

변위비례식 마찰댐퍼 시스템의 임펄스 가진 응답해석

Impulse Response Analysis of an Amplitude Proportional Friction Damper System

박 동 훈[†] · 최 명 진^{*}

Dong-Hoon Park and Myung-Jin Choi

(2003년 9월 9일 접수 ; 2004년 4월 8일 심사완료)

Key Words : Amplitude Proportional Friction Damper(변위비례식 마찰댐퍼), Impulse Response(임펄스가진 응답), Damping Characteristics(감쇠특성), Viscous Damper(점성댐퍼), Coulomb Damper(쿨롱댐퍼)

ABSTRACT

An Amplitude Proportional Friction Damper (APFD), in which the friction force is proportional to the system displacement, has been introduced and mathematically modeled. To understand the damping characteristics of APFD, analytical solutions for the impulse response has been derived and compared to the viscous damper. It is found that APFD system has very similar damping characteristics to viscous damper even though it is a friction damper. APFD may be used as a cost-effective substitution for the viscous damper and could also be used to improve the simple friction or Coulomb dampersince APFD works with no stick-slip and always returns to original position when external disturbance is disappeared.

기 호 설 명

d_L = 로딩댐핑상수(N/mm)

d_U = 언로딩댐핑상수(N/mm)

F = 가진력(N)

F_d = 댐퍼력(N)

F_L = 로딩댐퍼력(N)

F_U = 언로딩댐퍼력(N)

k = 진동시스템 스프링상수(N/mm)

k_d = 웨지스프링상수(N/mm)

m = 진동시스템 질량 (N-sec²/m)

N = 수직력(N)

P = 웨지반력(N)

R = 하우징반력(N)

v_0 = 초기속도(m/sec)

x = X축변위(mm)

y = Y축변위(mm)

α = 웨지각(경사면의 각도°)

δ = $\omega_{dU} / \omega_{dL}$

η_L = d_L / k

η_U = d_U / kd

μ_1 = 로딩블럭과 웨지 사이의 마찰계수

μ_2 = 하우징과 웨지 사이의 마찰계수

τ = 주기(sec)

ω_n = 고유진동수(k/m)^{1/2}

ω_{dL} = $\omega_n \cdot (1 + \eta_L)^{1/2}$

ω_{dU} = $\omega_n \cdot (1 - \eta_U)^{1/2}$

[†] 책임저자 : 정희원, 경희대학교 대학원 기계공학과, MUBEA Korea (주)

E-mail : mubea@chol.com

Tel : (031) 713-6295, Fax : (031) 713-6297

^{*} 경희대학교 기계산업시스템공학부

1. 서 론

건마찰(dry friction)은 여러 기계시스템에서 중요한 감쇠원(減衰源)으로 이용되고 있다. 건마찰댐퍼 혹은, 쿨롱댐퍼(Coulomb damper)는 자동차 변속기의 클러치나 철도차량의 현가장치, 항공기 엔진의 터빈 블레이드 등에 적용되고 있다.^(1~3) 쿨롱댐퍼는 구조가 간단하여 제작이 용이하고 가격이 저렴하다는 장점이 있으나, 공진 시의 진폭을 감소시키기 위해 마찰력을 증가시키면 스틱-슬립(stick-slip)의 발생영역이 넓어져 시스템의 정확한 거동 예측이 어려워진다.^(4~5)

지금까지의 쿨롱댐퍼에 대한 연구는 주로 쿨롱댐퍼 시스템의 스틱-슬립 거동에 대한 정확한 해석에 중점을 두고 있으며 쿨롱댐퍼의 특성 향상에 대한 연구는 제한적이었다.^(6~8) 저자들은 구조가 간단한 쿨롱댐퍼의 장점을 살리면서 쿨롱댐퍼의 특성을 개선하기 위하여 변위비례식 마찰댐퍼의 특성을 가정하고 자유진동 특성 및 지지부 조화가진 운동특성에 대하여 연구하였다.⁽⁹⁾ 변위비례식 마찰댐퍼란 마찰력이 시스템의 변위에 비례하는 댐퍼로서 시스템의 변위가 증가할수록 마찰력이 증가하는 특성을 갖는다. 변위비례식 마찰댐퍼도 쿨롱댐퍼와 마찬가지로 비선형적인 특성을 가지며, 외부 가진력이 제거되었을 때 스틱의 발생 없이 항상 시스템의 원점으로 복귀하도록 특성을 설정할 수 있다.

