

< 논 문 >

## 결합부 유연성에 따른 감쇠거동에 관한 고찰 : 히스테레틱 감쇠

Estimations of the Hysteretic Damping by Controlled Joint Flexibilities

윤 성 호\*

Seong-Ho Yun

(1998년 8월 3일 접수 ; 1998년 12월 14일 심사완료)

**Key Words** : Friction Model(마찰모델), Structural Design(구조설계), Hysteretic Damping(히스테레틱 감쇠), Equivalent Energy Loss(등가 에너지손실), Joint Flexibility(결합부 유연성), Nonlinearity Vibration Test(비선형 진동시험)

### ABSTRACT

The purpose of this paper is to investigate the damping behavior of a flexible joint. The slip at a structural joint is selected at the tips of two identical cantilever beams adjoining each other. Both the direction of normal force and its magnitude varies due to the global deformation of the structure from mode to mode in the friction model. The friction dependent on vibration displacements results in the same functional behavior of the hysteretic material damping. Linearized energy loss factors are obtained as functions of both linear and torsional spring stiffness for their groups of symmetric and anti-symmetric modes, respectively. Experimental measurements are made for comparisons with analytical estimations by controlling the magnitude of fastening torque in the fastener, Hi-Lite. Trends on damping levels measured in a very common vibration test method make an excellent agreement on the estimated damping levels.

### 1. 서 론

공학 구조물을 설계할 때 부재를 결합시키는 것은 피할 수 없으며, 또 공진 주파수를 피해야 된다는 것은 항상 고려해야 하는 필수적인 요소이다. 광대역의 가진 주파수를 갖는 구조물에서 단순히 질량이나 강성을 바꾸어 공진 주파수를 피하는 설계는 실제적으로 많은 제한을 받게 된다. 한예로 부재의 질량을 작게 하고 결합강성을 크게 한 구조물인 경우

감쇠력은 작게 되지만 진동은 심해져 구조물의 수명을 단축시킬 수 있고 동응답도 불안정하게 될 수 있다. 모든 구조물의 결합부위는 어느 정도 유연성이 있게 되고, 여기에 동하중이 작용하면 결합부의 국부적인 변형으로 인한 비선형 특성을 나타내기도 하고, 이웃하는 부재들 사이에서 마찰운동이 생기게 된다.

대부분의 결합부 설계는 설계 안전율을 충분히 고려하여 정역학적인 강성을 크게 설정함으로써 초기 체결력을 크게 하는 것이 보통이다. 그러나 시간이 경과함에 따라 결합부는 유연해지며 따라서 정강성이 감소하게 된다. 그에 따라 접촉면에서의 수직하

\* 정회원, 한국철도기술연구원 경량전철연구팀

중이 감소되고 마찰운동이 커지게 된다. 이러한 마찰 메카니즘에서의 마찰감쇠, 즉 손실된 에너지는 단순히 접촉면에서의 마찰력과 미끄럼 변위와의 곱에 비례한다. 그러나 보통은 이러한 쿨롱감쇠(Coulomb damping)를 갖는 구조물이 진동시 마찰 접촉면의 수직력 크기는 항상 일정하다고 가정하였다. 그러나 실제로는 진동함에 따라 마찰 수직력 크기뿐만 아니라 이와 관련된 마찰력의 작용방향도 진동형상에 따라서 변화하게 된다. 즉, 진동방향이 접촉면과 평행하지 않을 경우 마찰력 크기는 변화한다. 접촉면에서 수직력의 작용방향은 진동모드에 따라서 변화하며 동시에 마찰변위도 변화한다. 극단적인 모드 형상의 경우, 접촉면이 서로 분리되거나 채터링(chattering)을 야기시킬 수도 있다<sup>(1)</sup>.

유연한 결합부를 갖는 구조물에서 외란에 의한 과도한 동응답을 안정화시키거나 정착시간을 감소시키는 방법으로 능동제어와 수동제어 방법을 많이 사용한다. 전자는 구조물을 정확히 제어하기 위하여 동적요소 변화를 통하여 동응답을 변경시키거나 일정한 설계범위 안에서 제어하는 것이고, 후자는 구조물의 설계목적에 부합되도록 구조물의 강성과 감쇠를 정한다. 능동제어에서 구조감쇠는 동적요소 변화에 의하여 영향을 받지 않는 모드에서 동적 안정성을 보장하여야 하며, 수동제어에서는 원래 구조물이 갖는 동특성을 규명하기 위하여 필요하므로 두 경우 모두 에너지손실에 관한 메카니즘을 해석적 또는 실험적인 방법을 통하여 이해하여야 한다.

