한국소음진동공학회논문집 제16권 제8호, pp. 830~839, 2006.

저소음 브레이크 설계를 위한 스퀼 소음 해석기법 연구

A Study on the Analysis of Squeal Noise for Brake Design

권 성 진† · 김 찬 중* · 이 동 원** · 이 봉 현* · 나 병 철** · 김 현 철**

Seong-Jin Kwon, Chan-Jung Kim, Dong-Won Lee, Bong-Hyun Lee, Byung-Chul Na and Hyun-Chul Kim

(2006년 4월 11일 접수 ; 2006년 7월 24일 심사완료)

Key Words : Squeal Noise(스퀼 소음), Complex Eigenvalue Analysis(복소 고유치 해석), Chassis Dynamometer(샤시 동력계), Finite Element Model(유한요소모델), Contact Stiffness(접촉강성), Disk Brake System(디스크 브레이크 시스템)

ABSTRACT

The phenomenon of squeal noise in the disk brake system has been, and still is, a problem for the automotive industry. Extensive research has been carried out in an attempt to understand the mechanism that causes squeal noise and in developing design procedures to reduce squeal noise to make vehicles more comfortable. In this paper, the study on the analysis of squeal noise is performed by using computer aided engineering to design the anti-squeal noise disk brake system. The first part describes the chassis dynamometer and the testing procedure, and second part explains the finite element model and the complex eigenvalue analysis. Finally, it is shown that the proposed squeal noise analysis could be useful to investigate the design parameters that affect the squeal noise characteristics.

1. 서 론

자동차 브레이크 시스템의 진동소음 현상은 주파수 대역에 따라 구별되지만, 주요 발생 소음은 디스크 브레이크 시스템(disk brake system)의 경우 제동 후반부에 발생하는 스퀼 소음(squeal noise)이다[1]. 스퀼 소음은 차량 주행 시 쉽게 접할 수 있는 현상으로 차량의 제동 성능에는 문제가 없지만, 주관적인 관점에서 브레이크 시스템의 신뢰성을 저하시키는 주요 원인이 되고 있다.

디스크 브레이크 시스템의 스퀼 소음은 강비선형 현상으로 인해 이에 대한 원인 규명을 위하여 많은 연구가 수행되었지만, 스퀼 소음 발생의 정확한 원인은 밝혀지지 않은 상태이다. 스퀼 소음을 저감하기 위하여 기본적인 수학적 이론부터 유한요소 해석, 과도 응답해석, 실험에 근거한 원인 규명 등 많은 연구가 시도되고 있으나, 아직은 경험에 의존한 스퀼 소음 저감방법이 현장에서 유용하게 활용되고 있다. 최근 차량 개발기간이 빠르게 단축되고 있는 것을 감안할 때, 경험에 의한 스퀼 소음 저감방법은 비용적인 측면이나 소요시간 등에서 많은 단점이 있으므로, 브레이크 설계단계에서 활용 가능한 스퀼 소음 해석방법의 연구가 절실히 필요한 실정이다.

스퀼 소음과 관련하여 국내의 경우 신기홍, 김진호, 임재훈, 여태인, 강호원 등의 연구[2,3,4,5,6]가 수행되었으며, 다수의 외국 연구자들에 의한 연구[7,8,9,10,11]도 수행되었다. 이러한 연구는 스퀼 소음을

† 책임저자; 정회원, 자동차부품연구원 에너지부품연구센터
E-mail : sjkwon@katech.re.kr
Tel : (041) 559-3337, Fax : (041) 559-3070
* 정회원, 자동차부품연구원 에너지부품연구센터
** 자동차부품연구원 에너지부품연구센터

해석하기 위한 유한요소모델(finite element model)의 생성방법과 복소 고유치(complex eigenvalue)를 이용한 해석방법, 시험을 통한 스퀼 소음 발생 재현 등을 수행하였고, 브레이크 시스템의 동적 불안정성에 대한 다양한 접근방법을 제시하였다.

이와 같이 스퀼 소음과 관련한 많은 연구가 진행되었으나, 현재까지 정확한 스퀼 소음 발생 메커니즘이 규명되지 못하였다. 특히 브레이크 시스템 설계단계에서 스퀼 소음을 예측하고 스퀼 소음에 영향을 미치는 다양한 설계변수에 대한 영향도 분석을 수행하여, 궁극적으로 스퀼 소음 저감을 위한 설계방안을 제시하는 해석기술에 관련한 연구는 미진한 실정이다.

이에 이 연구에서는 스퀼 소음 발생 차량에 대하여 우선적으로 실험적인 방법으로 스퀼 소음 발생 주파수 대역을 확인하고, 브레이크 시스템에 대한 복소 고유치 해석을 수행하여 실험적으로 구한 스퀼 소음 발생 주파수 대역과 일치하는 결과를 얻는 해석방법을 연구하였다. 이를 바탕으로 스퀼 소음에 영향을 미치는 다양한 설계변수에 대한 추가적인 영향도 및 스퀼 발생 주파수 변화 등의 분석을 통하여 브레이크 시스템 설계단계에서 활용할 수 있는 해석기술에 대한 연구를 수행하였다.

2. 스퀼 소음 재현 시험

이 연구에서는 스퀼 소음 발생 대상차량에 대한 스퀼 소음 재현 시험을 수행하여 스퀼 소음 발생 주파수 대역을 확인하고, 향후 해석적 연구방법을 통해 얻을 결과의 타당성 비교 값으로 활용하고자 하였다. 일반적인 스퀼 소음 현상은 브레이크 다이나모메터(brake dynamometer) 시험에서 재현이 가능하지만, 이는 브레이크 모듈만을 장착하여 시험을 수행하므로 원인에 따라 스퀼 소음이 재현되지 않는 경우가 있다. 이를 보완하기 위하여 이 연구에서는 샤시 다이나모메터(chassis dynamometer)를 이용하여 실차상태와 동일한 시험환경에서 스퀼 소음 재현 시험을 수행하였다.

