

매개변수가진에 종속되는 현의 횡방향진동을 이용한 종방향진동의 추정

^o김도균*, 김광준**

(Presume of Longitudinal Vibration using Transverse Vibration of the String subject to Parametric Oscillation)

(Do-Gyun Kim , Kwang-Jun Kim)

————— 기호 설명 —————

$F(X, T), f(x, t)$: 가진 충격력
 V, v : 횡방향 변형변위
 U, u : 종방향 변형변위
 Γ, γ : 횡방향 감쇠계수
 Δ, δ : 종방향 감쇠계수
 θ : 장력비
 X_0, X_0 : 초기 신장량
 X_d, X_d : 동적 변화량
 R_0 : 정적 장력
 R_d : 동적 장력
 ε_0 : 초기 종방향 변형률

영상이나, 음질보다는 다소 떨어지는 감각만을 전달 받게된다. 그 이유는 이들 영상이나 음질 전달 장치는 현으로 모델화 할 수 있는 얇은 자기테이프를 이용하여 시간에 따라 연속적으로 변화하는 영상이나 음질을 기록하고 재생하는데, 테이프와 기록헤드(Recording Head)는 고밀도 기록(High Density Recording)을 위하여 되도록 가까이 접촉하게 된다. 따라서, 이때 발생하는 미끄럼 접촉이 종방향 진동을 야기시키고, 결과적으로 헤드와 테이프의 접촉면에 마모를 가속화 시켜 성능을 저하시키며, 기록 및 재생 신호의 변형을 유발시킨다. 또한, 로올러나 가이드의 편심률(eccentricity)과 비진원도(noncircularity) 및 표면의 불균일성과 테이프 표면의 불균일성(irregularity)도 중요한 변형의 요인이 된다.

1. 서론

문명의 이기인 비디오나 오디오는 카메라류와는 달리 움직이는 영상이나 시간적으로 변화하는 음성에 접촉을 둔 동적인 감각을 전달하는 기기로서, 인간의 상실되어 소멸되어가는 감각을 보완하여 재생시켜 준다는 커다란 장점에도 불구하고, 기기자체의 문제점 - 비디오의 화질의 떨림이나, 오디오의 음질의 변형 - 으로 실제

그런데, 이와는 달리 벨트구동계에 있어서는 정확한 동력전달을 목적으로 하는데, 일반적으로 횡방향 진동이나 비틀림 진동이 종방향 진동보다 훨씬 크다. 따라서, 지금까지 발표되어온 논문들은 대부분 횡방향이나 비틀림 진동만을 고려하여 운동을 해석하고 이들을 감소시키는 방향으로 제어해 왔다[1], [6~8].

그러나, 자기테이프 구동하는 계에서는 정밀한 신호 전달을 목적으로 하고, 비디오 레코더인 경우 종방향 기록 방식으로 작동하는 나선형 주사법(helical scan)을 사용하는 것에서도 예로서 알 수 있듯이, 횡방향이나 비틀림 진동뿐만 아니라 종방향 진동도 신호 변조에 중요한 요인이 됨을 인식 할 수 있다[9~10].

* 한국과학기술원 기계공학과 소음 및 진동제어 연구센터(NOVIC)

** 정회원, 한국과학기술원 기계공학과 소음 및 진동제어 연구센터(NOVIC)

본 논문에서는 이러한 계를 적절히 모델화한 매개변수가진에 종속되는 현의 횡방향충격응답을 이용한 종방향진동을 추정하는 방법을 제시하고자 한다. 또한, 실험을 통하여 이론의 타당성을 검증하려고 한다.

