

고유진동수 제약식을 갖는 구조 최적화를 통한 에어컨 실외기의 구조기인소음 저감 설계

Design to Reduce Structure-borne Noise in Outdoor Unit of Air Conditioner Using Structural Optimization with Frequency Constraints

°최상현* · 박남규* · 박윤식*
°Sang-Hyeon Choi* · Nam-Gyu Park* · Youn-Sik Park*

ABSTRACT

대부분의 제품 생산 시에는 시제품을 제작하여 이에 대한 성능 심사를 통해 미비한 부분을 보완하기 위한 재설계 작업과정을 필요로 한다. 설계 작업에 가장 중요한 부분인 특정 설계 변수에 대한 민감도의 파악은 설계 작업의 핵심적인 역할을 하고 있다. 대개의 경우 진동설계를 위한 설계변수로 구조물의 단위면적, 길이, 재료의 성질과 같은 물리적인 변수를 많이 활용하고 있으며 이러한 변수들에 대한 민감도 해석 기법들은 이미 많은 연구를 통해 실용화 되고 있다. 그러나 이러한 변수만으로는 주어진 조건을 만족하도록 설계하기가 어려운 경우가 있다. 이런 경우는 부가구조물을 첨가하여 저진동 설계조건을 만족하는 구조물을 제작하는 것이 보편적이다. 한편, 구조물의 최적화 과정에서 고유진동수를 고려해야 하는 경우가 많다. 저주파 영역의 문제에서는 첫번째 고유진동수가 구조물의 진동량에 관계되는 중요한 요인이 되고, 또한 공진에 의한 문제가 발생했을 경우에는 고유진동수를 옮겨서 공진을 회피할 수 있기 때문이다. 본 연구에서는 에어컨 실외기의 진동을 저감하고 그로 인한 구조기인 소음을 저감하기 위하여 음압 레벨을 바탕으로 정한 관심 주파수 영역에 고유진동수가 존재하지 않도록 부가구조물을 최적화하였다. 최적화에 필요한 민감도는 신뢰성 있는 유한요소 모델을 구성하는 것이 쉽지 않으므로 실험으로 구한 주파수 응답함수를 이용하였다.

1. 서 론

구조물의 최적 설계에서 가장 중요한 부분은 특정 설계 변수에 대한 민감도의 파악이다. 고유진동수의 설계변수에 대한 민감도는 해석적 방법 또는 실험적 방법을 통해서 구할 수 있다.

첫째로 해석적 방법은 유한요소 모델법이 많이 이용된다. 이 방법을 이용해서 민감도를 구하는 것은 가능하지만, 복잡한 구조물의 경우에는 충분한 신뢰성을 갖는 유한요소 모델을 수립하는 것이 어렵다.

둘째로 실험적 방법으로 주파수 응답함수를 이용해서 민감도를 구할 수도 있다. 실험의 어려움이 존재하기는 하지만, 유한요소 모델이 없이도 민감도를 구할 수 있다는 장점이 있다.

고유진동수의 민감도 분석에 대한 연구를 살펴보면 Fox와 Kapoor[1], Rogers[2] 등은 고유치 문제의 직접 미분

관점에서 민감도 분석을 하였고, Farshad[3]는 연속체에 대한 고유치 고유벡터의 민감도 분석에 대한 연구를 하였다. 고유진동수는 설계변수에 대하여 비선형적인 거동을 보이므로 변경량이 클 경우에는 오차를 줄이기 위하여 2차 민감도 분석이 필요하다. Belle[4], Jankovic[5], Brandon[6] 등은 고차의 민감도 분석을 제시하였고, Yoon[7]은 반복 계산을 통해서 민감도를 구하는 방법을 제시하였다.

최적설계 시에 구조물이 대칭형태의 최적치에 수렴하는 경우가 많은데, 이 때 구조물은 중근의 고유치(Repeated Eigenvalue)를 가질 수 있고, 이 경우에는 민감도 정식화를 위해서 특별한 유도 과정이 필요하다. Juang [8], Chen[9], Bernard[10] 등은 중근 고유치 문제의 민감도를 효과적으로 계산하는 방법을 연구하였다.

