

저소음 브레이크 설계를 위한 스켈 노이즈 해석기법 연구

A Study on the Analysis of Squeal Noise for Brake Design

권성진†·김찬중*·이봉현*·나병철*·김현철*

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

Key Words : Squeal(스켈), Complex Eigen-value(복소 고유치), Chassis-Dynamometer(샤시 동력계), Friction Coefficient(마찰계수), Contact Stiffness(접촉강성), Disc Brake(디스크 브레이크)

ABSTRACT

The phenomenon of squeal in disc brakes has been, and still is, a problem for the automotive industry. Extensive research has been done in an attempt to understand the mechanisms that cause it and in developing design procedures to reduce it to make vehicles more comfortable. In this paper, the study on squeal noise of disc brake is performed using complex eigen-value analysis. The first part describes the chassis-dynamometer and the testing procedure, and second part explains how the analysis is performed and shows some of the results from typical squeal tests. Finally, to reduce squeal nose of disc brake is investigated by the effects of brake design parameter.

1. 서론

스켈 노이즈는 차량 주행 시 쉽게 접할 수 있는 현상으로 제동 성능에는 문제가 없지만, 주관적인 관점에서 브레이크 시스템의 신뢰성을 저하시키는 주요 원인이 되고 있다. 스켈 노이즈는 가장 빈번하게 발생하는 브레이크 진동소음 현상으로 제동 후반부에 주로 발생하게 된다.

브레이크 스켈 노이즈는 강비선형 현상으로 이에 대한 원인 규명을 위하여 많은 연구자들이 연구를 수행하였지만, 정확한 원인은 밝혀지지 않은 상태이다. 스켈 노이즈를 저감하기 위하여 기본적인 수학적 이론부터 유한요소 해석, 과도 응답해석, 실험에 근거한 원인 규명 등 많은 방법이 시도되고 있으나, 아직은 경험에 의존한 스켈 노이즈 저감 방법이 현장에서는 유용하게 활용되고 있다. 경험에 의한 스켈 노이즈 저감방법은 비용적인 측면이나 소요시간 등에서 많은 단점이 있으므로, 설계 단계에서 예측가능한 기법의 개발이 필수적으로 요구되고 있다. 차량 개발기간이 단축되고 있는 것을 감안할 때 설계단계에서 활용가능한 브레이크 스켈 노이즈 예측기법이 요구되며, 이를 위해서 선행 연구자들의 연구결과를 바탕으로 설계 단계에서 활용가능한

스켈 노이즈 해석방법의 연구가 절실히 요구되고 있다.

국내의 경우 스켈 노이즈와 관련하여 많은 연구가 진행되어 왔는데, 유성우, 최연선, 여태인 등⁽¹⁾⁽²⁾⁽³⁾⁽⁴⁾은 스켈 노이즈를 해석하기 위한 유한요소모델의 생성방법과 복소 고유치를 이용한 해석방법, 시험을 통한 스켈 노이즈 발생 원인 해석 등을 통해 불안정성에 기인하는 인자를 규명하였으며, 다수의 외국 연구자들⁽⁵⁾⁽⁶⁾에 의해서 스켈 노이즈 원인규명 및 해석방법에 대한 연구가 진행되고 있다. 스켈 노이즈와 관련된 많은 연구가 진행되었으나, 브레이크 설계관점에서 설계변수의 영향도에 대한 연구는 시도되지 못하였으므로, 본 연구에서는 설계단계에서 활용할 수 있는 스켈 노이즈 해석방법에 대해 연구를 수행하였다.

