

디스크 브레이크의 마찰면에서 발생하는 스컬소음에 관한 실험적 연구

이해철* (명지대학교 대학원),
이원평 (인덕대학 기계과), 차경옥 (명지대학교 기계공학과)

An Experimental Study on the Squeal Noise Generated in Friction Surface of Disk Brake

H. C. Lee* (Graduate School Myongji Univ.),
W. P. Lee (In-Duk College), K. O. Cha (Myongji Univ.)

ABSTRACT : There are various noises generated by friction. Among the rest, eliminating squeal noise generated during braking is an important task for the improvement of vehicle passengers' comfort. The parameters affecting brake squeal noise are the material properties of the braking pad, the dynamic properties of the brake parts and the dimensions of the brake assembly etc. Also, the squeal noise changes its inherent form with the normal load and sliding speed. In this study, the characteristics of brake squeal noise generated by friction is analyzed experimentally. The experiment focused on the analysis of friction self-excited vibration and squeal noise level. Friction self-excited vibration is caused by the dry friction between pads and rotor, and occurs as a function of their relative sliding speeds. And Friction self-excited vibration is raised the brake squeal noise.

1. 서론

쾌적성과 정숙성을 저해하는 진동과 소음에는 여러 가지가 있을 수 있으나, 그 중에서 브레이크 소음은 제동시의 소음과 브레이크 부품의 타음, 노면 상하 압력에 의한 브레이크 부품이 진동하여 발생하는 소음 등이 있다. 제동시에 울리는 소음이 가장 빈번하게 나타나고 발생원인도 복잡하다. 이러한 제동 소음을 분류하면 스컬(Squeal), 저더(Judder), 그로운(Groan) 등으로 나눌 수 있고, 이들은 속도와 소음의 주파수 성분에 의해 분리할 수 있게 된다. 속도에 의해 분리하면, 저속에서는 스컬과 그로운이 나타나고, 고속에서는 저더가 나타난다. 또한 주파수 성분에 따라서 분리하면, 높은 주파수 범위인 1kHz~수 십 kHz에서는 스컬이, 낮은 주파수

범위인 수 십 Hz~500Hz 정도에는 그로운, 수 십 Hz~200Hz 정도에는 저더 등이 나타나게 된다.

한편, 브레이크의 진동을 일명 마찰 자러 진동이라고 부르며, 이 마찰 자러 진동은 패드와 로터 사이의 건마찰이 원인이 되고, 로터의 미끄럼 속도에 관계되는 함수로써 발생하게 된다. 또한 이러한 마찰 자러 진동은 브레이크에서의 스컬을 생성한다. 스컬은 주로 제동 말기에 발생하며 마찰재 재질, 주위 환경(온도, 습도 등), 브레이크 부품의 동특성 등의 여러 인자와 관련이 된다. 스컬을 저감시키는 방법으로는 마찰재의 마찰계수를 감소시키는 방법이 있으나 이는 필요한 제동성능을 만족하지 못하는 문제를 일으킬 수 있으므로, 브레이크 부품의 동특성을 변경함으로써 스컬을 저감할 수 있다.

브레이크 스컬의 역제는 현재까지 많은 연구자에 의해 연구되어 왔다.^(1~5) 스컬의 발생원인은 스틱 슬립(Stick slip)과 패드와 로터 사이의 마찰 진동, 마찰에 의한 비선형 진동 현상, 또한 브레이크 부품간의 커플링 현상 등으로 나눌 수 있다. Fosberry, Holubecki⁽⁶⁾ 등은 가변적인 마찰력이 μ -V 선도와 같이 속도에 따른 마찰계수의 변화에 근거함을 연구하였고, Spurr, Earles⁽⁷⁾, Soar 등은 가변적인 마찰력이 수직 항력에 의한 발생에 근거한 동적 불안정성에 관한 연구를 수행하였다. R. P. Jarvis, A. Watari, S. K. Rhee 등은 브레이크 패드의 마찰-속도 특성이 브레이크 구조물에서 어떠한 공진에 의해 가진되는 마찰진동을 생성하는 에너지원임을 증명하였다.^(8~10) 그리고 Holographic interferometry 기술^(11,12)의 사용은 브레이크 패드가 스컬 소음을 일으키는 일반적인 진동의 주요 구성요소임을 찾았다.

