

다중 전달함수합성법을 이용한 승용차 엔진마운트 시스템의 최적설계

Optimization of an Engine Mount System of Passenger Car using the Multi-domain FRF-based Substructuring Method

이두호* • 황우석**

Doo-Ho Lee and Woo-Seok Hwang

Key Words : Design Sensitivity Analysis(설계민감도해석), Optimal Design(최적설계), Engine Mount System(엔진마운트 시스템), FRF-based Substructuring Method(전달함수합성법), Passenger Car(승용차).

ABSTRACT

Analyzing acoustic-structural systems such as automobiles and aircraft, the FRF-based substructuring method is one of the most powerful tools. In this paper, an optimization procedure for the engine mount system of passenger car has been presented using the design sensitivity analysis based on the multi-domain FRF-based substructuring formulation. The proposed method is applied to an optimization problem of the engine mount system, of which objective is to minimize the interior sound over the concerned rpm range. The design variables selected are the stiffnesses of the engine mounts and bushes. Plugging the gradient information calculated by the proposed method into nonlinear optimization software, we can obtain the optimal stiffnesses of the engine mounts and bushings through design iterations. The optimized interior noise in the passenger car shows that the proposed method is very useful in the realistic situation.

기호설명

- b : 설계변수(design variable)
- f : 외력(external force)
- f_o : 목적함수(object function)
- H : 주파수전달함수 행렬
- h : 가중함수(weight function)
- p : 음압(sound pressure level)
- R : 연결점에서의 반력
- x : 응답
- ω : 주파수
- $\| \cdot \|$: 벡터의 크기

1. 서론

엔진마운트 시스템은 엔진의 진동으로부터 발생하는 차체의 진동/소음을 방지하기 위한 진동 절연 장치이다. 엔진마운트의 설계는 보통 엔진의 관성데이터로부터 각각의 회전 운동이 각각의 엔진마운트의 강성에 독립적으로 결정되도록 지지점을 결정하고 각각의 엔진마운트 강성을 결정한 다

음 각 마운트의 상세 모양을 설계하는 순으로 이루어진다. 첫번째 단계에서 엔진마운트 및 부쉬의 위치가 결정되고 난 후 각각의 엔진마운트 및 부쉬의 강성은 실내 진동/소음에 큰 영향을 미치며 고품질의 정숙성을 달성하기 위해서는 강성의 결정시 차체의 동특성을 고려하는 것은 필수적이다⁽¹⁾.

차체는 박판과 부착물로 이루어진 복잡한 구조물이므로 해석적으로 이의 동특성을 고려하는 것은 많은 비용을 수반하게 되며 보다 경제적으로 차체의 동특성을 고려하는 방법으로 알려진 것이 전달함수합성법이다⁽²⁾. 전달함수합성법은, 사용되는 주파수응답함수(frequency response function, FRF)는 유한요소법 등에 의한 해석적방법이나 실험적 방법으로 얻을 수 있고 이를 쉽게 결합할 수 있는 장점이 있어서, 자동차, 비행기 등의 복잡한 구조물에 널리 쓰이고 있는 추세이다^(3,4).

설계자가 직관에 의한 설계의 한계를 벗어나 최적의 설계값을 얻고자 할 때는 수학적 계획법(mathematical programming)을 이용한 최적화 알고리즘의 도입이 필수적이다. 많은 최적화 알고리즘 중 공학적으로 이용 가능한 것의 대부분은 목적함수나 제한조건의 기울기함수(gradient function)를 사용하고 있으며 이 기울기 함수를 구하는 것이 설계민감도해석(design sensitivity analysis)이다.

부분구조합성법에 기반을 둔 설계민감도 해석

* 동의대학교 기계/산업시스템 공학부
E-mail: dooho@dongeui.ac.kr
TEL: (051)890-1658 FAX: (051)890-2232

** 대구대학교 자동차/산업/기계공학부

의 연구는 대부분이 모드합성법을 기반으로 하여 이루어져 왔으나⁽⁵⁾ 전달함수 합성법에 기반한 연구는 거의 이루어지지 않고 있었다. 최근에 이두호 등⁽⁶⁾은 전달함수합성법을 기반으로 하는 설계민감도 해석법을 정식화하고 엔진마운트 문제의 설계민감도 해석을 수행하여 그 유용성을 증명하였다. 그러나 이들의 연구는 2 개의 부분구조만을 가정하여 수행하였기 때문에 엔진마운트 시스템의 경우 부분구조내의 구조물에 포함되는 몇몇의 엔진 마운트 및 부쉬는 설계변수로 지정하는 데는 어려움이 있었다.