2. 스켈 노이즈 재현 시험

본 연구에서는 스켈 노이즈 발생 차량에 대해 스켈 재현 시험을 수행하여 스켈 노이즈 발생 주파수 대역을 확인하고, 해석을 통해 얻은 결과의 타당성을 검증하였다. 일반적인 스켈 노이즈 현상은 브레이크 다이내모미터 시험에서 재현이 가능하지만, 브레이크 모듈만 장착하여 시험을 수행하므로 원인에 따라 스켈 노이즈가 재현되지 않는 경우가 있다. 이럴 경우 샤시 다이내모미터나 실차상태에서 스켈 노이즈 재현시험을 수행하여 발생현상을 재현하게 된다. 본 연구에서는 실차 상태와 동일한 샤시 다이내모미터에서 스켈 노이즈 재현시험을 수행하였다.

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

* 자동차부품연구원 에너지부품연구센터

2.1 샤시 다이나모미터

Figure 1은 본 연구에 사용된 샤시 다이나모미터를 나타낸 사진으로 실차 상태 구동이 가능하도록 구성된 차량 무향실에서 시험을 수행하였다. 주행 중 발생하는 브레이크 진동을 계측하기 위해 캘리퍼 부위에 3축 가속도계를 부착하였으며, 제동 시 발생하는 소음을 측정하기 위하여 휠에서 50 cm 거리에 마이크를 설치하였다. 계측시스템 설치 후 진동소음 전용 장비인 LMS Pimento를 이용하여 데이터를 분석하였다.

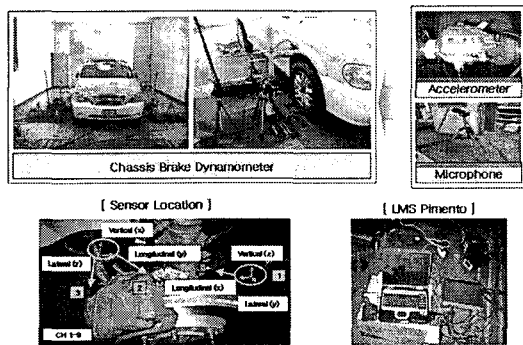


Figure 1 Chassi-dynamometer

2.2 스킨 재현 시험모드

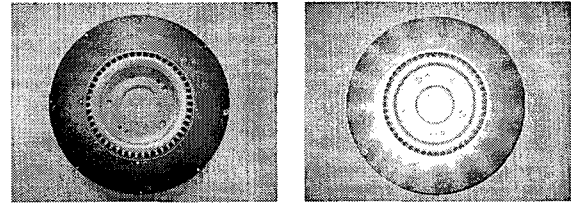
샤시 다이나모미터에서 스킨 노이즈 재현을 위한 시험모드는 크게 두 가지로 설정하여 시험을 수행하였다. 첫 번째 시험모드(시험모드 I)는 50 km/h의 속도에서 패드 온도 150°C, 제동 압력은 20 bar로 설정하여 제동시험을 수행하였으며, 두 번째 시험모드(시험모드 II)는 50 km/h의 속도에서 패드 온도 250°C, 제동 압력 35 bar로 설정하여 제동시험을 수행하였다.

Table 1 Specification of pad

| Mode | Pad | | | | |
|------|------|---------|--------|-------|-------|
| | Size | Chamber | Slot | Etc | Shape |
| I | 16" | 9 mm | 2 slot | V-cut | |
| II | 20" | 9 mm | 2 slot | V-cut | |
| III | 16" | - | 2 slot | V-cut | |

본 시험에서는 스킨 노이즈에 대해 디스크와 패드의 영향을 확인하기 위하여 총 3종의 패드와 2종의 디스크에 대해서 스킨 노이즈 재현시험을 수행하였다. 스킨 노이즈 재현 시험을 위해 패드는 Table 1과 같이 챔버가 있는 경우와 없는 경우, shim 등에 따라 3종을 제작하여 시험을 수행하

였다. 디스크는 마멸에 의한 영향을 확인하기 위하여 Figure 2와 같이 가공이 끝난 새로운 디스크와 내구시험을 수행한 후의 마모된 디스크를 선정하여 시험을 수행하였다.