2. 이론적 해석

2-1. 연성된 방정식 (Coupled Equation)에서 횡 및 종방향 변형의 유도

시스템의 불완전 운전에 의해 발생하게 되는 매개변수가진에 의한 진동을 해석하게되면 이때의 가진주파수가 횡방향 고유진동수의 2배의 정수배에서만 불안정영역에 포함되어 진동진폭이 커짐으로 일반적으로는 진동이 작아 해석이 어렵다. 따라서 이러한 난점을 해결하기 위해 현 (string)의 한 부분에 충격력을 가짐하여 모든 가진주파수에서 충분한 진동응답을 얻을 수 있게 되었다. 또한, 실제의 자기테이프는 일정한 속도로 구동되지만 해석의 편의를 위해 고정시키고, 테이프를 지지하는 많은 부분들 - 헤드, 펀치 로울러, 캡스톤 (Capstan), 가이드, 아이들러 (idler) - 을 간략화하여 우 끝단의 하나의 가이드만 고려하였다. 이러한 고려하에 현 구동계의 간략화된 모델이 Fig. 1 에서 도식화되었다. 이러한 모델에 대한 운동방정식은 해밀톤의 원리 (Hamilton's principle)를 이용하여 유도하였다. 또한, 현의 횡방향 및 종방향 변형에 대한 복원력이 관성력 및 장력에 대한 복원력과 외부 가진력에 비해 작다고 가정하여 $U_x \ll 1$, $U_{xx} \ll 1$ 이며, $V_{xx} (V_x)^2 \ll 1$ 이라고 설정한다. 그리고, 이론적 결과를 실험적 결과와 일치시키기 위하여서는 변위의 시간에 따르는 감쇠항이 필요한데, 다른 여타의 논문과 같이 해석의 편의상 점성 감쇠항을 첨가하여 무차원 변수를 도입하여 정리하면 수정된 운동방정식은 다음과 같다.

$$\frac{\partial^2 v}{\partial t^2} + \gamma \frac{\partial v}{\partial t} - (1 + \theta \cos \omega t) \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} = f(x, t) \quad (1)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + \delta \frac{\partial u}{\partial t} - \frac{1}{\epsilon_0} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = \frac{1}{\epsilon_0} \frac{\partial v}{\partial x} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad (2)$$

그리고, $X = 0$ 에서는 고정단이고, $X = L$ 는 횡방향 진동만 억제됨으로 정리된 경계조건은 다음과 같다.

$$v(0, t) = v(L, t) = 0 \quad (3a, b)$$

$$u(0, t) = 0 \quad (3c)$$

$$\left[\frac{\partial u}{\partial x} \right]_{x=1} = -\frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right]_{x=1} + \chi_o + \chi_d \cos \omega t = P(t) \quad (3d)$$

위의 (3d) 식에서 $-\frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right]_{x=1}$ 는 로울러로 지지되는 끝단에서 현의 횡방향 변형에 의하여 종방향 변형률에 영향을 주는 항이다.

여기에서 무차원 매개변수는 다음과 같이 정의하였다.

$$x = \frac{X}{L}, v = \frac{V}{L}, u = \frac{U}{L}, t = \frac{T}{\sqrt{m L^2 / R_0}}$$

$$f(x, t) = \frac{L}{R_0} F(X, T), \omega = \frac{\Omega}{\sqrt{R_0 / m L^2}}$$

$$\theta = \frac{R_d}{R_0} = \frac{X_d}{X_o}, \epsilon_o = \frac{R_o}{E A} = \frac{X_o}{L}, \chi_o = \frac{X_o}{L}, \chi_d = \frac{X_d}{L} \quad (4)$$

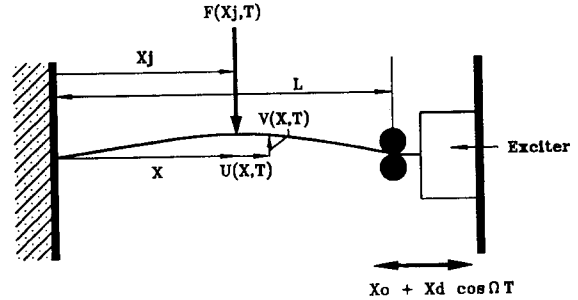


Fig.1 Diagram of Parametric Oscillation of String

또한, 현에 걸리는 장력 $R(T)$ 는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$R(T) = R_o + R_d \cos(\Omega T) \quad (5)$$

여기에서 $R_o = \frac{E A}{L} X_o$ 는 초기 신장 (X_o)에 의한 정적장력 성분이고, $R_d = \frac{E A}{L} X_d$ 는 구동가진에 의한 동적장력 성분으로 구동계의 불완전성에 의해 발생하는 항이며, Ω 는 매개변수 가진주파수이다. 이러한

장력의 식은 탄성한도(elastic limit)내에서 유효하며, 또한 길이에 따른 장력의 변화는 무시하였다.

