

2 자유도계 모델을 이용한 디스크 브레이크 스킵 소음에 대한 댐핑의 영향에 관한 연구

The Effect of Damping of a Two-degree-of-freedom Model for the Disc Brake Squeal Noise

신기홍[†] · 조용구* · 오재응**

Kihong Shin, Yong-goo Joe and Jae-Eung Oh

(2002년 11월 25일 접수 : 2003년 11월 19일 심사완료)

Key Words : Limit Cycle(극한 사이클), Stick-slip(스틱-슬립), Negative Damping(음의 댐핑), Phase Space(위상 공간), Self-excited Vibration(자력 진동)

ABSTRACT

A two-degree-of-freedom model is suggested to describe basic dynamical behaviors of the interaction between the pad and the disc of a disc brake system. Although a pad (and a disc) has many modes of vibration in practice, only one mode of each component is considered. In this paper, a linear analysis is performed by means of the stability analysis to show various conditions for the system to become unstable, and is based on the assumption that the existence of limit cycle (this corresponds to an unstable equilibrium point inside the limit cycle) represents the squeal state of the disc brake system. The results of the stability analysis show that the damping of the disc is as much important as that of the pad, whereas the damping of the pad only is considered in most practical situations.

1. 서론

지난 십수 년간, 디스크 브레이크 스킵 소음과 이와 관련된 패드와 디스크 사이의 마찰 접촉면의 안정성 해석에 관한 많은 연구 이루어져 왔다. 대부분의 많은 연구들은 LPM (lumped parameter method)^(1~4) 혹은 FEM (finite element method)^(5~7)을 기반으로 하고 있다. 특히, Matsui 등(1992)은 이 두 방법을 결합시켰으며⁽⁸⁾ 홀로그래피를 이용한 방법⁽⁹⁾ 및 실험적인 방법⁽¹⁰⁾ 등이 소개되었다.

본 연구에서 기술된 방법은 LPM으로 분류 될 수 있으며, 기본적인 아이디어는 FEM에 근간을 두고 있는 방법과 유사 하다고 할 수 있다. 즉, 브레이크 시스템의 모델을 선정한 뒤, 그 시스템의 특성방정식의 고유값의 실수부를 구하여 안정성 해석을하는 것을 의미한다. 고유값의 실수부가 음의 부호를 가진다면 그 시스템은 안정 하다고 할 수 있고, 그렇지 않다면 불안정하다고 할 수 있다. 그리고, 패드와 디스크사이의 마찰 특성을 고려하면, 입력 성분(힘)이 마찰력이 되고 그것은 복잡한 형태로 접촉면에 분포되어 있다. 이론적으로 이러한 분포 마찰력은 작동상태에 있는 디스크 및 패드의 모드와 패드에 가해지는 압력을 측정 함으로써 얻어 질 수 있다. 그러나 디스크가 회전하고 있을 때 각각의 모드를 측정한다는 것

† 책임저자 : 정회원, 국립안동대학교 기계공학부
E-mail : kshin@andong.ac.kr

Tel : (054) 820-5885, Fax : (054) 820-5885

* 정회원, 한양대학교 대학원 자동차공학과

** 정회원, 한양대학교 기계공학부

은 매우 어렵기 때문에, 자유조건에서 모드해석에 의해서 구한 각각의 모드를 이용하는 경우도 있다. 최근에 이러한 분포 마찰력에 관한 FEM 모델이 소개되기도 하였다.⁽⁷⁾

그러나 본 연구에서 소개된 수학적 모델의 목표는 가능한 한 단순한 방법을 이용하여 마찰 메커니즘이 시스템에 미치는 영향을 파악하고 안정성 해석을 통하여 기본적인 동적 특성을 이해 하는 것이다. 즉, 본 연구를 통하여 스킵 소음의 기본적인 메커니즘을 이해할 수 있으며, 적합한 안정성 조건을 찾아 내도록 한다.