(a) New disc(disc #1) (b) Old disc(disc #2)

Figure 2 Brake disc

2.3 샤시 다이나모미터 시험결과

본 연구에서는 시험모드 I, II에 대해서 스킨 노이즈 재현 시험을 수행하였다. Figure 3은 제동 시 발생하는 소음신호에 대한 주파수 분석결과로, 디스크 I과 패드 I 장착 시 12.5 KHz 영역에서 스킨이 발생하는 것을 알 수 있었으며, 시험모드 I, II에서도 동일한 현상이 발생하였다. 디스크 I, 패드 II 장착 시 스킨 노이즈가 발생하지 않는 것을 알 수 있었으며, 디스크 I, 패드 III에서도 동일한 결과가 발생하였다. 디스크 II, 패드 I의 경우 디스크 교체와 상관없이 동일하게 스킨 노이즈가 발생하는 것을 알 수 있었다.

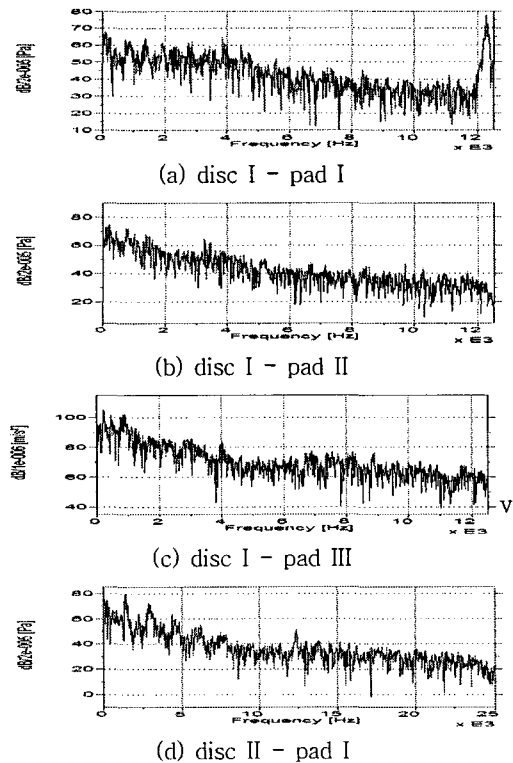


Figure 3 Noise signal at braking

이와 같은 시험결과로부터 본 대상 차량에 대해서는 스킵 노이즈 발생 시 디스크에 의한 영향은 미비하며, 패드 특성 변화에 따라 스킵 노이즈 발생 여부가 결정되는 것을 확인할 수 있었다.

3. 브레이크 부품 모달해석

스킬 노이즈 해석의 정확성을 높이기 위해서는 브레이크 부품별 유한요소모델의 정확도가 중요하다. 일반적으로 유한요소모델을 검증하는 방법은 실험적 모달 해석결과와 이론적 모달 해석결과로부터 고유진동수, MAC 값, 질량 등을 비교하여 오차를 최대한 줄이는 방법이 일반적이다. 이는 해석 시 동적거동에 대한 부분까지 고려하기 위한 것으로 이와 같은 방법을 통해 생성된 해석모델은 실제 현상을 잘 반영하게 된다. 본 연구에서는 사시 다이내모메터에서 수행한 스킵 노이즈 재현시험 결과 스킵 노이즈 발생 주파수 대역을 확인할 수 있었으며, 이를 해석적으로 분석하기 위하여 브레이크 부품에 대한 유한요소모델을 생성하였다.

3.1 모델링 절차

브레이크 모듈(Brake module)의 Pro-e 3D solid 모델에 대해 유한요소 모델 전용 소프트웨어인 HyperMesh 파일형식으로 변환하여 기하학적 형상을 편집하고, 요소화 작업을 수행하여 질점(node)과 요소(element)를 생성한 후, 이와 같이 생성된 질점과 요소에 대하여 검토와 수정 작업을 거치게 된다. 이와 같이 수정된 유한요소모델에 재료의 물성치와 물리량을 입력하여 이론적 모달해석을 위한 전처리 과정(Preprocessing)을 완료하게 된다.