그러면, 운동방정식을 이용한 해의 결정을 위한 절차로서 우선 식(1)을 이용하여 다음과 같은 횡방향진동을 유도하였다.

$$\begin{aligned}
 v(x, t) &= \sum_{n=1}^{\infty} v_n(x) \xi_n(t) \\
 &= \sum_{n=1}^{\infty} \sqrt{2} \sin(n\pi x) \left[\xi_n \exp\{a_{n0} t\} \right. \\
 &+ \sum_{k=1}^{\infty} (a_{nk} e^{jk\omega t} + b_{nk} e^{-jk\omega t}) \\
 &+ \xi_n \exp\{a_{n0} t\} \sum_{k=1}^{\infty} (b_{nk} e^{jk\omega t} + a_{nk} e^{-jk\omega t}) \left. \right] \quad (6)
 \end{aligned}$$

여기에서 뒀첨자 "—"는 각 매개변수의 켈레복소수를 의미한다. 이때, 변수분리에 의한 확장원리(Expansion theorem)를 적용하여 공간함수 $v_n(x)$ 는 정적장력만 벨트에 작용하는 경우의 질량이 정규화된 고유치(mass normalized eigenfunction)를 이용하여 설정하고, 시간함수 $\xi_n(t)$ 는 플로카이론(Floquet theory)과 순간주파수의 개념을 도입하여 설정하고 충격력을 초기조건으로 대치하여 계수치를 유도하였다. 그리고, 종방향진동은 식(2)를 이용하여 다음과 같이 유도되어진다.

$$\begin{aligned}
 u(x, t) &= u'(x, t) + h(x)p(t) \\
 &= \sum_{n=1}^{\infty} \sqrt{2} \sin\left(\frac{2n-1}{2}\pi x\right) T_n(t) \\
 &+ x \left[\chi_0 + \chi_d \cos(\omega t) - \frac{1}{2} \left[\left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right]_{x=1} \right] \quad (7)
 \end{aligned}$$

여기에서, 종방향 진동변위식의 우단 첫번째항은 동차 경계 조건을 갖고 횡방향 진동에 의한 영향을 나타내는 항이고, 두번째 항은 비동차 경계 조건식에 의한 항이다.

따라서, 횡방향 변위 $v(x, t)$ 에 대한 정적 장력으로 부터 구해지는 횡방향 정적 고유진동수 $\Omega_{v,nd}$ 와 종방향 변위 $u(x, t)$ 에 대한 종방향 정적 고유진동수 $\Omega_{u,nd1}$ 는 다음과 같다.

$$\Omega_{v,nd} = \sqrt{(n\pi)^2 - \frac{\gamma^2}{4}} \sqrt{\frac{R_0}{mL^2}} \quad (8)$$

$$\begin{aligned}
 \Omega_{u,nd1} &= \frac{1}{2} \sqrt{\frac{(2n-1)^2 \pi^2 - \delta^2}{\epsilon_0}} \sqrt{\frac{R_0}{mL^2}} \\
 &= \frac{1}{2} \sqrt{\frac{1}{mL^2}} \sqrt{(2n-1)^2 \pi^2 EA - \delta^2 R_0} \quad (9)
 \end{aligned}$$

2-2. 모의 실험을 통한 종방향 변위의 추정

식(7) 종방향진동변위의 우단의 첫항은 횡방향 변형에 의해 나타나는 항이고, 둘째항은 끝단의 조화가진에 의해서 발생하는 항이므로, 끝단에서 항상 조화변위를 취하기 위해서는 우단의 둘째항이 첫째항보다 지배적이어야 한다. 또한, 끝단에서는 로울러에 의해 횡진동이 억제되므로 우단 끝단의 미분항은 역시 무시할만하다. 즉, 끝단에서의 조화적 주기성을 한정짓는 범위를 다음과 같이 설정할수 있다.

$$\left| \frac{\sum_{n=1}^{\infty} \sqrt{2} \sin\left(\frac{2n-1}{2}\pi * 1\right) T_n(t)}{1 * [\chi_0 + \chi_d \cos(\omega t)]} \right| \ll 1 \quad (10)$$

이러한 한계범위에 따른 모의실험의 결과가 Fig. 2에 제시되어있다. Fig. 2에서 골짜기로 나타나는 지역은 매개변수 가진주파수가 횡방향 고유진동수의 정수배를 나

