반공진 진동수 해석에 의한 치구 설계 변경

김 준 엽* · 윤 을 재*

Structural Dynamic Modification of Fixture using Antiresonance Frequency Analysis

Jun-Yeop Kim* and Eul-Jae Yoon*

ABSTRACT

The method of antiresonance frequency analysis of multi-input system is proposed. The structural dynamic modification using antiresonance frequency analysis is also applied to reduce the undertest at specimen attachment points on the fixture in environmental vibration test, which is resulted from the inconsistency of antiresonance frequencies.

Several computer simulations show that the proposed method can remove the undertest problem which is not removed in conventional vibration test control. And the effectiveness of the method is verified with the impact hammer excitation of aluminium fixture model.

초 록

본 연구에서는 치구 설계단계에서 치구 위의 여러 시험물부착점들에서의 반공진진동수들을 고려하여 그 감도를 계산하고, 치구의 구조변경을 수행하여 시험물부착점들에서의 반공진진동수들을 일치시키므로서 종래의 진동시험제어시 나타나는 반공진진동수에서의 문제점을 제거할 수 있고, 그 결과 시험물부착점들에서의 스펙트럼이 시험규격에 정해진 스펙트럼대로 진동시험이 수행될 수 있게 하는데 있다. 그리고 충격가진실험을 통해 제안한 기법에 대한 실제 치구제작에 적용 가능성을 검증하였다.

1. 서 론

장비나 부품이 비행 또는 수송 등 실제상황에서 겪게되는 진동환경에 얼마만큼 견디는지 여부를 확인하고, 예상되는 동적하중에 의한 성능저하나 오동작이 일어나지 않는지 확인하기 위해 환경진동시험(environmental vibration test)이 수행된다. 이러한 환경진동시험의 경우에는 대형(대용량)의 진동시험기(shaker 또는 exciter)가 이용되며 진동시험기로 부터 에너지를 시험물에 기계적으로

국방과학연구소(Agency for Defense Development)

전달시켜줄 수 있는 진동시험치구(이하, "치구(fixture)")가 필요하게 된다. 따라서 치구의 설계 문제가 대두되며, 환경진동시험의 성공여부를 좌우하는데 대단히 중요한 역할을 하게 된다. 치구의 설계시 가장 중요한 점은 시험규격에 정해진 기준스펙트럼(specified reference spectrum)이 치구 위에 설치될 여러 시험물부착점들에 그대로 전달될 수 있는 강체치구(rigid fixture)를 설계[1, 2]하는 것이 가장 이상적이지만 치구의 공진 및 반공진특성으로 인해 시험물부착점들 마다 스펙트럼이 달라지게 된다. 따라서 시험물은 과대시험(over-test) 또는/그리고 과소시험(undertest)을 겪게된다. 이와같은 치구의 공간적 변화의 영향을 최소화시키기 위해 진동시험제어(vibration test control)시에는 진동테이블(armature table) 또는 치구에 설치한 제어가속도계로 부터의 출력스펙트럼을 기준스펙트럼과 비교하여 그 차이를 작게하는 형태로 피드백제어를 실시하여 보상하므로서 이러한 문제점을 최소화하고 있다.[3, 4]

최근의 진동시험 제어기법으로서는 여러 시험부착점들에서의 진동레벨의 평균을 제어하는 평균제어기법[5, 6](average control technique)이 실용화되어 있지만, 관심주파수 영역에서 공진진동수(resonance frequency)들은 기준스펙트럼과 동일하게 제어가 가능하나 반공진진동수(antiresonance frequency)들에서는 반공진진동수들이 갖는 물리적특성으로 인해 기준스펙트럼과 동일하게 제어가 이루어지지 않으므로서 시험규격에 정해진 정확한 진동시험이 수행되지 못하게 된다. 이와같이 진동시험제어시 시험물부착점들이 시험규격에 정해진 기준스펙트럼대로 진동시험제어가 이루어지기 위해서는 진동시험을 수행하기 전에 치구의 설계단계에서 부터 치구 위에 설치될 시험물부착점들에서의 반공진진동수들을 해석하여 이들을 동시에 일치시키기 위한 치구의 구조변경이 요구된다. 구조물의 동특성해석 및 구조변경에 관한 연구는 대부분이 공진진동수에 집중되어 왔으며, 반공진진동수에 관한 연구는 거의 이루어지지 않았고 관심을 받지 못한 것이 사실이다. 입력이 응답과 무관한 개루프(open-loop) 시스템인 경우에는 구조물의 반공진진동수의 거동은 대단히 작기 때문에 중요하지가 않다. 그러나 많은 응용분야 -서보모터, 우주구조물, 가진시스템 등- 에서 구조물은 피드백제어시스템의 일부이기 때문에 반공진진동수는 설계단계에서 관심을 가져야 한다. 그러나 지금까지 반공진진동수에 관한 연구[7~10]는 대부분 단점가진 시스템(single-input system)에 대해 이루어져 왔으며, 치구 제작에서와 같은 다점가진(multi-input system)에는 적용할 수 없다.

