

〈論 文〉

# 주파수응답함수의 변화를 이용한 기계적 결합부의 동특성 파라미터 해석

## Dynamic Analysis of Mechanical Joint Parameters Using the Variation of Frequency Reponse Fuction

강성구\* · 지태한\*\* · 유원희\*\*\* · 박영필\*\*\*\*

Seong-Gu Kang, Tae-Han Jee, Won-Hee You and Young-Pil Park

〈1993년 12월 20일 접수 ; 1994년 5월 9일 심사완료〉

**Key Words :** Joint Parameter(결합부 파라미터), Variation of FRF(주파수응답함수의 변화), Calculation of Real Matrix(실수행렬계산), Least Square(최소자승법)

### ABSTRACT

The dynamic behavior of a complex mechanical structure can be identified by dividing the structure into a series of smaller structure, called sub-structure and by studying the dynamic characteristics of these components. Generally, the dynamic characteristics of mechanical structure are strongly affected by the properties of joint parameters. In this paper, to identify the dynamic characteristics of mechanical structure, and experimental identification method in which directly measured frequency response function (FRF) is used is considered. The method does not use the procedure of complex matrix calculation but use that of real matrix calculation. To confirm this method, computer simulation is performed by using frequency response function mixed with noise, and the experimental study is performed about the simple structure. The dynamic characteristics of joint parameters are identified more accurately than in using the prcedure of complex matrix calculation.

### 1. 서 론

기계구조물의 동특성을 해석하기 위하여 유한요소법에 의한 수치해석 방법과 진동실험에 의한 방법이 개발되어 널리 사용되고 있으며 전자계산기의 발달로 인하여 적은 비용으로 더욱 정확하고, 신뢰성있는 결과를 얻을 수 있게 되었다. 그러나 실제로 기계구조물은 여러 부분구조들과 부품들로 이루어져 있어 계의 정확한 파라미터를 얻는 것이 쉽지 않

며, 특히 계에 존재하는 감쇠의 경우에는 이론적인 해석이 매우 곤란하다.

일반적으로 기계구조물의 경우에 있어서 결합부의 동특성은 계 전체에 많은 영향을 미친다. 이에 따라 실험적인 방법을 통하여 결합부의 파라미터를 동정(同定)하려는 시도들이 많이 있어 왔으며 그로부터 전체 구조물에 대한 동특성을 찾는 방법이나, 특별히 결합부의 파라미터를 찾는 방법 등이 개발되었다.

결합부의 파라미터를 동정하는 방법은 크게 두 가지로 분류된다. 하나는 결합부 주위의 변형 등의 변화를 직접 측정하므로써 결합부의 동특성을 파악하는 것이며, 다른 하나는 진동실험 기술의 발전에 힘입어 최근에 개발된 것으로 결합부를 포함한 구조의

\*정회원, 금성사 중앙연구소

\*\*정회원, 연세대학교 대학원 기계공학과

\*\*\*정회원, 삼성전자 냉열기 사업부

\*\*\*\*정회원, 연세대학교 공과대학 기계공학과

진동 신호로부터 파라미터를 찾는 간접적인 방법이다. 이런 방법으로 결합부 파라미터를 동정하기 위하여 반복적인 방법(Iteration Method)이 제시되었지만 이 방법은 이론적 시뮬레이션과 실험에서 반복 계산의 과정을 사용하므로 많은 계산 시간이 소요되고 있다.

Yuan<sup>(1)</sup>은 DDS(Dynamic Data System)와 유한요소법(FEM)을 결합한 방법으로 기계구조물의 특성을 파악하는 방법을 제시하였다. 그러나 기계구조물의 수학적 모델을 구성하는 질량, 감쇠, 강성행렬을 필요로 하므로 먼저 계의 특성을 가정해야 하는 곤란한 점이 있다. 한편, Tsai<sup>(2)</sup>는 기계 구조물을 부분 구조로 나누고 부분 구조와 전체 구조의 주파수 응답함수(Frequency Response Function)를 사용하여 결합부의 파라미터를 동정하는 방법을 연구하였다. 이 방법은 수학적 모델을 사용하지 않고 실험에서 얻은 신호들로 이루어진 주파수 응답함수를 사용하므로 수학적 모델화의 가정에서 발생하는 오차를 피할 수 있었다. 그러나, 실험을 통해 얻은 신호는 측정치 혼입되는 잡음(Noise)의 영향으로 실험 결과가 부정확하게 된다. Fritzen<sup>(3)</sup>은 이렇게 측정치 피할 수 없이 혼입되는 잡음을 고려한 방법을 제시하였지만 그 방법들은 측정된 주파수 응답함수 뿐만 아니라 질량, 감쇠, 강성행렬로 이루어진 수학적 모델을 필요로 하는 단점이 있다. 이러한 단점을 극복하기 위하여 Yang<sup>(4)</sup>과 Liou<sup>(5)</sup> 등은 잡음이 혼입된 신호들로 이루어진 주파수 응답함수만으로 결합부의 파라미터를 동정하는 방법을 제시하였다. 그러나 이 방법은 크기 차이가 큰 강성행렬과 감쇠행렬을 하나의 복소수 행렬에 포함시킨 전달함수 데이터를 사용하므로, 잡음이 혼입될 경우에는 계산상의 오차를 수반하게 될 가능성이 있다.