박용화[11]는 고유치 민감도 해석을 수치 모델이 필요 없이 구조 변경 이전에 측정된 주파수 응답함수만을 사용하여 수행하였고, 변성준[12]은 박용화의 방법을 이용하여 자동차 핸들의 진동 저감 설계를 하였다.

* 한국과학기술원 기계공학과

기존의 연구는 수학적 모델이나 유한요소 모델을 이용하여 고유진동수의 민감도를 구하는 것이 대부분이지만, 박용화[11]와 변성준[12]은 구조 변경 이전에 측정된 주파수 응답함수만을 사용하여 고유치 민감도 해석을 수행하였는데, 이때 부가 구조물의 설계 변수로 비례요소를 사용하였다.

본 연구는 초기 모델의 주파수 응답함수를 이용하여 민감도 해석을 한다는 점은 [11], [12]와 같으나 구조기인 소음의 저감을 위하여 음압 레벨을 바탕으로 정한 관심 주파수 영역에 고유진동수가 존재하지 않도록 최적화하는 문제이므로 관심 주파수 영역이 1kHz 근방의 영역이다. [11], [12]에서는 부가 구조물의 강성과 질량이 설계 변수에 비례한다고 가정하고 다음의 식을 이용하였다.

$$[H^m(\omega, d)] = [D^m(\omega, d)]^{-1} = [dD_0^m(\omega)]^{-1} = \frac{1}{d} [H_0^m(\omega)] \quad (1)$$

위의 식은 저주파 영역에서는 성립하지만 고주파 영역에서는 잘 맞지 않으므로, 본 연구에서는 비례요소를 사용하지 않고 주파수 응답함수를 이용한 민감도 해석을 하였다.

본 연구에서는 고유진동수 제약식을 갖는 구조 최적화 기법을 통해서 에어컨 실외기의 진동을 줄이고 그로 인한 구조기인소음의 저감을 목표로 한다. 최적화에 필요한 민감도는 민을만한 유한요소 모델을 구성하는 것이 쉽지 않으므로 실험으로 구한 주파수 응답함수를 이용하였다.

2. 연구방법 및 이론

2.1 민감도 해석

구조변경을 효율적으로 하기 위해서는 설계변수의 최적화 과정이 필요하고 이를 위해서는 민감도 해석이 필수적이다. 민감도는 유한요소 모델을 이용하는 해석적인 방법을 통해서 구하거나 주파수 응답함수를 이용하는 실험적인 방법을 통해서 구할 수 있다. 본 연구의 대상 구조물인 에어컨 실외기는 신뢰성 있는 유한요소 모델을 구하기가 어려우므로 본 연구에서는 실험적인 방법을 이용해서 민감도를 도출하였다.

베이스 구조물의 eigenvalue equation은 다음과 같다.

$$[K_b](\phi_b)_r = \lambda_{br}[M_b](\phi_b)_r \quad (2)$$

여기서 λ_{br} 과 $(\phi_b)_r$ 은 각각 베이스 구조물의 r번째 고유치와 고유벡터를 나타내고, $[M_b]$ 와 $[K_b]$ 는 각각 베이스 구조물의 질량행렬과 강성행렬을 의미한다.

부가 구조물을 붙인 전체 구조물의 eigenvalue equation은 다음과 같다.

$$(([K_b] + [K_m]) - \lambda_r([M_b] + [M_m]))(X)_r = \{0\} \quad (3)$$

여기서 λ_r 과 $(X)_r$ 은 각각 전체 구조물의 r번째 고유치와 고유벡터를 나타내고, $[M_m]$ 과 $[K_m]$ 은 각각 부가 구조물의 질량행렬과 강성행렬을 의미한다.