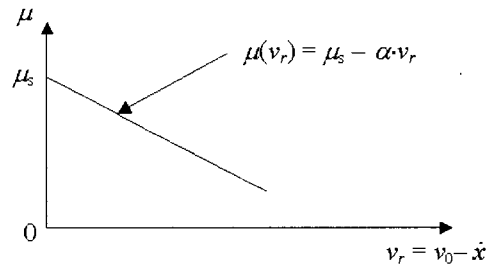
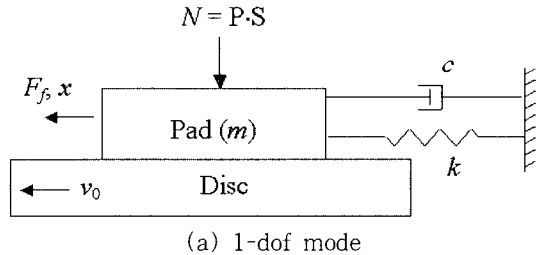
단순한 1자유도계 시스템에 대한 안정성해석은 Crolla 등(1990)과 Matsui 등(1992)에 의해 분석되었지만^(2,8) 이 모델은 지나치게 단순화 하였기 때문에 실제적인 물리적 현상을 적절하게 표현 하지는 못하였다. 그들의 연구에서는 스킵 현상이 스틱-슬립(stick-slip) 과 같은 비선형 자력진동에 의하여 유발되는 것이며 자력진동의 동적 현상은 위상공간(phase space)에서 극한 사이클(limit cycle) 형태로 나타난다는 사실을 바탕으로 하였다. 그 이유는 극한 사이클이 위상공간에서 원의 형태로 나타나고 극한 사이클의 존재 여부는 평형점(equilibrium point)의 안정성에 의존하기 때문에 선형 해석이 가능하게 되기 때문이다. 즉, 선형 시스템이 불안정한 경우 원래의 비선형 시스템은 불안정한 평형점을 포함하게 되어 자력진동이 일어나며 이는 곧 스킵 현상을 의미하게 된다. 따라서 마찰 메커니즘을 포함하는 수학적 선형 모델을 구성한 뒤 그 모델의 안정성 해석을 통하여 스킵 소음의 발생 메커니즘을 이해할 수 있다. 그러나, 많은 다른 연구들과 마찬가지로 그들의 연구에서는 주로 패드의 거동에만 관심을 두었으나, 본 연구에서는 디스크의 거동을 포함한 2자유도계 모델로 확장 시켜서 패드와디스크 사이의 상호작용을 분석하였다. 또한, 스킵 소음의 발생 조건을 찾아 내기 위한 안정성 해석을 시스템의 댐핑에 중점을 두어 수행하였다. 일반적으로 대부분의 실제적인 상황에서는 패드의 댐핑이 고려되어 적절한 댐핑 처리가 이루어지고 있으나, 본 연구 결과는 디스크의 댐핑 또한 패드의 댐핑과 동시에 중요하게 다루어져야 함을 보였다.

2. 1 자유도계 모델의 개관

본 장에서는 디스크 브레이크 스킵 소음의 기본적

인 원리를 Crolla 등(1990)과 Matsui 등(1992)이 사용한 1자유도계 모델을 통하여 간략히 소개 하였다. 이 모델은 스킵 소음의 많은 원인들 중 하나인 면내진동(in-plane vibration)에 의한 소음 발생의 기본적인 메커니즘을 설명해 주고 있다. 즉, 이러한 스킵 소음은 스틱-슬립(stick-slip) 현상의 비선형 진동으로부터 유발되는 것으로 알려져 있으며⁽¹¹⁾ 동적 현상은 극한 사이클(limit cycle) 형태로 나타난다. 또한 극한 사이클의 존재 여부가 스킵 소음과 관련이 있다는 것을 가정함으로써, 선형화 된 시스템의 안정성 해석을 통하여 선형 분석이 가능해 진다. 그 이유는 극한 사이클의 존재여부는 극한사이클 내부의 평형점(equilibrium point)의 안정성에 의존하기 때문이다. 이러한 가정을 기초로 하여 1자유도계 시스템의 선형 해석이 다음과 같이 기술되어 질 수 있다.

Fig. 1(a)에서 나타낸 것과 같이, 패드와 디스크의 접촉면은 동마찰계수에 의존하는 외부 마찰력의 원천이 된다. 또한 외부 힘(마찰력)은 동마찰계수와 함께 패드에 작용하는 수직력(브레이크 력)에 의해서 생성



(b) Dynamic friction coefficient

Fig. 1 1-degree-of-freedom model for a disc brake system (m : pad mass, v_0 : disc speed, v_r : relative velocity, F_f : friction force, $\mu(v_r)$: dynamic friction coefficient, μ_s : static friction coefficient, N : braking force, P : pressure, S : area), α : gradient of the dynamic friction coefficient

된다. 패드는 하나의 자유도를 가지도록 모델링 되고 회전하는 디스크는 질량은 없고 단지 일정한 속도를 갖는 것으로 모델링 되었다. Fig. 1(b)에서는 동마찰 계수가 패드와 디스크의 상대속도의 함수로 나타낸 것을 볼 수 있다. 이것은 동마찰계수, $\mu(v_r)$ 이 상대 속도에 대해서 음의 기울기를 가지며 선형적이라는 것을 의미한다. 보다 실질적인 동마찰계수를 위한 모델은 여러 가지 형태로 표현 할 수 있으나, 본 연구에서는 그림에서와 같은 선형 마찰계수 모델을 사용하였다.