2.1 샤시 다이나모메터

Fig. 1은 이 연구에서 사용한 샤시 다이나모메터를 나타내고, 이를 이용하여 스퀼 소음 재현 시험은

Table 1 Pad types

Type	Pad				
	Size	Chamfer	Slot	Shim	Shape
I	16″	9 mm	2 slot	5040RF-S 101	
II	16″	9 mm	2 slot	3005-1-24	
III	16″	-	2 slot	7060FS-S 101	

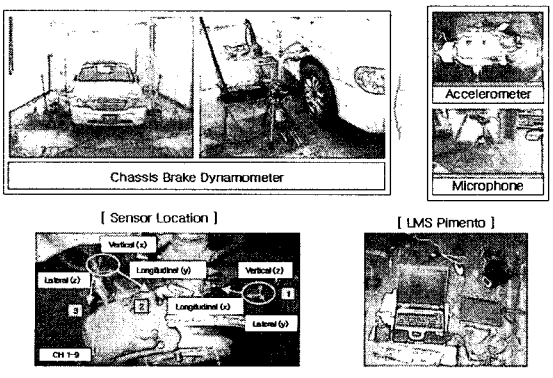
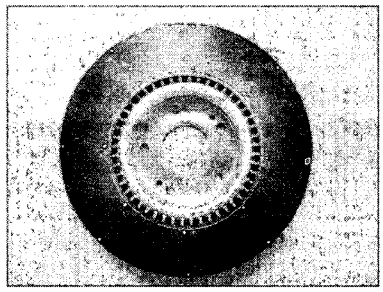
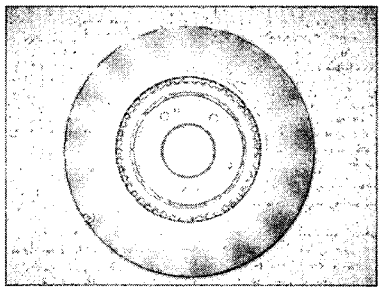


Fig. 1 Chassis dynamometer



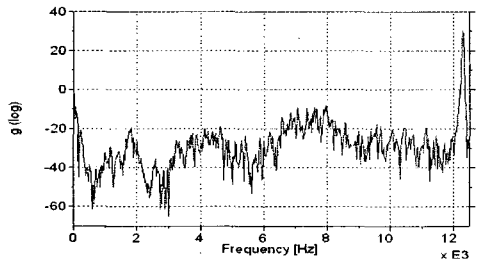
(a) Type I(old disk)



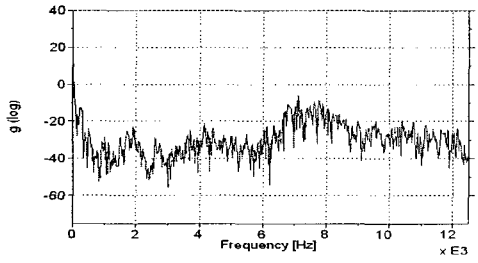
(b) Type II(new disk)

Fig. 2 Disk types

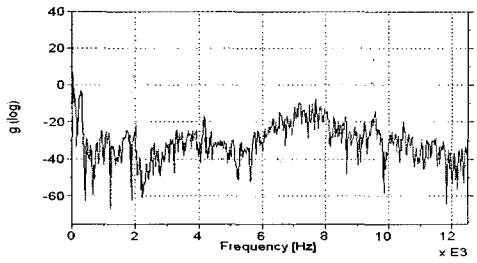
실차상태 구동이 가능하도록 구성된 차량 무향실에서 수행하였다. 주행 중 발생하는 브레이크 진동을 계측하기 위해 캘리퍼 부위에 3축 가속도계를 부착하였으며, 제동 시 발생되는 소음을 측정하기 위하여 휠에서 50 cm 거리에 마이크로폰을 설치하였다. 계측시스템 설치 후 진동소음 전용 장비인 LMS Pimento를 이용하여 데이터를 분석하였다.



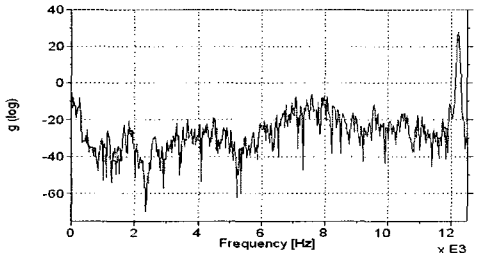
(a) Disk #I – pad #I



(b) Disk #I – pad #II



(c) Disk #I – pad #III



(d) Disk #II – pad #I

Fig. 3 Noise signal at braking (experiment mode I)

2.2 스퀼 재현 시험모드

샤시 다이나모메터에서 스퀼 소음 재현을 위한 시험모드는 크게 두 가지로 설정하여 시험을 수행하였다. 첫 번째 시험모드(시험모드 I)는 50 km/h의 차량 속도에서 패드 온도 150℃, 제동 압력은 20 bar로 설정하여 제동시험을 수행하였으며, 두 번째 시험모드(시험모드 II)는 50 km/h의 차량 속도에서 패드 온도 250℃, 제동 압력 35 bar로 설정하여 제동시험을 수행하였다.

이 시험에서는 대상차량에 실제 장착이 되는 브레이크 부품을 시험대상으로 하였으며, Table 1과 같이 총 3종의 패드와 Fig. 2와 같이 총 2종의 디스크에 대하여 스퀼 소음 재현 시험을 수행하였다. 패드는 챔퍼(chamfer)와 같은 형상, 사용된 심(shim) 등에 따라 구분하고, 디스크는 동일한 제원과 재질을 가지지만 마모에 따른 영향을 확인하기 위하여 내구시험 전후의 디스크로 구분하여 시험을 수행하였다.