위의 (3)식을 베이스 구조물의 주파수 응답함수 $[H_b(\lambda_r)] = [[K_b] - \lambda_r[M_b]]^{-1}$ 와 부가 구조물의 동강성행렬 $[D_m(\lambda_r)] = [[K_m] - \lambda_r[M_m]]$ 을 이용해서 표현하면 다음과 같다.

$$([\Gamma] + [H_b(\lambda_r)][D_m(\lambda_r)])(X)_r = \{0\} \quad (4)$$

위의 식 (4)의 determinant를 이용하면 전체 구조물의 고유진동수 λ_r 을 구할 수 있다.

$$\det([\Gamma] + [H_b(\lambda_r)][D_m(\lambda_r)]) = 0 \quad (5)$$

식 (5)를 만족하는 시스템의 r번째 왼쪽 고유벡터를 $\{Y\}_r$ 로 두면, 식 (4)와 다른 형태의 eigenvalue equation을 구할 수 있다.

$$\{Y\}_r^T([\Gamma] + [H_b(\lambda_r)][D_m(\lambda_r)]) = \{0\}^T \quad (6)$$

식 (4)의 양변을 i번째 설계변수 p_i 로 미분하면 다음과 같다.

$$\left(\frac{\partial[H_b(\lambda_r)]}{\partial p_i} [D_m(\lambda_r)] + [H_b(\lambda_r)] \frac{\partial[D_m(\lambda_r)]}{\partial p_i} \right) (X)_r = -([\Gamma] + [H_b(\lambda_r)][D_m(\lambda_r)]) \frac{d(X)_r}{dp_i} \quad (7)$$

위의 식 (7)의 좌변의 첫째 항은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\frac{\partial[H_b(\lambda_r)]}{\partial p_i} [D_m(\lambda_r)] = \frac{\partial[H_b(\lambda_r)]}{\partial \lambda_r} \frac{d\lambda_r}{dp_i} [D_m(\lambda_r)] \quad (8)$$

(7)식의 양변의 왼쪽에 $\{Y\}_r^T$ 를 곱하고 (6)과 (8)을 고려하면 최종적으로 아래의 민감도 식을 구할 수 있다.

$$\frac{d\lambda_r}{dp_i} = -\{Y\}_r^T [H_b(\lambda_r)] \frac{\partial[D_m(\lambda_r)]}{\partial p_i} (X)_r / \left(\{Y\}_r^T \frac{\partial[H_b(\lambda_r)]}{\partial p_i} [D_m(\lambda_r)] (X)_r \right)^{-1} \quad (9)$$

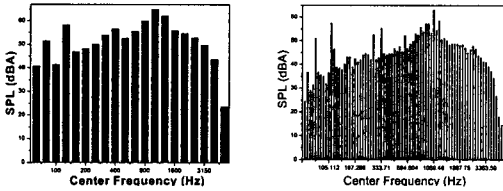
3. 결과 및 고찰

3.1 운전 중 음압 측정 및 관심 주파수 영역 설정

우선 에어컨 실외기 전방 1m에서의 음압 레벨을 측정하였다. 정상 상태(steady state)의 신호를 측정하기 위하여 1시간 이상 예열한 후에 실험하였다.

측정 결과를 1/3 octave 분석한 결과는 Fig. 1-(a)와 같다. Fig. 1-(a)를 보면, 중심 주파수가 1000Hz인 부분의 소음이 가장 심한 것을 알 수 있다. 따라서 중심주파수가 1000Hz인 대역인 895 ~ 1118 Hz를 관심주파수 영역으로 정하고 이 영역 내에 고유진동수가 존재하지 않도록 구조 변경을 하면 구조기인 소음을 저감할 수 있을 것이다.