본 연구에서는 브레이크에서 스킬의 직접적인 원인이 되는 마찰 자력 진동을 해석하여 스킬을 저감하기 위하여 브레이크의 마찰 자력 진동과 스킬 사이의 관계를 주파수 해석을 통하여 해석하고자 한다.

2. 관련이론

스킬 생성에 대해서는 다음과 같은 두 가지 필요한 조건이 있다. 첫째는 스킬 에너지원이다. 스킬 에너지가 두 근원으로부터 기인된다고 생각할 수 있다. 하나는 패드와 로터 마찰 표면 사이의 μ -미끄럼 속도 특성이고, 다른 하나는 브레이크 구조의 진동 불안정이다. 둘째는 디스크 브레이크 구조물의 공진이다. 스킬은 브레이크 시스템이 공진 진동으로 운동할 때 일어난다. Fig. 1은 캘리퍼, 로터, 패드 그리고 다른 디스크 브레이크 부분 등의 형태에 따라 부합되는 감쇠(damping)와 접촉표면 감쇠는 브레이크 스킬의 입력 에너지를 감소시키는 인자라고 생각할 수 있다.

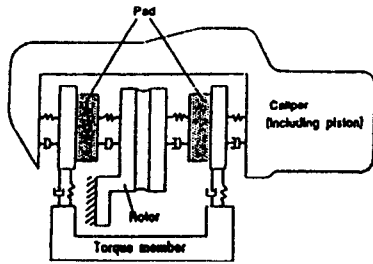


Fig. 1. Schematic diagram of brake

마찰력 변동이 마찰표면의 μ -미끄럼 속도 특성에 관계한다는 것을 알고 있고, 제안은 브레이크 시스템 진동을 안정화하기 위하여 각 변동 감소의 가능성을 확인하도록 행하여 졌다. Fig. 2에 보인 것처럼 단순한 1 자유도계 해석 모델이 연구에 사용되었다. 운동의 지배방정식은 다음과 같다.

$$m \cdot \ddot{X} + c \cdot \dot{X} + k \cdot X = F \quad (1)$$

$$F = N \cdot (\mu_d - b \cdot v) \quad (2)$$

$$v = V - \dot{X} \quad (3)$$

여기서, m 는 패드 질량이고, $\mu(v)$ 는 패드와 로터 사이의 마찰계수 즉, $(\mu_d - b \cdot v)$ 이다.

$\mu_d = \mu_d(0)$, N 은 제동력(패드에 적용한 효과적인 힘), V 는 로터 속도, F 는 마찰력이다.

식(1)에 식(2)와 식(3)을 대입하면, 다음의

표현이 얻어진다.

$$m \cdot \ddot{X} + (c - N \cdot b) \dot{X} + k \cdot X - N \cdot (\mu_d - b \cdot V) = 0 \quad (4)$$

식(4)에 Laplace transform operation을 실행하면, 다음과 같이 된다.

$$(m \cdot S^2 + (c - N \cdot b) \cdot S + k) \cdot X(S) = 0 \quad (5)$$

특성방정식은 다음과 같이 쓰여진다.

$$m \cdot S^2 + (c - N \cdot b) \cdot S + k = 0 \quad (6)$$

따라서,

$$S = \frac{-(c - N \cdot b) \pm \sqrt{(c - N \cdot b)^2 - 4 \cdot m \cdot k}}{2 \cdot m} \quad (7)$$

위 식(7)은 $c - N \cdot b < 0$ 일 때 브레이크 구성품을 나타내는 시스템 방정식이 비정상(unstable)이 된다는 것을 보여준다. 바꾸어 말하면, 마찰력 변동은 증폭되고, 발산하는 경향을 나타낸다.

