

벡터합성법에 의한 2마운트계 설계

Design of Two Mount Systems by Vector Synthesis Method

차현주(부산대 대학원), 이시복(부산대 공대), 이상훈(국방과학연구소)
Hyun-Ju Cha(Graduate School, Pusan National Univ.), Shi-Bok Lee(PNU), Sang-Hun Lee(ADD)

ABSTRACT

In this paper, an effective mount design method using vector synthesis is presented for two mount systems. For designing mount stiffnesses effectively, we perform a sensitivity analysis, i.e., identify the contribution rate of an input component vector to the total output vector. Especially, we show that it is necessary to take a phase sensitivity into consideration in case of two mount systems, such as the excavator mount systems having engine mounts and cabin mounts. The proposed method is testified through an test bed.

Key words : mount design(마운트 설계) vector synthesis(벡터합성), sensitivity analysis(감도해석), phase sensitivity(위상감도)

1. 서론

복잡한 전달경로를 갖는 기계구조물에서 각 진동 전달 경로 특성이 어떻게 진동출력에 영향을 미치는지 정량적으로 분석하고 설명하는데 벡터합성법(Vector Synthesis Method)이 편리하게 이용된다. 벡터합성법^[2-6]은 주로 자동차의 부밍소음에 대한 해석법으로 사용되었고 여러 가지 진동 및 소음 현상의 저감 대책을 제공하였다. Hinne Bloehof^[4]는 운전석에서의 소음 기여를 저주파대역에서 평가하였으며, 石兵正男^[3] 등은 벡터합성법을 이용하여 유체 봉입마운트의 감쇠를 변경시켜 엔진마운트를 통한 입력의 위상을 바꾸어서 진동저감을 시도하였다. 이정권^[2] 등은 벡터합성 해석후 동흡진기 및 마운트 강성의 변경을 이용하여 소음저감을 행하였고, 오재용^[6] 등은 승용차에 벡터합성법을 적용하여 입력의 크기와 위상변경에 의한 진동저감을 추정하였다.

본 논문에서는 굴삭기와 같이 엔진 마운트와 캡 마운트의 2 마운트계를 가진 기계구조물의 마운트 설계시 캡 마운트 강성 변경은 물론, 엔진 마운트 강성의 변경에 의해서 캡 마운트 부착점들 간의 상대적인 위상관계를 변경시켜 관심지점 즉, 캡 내부의 운전석에 대한 진동을 저감할 수 있는 방법을 제안한다. 제안한 방법을 평판위의 한쪽에 모터를 설치하고 다른쪽에 네 개의 고무로 지지된 사각 구조물을 부착한 2 마운트 실험장치를 통해 검증했다.

2. 벡터 합성 이론

2.1 벡터 합성법

진동을 효과적으로 제어하기 위해서 진동원으로부터 발생되는 파위가 구조계를 통하여 전달되는 경우 각각의 입력성분에 의해서 발생하는 출력성분이 전체 계의 출력에 있어서 어느 정도 영향을 미치고 있는가를 정량적으로 평가하는 것이 필요하다. 이 영향을 입력과 출력 신호 관계를 벡터적으로 고려하여 근사적으로 예측할 수 있다. N 개의 가진력 F_i 에 의한 관심점에서의 진동출력 A는 i 번째 가진력과

$$A = \sum_{i=1}^N H_i F_i \quad (1)$$

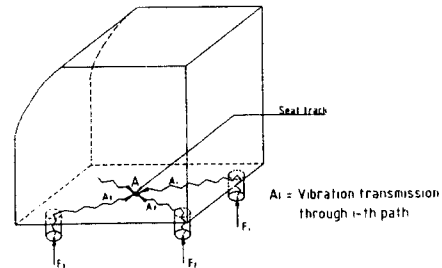


Fig. 1 Cabin mount system of an excavator

관심지점 진동출력 사이 전달함수를 H_i 라고 할 때 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

그림 1에 굴삭기 예를 보여주고 있다. 그림에서 각 마운트에 작용하는 동적 힘은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F_i = -\frac{1}{\omega^2} [K_i] [\{\ddot{x}_i\}_f - \{\ddot{x}_i\}_c] \quad (2)$$

여기서, $[K_i]$ 는 i 번째 마운트의 복소 강성계수, $\{\ddot{x}_i\}_f$ 는 i 번째 마운트를 지나기 전 진동 가속도, $\{\ddot{x}_i\}_c$ 는 i 번째 마운트를 지난 후 진동가속도이다.

