

## 디스크 브레이크 패드의 마찰재 슬롯 형상에 따른 진동 모드

### Modal Analysis of Brake Pads with Various Slot Types

°유동호·박경환\*

Dongho Yoo and Kyunghwan Park

Key Words : Disc Brake(디스크 브레이크), Pad(패드), Modal Analysis(모드 해석)

#### ABSTRACT

Disc brake squeal is caused by mechanical vibrations generated from friction force excitations exerted by the pad on the rotor. In order to understand the origin of these vibrations and to speed up the design, the characterization of the individual brake system components is desirable. In this paper, the results of modal analysis are presented in terms of several slot-type with free-free boundary conditions. Special attention is paid to variations of the natural frequency at each vibration mode as the result of modifying slot pattern.

#### 1. 서론

디스크 브레이크의 스콜 소음은 로터와 패드 사이의 마찰력에 의한 기계적 진동으로 발생한다. 이러한 진동의 원인을 파악하여 소음이 발생하지 않는 브레이크를 빠른 시간에 설계하기 위해서는 각각의 단품의 적절한 특성화가 필요하다. 이러한 관점에서 본 연구에서는 디스크 브레이크를 구성하는 단품 중 패드의 고유 진동에 관한 특성을 유한 요소 해석으로 살펴보았다. 특히, 마찰재의 슬롯의 형상에 따른 고유 진동 주파수의 변화에 초점을 두었다.

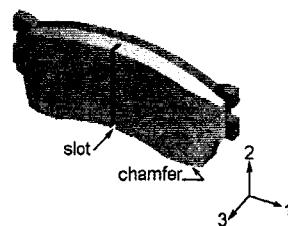


Fig. 1 Disc brake pad

#### 2. 해석 대상

A 차종의 디스크 브레이크 패드는 기본적으로 Fig. 1과 같은 형상이다.

패드의 마찰재에 위치한 좁고 긴 흄을 슬롯(slot)이라고 하며, 마찰재의 원주 방향의 양끝에 따진 모서리면을 챔퍼(chamfer)라고 한다. 본 해석에서는 Fig. 2와 같은 다양한 슬롯을 가지는 패드들에 대한 진동 모드 해석을 통하여 모드 형상별 고유 진동 주파수를 비교하여 그 변화를 고찰하였다. 형상별 구분은 그림 아래의 N, V1 등의 약자로 표기하였다.

\* 현대모비스 기술연구소

E-mail : yoodh@mobil.co.kr  
Tel : (031) 288-3726, Fax : (031) 280-2726

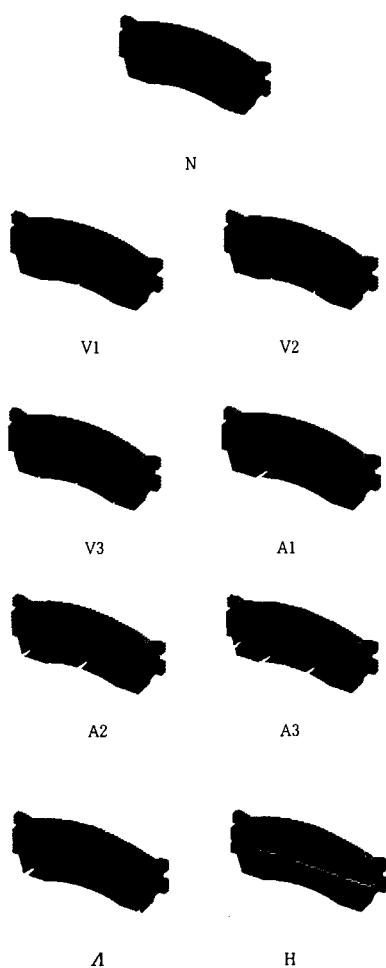


Fig. 2 Pads with various slots

### 3. 마찰재와 백플레이트의 재질 및 기계적 특성

백플레이트는 열연강(steel)으로서 Table 1에서와 같은 특성값을 사용하였으며, 마찰재는 비등방성 재질로서 모드시험과 참고문헌<sup>(1)</sup>을 이용하여 Table 2와 같은 값을 적용하였다. 본 연구에서 마찰재의 탄성특성값들을 정확한 시험으로 구할 수 없었기 때문에 위와 같은 방법을 이용하였다. 자세하게는 참고문헌<sup>(1)</sup>에서 초음파를 이용하여 측정된 특정 마찰재들의 탄성계수 및 포아송비들을 이용하여 양산중인 패드의

시험 결과와 해석 결과가 거의 일치하도록 하는 것이다. 탄성계수는 Table 3의 4개의 샘플의 값을 평균하여 그 비율( $E_{33} : E_{11,22} : G_{32,31} : G_{21,12}$ )을 사용하였으며, 포아송비는 평균값을 사용하였다.