본 연구의 특징은 치구의 설계단계에서 치구 위의 여러 시험물부착점들 - 평균제어점(average control points) - 에서의 반공진진동수들을 고려하여 그 감도를 계산하고, 치구의 구조변경을 수행하여 시험물부착점들에서의 반공진진동수들을 일치시키므로서 종래의 진동시험제어시 나타나는 반공진진동수에서의 문제점을 제거할 수 있고, 그 결과 시험물부착점들에서의 스펙트럼이 시험규격에 정해진 스펙트럼대로 진동시험이 수행될 수 있게 하는데 있다. 먼저 수치적용 예로서 알루미늄 평판모델을 치구로 고려하였으며, 이 평판치구모델 위의 4점을 시험물부착점으로서 가정하고, 4점에서의 반공진진동수들을 일치시키기 위해 길이와 두께를 설계변수로 하여 구조변경을 수행하였다. 그리고 기존의 반공진진동수를 고려하지 않고서 제어만을 수행한 경우와 제안한 반공진진동수 감도를 이용하여 얻어진 개선된 평판치구모델에 대해 컴퓨터시뮬레이션을 통해 진동시험제어를 수행하여 제안한 방법의 유용성을 설명하였다. 또한 구조변경 전·후의 평판치구모델을 실제로 제작하여 충격가진실험을 통해 시험물부착점들에서의 반공진진동수들의 거동을 이론과 비교하므로서 실험을 통한 반공진진동수들의 일치 가능성을 검증하였다.

2. 이론해석

2.1 반공진진동수 해석

진동수 w의 외력 $\{f(t)\} = \{F\}e^{jwt}$을 받는 n 자유도계의 정상상태응답 $\{y(t)\} = \{Y\}e^{jwt}$는

$$([K]-w^2[M])\{Y\} = [F] \qquad (1)$$

또는

$$[Z(w)]\{Y\} = \{F\} \tag{2}$$

의 해로 표현된다. 여기서 $[M]$, $[K]$는 질량 및 강성행렬이고 $\{F\}$, $\{Y\}$는 가진력 및 정상 상태 응답의 진폭이다.

단점가진의 경우에는 가진점과 응답점간의 전달함수로 부터 반공진진동수를 얻을 수 있는 방법이 개발되어 있으나, 다점가진의 경우에는 적용이 곤란하다. 환경진동시험에 사용되는 대형 진동시험기와 같이 가진력이 진동테이블과 치구를 연결하는 여러개의 볼트를 통해 치구로 전달되는 가진점이 여러개인 경우, 임의점 i에서의 응답 Y_i는 Cramer 공식을 이용하면 아래의 식으로 표현된다.

$$Y_i = \frac{det(\ [Z(\ i\ ;\ F\ )]\ )}{det(\ [Z(\ w\ )]\ )} \tag{3}$$

단, 여기서 $[Z(i\,;F)]$는 행렬 $[Z(w)]$의 i열을 $\{F\}$로 대치한 행렬이다. 식(3)에서 $det([Z(w)]) = 0$, 즉 분모를 0으로 하는 w가 공진진동수(resonance frequency)이며, $det([Z(i\,;F)]) = 0$, 즉 분자를 0으로 하는 w가 가진력에 대한 i 점에서의 반공진진동수(antiresonance frequency)이다. 이와 같이 공진진동수는 가진력의 위치나 크기, 그리고 응답점의 위치에 관계없이 결정되는 시스템의 전역적 매개변수(global paramater)로서 고유치해석을 통해서 쉽게 구해지나 반공진진동수는 가진력의 위치, 크기, 갯수 및 응답점의 위치에 따라 달라지는 특성을 갖는 국부적 매개변수(local parameter)이다. 어떤 응답점 i 에서의 반공진진동수는

$$det([Z(i\,;F)]) = 0 \tag{4}$$

즉,

$$det([K(i\,;F)]) = \Omega^2[M(i\,;0)]) = 0 \tag{5}$$

으로 부터 구해지므로, 다음과 같은 고유치문제

$$[K(i\,;F)]\{X\} = \Omega^2[M(i\,;0)]\{X\} \tag{6}$$

의 고유치 Ω가 반공진진동수가 된다. 여기서,

$$[K(i\,;\,F)] = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \dots & K_{1i-1} & F_1 & K_{1i+1} & \dots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & \dots & K_{2i-1} & F_2 & K_{2i+1} & \dots & K_{2n} \\ \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdots & \cdot & & \\ \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdots & \cdot & & \\ \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdots & \cdot & & \\ K_{i1} & K_{i2} & \dots & K_{ii-1} & F_i & K_{ii+1} & \dots & K_{in} \\ \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdots & \cdot & & \\ \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdots & \cdot & & \\ \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdots & \cdot & & \\ K_{n1} & K_{n2} & \dots & K_{ni-1} & F_n & K_{ni+1} & \dots & K_{nn} \end{bmatrix}$$

$$[M(i\,;\,0)] = \begin{bmatrix} M_{11} & M_{12} & \dots & M_{1i-1} & 0 & M_{1i+1} & \dots & M_{1n} \\ M_{21} & M_{22} & \dots & M_{2i-1} & 0 & M_{2i+1} & \dots & M_{2n} \\ \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdots & \cdot & & \\ \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdots & \cdot & & \\ \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdots & \cdot & & \\ M_{i1} & M_{i2} & \dots & M_{ii-1} & 0 & M_{ii+1} & \dots & M_{in} \\ \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdots & \cdot & & \\ \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdots & \cdot & & \\ \cdot & \cdot & \cdots & \cdot & \cdots & \cdot & & \\ M_{n1} & M_{n2} & \dots & M_{ni-1} & 0 & M_{ni+1} & \dots & M_{nn} \end{bmatrix}$$

이다.