2.2 영향도 해석

벡터합성법을 이용한 해석에 있어서 입력성분의 출력에 대한 기여도를 파악하기 위해서 다음과 같은 식이 정의된다.

$$\text{영향도} = \frac{|S_i(f)| \cos \theta_i(f)}{|S_{SYN}(f)|} \quad (3)$$

여기서, $|S_i(f)|$ 는 i 번째 입력성분과 출력간의 상호스펙트럼 신호로부터 얻어진 벡터성분의 크기이고 $|S_{SYN}(f)|$ 는 각 입력성분이 동시에 작용할 때 발생하는 합성출력의 크기이며 θ_i 는 \vec{S}_i 와 \vec{S}_{SYN} 간의 상대위상이다. 영향도는 (+) 또는 (-)의 부호를 가질 수 있으며, (+) 영향도를 가지는 성분은 합성출력을 증가시키는 데 기여를 한 것을 나타내며, (-) 영향도를 가지는 성분은 반대로 합성출력을 감소시키는 데 기여를 한 것을 나타낸다.

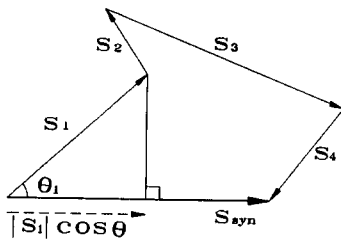


Fig. 2 Effectiveness diagram

2.3 감도 해석

입력성분의 변경시 출력의 변화를 예측하기 위하여 다음과 같은 감도해석을 행하였다.

$$A = \sqrt{[\sum_{i=1}^n |F_i| |H_i| \cos(\phi_i + \psi_i)]^2 + [\sum_{i=1}^n |F_i| |H_i| \sin(\phi_i + \psi_i)]^2} \quad (4)$$

여기서, $\{F_i = d_i \times k_i\}$ 이다.

$$\theta = \text{TAN}^{-1} \left[\frac{\sum_{i=1}^n |F_i| |H_i| \sin(\phi_i + \psi_i)}{\sum_{i=1}^n |F_i| |H_i| \cos(\phi_i + \psi_i)} \right] \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial A}{\partial |k_i|} &= \frac{1}{2A} [2 |d_i| |H_i| \cos(\phi_i + \psi_i) \\ &\quad \times \sum_{j=1}^n |F_j| |H_j| \cos(\phi_j + \psi_j) \\ &\quad + 2 |d_i| |H_i| \sin(\phi_i + \psi_i) \\ &\quad \times \sum_{j=1}^n |F_j| |H_j| \sin(\phi_j + \psi_j)] \end{aligned} \quad (6)$$

식 (6)과 마찬가지로 식 (4)를 각각 F_i 의 크기 및 위상에 대해 편미분하면 $\frac{\partial A}{|F_i|}$ 와 $\frac{\partial A}{\partial \psi_i}$ 감도식이 유도되며, 출력벡터의 위상 θ 를 i 번째 마운트 강성계수로 편미분하면 $\frac{\partial \theta}{\partial |k_i|}$ 감도식이 유도된다. 여기서, d_i 는 i 번째 마운트에 상,하의 상대변위이며 ϕ_i 는 H_i 의 위상이다.

입력의 크기변경에 의한 출력변화를 예측하기 위해서 다음과 같이 벡터선도를 통해 영향도해석과 감도해석의 효용성을 비교하였다. 그림 3에 각각 좌우에 크기가 같지만 위상이 다른 두 입력벡터를 나타내었고, 이에 대해 영향도 값과 감도 값을 계산하여 표 1에 나타내었다. 계산 결과와 같이 영향도는 입력성분의 합성출력에 대한 기여 정도를 나타내는 반면, 마운트 설계에 정확한 방향을 제시하는 것은 감도해석임을 알 수 있고, 여기서는 감도해석을 통해 마운트 강성을 설계하였다.