본 논문에서는 실제로 변위비례식 마찰댐퍼를 고안하고 수학적 모델링을 통해 댐퍼력에 영향을 미치는 인자들을 파악하였다. 그리고 변위비례식 마찰댐퍼가 철도차량의 연결장치나 자동차 구동계의 비틀림댐퍼 등과 같이 충격하중이 작용하는 시스템에 사용될 경우를 가정하여, 임펄스 가진 시의 응답특성을 해석적으로 구하고 점성댐퍼(viscous damper) 시스템의 응답특성과 비교하였다.

2. 변위비례식 마찰댐퍼

2.1 모델링

변위비례식 마찰댐퍼는 다양한 구조로 설계될 수 있으나 본 연구에서는 Fig. 1과 같이 비교적 간단한 구조를 갖는 댐퍼를 고안하고 이에 대해 모델링하였다.

Fig. 1 같은 구조의 댐퍼에서 로딩블록(loading

block)은 시스템과 연결되어 시스템의 진폭 혹은 변위 x 에 따라 좌우로 움직인다. 로딩블록이 좌우방향으로 움직이면 4개의 웨지(wedge)들은 로딩블록의 경사면에 의해 y 방향, 상하로 움직인다. 로딩블록의 x 방향변위가 클수록 웨지의 y 방향 변위도 증가하여 웨지에 작용하는 스프링의 반력이 증가한다. 한편, 로딩블록과 웨지의 경사면 사이에서는 마찰력이 존재하는데 로딩블록의 x 변위가 클수록 웨지의 반력이 증가하여 마찰력도 증가한다. 즉, 시스템의 진폭이 증가할수록 마찰력이 증가하는 변위비례식 마찰댐퍼의 특성을 갖게 된다.

댐퍼의 마찰력은 로딩블록이 웨지를 압축하는 로딩(loading)시 뿐만 아니라 로딩블록이 반대 방향으로 이동하여 압축된 웨지가 원위치로 복귀하는 언로딩(unloading)시에도 존재한다. 따라서, Fig. 1과 같은 변위비례식 마찰댐퍼의 모델링은 로딩 시와 언로딩 시로 구분하여 행하여야 한다.

(1) 로딩 시의 모델링

Fig. 2는 로딩시의 로딩블록과 웨지의 자유물체도(free-body diagram)를 나타낸다. 로딩 시에는 댐퍼력 F_L 과 웨지의 반력 P 에 의해 경사면에 N 의 수직하중이 작용한다. 로딩블록과 웨지의 경사면 사이의 마찰계수를 μ_1 이라 하면 경사면에는 $\mu_1 \cdot N$ 의 마찰력이 작용한다. R 은 댐퍼력 F_L 에 대한 하우징의 반력이며, 이에 의해 웨지에는 웨지와 하우징 간의 마찰에 의해 마찰력 $\mu_2 \cdot R$ 이 작용하게 된다. 여기서 μ_2 는 웨지와 하우징 사이의 마찰계수이다.

로딩블록과 웨지의 움직임에 의한 관성의 영향을

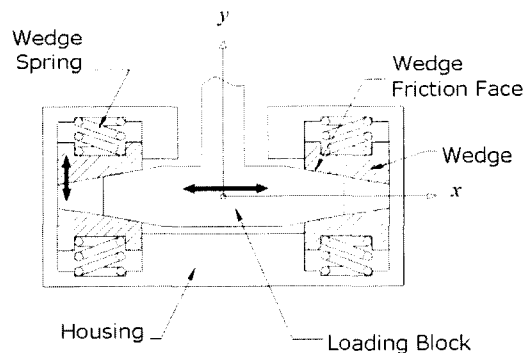


Fig. 1 Amplitude proportional friction damper (APFD)

무시하고 정역학적인 힘만 고려하면, Fig. 2(a)에서와 같이 로딩블록에서는 x 방향으로 다음과 같은 식이 성립한다.

$$F_L - 2\mu_1 N \cos \alpha - 2N \sin \alpha = 0 \quad (1)$$

또한, Fig. 2(b)와 같이 웨지에서는 x 및 y 방향으로 다음의 식들이 성립한다.

$$-R + \mu_1 N \cos \alpha + N \sin \alpha = 0 \quad (2)$$

$$-P - \mu_2 R + N \cos \alpha - \mu_1 N \sin \alpha = 0 \quad (3)$$

웨지의 변위 y 와 로딩블록의 변위 x 사이에는 다음과 같은 관계가 성립하며 웨지의 반력 P 는 웨지스프링 상수 k_d 와 웨지의 변위 y 에 비례한다.

$$y = x \tan \alpha \quad (4)$$

$$P = k_d y \quad (5)$$

식 (1)~(5)를 이용하여 로딩 시의 뎀퍼력 F_L 을 변위 x 의 함수로 나타내면 다음과 같다.