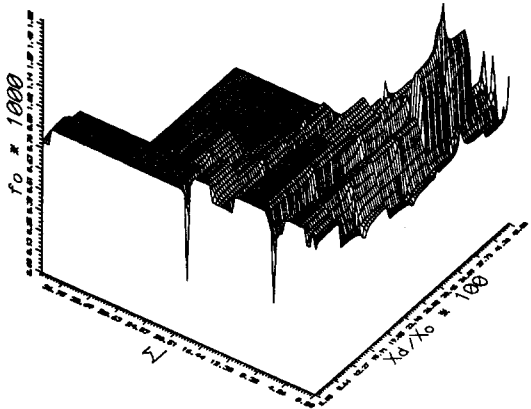


Fig.2 Application Boundary of Non-Dimensional Impact Force, Non-Dimensional Parametric Frequency and Tension Fluctuation Ratio (The Shaply Hollow Region Indicates Resonance Region.)

타내는 지역으로, 일반적으로 조화가진주파수가 증가할수록 무차원 충격력의 상한치가 감소하여 끝단에서의 종방향 변위의 변형(distortion)이 같은 충격력에 대해 커진다는 것 - 즉, 횡방향 진동이 종방향 진동에 주는

영향이 커져 연성(coupling) 현상이 발생한다는 것 - 을 알 수 있다. 또한 장력변화비가 증가함에 따라라도 f_0 의 상한치는 감소하는데 조화가진이 커질수록 그 영향이 커짐을 알 수 있다. 또한, 무차원 종방향 고유진동수는 $\omega_{u,nd1} = 85.19$ 로서 $\omega = 40$ 정도의 이하에서는 아직 종방향 첫번째의 모드도 조차 가진되어지기 이전이므로 공간적으로 선형적인 증가함수를 가질것임을 예상할 수 있다. 실제적으로는 $\omega = 40$ 정도이면 700 Hz ~ 1 kHz 부근의 높은 가진주파수의 영역인 반면, 실제 구동계에 있어서 적용되어지는 주파수영역은 100 Hz 미만이고, 외란으로 가해지는 충격력이 극히 미소한 것을 감안하면 평균한계상한치인 $f_0 = 10^{-3}$ 정도의 충격력은 상대적으로 아주 큰 충격력임을 알 수 있다. 그리고, 동적장력의 원인이 되는 계의 불안정성의 양도 정적장력에 비하면 일반적으로 아주 미소한 것이 현실이다.

따라서, 실제 경험적인 변수의 영역에서는 항상 종방향 변위가 종방향의 길이에 따라 선형적으로 변화하고 시간흐름에 따라서는 조화적인 주기성을 가지게됨을 알게된다. 즉, 바꾸어 말하면 초기장력과 가변장력, 조화가진 주파수만 알게되면 전체적인 시간과 공간의 영역에서 종방향 변위를 추정할 수 있게 된다

3. 시간영역 해석법

현의 횡진동을 주파수 영역에서 해석함으로써 종진동의 근간을 형성하는 초기신장량, 매개변수 가진주파수 및 동적변화량을 예측하게 되는 주파수영역해석법으로 진폭의 정보이외에는 시간에 따른 종진동 신호의 위상의 순간정보를 추론할 수가 없었다. 이러한 난점을 해결하여 시간에 따른 진폭의 순간적인 정보 및 위상 정보를 동시에 추출할 수 있는 방법의 모색이 시간영역해석법에서 취급될 전망이다.

그러면, 현의 횡방향 충격 진동신호를 시간영역에서 해석하여 종방향 순간 진동변위를 추정하는 절차를 단계적으로 살펴보자.

3-1. 횡진동 신호에서 잡음신호의 필터작업(Filtering)

이론적으로 구한 신호와는 달리 실험으로 부터 구한

신호는 매개가진에 의한 주기적인 진동과 계의 불안정성으로 인하여 횡방향으로도 진동하며 띠(strip)표면의 미소한 조도등으로 정확하게 한점을 순간적으로 가진하는 것이 불가능하고 결과적으로 횡방향 진동신호는 예기치 않은 잡음신호를 포함하게 된다. 따라서, 잡음신호를 적당히 필터링(Filtering) 해주어야 하는데, 비연성(Decoupling)의 조건에서 충격가진력(f_0)이 일정한다 이내이어야 하고, 이 범위 내에서는 횡진동의 주파수 스펙트럼(Frequency Spectrum)의 피크들도 작으므로 고차 모드에서는 노이즈에 더욱 민감해 지게 된다. 그러므로, 이런 고주파수 - 두번째 모드 이상의 영역 - 에서의 잡음신호를 적당히 제거하기 위하여 저역통과필터(Low-pass Filter)를 사용하게 된다.

