivity Analysis of Structural Systems*'', Mathematics In Science And Engineering, VOL. 177 (1986)