따라서 본 연구에서는 선형스프링과 선형댐퍼의 결합부가 외팔보의 끝단에 연결된 경우에 대하여, 전달함수 데이터의 실수부와 허수부를 따로 분리하여 실수행렬계산을 수행함으로써 크기차이에 따른 오차를 줄이고, 실제 파라미터값과 비교 검토함으로써 기계구조물 결합부의 동특성 파라미터를 보다 정확히 동정할 수 있는 방법을 제시하고자 한다.

## 2. 이 론

복잡한 기계구조물 결합부의 동특성을 동정(Identification)하기 위해서 전체 계를 선형 스프링과 댐퍼로 모델링한 결합부로 연결된 두 개의 부분구조로

나눈다. 이 경우, 일반적으로 결합부의 질량은 다른 부분구조의 질량에 비해 작아서 매우 높은 주파수 영역에서가 아니라면 무시할 수 있다. 통상 부분구조와 결합부로부터 주파수 응답함수를 구하여 이들을 이용하여 결합부의 동특성을 동정하게 된다.

### 2.1 결합부의 동특성 파라미터의 동정(同定)

전체 구조물을 Fig. 1에서와 같이 두 개의 부분 구조(분계)와 그것을 연결한  $n$ 개의 결합부로 분할한 경우에 대해서 이론식을 전개한다. 여기서 결합부는 비연성화된 경우로 가정한다. 분계 2와 결합부를 제외한 분계 1만을 고려하여 내부영역과 결합영역으로 나누어 운동방정식을 세우면 다음과 같다<sup>(6)</sup>.

$$\begin{bmatrix} [M_{AA}] & [M_{Aa}] \\ [M_{aA}] & [M_{aa}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{x}_A\} \\ \{\dot{x}_a\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_{AA}] & [C_{Aa}] \\ [C_{aA}] & [C_{aa}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{\dot{x}_A\} \\ \{\dot{x}_a\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_{AA}] & [K_{Aa}] \\ [K_{aA}] & [K_{aa}] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{x_A\} \\ \{x_a\} \end{Bmatrix} = \{f(t)\} \quad (1)$$

여기서, 하첨자  $A$ 는 내부영역,  $a$ 는 경계영역을 표시한다. 즉,  $\{x_A\}$ 는 내부영역의 변위 벡터이며  $\{x_a\}$ 는 경계영역의 변위 벡터이다. 식 (1)로부터 동강성행렬(Dynamic Stiffness Matrix)을 구하면

$$\begin{aligned} [S] &= -\omega^2 \begin{bmatrix} [M_{AA}] & [M_{Aa}] \\ [M_{aA}] & [M_{aa}] \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} [C_{AA}] & [C_{Aa}] \\ [C_{aA}] & [C_{aa}] \end{bmatrix} \\ &+ \begin{bmatrix} [K_{AA}] & [K_{Aa}] \\ [K_{aA}] & [K_{aa}] \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} [S_{AA}] & [S_{Aa}] \\ [S_{aA}] & [S_{aa}] \end{bmatrix} \\ &= [H]^{-1} = \begin{bmatrix} [H_{AA}] & [H_{Aa}] \\ [H_{aA}] & [H_{aa}] \end{bmatrix}^{-1} \quad (2) \end{aligned}$$

이 된다. 여기서  $[S]$ 는 동강성행렬(Dynamic Stiffness Matrix)이며  $[H]$ 는 주파수 응답함수행렬(Frequency Response Function Matrix)이다.