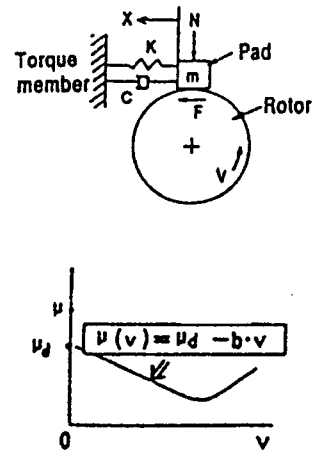


Fig.2 One-degree of freedom model and its μ - v characteristics

스킬과 브레이크 구조물 진동 특성 사이의 관계를 살펴보면 패드와 로터 사이의 마찰력 변동은 패드의 중간 주위에서 각 모멘트를 일으킨다. 결과적으로, 이 각 모멘트는 Fig. 3에 보인 것처럼 효과적인 축 브레이크의 힘(직각 좌표계에 기초하여 X방향)에서 변동을 이끌게 된다. 효과적인 브레이크 힘의 변동은 브레이크 구성요소의 연성된 공진을 일으키는 가진원이 된다. 구성요소 연성 공진모드가 불안정(unstable)하다면, 브레이크 힘 진동은 증폭되어지고, 그 때문에 스킬 생성을 이끌게 된다. 그렇지만 이 단

계에서, 구조 감쇠가 증폭 또는 스킵 소음을 만들도록 충분히 크게 되는 것으로부터 시스템 진동을 계속하게 하는 경향이 있다.

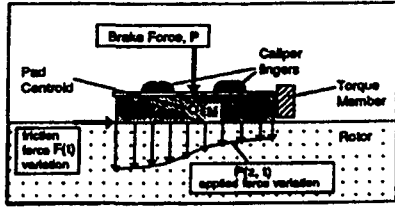


Fig. 3 Axial effective brake force variation

시스템 진동이 증폭되게 하는 조건을 해석하기 위하여, Fig. 4에 보인 것처럼 피드백 시스템을 포함한 자력 메카니즘이 사용될 수 있다. 자력 진동 시스템의 closed loop 전달함수 $H'(s)$ 는 다음에 의해 주어진다.

$$H'(s) = \frac{H(s)}{1 - H(s) \cdot G(s)} \quad (8)$$

여기서, $H(s)$ 는 브레이크 구성요소 진동의 전달함수이고, $G(s)$ 는 브레이크 구성요소 진동을 마찰력 변동으로 바꾸도록 사용된 피드백 시스템의 전달함수이다. 브레이크 구성요소의 전달함수 $H(s)$ 와 피드백 시스템의 전달함수 $G(s)$ 등에 관계된 자력 진동 시스템의 closed loop 전달함수 $H'(s)$ 는 브레이크 스킵의 발생을 실험을 통하여 찾을 수 있다.

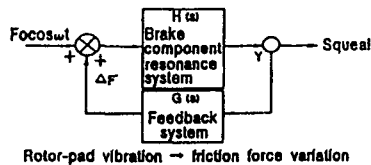


Fig. 4 Self-excited mechanism with feedback system

3. 실험장치 및 방법

Fig. 5는 상용 마찰재에 대한 마찰특성 실험과 스킵이 발생할 때의 마찰진동과 마찰소음을

실험하기 위하여 제작된 스케일 테스터⁽¹³⁾를 나타내는 그림이며, Table.1은 실제 Dynamometer와 스케일 테스터 사이의 제원을 나타내고 있다.

실험 장치는 크게 동력을 발생시키는 동력부와 로터가 장착되어 있는 회전축, 그리고 시편이 장착되어 있는 시험부로 구성되어 있다. 또한 스킵이 발생할 때의 진동 및 소음을 측정하기 위하여 시편이 위치한 부분에 가속도계가 장착되고, 주위의 소음의 영향을 줄이기 위하여 시편에서 가까운 부분에 소음계(Microphone)가 장착되었다.