2.3 샤시 다이나모메터 시험결과

이 연구에서는 시험모드 I, II에 대해서 스퀼 소음 재현 시험을 수행하였으며, Fig. 3은 시험모드 I에 대한 제동 시 발생되는 캘리퍼 부위의 가속도 신호에 대한 주파수 분석결과를 나타낸다. 디스크 #I, 패드 #I 장착 시 주파수 분석결과는 12.5 kHz 영역에서 과도한 응답이 나타나 스퀼 소음이 발생하는 것을 알 수 있다. 디스크 #I, 패드 #II 장착 시와 디스크 #I, 패드 #III 장착 시에는 스퀼 소음이 발생하지 않는 것을 알 수 있다. 반면 디스크 #II, 패드 #I 장착 시에는 디스크가 변경되었음에도 불구하고 디스크 #1, 패드 #1 장착 시와 유사한 스퀼 소음이 발생하는 것을 알 수 있다.

이와 같은 시험결과로부터 이 스퀼 발생 대상차량에 대해서는 스퀼 소음 발생 시 디스크에 의한 영향보다는 패드 특성에 따른 영향이 상대적으로 크게 작용하는 것을 확인할 수 있다. 또한 시험모드 II에 대해서도 시험모드 I과 유사한 결과를 얻을 수 있었으며, 시험에서 계측한 가속도 신호와 소음 신호에 대한 주파수 분석 결과도 유사한 결과를 얻을 수 있었다.

3. 브레이크 부품 모드해석

이 연구에서는 브레이크 시스템 설계단계에서 스

퀼 소음을 예측하기 위한 방법으로 유한요소모델 기반 복소 고유치 해석을 수행하였다. 이를 위해서는 대상 브레이크 모듈을 구성하는 각각의 단품에 대한 모드해석을 수행하여 정확한 유한요소모델을 확보하는 것이 필수적이다. 이를 통하여 브레이크 모듈의 스퀼 소음과 브레이크 단품의 고유진동수 혹은 고유모드와의 관계를 파악할 수 있으며, 정확한 브레이크 단품의 특성을 유한요소모델에 반영하여 해석결과의 신뢰성을 확보할 수 있게 된다.

3.1 유한요소모델

Table 2와 같이 브레이크 모듈의 3차원 형상 데이터를 바탕으로 유한요소모델의 구성은 HyperMesh를 이용한 요소화 작업을 수행하여 먼저 절점(node)과 요소(element)를 생성한다. 그리고 브레이크 모듈을 구성하는 각각의 단품에 대하여 Table 3과 같은 재료물성치(material property)를 부가하여 유한요소모델을 구성하게 된다.

유한요소모델 생성 시 디스크와 패드 사이의 접촉면은 각각의 162개 절점이 1대 1 연결이 될 수 있도록 요소화 작업을 수행하였으며, 형상이 복잡한 너클을 제외한 모든 브레이크 단품에 대하여 육면체(hexahedron) 요소화 작업을 수행하였다.

Table 2 Finite element model

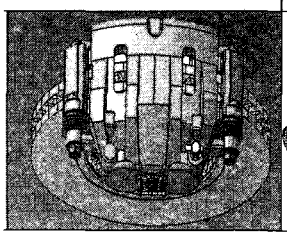
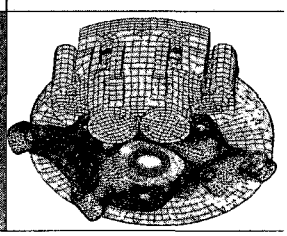
Geometry model	Finite element model
	

Table 3 Material property

	Young's modulus [GPa]	Poisson's ratio	Density [kg/m^3]
Disk	110	0.29	7,200
Pad	0.3	0.20	1,450
Backplate	206.8	0.29	7,820
Caliper	160	0.29	7,200
Caliper housing	160	0.29	7,200
Hub	175	0.29	7,600
Knuckle	168	0.29	7,820

3.2 모드해석 결과 비교

앞서 구성한 브레이크 모듈의 각각의 단품에 대한 유한요소모델을 바탕으로 우선 이론적 모드해석을 수행하였다. 이 연구에서는 MSC/Nastran Sol. #103을 이용하여 정규 모드해석을 수행하였으며, 앞서 스퀼 소음 재현 시험에서 스퀼 소음 발생 주파수 대역이 12.5 kHz 영역의 고주파수 대역이므로 모드해석 시 5 kHz 이상의 고차 모드에 대해 해석을 수행하였다.

또한 실제 브레이크 단품에 대한 유한요소모델의 타당성을 검증하기 위해서는 이론적 모드해석 결과와 더불어 실험적 모드해석 결과를 비교, 검토하여야 한다. 실험적 모드해석은 브레이크 각 단품에 대해 충격을 가한 후, 이때 발생되는 응답을 측정하여 가진과 응답 사이의 관계로부터 모드 정보를 얻어내는 방법을 이용하였다. 이 연구에서는 모드해석 전용 소프트웨어인 LMS Polymax를 이용하여 모달모델을 구성하고 Single-pick 방법을 이용하여 실험적 모드 정보를 구하였다.