Fig. 2와 같이 분계 2가 완전히 고정되었다고 가정하고, 분계 1과 결합부만의 영향을 고려하여 동강성

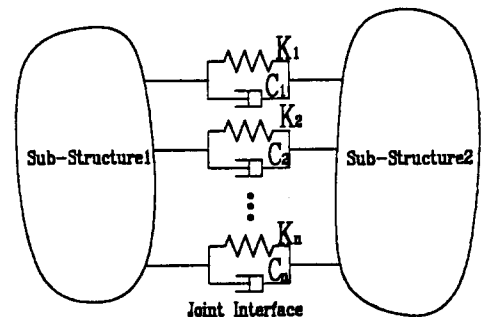


Fig. 1 Model of sub-structures and joints

행렬을 표현하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned}
 [S^*] &= [S] + j\omega \begin{bmatrix} [0] & [0] \\ [0] & [C_j] \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} [0] & [0] \\ [0] & [K_j] \end{bmatrix} \\
 &= \begin{bmatrix} [S_{AA}^*] & [S_{Aa}^*] \\ [S_{aA}^*] & [S_{aa}^*] \end{bmatrix} \\
 &= [H^*(\omega)]^{-1} = \begin{bmatrix} [H_{AA}^*] & [H_{Aa}^*] \\ [H_{aA}^*] & [H_{aa}^*] \end{bmatrix}^{-1} \quad (3)
 \end{aligned}$$

여기서 결합부는 가정에 의해 선형스프링과 성형댐퍼로 비연성화 되어있으므로, 감쇠행렬  $[C_j]$ 와 강성행렬  $[K_j]$ 는 대각행렬이 된다. 한편, 동강성행렬과 주파수응답함수행렬은 서로 역행렬의 관계에 있으므로 식 (2)로부터 경계영역만의 주파수응답함수행렬의 형태로 정리하면

$$[H_{aa}]^{-1} = [S_{aa}] - [S_{aA}] [S_{AA}]^{-1} [S_{AA}] \quad (4)$$

이 되고, 동일한 방법으로 분계 1과 결합부만으로 구성된 계에 대한 동강성 행렬과 주파수응답함수행렬에서도 역행렬의 관계가 성립하므로 식 (4)와 동일한 형태의 식을 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$[H_{aa}^*]^{-1} = [S_{aa}^*] - [S_{aA}^*] [S_{AA}^*]^{-1} [S_{AA}^*] \quad (5)$$

따라서 식 (5)에서 식 (4)를 빼서, 식 (3)에서 식 (2)를 빼 결과와 비교하여 정리하면 결합부의 영향은 경계영역에서만 나타나므로 다음과 같음을 알 수 있다.

$$\begin{aligned}
 [H_{aa}^*]^{-1} - [H_{aa}]^{-1} &= [S_{aa}^*] - [S_{aa}] \\
 &= j\omega [C_j] + [K_j] \\
 &= [P_j] \quad (6)
 \end{aligned}$$

단,  $S_{aA}^* = S_{aA}$ ,  $S_{AA}^* = S_{AA}$ ,  $S_{AA}^* = S_{AA}$

여기서,  $[H_{aa}^*]$ 는 결합부의 영향을 고려한 경계영역에서의 주파수응답함수행렬이며,  $[H_{aa}]$ 는 분계 1만의 경계영역에서의 주파수응답함수행렬이다. 또

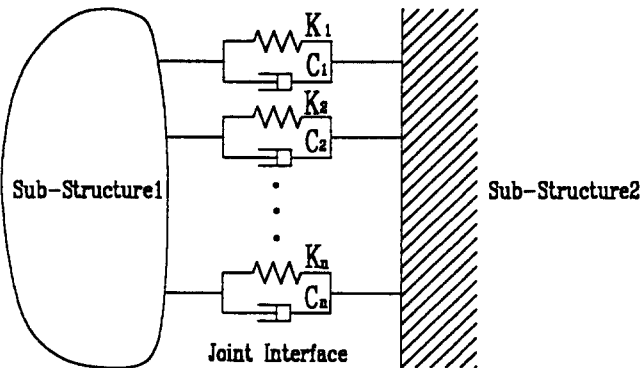


Fig. 2 Sub-structure 1 with joints

$[P_j]$ 는 결합부의 파라미터를 요소로 갖는 대각행렬이다.