Table 2 FE model of brake system

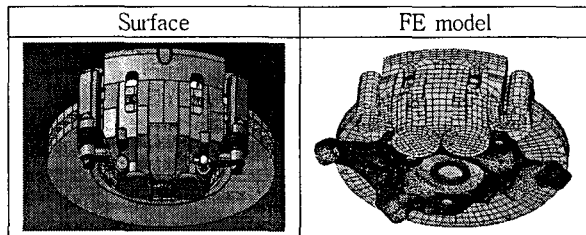


Table 3 Material property

| Brake Part | E [Gpa] | Poisson's ratio | Density [kg/m ³] |
|-----------------|---------|-----------------|------------------------------|
| Disc | 110 | 0.29 | 7,200 |
| Pad | 0.3 | 0.20 | 1,450 |
| Back Plate | 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 |

브레이크 부품에 대한 유한요소모델 생성 시 디스크-패드 사이의 접촉면은 복소 고유치 해석 시 해석결과에 미치는 영향이 크다. 본 연구에서는 디스크-패드의 접촉면은 노드점이 1대1 연결이 될 수 있도록 hexa로 모델링하였으며, 그 외의 부분에 대해서는 tetra를 이용하였다. Table 2는 본 연구에서 생성한 브레이크 부품의 유한요소모델을 나타낸 것이며, Table 3에 재료 물성치를 나타내었다.

3.2 모달 해석

브레이크 모듈의 유한요소모델에 대해 MSC/NASTRAN을 이용하여 모달해석을 수행하였다. 브레이크 부품 해석에서는 신뢰성 있는 모델을 구성하고 설계 변경을 통해 동특성들을 예측한 뒤 가장 최적의 모델을 구성하여 사용하게 된다. 본 연구에서는 스킵 노이즈 발생 대역이 12.5 KHz 영역의 고주파수 대역이므로 모달 해석 시 5 KHz 이상의 고차 모드에 대해 해석을 수행하였다.

유한요소모델의 타당성을 검증하기 위해서는 이론적 모달 해석결과와 실험적 모달해석결과를 비교, 검토하여야 한다. 실험적 모달해석은 브레이크 각 단품에 대해 충격을 가한 후 이때 발생하는 응답을 측정하여 가진과 응답 사이의 관계로부터 모달 정보를 얻어내는 방법을 이용하여 실험적 모달해석을 수행하였다. 모달해석용 모달모델을 구성한 후 모달 전용 프로그램인 LMS Polymax를 이용하여 분석하였다.

3.3 모달해석 결과 비교

실험적 모달 테스트를 통해 모달 모델을 구성하고 SINGLE-PICK 방법을 이용하여 모달 정보를 얻어내게 된다. 이러한 과정은 유한요소모델을 통해 이론적으로 동일한 값을 얻을 수 있기 때문에 2개의 값을 상호 비교해 봄으로써 구성된 유한요소모델의 신뢰성을 평가해 볼 수 있다.

유한요소모델에 대하여 MSC/NASTRAN을 이용하여 모달해석을 수행한 결과와 실험을 통하여 모달해석을 수행한 결과를 비교하여 Table 4에 나타내었다. 브레이크 모듈을 구성하는 주요 부품인 디스크, 너클 모듈, 캘리퍼 모듈, 패드에 대해 모달해석결과를 비교하였다. 비교를 수행하기 위해 아래의 식과 같이 실험적 결과값과 이론적 결과값의 오차를 구하여 비교하였다.

$$Error = \frac{|A - B|}{A} \times 100$$

A : Experiment
B : FEM

질량에 대해서는 오차율이 5~10%를 나타내고 있으며, 고유진동수에 대해서는 오차율이 5% 보다 작은 값들을 나타내고 있는 바, 5%의 오차율이 신뢰성을 판정하는 한계 오차이기 때문에 구성된 모델은 작동 범위내에서 신뢰성을

가진다는 것을 알 수 있다.