수동적으로 감쇠를 제어하는 방법은 크게 세 가지가 있다. 첫째, 어떠한 형태의 구조물이건 재료적 특성으로 존재하는 재료감쇠는 필요에 따라서 능동제어 및 수동제어의 기준이 된다. 둘째, 쿨롱마찰 재료를 삽입함으로써 감쇠특성을 변화시킨다. 셋째, 구조물의 결합부위에 이웃하는 부재의 접촉면에서 미시적인 마찰 미끄럼에 의한 에너지손실을 이용하는 것이다<sup>(2)</sup>. 동하중이 작용할 때, 결합부의 유연성으로 인한 비선형성 마찰운동은 하중과 상대변위 관계에서 히스테리시스 폐곡선을 구성한다. 이 폐곡선이 차지하는 면적은 진동의 한 사이클 동안 발생한 에너지손실에 해당하며 유연한 결합부는 히스테레틱 감쇠를 발생시킨다<sup>(3)</sup>. 보통의 구조물에서는 히스테레틱 감쇠가 작아 그 중요성이 무시될 수도 있지만, 결합부의 유연성이 중요시되는 우주 구조물에서는 동적 안정성에 심각한 영향을 미친다.

결합부의 에너지손실에 관한 동력학적 해석을 위하여 여러가지 수화적인 모델들이 제시되어 왔다<sup>(4~7)</sup>.

쿨롱마찰 모델에서는 구조물 진동시 정강성, 즉 접촉면을 수직으로 결합하는 수직강성만을 고려하였으며 굽힘강성의 영향은 배제되었다. 진동 변형시 두 결합강성을 함수로 한 감쇠거동에 대하여 선형관계를 갖는 마찰감쇠 모델로서는 결합부의 에너지손실을 충분히 설명할 수 없다<sup>(8)</sup>. 따라서 구조물의 목적에 적합한 설계를 위해서는 결합부의 감쇠, 즉 체결력의 강약으로 대표될 수 있는 결합강성을 제어할 수 있어야 한다. 결합강성을 변화시켜 마찰변위를 변화시킴으로써 감쇠를 조절할 수 있다. 특히 구조물 전체의 감쇠를 변화시키고, 동시에 유연성이 강조되는 결합부의 위치를 최소한 한 곳에 설정시 구조물 전체에 미치는 정강성의 변화는 극히 미미하나 동적 안정성에 미치는 영향은 매우 크다. 마찰로 인한 에너지손실을 계산하는 일반적인 과정중 하나는 마찰에너지를 증가화 또는 선형화하는 것이다. 이를 위하여 결합부에서 마찰운동의 주파수와 구조물 전체의 최대 변형에너지를 필수적으로 알아야 한다. 특히 복잡한 구조물인 경우, 진동시 특정 모드에서 모든 결합부에서의 이러한 필수적인 물리량을 찾는다는 것은 쉽지 않은 일이다<sup>(9)</sup>.

본 논문에서는 길이가 동일하며 서로 마주보는 두 개의 외팔보 자유단을 결합부 위치로 설정하였다. 관찰된 진동모드의 규칙성으로부터 결합 유연성을 결합강성으로 나타냈으며, 주기적 성분을 등가의 하모닉 성분으로 표현하고 에너지손실을 선형화시켜 결합부의 감쇠에 대하여 고찰하였다. 결합강성의 변화를 통하여 얻어진 진동모드에 대하여 미끄럼모델을 설정하여 감쇠거동을 해석하였으며, 결합부의 체결 토크를 변화시켜 이론적으로 해석한 감쇠거동을 실험적으로 검증하였다.

## 2. 결합부 유연성

길이  $l$ , 단면형상과 재료가 동일한 두 개의 외팔보가 서로 마주보며 자유단( $x=1$ )에서 결합된 경우, 양단이 고정된 연속보와 비교할 때 보의 중앙위치에서 대칭모드는 오직 굽힘모멘트만이, 비대칭모드는 오직 수직력만이 작용한다. 이러한 진동모드 특성에 따라 결합부를 비틀림스프링과 선형스프링으로 치환하였다. 따라서 진동변위가 작은 오일러(Euler) 보의 조건을 만족하는 한 개의 외팔보에 대한 경계조건은 다음과 같다.