본 논문에서는 FIR 필터중에서 널리 사용되는 일명 "Equi-ripple 필터" 로도 통하는 "REMEZ FIR 저역통과 필터"를 이용하여 위상보정을 해주었다.

3-2. 횡방향 진동의 순간주파수 계산

순간주파수(Instantaneous Frequency) $f(t)$ 는 힐버트 변환(Hilbert transform)과 해석신호(analytic signal)에서 유도되는 순간위상신호(Instantaneous Phase) $\theta(t)$ 를 미분하여 다음과 같이 설정할 수가 있다.

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \frac{d\theta(t)}{dt} = \frac{1}{2\pi} \frac{d}{dt} \left[\tan^{-1} \frac{\tilde{v}(t)}{v(t)} \right] \quad (11)$$

$$\text{또는, } f(t) = \frac{1}{2\pi} \frac{\tilde{v}(t)v(t) - \dot{v}(t)\tilde{v}(t)}{v^2(t) + \tilde{v}^2(t)} \quad (12)$$

현의 횡방향 충격응답과 같이 요동(Fluctuation)이 심한 신호 - 시간에 따라 급변하는 함수 - 일 경우에는 식(12)가 $v(t)$ 와 $\tilde{v}(t)$ 의 미분항을 포함하므로 두 신호를 미분할 경우에 분배능(Resolution)에 따라 상당한 오차를 포함할 수가 있는 반면, 식(11)은 위상보상(Phase Unwrapping)의 소요시간이 다소 걸리는 단점에도 불구하고 순간위상신호(Instantaneous Phase)인 $\theta(t) = \tan^{-1} \frac{\tilde{v}(t)}{v(t)}$ 함수가 요동이 적은 함수 - 실제로는 거의 일정한 기울기를 갖는 직선에 가까움 - 이므로, $v(t)$ 는 요동이 심할지라도 순간주파수(Instantaneous Frequency)를 구하기 위한 미분시에 발생하는 오차를

최소화할 수가 있다. 본 논문에서도 계산이 보다 정확한 식(11)을 이용한 순간주파수의 계산방법이 수행되었다.

그러므로, 식(11)을 이용하면 $x = x_j$ 인 위치에서 충격력 f_0 의 가진시에 임의위치 $x = x$ 에서의 횡방향 충격응답함수인 식(6)의 $v(t)$ 로 부터 횡방향의 순간주파수 $\Omega_v(t)$ 를 다음과 같이 유도할 수가 있다.

$$\Omega_v(t) = \omega_n + \frac{1}{2} \left[\sum_{k=1}^{\infty} k\omega (a_{nk} e^{jk\omega t} - b_{nk} e^{-jk\omega t}) - \sum_{k=1}^{\infty} k\omega (\bar{b}_{nk} e^{jk\omega t} - \bar{a}_{nk} e^{-jk\omega t}) \right] \quad (13)$$

여기에서, $\omega_n = \pi \sqrt{\frac{R_0}{m L^2}}$ (rad/sec)

결과적으로 $\Omega_v(t)$ 는 매개가진주파수(ω)와 장력변화비($\theta = \frac{X_d}{X_0}$)의 함수라는 것을 알 수 있다

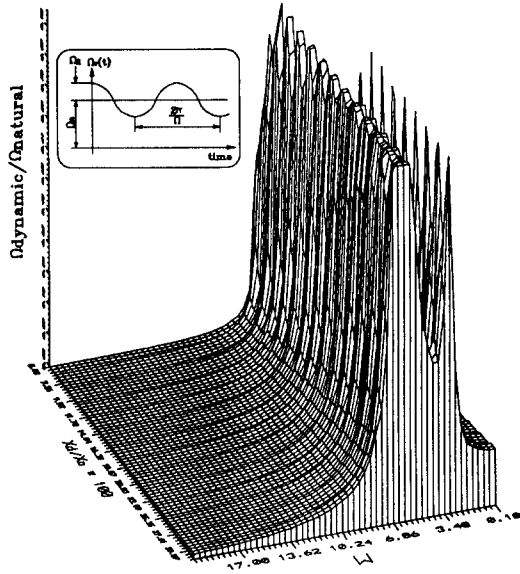


Fig.3 A Trend of Frequency Fluctuation Ratio between Natural Frequency and Dynamic Frequency