그러나 895 ~ 1118 Hz 이내의 모든 고유진동수를 최적화를 통해서 영역 밖으로 밀어내는 것은 매우 어려우므로 관심주파수 영역을 더 좁힐 필요가 있다. 그래서 1/12 octave 분석을 하였고, 그 결과는 Fig. 1-(b)와 같다. Fig. 1-(b)을 보면, 중심 주파수가 1059.46Hz인 부분이 소음이 제일 심한 것을 알 수 있다. 따라서 관심 주파수 영역을 중심 주파수가 1059.46Hz인 대역인 1029.3 ~ 1090.5 Hz로 설정하였다.



(a) 1/3 octave analysis (b) 1/12 octave analysis

Fig. 1 SPL of air conditioner

3.2 주파수 응답함수 측정 및 보강 위치 선정

보강 위치의 선정과 보강재의 최적화를 위하여 주파수 응답함수를 측정하였다. 가진점은 고정시키고 가속도계의 위치를 옮겨가면서 총 118개의 노드에서 주파수 응답함수를 측정하였다. 측정된 주파수 응답함수는 잡음이 많아 행렬식 탐색에 적용될 경우 정확한 행렬식 탐색이 어렵게 된다. 또한 가진점을 고정시킨 채 가속도계만 움직여가면서 측정했으므로 측정된 주파수 응답함수는 결국 $[H_b(\lambda,)]$ 의 한 열에 해당한다. 따라서 잡음을 줄이고, 행렬 $[H_b(\lambda,)]$ 의 전체 성분을 다 구하기 위하여 필요한 주파수 응답함수를 재생성 하였다. 이 때 사용한 모드는 모드자름 오차의 영향을 고려하여 관심영역 주위의 800 ~ 1300 Hz에 해당하는 성분을 사용하였으며, 측정된 주파수 응답함수와 재생성된 주파수 응답함수를 관심 주파수 영역에서 비교하면 Fig. 2와 같다.

보강 위치를 결정하기 위하여 단위 힘에 대한 응답을 기준으로 하였다. 우선 p번째 위치에서의 관심영역에 해당하는 응답을 다음과 같이 정의하였다.

$$e_p = \sum_{f_l}^{f_u} \sum_{i=1}^n |H_{p,i}(f)| \quad (17)$$

여기서 관심 주파수 영역의 하한과 상한은 각각 $f_l = 1029.3\text{Hz}$, $f_u = 1090.5\text{Hz}$ 이고, 노드 개수는 $n = 118$ 이다. 위에서 정의한 e_p 가 큰 지점을 바탕으로 정한 보강재의 위치는 Fig. 3과 같다.

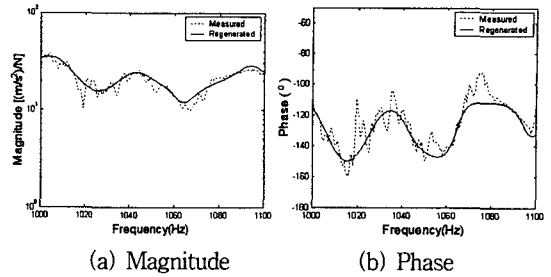


Fig. 2 Comparison of measured and regenerated FRF

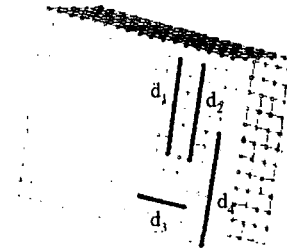


Fig. 3 Position of beam stiffeners

3.3 보강재의 최적화

보강재의 위치를 정했으므로 다음 단계는 보강재의 크기를 결정하는 것이다. Fig. 3에서 노드간의 간격이 5cm이므로 보강재의 길이는 각각 30cm, 30cm, 20cm, 35 cm이다. 그리고, 단면의 폭은 모두 3cm로 고정시키고 두께를 설계변수로 정하였다.