## 2.2 잡음에 대한 대책

### (1) 복소수행렬계산에 의한 방법

실험으로 얻은 주파수응답함수가 완전히 엄밀하면 식 (6)을 유도하는 과정에 있어서 간략화를 시킨 과정이 없으므로 이론적으로는 결합부의 동특성 파라미터를 정확히 동정할 수 있다. 그러나 주파수응답함수를 얻는 과정에서 잡음이 혼입되면, 측정된 주파수응답함수의 역행렬을 사용하는 식 (6)은 그 역행렬 과정에서 잡음이 증폭되므로 매우 부정확한 결과를 초래하게 된다. 그러므로 측정시 혼입된 잡음에 대한 문제를 고려하기 위해서는 가능한 한 결합부 동특성 파라미터의 동정과정에서 역행렬을 사용하지 않고 식을 유도할 필요가 있게 된다. 이것을 위해 Wang과 Liou<sup>(6)</sup>는 다음과 같은 방법을 도입하였다.

식 (6)에  $[H_{aa}^*]$ 를 전적하고  $[H_{aa}]$ 를 후적하면 다음과 같이 된다.

$$[H_{aa}] - [H_{aa}^*] = [H_{aa}^*] [P_j] [H_{aa}] \quad (7)$$

식 (7)에서 대각선 요소들로 이루어진 식을 채택하여 결합부의 동특성 파라미터를 동정하는데 사용한다. 왜냐하면 자기점에서 가진하고 자기점에서 응답을 받는 신호들은 일반적으로 신호 대 잡음비가 매우 좋기 때문이다. 이제 미지수 벡터  $\{P_j\}$ 는 복소수로  $k_i + j\omega c_i$ 와 같은 형태이므로  $j\omega$ 의 항을 처리하기 위해 앞서 식 (6)을 유도할 때와 같이 실수부와 허수부로 이루어진 미지수 벡터를 구성하여 다음과 같이 쓴다.

$$\{D\} = [[R] j\omega [R]] \begin{Bmatrix} \{K_j\} \\ \{C_j\} \end{Bmatrix} \quad (8)$$

여기서  $\{D\}$ 는  $[[H_{aa}] - [H_{aa}^*]]$ 의 대각선요소로 이루어진 벡터이며,  $[R]$ 은 다음과 같다.

$$[R] = \begin{bmatrix} h_{11}^* h_{11} & h_{12}^* h_{21} & \cdots & h_{1n}^* h_{n1} \\ h_{21}^* h_{12} & h_{22}^* h_{22} & \cdots & h_{2n}^* h_{n2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ h_{n1}^* h_{1n} & h_{n2}^* h_{2n} & \cdots & h_{nn}^* h_{nn} \end{bmatrix}$$

$[R]$ 과  $\{D\}$ 를 구성할 수 있는 경계영역에서의 주파수응답함수를 얻기만하면 위의 식 (8)에 의해서 결합부의 동특성 파라미터를 동정할 수 있게 된다. 이 식을 실수부와 허수부로 나누어 각주파수  $\omega_1, \omega_2, \dots, \omega_m$ 에 대하여 식을 구성하면

$$\begin{bmatrix} [R(\omega_1)] & j\omega_1 [R(\omega_1)] \\ [R(\omega_2)] & j\omega_1 [R(\omega_2)] \\ \vdots & \vdots \\ [R(\omega_m)] & j\omega_m [R(\omega_m)] \end{bmatrix} \{P_j\} = \begin{Bmatrix} \{D(\omega_1)\} \\ \{D(\omega_2)\} \\ \vdots \\ \{D(\omega_m)\} \end{Bmatrix} \quad (9)$$

즉,

$$[T]\{P_j\} = \{D_T\} \quad (10)$$

이 되며,  $mn > 2n$ 이면 식 (10)에 최소자승법을 적용하여

$$\{P_j\} = ([T]^H [T])^{-1} [T]^H \{D_T\} \quad (11)$$

이 되어 결합부의 동특성 파라미터를 동정할 수 있게 된다.

### (2) 실수행렬계산에 의한 방법

앞절에서 검토한 복소수행렬계산에 의한 방법은 식 (9)에서 보는 바와 같이 감쇠행렬과 강성행렬을 하나의 행렬로 구성하여, 실부와 허부의 크기차이가 큰 복소수 형태의 데이터를 사용하므로, 그로 인한 동정오차를 수반하게 될 가능성이 있다. 특히 잡음이 혼입되어 있으면, 주파수응답함수행렬을 이루는 요소의 크기차가 클 경우 역행렬과정에서 잡음이 증폭되어 그러한 영향은 더욱 증대된다. 따라서 다음과 같은 방법을 사용하여 실부와 허부를 분리함으로써 동정된 파라미터가 보다 정확한 값을 갖도록 할 수가 있다.