본 연구에서는 이전의 연구를 확장하여 다중 전달함수합성법에 기초한 설계민감도 공식화를 새로이 수행하여 모든 연결점의 요소를 설계변수로 지정 가능하도록 하였으며 이를 엔진마운트 시스템의 최적화에 응용하여 차실의 소음을 최소화하는 엔진마운트 및 부쉬의 강성을 최적화하였다.

2. 다중 전달함수합성법을 이용한 설계민감도 해석

Fig.1 은 3 개의 부분 구조물로 구성된 일반적인 구조물을 나타낸다. 부분 구조 A, B, C 는 그림과 같이 연결되어 있다. 편의상 그림의 부분 구조물의 외력 f 는 부분구조 A 에 작용한다고 가정하고 구하려는 응답점 r 은 부분구조 C 에 위치한다고 가정한다. 시스템을 선형이라고 가정하면 중첩의 원리에 따라 부분구조 A 에서의 응답 x^A 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$x^A = \{x^{AB} \quad x^{AC}\}^T = H^A R^A + H_f^A f \quad (1)$$

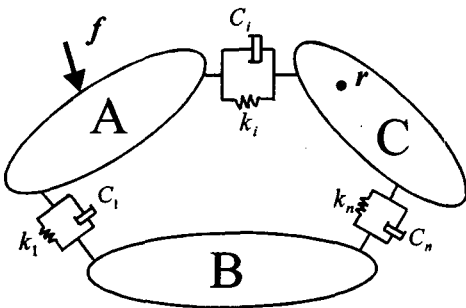


Fig. 1 A Substructural System

여기서 x^{AB} 는 부분구조 B 와 연결되는 부분구조 A 의 연결점에서의 응답이고 x^{AC} 는 부분구조 C 와 연결되는 부분구조 A 의 연결점에서의 응답을 나타낸다. R^A 는 부분구조 A 에 작용하는 연결점에서의 반력 벡터이고 H^A 는 부분구조 A 에서의 전달함수 행렬이다. 부분구조 A 에서의 반력 벡터와 전달함수행렬은 다시 부분구조 B 또는 C 와 관련된 항으로 다음과 같이 나눌 수 있다.

$$H^A = \begin{bmatrix} H^{ABB} & H^{ABC} \\ H^{ACB} & H^{ACC} \end{bmatrix}, R^A = \begin{Bmatrix} R^{AB} \\ R^{AC} \end{Bmatrix} \quad (2)$$

$$H_f^A = \{H_f^{AB} \quad H_f^{AC}\} \quad (3)$$

부분구조 B 와 C 에서의 연결점 변위도 유사한 방법으로 표현할 수 있으며 다음과 같다.

$$x^B = \begin{Bmatrix} x^{BA} \\ x^{BC} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} H^{BAA} R^{BA} + H^{BAC} R^{BC} \\ H^{BCA} R^{BA} + H^{BCC} R^{BC} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

$$x^C = \begin{Bmatrix} x^{CA} \\ x^{CB} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} H^{CAA} R^{CA} + H^{CAB} R^{CB} \\ H^{CBA} R^{CA} + H^{CBB} R^{CB} \end{Bmatrix} \quad (5)$$

두 부분구조 간의 연결점의 힘은 작용-반작용의 관계에 있으므로 다음의 식이 성립한다.

$$R^{AB} + R^{BA} = 0 \quad (6)$$

$$R^{BC} + R^{CB} = 0 \quad (7)$$

$$R^{AC} + R^{CA} = 0 \quad (8)$$

또한 연결점은 탄성 스프링과 댐퍼로 연결되어 있으므로 다음과 같은 관계식이 성립한다.

$${}^i H^{AB} R^{AB} = x^{BA} - x^{AB} \quad (9)$$

$${}^i H^{BC} R^{BC} = x^{CB} - x^{BC} \quad (10)$$

$${}^i H^{AC} R^{AC} = x^{CA} - x^{AC} \quad (11)$$

여기서 ${}^i H$ 는 두 부분구조간의 결합력을 행렬로 나타낸 것으로 대각행렬이 되고 다음과 같이 표현된다.