설계변수를 최적화하기 위해서는 고유진동수의 설계변수에 대한 민감도가 필요하고, 고유진동수의 민감도를 구하기 위해서는 앞에서 말한 바와 같이 구조물의 유한요소 모델 또는 주파수 응답함수가 필요하다. 그러나 에어컨 실외기는 경계조건, 배관의 경계조건, 배관의 소성 변형에 의한 재료의 탄성계수의 변화, 굽힘 작업시의 관의 단면 형상의 변화, 냉매 유동에 의한 동특성의 변화 등의 요인에 의해서 정확한 유한요소 모델을 구하기가 어렵다. 따라서 본 연구에서는 실험으로 구한 주파수 응답함수를 이용해서 고유진동수의 민감도를 구하기로 한다.

최적화 문제의 정의는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} &\text{Minimize } F(\vec{d}) \\ &\text{subject to } 0.005m < d_i < 0.02m \quad i=1, 2, 3, 4 \end{aligned}$$

$$\begin{pmatrix} 1010\text{Hz} \\ 1090\text{Hz} \end{pmatrix} \leq \begin{pmatrix} f_k \\ f_{k+1} \end{pmatrix} \leq \begin{pmatrix} 1020\text{Hz} \\ 1100\text{Hz} \end{pmatrix}$$

여기서 $F(\vec{d})$ 는 보강재의 무게를 나타내고 f_k 와 f_{k+1}

은 이웃하는 고유진동수를 의미하고 d_i 는 설계변수인 보강재의 두께를 나타낸다. 우선 설계변수의 초기값을 $d_0 = 0.010m$ 로 하였고 $0.005m \leq d_i \leq 0.015m$ 로 정했는데 상한인 $d = 0.015m$ 로 수렴해서 다시 $d_0 = 0.015m$ 로 두고 $0.010m \leq d_i \leq 0.020m$ 로 하였다. 즉 최적화를 두 번에 나누어서 하였고 전체적으로 보면 $d_0 = 0.010m$, $0.005m \leq d_i \leq 0.020m$ 이다. 위의 제약식은 보강재의 두께를 $0.005 \sim 0.020m$ 범위에서 조절하면서 고유진동수가 하나는 $1010 \sim 1020Hz$ 에 있도록 하고, 바로 다음의 고유진동수는 $1090 \sim 1100Hz$ 에 있도록 하여 관심주파수 영역 안에 고유진동수가 존재하지 않도록 하는 것을 의미한다.

최적화의 알고리즘은 고유진동수가 설계변수에 대하여 비선형적인 거동을 보이므로 비선형 제약식을 선형 근사화하는 문제에 주로 쓰이는 순차적 이차 계획법(SQP)을 이용했고, 구조 변경 이전에 측정된 주파수 응답함수만을 사용하여 고유진동수의 민감도를 구하였다. 베이스 구조물인 에어컨 실외기의 주파수 응답함수는 식(16)의 $[H_b(\lambda_r)]$ 에 해당하고, 부가 구조물인 빔의 유한요소 모델을 통한 동강성 행렬은 $[D_m(\lambda_r)]$ 에 해당한다.

최적화 결과를 살펴보면 다음과 같다.

$$d_1 = d_2 = 0.02000m, \quad d_3 = 0.01753m,$$

$$d_4 = 0.01962m, \quad F = 5.2756kg,$$

$$f_k = 1017.197Hz, \quad f_{k+1} = 1090.378Hz$$

Fig. 4, 5를 보면 목적함수와 설계변수가 수렴하는 것을 확인할 수 있고, Fig. 6을 살펴보면 관심영역에서 고유진동수가 존재하지 않게 됨을 확인할 수 있다.

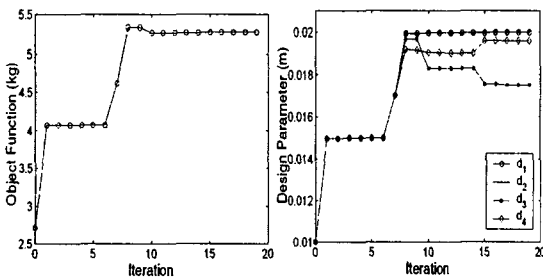


Fig. 4 Change of object function versus iteration Fig. 5 Variations of design parameters versus iteration