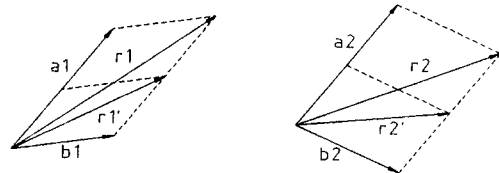


Fig. 3 Comparison of effectiveness and sensitivity

Table. 1 Comparison of effectiveness and sensitivity

	영향도	합변화시 출력변화 감도	입력벡터의 크기 50%감소시 출력벡터 의 크기 감소량(%)
a1 벡터	0.6559	0.9556	32.1
a2 벡터	0.6847	0.8468	30.8

3. 2 마운트계 설계 기법

그림 4과 5는 각각 입력의 크기변경과 위상변경에 의한 출력벡터의 변화를 나타낸 것이다. 그림 3에서 S_3 입력벡터의 크기가 감소할 때 합성출력의 크기가 감소하고 위상은 반시계방향으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 그림 4에서는 S_1 입력벡터의 위상이 반시계방향으로 변할 때 출력벡터의 크기가 감소하고 반시계방향으로 이동하는 것을 볼 수 있다. 그렇다면 그림 3에서 S_3 입력벡터의 크기를 마운트 강성의 변경에 의해 변화시킬 때 합성출력벡터의 위상이 변화되고 이 벡터가 그림 4의 S_1 처럼 다른 구조

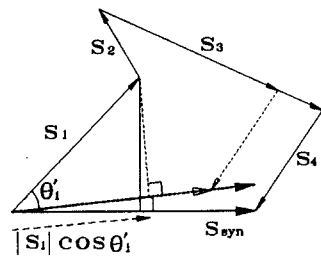


Fig. 4 Phase changed output vector by input magnitude modification

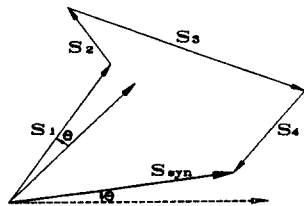


Fig. 5 Magnitude changed output vector by input phase modification

물의 입력벡터로 작용할 때 최종합성출력의 크기를 줄일 수 있음을 알 수 있다.

3.1 엔진 마운트 강성의 최종출력 감도

엔진 마운트를 변경하는 경우 최종 합성 출력의 각 마운트의 설계 방향 및 최적의 마운트 변경 위치를 결정하기 위해서 2.3절에서 언급한 감도해석은 1 마운트 설계시 이용될 수 있으나 세 개의 구조물이 다수의 마운트 지지점으로 연결된 계에서는 첫 번째 마운트를 지난 벡터성분의 크기와 위상이 최종합성 출력에 동시에 영향을 미치므로 마운트 설계에 대한 효과적인 방안을 제시하지 못한다. 따라서 다음의 2마운트 설계를 위한 감도식을 제안한다.

크기는 첫 번째(엔진) 마운트를 거친 출력 벡터의 크기와 위상의 함수이며, 이 크기와 위상은 강성의 함수로 표현된다. 즉, $A = A(K_i)$ 라면 A 의 변화율은 근사적으로 다음과 같은 식으로 표현한다.

$$dA_f = \sum_{i=1}^n \frac{\partial A_f}{\partial K_i} dK_i \quad (6)$$

$$\frac{\partial A_f}{\partial K_i} = \sum_{j=1}^m \left(\frac{\partial A_f}{\partial A_j} \frac{\partial A_j}{\partial k_i} \right) + \sum_{j=1}^m \left(\frac{\partial A_f}{\partial \theta_j} \frac{\partial \theta_j}{\partial k_i} \right) \quad (7)$$

3.2 캡 마운트의 강성의 최종출력 감도

캡 마운트의 강성변경시 최종 합성 출력의 크기는 마운트 강성의 함수로 표현되므로 캡 마운트 강성변경에 의한 최종 합성 출력의 변화는 다음과 같다.

$$dA_f = \sum_{j=1}^m \frac{\partial A_f}{\partial K_j} dK_j \quad (8)$$

식 (6)~(8)에서, A 는 출력크기, θ 는 출력위상을 나타내고, 하첨자 j, i, j 는 각각 최종관심 위치, 엔진 마운트 위치, 캡 마운트 위치를 나타내며, n, m 는 각각 엔진 마운트, 캡 마운트의 개수를 나타낸다. 식 (7)과 (8)의 우변의 편미분값은 2.3절에서 구한 식을 이용하면 되고, 각 마운트 강성 변화에 대한 합성출력의 크기 감도의 절대값이 클수록 강성변경 대상으로 적합하다. 일반적으로 최종 진동 수준을 저감시키기 위해서 엔진 마운트의 경우에 강성을 줄여야 하지만, 어떤 특정한 마운트는 각 진동 성분의 전달 과정에서 위상변화의 영향으로 식 (7) 감도값의 부호가 음이 나와 강성을 증가시켜야 된다.