Fig. 3은 횡방향진동의 순간주파수에 대한 주파수비 (Ω_d / Ω_n)가 매개변수가진주파수 (Ω)에 전체적인 경향이 반비례하고 장력비 (R_d / R_0)에는 비례하는 것을 보여주고 있다. 그리고, 매개가진 (Parametric Excitation)의 특성에서도 인식할 수 있듯이, 횡방향 무차원 고유진동수 (π)가 매개변수가진주파수 (ω)의 절반의 정수배가 될때인 $\omega = 2\pi, \pi, 2\pi/3, \dots$ 에서는 공진

(Resonance)이 발생하여 주파수비 (Frequency Fluctuation Ratio)가 급증하여 피크로 나타남을 알 수 있다.

3-3. 순간 종진동 신호의 추정

우선 횡방향 진동의 순간주파수와 순간장력의 관계는 정적장력 (R_0)만 작용하는 현의 횡방향 고유진동수와 정적장력의 관계를 확장적용하여 다음과 같이 나타낼 수가 있다.

$$\Omega_v(T) = \pi \sqrt{\frac{R(T)}{m L^2}} \quad (14)$$

다음으로 현의 순간장력 $R(T)$ 과 종방향의 순간변위 $U(T)$ 와의 관계식은 선형한도(또는 탄성한도)의 내에서는 $R_0 = \frac{EA}{L} X_0$, $R_d = \frac{EA}{L} X_d$ 가 성립하므로 역시 변화하는 시간에 대하여 다음과 같이 확장 적용할 수가 있다.

$$R(T) = \frac{EA}{L} U(T) \quad (15)$$

따라서, 현의 순간종방향변위는 횡방향의 순간주파수와 다음과 같은 관계로 부터 구할 수가 있다.

$$U(T) = \frac{L}{EA} R(T) = \frac{mL^3}{EA\pi^2} \Omega_v^2(T) = \frac{mL^3}{EA\pi^2} \left\{ \frac{d}{dT} \left[\tan^{-1} \frac{\tilde{V}'(T)}{V'(T)} \right] \right\}^2 \quad (16)$$

결과적으로 현의 순간종변위는 횡방향의 순간주파수의 자승에 비례함을 알 수 있다.

이상에서 매개변수가진 (Parametric Excitation)에 종속되는 현에 충격력이 가진시에 측정된 횡방향 과도응답으로부터 필터작업과 힐버트변환을 수행하여 구해진 횡방향의 순간주파수를 이용하여 순간종방향변위를 추정하는 절차를 나타내는 그림이 Fig. 4에서 단계적으로 묘사되었다.