2.2 반공진진동수의 감도해석

치구 위의 시험물부착점의 수를 n_s, 일치시키고자 하는 반공진진동수 갯수를 n_{ar}, 그리고 설계변수의 개수를 n_d라고 하자. 시험물부착점 i에서의 치구의 j차 반공진진동수 Ω_{ij} $(i = 1, \cdots, n_s\ ;\ j = 1, \cdots, n_{ar})$의 설계변수 $x_k(k = 1, \cdots, n_d)$에 대한 감도는 공진진동수 감도계산법[11]과 마찬가지로 다음과 같이 표현된다.

$$\frac{\partial \Omega_{ij}}{\partial x_k} l = \{\phi_j\}^T \left(\frac{\partial [K(i\ ;\ F)]}{\partial x_k} - \Omega_{ij}^{\ 2} \frac{\partial [M(i\ ;\ 0)]}{\partial x_k} \right) \{\phi_j\} / (2\Omega_{ij}) \tag{7}$$

여기서 $\{\phi_j\}$는 식(6)의 j 차 고유모우드이며 $\{\phi_j\}^T[M]\{\phi_j\} = 1$로 정규화된다.

목표 반공진진동수를 $\{\ \Omega_{ij}^*\}$라 하고, 구조변경량을 $\{\Delta x_k\}$, 그리고 각 설계변수에 의한 감도를 성분으로 하는 감도행렬을 $[S]$로 표시하면 구조변경 후 반공진진동수는 Taylor 급수전개식의 1차 항까지를 고려하면 근사적으로 아래 식으로 표현된다.

$$\{\Omega_{ij}\} + [\,S\,]\,\{\Delta x_k\} \simeq \{\ \Omega_{ij}^*\} \tag{8}$$

여기서 $\{\Omega_{ij}\}$는 $i = 1, \cdots, n_s,\ j = 1, \cdots, n_{ar}$ 에 대하여 세로로 나열한 크기 $(n_s \times n_{ar})$인 열벡터이고, 감도행렬 $[S]$는 크기 $(n_s \times n_{ar}) \times n_d$인 행렬로서

$$[S]=\begin{bmatrix}\begin{bmatrix}\frac{\partial\Omega_{11}}{\partial x_1} & \frac{\partial\Omega_{11}}{\partial x_2} & \cdots & \frac{\partial\Omega_{11}}{\partial x_{n_d}}\\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots\\ \frac{\partial\Omega_{n_s1}}{\partial x_1} & \frac{\partial\Omega_{n_s1}}{\partial x_2} & \cdots & \frac{\partial\Omega_{n_s1}}{\partial x_{n_d}}\end{bmatrix}\\ \vdots \quad\quad \vdots \quad\quad \cdots \quad\quad \vdots\\ \begin{bmatrix}\frac{\partial\Omega_{1n_{ar}}}{\partial x_1} & \frac{\partial\Omega_{1n_{ar}}}{\partial x_2} & \cdots & \frac{\partial\Omega_{1n_{ar}}}{\partial x_{n_d}}\\ \vdots & \vdots & \cdots & \vdots\\ \frac{\partial\Omega_{n_sn_{ar}}}{\partial x_1} & \frac{\partial\Omega_{n_sn_{ar}}}{\partial x_2} & \cdots & \frac{\partial\Omega_{n_sn_{ar}}}{\partial x_{n_d}}\end{bmatrix}\end{bmatrix}$$

이다. 감도행렬 $[S]$의 계수(rank)가 설계변수의 수 n_d에 비해 작다고 가정하면 $\{\Delta x_k\}$는 노옴(norm)을 최소로하는 의사최소자승법(pseudo inverse method)에 의해 결정될 수 있다. 즉,

$$\{\Delta x_k\}=[S]^T([S][S]^T)^{-1}(\{\Omega^*_{ij}\}-\{\Omega_{ij}\}) \quad (9)$$

으로 표현된다. 이 때 개선된 설계변수 $\{x_k\}_{new}$는

$$\{x_k\}_{new}=\{x_k\}_{old}+\alpha_k\cdot\{\Delta x_k\} \quad (10)$$

로 구해지며 반공진진동수 $\{\Omega_{ij}\}$가 목표 반공진진동수 $\{\Omega_{ij}^*\}$에 충분히 수렴할 때 까지 반복계산한다. 여기서 α_k는 축소인자(step size parameter)이다. 한편, 목표 반공진진동수 $\{\Omega_{ij}^*\}$는 다음의 최소자승식

$$J=\sum_{i=1}^{n_s}(\Omega_{ij}^*-\Omega_{ij})^2,\ j=1,\ \cdots,\ n_{ar} \quad (11)$$