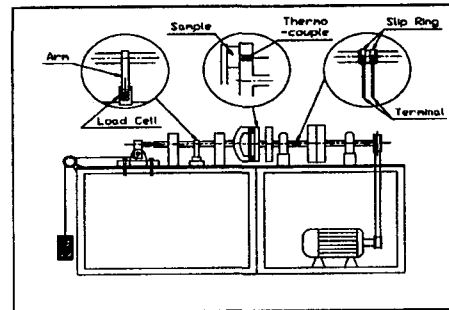


Fig. 5 Schematic diagram of scale tester

Table.1 Parameters for scale tester

Term	Dynamometer (P)	Scale tester (M)	M/P
Inertia	I=12 (kgf · m · s ²)	5'I	1/5 ⁴
Friction	A=30 (cm ⁴)	5A	1/5
Rotor Diameter	R=11.5 (cm)	√5R	1/√5
Torque	T=13.9 (kgf · m)	5√5T	1/5√5

동력부에서 발생된 회전력이 타이밍 벨트를 통하여 로터가 장착되어 있는 회전축에 전달되어 회전축을 회전시키도록 하였다. 이때, 시험부는 설정된 부하조건에 따라 연직방향으로 하중을 가하면 우력에 의하여 시험부를 로터쪽으로 밀어 상대적인 미끄럼운동을 일으키도록 설계되어 있다.

시험부에 설정부하를 가하면 시험부에 고정된 암(Arm)을 통하여 밴딩형 로드셀에 전달된 마찰력은 Fig. 6의 자료처리도와 같이 증폭기를 거쳐 A/D 변환기에 의해 디지털 값으로 변환된 후에 컴퓨터에서 주어진 수직하중과 계산되어 마찰계수로 출력된다. 그리고, 가속도계와

소음계로부터의 신호는 증폭기를 거쳐 데이터 저장기에 기록되고 오실로스코프로 관찰하며 FFT(Dynamic signal analyzer)로 처리하여 컴퓨터에서 데이터화 하였다.

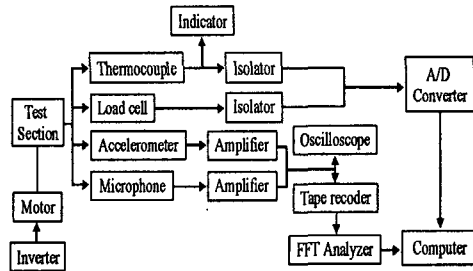


Fig. 6 Schematic diagram of data acquisition

마찰면의 온도는 Fig. 5에서 볼 수 있듯이 로터의 마찰면에 수직인 방향으로 마찰트랙 중심의 마찰면에서 1mm 떨어진 지점까지 지름 1.5mm로 구멍을 만들어 K-Type 열전대 (Thermocouple)를 삽입하여 회전축에 있는 슬립링 어셈블리를 통하여 신호가 전달되도록 하였다. 슬립링 어셈블리는 축과 절연시키기 위하여 축에 석면 테이프를 감았으며 회전축상의 로터와 관성차 사이에 위치하고 두 개의 단자를 통하여 인디케이터에 표시되도록 하였다.

본 실험에 사용된 시편은 마찰재로 상용되고 있는 세미 메탈릭계의 마찰재이며 시편의 크기는 24×24(mm)이며, 두께는 10mm로써 하나의 마찰재에서 두 개의 시편을 얻어 한 조로 실험을 하였다.

실험에 사용된 로터는 지름 140mm, 두께 10mm로 KS D 4301(회주철)로 직접 제작하였으며 마찰트랙의 중심 직경은 95mm로 하였다.

마찰면의 미끄럼 속도는 1%, 3%, 5%, 7%의 네 가지 속도 조건으로 실험하였으며, 초기의 온도조건은 30℃도로 일정하게 맞추었고, 부하조건은 100N에서 500N까지 100N 간격의 조건이다. 위의 조건들을 조합하여 상용 브레이크 패드의 진동 및 소음 특성을 관찰하였다. 일정 온도 실험을 위하여 외부에서 가열장치로 정해진 실험온도에 도달 10초 후까지 온도를 상승시켜 그로부터 자연냉각 후 실험온도에 도달하면 이때 브레이크를 접촉하여 작동시켜 얻어진 데이터를 처리하였다. 또한, 브레이크 패드의 마찰에 의한 진동과 소음은 동시에 측정되어졌고, 모터의 진동과 다른 구조물에서의 진동과 소음을 최대한 억제하려고 방진 및 차음을 행하여 실험을 수행하였다.