일반적으로 이론적 모드해석 결과와 실험적 모드

Table 4 Result of mode analysis

	Disk [Hz]			Knuckle [Hz]		
Mode	Exp.	Ana.	Error	Exp.	Ana.	Error
1	6,922	6,818	1.7 %	6,965	6,646	4.6 %
2	8,763	8,458	3.5 %	7,874	7,764	1.4 %
3	9,294	9,664	4.0 %	8,473	8,458	0.2 %
4	10,037	10,106	0.7 %	8,508	8,680	2.0 %
5	12,769	13,052	2.2 %	9,791	9,724	0.7 %
Mass [kg]	8.70	9.00	3.4 %	10.0	9.1	9.0 %
	Caliper [Hz]			Pad [Hz]		
Mode	Exp.	Ana.	Error	Exp.	Ana.	Error
1	7,295	7,251	0.6 %	6,125	5,259	14.1 %
2	7,604	7,503	1.3 %	7,535	7,098	5.8 %
3	8,580	8,679	1.2 %	8,321	8,647	3.9 %
4	8,918	8,964	0.5 %	12,648	12,330	2.5 %
5	10,516	10,517	0.1 %	13,289	13,759	3.5 %
Mass [kg]	7.20	7.80	8.3 %	0.58	0.60	3.5 %

해석 결과를 검증하는 방법은 각각의 결과로부터 고유진동수, MAC(modal assurance criterion) 값, 질량 등을 비교하여 오차를 최소화하는 것이다. 이러한 방법은 해석 시 해당 부품의 동적거동에 대한 부분까지 고려할 수 있기 때문에 정확한 유한요소모델의 확보에 필수적이다. Table 4는 이 연구에서 대상으로 한 브레이크 모듈을 구성하는 주요 부품인 디스크, 너클, 캘리퍼, 패드에 대한 이론적 모드해석 결과와 실험적 모드해석 결과를 비교하여 나타낸 것이다. 질량에 대해서는 오차율이 5~10%를 나타내고 있으며, 고유진동수에 대해서는 오차율이 5% 보다 작은 값들을 나타내고 있으므로 이 연구에서 구성한 유한요소모델은 작동 범위내에서 브레이크 단품의 특성에 대한 신뢰성을 가진다는 것을 알 수 있다.

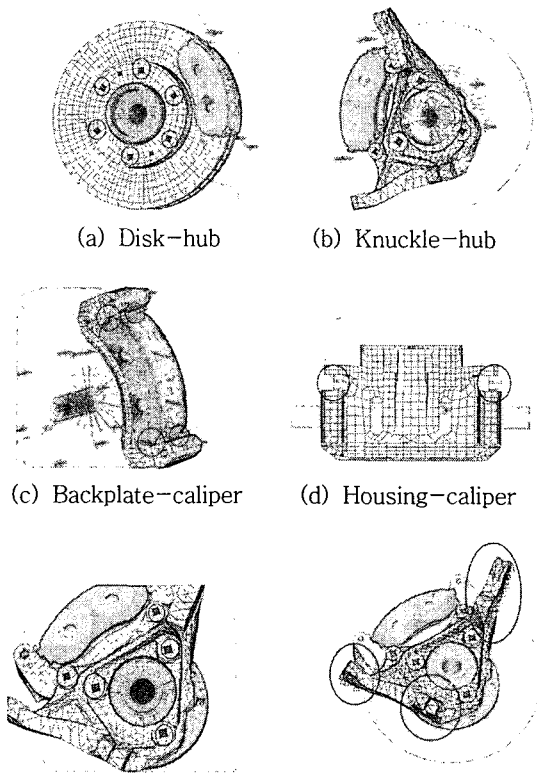
4. 복소 고유치 해석

스퀼 소음에 대한 해석방법은 크게 3가지로 나눌 수 있다[12]. 첫 번째로 고유 모드해석은 브레이크 단품에 대한 고유 모드해석을 수행하여 디스크와 패드 사이에 어떤 모드가 연성이 되어 있는지를 분석하는 방법으로 해석이 빠르다는 장점이 있지만, 시스템의 불안정성을 예측하지 못한다는 단점이 있다. 두 번째로 비선형 과도 해석은 일정한 회전속도의 디스크에 스텝 브레이크 압력 조건을 가하고, 이때 발생되는 진동의 발산 정도를 가지고 시스템의 불안정성을 예측하는 방법으로 시스템의 불안정성을 예측할 수 있지만, 많은 비용과 시간이 소비된다는 단점이 있다. 세 번째로 복소 고유치 해석은 전체 시스템에 대한 고유치 해석을 수행하여 고유치의 실수 부호 크기로 시스템의 불안정성을 판별하는 방법으로 비선형 과도 해석보다 효과적이지만 접촉면의 모델링이 어려운 단점이 있다. 하지만 스퀼 소음 발생 시 디스크의 형상이 파동형태의 움직임을 나타내고, 스퀼 소음이 시스템의 불안정성에 의해서 발생되므로 이 연구에서는 복소 고유치 해석을 통해 스퀼 소음을 해석하였다.

4.1 단품별 연결 방법

복소 고유치 해석을 위해서는 브레이크 모듈 전체에 대한 해석모델을 생성하여야 한다. 브레이크 단품별 유한요소모델에 대해서 Fig. 4와 같이 실차 상태와 동일하게 각 단품별 연결방법 및 구속조건을 설정하여 스퀼 소음 해석용 모델을 구성하였으며 대표적인 단품별 연결 방법은 다음과 같다.