우선 행렬  $[R]$ 과 벡터  $\{P_j\}$ 를 다음과 같이 새롭게 구성한다.

$$\begin{aligned} [R] &= [R_R] + j[R_I] \\ \{P_j\} &= j\omega\{C_j\} + \{K_j\} \end{aligned} \quad (12)$$

식 (7)로부터 대각선요소들로 이루어진 식을 채택하여 다시 쓰면

$$\{D\} = [R]\{P_j\} \quad (13)$$

가 되고 이들을 실수부와 허수부로 나누어 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{bmatrix} [R_R] & -\omega[R_I] \\ [R_I] & \omega[R_R] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{K_j\} \\ \{C_j\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_e\{D\} \\ I_m\{D\} \end{Bmatrix} \quad (14)$$

식 (14)와 식 (11)은 수학적으로는 차이가 없으나 (실제로 Table 1의 수치모의실험결과를 보면 잡음이 없는 경우에는 두 식에 의한 결과가 같음을 알 수 있다.) 잡음이 혼입될 경우에는 순수하게 실수계산을 수행하게 되는 식 (14)의 결과가 식 (11)의 결과보다 우수함을 수치모의실험과 실험으로 보이고자 한다.

## 3. 수치모의실험

앞 절에서 설명되었던 식 (11)과 식 (14)를 실제 실험에 적용해 보기 전에 수치모의실험을 통하여 그 타당성을 살펴보고자 한다. 측정시 혼입되는 잡음을 수치모의실험에 도입하여 복소수행렬계산을 할 때와 실수행렬계산을 할 때의 식 (11)과 식 (14)의 결과를 비교해 본다.

### 3.1 수치실험에 사용될 잡음의 형태

수치모의실험에 사용할 잡음은 백색 잡음(White Noise)으로 가정하고 평균값은 영이고 분산이  $\sigma^2$ 인 분포를 갖도록 만든다. 이렇게 만들어진 잡음을 주파수응답함수  $H_{ij}(\omega)$ 에 더하여 혼입된 잡음의 영향을 고려하도록 한다. 잡음의 분산  $\sigma^2$ 은 다음과 같은 방법으로 정한다. 원하는 잡음의 크기를 갖도록 잡음 레벨(Noise level)을 다음과 같은 관계를 갖도록 한다.<sup>(5)</sup>

$$r_{ij} = \frac{\sigma_{ij}}{\max(|H_{ij}(\omega)|)} \quad (15)$$

여기서,  $r$ 은  $i$ 와  $j$ 점간의 주파수응답함수에 더해질 잡음레벨이고  $H_{ij}(\omega)$ 는  $i$ 와  $j$ 점간의 주파수응답함수이다.

따라서 위의 식 (15)로부터 발생시키고자 하는 잡음레벨을 정하면 위의 관계에 의하여 분산  $\sigma^2$ 을 정할 수 있고 이것으로부터 잡음을 발생시켜 주파수응답함수  $H_{ij}(\omega)$ 에 더한다.

### 3.2 수치모의실험 방법

시뮬레이션 대상 구조물을 외팔보로 선정하고 결합부가 두개인 경우에 대하여 시뮬레이션을 행하였

**Table 1** Identified results for 2 joints (no noise)

Joint No.	Joint 1		Joint 2	
	Stiffness (N/m)	Damping (N-s/m)	Stiffness (N/m)	Damping (N-s/m)
Exact	20,000.0	20.0	10,000.0	10.0
Equation (11) (error %)	20,000.0 (0.0)	20.0 (0.0)	10,000.0 (0.0)	10.0 (0.0)
Equation (14) (error %)	20,000.0 (0.0)	20.0 (0.0)	10,000.0 (0.0)	10.0 (0.0)

다. 그것에 대한 개략도는 Fig. 3과 같다.

운동방정식을 세우기 위해 이 외팔보 구조물을 3개의 유한요소로 나누고 각 절점에서 하나의 자유도를 갖도록 Guyan의 정적 축약<sup>(6)</sup>을 행하여 변위만을 자유도로 한다. 3×3의 질량과 강성 행렬을 구하고 감쇠는 비례감쇠로 가정하여 감쇠행렬을 구한다.

또한 결합부의 동특성 파라미터  $k_1, k_2, c_1, c_2$ 를 정하여 경계영역에서의 감쇠, 강성행렬을 구한다. 이렇게 해서 구한 운동방정식으로부터 주파수응답함수를 구하고 제시된 방법을 적용하여 결합부의 동특성 파라미터를 동정한다. 수치 모의실험에 대한 상세한 순서는 다음과 같다.