실험조건이 변화될 때마다 마찰시 발생한 마찰면의 흡착물(Transfer film)에 의한 영향을 제거하기 위하여 320번 연마지로 갈아맞춤하였고 마찰재와 로터의 건조마찰(Dry friction)을 위하여 로터의 마찰표면을 아세톤으로 화학처리 하였다.

4. 실험결과 및 검토

Fig. 7과 Fig. 8은 브레이크 마찰재와 로터 사이의 마찰에 의하여 생성된 자려 진동과 스켈 소음의 진폭을 나타내는 그림이다. 먼저 Fig. 7을 살펴보면 미끄럼 속도가 증가할수록 자려 진동의 진폭이 일정한 비율로 감소하는 것을 볼 수 있다. 그러나, 스켈 소음의 진폭을 나타내는 Fig. 8을 살펴보면 앞의 자려 진동의 진폭과는 다른 경향을 나타내고 있음을 관찰할 수 있다. 스켈 소음의 진폭은 비슷한 형태를 나타내며, 미끄럼 속도가 올라갈수록 진폭이 약간 커져서 나타내고 있음을 볼 수 있다.

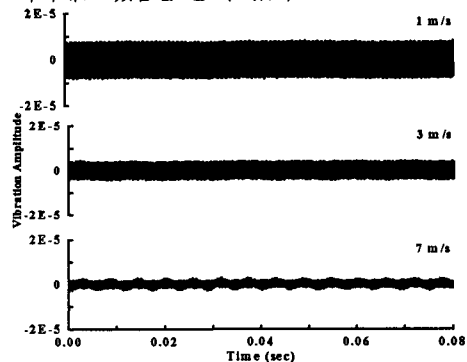


Fig. 7 Comparison of brake vibration amplitude with squeal

Fig. 9와 Fig. 10은 자려 진동 성분과 마찰에 의해 생성된 소음 성분의 파워 스펙트럼을 구한 그림이다. 먼저, Fig. 9를 살펴보면 10kHz 부분에서 자려 진동의 스켈 성분이 나타나고 있음을 볼 수 있고, 미끄럼 속도가 올라갈수록 10kHz의 스켈 성분이 감소되어져 나타남을 볼 수 있다. 이것은 자려 진동의 진폭과 마찬가지로 경향을 나타내고 있다. 또한 Fig. 10을 살펴보면 자려 진동의 경우와 같은 10kHz부분에서 스켈 성분이 나타나고 있고, 미끄럼 속도가 올라갈수록 10kHz의 성분이 감소되어져 나타나고 있는데 이것은 소음의 진폭과는 다른 경향을 나타내고 있다. 그러나 이것은 스켈의 원리를 나타낸다.