$${}^i H_y = \frac{1}{(k_i + \sqrt{-I\omega C_i})}, \text{ if } i = j \quad (10)$$

$$= 0, \quad \text{if } i \neq j$$

이제 식(1), (4), (5)을 식(9)~(11)에 대입하고 식(6)~(8)을 적용하고 정리하면 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$H \cdot R = F \quad (11)$$

여기서

$$R = \{R^{AB} \quad R^{AC} \quad R^{BC}\}^T \quad (12)$$

$$F = \{-H_f^{AB} f \quad -H_f^{AC} f \quad 0\}^T \quad (13)$$

$$H = [H^{c1} \quad H^{c2} \quad H^{c3}] \quad (14)$$

$$H^{c1} = \{ {}^i H^{AB} + H^{ABB} + H^{BAA} \quad H^{ACB} \quad -H^{BCA} \}^T$$

$$H^{c2} = \{ H^{ABC} \quad {}^i H^{AC} + H^{CAA} + H^{ACC} \quad H^{CBA} \}^T$$

$$H^{c3} = \{-H^{BAC} \quad H^{CAB} \quad {}^i H^{BC} + H^{CBB} + H^{BCC} \}^T$$

식 (11)을 이용하면 각 분계의 연결점에 작용하는 힘을 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$R = H^{-1} \cdot F \quad (15)$$

이제 부분구조 C 에 위치한 점 r 에서의 응답은 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$x_r^c = H_r^{cA} R^{cA} + H_r^{cB} R^{cB}$$

$$= -\{H_r^{cA} \quad H_r^{cB}\} \cdot \{R^{cA} \quad R^{cB}\}^T \quad (16)$$

$$= -H_r^c R^c$$

여기서 H_r^c 는 연결부에 단위 힘을 가졌을 때 응답점 r 의 주파수응답이다.

설계민감도 해석(design sensitivity analysis)은 설계변수의 변화에 대한 응답의 변화율을 얻는 것이다. 설계민감도는 설계벡터에 대한 기울기함수(gradient)로 표시되므로 식(16)으로 나타내어지는 응답의 미분값을 얻기 위하여 식(16)을 설계변수 b 로 미분하면 다음과 같다.

$$\frac{dx_r^c}{db} = -\frac{\partial H_r^c}{\partial b} R^c - H_r^c \frac{\partial R^c}{\partial b} \quad (17)$$

위식을 살펴보면 우항의 첫번째 식은 계산이 가능한 반면⁽⁶⁾ 두번째 항은 연결점의 반력이 설계변수가 정해진 다음 전체 시스템의 평형을 고려하여 결정되어지기 때문에 설계변수와 함축적(implicit)으로 연결되어 있어 직접적으로 계산할 수 없다. $\partial R^c / \partial b$ 를 얻기 위하여 식(11)을 미분하면 다음과 같다.

$$\frac{\partial H}{\partial b} \cdot R + H \cdot \frac{\partial R}{\partial b} = \frac{\partial F}{\partial b} \quad (18)$$

위식을 정리하면 시스템 행렬 H 의 역행렬을 양변에 곱하여 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\frac{\partial R}{\partial b} = \left\{ \frac{\partial R^{AB}}{\partial b} \quad \frac{\partial R^C}{\partial b} \right\}^T$$

$$= H^{-1} \cdot \left[\frac{\partial F}{\partial b} - \frac{\partial H}{\partial b} \cdot R \right] \quad (19)$$

위식은 우변은 시스템행렬의 역행렬, 미분행렬 및 반력 벡터로 이루어져 있으므로 전달함수합성법을 이용하여 시스템을 해석하는 경우 시스템의 해석과정에서 알 수 있는 항들이거나 간단한 미분으로 얻을 수 있는 항들로 구성되어 있어 설계변수 변화에 대한 연결점에서의 반력변화율 $\partial R / \partial b$ 를 간단하게 계산할 수 있다.

그러므로 최종적인 응답의 설계민감도는 식(19)로부터 구해지는 반력의 설계민감도 값을 식(17)에 대입함으로써 구할 수 있다. 여기서 유의해야 할 점은 설계민감도 해석과정 중 가장 많은 계산비용이 소요되는 시스템행렬의 역행렬 계산은 시스템의 응답 해석시에 사용한 행렬이므로 별도의 계산이 필요하지 않고, 또한 시스템 행렬의 설계변수에 대한 미분 $\partial H / \partial b$ 의 계산시에도 본 정식화가 부분구조합성법의 틀에서 이루어지고 있기 때문에 한 분계 또는 연결점의 특성을 나타내는 설계변수를 변화시키는 경우 대부분의 나머지 분계에 대한 변화는 없기 때문에 많은 항들이 영으로 되어 간편한 계산을 할 수 있다.