현재 양산중인 A차종의 패드에 대하여, Table 2의 탄성 특성 값을 이용하여 모드 해석한 결과와 시험한 결과는 Table 4에서와 같이 6차 모드까지 그 모드별 주파수가 약 1% 이내로 잘 일치하도록 하였다.

마찰재의 탄성계수 중 패드면을 누르는 방향으로의 탄성계수( $E_{33}$ )는 압축변형 시험의 결과로 구할 수 있었으나, 그 값이 약 0.6~0.8G Pa로서 해석결과와 시험결과와는 큰 차이를 초래하였다.

Table 1 Material properties of pad

	Material	Young's modulus (Pa)	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Poisson's ratio
Back-plate	SAPH	210G	7850	0.29
Friction material	NAO	(Table 2)	2020	(Table 2)

Table 2 Elastic properties of friction material

Young's modulus (Pa)		Shear modulus (Pa)		Poisson's ratio	
$E_{33}$	2.16G	$G_{32,31}$	1.60G	$\nu_{12,21}$	0.17
$E_{22,11}$	8.06G	$G_{21,12}$	3.45G	$\nu_{31,32}$	0.11

Table 3 Elastic properties of friction materials in reference <sup>(1)</sup>

Engineering Properties	SM #1	SM #2	SM #3	SM #4
Young's modulus $E_{33}$ (G Pa)	6.86	5.45	3.18	3.99
Young's modulus $E_{11,22}$ (G Pa)	20.03	14.92	15.76	17.15
Shear modulus $G_{32,31}$ (G Pa)	4.61	3.44	2.80	3.14
Shear modulus $G_{21,12}$ (G Pa)	8.47	6.40	6.78	7.39
Poisson's ratio $\nu_{12,21}$	0.18	0.17	0.16	0.16
Poisson's ratio $\nu_{31,32}$	0.09	0.15	0.09	0.09

Table 4 Comparison of modal test result and analysis result with FEM

Mode	Natural frequency(Hz)		Difference (b-a)/a (%)
	Experimental (a)	FEM (b)	
1	2430	2420	0.4
2	3920	3953	-0.8
3	6490	6501	-0.2
4	8320	8277	0.5
5	-	10200	-
6	10850	10895	-0.4

#### 4. 진동 모드 해석 결과

구속이 없는 상태에서의 약 10kHz 내에서 정규 모드(normal mode) 해석 결과는 Fig. 3 및 Table 5와 같이 나타났다. Fig. 3은 6차까지의 진동 모드 형상을 보여 주고 있으며, Table 5는 각 형상별 해석 모델의 모드들에 대한 고유진동 주파수이다.

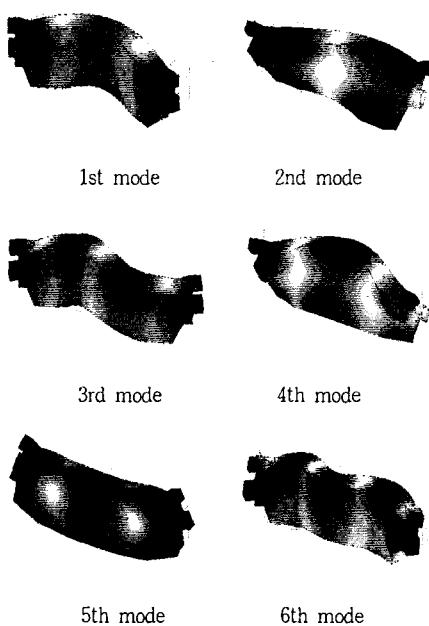


Fig. 3 Mode shapes of pad

Fig. 3을 보면 1차, 3차, 6차 모드가 굽힘 진동을 하는 형상이며 2차, 4차 모드는 비틀림 진동 형상이다. 5차 모드는 평면 내(in-plane)의 굽힘 진동 모드이다.