디스크와 허브는 볼트 체결부위에 6자유도를 구속하여 연결관계를 정의하였으며, 허브는 너클의 중앙에서 회전하므로 축 방향 회전만이 가능하도록 허브와 너클의 접촉면을 5자유도 구속요소로 연결하였다. 백플레이트와 캘리퍼는 제동 시 백플레이트의 거동이 캘리퍼에 의해 제한되므로 접촉면의 수직 방향에 대해 스프링 요소를 사용하여 연결하였으며, 하우징은 가이드 로드를 따라 축 방향 이동이 가능하기 때문에 캘리퍼 하우징과 캘리퍼의 중심질점 사이에는 스프링 요소를 사용하여 연결하였다. 또한 백플레이트의 병진운동은 피스톤의 병진운동에 따라 발생하게 되는데, 이를 해석모델에 구현하기 위하여 백플레이트와 피스톤의 접촉면 중심에 별도의 절점을 생성하고, 이와 각 접촉면의 절점을 6자유도 구속 요소를 사용하여 연결하였으며, 백플레이트와 피



(a) Disk-hub (b) Knuckle-hub

(c) Backplate-caliper (d) Housing-caliper

(d) Knuckle-caliper-hub (f) Knuckle mounting

Fig. 4 Constrains for brake assembly

스톤의 중심절점 사이에는 스프링 요소를 사용하여 연결하였다. 피스톤은 하우징 내에서 축 방향으로만 운동이 가능하기 때문에 두 단품의 단면 중심에 별도의 절점을 각각 생성하고, 이 두 절점 사이에 5 자유도 구속 요소를 사용하여 연결하였다. 그리고 브레이크 모듈의 고정을 위하여 너클을 마운팅하는 구속조건을 추가하였다.

4.2 접촉면(디스크-패드) 모델링

차량은 제동 시 디스크와 패드 사이의 접촉을 통해 제동력을 발생시킨다. 이때 디스크와 패드 사이에는 접촉에 의한 가변적인 수직항력 및 마찰력이 작용하게 되는데, 이와 같은 현상이 브레이크 시스템의 불안정성을 야기해서 차량의 스퀼 소음이 발생하게 된다. 해석모델에서는 이와 같은 디스크와 패드 사이의 접촉현상을 묘사하기 위하여 여러 방법이 사용되고 있지만, 이 연구에서는 정적인 상태에서 시스템의 불안정성을 판단하는 복소 고유치 해석을 수행하기 위해 디스크와 패드 사이의 접촉강성도 정적인 상태에서의 하중 대 변위 선도를 이용하여 접촉강성을 측정하였다.

Fig. 5는 디스크와 패드 사이의 접촉강성을 측정하는 시험장면을 나타낸 사진으로 디스크와 패드를 동일 선상에 위치시킨 상태에서 유압 액추에이터를 이용하여 하중을 가할 때 발생하는 변위를 측정하여 1.675E+04 N/mm의 접촉강성을 구하였다.

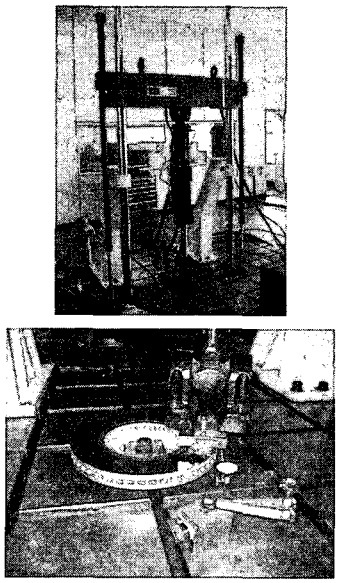


Fig. 5 Contact stiffness experiment

이러한 접촉강성 값을 바탕으로 이 연구에서는 브레이크 스퀼 소음 해석을 위하여 디스크와 패드 사이의 마찰력을 고려한 복소 고유치 해석을 수행하였다. Fig. 4는 디스크-패드 접촉면의 FBD(free body diagram)을 나타낸 그림으로 회전방향에 따라 마찰력 및 수직항력의 작용방향을 나타내었다.

4.3 복소 고유치 해석결과

앞서 설명한 바와 같이 브레이크 모듈의 각 단품별 연결관계 정의 및 접촉강성 측정을 통해 스퀼 소음 해석을 위한 전체 유한요소모델을 생성하였다. 이를 이용하여 전체 유한요소모델에 대한 경계조건은 너클의 마운팅 부분과 로암 볼 조인트 부가 체결되는

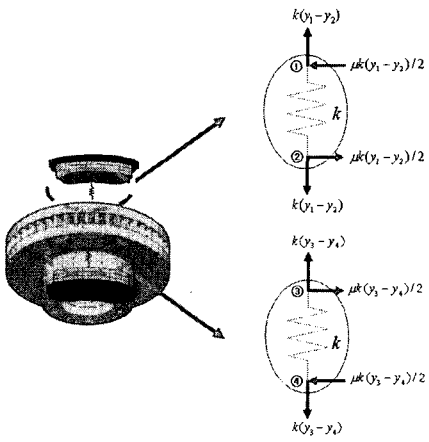


Fig. 6 FBD for contact point between disk and pad

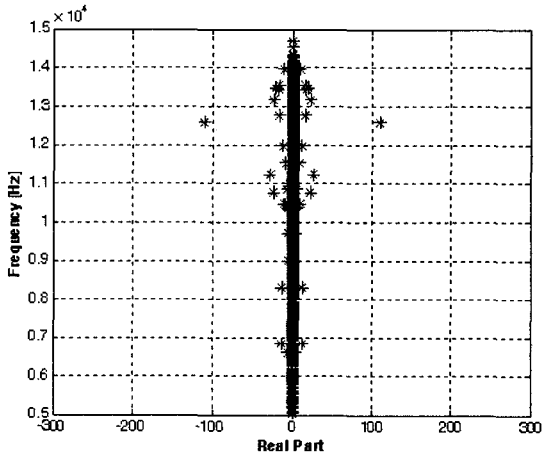


Fig. 7 Result of complex eigenvalue analysis

부분을 SPC(single point constraint) 요소를 사용하여 모든 자유도를 구속하여 모델을 생성하였다.