3. 엔진마운트시스템의 설계민감도 해석

본 연구에서는 Fig. 2 와 같은 승용차의 엔진마운트 시스템을 고려한다. 이 엔진 마운트 시스템은 직렬 4 기통 엔진과 변속기 및 서브프레임으로

구성되어 있으며 4 개의 엔진마운트와 6 개의 부쉬가 각각의 구조물을 그림과 같이 연결하고 있다.

엔진마운트 시스템의 설계자가 결정해야 할 것은 단계별로 지지위치, 강성, 감쇄계수, 엔진마운트 모양 등이 있지만 본 연구에서 설계변수로 가정하는 것은 각각의 지지점이 결정된 후 지지점에서의 엔진마운트 강성이다. 엔진 마운트 및 부쉬의 강성은 각각 3 방향의 다른 강성값을 갖을 수 있으므로 이를 고려한다. 본 연구에서는 엔진부밍소음을 설계자가 관심 있는 응답으로 설정한다.

Fig. 2 의 엔진마운트 시스템을 다중 전달함수합성법을 이용하여 해석하기 위하여 4 개의 부분구조로 나누었다. 부분구조 A 는 엔진과 변속기를 포함하는 부분으로 하였고 부분구조 B 는 CTR MBR 로 하였으며 부분구조 C 는 CRS MBR 로 하였다. 부분구조 D 는 차실을 포함하는 차체(trimmed body)로 하였다. 관심 응답은 부분구조 D 에 있는 차실에서의 음압(sound pressure level)이다. 많은 경우 4000 rpm 이하의 엔진 부밍소음 영역에서 엔진마운트 시스템의 CTR MBR 와 CRS MBR 를 포함하는 서브프레임은 충분한 강성을 갖도록 설계되고 결과적으로 이들의 운동은 서브프레임을 연결하는 부쉬의 값에 따른 강제운동을 하는 것이 알려져 있으며 이러한 경우 서브 프레임의 해석은 유한요소법 등의 탄성을 고려한 해석보다는 CAD 데이터로부터 얻어진 각각의 멤버의 관성값으로부터 주파수응답함수를 얻을 수 있으며 더욱 효율적이라는 것이 알려져 있다⁽⁷⁾. 그러므로 본 연구에서는 엔진마운트 시스템을 이루는 분계의 주파수응답함수를 얻기 위하여 CAD 데이터로부터 얻어진 서브프레임의 관성 데이터로부터 주파수응답함수

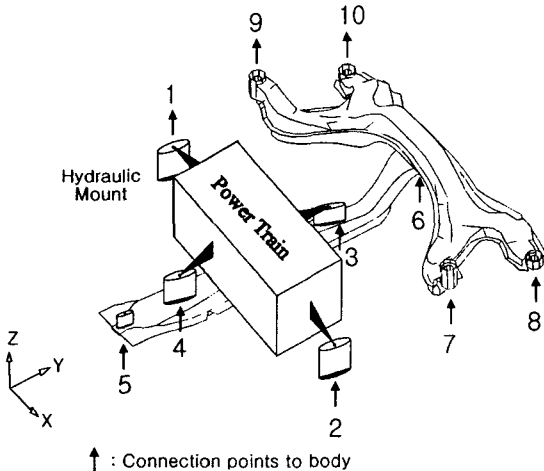


Fig. 2. An engine mount system of passenger car

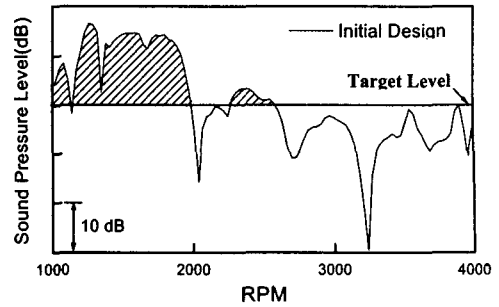


Fig. 3. Interior noise calculated by the multi-domain FBS method

를 계산하였다. 부분구조 D 에서 연결점과 차실 후석 승객의 귀위치 사이의 소음전달함수(noise transfer function)는 충격해머시험(impact hammer test)을 수행하여 구하였다. 부분구조 A 에 작용하는 폭발력은 주행시 연소압력을 측정하여 계산하였다. 설계변수가 되는 각 엔진마운트 및 부쉬의 초기 강성 및 감쇄계수는 기존 설계값을 사용하였다.