### 비틀림스프링 구속의 경우.

$$\textcircled{x}=0; \textcircled{\Phi}(0)=0, \textcircled{\Phi}'(0)=0, \quad (1-a, b)$$

$$\textcircled{x}=l; \textcircled{\Phi}'''(l)=0, \textcircled{\Phi}''(l)+\frac{k_t}{EI}\textcircled{\Phi}'(l)=0, \quad (1-c, d)$$

선형스프링 구속의 경우.

$$\textcircled{x}=0; \textcircled{\Phi}(0)=0, \textcircled{\Phi}'(0)=0, \quad (2-c, d)$$

$$\textcircled{x}=l; \textcircled{\Phi}''(l)=0, \textcircled{\Phi}'''(l)-\frac{k_v}{EI}\textcircled{\Phi}(l)=0, \quad (2-c, d)$$

여기서  $EI$ 는 보의 굽힘강성이고  $(.)'$ 는 보의 길이방향  $x$ 축에 대한 진동변위  $\textcircled{\Phi}(x)$ 의 미분이다. 이때 가정된 진동진폭  $\textcircled{\Phi}(x)$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned} \textcircled{\Phi}_i(x) = & a_1 \sin \beta_i x + a_2 \cos \beta_i x \\ & + a_3 \sinh \beta_i x + a_4 \cosh \beta_i x, \end{aligned} \quad (3)$$

여기서  $\beta_i$ 와 계수  $a_1, a_2, a_3, a_4$ 중 3개가 경계조건식 (1)과 (2)로부터 결정되며, 보의 단위길이당 질량  $m$ 에 대하여  $\beta_i$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$\beta_i^4 = m \frac{\omega_i^4}{EI}, \quad (4)$$

여기서  $\omega_i$ 는  $i$ 번째 모드의 원진동수이다. 식 (3)의 4개 계수에 대한 선형방정식으로부터 다음과 같은 특성방정식이 얻어진다.

비틀림스프링 구속의 경우.

$$\begin{aligned} \frac{G}{r_i}(\sin r_i \cosh r_i + \cos r_i \sinh r_i) \\ + 1 + \cos r_i \cosh r_i = 0, \end{aligned} \quad (5)$$

선형스프링 구속의 경우.

$$\begin{aligned} \frac{K}{r_i^3}(\sin r_i \cosh r_i - \cos r_i \sinh r_i) \\ + 1 + \cos r_i \cosh r_i = 0, \end{aligned} \quad (6)$$

여기서  $r_i (= \beta_i l)$ 는 무한개의 고유치이며 무차원 비틀림강성  $G$  및 무차원 선형강성  $K$ 는 다음과 같이 정의된다.

$$G = \frac{k_t l}{EI}, \quad (7)$$

그리고

$$K = \frac{k_v l^3}{EI}. \quad (8)$$

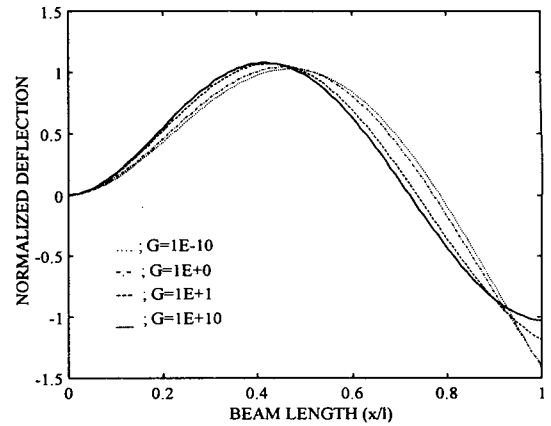


Fig. 1 An example of the mode shape variation for the second mode due to tip torsional stiffness

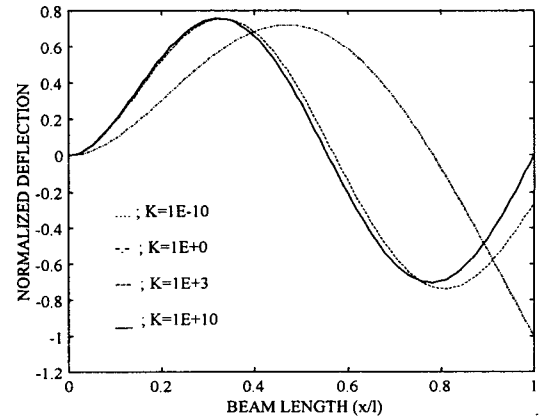


Fig. 2 An example of the mode shape variation for the second mode due to tip linear stiffness

만일 외팔보의 자유단에 어떠한 구속도 없다면 ( $G=K=0$ ) 특성방정식 (5)와 (6)은 단순 외팔보의 특성방정식과 동일하다.

