# 휠 제동 장치의 스퀼 소음 해석을 위한 해석 모델 구축

# Development of the FE(Finite Element) model for analysing the squeal noise of wheel brake system

차정권* 박영일** 이동균*** 조동현**** 김기남***** 백진성******

**Cha, Jung-kwon Park, Yeong-il Lee, Dong-Kyun Cho, Dong-Hun Kim, Ki-Nam Beak, Jin-Sung**

**ABSTRACT**

Squeal of disk brake is a noise and self excited vibration with frequency range of 1~10Khz cause by the friction force between the disk and the pad of the automobile. Passengers in a cehicle feel uncomfortable.

In this paper modal analysis of wheel brake system was performed in order to prediction of squeal phenomenon. It was shown that the prediction of system instability is possible by FEM. finite element model of that brake system was made. Some parts of a real brake was selected and modeled. The normal mode analysis method performs analyses of each brake system component. Experiment of modal analysis was performed for each brake components and experimental results were compared with analytical result from FEM.

## 1. 서 론

자동차의 성능이 향상됨에 따라 쾌적성, 정숙성이 보다 더 요구되고 있다. 차량 제동 시 브레이크 계에 의해 발생하는 진동과 소음은 탑승자와 보행자에게 불쾌감을 느끼게 하여 정숙성을 저하시키며 경우에 따라서는 불안감마저 느끼게 하는 요인이 된다. 이런 진동과 소음의 큰 원인중 하나는 브레이크계의 제동 시 디스크(disk)와 패드(pad)사이의 접촉으로 수직항력 및 마찰력이 작용하게 되어, 시스템의 동적 불안정성(Dynamic instability)이 원인이 되어 차량의 진동이 발생하게 된다. 차량 제동시 브레이크에 의해 발생하여 문제시 되는 진동과 소음으로는 주파수 대역에 따라 스퀼(squeal), 저더(judder), 그론(groan) 등이 이미 잘 알려져 있다. 이 중 스퀼은 제동 말기의 저속에서 회전체(disc)와 마찰재(pad)의 마찰에 의해 발생하는 소음으로서 주로 1kHz에서 10kHz의 높은 주파수에서 발생한다.

스퀼 소음의 원인은 디스크, 패드 등 브레이크 부품의 고유진동수가 서로 근접해 있으면 스퀼이 발생 경향이 나타나는 것은

† 책임저자 : 차정권, 정회원, 서울산업대학교, 기계설계학과, 석사
E-mail : carzzang80@hotmail.com
TEL : (02)948-1651 FAX : (02)948-1651

* 박영일 정회원, 서울산업대학교, 기계설계●자동화공학부, 교수
이동균 비회원, 유진기공산업(주), 제동시스템팀, 차장
조동현 비회원, 유진기공산업(주), 제품설계팀, 과장
김기남 비회원, 유진기공산업(주), 제품설계팀, 차장
백진성 정회원, 현대로템(주), 선행제품개발팀, 주임연구원

이론적 또는 실험적으로 증명되어 있는 사실이다. 또한 마찰재와 디스크 사이의 수직력 변동에 의해 발생하므로 이에 의한 불안정성 해석에 의한 원인 규명 연구도 많이 진행되고 있다. 즉, 마찰재의 수직변형에 의해 수직력이 발생하고, 이 수직력의 변동함에 따라 마찰력이 변동하며, 이 마찰력이 계를 가진하여 동적 불안정성을 유발하게 된다.

현재 스퀼소음의 일반적인 분석 방법으로 유한요소법(Finite Element Method : FEM)과 복소 고유치 해석방법(Complex Eigenvalue Analysis)이 활용되어 왔다. 하지만 스퀼 소음을 예측하고 영향을 미치는 다양한 설계변수 및 불확실성으로 본질적인 스퀼 소음의 저감원인과 방법이 부족한 것이 사실이다.

따라서, 본 연구에서는 현재 시험 운행중인 틸팅 차량의 휠 브레이크를 대상으로 유한요소해석을 이용하여 각 구성품의 모드별 고유진동수 결과를 추출하였고, 얻어진 이론적 모달 해석 결과의 신뢰성을 평가하기 위해 실험 모드해석을 동시에 수행하였다. 신뢰성이 확보된 유한요소 모델링의 단품을 Ass'y하여 스퀼소음 주파수 영역대의 복소 고유치 해석을 수행 하여 실차 시험과 비교하여 스퀼 소음을 이론적 방법을 통해 접근하고, 스퀼 소음의 해결을 위한 설계 단계에서의 해결 방안 제시를 위한 연구로 활용할 것이다.

## 2. 모달 해석

틸팅 차량의 브레이크 시스템은 그림.1과 같고, 단품의 모델링에 신뢰성 파악을 위하여 각 구성요소에 대한 유한 요소 해석을 이용한 모달 해석을 수행하였다.

### 2.1 유한요소해석

브레이크의 각 구성품들은 HyperMesh를 이용하여 절점(node)와 요소(element)를 생성하였다. 도표.1은 완성된 각 유한요소 모델의 요소와 노드 수를 나타내며, 그림.2, 그림.3은 완성된 유한요소 모델링

그림1. 틸팅열차의 실제 제동부 모습

으로 스퀼 소음의 주원인이 되는 단품을 대상으로 유한요소 모델링을 수행한 모습이다.