4. 실현적 규명

현의 시간영역해석법에서 횡방향 진동해석을 통한 종방향 진동의 추론을 위하여 다음과 같은 절차로 실험

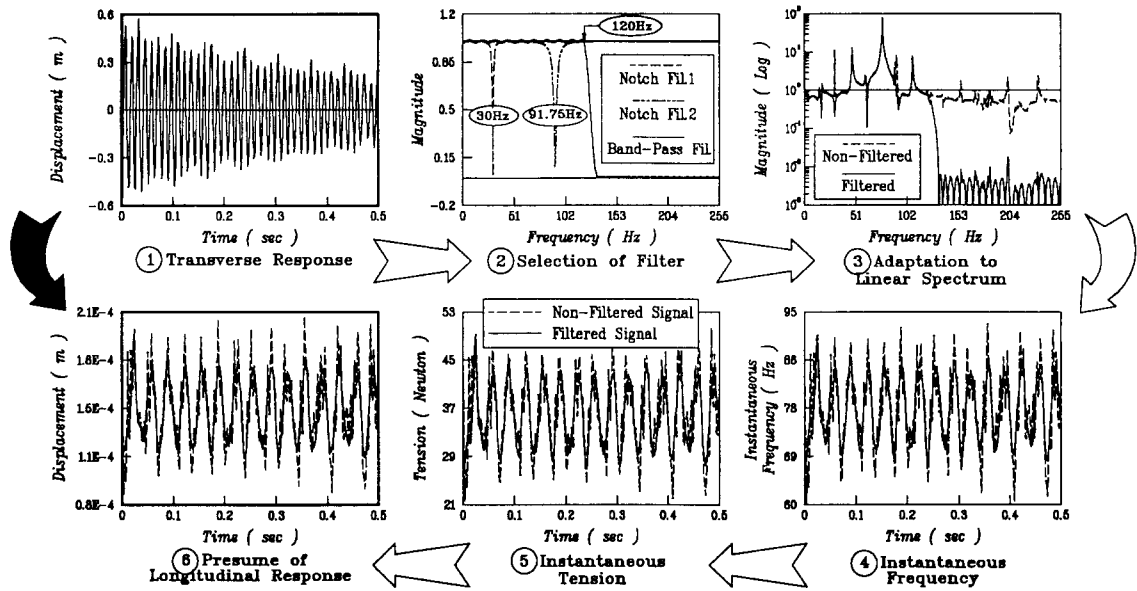


Fig.4 Order of Presume of the Longitudinal Response from the Transverse Response of the String [Stainless Steel Strip]
 ($X_0/L = 0.00034$, $W = 30\text{Hz}$, $X_d/X_0 = 0.192$, $f_0 = 3.68\text{E}-3$)

을 수행하였다.

Fig. 5 에서도 알 수 있듯이 우선 정적장력을 주기위하여 질량계를 현의 끝에있는 하중계(Force Transducer)의 하단에 설치하여 현과 일체가 되게 하였으며, 가진기(Shaker)의 상단 잠금장치와 접합시켰다. 그리고, 질량계의 질량을 정적장력의 기대치로 설정하였다. 또한, HP

분석기(Analyser)의 신호원(Signal Source)에서 정현(sin)신호를 적정 주파수로 매개가진(Ω)하고 그 신호를 Power Supply 에서 진폭을 조절(X_d)하여 현의 끝단에 가진시켜서 그때의 가진신호를 링(Wing)과 질량계 사이의 하중계 [PCB 221A02]로 측정하여 Oscilloscope 로 탐지하고, 동시에 Laser Sensor [Keyence 2100]로 링의 날개부분에 설치하여 그때의 정적(X_0)및 동적변위(X_d)를 측정하였다. 또한, 그때 현의 상단에서 길이의 27.24%되는 지점에서 Impact Hammer [PCB 086C80]로 가진하고 동시에 현의 중앙에서 Gap Sensor [Eddy Current Type Proximity Probes AEC Model 5505]를 이용하여 횡방향 충격응답 $v(t)$ 를 측정하였다.

Fig. 6 의 (a)는 장력비(R_d / R_0)가 0.192 로서 다소 크며, 충격력의 가진시($T = 0$)에 종변위의 기대치가 경계조건에 의하여 예상대로 최대치를 취함을 알 수 있다. 그리고, 실험치는 필터작업을 거친것이 거치지 않고 힐버트변환하여 종변위를 추정된 것보다 기대치에 근접함을 알 수 있다. 또한, 실제적으로는 최대종변위의 순간에 충격력을 이론처럼 가진하기가 어려움으로 기대치와 측정치는 위상차를 수반하고, 실험치의 경우에는 초기시간에 최소장력을 취함을 판단할 수 있다. (b)는

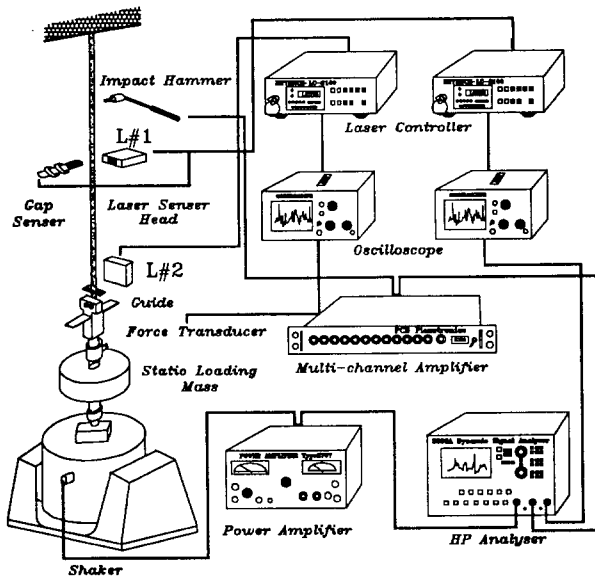
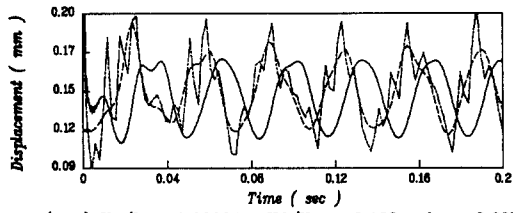
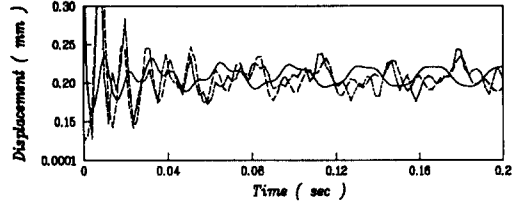