Fig. 1은 외팔보의 자유단에서 비틀림강성  $G$ 를 변화시켰을 때 2차 모드의 변화를 보여주고 있다. Fig. 2는 선형강성  $K$ 를 변화시켰을 때 2차 모드의 변화를 보여주고 있다. 특히 두 경우 모두 자유단에서의 진동변위는 결합강성의 크기에 따라 현저한 차이가 있음을 보여주고 있다. 따라서 자유단에 유연한 결합부가 존재시 모드의 변화에 의한 마찰모형을 설정할 수 있는 근거를 제시해 주고 있다.

### 3. 결합부 에너지

결합부 마찰시 감쇠를 구하기 위한 방법으로 진동한 사이클 동안 손실된 에너지를 최대 변형에너지와

의 비로 나타내는 손실계수  $g$ 를 다음과 같이 산정할 수 있다.

$$g = \frac{\Delta E}{2\pi E} = \frac{1}{2\pi E} \oint F_f(\xi) d\xi, \quad (9)$$

여기서  $F_f(\xi)$ 는 미끄럼변위 또는 마찰변위  $\xi$ 에 의해 발생하는 마찰력이다. 쿨롱마찰인 경우, 손실된 에너지는 마찰력이 일정하므로 결합부에 발생하는 마찰변위  $\xi$ 에 비례한다. 한 사이클 당 에너지손실은  $\xi$ 에 따라서 변화하고, 계의 변형에너지는 변위의 제곱에 비례하므로 손실계수는  $\xi$ 에 반비례한다.

그러나 유연한 결합부의 수직력  $F_v$ 는 진동 모드마다 작용방향이 다르므로 계의 전체 변형에 따라서 그 크기도 변화한다. 만일 수직력  $F_v$ 가 진동변위의 절대치에 선형으로 변화하고 마찰변위  $\xi$ 에 의존한다면 마찰력  $F_f(\xi)$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$F_f(\xi) = -\mu |F_v| \operatorname{sgn} \xi, \quad (10)$$

여기서  $\operatorname{sgn}$  함수는 다음과 같이 정의된다.

$$\xi > 0 \text{ 일때, } \operatorname{sgn}(\xi) = +1, \quad (11.a)$$

$$\xi = 0 \text{ 일때, } \operatorname{sgn}(\xi) = 0, \quad (11.b)$$

$$\xi < 0 \text{ 일때, } \operatorname{sgn} \xi = -1, \quad (11.c)$$

여기서  $\mu$ 는 마찰계수이고,  $\xi$ 는  $\xi$ 의 시간에 대한 미분이다. 이러한 모델에서 한 사이클 당 에너지손실  $\Delta E$ 는 변위의 제곱으로 변화하므로, 손실계수는 재료의 감쇠성질인 히스테레틱 모델과 유사하다는 것을 알 수 있다<sup>(10)</sup>. 즉, 유연한 결합부에서의 마찰력이 진동변위에 선형으로 변하면 손실계수  $g$ 는 재료의 히스테레틱 감쇠와 같이 변위량과는 독립적이다.

#### 4. 감쇠모델

서로 마주보는 두 외팔보의 자유단에 결합부가 형성되는 경우, 자유단에 수직성분의 강성을 선형스프링 상수  $k_v$ 로 일정하게 고정하고 모멘트성분의 강성을 비틀림스프링 상수  $k_t$ 를 함수로 하여 임의의 진동모드에서 마찰모델을 Fig. 3에 나타냈다. 이 때의 진동모드는 매우 강건한 결합일 때와는 달리 결합부에서 마찰운동을 발생시킨다. 따라서 결합부에서의 마찰력  $F_f$ 는 다음과 같다.