을 최소화하여야 하므로 $\frac{\partial J}{\partial\Omega_{ij}^*}=0$으로 부터

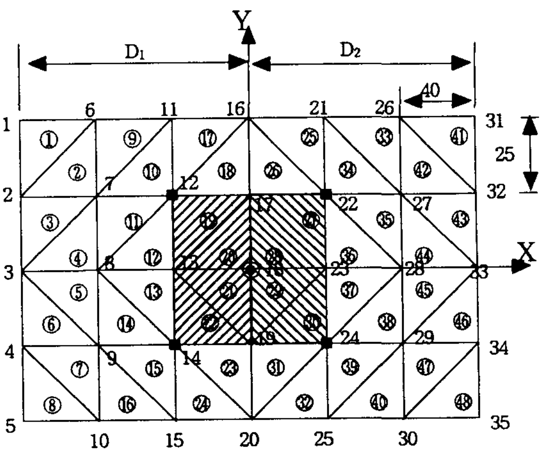
$$\Omega_{ij}^*=\frac{1}{n_s}\sum_{i=1}^{n_s}\Omega_{ij},\ j=1,\ \cdots,\ n_{ar} \quad (12)$$

으로 구해진다.

3. 수치해석 결과

지금까지 기술하였던 반공진진동수의 감도해석을 이용하여 치구 위의 여러 시험물부착점들에서의 반공진진동수들을 동시에 일치시키기 위한 구조변경 방법을 수치해석적으로 수행하였다. 먼저 실제 진동시험치구에 적용하기 전에 본 방법의 유용성을 검토하기 위해 간단한 알루미늄 평판모델을 치구로 고려하였다. Fig. 1의 자유상태의 평판 치구모델(이하, 간단히 "치구")에 대해 본 방법과 유한요소법을 결합하여 해석하였다. 수치해석에 사용된 치구는 가로 240mm, 세로 100mm, 두께 6mm이며, 삼각요소를 사용하여 치구를 48개의 요소로 분할하였다. 치구의 밀도 ρ = 2770(kg/m^3), 탄성계수 E=70(Gpa), 포아손비 ν = 0.3으로 가정한다. 절점 18(Z 방향)을 가진점으로 고려하고, 절점 12, 14, 22, 그리고 24의 Z 방향을 시험물부착점으로 고려하고서 이 4점을 평균제어할 경우, 시험물부착점들에서의 반공진진동수들을 일치시키기 위한 구조변경을 수행하였다. 진동시험기의 가진점이 고정되어 있고 설치될 치구의 모양도 대칭이면 대칭인 위치에 존재하는 시험물부착점들의 반공진진동수들은 모두 일치하지만, 치구 위에 설치되는 시험물이 비대칭형상이거나 무게중심이 정확히 치구와 진동시험기의 무게중심과 일치하지 않으므로서 실제 진동시험제어시에는 대칭인 위치에 존재하는 시험물부착점들에서의 반공진진동수들도

[unit : mm]



■ : Specimen Attachment Points
◉ : Excitation Point
▨ : Thickness added 4 mm
▧ : Thickness added 9 mm

Fig. 1 Original plate model of fixture

서로 다르게 나타나게 된다. 이와같은 무게중심 불일치를 시뮬레이션하기 위해 요소 ⑲~㉒에는 4 mm, 요소 ㉗~㉚에는 9 mm의 두께를 추가하여 반공진진동수의 불일치를 유도하였다. 또한 시험물부착점의 수가 4점이지만 X축에 대해 대칭으로 고려하면 절점 12와 14, 그리고 절점 22와 24의 반공진진동수들이 동일하기 때문에 실제로 일치시켜야할 시험물부착점의 수는 2개로 감소된다.

Fig. 2는 구조변경 전 치구의 절점 18 가진에 대한 시험물부착점들에서의 전달함수이며, 고유치해석 및 각 시험물부착점들에서의 반공진해석을 통해 얻어진 공진진동수와 반공진진동수는 Table 1과 같다. 관심주파수 영역(5 Hz~2 kHz)에서 공진진동수가 4개, 반공진진동수가 각각 2개씩 존재하나 두번째와 네번째 공진진동수는 절점 18번 가진에 대한 절점(nodal point)이기 때문에 전달함수에는 나타나지 않음을 알 수 있다.

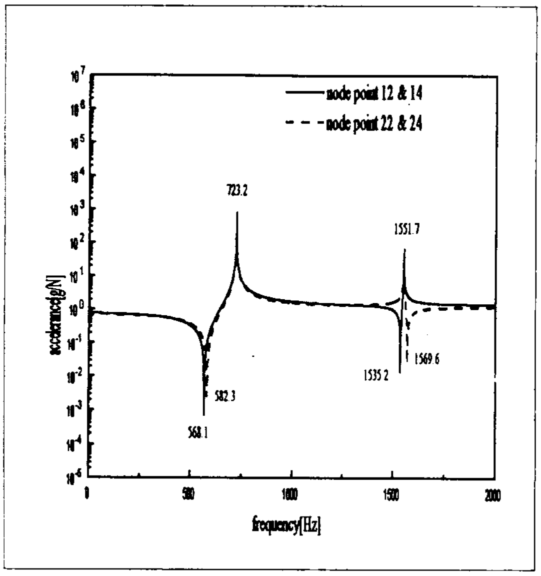


Fig. 2 FRF of original plate model of fixture

3.1 구조 변경 전 치구의 제어 결과

기존의 진동시험제어에서 처럼 치구 위에 설치될 시험물부착점들에서의 반공진진동수를 고려하지 않은 치구에 대해 평균제어기법을 이용하여 시험규격에 정해진 기준스펙트럼인 5Hz~2kHz 범위에서 0.01 g^2/Hz의 일정한 크기의 가속도스펙트럼이 되도록 제어한 경우, 시험물부착점들에서의 스펙트럼이 Fig. 3에 나타나 있다.