4. 시험 마운트계 설계

4.1 장치 구성 및 실험 조건

제안한 기법의 검증을 위해 그림 6와 같이 장치를 구성하여 D.C.모터의 40Hz가진에 의해 실험을 행하였다. 각 고무지지점 및 관심지점으로의 전달 함수를 구하기 위해 모터 정지 상태에서 충격실험을 하였다. 먼저 모터 및 사각 구조물의 지지 고무 강성을 설계하기 위한 벡터합성법의 타당성을 확인하기 위해 ②번점지지고무를 11×11고무(K=24265N/m)에

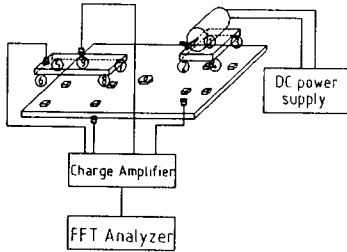
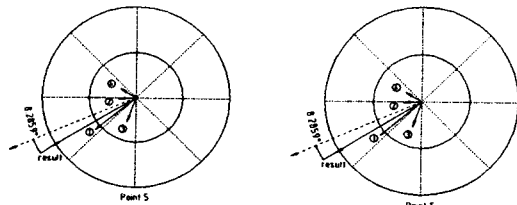


Fig. 6 Experimental setup

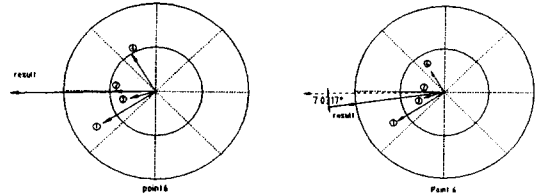
서 7×7고무(K=12598N/m)로 바꾸어 실험을 하였다. 모터가진에 의해 얻어진 자기스펙트럼과 상호스펙트럼 데이터를 가지고 벡터합성법으로 구한 최종 출력의 예상치와 실제 관심지점에서 진동크기를 측정된 값을 비교하였다. 고무 변경후 벡터합성법에 의해 얻어진 최종출력의 크기는 11.34%만큼 증가하였고, 실제 실험해 얻어진 진동 크기는 10.5%만큼 증가하였으므로 벡터합성법으로 강성변경에 의한 출력변화를 예측하는 것이 타당하다.

4.2 진동 실험 결과 및 감도해석

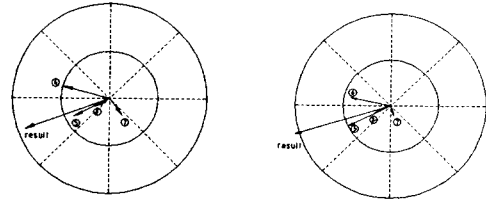
그림 7, 8, 9은 각각 고무 교체 전, 후의 벡터선도를 ⑤번점과 ⑥번점, 그리고 ⑨번 점에 대해 그린 것이다. 그리고 표 2와 3은 각각 모터 지지부와 사각구조물 지지부에서의 크기 및 위상 변화 감도를



(a) 11×11 rubber (b) 7×7 rubber
Fig. 7 Vector diagram at position 5



(a) 11×11 rubber (b) 7×7 rubber
Fig. 8 Vector diagram at position 6



(a) 11×11 rubber (b) 7×7 rubber
Fig. 9 Vector diagram at position 9

구한 것이다.

먼저 표 2의 모터지지 고무에 대한 감도값을 보면 모터지지고무의 강성변화시 ⑤, ⑥, ⑦, ⑧점에서의 출력벡터의 위상변화에 의한 최종관심지점 ⑨에서의 변화율, 즉, 식 (7)에서 $\frac{\partial A_i}{\partial \theta_j} \frac{\partial \theta_j}{\partial k_i}$ 값이 지지고무④에서 음의 부호가 됨을 알 수 있다. 실제로 $\frac{\partial A_i}{\partial k_i}$ 를 계산하면 진동전달 과정에서 크기변화에 의한 출력의

Table 2 Sensitivities of motor mount stiffness

출력위치	모터 지지점	$\frac{\partial A_i}{\partial k_i}$	$\frac{\partial \theta_j}{\partial k_i}$
5번점 지지 고무 하	1번점	0.4983	0.1218
	2번점	0.3665	-0.1092
	3번점	0.1956	0.1743
	4번점	0.1605	-0.1869
6번점 지지 고무 하	1번점	1.0182	0.2256
	2번점	0.8098	-0.0060
	3번점	0.4943	0.0451
	4번점	0.4592	-0.2648
7번점 지지 고무 하	1번점	0.2188	-0.2950
	2번점	0.1628	0.0676
	3번점	0.1315	-0.1364
	4번점	0.1291	0.3639
8번점 지지 고무 하	1번점	0.3932	-0.1016
	2번점	0.0055	-0.1752
	3번점	0.2331	0.0013
	4번점	0.2879	0.2755