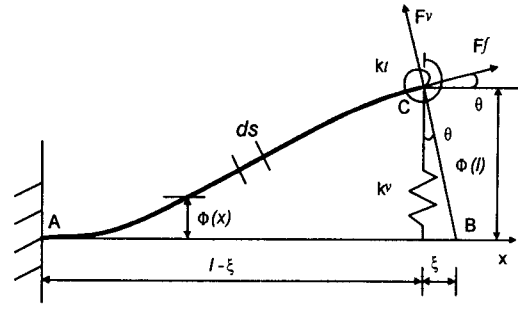


Fig. 3 The friction model due to elastic restraint

$$F_f = \mu F_v = \mu k_v \Phi(l) \cos \theta. \quad (12)$$

일정한 비틀림스프링 계수  $k_t$ 에 대하여 외팔보가 진동할 때 자유단 B는  $x$ 축 방향으로 마찰변위  $\xi$ 를 갖는다. 이때 굽힘모멘트가 부족하고 결합부의 유연성 때문에 마찰변위  $\xi$ 가 발생하는 것으로 가정하였다. 보가 진동시 길이방향으로 신장되지 않는다고 가정하면 보의 길이  $\overline{AC}$ 는 원래의 길이  $\overline{AB}$ 와 동일함으로 보  $\overline{AC}$ 를  $x$ 축에 투영한 수평길이는  $\xi = l - \xi$ 이다. 따라서 보의 수직변위는 수평변위를 발생시킨다. 미끄럼운동을 이와 같이 기하학적으로 고려함으로써  $i$ 번째 진동모드의 투영길이는  $\hat{\xi}_i(x_0)$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \hat{\xi}_i(x_0) &= \int_0^{x_0} (ds - dx) \\ &= \int_0^{x_0} (\sqrt{1 + \Phi'_i(x)^2} - 1) dx, \end{aligned} \quad (13)$$

여기서  $x_0$ 는  $0 \leq x_0 \leq l$ 이다. 식 (13)의 세 번째 항에 테일러 급수의 1차 근사식을 적용하면 자유단에서의 투영길이는 다음과 같이 표현된다.

$$\hat{\xi}_i(l) = \frac{1}{2} \int_0^l \Phi'_i(x)^2 dx. \quad (14)$$

에너지손실을 산출시 결합부의 마찰운동을 하모닉 운동으로 가정하면 자유단의 마찰운동  $\xi_i(l, t)$ 과 보의 운동  $\phi_i(l, t)$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$\xi_i(l, t) = P_i \sin(\Omega_i t) \hat{\xi}_i(l), \quad (15)$$

그리고

$$\phi_i(l, t) = Q_i \sin(\Omega_i t) \Phi_i(l), \quad (16)$$

여기서  $P_i$ 와  $Q_i$ 는 각각 미끄럼 및 보 운동의 최대

변위이고,  $\Omega_i$ 는 공진 주파수이다. 에너지손실  $\Delta E_i$ 는 각각의 진동모드 최대진폭에서 식 (3), (12), (14) 및 (15)를 다음의 식 (17)에 대입하여 얻을 수 있다.

$$\Delta E_i = \oint \mu F_v \dot{\xi} dt. \quad (17)$$

보의 변형에너지와 자유단에서 결합부가 가지고 있는 총에너지  $E_s$ 는 다음과 같이 얻을 수 있다.

$$E_s = \frac{EI}{2} \int_0^l m \Phi''(x)^2 dx + \frac{1}{2} k_t \Phi'(l)^2 + \frac{1}{2} k_v \Phi(l)^2, \quad (18)$$

여기서  $m$ 은 보의 단위길이 당 질량이다.  $i$ 번째 모드에서 손실계수  $g_i$ 는 식 (17)과 (18)의 비로 다음과 같이 구해지며 새로운 손실계수  $L_i$ 를 도입하였다.

$$L_i = \frac{g_i}{\frac{2\mu}{\pi}} = \frac{P_i K \cos \theta \Phi_i(l) \int_0^l \Phi_i'(x)^2 dx}{Q_i [K \Phi_i(l)^2 + G \Phi_i'(l)^2 + \int_0^l m \Phi_i''(x)^2 dx]}, \quad (19)$$

여기서  $K$ 와  $G$ 는 식 (7)과 (8)에서 언급한 무차원 선형강성 및 무차원 비틀림강성이다. 다음절에서 논의 될 실험의 시편 크기와 적합하도록 보 길이  $l$ 과 두께  $t$ 의 형상비  $l/t \leq 10$ 을 만족하도록 하였다.

Fig. 4는  $m = 1 \text{ kg/m}$ 와  $K = 1$ 로 고정시키고,  $Q_i = 100$   $P_i = 0.5 \text{ t}$ 일 때 무차원 비틀림강성  $G$ 를