Fig. 1의 운동방정식은 다음과 같다.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_f = N(\mu_s - \alpha v_r)$$

$$v_r = v_0 - \dot{x} \tag{1}$$

위 식 (1)은 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$m\ddot{x} + (c - N\alpha)\dot{x} + kx = N(\mu_s - \alpha v_0) \tag{2}$$

그리고 식 (2)의 특성방정식은 다음과 같다.

$$m\lambda^2 + (c - N\alpha)\lambda + k = 0 \tag{3}$$

또한 식 (3)의 해는 식 (4)와 같다.

$$\lambda = \frac{-(c - N\alpha) \pm \sqrt{(c - N\alpha)^2 - 4mk}}{2m} \tag{4}$$

식 (4)는 ' $c - N\alpha < 0$ ' 일 때 시스템이 불안정함을 나타낸다(즉, 근의 실수부가 양의 값을 가진다). 이것의 의미는, 근의 실수부가 양의 값을 가질 때 브레이크 시스템이 불안정하게 되어서 스컬 소음이 발생 할 수 있음을 의미한다. 다른 말로 하면, 마찰력에 기인한 진동이 증폭되고 발산된다는 것으로 이해 될 수 있다.

이 시스템의 안정성 조건은 마찰력에 의해 유발된 음의 댐핑항($-N\alpha$)이 시스템을 안정하게 하기 위해서는 패드의 댐핑 보다는 작아야만 한다는 것을 말한다. 이러한 결과는 비교적 단순한 해석이지만, 시스템의 불안정성과 스컬 소음의 본질에 관한 핵심을 제공한다. 그러나 위의 1 자유도 모델은 패드와 디스크사이의 상호작용을 포함하지 않을 뿐만 아니라 패드와 디스크의 상대 운동에 관한 정보를 제공하지 못하는 단점이 있다. 따라서 디스크의 질량을 고려한 2 자유

도계 모델의 분석이 필요하며 다음 장에서 논의 하였다.

3. 2 자유도계 모델과 안정성 해석

앞 장에서는, 단지 패드만이 1 자유도계로써 고려되었고 디스크에 대하여 고려된 바는 없었다. 그 이유는 다음과 같이 설명 될 수 있다. 스컬 소음은 주로 2 kHz ~ 10 kHz사이에서 발생하는 높은 주파수 소음이며 일반적으로 패드와 디스크 진동의 커플링에 의해서 발생하게 되며, 대부분 패드 진동의 영향이 그와 같은 고 주파수 소음에 기여도가 높은 것으로 평가되고 있기 때문이다. 따라서, 일반적으로 패드 뒷면에 댐핑심(damping shim)을 부착시켜 패드에 추가적인 댐핑 처리를 하고 있다. 그러나 스컬 소음은 충분한 댐핑을 패드에 처리하는 경우에도 발생하며, 때로는 댐핑심에 의해서 소음이 더 악화되기도 한다는 보고가 있다. 본 연구에서는 패드뿐만 아니라 디스크도 매우 중요하게 다루어져야 하고, 댐핑심이 스컬 소음에 대한 지속적인 해결책이 될 수 없음을 보여준다.

패드와 디스크가 외부 가진력(마찰력)의 원천이 되는 가상적인 마찰 면에 의해서 연결되고 각각의 진동 모드를 가지고 있다고 가정하면 2 자유도계 모델은 Fig. 2와 같이 나타낼 수 있다.

Fig. 2에서 하첨자 1과 2는 패드와 디스크를 각각 나타낸다. Fig. 2에 나타낸 시스템의 동적특성은 사용하는 마찰모델에 따라서 큰 차이를 나타낼 수 있으나, 본 연구에서는 앞 장의 1 자유도계에서 사용된 것과 같은 동마찰계수 모델을 사용하였다. 즉, 동마찰계수는 $\mu = \mu_s - \alpha v_r$ 이며, 이때의 상대 속도는 디스크