Fig. 3에서 알 수 있는 바와 같이 구조물의 전역적 매개변수인 공진진동수들에서는 기준스펙트럼과 동일한 0.01 g^2/Hz로 제어되고 있지만 국부적 매개변수인 반공진진동수 568.1Hz, 582.3Hz, 1535.2Hz, 그리고 1569.6Hz에서는 기존의 제어방법들로서는 시험규격에 정해진 기준스펙트럼대로 제어되지 않고서 과소시험이 수행됨을 알 수 있다.

Table 1. Resonance and antiresonance frequencies of original plate model of fixture

	Resonance Frequency	Antiresonance Frequency	
		node 12 and 14	node 22 and 24
①	723.2 Hz	568.1 Hz	582.3 Hz
②	1118.9 Hz	1535.2 Hz	1569.6 Hz
③	1551.7 Hz	-	-
④	1874.8 Hz	-	-

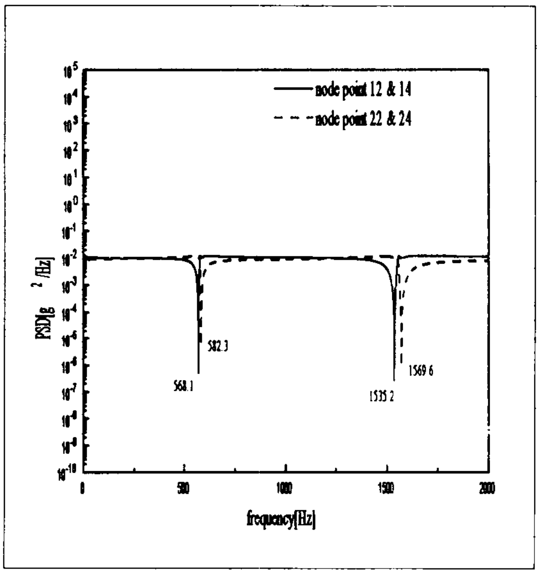


Fig. 3 Controlled spectra at specimen attachment points before modification

3.2 개선된 치구의 제어 결과

관심주파수 범위 내에서 각 시험물부착점들에서의 반공진진동수들을 일치(첫번째 반공진진동수만 일치시키는 경우와 첫번째 및 두번째 반공진진동수를 동시에 일치시키는 경우) 시킬 목적으로 제안한 반공진진동수의 감도해석을 이용한 구조변경을 수행하였다. 그리고 개선된 치구에 대해 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 진동시험제어를 수행하였다.

3.2.1 길이를 개선한 치구의 제어 결과

시험물부착점들에서의 첫번째 반공진진동수를 일치시키기 위해 치구의 길이 D_1, D_2를 설계변수로 고려하여 최적설계를 수행하였다. 최적설계 수행 후 변경된 치구의 반공진진동수는 Table 2와 같다. 여기서 알 수 있는 바와 같이 첫번째 반공진진동수는 568.1Hz 와 582.3Hz에서 575.0Hz로 변경되어 일치함을 알 수 있으며, 두 번째 반공진진동수는 각각 1507.5Hz와 1590.1Hz로 변경됨을 알 수 있다. 또한 변경 후 시험물부착점들에서의 전달함수는 Fig. 4와 같으며, 치구의 길이는 Table 3 처럼 변경된다.

Fig. 5는 치구의 길이를 설계변경한 개선된 치구에 대해 진동시험제어를 수행한 결과로서, 구조변경 전에 나타났던 첫번째 반공진진동수에서의 과소시험의 문제점이 없어지고 기준스펙트럼과 일치된 스펙트럼이 시험물에 전달됨을 알 수 있다. 그러나 고려하지 않은 두번째 반공진진동수에서의 과소시험문제는 여전히 존재함을 알 수 있다.