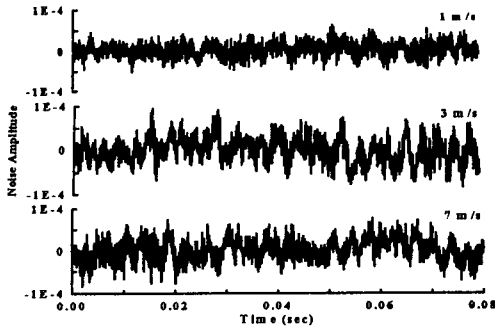


Fig. 8 Comparison of brake noise amplitude with squeal

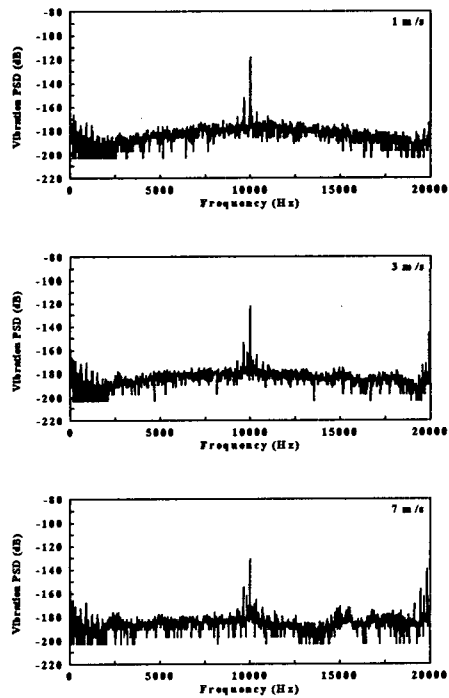


Fig. 9 Comparison of vibration power spectrum density with squeal

이러한 결과로부터, 소음 진폭의 형태에 따라 스킵 성분의 천이 과정을 볼 수 있다. 그리고 자려 진동의 스킵 성분과 소음의 스킵 성분이 같은 주파수인 10kHz에서 생성되는 것이 관찰이 된다. 이것은 브레이크 마찰재와 로터 사이의 마찰에 의해 생성되는 자려 진동과 소음이 상관도를 가지고 일어남을 확인할 수 있다. 그러므로, 브레이크에서의 스킵 소음은 브레이크의 마찰에 의해 생성되는 자려진동에 기인한다고 정의할 수 있다.

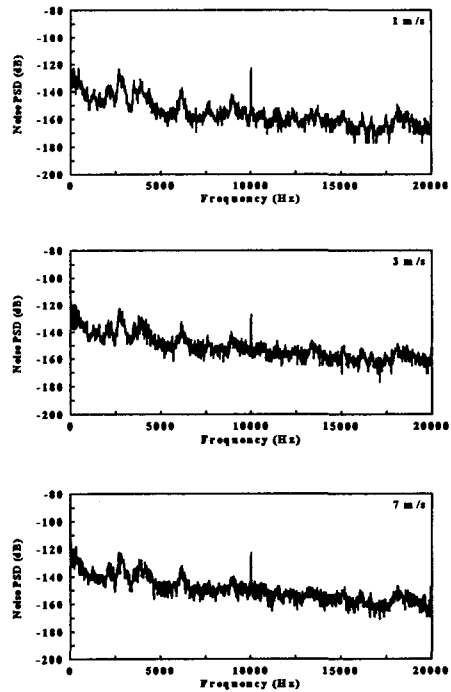


Fig. 10 Comparison of noise power spectrum density with squeal

이러한 사실을 더 알아보기 위하여 Fig. 11에 두 신호 즉 자려 진동과 소음의 주파수 영역 상관도인 기여도 함수를 나타내었다. 해석하고자 하는 영역인 20kHz까지 우수한 상관도를 가지고 있음을 알 수 있다.

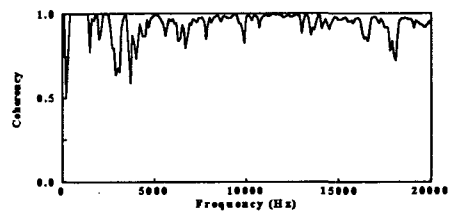


Fig.11 Coherence function

또한 두 신호의 전달특성을 확인하기 위하여 Fig. 12에 주파수 응답 함수를 나타내었다. 자려 진동 신호를 입력신호로 하고 소음을 출력으로 하였을 때, Fig. 12(a)에는 주파수 응답 함수의 크기를 나타낸 것이고, Fig. 12(b)는 주파수 응답 함수의 위상을 나타낸 것이다. Fig. 12(a)를 살펴보면 magnitude의 값이 브레이크의 진동과 소음의 모드 점에서 높은 값을 나타냄을 볼 수 있다. 특히, 앞에서의 자려 진동과 소음의 파워 스펙트럼 데이터에서 10kHz

부분에 스켈 성분이 나타났었는데 주파수 응답 함수에서도 10kHz 부분에서 높은 값을 가지고 있음을 볼 수 있다. 그리고 Fig. 12(b)의 10 kHz 부분에서의 위상이 크게 변하고 있음을 볼 수 있다. 이러한 주파수 응답 함수를 통하여 자러 진동과 스켈 소음이 큰 상관도를 가지고 변하고 있음을 예상할 수 있고, 또한 자러 진동 시스템의 closed loop 전달함수를 예측하는게 가능하다고 할 수 있다.