① 시뮬레이션의 대상을 정하고 이를 두 분계와 결합부로 나누고 결합부의 영향이 없는 분계 1만의 운동방정식을 세운다. 또 결합부와 분계 1을 포함한 계를 구성하고 분계 2는 완전히 고정된 경우에 대한 운동방정식을 세운다.

② ①에서 세워진 운동방정식들로부터 경계 영역에서의 주파수응답함수  $H_b^*(\omega)$ 와  $H_v(\omega)$ 를 구한다.

③ 원하는  $\Delta\omega$ 와 해석 구간을 정하고 ②에서 구한 주파수응답함수에서 이산화된 데이터를 얻는다.

④ 백색 잡음을 발생시켜 ③에서 구한 이산화된 주파수응답함수에 더해서 측정시 혼입되는 잡음에 대해 고려한다.

⑤ 식 (11)과 식 (14)를 이용하여 ④에서 얻어진 이산화된 주파수응답함수의 값들을 대입함으로써 결합부의 동특성 파라미터를 동정한다.

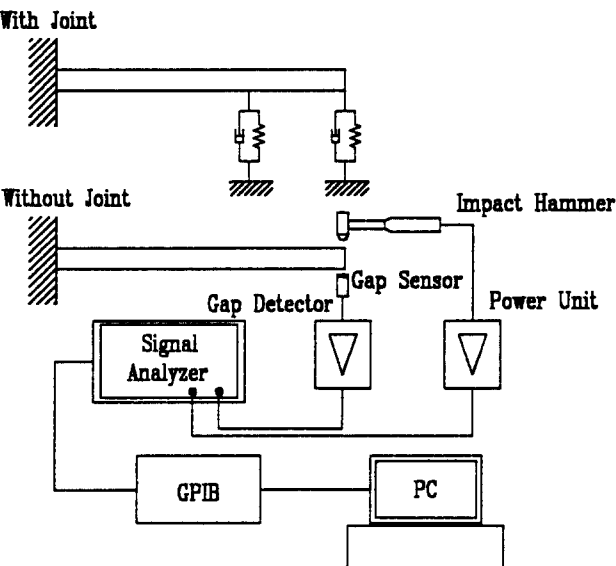


Fig. 3 Model of cantilever beam

(여기서, 해석구간=0~150 Hz,  $\Delta f=0.5$  Hz,  $m=200$ ,  $n=2$ )

### 3.3 수치모의실험 결과

Tables 1~4에서 보여주는 바와 같이 잡음의 레벨 정도에 따라 식 (11)의 결과와 식 (14)의 결과가 다르게 나타남을 알 수 있다. 즉 잡음이 없는 경우에 대해서 시뮬레이션을 행한 결과는 Table 1에서와 같이 두 식의 결과 모두 정확히 결합부의 동특성 파라미터와 일치함을 보여준다. 잡음레벨을 0.3%로 해서 비교해본 경우 Table 2에서 보는 바와 같이 전반적으로는 동정된 파라미터들의 정확도가 유사함을

Table 2 Identified results for 2 joints (0.3% noise)

Joint No.	Joint 1		Joint 2	
	Stiffness (N/m)	Damping (N-s/m)	Stiffness (N/m)	Damping (N-s/m)
Exact	20,000.0	20.0	10,000.0	10.0
Equation (11) (error %)	17,677.0 (-11.6)	10.28 (-48.6)	9,940.7 (-0.6)	10.08 (0.8)
Equation (14) (error %)	19,617.0 (-1.9)	19.6 (-2.0)	9,836.0 (-1.6)	9.14 (-8.6)

Table 3 Identified results for 2 joints (0.5% noise)

Joint No.	Joint 1		Joint 2	
	Stiffness (N/m)	Damping (N-s/m)	Stiffness (N/m)	Damping (N-s/m)
Exact	20,000.0	20.0	10,000.0	10.0
Equation (11) (error %)	21,036.0 (5.2)	40.87 (104.4)	9,726.2 (-2.7)	2.34 (-76.6)
Equation (14) (error %)	19,438.0 (-2.8)	20.37 (1.9)	9,768.7 (-2.3)	8.18 (-18.2)

Table 4 Identified results for 2 joints (1.0% noise)