Table 5에서 4차 모드까지는 슬롯의 형상에 상관없이 Fig. 3의 모드 형상이 주파수상으로 순차적으로 나타남을 알 수 있다. 그러나, 5차 모드 이후로는 V3, A3 와 같이 그 순서가 바뀔 수도 있음을 알 수 있다. 슬롯이 없는 패드와 비교하여 각 모드별로 그 고유진동 주파수를 최대한 변경한다면 1차 모드는 798Hz(-28%), 2차 모드는 621Hz(-15%), 3차 모드는 1758Hz(-27%), 4차 모드는 1273Hz(-15%), 5차 모드는 457Hz(-5%), 6차 모드는 3109Hz(-28%) 까지 줄일 수 있음을 Table 5 및 Fig. 4로부터 알 수 있다. Fig. 4는 슬롯이 없는 패드와 슬롯이 존재하는 패드들의 각 모드별 고유진동 주파수의 변화를 비교한 것이다. 반경 방향의 수직 슬롯이 있는 경우(V1, V2, V3) 가 굽힘 형상의 모드들(1st, 3rd, 6th mode)의 주파수 변화가 뚜렷하였으며, 원주 방향으로 슬롯이 있는 경우(H)는 비틀림 모드들(2nd, 4th mode) 만이 변화가 있음을 알 수 있다.

또, Fig. 4에서 슬롯의 개수가 많아지면서 각각의 모드의 고유진동 주파수도 작아짐을 알 수 있다.

Table 5 Natural frequencies of pads

Mode	Natural frequency [Hz]								
	N	V1	V2	V3	A1	A2	A3	A	H
1st	2809	2247	2087	2011	2379	2229	2126	2301	2789
2nd	4174	3816	3643	3553	3811	3670	3582	3557	3559
3rd	6498	6352	5091	4740	6187	5422	5099	5582	6432
4th	8254	8223	7382	7000	8076	7315	6981	7281	7041
5th	10145	9960	9839	9841	9968	9893	9841	9688	10061
6th	11251	10710	10575	8142	10924	10167	9168	10063	11348

## 5. 결론

디스크 브레이크 패드의 마찰재 슬롯 형상에 따른 8가지 모델을 자유 진동 모드 해석한 결과, 1~6 차 모드 내에서는 고유진동 주파수가 슬롯이 없는 패드에 비하여 28%까지 감소될 수 있는 것으로 나타났다.

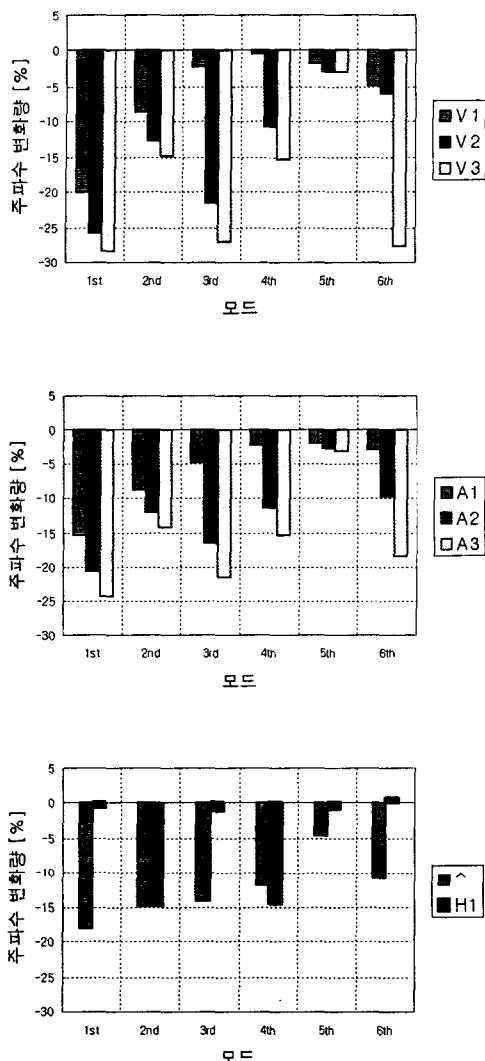


Fig. 4 Frequency variations in comparison with non-slot pad

반경 방향의 수직 슬롯이 있는 경우 굽힘 진동 형상의 모드들의 주파수 변화가 뚜렷하였으며 원주 방향으로 슬롯이 있는 경우는 비틀림 모드들만의 변화가 있음을 알 수 있었다.

이러한 변화는 슬롯이 위치하는 부분이 특정 모드로 진동시 스트레인 에너지가 집중되는 곳에 있는가에 그렇지 않는가에 따라서 많은 영향을 받는 것으로 판단된다.

## 참고 문헌

- (1) I. William Strickland III and Donald E Yuhas II, "Development of Correlation between Experimental and Analytical Modal Analysis of Brake Pads", SAE Technical Paper 962130
- (2) Paul Dilisio, Raymond Parisi, Joseph Rieker and Walter Stringham, "Brake Noise Resolution on the 1998 Mercedes-Benz M-Class", SAE Technical Paper 982245
- (3) Weiming Liu and Jerome Pfeifer, "Reducing High Frequency Disc Brake Squeal by Pad Shape Optimization", SAE Technical Paper 2000-01-0447