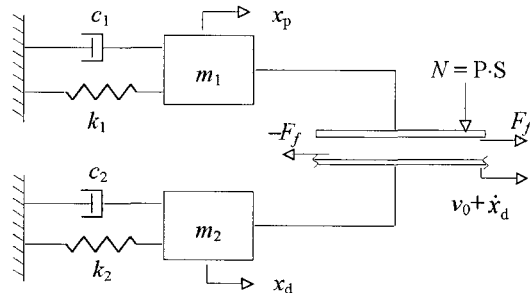


Fig. 2 Two-degree-of-freedom model
(relative velocity: $v_r = v_0 + \dot{x}_d - \dot{x}_p$)

의 변위 성분도 고려되었다. 이 경우의 마찰력은 다음과 같다.

$$F_f = N(\mu_s - \alpha v_r) = N(\mu_s - \alpha v_0) + N\alpha(\dot{x}_p - \dot{x}_d) \quad (5)$$

따라서 운동방정식은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_p + c_1 \dot{x}_p + k_1 x_p &= N(\mu_s - \alpha v_0) + N\alpha(\dot{x}_p - \dot{x}_d) \\ m_2 \ddot{x}_d + c_2 \dot{x}_d + k_2 x_d &= -N(\mu_s - \alpha v_0) + N\alpha(\dot{x}_d - \dot{x}_p) \end{aligned} \quad (6)$$

식 (6)를 다시 재구성 하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_p + c_1 \dot{x}_p - N\alpha(\dot{x}_p - \dot{x}_d) + k_1 x_p &= N(\mu_s - \alpha v_0) \\ m_2 \ddot{x}_d + c_2 \dot{x}_d - N\alpha(\dot{x}_d - \dot{x}_p) + k_2 x_d &= -N(\mu_s - \alpha v_0) \end{aligned} \quad (7)$$

Fig. 2의 시스템은 식 (7)에 근거하여 Fig. 3에서와 같이 다시 표현될 수 있다. 여기에서, 마찰력 항은 두개의 부분으로 나누어 생각해 볼 수 있으며, 하나는 상태변수와 관련된 것이고 다른 하나는 정마찰계수와 직접 관련된 항으로써 독립적인 외력 성분으로 고려될 수 있다. 이러한 외력성분은 'F_{ext}'로 Fig. 3에 나타내었다.

Fig. 3은 1자유도계 모델에서와 유사하게, 음의 댐핑효과를 나타내는 'Nα'항이 가장 중요한 요소임을 알 수 있다. 안정성 해석을 위한 식 (7)의 특성방정식은 다음과 같다.

$$\det \begin{bmatrix} \lambda^2 + c_{11}\lambda + k_{11} & c_{12}\lambda \\ c_{21}\lambda & \lambda^2 + c_{22}\lambda + k_{22} \end{bmatrix} = 0 \quad (8)$$

여기에서,

$$\begin{aligned} c_{11} &= \frac{c_1 - N\alpha}{m_1}, & c_{22} &= \frac{c_2 - N\alpha}{m_2}, & c_{12} &= \frac{N\alpha}{m_1}, \\ c_{21} &= \frac{N\alpha}{m_2}, & k_{11} &= \frac{k_1}{m_1}, & k_{22} &= \frac{k_2}{m_2} \end{aligned}$$

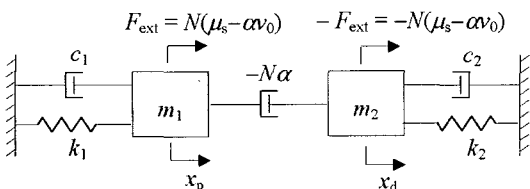


Fig. 3 Modified two-degree-of-freedom model

이고, 식 (8)은 $\lambda^4 + a_1\lambda^3 + a_2\lambda^2 + a_3\lambda + a_4 = 0$ 의 형태가 된다. 여기서, 안정성 조건식(routh stability criterion)⁽¹²⁾을 사용하면 안정성 해석을 위한 다음과 같은 배열을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} 1 & a_2 & a_4 \\ a_1 & a_3 & 0 \\ \frac{a_1 a_2 - a_3}{a_1} & a_4 & 0 \\ \frac{a_1 a_2 a_3 - a_1^2 a_4 - a_3^2}{a_1 a_2 - a_3} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

여기에서,

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{m_2(c_1 - N\alpha) + m_1(c_2 - N\alpha)}{m_1 m_2}, \\ a_2 &= \frac{(c_1 - N\alpha)(c_2 - N\alpha) - (N\alpha)^2 + m_1 k_2 + m_2 k_1}{m_1 m_2}, \\ a_3 &= \frac{k_1(c_2 - N\alpha) + k_2(c_1 - N\alpha)}{m_1 m_2}, \\ a_4 &= \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} \end{aligned}$$