고유 진동수와 고유 모드를 계산하는 일반적인 모드 해석은 시스템의 질량 및 강성 행렬이 대칭 행렬일 경우에 해당한다. 즉 이 경우의 질량 및 강성 행렬은 마찰력에 의한 영향을 고려하지 않는다. 반면, 이 연구에서는 디스크와 패드 사이의 접촉면에 발생하는 마찰력에 의한 영향을 고려하여 복소 고유치 해석을 수행하기 위하여 MSC/Nastran Sol. #110을 사용하였으며, 마찰력에 의한 비대칭 강성 행렬을 직접 입력하는 DMIG 명령어를 사용하였다.

Fig. 7은 이 연구에서 대상으로 한 스퀼 소음 발생 대상차량에 대하여 유한요소모델 기반 복소 고유치 해석을 수행한 결과로 스퀼 발생 재현 시험을 통해 얻은 스퀼 발생 주파수 대역(12.5 kHz)과 일치하는 영역에서 불안정성이 크게 발생하는 것을 알 수 있다. 이를 통하여 해석적인 방법으로 실험적으로 구한 스퀼 발생 주파수 대역과 동일한 주파수 대역을 찾을 수 있었다.

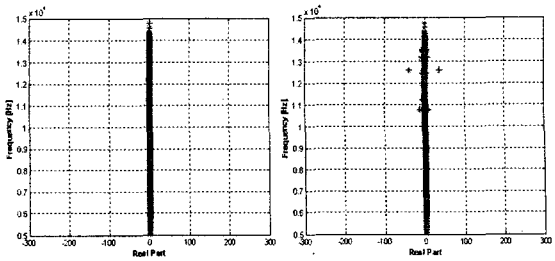
4.4 설계변수 영향도 분석

앞서의 연구에서는 스퀼 소음 발생 차량에 대하여 실험적인 방법에 의한 스퀼 발생 주파수 대역과 해석적 방법에 의한 스퀼 발생 주파수 대역이 일치하는 결과를 얻을 수 있었다. 이를 바탕으로 스퀼 소음에 영향을 미치는 다양한 설계변수에 대한 추가적인 영향도 및 스퀼 발생 주파수 대역의 변화 등의 분석을 통하여 브레이크 시스템 설계단계에서 활용될 수 있는 해석기술에 대한 연구를 수행하고자 한다.

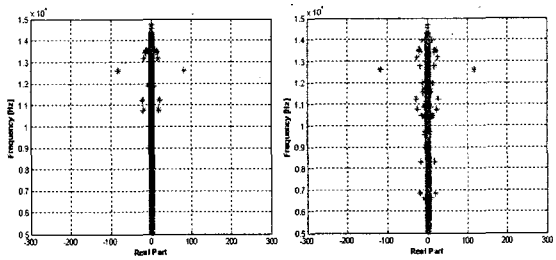
이를 위하여 이 연구에서 설정한 설계변수는 디스크와 패드 사이의 마찰계수, 디스크와 패드 사이의

Table 5 Default values of design variables

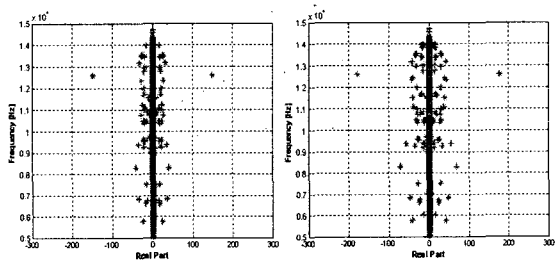
	Unit	Default value
Friction coefficient	-	0.38
Contact stiffness (disk-pad)	N/mm	1.675E+04
Spring stiffness (housing, backplate-caliper)	N/mm	5.000E+06
Young's modulus (pad)	GPa	0.30
Young's modulus (disk)	GPa	110



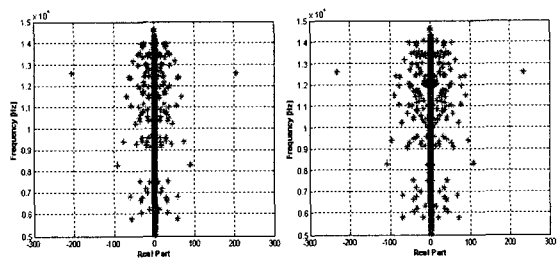
(a) 0.1 (b) 0.2



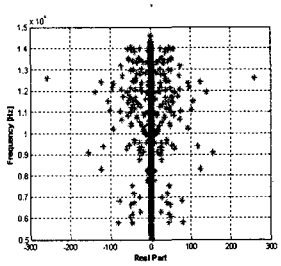
(c) 0.3 (d) 0.4



(e) 0.5 (f) 0.6



(g) 0.7 (h) 0.8



(i) 0.9

Fig. 8 Effects of various friction coefficient

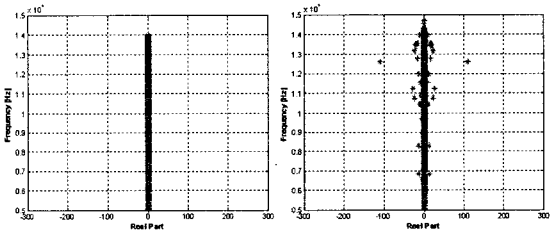
접촉면 접촉 강성, 하우징과 캘리퍼, 백플레이트와 캘리퍼 등의 연결요소인 스프링의 강성, 디스크와 패드의 재료물성치인 탄성계수와 같으며, 각각의 설계변수에 대한 기본 값은 Table 5와 같다. 이를 이용하여 각각의 설계변수에 따른 영향도 분석을 수행하였다.