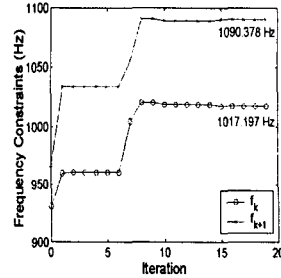


Fig. 6 Variations of frequency constraints versus iteration

3.4 실험을 통한 구조변경 전 후 모델의 비교

3.2절에서 정한 보강 위치와 3.3절에서 최적화한 보강재를 이용하여 구조변경한 사진은 Fig. 7에 나와있다. 변경 전 모델의 주파수 응답함수를 이용해서 관심영역 내에 고유진동수가 없도록 최적설계된 모델이므로 우선 주파수 응답함수부터 비교해보았다. Fig. 8의 1, 2번 위치에서의 변경 전, 변경 후 모델에 대한 주파수 응답함수는 Fig. 9의 (a), (b)에 나와있다. 그림을 보면, 관심영역에서 주파수 응답함수의 크기가 많이 줄어든 것을 확인할 수 있다. Fig. 8의 1~9번 측정위치에서 주파수 응답함수의 관심영역에서의 평균값과 최대값을 비교한 결과는 Table 1과 Table 2에 정리되어있다. 평균값은 45.7%, 최대값은 31.7%정도 감소한 것을 확인할 수 있었다.

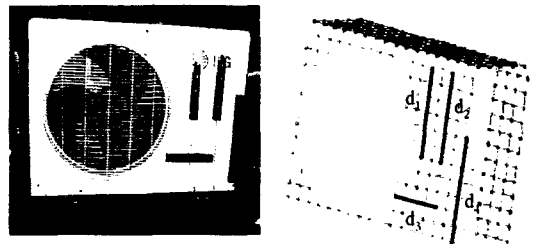
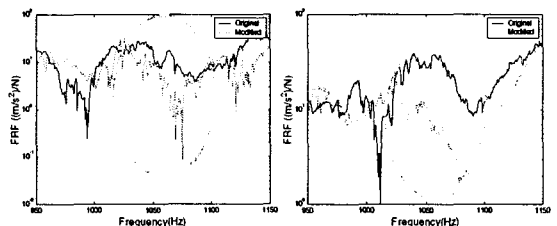


Fig. 7 Modified structure Fig. 8 Measurement points



(a) FRF (point 1) (b) FRF (point 2)
Fig. 9 Comparison of FRF

Table 1 Comparison of mean values of FRF
(unit: ((m/s²)/N)

Position	Before Modification	After Modification	
1	13.4209	5.9763	55.5 % decrease
2	25.5182	6.3723	75.0 % decrease
3	23.4020	8.4106	64.1 % decrease
4	12.9038	23.2057	79.8 % increase
5	18.8240	20.1324	7.0 % increase
6	35.5792	13.2414	62.8 % decrease
7	12.4603	7.4063	40.6 % decrease
8	19.0380	2.9888	84.3 % decrease
9	14.3460	7.5278	47.5 % decrease
Average	19.4992	10.5846	45.7 % decrease

Table 2 Comparison of peak values of FRF
(unit: ((m/s²)/N)

Position	Before Modification	After Modification	
1	28.0734	22.9999	18.1 % decrease
2	38.7748	12.2969	68.3 % decrease
3	48.9047	19.5096	60.1 % decrease
4	24.5632	40.3084	64.1 % increase
5	37.9825	38.4333	1.2 % increase
6	63.6186	37.4102	41.2 % decrease
7	63.6186	27.1696	4.5 % decrease
8	28.4375	9.8554	68.2 % decrease
9	31.0248	13.8813	40.5 % decrease
Average	36.0783	24.6516	31.7 % decrease