이다. 따라서, 이 시스템은 다음과 같은 조건을 만족시킬 때 불안정 하게된다(즉, 스윙 소음이 발생한다고 생각할 수 있다). or

$$\begin{aligned} a_1 < 0, \text{ or } a_2 < 0, \text{ or } a_3 < 0, \text{ or } a_4 < 0, \text{ or} \\ a_1 a_2 - a_3 < 0 \text{ or} \\ a_1 a_2 a_3 - a_1^2 a_4 - a_3^2 < 0 \end{aligned} \quad (10)$$

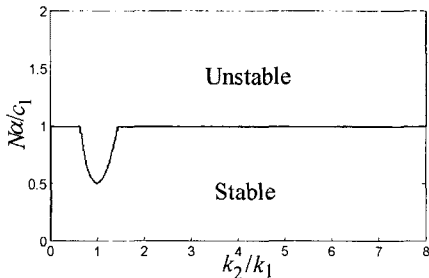
식 (10)을 바탕으로 하여 다양한 조건에 대한 시스템의 안정성 해석을 하였다. 앞에서 언급한 바와 같이, 'Nα'항이 가장 중요한 요소이고, 'Nα'항은 댐핑계수와 같은 단위를 가지므로 편의상 'c₁'에 대해 정규화하여 해석하였다(즉, 'Na/c₁'). 그리고 다른 정규화된 시스템 인자들 (m₂/m₁, k₂/k₁, c₂/c₁)에 대한 정규화된 'Na/c₁'항의 추이를 조사하여 안정 영역과 불안정 영역의 분포를 분석하였다. Fig. 4는 'Na'항과 강성항들(k₁과 k₂) 사이의 관계를 보여준다. 그림에서 보여지듯이, 두 강성항들의 차이가 크고 댐핑이 증가할수록 시스템은 더욱 안정해짐을 알 수 있

다(즉, 안정 영역이 증가하였다). 또한 'Na'항을 질량 항들(m_1 과 m_2)과 비교하였고, 결과는 Fig. 5에 나타내었다.

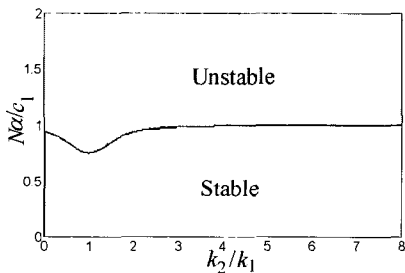
이 경우에도 그림에 나타낸 것과 같이 Fig. 4에서의 결과와 매우 유사한 결과를 얻을 수 있었다. 즉, 시스템은 패드와 디스크의 고유진동수가 같을 때 안정 영역이 최소가 되는 것을 나타낸다. 따라서, 패드와 디스크 진동의 모드가 일치되는 것을 피해야 함을 알 수 있다. Fig. 4 와 Fig. 5에서 나타낸 결과로부터, 안정된 시스템의 정규화된 'Na/c₁'항은 '1' 보다 크지 않다는 것을 알 수 있다. 따라서, 두 고유진동수의 차이가 클 때(약 2배 이상 차이가 나는 경우)의 안정성 조건은 'Na'의 크기가 패드와 디스크의 댐핑계수(c_1

과 c_2)보다 작아야 한다는 것을 알 수 있다. 마지막으로, 정규화된 'Na/c₁'항을 시스템의 질량 과 강성의 변화에 따른 정규화된 댐핑계수(c_2/c_1)와 비교하였다. 그 결과들은 Fig. 6에 나타내었으며 이전의 결과 들을 더욱 뒷받침 해주고 있다. 즉, 패드와 디스크의 고유 진동 모드가 서로 가까워 질수록 스켈소음이 발생할 가능성이 높다는 것을 나타낸다.

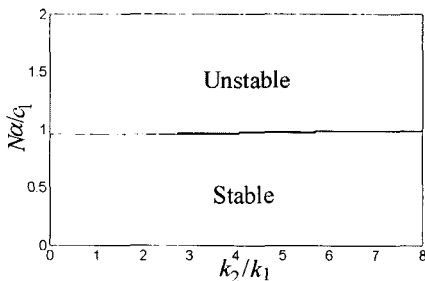
또한 Fig. 6의 결과는, 댐핑값이 커짐에 따라서 시스템이 더욱 안정해짐을 보여준다. 위에서 나타낸 그림들의 주의깊은 관찰로부터 안정 영역은 정규화된 'Na/c₁'항에 대응하는 세로축에서 '1'을 초과 하지 않음을 알 수 있으며, 또한 안정성을 항상 유지하기 위해서 정규화된 댐핑(c_2/c_1)은 정규화된 'Na/c₁'항의