Fig. 8은 디스크와 패드 사이의 마찰계수 변화에 따른 복소 고유치 해석결과를 나타낸 것으로 마찰계수가 증가함에 따라 시스템의 불안정성은 더 커지는 것을 알 수 있다. 특히 12.5 kHz에 해당하는 스퀼 소음 성분은 마찰계수가 커짐에 따라 더 커지는 것을 알 수 있다. 마찰계수가 0.2 미만의 영역에서는 진동소음 측면에서는 시스템 안정성이 가장 좋게 나타나는 것을 확인할 수 있다. 그러나 마찰계수가 너무 작으면 제동력에 문제가 있기 때문에 실제 제품에는 적용할 수 없다. 마찰계수가 0.5 이상인 경우 시스템의 불안정성이 전 영역에 걸쳐 발생하는 것을 알 수 있으므로 브레이크 설계 시 마찰계수는 0.3 ~ 0.4 영역에 존재하는 것이 최적의 상태임을 알 수 있었다.

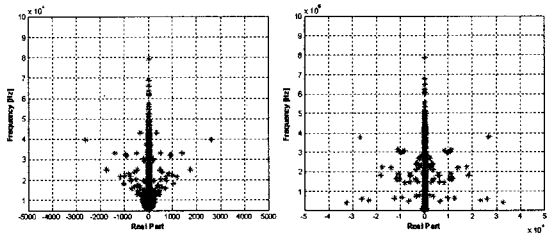
Fig. 9는 디스크와 패드 접촉면의 접촉강성 영향도를 분석한 결과이다. 시험으로부터 구한 디스크-패드 접촉강성(1.675E+04 N/mm) 보다 작은 접촉강성에서는 시스템의 불안정성이 없어지는 것을 확인할 수 있으나, 이보다 큰 영역에서는 시스템의 불안정성이 증가하는 것을 알 수 있었다.

Fig. 10은 디스크와 패드 외에 하우징과 캘리퍼 사이, 백플레이트와 캘리퍼 사이와 같이 스프링으로 모델링한 연결요소의 스프링 강성에 따라 전체 시스템의 불안정성이 어떻게 변화하는지를 해석한 결과이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 디스크와 패드를 제외한 다른 부분의 연결요소인 스프링의 강성은 전체 해석결과에 크게 영향을 미치지 않는 것을 확인할 수 있었다. 그러므로 시스템의 불안정성에는 디스크와 패드가 가장 크게 영향을 미치며 그 외의 부품간 연결관계는 상대적으로 작은 영향을 미침을 알 수 있었다.

Fig. 11과 Fig. 12는 디스크와 패드의 재료물성치 중의 하나인 탄성계수 변화에 따른 해석결과를 나타낸 그림이다. 이는 브레이크 시스템 설계단계에서 재료물성치를 알지 못하거나 재료의 가공상태, 열처리, 내구상태 등에 따른 재료물성치의 불확실성(uncertainty)이 존재할 경우의 영향을 보고자 한 것이다. 또한 최근 경량화 추세에 따라 디스크를 기존의 회주철 대신 알루미늄 복합재 디스크로 개발하기 위한 연구가 많이 시도되고 있기 때문에, 본 연구에서 수행하는 연구가 설계단계에서 활용될 수 있을 것이다.

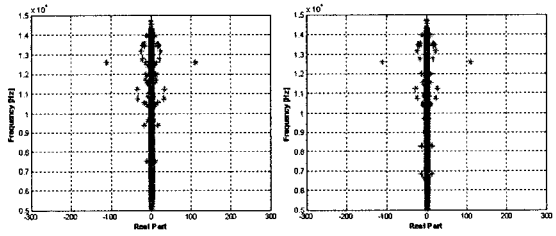


(a) 1.675E+02 [N/mm] (b) 1.675E+04 [N/mm]

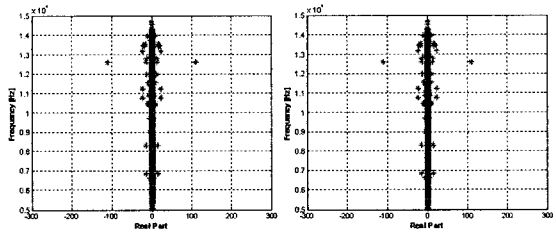


(c) 1.675E+06 [N/mm] (d) 1.675E+08 [N/mm]

Fig. 9 Effects of various contact stiffness between disk and pad

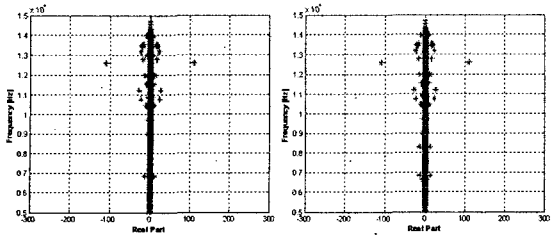


(a) 5.00E+04 [N/mm] (b) 5.00E+06 [N/mm]

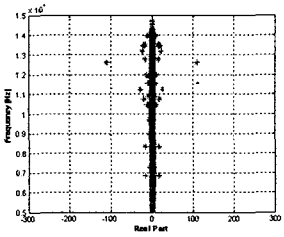


(c) 5.00E+08 [N/mm] (d) 5.00E+10 [N/mm]

Fig. 10 Effects of various spring stiffness between housing and caliper, pad and caliper

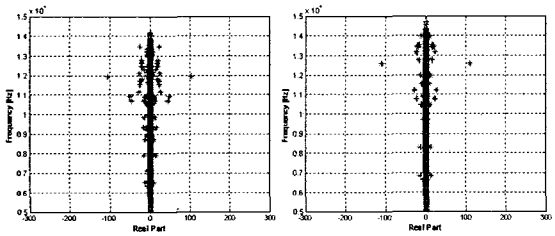


(a) 99 [GPa] (b) 110 [GPa]