Table 4 Result of modal analysis

| Mode | Disc [Hz] | | | Knuckle [Hz] | | |
|-----------|---------------------|--------|-------|--------------|--------|--------|
| | 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 % |
| Mode | Caliper module [Hz] | | | Pad [Hz] | | |
| | 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 % |

4. 복소 고유치 해석

스켈 노이즈는 디스크와 패드 사이의 마찰에 의해서 발생되는 현상으로 이에 대한 해석방법은 크게 3 가지로 나눌 수 있다. 첫 번째로 고유 모드 해석이 있는데, 이는 브레이크 단품에 대한 고유 모드 해석을 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 해석방법이 있는데 이는 일정한 회전속도의 디스크에 스텝 브레이크 압력 조건을 가하고, 이때 발생하는 진동의 발산 정도를 가지고 시스템의 불안정성을 예측하는 방법으로 시스템의 불안정성을 예측할 수 있지만, 많은 비용과 시간이 소비된다는 단점이 있다. 세 번째로 복소 고유치 해석이 있는데 전체 시스템에 대한 고유치 해석을 수행하여 고유치의 실수 부호 크기로 시스템의 불안정성을 판별하는 방법으로 비선형 과도해석보다 효과적이지만 접촉면의 모델링이 어려운 단점이 있다. 하지만 스켈 노이즈 발생 시 디스크의 형상이 파동형태의 움직임을 나타내고, 스켈 노이즈가 시스템의 불안정성에 의해서 발생되므로 본 연구에서는 복소 고유치 해석을 통해 스켈 노이즈를 해석하였다.

4.1 단품별 연결 방법

복소 고유치 해석을 위해서는 브레이크 모듈 전체에 대한 해석모델을 생성하여야 한다. 브레이크 단품별 유한요소모델에 대해서 실차 상태와 동일하게 각 단품별 연결방법 및 구속조건을 설정하여 스켈 노이즈 해석용 모델을 구성하였다. 디스크와 허브의 경우 볼트 체결부위에 6자유도로 구속

하여 연결관계를 정의하였으며, 허브는 너클의 중앙에서 회전하므로 축 방향 회전만이 가능하도록 허브와 너클의 접촉면을 5 자유도 구속요소로 연결하였다. 백플레이트와 캘리퍼는 제동 시 백플레이트의 거동이 캘리퍼에 의해 제한되므로 접촉면의 수직 방향에 대해 스프링 요소를 사용하여 연결하였으며, 캘리퍼 하우징은 가이드 로드를 따라 축 방향 이동이 가능하기 때문에 하우징과 캘리퍼의 가이드 로드 연결부에 중심질점을 생성하고, 각 연결부의 질점을 6자유도로 구속하여 연결하였다. 그리고 캘리퍼 하우징과 캘리퍼의 중심질점 사이에는 스프링 요소를 사용하여 연결하였다. 백플레이트의 병진운동은 피스톤의 병진운동에 따라 발생하게 되는데, 이를 해석모델에 구현하기 위하여 백플레이트와 피스톤의 접촉면 중심에 별도의 질점을 생성하고, 이와 각 접촉면의 질점을 6자유도 구속 요소를 사용하여 연결하였으며, 백플레이트와 피스톤의 중심질점 사이에는 스프링 요소를 사용하여 연결하였다. 피스톤은 하우징 내에서 축 방향으로만 운동이 가능하기 때문에 두 단품의 단면 중심에 별도의 질점을 각각 생성하고, 이 두 질점 사이에 5 자유도 구속 요소를 사용하여 연결하였다.