Fig. 3 에 강제정보를 이용한 전달함수 합성법으로 해석된 실내소음을 그렸다. 그림에서 보듯이 초기 설계안은 1000~2000 rpm 영역에서 설계목표치를 15 dB 이상 초과하고 있다. 그러므로 설계목표는 각각의 엔진 마운트 및 부쉬의 강성을 조절하여 실내소음이 최소화되도록 하는 것이다. 이를 위해서는 먼저 각각의 연결점의 강성이 변할 때 실내소음의 변화율을 정확하게 예측하는 것이 중요하며 이는 유도된 설계민감도 공식을 이용하면 얻을 수 있다.

유도된 설계민감도 공식, 식(17), (19)를 이용하여 각각의 엔진마운트 및 부쉬의 강성이 변화할 때 실내소음의 변화민감도를 계산하였다. 엔진마운트 시스템의 연결점은 모두 10 개가 있고 각각의 강성은 3 방향으로 다른 값을 갖으므로 설계 변수는

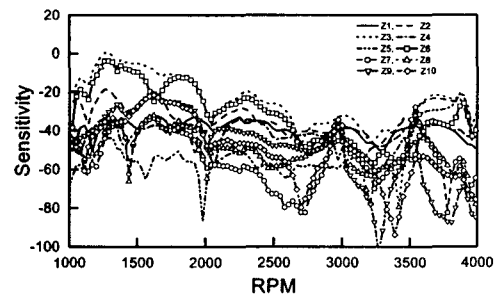


Fig. 4. Design sensitivity results w.r.t. stiffness of each mount and bushing in Z-direction

모두 30 개가 된다. 계산된 설계민감도 결과를 Fig. 4 에 Z 방향만을 대표적으로 그렸다. 계산된 설계민감도의 정확성은 참고문헌 [8]에 그 정확성이 잘 검증되어 있다. Fig. 4를 보면 1000~2000 rpm 영역의 실내소음에 가장 큰 영향을 미치는 엔지 마운트 및 부쉬는 3 번과 6 번 Z 방향임을 알 수 있다. 참고문헌 [6]의 결과에 따르면 서브프레임을 하나의 분계로 나누었을 때 가장 설계민감도가 큰 경우는 5 번의 경우로 나타나고 있으나 위의 결과를 살펴보면 이는 3 번 및 6 번의 영향이 이에 포함되어 나타나고 있음을 알 수 있다.

4. 엔진마운트 시스템 최적설계

최적의 엔진마운트 및 부쉬의 강성을 결정하기 위해서는 먼저 최적화 목적에 알맞은 목적함수가 선정되어야 한다. 본 연구의 최적화 목적을 살펴보면 3 장에서 살펴보았듯이 1000 ~ 4000 rpm 영역에서 나타나는 구조기인 부밍소음을 최소화하는 엔진 마운트 및 서브프레임의 부쉬 강성을 설계하는 것이다. 이러한 목적을 나타내는 여러가지 함수를 생각할 수 있지만 본 연구에서는 Fig. 3 과 같이 dB 스케일로 나타낸 실내소음 그래프와 설계목표 레벨선 사이의 면적을 목적함수로 선정하였다. 단, 실내소음의 목표값보다 낮아지는 것과 목표초과 영역이 상쇄되는 것은 불합리 하므로 목표값보다 높은 영역만을 면적에 포함시킨다. 이를 수식으로 표현하면 다음과 같이 된다.

$$f_o(b) = \int_{\omega_1}^{\omega_2} h(\omega) \langle p^* \rangle p^* d\omega$$

$$\text{where } p^* = 20 \log_{10} \frac{\|p\|}{p_{ref}} - p_{target} \quad (20)$$

여기서 $\langle a \rangle$ 는 a 가 양수이면 1 이고 a 가 음수이면 0 인 함수이고 $h(\omega)$ 는 임의의 가중함수(weight function)이다. ω 는 rpm 이고 $p(\omega)$ 는 실내소음을 나타낸다.