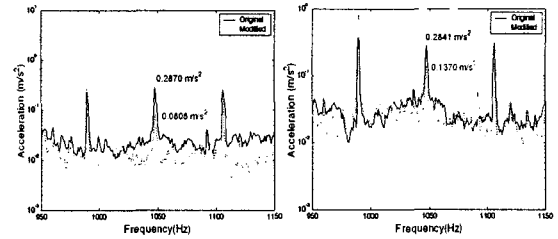
모드해석을 통하여 변경 전, 변경 후 모델의 관심영역 주위에서의 고유진동수를 비교한 결과는 Table 3에 있다. 변경 전 모델에서는 관심영역인 1029.5~1090.3Hz 이내에 두 개의 고유진동수(1036.52Hz, 1065.66Hz)가 있었으나, 변경 후 모델의 고유진동수는 모두 관심영역 밖에 존재함을 확인할 수 있었다.

Table 3 Comparison of natural frequencies

Before Modification	After Modification
863.26 Hz	877.65 Hz
897.23 Hz	910.66 Hz
919.42 Hz	946.60 Hz
1036.52 Hz	1020.89 Hz
1065.66 Hz	1095.63 Hz
1142.91 Hz	1148.38 Hz

가속도 측정결과를 비교해보면 Fig. 8의 1번과 2번에서의 가속도 신호 그래프는 각각 Fig. 10의 (a), (b)와 같다. 각각 최대값이 0.2870 → 0.0808m/s² (71.8% 감소), 0.2841 → 0.1370m/s² (51.8% 감소)로 감소한 것을 확인할 수 있었다. 마찬가지로 9개의 측정위치에 대한 결과의

비교는 Table 4, 5에 정리되어 있다. 평균값은 46.4%, 최대값은 60.8% 감소한 효과를 얻을 수 있었다.



(a) Acceleration (point 1) (b) Acceleration (oint 2)

Fig. 10 Comparison of Acceleration

Table 4 Comparison of mean values of Accelerations
(unit: m/s²)

Position	Before Modification	After Modification	
1	0.0319	0.0144	54.8 % decrease
2	0.0404	0.0264	34.7 % decrease
3	0.0281	0.0250	11.0 % decrease
4	0.0235	0.0106	55.0 % decrease
5	0.0400	0.0091	77.2 % decrease
6	0.0335	0.0190	43.4 % decrease
7	0.0381	0.0272	28.6 % decrease
8	0.0344	0.0093	73.0 % decrease
9	0.0245	0.0167	31.8 % decrease
Average	0.0327	0.0175	46.4 % decrease

Table 5 Comparison of peak values of Accelerations
(unit: m/s²)

Position	Before Modification	After Modification	
1	0.2870	0.0808	71.8 % decrease
2	0.2841	0.1370	51.8 % decrease
3	0.1188	0.1888	58.9 % increase
4	0.1770	0.0503	71.6 % decrease
5	0.3059	0.0188	93.9 % decrease
6	0.1550	0.1685	8.68 % increase
7	0.2957	0.1124	62.0 % decrease
8	0.3559	0.0269	92.5 % decrease
9	0.1868	0.0651	65.1 % decrease
Average	0.2407	0.0943	60.8 % decrease

마지막으로, 음압의 측정 결과는 Fig. 11과 같다. 음압도 관심영역에서 많이 감소한 것을 확인할 수 있었다. Table 6에 소음 저감의 결과를 정리하였는데, 관심영역에서는 10.0dBA 감소하였고 전체적으로는 2.6dBA 정도 감소하였다. 결과적으로 고유진동수 제약식을 갖는 구조 최적화를 통하여 실외기의 진동을 줄일 수 있었고 이로 인한 구조기인 소음도 성공적으로 줄일 수 있었다.