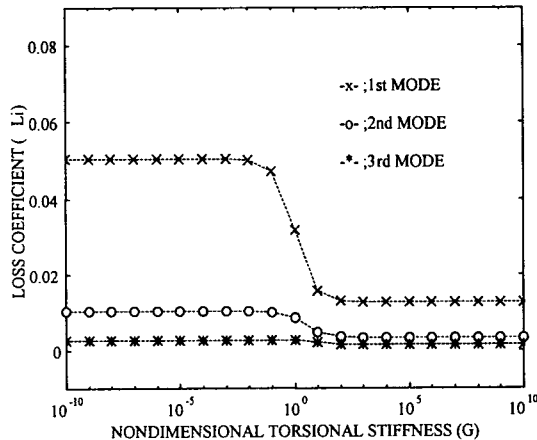


Fig. 4 Normalized loss coefficients due to torsional stiffness

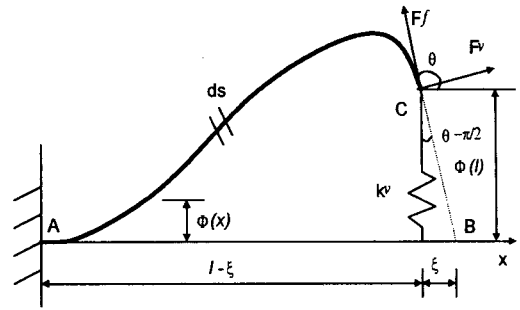


Fig. 5 The friction model due to elastic support

10배씩 증가시키면서 손실계수  $L_i$ 의 거동을 나타낸 것이다. 결합부가 매우 유연할수록 ( $G \rightarrow 0$ ) 대칭 모드에서 결합부에 작용하는 비틀림강성이 작아 미끄럼변위가 증가하므로 에너지손실은 더욱 많아지며, 결합부의 비틀림강성이 증가할수록 ( $G \rightarrow \infty$ ) 에너지손실은 매우 작아진다. 무차원 비틀림강성이  $10^{-2}$ 과  $10^2$ 사이의 유연한 결합상태일 때 감쇠는 매우 민감하다. 또한 고차의 모드일수록 에너지 손실은 작아진다.  $10^2$ 이상에서 체결부위는 잠김현상(locking)이 생겨 에너지손실은 일정하게 되므로 비틀림강성  $G$ 의 한계값을 발견할 수 있다.

수직력에 대한 영향을 선형강성 계수  $k_v$ 로 표시한 마찰모델을 Fig. 5에 나타냈다. 이는 Fig. 3에서 비틀림강성 계수  $k_t$ 를 제외한 모델과 동일하다. 만일  $k_v$ 가 매우 큰 값이면 자유단에서 수직변위  $\Phi(l)$ 을 완전히 구속시키는데, 이것은 비틀림강성  $k_t$ 가 무한대로 증가함에 따라서 자유단에서 기울기가 완전히 구속되는 것과 같다. 따라서 임의의 진동모드에서 보의 중앙선은  $\xi$ 만큼  $x$ 방향으로 단축되므로 식 (12)부터 (16)을 적용하여 비틀림강성이 존재하는 경우처럼 마찰력  $F_f$ 와 미끄럼변위  $\xi$ 를 산출할 수 있으며, 그에 따른 에너지손실 계수  $L_i$ 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$L_i = \frac{g_i}{\frac{2\mu}{\pi}} = \frac{P_i K \cos \theta \Phi_i(l) \int_0^l \Phi_i'(x)^2 dx}{Q_i [K \Phi_i(l)^2 + \int_0^l m \Phi_i''(x)^2 dx]}. \quad (20)$$

식 (20)은 식 (19)에서 분모의 두 번째 항인 비틀림강성을 제외한( $G = 0$ ) 것과 같은 형태를 갖는다. Fig. 6은  $m = 1 \text{ kg/m}$ 로 고정시키고,  $Q_i = 100$   $P_i = 0.5 \text{ t}$ 일 때 무차원 선형강성  $K$ 에 대한 손실계

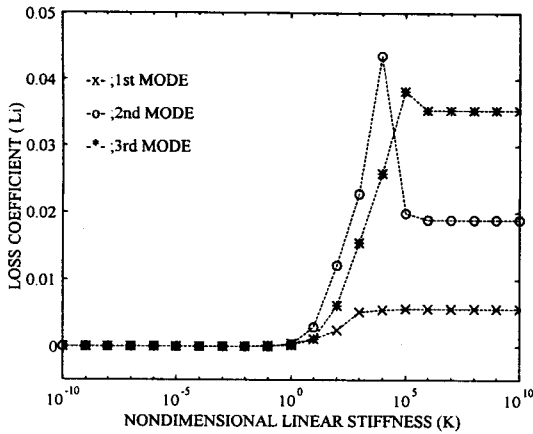


Fig. 6 Normalized loss coefficients due to linear stiffness

수  $L_i$ 의 거동을 보여주고 있다.  $K$ 의 값이  $10^1$ 에서  $10^5$ 사이에서 감쇠는 민감하게 변화하며 피크 값을 갖는다. 결합부가 매우 유연할수록 ( $K \rightarrow 0$ ) 비대칭 모드에서 결합부를 중심으로 마주보는 두 외팔보는 각각 서로 반대방향으로 변형하므로 결합부는 분리되어 에너지손실은 거의 없게 된다.  $K$ 의 값이  $10^5$  이상으로 증가할수록 ( $K \rightarrow \infty$ ) 결합부의 접촉으로 미끄럼이 발생하며 에너지손실은 일정한 값을 유지한다. 이는  $10^5$  이상에서 체결부위는 잠김현상이 생기므로 수직강성  $K$ 의 한계값을 발견할 수 있다.