$$F_L = \frac{2k_d(\mu_1 + \tan \alpha)}{(1 - \mu_1 \mu_2) \cot \alpha - (\mu_1 + \mu_2)} x \quad (6)$$

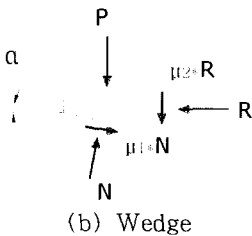
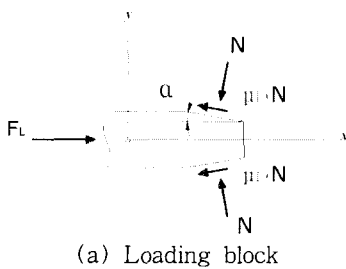


Fig. 2 Free-body diagram of APFD in loading

식 (6)을 보면 뎀퍼력 F_L 은 웨지각 α 및 마찰계수 μ_1 , μ_2 그리고 웨지스프링 상수 k_d 의 함수임을 알 수 있다.

그런데, 웨지와 하우징 사이의 마찰력은 뎀퍼의 구조상 발생하는 마찰력으로 변위비례식 마찰뎀퍼의 성능과는 무관하므로 가급적 작게 할 필요가 있다. 만일 웨지와 하우징 사이의 면에 PTFE코팅과 같이 건식베어링에 사용되는 표면처리를 한다고 가정하면 매우 낮은 마찰계수 μ_2 (약 0.03~0.04)를 얻을 수 있다. 따라서, 마찰재를 사용하는 웨지면의 마찰계수 μ_1 (약 0.3~0.35)에 비해 μ_2 가 매우 작으므로 μ_2 를 무시할 수 있다. $\mu_2=0$ 으로 놓으면 식 (6)은 다음과 같이 된다.

$$F_L = \frac{2k_d(\mu_1 + \tan \alpha)}{(\cot \alpha - \mu_1)} x \quad (7)$$

혹은 식 (7)을 다음과 같이 표시할 수도 있다.

$$F_L = d_L x \quad (8)$$

여기서, $d_L = \frac{2k_d(\mu_1 + \tan \alpha)}{(\cot \alpha - \mu_1)}$

(2) 언로딩 시의 모델링

Fig. 3은 언로딩시의 로딩블록과 웨지의 자유물체도를 나타낸다. 언로딩 시에는 뎀퍼력 F_U 와 반력 R , 그리고 웨지의 마찰력 $\mu_1 \cdot N$ 및 $\mu_2 \cdot R$ 의 방향이 로딩 시와는 반대가 된다.

Fig. 3(a)에서와 같이, 언로딩 시 로딩블록에서는 x 방향으로 다음과 같은 식이 성립한다.

$$-F_U + 2\mu_1 N \cos \alpha - 2N \sin \alpha = 0 \quad (9)$$

그리고 Fig. 3(b)에서는 웨지의 x 및 y 방향으로 다음의 식들이 성립한다.

$$R - \mu_1 N \cos \alpha + N \sin \alpha = 0 \quad (10)$$

$$-P + \mu_2 R + N \cos \alpha + \mu_1 N \sin \alpha = 0 \quad (11)$$

식 (9)~(11)을 이용하여 언로딩 시의 뎀퍼력 F_U 를 변위 x 의 함수로 나타내면 다음과 같다.

$$F_U = \frac{2k_d(\mu_1 - \tan \alpha)}{(1 + \mu_1 \mu_2) \cot \alpha + (\mu_1 - \mu_2)} x \quad (12)$$

로딩의 경우에서와 같이 마찰계수 μ_2 가 매우 작다고 가정하면 ($\mu_2=0$) 식 (12)는 다음과 같이 간략화된다.

$$F_U = \frac{2k_d(\mu_1 - \tan \alpha)}{(\cot \alpha + \mu_1)} x \quad (13)$$

역시 로딩 시와 마찬가지로 식 (13)을 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$F_U = d_U x \quad (14)$$

여기서, $d_U = \frac{2k_d(\mu_1 - \tan \alpha)}{(\cot \alpha + \mu_1)}$

식 (14)를 보면 $\mu_1 = \tan \alpha$ 일 경우 댐퍼력은 0이 됨을 알 수 있다. 이것은, 웨지면의 각도가 어느 이상으로 커지면 언로딩 시의 댐퍼력은 없어짐을 의미한다. 따라서, 언로딩 시 댐퍼력이 존재하기 위해서는 다음의 조건을 만족하여야 한다.