4.2 접촉강성 측정시험

제동 시 디스크와 패드 사이는 접촉을 통해 제동력을 발생하게 된다. 이때 디스크와 패드 사이에는 접촉에 의한 수직 항력 및 마찰력이 작용하게 되는데, 이와 같은 현상이 시스템의 불안정성을 야기해서 스켈 노이즈가 발생하게 된다. 해석모델에서는 이와 같은 디스크-패드 사이의 접촉현상을 묘사하기 위하여 여러 방법이 사용되고 있지만, 본 연구에서는 정적인 상태에서 시스템의 불안정성을 판단하는 복소 고유치해석을 통해 해석을 수행하기 위해 디스크와 패드 사이의 접촉강성도 정적인 상태에서의 하중 대 변위 선도를 이용하여 접촉강성을 측정하였다.

4.3 접촉면(디스크-패드) 모델링

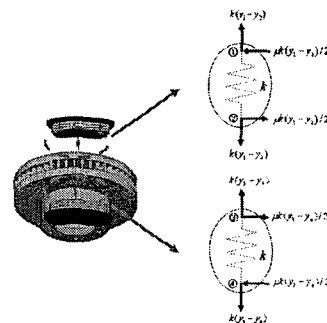


Figure 4 FBD for contact point of disc-pad

본 연구에서는 브레이크 스켈 노이즈 해석을 위하여 디스

크와 패드 사이의 마찰력을 고려한 복소 고유치 해석 (Complex Eigenvalues Analysis)을 수행하였다. 복소 고유치 해석 시 가장 중요한 부분은 디스크와 패드 사이의 접촉면을 어떻게 정의하느냐에 따라 해석결과의 정확성을 확보할 수 있다. Figure 4는 디스크-패드 접촉면의 FBD(Free Body Diagram)을 나타낸 그림으로 회전방향에 따라 마찰력 및 수직항력의 작용방향을 표시하였다.

4.4 복소 고유치 해석결과

각 단품별 연결관계 정의 및 접촉강성 측정을 통해 스퀸 노이즈 해석을 위한 전체 유한요소모델을 생성할 수 있다. 전체 유한요소모델에 대한 경계조건은 너클의 마운팅 부분과 로우암 볼 조인트 부가 체결되는 부분을 spc 요소를 사용하여 모든 자유도를 구속하여 모델을 생성하였다. 고유진동수와 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.

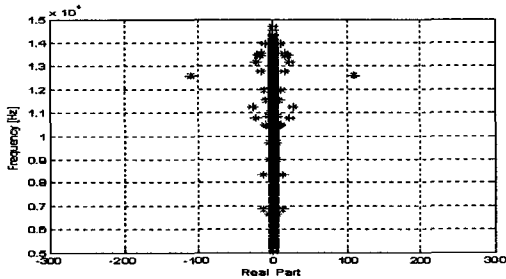


Figure 5 Result of complex eigenvalue analysis

본 연구에서는 디스크와 패드 사이의 접촉면에 발생하는 마찰력에 의한 영향을 고려하여 복소 고유치 해석을 수행하기 위하여 MSC/Nastran을 사용하였으며, 마찰력에 의한 비대칭 강성 행렬을 Direct Matrix Input으로 DMIG를 사용하였다. Figure 5는 디스크-패드 접촉면 모델링 방법에 대해 복소 고유치 해석을 수행한 결과로 재현 시험을 통해 얻은 스퀸 발생 주파수 대역과 일치하는 영역에서 불안정성이 크게 발생하는 것을 알 수 있었다.

4.5 설계변수 영향도 분석

스킬 노이즈 해석을 위한 기본 모델이 완성된 후 주요 설계 변수에 대한 영향도 분석을 수행하였다. 설정된 설계변수는 마찰계수, 디스크-패드 접촉면 접촉 강성, 하우징-켈리퍼와 백플레이트-켈리퍼간의 접촉 강성, 디스크 및 패드 물성치 변화에 따른 스퀸 발생 여부에 대한 연구를 수행하였다.