비틀림강성  $G$ 로 인한 두 외팔보의 진동모드는 위상차가 없으므로 매우 유연한 결합에서는 미끄럼 변위의 증가로 매우 강인한 결합의 경우보다 에너지 손실이 크다. 그러나 작은 선형강성  $K$ 일 때 이웃하는 외팔보의 진동모드는 위상차가  $180^\circ$  이므로 거의 에너지손실이 없음을 보여주고 있다.

### 5. 실험 및 고찰

서로 마주보는 두 외팔보의 유연한 결합으로 인한 감쇠거동을 살펴보기 위하여 참고문헌에 제시된 실험장치 및 실험방법을 채택하였다<sup>(11)</sup>. 시편은 길이 ( $l$ ) × 폭 ( $w$ ) × 두께 ( $t$ ) = 219.50 mm × 22.86 mm × 2.29 mm의 알루미늄 (Al 5052)을 사용하였으며 영률  $E = 7.136 \times 10^9$  kg/m<sup>2</sup>, 프와송 비  $\nu = 0.33$ , 밀도  $\rho = 2.685 \times 10^3$  kg/m<sup>3</sup>의 재료적 특성을 가진다. 결합부위에 유연성을 갖고자, 즉 결합강성을 조절하기 위하여 체결 토크를 조절할 수 있는 Hi-Lite를 사용하여 두 외팔보를 자유단에서 결합하였다<sup>(12)</sup>.

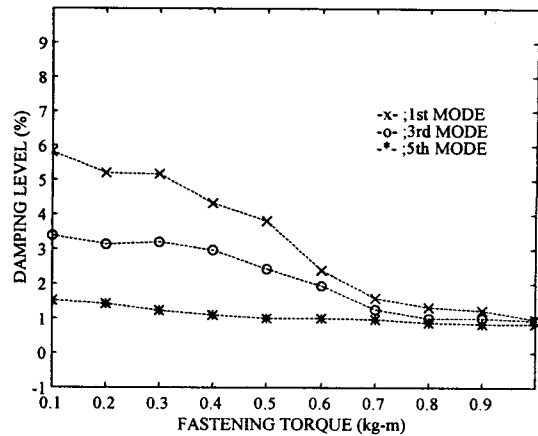


Fig. 7 Experimental measurements of damping ratios for symmetric modes due to variations of the fastening torque

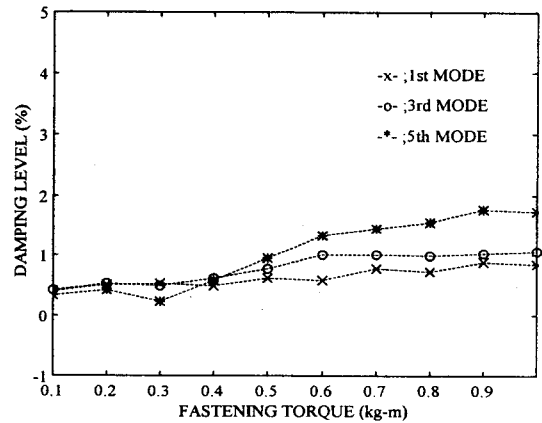


Fig. 8 Experimental measurements of damping ratios for anti-symmetric modes due to variations of the fastening torque

정상적인 체결 토크는 0.69~0.93 kg-m이며, 0.10 kg-m을 증가시켜 토크가 0.10~1.00 kg-m사이에서 결합 유연성으로 인한 감쇠량을 측정하였다.

결합부의 마찰변위에 의하여 발생한 마찰력이 결합부내에서 일정하도록, 즉 가진력에 대한 응답가속도와 가진력과의 비가 일정한 범위에 있는 가진력  $7.0 \times 10^{-4}$  kgf 이상에서 설정하였다<sup>(11)</sup>. 대칭모드(홀수번째 모드)와 비대칭모드(짝수번째 모드) 각각 3개에 대하여 감쇠거동을 살펴 보았다. Fig. 7과 Fig. 8은 각각 대칭모드 및 비대칭모드에 대하여 측정된 감쇠량을 보여주고 있다.