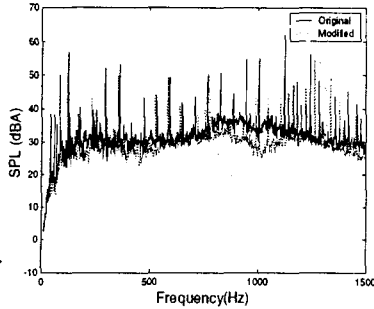


Fig. 11 Comparison of SPL

Table 6 Comparison of SPL

	Before Modification	After Modification	
0~1500Hz	69.5310	66.9268	2.6 dBA decrease
1029.3~1090.5Hz	63.3349	53.3157	10.0 dBA decrease

4. 결론

본 연구는 최적화를 통한 구조 변경을 이용해서 에어컨 실외기의 진동을 줄이고 이로 인한 구조기인 소음을 저감하기 위한 방법을 제시하는 데에 목적이 있다.

에어컨 실외기의 음압 레벨을 바탕으로 관심 주파수 영역을 정하고, 주파수 응답함수를 바탕으로 보강 위치를 정한 후 관심 주파수 영역 내에 고유진동수가 존재하지 않도록 최적화하는 방법을 선택했다. 에어컨 실외기는 신뢰성 있는 유한요소 모델을 만드는 것이 쉽지 않으므로 실험을 통한 주파수 응답함수를 이용하여 최적화에 필요한 민감도를 구하였다. 여기서 잡음을 줄이고 주파수 응답함수의 행렬 전체를 구하기 위하여 주파수 응답함수를 재합성 하였다.

최적화 결과를 이용하여 구조 변경한 결과 관심 영역 내에 고유진동수가 존재하지 않게 되었고, 진동량은 관심영역 내의 최대값이 약 60.8% 정도 감소하는 효과를 얻었으며, 소음은 관심영역에서는 10.0dBA, 전체적으로는 2.6dBA 감소하는 효과를 얻을 수 있었다.

후기

본 연구는 국가지정연구사업 "진동저감을 위한 동특성 변경기술(M1-0001-00-0139)"의 지원에 의한 것입니다.

참고문헌

1. R. L. Fox, and M. P. Kapoor, 1968, Rates of Change of Eigenvalues and Eigenvectors, *AIAA Journal*, Vol.6, No.12, pp.2426-2429
2. L. C. Rogers, 1970, Derivatives of Eigenvalues and Eigenvectors, *AIAA Journal*, Vol.8, No.5, pp.943-944
3. M. Farshad, 1974, Variations of Eigenvalues and Eigenfunctions in Continuum Mechanics, *AIAA Journal*, Vol.12, pp.560-561
4. H. V. Belle, 1982, Higher Order Sensitivities in Structural Systems, *AIAA Journal*, Vol.20, No.2, pp.286-288
5. M. S. Jankovic, 1988, Analytical Solutions for the Nth Derivatives of Eigenvalues and Eigenvectors for Nonlinear Eigenvalue Problem, *AIAA Journal*, Vol.26, No.2, pp.204-205
6. J. A. Brandon, 1991, Second-Order Design Sensitivities to Assess the Applicability of Sensitivity Analysis, *AIAA Journal*, Vol.29, No.1, pp.135-139
7. B. G. Yoon and A. D. Belegundu, 1988, Iterative Methods for Design Sensitivity Analysis, *AIAA Journal*, Vol.26, No.11, pp.1413-1415
8. J. N. Juang, P. Ghaemmaghami and K. B. Lim, 1989, Eigenvalue and Eigenvector Derivatives of a Nondefective Matrix, *Journal of Guidance, Control and Dynamics* Vol.12, No.4, pp.480-486
9. T. Y. Chen, 1993, Design Sensitivity Analysis for Repeated Eigenvalues in Structural Design, *AIAA Journal*, Vol.31, No.12, pp.2347-2350
10. M. L. Bernard and A. J. Bronowick, 1994, Modal Expansion Method for Eigensensitivity with Repeated Roots, *AIAA Journal*, Vol.32, No.7, pp.1500-1506
11. 박용화, 1999, 주파수 응답 함수 결합을 이용한 최적 구조 변경법 및 응용, 한국과학기술원 박사학위논문
12. 변성준, 2001, 주파수응답함수 결합법을 이용한 자동차 핸들의 진동저감 설계, 한국과학기술원 석사학위논문