$$\alpha < \tan^{-1} \mu_1 \quad (15)$$

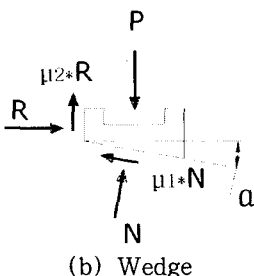
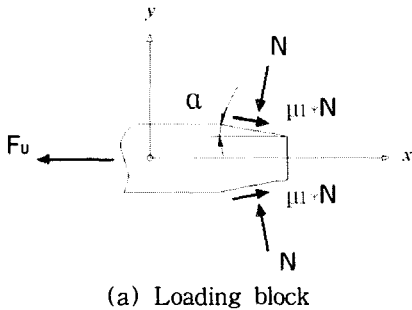
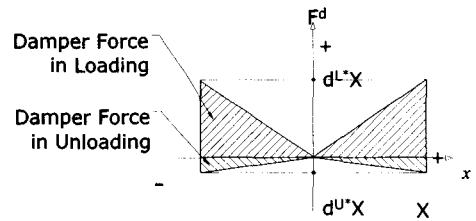


Fig. 3 Free-body diagram of APFD in unloading

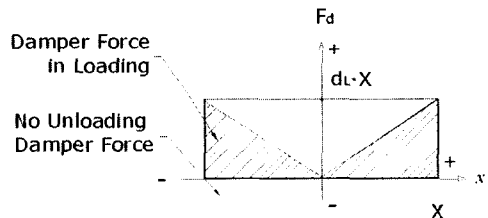
2.2 변위비례식 마찰댐퍼의 특성

식 (8)과 (14)를 보면 d_L 및 d_U 는 웨지의 사양 α , μ_1 및 k_d 가 결정되면 상수가 되며, 따라서 댐퍼력은 변위 x 에 선형적으로 비례함을 알 수 있다. 식 (8) 및 (14)를 통해 구한 로딩 및 언로딩 시의 댐퍼력을 그림으로 나타내면 Fig. 4의 (a)와 같다. 만일, 웨지각 α 가 $\tan^{-1}(\mu_1)$ 보다 크면 Fig. 4의 (b)와 같이 언로딩 시의 댐퍼력은 사라지게 된다.

Fig. 5와 Fig. 6은 웨지각 α 가 댐퍼력에 미치는 영향을 알아보기 위하여 무차원화시킨 댐퍼력을 α 의



(a) $\alpha \leq \tan^{-1}(\mu_1)$



(b) $\alpha > \tan^{-1}(\mu_1)$

Fig. 4 Damper force of APFD

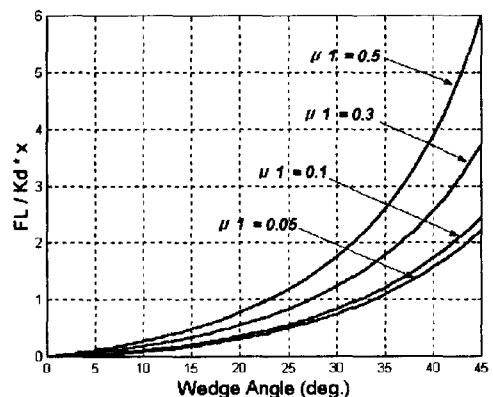


Fig. 5 Effect of α on loading damper force

변화에 따라 나타낸 것이다.

Fig. 5를 보면 로딩 시의 댐퍼력은 α 가 증가할수록 커짐을 알 수 있으나, 언로딩 시의 댐퍼력은 Fig. 6과 같이 α 에 따라 증가하다 식 (15)의 값 이상이면 0이 되는 것을 알 수 있다. 그리고, 댐퍼력은 마찰계수가 커지면 증가하는 것을 관찰할 수 있다.

본 연구에서 모델링한 것과 같은 구조의 댐퍼는 댐퍼력이 변위에 대해 선형적으로 변하는 특성을 가지나 켈지면을 곡선으로 하거나 비선형적인 특성을 갖는 켈지스프링을 사용하면 댐퍼력이 변위에 대해 비선형적으로 변하는 댐퍼의 설계도 가능하다.

3. 임펄스 가진(加振) 응답해석

3.3 모델링 및 해석

변위비례식 마찰댐퍼가 철도차량의 연결장치나 자동차 구동계의 비틀림댐퍼 등과 같이 충격하중을 받는 시스템에 사용될 경우의 진동특성을 파악하기 위하여 Fig. 7과 같은 변위비례식 마찰댐퍼를 갖는 1 자유도 진동시스템의 임펄스 가진 응답특성을 해석하였다.