(a) ($m_2/m_1, c_2/c_1$)

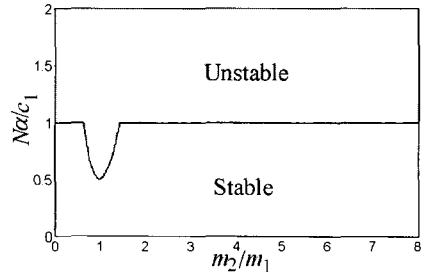


(b) ($m_2/m_1, c_2/3c_1$)

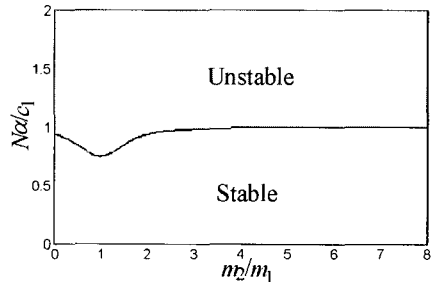


(c) ($m_2/m_1, c_2/20c_1$)

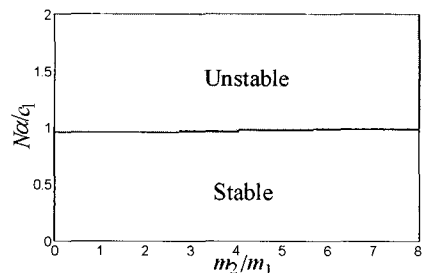
Fig. 4 Stability area('Na/c₁' versus ' k_2/k_1 ')



(a) ($k_2/k_1, c_2/c_1$)



(b) ($k_2/k_1, c_2/3c_1$)

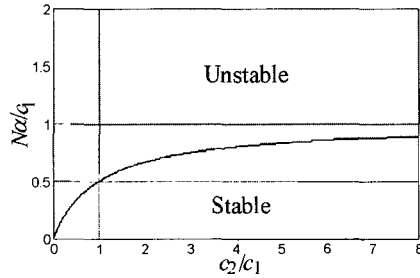


(c) ($k_2/k_1, c_2/20c_1$)

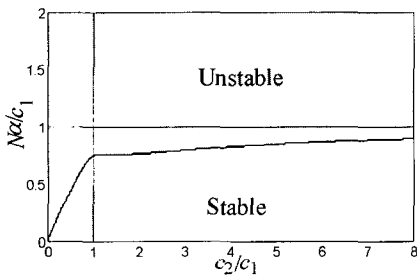
Fig. 5 Stability area('Na/c₁' versus ' m_2/m_1 ')

2배보다 작지 않아야 한다(Fig. 6(a)의 가로축 '1'과 세로축 '0.5'에 해당되는 점). 그리고 Fig. 4(a)와 Fig. 5(a)에서의 같은 점을 비교해보면 다음과 같은, 시스템이 항상 안정할 수 있는 조건을 유도해 낼 수 있다. 즉, 위 시스템이 항상 안정하기 위해서는 ' $2Na$ '

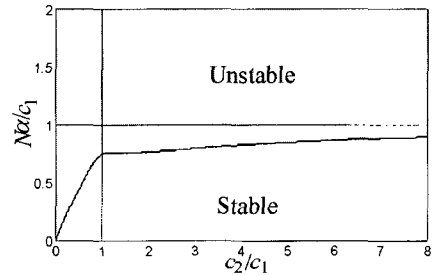
의 크기가 c_1 과 c_2 보다 반드시 작아야만 한다. 이 의미를 다시 말하면, 댐핑 계수들 중 어느 하나가 ' $2Na$ '보다 작다면 시스템은 불안정해지고 스킬 소음이 발생할 수 있다는 것을 의미한다. 이는 ' Na '항의 중요성을 나타내며, 이 항의 물리적인 의미는 시스템



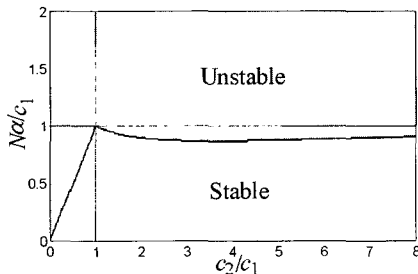
(a) ($m_2 = m_1, k_2 = k_1$)