Joint No.	Joint 1		Joint 2	
	Stiffness (N/m)	Damping (N-s/m)	Stiffness (N/m)	Damping (N-s/m)
Exact	20,000.0	20.0	10,000.0	10.0
Equation (11) (error %)	33,390.0 (66.9)	108.30 (441.5)	9,104.5 (-9.0)	12.14 (21.4)
Equation (14) (error %)	18,841.0 (-5.8)	21.60 (8.0)	9,706.6 (-2.9)	8.61 (-13.9)

보이고 있으나 식 (11)에 의한 결과보다는 식 (14)에 의한 결과가 다소 좋은 결과를 보이고 있음을 알 수 있다. 한편 잡음레벨을 0.5% 및 1%로 하여 비교해 본 경우 Table 3 및 Table 4에서 보는 바와 같이 모든 파라미터에 있어서 식 (11)에 의한 결과보다는 식 (14)를 사용하면 보다 정확히 결합부 파라미터의 값을 동정할 수 있음을 알 수 있다.

#### 4. 실험 및 결과고찰

##### 4.1 실험 장치

본 실험에 사용된 장비로는 계에 충격 입력을 주는 충격 해머(Impact Hammer)와 그것에 따른 변위를 응답으로 받는 갭 센서(Gap Sensor), 또한 이들 신호를 증폭해주는 증폭기(Power Unit), 신호분석기(Signal Analyzer)와 이 신호를 퍼스널 컴퓨터로 전송하는데 이용된 GPIB등이 사용되었다. 이들에 대한 상세한 제원은 Table 5와 같다.

한편, 기계 구조물의 결합부의 동특성 파라미터를 동정하기 위해 다음과 같은 실험장치를 준비한다. 전체 구조물은 외팔보와 자유단부의 결합부를 고정하는 데 사용할 고정단으로 하고, 외팔보를 분계 1로 코일 스프링을 결합부로 한다. 분계 2는 실험의 편의상 결합부 고정단으로 한다. 가진 입력은 충격 해머로 충격신호를 주고 출력응답은 갭 센서로 변위를 얻는다. 이들 신호를 각각 증폭기를 통하여 신호분석기로 보내고 여기서 시계열 신호(Time Signal)를 GPIB를 통해 컴퓨터에 전송한다. 실험 장치 개략도는 Fig. 4와 같다.

Table 5 Experimental apparatus

Apparatus	Manufacturer	Model	Remark
Impact hammer & force transducer	PCB	086/B04	max. 1000 lb
Power unit of impact hammer	PCB	480B	0.926 N/mV
Gap sensor	Ono Sokki	Vs-021	Measurement range 0.05~2.05 mm
Gap detector	Ono sokki	VT-102	
Singnal analyzer	Hewlett packard	HP3562A	Dual channel
GPIB	National Instruments	PCII-A	Data transfer rates =300 kB/sec

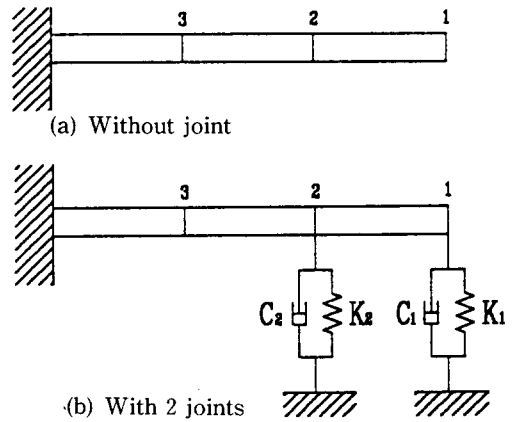


Fig. 4 Schematic diagram of the experimetal set-up

##### 4.2 실험방법

실험방법은 다음과 같다.

① 분계 1의 외팔보 구조물에서 결합부가 부착될 곳(경계 영역)으로부터 가진신호와 응답신호를 받아 신호분석기에 의해 주파수응답함수를 얻는다.

② 결합부를 부착한 후, 즉 분계 1과 결합부를 포함한 계에 대하여 ①과 같은 실험을 수행하여 주파수응답함수를 얻는다.

③ ①과 ②에서 얻은 주파수응답함수로부터 주파수응답함수행렬을 구한다.

④ 식 (11)과 본 연구에서 제시한 방법(식 (14)을 사용하여 ③의 과정에서 구한 주파수응답함수행렬로부터 결합부의 동특성 파라미터를 구한다.