Table 2 Resonance and antiresonance frequencies after length modification

	Resonance Frequency	Antiresonance Frequency	
		node 12 and 14	node 22 and 24
①	722.8 Hz	**575.0 Hz**	**575.0 Hz**
②	1119.9 Hz	1507.5 Hz	1590.1 Hz
③	1547.4 Hz	-	-
④	1869.8 Hz	-	-

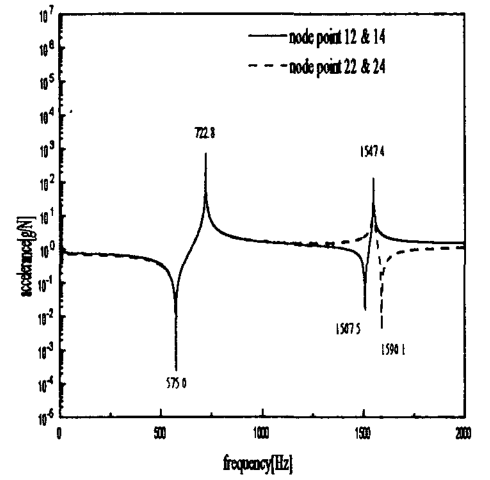


Fig. 4 FRF after length modification

Table 3. Design variables after length modification

Design Variables	Values
D_1	117.69
D_2	122.57

3.2.2 두께를 개선한 치구의 제어 결과

관심주파수 범위에서 시험물부착점들에서의 스펙트럼이 진동시험규격에 정해진 기준스펙트럼대로 진동시험제어가 이루어지기 위해서는 일치시켜야 할 반공진진동수가 높은 주파수 범위에도 존재함을 알 수 있다(Fig. 5 참조). Table 1에서 알 수 있듯이 첫번째뿐만 아니라 두번째 반공진진동수인 1535.2Hz와 1569.6Hz도동시에 일치시켜야만 완전한 진동시험제어가 이루어지게 된다. 관심주파수 범위 내의 모든 반공진진동수를 동시에 일치시키기 위해 Table 4와 같이 두께를 12개의 그룹으로 나누어 설계변수로 사용하였다.

최적설계 수행 후 변경된 치구의 반공진진동수는 Table 5와 같이 첫번째 및 두번째 반공진진동수가 각각 574.4Hz 및 1552.3Hz에서 동시에 일치함을 알 수 있다. 또한 변경 후 시험물부착점들에

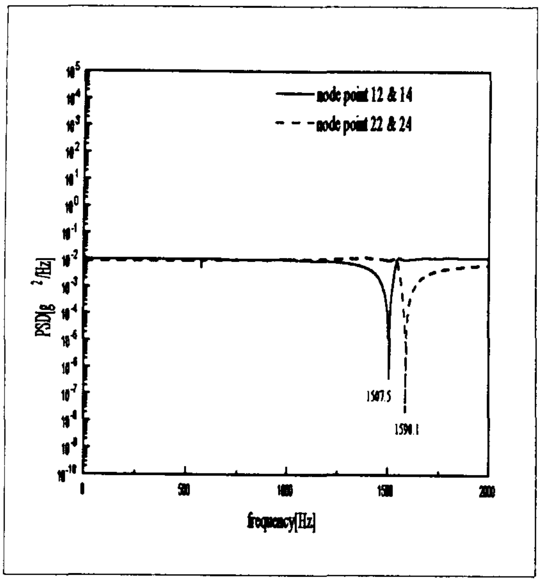


Fig. 5 Controlled spectra at specimen attachment points after length modification

Table 4. Design variables and element numbers

Group	1	2	3	4	5	6
Element Number	①,② ⑦,⑧	③,④ ⑤,⑥	⑨,⑩ ⑮,⑯	⑪,⑫ ⑬,⑭	⑰,⑱ ㉓,㉔	⑲,⑳ ㉑,㉒
Group	7	8	9	10	11	12
Element Number	㉕,㉖ ㉛,㉜	㉗,㉘ ㉙,㉚	㉝,㉞ ㊴,㊵	㉟,㊱ ㊲,㊳	㊶,㊷ ㊼,㊽	㊸,㊹ ㊺,㊺

서의 전달함수는 Fig. 6과 같다. 특히, Table 5로부터 알 수 있는 바와 같이 세번째 공진진동수와 두번째 반공진진동수에 해당하는 1552.3Hz에서는 이론적으로는 그 값이 존재하나 공진점 및 반공진점의 소거(cancellation) 현상으로 전달함수에는 나타나지 않게 된다. 치구의 두께는 변경 전 6 mm에서 Table 6과 같이 변경된다. Fig. 7은 설계변경된 치구에 대해 진동시험제어를 수행한 결과로서 관심주파수범위에서 시험물부착점들에서의 스펙트럼이 기준스펙트럼과 동일하게 전달되는 가장 이상적인 진동시험제어가 이루어짐을 알 수 있다. .

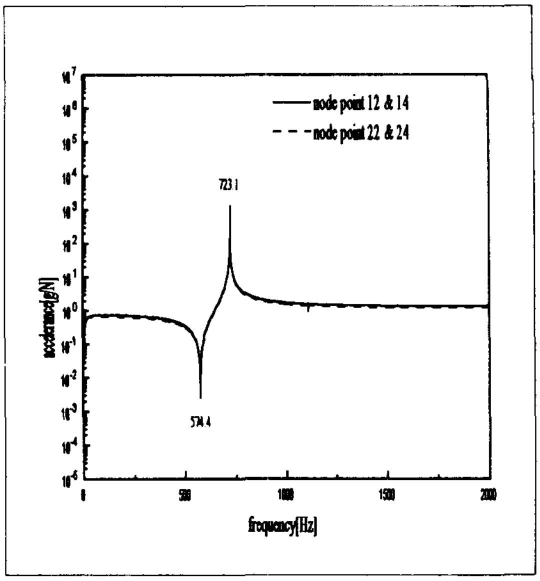


Fig. 6 FRF after thickness modification

Table 5. Resonance and antiresonance frequencies after thickness modification

	Resonance Frequency	Antiresonance Frequency	
		node 12 and 14	node 22 and 24
①	723.1 Hz	**574.4 Hz**	**574.4 Hz**
②	1112.0 Hz	**1552.3 Hz**	**1552.3 Hz**
③	**1552.3 Hz**	-	-
④	1877.3 Hz	-	-