이미 알려진 바와 같이 임펄스 가진은 초기변위가 0인 상태에서 일정 크기의 초기속도 갖는 시스템의 응답특성과 동일하다.⁽¹⁰⁾ 이때의 초기속도는 다음과 같이 정해진다.

$$v_0 = \frac{F \Delta t}{m} \quad (16)$$

Fig. 7과 같은 변위비례식 마찰댐퍼 시스템이 초기 조건 $x(0)=0, \dot{x}(0)=v_0$ 로 가진될 경우 댐퍼는 Fig. 8

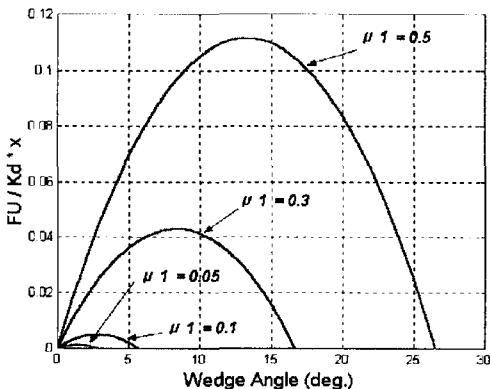


Fig. 6 Effect of α on unloading damper force

과 같이 ① → ② → ③ → ④의 경로를 따라 작동하게 된다.

그림에서 보는 바와 같이 마찰댐퍼에서는 댐퍼력의 방향이 질량 m 의 속도가 양(+)
일 경우와 음(-)
일 경우에 따라 달라지므로 운동방정식은 비선형방정식이 된다. 그러나, Fig. 8과 같이 변위 및 속도에 따라 4개의 구간으로 나누어 생각하면 운동방정식은 각 구간에서 선형적이 된다. 이 때 구간별 운동방정식은 다음과 같다.

구간 I. $x \geq 0, \dot{x} \geq 0$ 및 구간 III. $x \leq 0, \dot{x} \leq 0$

$$m\ddot{x} + kx + d_L x = 0$$

$$\ddot{x} + \frac{k}{m} \left(1 + \frac{d_L}{k} \right) x = 0$$

$$\ddot{x} + \omega_n^2 (1 + \eta_L) x = 0$$

$$\ddot{x} + \omega_{dL}^2 x = 0 \quad (17)$$

단, 여기서 ω_n = 고유진동수 $(k/m)^{1/2}$

$$\eta_L = d_L / k$$

$$\omega_{dL} = \omega_n \cdot (1 + \eta_L)^{1/2} \text{ 이다.}$$

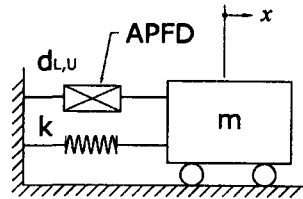


Fig. 7 A vibration system having an APFD

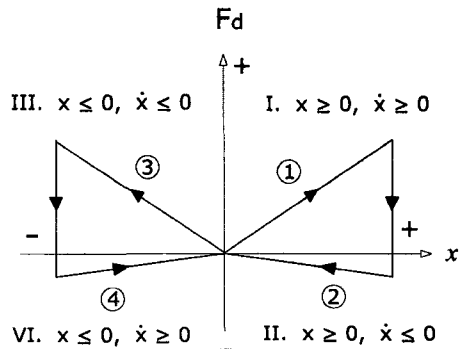


Fig. 8 Damper force at each quadrant

구간 II. $x \geq 0, \dot{x} \leq 0$ 및 구간 VI. $x \leq 0, \dot{x} \geq 0$

$$\begin{aligned}
 m\ddot{x} + kx - d_U x &= 0 \\
 \ddot{x} + \frac{k}{m} \left(1 - \frac{d_U}{k}\right) x &= 0 \\
 \ddot{x} + \omega_n^2 (1 - \eta_U) x &= 0 \\
 \ddot{x} + \omega_{dU}^2 x &= 0
 \end{aligned} \tag{18}$$

단, 여기서 $\eta_U = d_U / k_d$

$\omega_{dU} = \omega_n \cdot (1 - \eta_U)^{1/2}$ 이다.

이 식을 풀기 위하여 먼저 구간 I. 에서의 초기조건을 $x(0) = 0, \dot{x}(0) = v_0$ 로 놓고 해를 다음과 같은 조화운동으로 가정하여 구한다.

$$x = A \cos \omega_{dL} t + B \sin \omega_{dL} t \tag{19}$$

나머지 구간에서도 전(前) 구간의 최종변위 및 속도를 초기조건으로 놓고 해를 구할 수 있다. 이와 같이 구한 해를 임의의 n 번째 사이클에 대한 일반식으로 정리하면 각 구간별로 다음과 같다. ($n=1,2,3$)

구간 I. $x \geq 0, \dot{x} \geq 0$

$$\begin{aligned}
 \pi \left[\frac{(n-1)}{\omega_{dL}} + \frac{(n-1)}{\omega_{dU}} \right] \leq t \leq \pi \left[\frac{(n-1/2)}{\omega_{dL}} + \frac{(n-1)}{\omega_{dU}} \right] \\
 x = v_0 \frac{\delta^{2(n-1)}}{\omega_{dL}} \sin \{ \omega_{dL} t - \pi(n-1)(1+1/\delta) \}
 \end{aligned} \tag{20}$$

여기서, $\delta = \omega_{dU} / \omega_{dL}$ 이다.