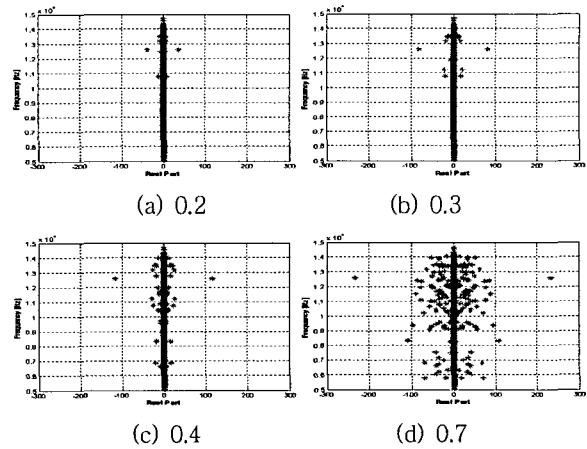


Figure 6 Effects of different friction coefficient

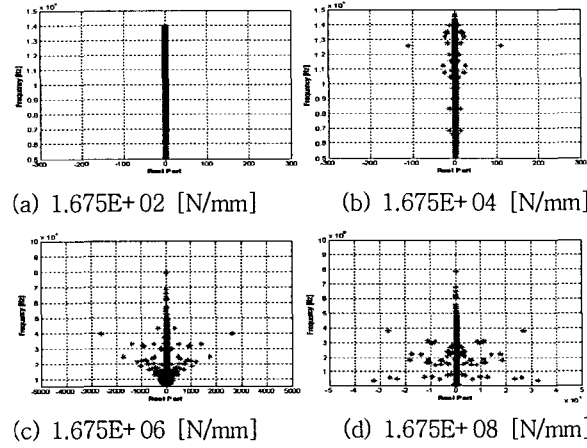


Figure 7 Effects of disc-pad contact stiffness

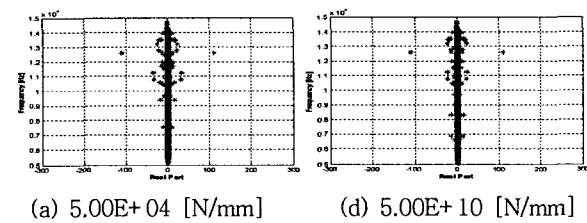


Figure 8 Effects of contact stiffness

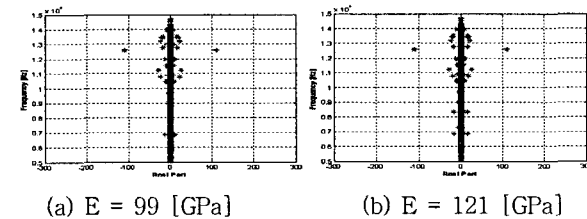


Figure 9 Effects of different disc property

Figure 6은 마찰계수 변화에 따른 복소 고유치 해석결과

를 나타낸 것으로 마찰계수가 증가함에 따라 시스템의 불안정성은 더 커지는 것을 알 수 있다. 특히 12.5 KHz에 해당하는 스킵 노이즈 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. Figure 7은 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 있다. 설계단계에서는 시험을 통해 접촉강성을 구할 수 없기 때문에 접촉강성을 예측해서 해석하여야 하는데 이때 접촉강성을 10^4 정도의 값으로 사용하였을 때 해석결과가 실제 현상과 일치함을 알 수 있었다. Figure 8은 디스크와 패드 외에 하우스와 캘리퍼 사이, 백플레이트와 캘리퍼 사이에 접촉강성이 존재하게 되는데 이 접촉강성의 변화에 따라 전체 시스템의 불안정성이 어떻게 변화하는지를 해석한 결과이다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 디스크와 패드를 제외한 다른 부분의 접촉강성은 전체 해석결과에 크게 영향을 미치지 않는 것을 확인할 수 있었다. 그러므로 시스템의 불안정성에는 디스크와 패드가 가장 크게 영향을 미치며 그 외의 부품간 연결관계는 크게 중요하지 않음을 알 수 있었다.