Table 6. Plate Thickness after Modification

[Unit : mm]

Group	1	2	3	4	5	6
Thickness	5.70	5.76	5.98	5.73	6.38	6.99
Group	7	8	9	10	11	12
Thickness	4.98	5.22	6.40	5.92	6.98	6.73

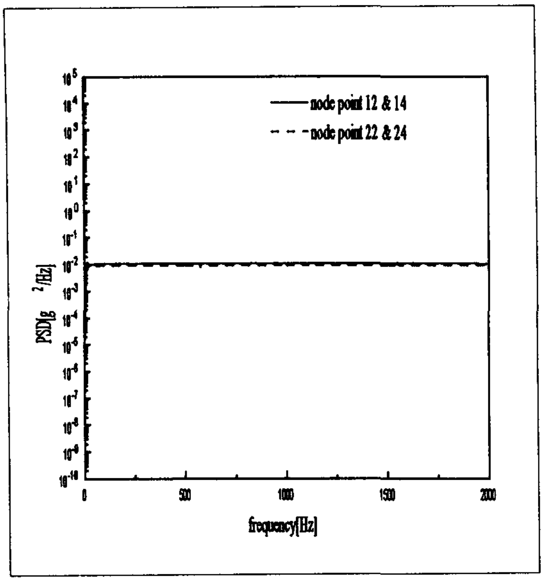
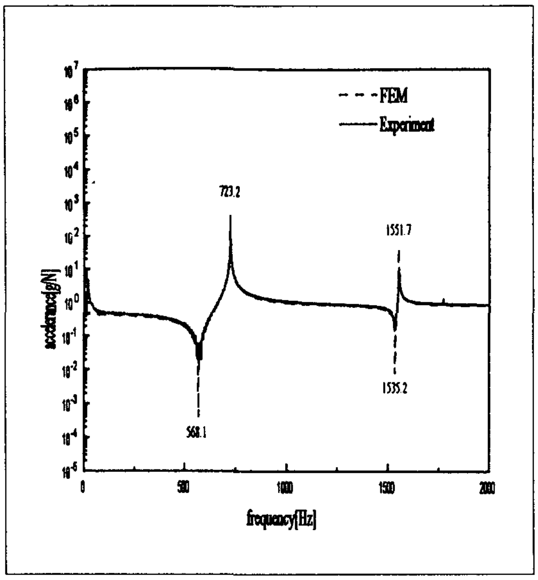
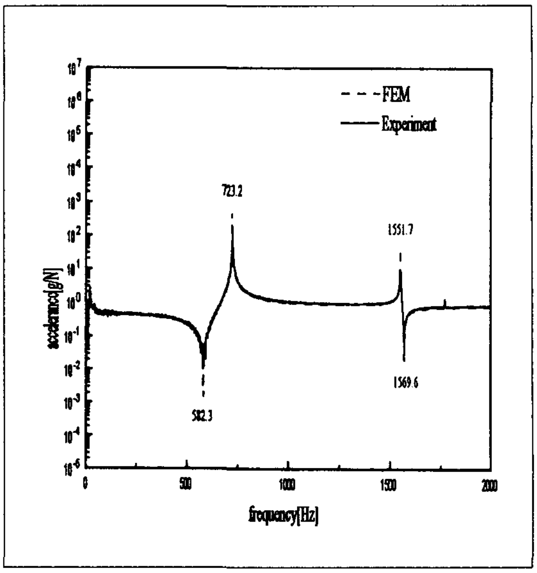


Fig. 7 Controlled spectra at specimen attachment points after thickness modification