Table 3 Sensitivities of structure mount stiffness

	5번점	6번점	7번점	8번점
$\frac{\partial A_f}{\partial k_j}$	0.8634	0.8504	-0.1267	0.3550
$\frac{\partial A_f}{\partial \theta_j}$	-1.4961	8.9742	-6.8114	-0.6668

증가보다 위상변화에 의한 출력의 감소효과가 크므로 음의 부호를 가진다. 따라서 ④번 마운트 강성 설계시 강성을 증가시켜야 한다. 그리고 마운트 ①, ②, ③의 마운트 변경에 의한 최종위치의 크기 감도는 양이 나오므로 강성을 감소시켜야 한다. 표 3의 감도 결과에서는 ⑦번점 고무에서의 크기감도가 음이 나오므로 강성을 증가시켜야 하고 나머지 지지고무 ⑤, ⑥, ⑧의 감도는 양이 나오므로 강성을 줄이는 방향으로 설계하여야 한다.

4.3 마운트 강성 설계 결과 및 고찰

사각 구조물 내의 한 점(9번)에 대한 진동수준을 효과적으로 줄이기 위해 각 지지점 마운트 강성을 설계 변수로 하고 설계변수의 상, 하 한계를 +, -20%로 정하였다. 이론적 계산을 위하여 지지고무의 변위전달율은 선형적인 것으로 가정하였다. 고무강성 설계시 위상변화를 고려하지 않는 경우에 4번점 강성을 감소시켜야 하나 제안한 방법은 증가시켜야 되는 것으로 나왔다.

마운트 강성 설계 결과 위상변화가 고려되지 않은 경우에는 29.5% 진동 저감량을 가져왔으나 위상변화를 고려한 마운트 설계 후 32%의 진동 저감량을

Table 3 Results of mount design

고무 지지점	1	2	3	4
영향도 설계 결과 강성값(N/m)	19412	19412	19412	19412
위상변화 고려 설계 결과 강성값(N/m)	19412	19412	19412	29118
고무 지지점	5	6	7	8
영향도 설계 결과 강성값(N/m)	19412	19412	29118	19412
위상변화 고려 설계 결과 강성값(N/m)	19412	19412	29118	19412
영향도 설계 결과 진동 저감량	29.5%			
위상변화 고려 설계 결과 진동 저감량	32%			

가져와 제안안 기법이 보다 효과적임을 확인할 수 있다.

5. 결론

본 연구에서는 벡터합성법을 이용하여 2 마운트계 설계법을 제안하고 실험을 통해 그 효과를 확인했다.

1) 각 마운트 강성변경시 출력의 위상변화를 이용한 최종위치의 출력저감기법을 제안했다.

2) 강성변화시 출력의 위상변화 감도가 큰 마운트 계에 대하여 제안한 기법에 의한 마운트 강성설계가 진동저감에 효과적이다.

참고 문헌

- [1] Ewins,D.J, "Modal Testing : Theory and Practice ", Research Studies Press LTD., 1986
- [2] 이정권, 민형선, 심삼준, "벡터 해석법에 의한 차실 소음의 저감", 한국소음진동공학회지, 제1권 제1호, pp.141~147, 1991.
- [3] 石兵正男, 青木弘文, 土井三浩, 佐藤茂樹, "流體封入エンジンマウントの 振動傳達位相制御による車輪振動低減手法の研究", 日本機械學會論文集 (C編), 58卷 551號, pp.45~50, 1992
- [4] Hinne Bloemhof, "Determination of Low Frequency Surface Contributions to Interior Noise in Vehicles", IMAC, pp.326~331, 1995.
- [5] Katrien Wyckaert & Herman Van der Auweraer, "Road Noise Analysis of Passenger Car : A Compilation of Results from Operating Data Analysis, Transmission Path Analysis and Suspension and Cavity Modal Analysis", IMAC, pp.1220~1224, 1995
- [6] 조준호, 김태욱, 오재용, "자동차 진동/소음의 전달경로 특성 해석법에 관한 연구", 한국자동차공학회 춘계학술대회, pp.365~371, 1995