설계변수는 엔진 마운트 및 부쉬의 강성이고 설계변수간의 크기차이에 의한 수렴속도의 저하를 막기 위하여 현재의 강성값으로 정규화(normalize)한 값을 설계변수로 정하였다. 또한 서브프레임을 연결하는 부쉬의 경우에는 생산성을 고려하여 축대칭의 형상을 갖도록 설계하고, 각각의 설계변수에는 설계하한선과 상한선을 두어 의미 없는 값을 갖지 않도록 하는 것이 필요하다.

이상을 정리하여 최적화 표준문제로 써보면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \min \quad & f_o(b) \\ \text{s.t.} \quad & b_L \leq b(i) \leq b_U, \quad i=1, \dots, m \\ & b(I(k)) = b(J(k)), \quad k=1, \dots, n \end{aligned} \quad (21)$$

여기서 m 과 n 은 각각 30 과 4 이다. 그리고 $I = \{19 \ 22 \ 25 \ 28\}$ 이고 $J = \{20 \ 23 \ 26 \ 29\}$ 이다. b_L 과 b_U 는 0.7 과 1.3 으로 하였다.

식(21)로 정의된 최적화 문제를 풀기위해서 수학적 계획법을 이용한 최적화 알고리즘을 이용하였다. 최적화 알고리즘은 상용 소프트웨어인 MATLAB 의 constr 함수를 이용하였다⁽⁹⁾. 목적함수의 기울기함수는 식(20)를 미분하면 식(17), (19)의 함수로 표현할 수 있으므로⁽⁶⁾ 본 연구에서 제안한 설계민감도 공식을 이용하여 구할 수 있으며, 구해진 기울기 함수는 서브루틴의 형태로 최적화 알고리즘에 연결되었다. 목적함수 및 목적함수의 기울기 함수를 구하기 위하여 3 장에서 사용된 다중 전달함수합성 모델이 사용되었다.

먼저 목적함수에 대한 기울기 함수가 정확히 구해지는지를 확인하기 위하여 최적 설계에 대하여 목적함수에 대한 설계민감도를 구하여 유한차분법의 결과와 비교하여 크기순으로 정리하여 Z 방향만을 Table. 1 에 정리하였다. 표를 보면 본 연구에서 제시한 방법은 목적함수의 변화를 잘 예측하고 있음을 알 수 있다. 또한 표를 살펴보면 3 장에서와 마찬가지로 3, 6, 9, 10 번의 강성이 실내소음에 크게 영향을 미침을 쉽게 알 수 있다.

Table 1. Sensitivity of the object function compared to those of the FDM($f_o=400.34$)

DV	Present	FDM	Ratio[%]
1Z	1.995E-02	1.995E-02	100.00
2Z	-6.340E-03	-6.340E-03	100.00
3Z	9.637E-01	9.637E-01	100.01
4Z	2.244E-02	2.244E-02	100.00
5Z	-8.450E-03	-8.540E-03	98.96
6Z	-2.786E-01	-2.785E-01	100.04
7Z	9.806E-02	9.805E-02	100.01
8Z	1.301E-01	1.300E-01	100.01
9Z	1.843E-01	1.843E-01	100.00
10Z	1.732E-01	1.732E-01	100.00

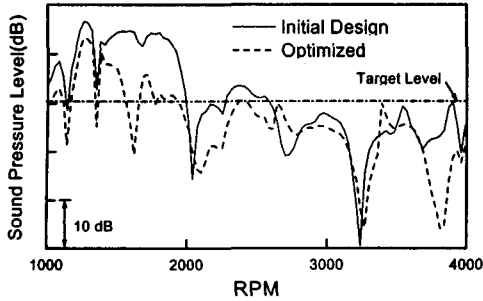


Fig. 5. The optimization result of the interior noise

식(21)으로 정의된 문제에 대하여 계산된 목적 함수 및 제한조건에 대한 기율기함수를 Matlab 에 전달하여 엔진마운트 시스템의 최적강성을 얻었다. Matlab 은 총 51 회의 반복을 거쳐서 최적해에 도달하였으며 이 과정에서 목적함수는 1.0 에서 0.322 로 67.8% 감소하였다. 최적해에서의 실내소음을 Fig. 8 에서 초기설계와 비교하여 그렸다. 결과를 살펴보면 차실의 소음은 악화되는 부분이 없이 대폭 감소하였으며 특히 1500 ~ 2000 rpm 영역은 10 dB 이상 소음이 감소하였다. 또한 목적함수를 최소화하기 위하여 주어진 설계목표값(target level)에 따라서 적절히 조정 되는 것을 볼 수 있으며 설계변수의 상하한선이 비교적 엄격하게 정해져 있으므로 모든 영역의 실내소음이 목표값 이하로 떨어지는 것은 한계가 있었다.