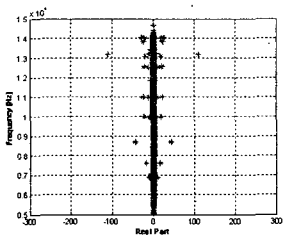


(c) 121 [GPa]

Fig. 11 Effects of different disk property



(a) 0.27 [GPa] (b) 0.30 [GPa]



(c) 0.33 [GPa]

Fig. 12 Effects of different pad property

결과에서 알 수 있는 바와 같이 디스크의 탄성계수 변화에 따라서는 시스템의 불안정성이 크게 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다. 그러나 패드의 탄성계수 변화에 따라서는 스퀼 소음의 발생 주파수 대역이 변화하는 것을 알 수 있었다. 이와 같은 해석결과로부터 상대적으로 패드의 탄성계수는 디스크에 비하여 시스템의 안정성에 크게 양향을 미침을 알 수 있었으며, 설계단계에서 패드의 종류 및 물성치 선정에 유의해야 함을 알 수 있었다.

5. 결 론

이 연구에서는 자동차 디스크 브레이크 시스템에서 발생되는 진동소음 현상 중 가장 빈번히 발생하면서 쉽게 해결하지 못했던 스퀼 소음에 대한 연구를 수행하였다. 스퀼 소음은 디스크와 패드 사이의 접촉에 의해서 발생되는 강비선형 현상으로 일반 CAE(computer aided engineering) 기법 및 수치해석 기법으로 해를 구하기에는 많은 어려움이 있으며, 현재까지 스퀼 소음의 정확한 원인은 밝혀지지 않은 상태이다. 특히 브레이크 시스템 설계단계에서 스퀼 소음을 예측하고 스퀼 소음에 영향을 미치는 다양한 설계변수에 대한 영향도를 분석하는 해석기술에 관련한 연구는 미진한 실정이다.

이 연구에서는 스퀼 소음 발생 차량에 대하여 샤시 다이나모메터를 이용한 스퀼 소음 재현 시험을 수행하여 스퀼 소음 발생 주파수 대역을 확인하였다. 또한 브레이크 시스템에 대한 유한요소모델을 구성하고 복소 고유치 해석을 수행하여 스퀼 소음 발생 주파수가 스퀼 소음 재현 시험과 일치되는 결과를 얻었다. 최종적으로 스퀼 소음에 영향을 미치는 여러 가지 설계변수 변화 및 영향도 분석을 통해 브레이크 시스템 설계단계에서 활용될 수 있는 스퀼 소음 해석기술에 대한 연구를 수행하였다.

이와 같은 일련의 절차는 브레이크 시스템 설계단계에서 CAE 기법을 통해 스퀼 소음의 발생 유무를 판별할 수 있기 때문에 차량 개발 시 소요되는 여러 비용적인 측면을 저감시킬 수 있을 것으로 예상되며, 저진동 저소음 브레이크 개발에 유용하게 활용될 수 있을 것으로 예상된다.

후 기

이 논문은 산업자원부가 주관하는 지역산업 중점기술개발사업(초경량 고강도 브레이크 부품 신뢰성 평가 기반기술 개발)의 성과물로써 관계자분들에게 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Dunlap, K. B., Riehle, M. A. and Longhouse, R. E., 1999, "An Investigation Overview of Automotive Disc Brake Noise", Society of Automotive Engineers, Paper No. 1999-01-0142.

(2) Shin, K. H., Joe, Y. G. and Oh, J. E., 2003, "The Effect of Damping of a Two-degree-of-freedom Model for the Disc Brake Squeal Noise", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 12, pp. 903 ~ 910.

(3) Kim, J. H., Bae, B. J., Lee, S. B. and Kim, T. J., 2005, "Squeal Noise Analysis and Reduction of Drum Brake Using Component Mode Synthesis", Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 15, No. 1, pp. 72 ~ 80.

(4) Lim, J. H., Cho, S. J., Choi, Y. S., Choi, S. J. and Choi, G. J., 2005, "Brake Squeal Noise Due to Run-out", Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 13, No. 3, pp. 41 ~ 47.

(5) Yeo, T. I., 2002, "A Study on Wear Life Prediction of Disk Brake Pads", Transactions of the Korean Society of Automotive Engineers, Vol. 10, No. 4, pp. 199 ~ 205.

(6) Kang, H. W., 2001, "A Study on the Complex Eigenvalue Analysis of Disc Brake Squeal Noise", Master's Thesis, Seoul National University.

(7) Abdelhamid, M. K., 1995, "Structural Instability Test/ Analysis of Brake Squeal", Society of Automotive Engineers, Paper No. 951281.

(8) Mahajan, S. K., Hu, Y. H. K. and Zhang, K., 1999, "Vehicle Disc Brake Squeal Simulations and Experience", Society of Automotive Engineers, Paper No. 1999-01-1738.

(9) Zhang, L., Wang, A., Mayer, M. and Blaschke, P., 2003, "Component Contribution and Eigenvalue Sensitivity Analysis for Brake Squeal", Society of Automotive Engineers, Paper No. 2003-01-3346.

(10) Kung, S. W., Dunlap, K. B. and Ballinger, R. S., 2000, "Complex Eigenvalue Analysis for Reducing Low Frequency Brake Squeal", Society of Automotive Engineers, Paper No. 2000-01-0444.

(11) Chung, C. H. J., Steed, W., Dong, J., Kim, B. S. and Ryu, G. S., 2003, "Virtual Design of Brake Squeal", Society of Automotive Engineers, Paper No.2003-01-1625.

(12) Park, C. K., Han, M. G., Cho, S. S., Choi, H. G., Jeong, J. D. and Lee, J. M., 2001, "A Study on the Reduction of Disc Brake Squeal Using Complex Eigenvalue Analysis", Society of Automotive Engineers, Paper No. 2001-01-3141.