구간 II. $x \geq 0, \dot{x} \leq 0$

$$\begin{aligned}
 \pi \left[\frac{(n-1/2)}{\omega_{dL}} + \frac{(n-1)}{\omega_{dU}} \right] \leq t \leq \pi \left[\frac{(n-1/2)}{\omega_{dL}} + \frac{(n-1/2)}{\omega_{dU}} \right] \\
 x = v_0 \frac{\delta^{2(n-1)}}{\omega_{dL}} \cos \{ \omega_{dU} t - \pi[(n-1) + (n-1/2)\delta] \}
 \end{aligned} \tag{21}$$

구간 III. $x \leq 0, \dot{x} \leq 0$

$$\pi \left[\frac{(n-1/2)}{\omega_{dL}} + \frac{(n-1/2)}{\omega_{dU}} \right] \leq t \leq \pi \left[\frac{n}{\omega_{dL}} + \frac{(n-1/2)}{\omega_{dU}} \right]$$

$$x = -v_0 \frac{\delta^{2(n-1/2)}}{\omega_{dL}} \sin \{ \omega_{dL} t - \pi(n-1/2)(1+1/\delta) \} \tag{22}$$

구간 IV. $x \leq 0, \dot{x} \geq 0$

$$\begin{aligned}
 \pi \left[\frac{n}{\omega_{dL}} + \frac{(n-1/2)}{\omega_{dU}} \right] \leq t \leq \pi \left[\frac{n}{\omega_{dL}} + \frac{n}{\omega_{dU}} \right] \\
 x = -v_0 \frac{\delta^{2(n-1/2)}}{\omega_{dL}} \cos \{ \omega_{dU} t - \pi[(n-1/2) + n\delta] \}
 \end{aligned} \tag{23}$$

이상과 같이 한 사이클을 4구간으로 나누어 해석한 결과 각 구간별로 $\tau_{1,3} = \pi/2\omega_{dL}, \tau_{2,4} = \pi/2\omega_{dU}$ 의 주기를 가짐을 알 수 있다. 즉, 감쇠가 없는 시스템의 자유진동 주기 $\tau = 2\pi/\omega_n$ 을 4등분한 주기와 근사함을 알 수 있다. 변위비례식 마찰댐퍼 시스템의 주기 τ_d 는 다음과 같다.

$$\tau_d = \pi \left(\frac{1}{\omega_{dL}} + \frac{1}{\omega_{dU}} \right) \tag{24}$$

3.2 임펄스 응답특성

식 (20)~(23)을 이용하여 변위비례식 마찰댐퍼 시스템의 임펄스 가진시의 응답과 위상궤적(phase trajectory)을 그려보면 Fig. 9 및 Fig. 10과 같다.

4. 응답특성 비교

마찰력이 F_0 인 쿨롱댐퍼 시스템의 자유진동 응답

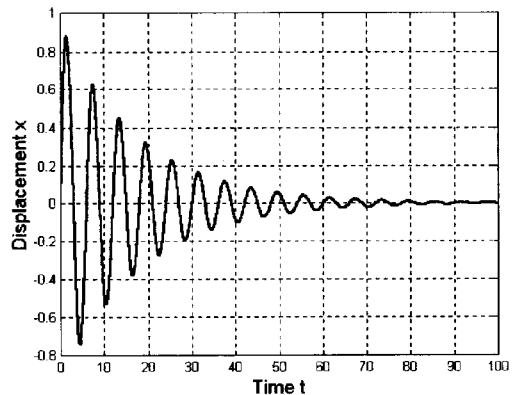


Fig. 9 Impulse response of APFD system ($d_L = 0.3, d_U = 0.07, m = 1, k = 1, v_0 = 1$)

특성을 해석해 보면 진폭은 매 싸이클당 $4F_o/k\psi$ 일정하게 선형적으로 감소함을 알 수 있다(Fig. 10). 즉, 쿨롱댐퍼 시스템의 진폭감소율은 다음과 같이 시간 t 의 1차식으로 표현된다.

$$x = \frac{-4 F_o}{k} \left(\frac{1}{\tau_c} \right) t + x_o \quad (25)$$

τ_c 는 주기로써 $\tau_c = 2/n$ 이다.