이상의 결과를 살펴보면 본 연구에서 제시한 다중 전달함수 합성법을 이용한 설계민감도 해석법은 전달함수 부분구조 모델이 존재하는 경우 승용차의 엔진마운트 시스템과 같은 실제의 복잡한 문제에서도 정확하게 설계민감도 해석을 수행할 수 있으며 엔진마운트의 초기 설계단계 또는 실내소음 문제 해결과정에 있어서 훌륭한 도구가 될 수 있음을 보이고 있다.

5. 결론

승용차의 엔진마운트 시스템의 엔진마운트 및 부쉬의 강성을 설계하는 것은 차실의 진동/소음 측면에서 대단히 중요하고 고품질의 정숙성을 달성하기 위해서는 설계단계에서 차체의 특성을 고려하는 것이 필요하다. 차체의 동특성을 해석 또는 실험으로부터 얻어진 주파수응답함수를 이용하여 고려할 수 있는 효과적인 방법중의 하나가 전달함수합성법이다.

본 연구에서는 다중 전달함수합성법을 이용한

설계민감도 해석방법을 이용하여 엔진마운트 시스템의 강성을 차실에서의 실내소음이 최소화되도록 최적화하였다. 설계민감도 정식화 및 최적화는 모든 엔진마운트 및 서브프레임의 부쉬를 설계변수로 포함할 수 있도록 다중 전달함수합성법에 기초하여 이루졌으며 각각의 엔진마운트 및 부쉬의 강성이 실내소음에 미치는 영향을 파악할 수 있는 유용한 설계도구임을 보였다.

승용차 차실의 실내소음을 최소화하기 위하여 기준 설계값과 데시벨 척도로 그려진 실내소음 그래프로 만들어진 그래프의 면적을 목적함수로 하여 엔진마운트 및 부쉬의 강성에 대한 최적설계를 수행하였다. 최적설계 결과는 초기 설계에 비하여 실내소음이 악화되는 부분이 없이 67.8%의 그래프 면적감소를 얻을 수 있었으며 1500 ~ 2000 rpm 영역은 10 dB 이상 소음이 감소하여 본 연구의 최적화 방법이 차체의 동특성을 고려한 엔진마운트 시스템의 설계에 대단히 유용한 도구임을 보였다.

참고문헌

- (1) Yim Hongjae, Lee Sangbeom, 2001, "A Study of Dynamics and Engine Mount Systems," The Proceeding of 8th ICSV, Hong Kong, pp.411-418.
- (2) 長松昭男, 大態政明, 部分構造合成法, 培風館, 1991.
- (3) A. T. M. J. M. Huizinga, D. H. Campen and A. Kraker, Application of Hybrid Frequency Domain Substructuring for Modeling and Automotive Engine Suspension, *J. of Vibration and Acoustics*, Vol. 119, pp. 304-310, 1997.
- (4) 황우석, 이두호, 전달함수를 이용한 차실 소음의 부분구조 해석, *한국소음진동공학회지*, 제 10 권 제 3 호, pp.480-485, 2000.
- (5) J.H. Heo and K.F. Ehmann, A Method for Substructural Sensitivity Synthesis, *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 113, 201-208, 1991.
- (6) 이두호, 황우석, 김찬목, 2001, "전달함수합성법을 이용한 엔진마운트계의 민감도 해석," 대한기계학회논문집 A 권, 제 25 권 제 1 호, pp.153-160.
- (7) 황우석, 이 두호, 2000, "부재의 강체 정보를 이용한 부밍 소음의 해석", *한국소음진동공학회 춘계학술대회 논문집*, pp. 1699-1703.
- (8) 이두호, 황우석, "다중 전달함수합성법을 이용한 엔진마운트 시스템의 설계민감도 해석", *한국자동차공학회 2001 년도 추계학술대회논문집*, Vol. II, pp. 780-785, 2001.
- (9) Mathworks, Inc, 1997, *MATLAB Optimization Toolbox User's Guide*.