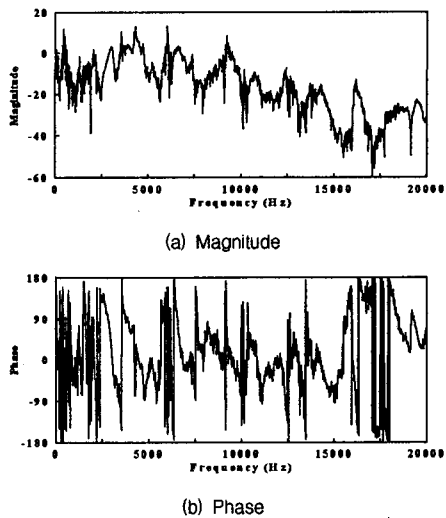
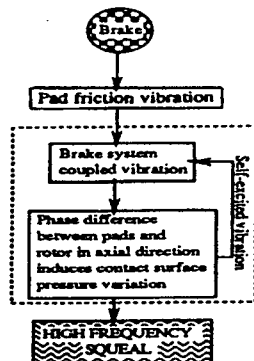


Fig. 12 Frequency Response Function (between vibration and noise)

6. 결 론

마찰에 의하여 발생하는 스켈 소음의 발생원인을 규명하기 위하여 스케일 테스터를 제작하여 실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.



- 자러진동과 스켈 소음의 발생 관계 -

브레이크 마찰재와 로터 사이의 마찰에 의하여 생성되는 자러진동의 진폭과 진폭의 파워 스펙트럼을 소음의 진폭과 파워 스펙트럼과 비교해 봄으로써, 브레이크의 마찰은 자러진동을 일으키고, 이러한 자러진동은 또한 소음을 일으키게 된다. 이러한 결과로써 스켈 소음은 마찰의 자러진동에 의해 일어나고 있다고 정의할 수 있고, 다음의 관계에 의하여 발생함을 알 수 있다.

< 참고 문헌 >

1. R. A. Fossberry, Z. Holubecki, "An Investigation of the cause and the nature of the brake squeal.", MIRA Report No. 1955/2
2. D. Sinclair, N. J. Manville, "Frictional vibrations.", Journal of Applied Mechanics, June 1955, pp.207~213
3. M. Yokoi, M. Nakai, "A Fundamental study on frictional noise : First Report : The generating mechanism of rubbing noise and squeal noise.", JSME, Vol.22, No.173, November 1979
4. M. Yokoi, M. Nakai, " A Fundamental study on frictional noise : Second Report : The generating mechanism of squeal noise of higher modes.", JSME, Vol.23, No.186, December 1980
5. J. H. Tarter, "Disc brake squeal.", SAE Paper 830530
6. R. A. C. Fosberry, Z. Holubecki, "Some experiments on the prevention of brake squeal." Report of M. I. R. A., No. 1957/1
7. S. W. E. Earles, C. K. Lee, "Instabilities arising from the frictional interaction of a pin-disk system resulting in noise generation.", Journal of Engineering for Industry A. S. M. E., Vol.98, No.1, 1976, pp.81~86
8. R. P. Jarvis, B. Mills, "Vibrations Induced by dry friction.", Proc. Inst. Mech. Engrs, Vol.178, 1963/1964
9. A. Watari, T. Sugimoto, "Vibrations caused by dry friction.", JSME, Vol.7, No.25, 1964
10. S. K. Rhee, "Friction coefficient of automotive friction materials - Its sensitivity to load, speed and temperature.", SAE Paper 740415
11. A. Felske, G. Hoppe, "Vibration analysis by double pulsed laser holography.", SAE Paper 770030
12. A. Felske, G. Hoppe, H. Matthai, "Oscillations in squealing disk brake - analysis of vibration modes by holographic interferometry.", SAE Paper 780333
13. S. K. Rhee, P. A. Thesier, "Effects of friction and lining wear.", Paper 720449 presented at SAE Automobile Engineering Congress, Detroit, May 1972