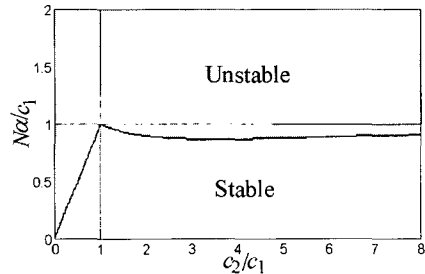
(b) ($m_2 = 1.3m_1, k_2 = k_1$)



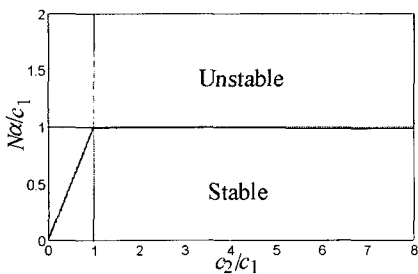
(c) ($m_2 = m_1, k_2 = 1.3k_1$)



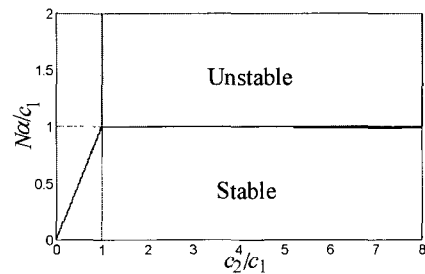
(d) ($m_2 = 1.6m_1, k_2 = k_1$)



(e) ($m_2 = m_1, k_2 = 1.6k_1$)



(f) ($m_2 = 5m_1, k_2 = k_1$)



(g) ($m_2 = m_1, k_2 = 5k_1$)

Fig. 6 Stability area (' Na/c_1 ' versus ' c_2/c_1 ') for various combinations of system parameters

에 에너지를 공급하는 음의 댐핑향으로써 작용하고 있다는 것이다. 따라서, 시스템의 댐핑에 의한 에너지 소산이 ' $N\alpha$ '항에 의한 에너지 공급보다 작으면, 그 시스템은 불안정하여 스킨 소음을 발생 시킨다고 생각 할 수가 있다. 이상의 결과들은 다음과 같이 요약 할 수가 있다.

(1) 시스템은 패드와 디스크의 고유진동수가 가까워 질수록 불안정해 진다. 즉, 이러한 조건에서는 시스템이 가장 작은 안정 영역을 가지게 된다.

(2) 댐핑의 증가는 안정 영역을 확대시키는 결과를 가져온다.

(3) 시스템이 항상 안정해지기 위해서, 다음과 같은 두 가지의 안정성 조건이 요구된다.

$$\min(c_1, c_2) > N\alpha \text{ (고유진동수의 차이가 클 때)}$$

$$\min(c_1, c_2) > 2N\alpha \text{ (고유진동수가 비슷할 때)}$$

여기에서, $\min(\cdot)$ 은 두 값들 중에서 작은 값을 나타낸다. 위의 안정성 조건에서 다음과 같은 사실을 알 수 있다. 패드와 디스크의 고유진동수가 같은 경우에 안정성 조건을 만족시키기 위해서는 고유진동수의 차이가 클때보다 두배 많은 댐핑이 시스템에 가해 져야만 한다는 것이다. 또한 이러한 안정성 판별식은 매우 중요한 물리적인 의미를 가지게 되는데, 그것은 바로 댐핑이 단지 패드에만 가해지고 디스크에 적절한 크기의 댐핑이 가해지지 않는다면 그 시스템은 불안정해 질 수도 있다는 것이다. 따라서 스킨 소음을 방지하기 위해서는 디스크에도 어느 정도의 추가적인 외부 댐핑을 고려해야만 한다는 것을 알 수 있다.

4. 결 론

본 연구에서는 브레이크 스킨 소음의 기본적인 메커니즘을 이해하기 위하여 기존의 1 자유도 모델을 수정한 2자유도계 모델이 소개 되었다. 이 모델은 패드와 디스크 각각의 진동 모드를 고려함으로써 패드와 디스크사이의 상호 작용을 나타낼 수 있다. 또한 패드와 디스크사이의 가상 접촉면을 도입 함으로써 패드와 회전하는 디스크사이의 상호작용을 보다 쉽게 설명할 수 있도록 하였다.