Fig. 7에서 측정된 댐핑이 Fig. 3과 비교할 때 조금 크게 나타났다. 이것은 해석모델에서 진동변위를 보 두께의 반으로 정규화한 반면에 실험에서는 설정

된 가진력이 진동모드의 진폭이 보 두께의 반이상 진동함에 따라 더욱 큰 마찰변위가 발생한 것으로 추정된다. 반대로 Fig. 8에서 측정된 감쇠량이 Fig. 4와 비교할 때 작게 나타났는데, 진폭이 보 두께의 반이하로 진동함에 따라 작은 미끄럼변위가 발생하여 측정된 감쇠량이 작다. 그러나 두 경우 모두 유연한 결합에 때문에 발생한 에너지손실의 경향은 가진력 및 진동변위 설정의 난이함에도 불구하고 측정된 전체모드에 대하여 감쇠경향은 해석적인 방법으로 도입한 감쇠모델과 잘 일치하고 있음을 보여주고 있다.

### 5. 결 론

본 논문은 서로 마주보는 두 외팔보의 자유단을 결합부의 위치로 선정하여 결합부의 유연성에 따른 에너지손실 거동을 고찰하였다. 진동모드로 마찰모델을 설정하였고, 동력학적 규칙성에 따른 대칭모드와 비대칭모드에 대하여 비틀림스프링과 선형스프링을 도입하여 결합부의 유연성을 나타내어 손실계수의 거동을 살펴 보았다. 결합부의 접촉면에 발생하는 마찰력의 작용방향과 크기가 모드에 따라 변화한다는 것을 고려함으로써 마찰력은 진동변위에 선형으로 변화하며 손실계수는 히스테레틱 감쇠모델과 유사하게 해석되었다. 또한 결합 유연성에 대하여 모드마다 감쇠거동을 검증하고자 결합부에서 체결토크를 조절하여 감쇠량을 실험적으로 측정하였다. 비록 감쇠량을 추출할 수 있는 일반적인 실험방법을 사용하였지만, 설정된 마찰모델의 해석치와 실험치의 거동이 잘 일치하고 있음을 보였다.

### 참 고 문 헌

- (1) Menq C. -H., Griffin J. H. and Bielak J., April 1986, "The Influence of a Variable Normal Load on the Forced Vibration of a Frictionally Damped Structure," Transactions of the ASME, Vol. 108, pp. 300~304.
- (2) Crawley Edward F., Sarver George L. and Mohr David G., 1983, "Experimental Measurement of Passive Material and Structural Damping for Flexible Space Structures," Acta Astronautica, Vol. 10, No. 5~6, pp. 381~393.
- (3) Shi G. and Atluri S. N., 1992, "Nonlinear Dynamic Response of Frame-Type Structures with Hysteretic Damping at the Joints," AIAA Journal, Vol. 30, No. 1, pp. 234~240.
- (4) Bielawa R. L., April 1978, "An Analytical Study of the Energy Dissipation of Turbo-machinery Bladed Disc Assemblies due to Inter-Shroud Segment Rubbing," ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 100, pp. 222~228.
- (5) Prucz J., November~December 1986, "Analysis of Design Tradeoffs for Passively Damped Structural Joints," Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 23, pp. 576~584.
- (6) Clarkson B. L., 1991, "Estimation of the Coupling Loss Factor of Structural Joints," Journal of Mechanical Science(Part C), Vol. 205, pp. 17~22.
- (7) Onoda J. and Minesugi K., 1992, "Semi-active Vibration Suppression of Truss Structures by Coulomb Friction," AIAA-92-2270-CP, pp. 1488~1496.
- (8) Beards C. F., July 1983, "The Damping of Structural Vibration by Controlled Interfacial Slip in Joints," Transactions of the ASME, Vol. 105, pp. 369~373.
- (9) Earles S. W. E. and Williams E. J., 1972, "A Linearized Analysis for Frictionally Damped Systems," Journal of Sound and Vibration, Vol. 24, pp. 445~458.
- (10) Hertz T. J., 1985, "Displacement Dependent Friction in Space Structural Joints," AIAA Journal, Vol. 23, No. 12, pp. 1198~2000.
- (11) Yun S. -H., 1998, "Dynamic Analysis of Design Data for Structural Lap Joint," Journal of KSNVE, Vol. 8, No. 1, pp. 57~74.
- (12) Technical Specification Note, 1994, Hi-Shear Corp., CA, USA.