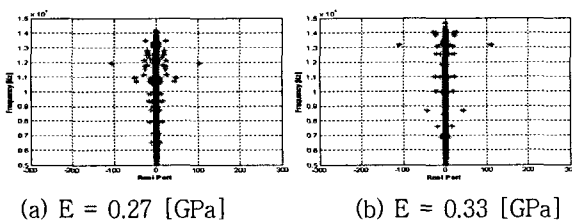


Figure 10 Effects of different pad property

Figure 9와 Figure 10은 디스크와 패드 물성치의 변화에 따른 해석결과로, 물성치 변화는 재질의 변화를 나타내므로, 최근 경량화 추세에 따라 디스크를 기존의 회주철 대신 알루미늄 복합재 디스크로 개발하기 위한 연구가 많이 시도되고 있기 때문에 재질의 변화에 따라 브레이크 스킵 노이즈에 미치는 영향을 분석하였다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이 디스크의 물성치 변화에 따라서는 시스템의 불안정성이 크게 영향을 미치지 않음을 알 수 있다. 그러나 패드의 물성치 변화에 따라서는 스킵 노이즈의 발생 주파수 대역이 변화하는 것을 알 수 있었다. 이와 같은 해석결과로부터 디

스크의 재질 변화는 시스템의 전체 안정성에는 크게 영향을 미치지 않으나 패드의 재질 변화는 크게 영향을 미치는 것을 알 수 있었다.

5. 결론

본 연구에서는 브레이크에서 발생하는 진동소음 중 가장 빈번히 발생하면서 쉽게 해결하지 못했던 스킵 노이즈에 대해 연구를 수행하였다. 스킵 노이즈는 디스크와 패드 사이의 접촉에 의해서 발생하는 강비선형 현상으로 일반 CAE 기법 및 수치 기법으로 해를 구하기에는 많은 어려움이 있다. 특히 설계단계에서 예측가능한 해석기법은 현재까지도 완벽히 개발이 되지 못하고 있는 실정이다.

본 연구에서는 사시 다이아모메터에서 스킵 노이즈 재현시험을 수행하여 스킵 노이즈 발생 주파수 대역을 확인하였으며, 브레이크 단품별 유한요소모델로부터 복소 고유치 해석을 수행하여 스킵 노이즈 발생 현상을 재현하였다. 최종적으로 여러 설계 변수 변화 및 영향도 분석을 통해 설계 단계에서 활용될 수 있는 스킵 노이즈 해석기술에 대한 연구를 수행하였다. 이와 같은 일련의 절차는 설계 단계에서 CAE 기법을 통해 스킵 노이즈의 발생 유무를 판별할 수 있기 때문에 차량 개발 시 소요되는 여러 비용적인 측면을 저감시킬 수 있을 것으로 예상되며, 저진동 저소음 브레이크 개발에 활용될 수 있을 것으로 예상된다.

후 기

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

참 고 문 헌

- (1) 유성우, 1999, "브레이크계의 스킵 소음에 관한 연구", 서울대학교 공학박사학위논문.
- (2) 임재훈, 조성진, 최연선, 2004, "디스크 런아웃에 기인한 브레이크 스킵 소음", 자동차기술개발사업 논문집, Vol. 2, pp. 23-31.
- (3) 여태인, 2002, "디스크 브레이크 패드 수명 예측에 관한 연구", 한국자동차공학회논문집 제10권 제4호, pp. 199-205.
- (4) Kang H. W., 2004, "A Study on the Complex Eigenvalue Analysis of Disc Brake Squeal Noise", 서울대학교 석사학위논문.
- (5) M. K. Abdelhamid, "Structural Instability Test/Analysis of Brake Squeal", SAE 951281.
- (6) S. K. Mahajan, Y. H. K. Hu, K. Zhang, "Vehicle Disc Brake Squeal Simulations and Experience", SAE 1999-01-1738.