(a) Node point 12 and 14



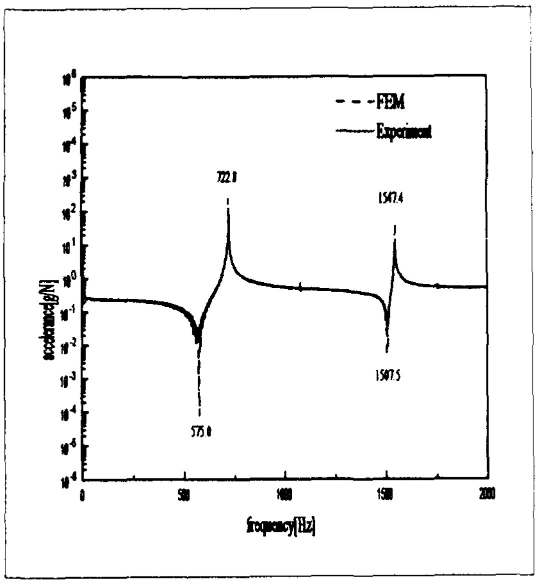
(b) Node point 22 and 24

Fig. 8 Analytical and experimental results of FRF before modificaton

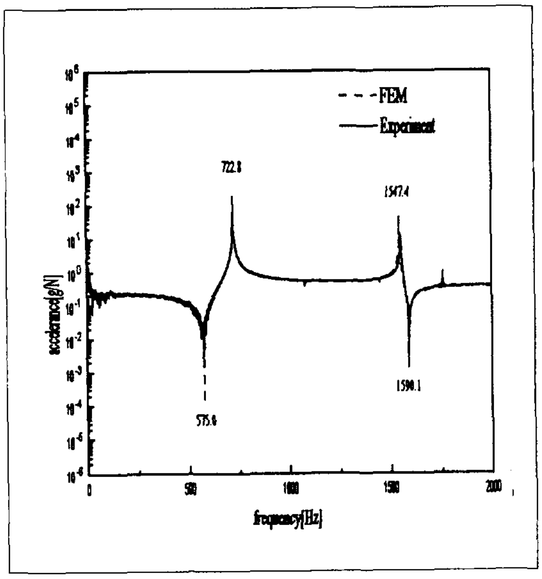
4. 수치해석 결과의 검증

수치해석에서 사용한 구조변경 전·후 치구모델을 실제로 제작하여 시험물부착점으로 고려한 점들에서의 반공진진동수들의 거동을 충격가진실험을 통해 확인하므로서 실제 진동시험치구 제작시 적용가능성 여부를 검증해 보았다. Fig. 8은 구조변경전 유한요소해석과 실험을 통하여 얻어진 전달함수를 나타내는 것으로서 이론과 실험이 잘 일치됨을 알 수 있다.

Fig. 9는 시험물부착점들에서의 반공진점을 일치시키기 위해 여러가지 구조변경을 수행하여 얻어진 결과 중 3.2.1절에서 수행한 길이를 설계변수로 고려하여 얻어진 개선된 치구를 실제 제작하여 마찬가지로 충격가진실험을 수행하였다. 개선된 치구도 해석결과와 실험결과가 잘 일치되고 있으며, 이것으로 미루어 보아 실용적인 측면에서도 제안한 이론 및 해석방법을 적용하더라도 유용성이 있음을 알 수 있다.



(a) Node point 12 and 14



(b) Node point 22 and 24

Fig. 9 Analytical and experimental results of FRF after length modificaton

5. 결 론

본 논문에서는 진동시험제어시 나타나는 반공진진동수에서의 과소시험 문제점을 개선하기 위한 시험물부착점들에서의 반공진진동수의 감도해석 및 구조변경을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 다점가진의 경우, 임의점에서의 반공진진동수 해석법을 제안하였다.

(2) 기존의 진동시험제어시에 나타나는 반공진진동수에서의 문제점을 제거하기 위하여 반공진진동수의 감도계산에 의한 구조변경기법을 제안하였다.

(3) 구조변경 전 및 개선된 치구에 대해 컴퓨터 시뮬레이션을 통한 진동시험제어를 수행한 결과, 기존의 제어만을 수행한 결과에 비해 반공진진동수에서의 과소시험 문제점을 제거할 수 있었다. 또한 충격가진 실험을 통해 검증하므로서 실용적인 측면에서도 제안한 이론 및 해석 방법의 유용성을 입증하였다.

참 고 문 헌

1. Klee, B. J., Kimball, D. V. and Tustin W., Vibration and Shock Test Fixture Design, Tustin Institute of Technology, California, 1971, Section 3
2. Klee, B. J., and Tustin W., "Design Guidelines for Vibration abd Shock Testing Fixtures," Sound and Vibration, March, 1972, pp.4~12
3. Harris, C. M. and Crede, C.E., Shock and Vibration Handbook, 2nd Ed., McGraw-Hill, New York, 1976, pp.27-1~27-14
4. Buzdugan G., Mihalescu E. and Rades M., Vibration Measurement, Martinus Nijhoff Publishers, Boston, 1986, pp.211~266
5. Berkman, H. R., "Control Point Averaging for Large Specimen Vibration," Shock and Vibration Bulletin, Vol.37, 1968, pp.75~88
6. DeSilva C. W., Henning S. J. and Brown J. D., "Random Testing with Digital Control-Application in the Distribution Qualification of Micro Computers," Shock

and Vibration Digest, Vol.18, No.10, 1986, pp.3~10

7. Shepard G. D., "On Antiresonance, with Application to Control of Structurals," Proceedings of 3rd IMAC, 1985, pp.523-526
8. 梶原逸郎 外 3, "共振点と反共振点の感度を用いた構造物の最適化方法, "日本機械學會論文集(C篇), 54卷, 505號(昭63-9).
9. Kajiwara, I. and Nagamatsu, A., "Optimal Design of Optical Pick-up by Elimination of Resonance Peaks," Trans. of ASME, Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 115, 1993, pp.377-383.
10. Afolabi, D., "An Anti-resonance Technique for Detecting Structural Damage," Proceedings of 5th IMAC, 1987, pp.491-495.
11. 長松昭男, モード 解析, 培風館, 1986, pp.99~110