제안된 2자유도 모델의 안정성해석을 통하여 다음과 같은 사실을 파악 하였다. 첫째로, 패드와 디스크의 고유진동수가 비슷할 때에는 스킨 소음의 가능성

이 높아지고, 스킨 소음을 저감하기 위해서는 두 진동 모드가 충분히 멀리 떨어져 있어야 한다. 둘째로, 시스템의 댐핑이 가장 중요한 인자로 고려되어야 하며 스킨 소음을 저감하기 위해서는 패드와 디스크 양쪽 모두의 댐핑이 중요하다는 것이 밝혀 졌다. 따라서 실제 현장에서는 패드뿐만 아니라 디스크에도 적절한 댐핑처리를 해 주는 것이 바람직하다고 할 수 있다. 이러한 결과는 여러 다른 연구자들의 실험 결과들과 공통점을 가지고 있다. Jacobsen(1986)은 댐핑을 증가시켜 브레이크의 소음을 줄일 수 있음을 보여 주었으며⁽¹³⁾, 특히 Earles 등(1985)의 결과는 상대적으로 댐핑이 작은디스크에 댐핑을 추가함으로써 스킨발생을 다소 줄일 수 있지만 패드의 댐핑만으로는 스킨소음을 줄일 수 도 있고 커지게 할 수 도 있다는 것을 보여준다.⁽¹⁴⁾ 이는 패드와 디스크의 댐핑을 동시에 증가시켜야 한다는 본 논문의 연구결과와 유사하다고 할 수 있다. 마지막으로, 본 연구에서 제안된 2자유도 모델의 안정성 해석으로부터, 비록 스킨 현상을 완전히 이해할 수는 없지만, 디스크 브레이크 스킨 소음의 중요한 판별 조건과 마찰 메커니즘에 대한 통찰을 제공해줄 수 있다고 할 수 있다.

후 기

이 논문은 2002학년도 안동대학교 학술연구 조성비에 의하여 연구 되었음.

참 고 문 헌

- (1) Brooks P. C. Crolla D. A. Lang A. M. and Schafer D. R., 1993, "Eigenvalue Sensitivity Analysis Applied to DiscBrake Squeal," Proceedings of IMechE, Vol. C444/004/93, pp. 135~143.
- (2) Crolla D. A. and Lang A. M., 1990, "Brake Noise and Vibration - The State of the Art," Proceedings of 17th Leeds - Lyon Symposium on Tribology, The University of Leeds, UK, pp. 165~174.
- (3) Earles S. W. E. and Chambers P. W., 1987, "Disc Brake Squeal Noise Generation: Predicting its Dependency on System Parameters Including

Damping," International Journal of Vehicle Design Vol. 8, No. 4/5/6, pp. 538~552.

(4) North M. R., 1976, "Disc Brake Squeal," IMechE Conference on Braking of Road Vehicles, Vol. C38/76, pp. 169~176.

(5) Ghesquiere H., 1992, "Brake Squeal Noise Analysis and Prediction," Proceedings of IMechE, Vol. C389/257, pp. 175~181.

(6) Earles S. W. E. and Chambers P. W., 1988, "Disc Brake Squeal - Some Factors which Influence its Occurrence," Proceedings of IMechE, Vol. C454/88, pp. 39~46.

(7) Lee Y. S., Brooks P. C., Barton D. C. and Crolla D. A., 1999, "A Study of Disc Brake Squeal Propensity Using a Parametric Finite Element Model," Proceedings of IMechE, Vol. C521/009/98, pp. 191~201.

(8) Matsui H., Murakami H., Nakanishi H. and Tsuda Y., 1992, "Analysis of Disc Brake Squeal," SAE Paper 920553, pp. 15~24.

(9) Fieldhouse J. D. and Newcomb T. P., 1993, "An Experimental Investigation Into Disc Brake Noise," Proceedings of IMechE, Vol. C444/036/93,

pp. 145~159.

(10) Nosseir T. A., Said M. A. R., EL Nahas N. S. and El Fetouh G. Abu, 1998, "Significance of Squeal in Disc Brake Design," International Journal of Vehicle Design, Vol. 19, No. 1, pp. 124~133.

(11) Popp K. and Stelter P., 1990, "Stick-slip Vibrations and Chaos", Phil. Trans. R. Soc. Lond. A", Vol. 332, pp. 89~105.

(12) Ogata K., 1970, Modern Control Engineering, Prentice-Hall, pp. 252~258.

(13) Jakobsen, J., 1986, "On Damping of Railway Brake Squeal," Noise Control Engineering Journal, September-October, pp. 46~51.

(14) Earles S. W. E. and Chambers P. W., 1985, "Predicting Some Effects of Damping on the Occurrence of Disc-brake Squeal Noise," ASME WAM Proc. Dynamic Systems & Control.

(15) 조용구, 신기홍, 이유엽, 오재응, 2002, "마찰기인 2자유도계 시스템의 자력진동에 대한 댐핑의 영향," 한국소음진동공학회논문집, 제 12 권, 제 7 호, pp. 502~509.