그리고, 점성댐퍼 시스템의 자유진동시 진폭은 지수함수적으로 감소한다. 이를 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$x = x_o e^{-\xi \omega_n t} \quad (26)$$

여기서, ξ 는 감쇠비(damping ratio)이다. 점성댐퍼 시스템의 주기 τ_v 는 $\tau_v = 2/n$ 이다.

Fig. 9와 같이 변위비례식 마찰댐퍼 시스템의 응답 특성을 보면 점성댐퍼의 경우와 매우 흡사함을 알 수 있다. 따라서, 변위비례식 마찰댐퍼 시스템의 진폭감소율을 지수함수로 가정하고 식 (20)~(23)을 이용하여 계수를 구하면 다음과 같은 변위비례식 마찰댐퍼 시스템진폭감쇠식을 얻을 수 있다.⁽⁹⁾

$$X = X_o e^{at} \quad (27)$$

여기서, $X_o = \frac{v_o}{\omega_{dL}} e^{-\frac{\pi}{2} \frac{1}{\omega_{dL}} \frac{1}{\tau_d} \ln \delta^2}$

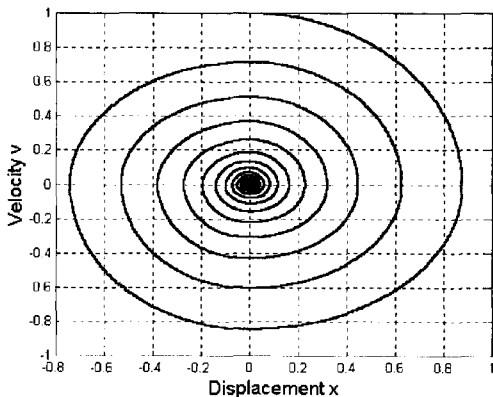


Fig. 10 Phase trajectory of impulse response ($d_L = 0.3$, $d_U = 0.07$, $m = 1$, $k = 1$, $v_0 = 1$)

$$a = \frac{1}{\tau_d} \ln \delta^2$$

식 (27)를 이용하여 진폭감쇠 곡선을 그려보면 Fig. 12과 같이 정확하게 변위응답곡선과 일치함을 알 수 있다. 따라서, 본 연구에서 해석한 것과 같은, 마찰력이 변위에 선형적으로 비례하는 변위비례식 마찰댐퍼는 마찰댐퍼이면서도 감쇠특성은 점성댐퍼와 유사함을 확인할 수 있다.

댐퍼의 감쇠가 더 빨리 진행되나, 쿨롱댐퍼의 경우 원점으로 돌아가기 전에 반드시 스틱이 발생한다. 이러한 특성은 대부분의 진동절연 시스템에 있어 바람직하지 못한 현상이다.

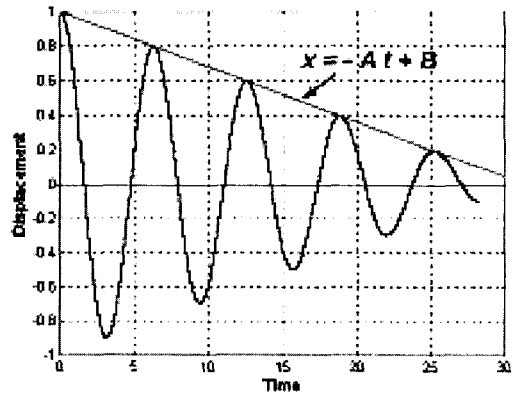


Fig. 11 Response of a Coulomb damper system

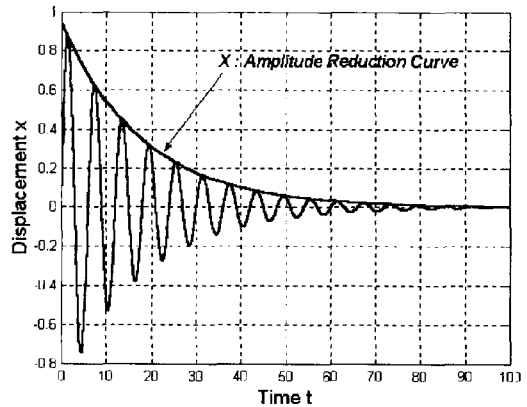


Fig. 12 Exponential decay of amplitude in impulse response of APFD system ($d_L = 0.3$, $d_U = 0.07$, $m = 1$, $k = 1$, $v_0 = 1$)

변위비례식 마찰댐퍼의 또 다른 특성은 시스템에 작용하는 외력이 사라지면 항상 원점으로 복귀한다는 것이다(Fig. 9). 만일, 변위비례식 마찰댐퍼와 쿨롱댐퍼의 한 사이클당 에너지 손실량을 같게 한다면 쿨롱

스틱현상은 스프링력 $k \cdot x$ 가 마찰력보다 작아지는 순간 발생하며 스틱의 발생 시점은 초기조건 및 외력에 따라 달라진다.