Fig.5 Configuration of Experimental Setup



(a) $X_c/L = 0.00034$, $X_d/X_c = 0.192$, $f_o = 3.68E-3$



(b) $X_c/L = 0.000504$, $X_d/X_c = 0.084$, $f_o = 2.57E-3$

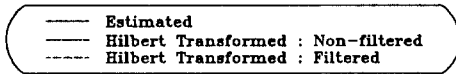


Fig.6 Comparison of Estimated (Simulated) and Hilbert Transformed (Non-filtered and Filtered) Instantaneous Longitudinal Displacement ($W = 30\text{Hz}$)

장력비가 0.064 로서 가변장력이 정적장력에 비하여 아주 낮으므로 가변장력에 의하여 형성되는 Autospectrum 에서의 주피크 (Main Peak) 주위의 부피크 (Side Peak) 가 아주 작아져서 잡음신호의 영향을 많이 받게 되므로, 순간 종방향 진동신호의 AC성분이 변형되어 나타남을 알수 있다.

5. 결론

매개변수가진에 종속되는 현의 횡방향진동을 시간영역에서 필터작업, 힐버트변환과 순간주파수의 개념을 도입하여 해석함으로써 종방향의 순간진동변위를 추정하는 방법이 제시되었다. 그리고, 실험을 통하여 이론의 타당성을 검증하였다. 또한, 모의실험의 결과 일반적인 현구동계에 있어서는 넓은 적용변수의 선택영역에서 종변위가 횡변위와 분리 (decoupling) 되어서 공간적으로 길이에 따르는 선형적인 증가성과 시간적으로 조화적인 주기성을 가진다는 것을 확인함으로써 임의의 위치에서의 종변위를 파악함이 가능하였다.

참고 문헌

[1] G. Tagata , *Harmonically Forced , Finite Amplitude Vibration of a String* , Journal of

Sound and Vibration , Vol. 51 (4) , pp. 483 - 492 , 1977

- [2] K. W. Wang and C. D. Mote , Jr. *Vibration Coupling Analysis of Band /Wheel Mechanical System* , Journal of Sound and Vibration , Vol. 109 (2) , pp. 237 - 258 , 1985
- [3] 임 완택 , *횡방향 진동을 이용한 벨트 구동계의 정적 장력 및 동적 장력의 규명* , 한국과학기술원 , 박사 학위논문 , 1993
- [4] Leonard Meirovitch , *Analytical Methods in Vibration* , The Macmillan Company , New York , 1967
- [5] Nayfeh Mook , *Nonlinear Oscillations* , John Wiley & Sons , New York , pp. 273 ~ 285 , 1979
- [6] C.D. Mote Jr. , *A Study of Band Saw Vibrations* , Journal of Franklin Institute , Vol. 279 (6) , pp. 431 ~ 444 , 1965
- [7] R.D. Swope and W.f. Ames , *Vibrations of a Moving Threadline* , Journal of Franklin Institute , Vol. 275 , pp. 36 ~ 55 , 1963
- [8] Serge Abrate , *Vibrations of Belts and Belt Drives* , Mechanism and Machine Theory , Vol. 27 (6) , pp. 645 ~ 659 , 1992
- [9] T.Majewski , *Audio Signal Modulation caused by Self - excited Vibrations of Magnetic Tape* , Journal of Sound and Vibration , Vol. 105 (1) , pp. 17 ~ 25 , 1986
- [10] J.A.Wickert , *Analysis of Self - Excited Longitudinal Vibration of a Magnetic Tape* , Journal of Sound and Vibration , Vol. 160 (3) , pp. 455 ~ 463 , 1993