(여기서, 해석구간=0~150 Hz,  $\Delta f=0.5$  Hz,  $m=200$ ,  $n=2$ )

위의 실험순서에 의해 구해진 결합부의 동특성 파라미터를 비교해보기 위하여 1자유도계에 대한 자유진동의 특성을 이용한다. 즉, 이미 알고있는 질량과 선형스프링으로 1자유도 진동계를 구성하고, 그것을 자유진동시켜 1자유도계 자유진동의 고유진동수로부터 스프링상수를 찾아내었다. 또 그 값을 기준으로 하여 식 (11)에 의한 방법 및 식 (14)에 의한 방법과 비교해본다.

##### 4.3 실험결과 및 고찰

하나의 결합부를 가진 외팔보에 대하여 실험을 수행하고 그로부터 결합부의 동특성 파라미터를 동정한 결과가 Table 6에 보여지고 있으며, 두개의 결합부에 대한 결과가 Table 7에 나타나 있다. 식 (11)에 의한 결과보다는 식 (14)에 의한 결과가 더 정확한 동정을 하고 있음을 알 수 있다.

**Table 6** Identified results for cantilevered beam with 1 joint

Properties	Stiffness (N/m)
1-DOF method	3,062.0
Equation (11) (error %)	2,794.2 (-8.75)
Equation (14) (error %)	2,940.7 (-3.96)

**Table 7** Identified results for cantilevered beam with 2 joint

Joint No.	Joint 1	Joint 2
Properties	Stiffness (N/m)	Stiffness (N/m)
1-DOF method	3,062.0	8,952.0
Equation (11) (error %)	2,520.8 (-17.7)	12,675.0 (+41.59)
Equation (14) (error %)	3,150.3 (+2.88)	9,774.0 (+9.18)

즉, 수치 모의실험의 결과와 마찬가지로 복소수행렬계산을 수행한 경우보다는 실수행렬계산을 수행한 경우가 보다 정확한 파라미터 동정결과를 얻을 수 있으므로 본 연구에서 제시한 실수행렬계산에 의한 결합부의 동특성 파라미터 동정방법은 매우 유용함을 알 수 있다.

## 5. 결 론

실험에서 결합부의 유무에 따라 측정된 입·출력 신호로부터 얻은 주파수응답함수들의 변화로부터 보다 정확히 결합부의 동특성 파라미터를 동정하는 방법을 제시하고 그 타당성을 확인하기 위해 시뮬레이션과 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 측정시 혼입되는 잡음을 고려하여 시뮬레이션을 행한 결과 복소수행렬계산을 하는 경우[식 (11)] 잡음레벨이 커짐에 따라 점차 많은 오차를 보이고 있으나, 실수행렬계산을 하는 경우[식 (14)]에는 잡음레벨이 높아져도 비교적 엄밀해에 가까운 결과를 얻을 수 있었다.

(2) 하나의 결합부 및 두 개의 결합부에 대한 실험을 했을 경우 복소수행렬계산을 수행한 경우보다는 실수행렬계산을 수행한 경우가 보다 정확한 파라미터 동정결과를 얻을 수 있었다.

(3) 본 연구에서 제시한 실수행렬계산에 의한 결합부 파라미터 동정방법을 이용하면 잡음이 혼입된 경우에도 비교적 정확한 동정결과를 얻을 수 있다.

## 후 기

본 연구는 국방과학연구소 장기기초연구(ADD-90-5-07)사업의 지원을 받아 수행되었음.

## 참고문헌

- (1) Yuan, J. X. and Wu, X. M., 1985, "Identification of Joint Structural Parameters of Machine Tool by DDS and FEM," ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 107, pp. 64~69.
- (2) Tsai, J. S. and Chou, Y. F., 1988, "The Identification of Dynamic Characteristics of a Single Bolt Joint," Journal of Sound and Vibration, Vol. 125, pp. 487~502.
- (3) Fritzen, C. P., 1986, "Identification of Mass, Damping, and Stiffness Matrices of Mechanical System," ASME Journal of Vibration, Acoustics Stress and Reliability in Design, Vol. 108, pp. 9~16.
- (4) Yang, K. T. and Park, Y. S., 1992, "Identification of Mechanical Joint Parameters from Incomplete FRFs," 10th IMAC, San Diego, CA, Feb.
- (5) Wang, J. H. and Liou, C. M., 1991, "Experimental Identification of Mechanical Joint Parameters," ASME Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 113, pp. 28~36.
- (6) 長松昭男, 1985, *モード解釋*, 培風館.
- (7) Golub, G. H. and Van Loan, C. F., 1989, *Matrix Computations*, The Johns Hopkins University Press.