외력이 사라질 때 항상 시스템의 원점으로 복귀하는 특성은 많은 시스템에 있어 반드시 필요한 요구특성이다.

5. 결 론

본 연구에서는 변위비례식 마찰댐퍼를 고안하고 이에 대한 수학적 모델링을 행하였다. 그리고 고안된 댐퍼의 감쇠특성을 파악하기 위하여 임펄스 가진 시의 응답특성을 해석적으로 구하였다.

본 연구를 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

(1) 변위비례식 마찰댐퍼에서 마찰력 혹은 댐퍼력은 웻지각, 마찰계수 및 웻지스프링 상수의 함수이다.

(2) 로딩 시의 마찰력은 웻지각이 증가할수록 증가하나, 언로딩 시에는 어느 한도 이상이면 댐퍼력은 상실된다. 언로딩 시의 댐퍼력은 로딩 시의 댐퍼력에 비해 매우 작다. 그러므로, 경우에 따라서 언로딩 댐퍼력은 무시할 수 있다.

(3) 마찰력이 변위에 따라 선형적으로 증가하는 변위비례식 마찰댐퍼의 감쇠특성은 점성댐퍼와 같이 지수함수적이다. 따라서, 점성댐퍼의 특성이 요구되나 작동 환경상 점성댐퍼의 설치가 곤란한 경우, 변위비례식 마찰댐퍼를 적용할 수 있다.

(4) 변위비례식 마찰댐퍼에서는 외력이 제거되면 항상 시스템의 원점으로 복귀한다. 단순 쿨롱댐퍼시스템에서는 외력이 제거되어도 마찰력에 의해 원점복귀가 되지 않으나, 변위비례식 마찰댐퍼 시스템에서는 항상 원점 복귀가 가능하므로 단순 쿨롱댐퍼에 비해 장점이라 할 수 있다.

참 고 문 헌

(1) Hwang, W. and Kim, K., 1996, A Study on an Analysis of Torsional Vibration of a Driveline of Heavy Duty Truck, J. of Korean Society of

Precision Engineering, Vol. 13, No. 3, pp. 132~140.

(2) Gardner, John F. and Cusumano, Joseph P., 1997, Dynamic Models of Friction Wedge Dampers, Proceedings of the IEEE/ASME Joint Railroad Conference, MA Boston, March 18-20, pp. 65~69.

(3) Panning, L., Sextro, W. and Popp, K., 2000, Optimization of Interblade Friction Damper Design," ASME Paper 2000-GT-541, pp. 1~8.

(4) Thomson, William T. and Dahleh, Marie D., 2001, Theory of Vibration with Application, Tech, pp. 28, 33.

(5) Hartog, J. P. Den, 1931, Forced Vibrations with Combined Coulomb and Viscous Friction, Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, 53-9, pp. 107~115.

(6) Anderson, J. R. and Ferri, A. A., 1990, Behavior of a Single-Degree-of-Freedom System with a Generalized Friction Law, Journal of Sound and Vibration, 140(2), pp. 287~304.

(7) Makris, Nicos and Constantinou, M. C., 1991, Analysis of Motion Resisted by Friction, I. Constant Coulomb and Linear Coulomb Friction, Mech. Struct. & Mach., 19(4), pp. 477~500.

(8) Hong, H. -K., 2000, Coulomb Friction Oscillator: Modeling and Responses to Harmonic Loads and Base Excitations, Journal of Sound and Vibration, 229(5), pp. 1171~1192.

(9) Park, D. H. and Choi, M. J., 2003, Vibration Analysis of an Amplitude Proportional Friction Damper System, Journal of Korean Society of Precision Engineering, Vol. 20, No. 5.

(10) Inman, J. Daniel, 2001, Engineering Vibration, 2nd ed, Prentice Hall, Inc, pp. 170~172.

(11) Park, C.H.Ahn, S.J. and Park, H.C., 2003, Vibration Control of Beams Using Mechanical-electrical Hybrid Passive Damping System, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 8.

(12) Lee, D.C., 2003, Improvement of Dynamic Characteristics of Torsion on the Marine Propulsion Shafting System with Elastic Rubber Coupling, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 12.