도표.1 단품의 절점과 노드 수

| COMPONENT | ELEMENT | NODE |
|---|---|---|
| DISC | 13182 | 18392 |
| LEVER | 3298 | 4971 |
| LINING HEAD | 1658 | 2763 |
| PAD | 902 | 1348 |

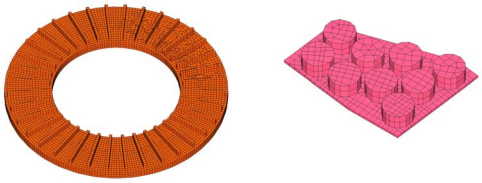


그림2. Disc와 Pad 유한요소 모델링

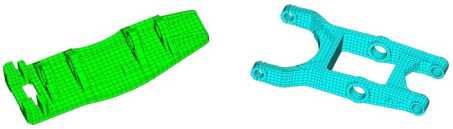


그림3. Head와 Lever 유한요소 모델링

유한요소 해석은 ANSYS 10.0을 사용하였고, 구성품들의 경계조건은 free-free상태에서 해석을 수행하였다. 해석 결과에 보여진 모든 요소는 병진 운동(translational motion)만 고려하였고, 회전운동(rotational motion)은 고려되지 않았다. 또한, ANSYS를 통하여 얻어진 1~ 10 kHz범위 내의 고유진동수 중에서 마찰면의 성능 변화가 크게 발생하여 스퀼의 원인이 되는 수직 방향의 거동이 발생하는 방향의 모드를 해석 대상으로 하였다. 각

단품의 유한요소해석의 모달 해석 결과를 아래의 표로 나타내었다. 그림4, 5는 단품의 대표적인 모드 형상을 나타내었다.

도표.2 단품의 모달 해석 결과

| No. | Disc | Lever | Head | Pad |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 1020 | 1100 | 1170 | 1270 |
| 2 | 1510 | 1410 | 1460 | 1550 |
| 3 | 2260 | 2020 | 2100 | 1830 |
| 4 | 3010 | 2470 | 2460 | 1960 |
| 5 | 3110 | 2730 | 2640 | 2420 |
| 6 | 3830 | 3350 | 2900 | 2650 |
| 7 | 4050 | 3860 | 3300 | 3070 |
| 8 | 4710 | 4310 | 3600 | 3410 |
| 9 | 5100 | | 4130 | 4130 |
| 10 | 5650 | | 4400 | 4560 |
| 11 | | | 4540 | 5840 |
| 12 | | | 4850 | |
| 13 | | | 5320 | |
| 14 | | | 5670 | |

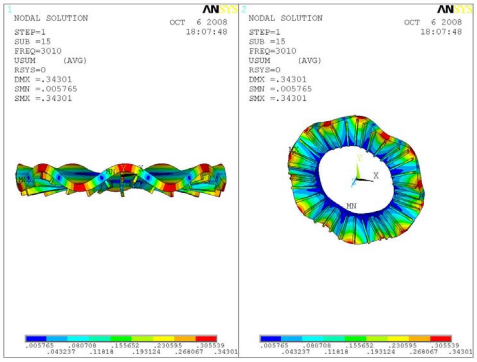


그림.4 Disc의 모드형상 : 3010Hz

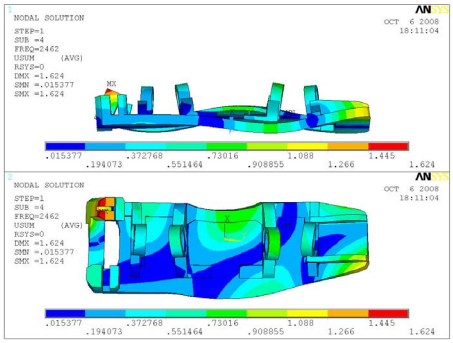


그림.5 Head의 모드형상 : 2460Hz

## 2.2 실험 모달 해석

유한요소 모델링의 검증을 위해 단품에 대한 실험적 모달 해석을 수행하였다. 실험 모드 해석은 탄성 고무튜브로 단품을 고정하여 자유단을 구현하였다. 이 실험에서도 스퀼 소음의 원인이 되는 수직 방향 성능해석을 위하여 1축 방향 가속도계(accelerometer)를 사용하여 접촉면 수직방향의 가속도를 측정하였다. 충격해머를 이용접촉면 수직방향으로 가진 하였으며 스퀼소음의 진동수 영역인 10kHz 까지 충분히 가진될 수 있도록 해머 팁의 선택과 충격을 가하는 방법에 특히 주의를 기울였다. 그림.6은 실험장치의 개략도이고, 그림.7은 실험 실제 모습이다.

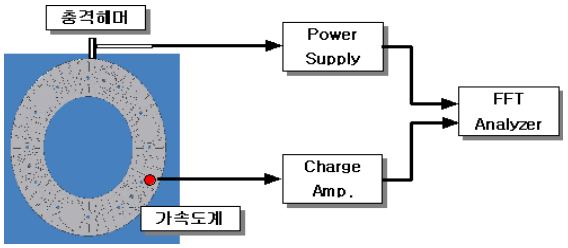



그림. 6 실험 개략도

그림.7 실험 실제 모습

실험대상 부품에 각 모드가 충실히 표현될 수 있는 위치를 선택하여 노드점을 선정하여 번호를 부여하였으며 각 노드점은 충격해머의 가진과 가속도 측정점으로 사용된다. 노드점은 모드 형상이 표혈될 수 있도록 disc 는 48개, lever 는 14개의 노드 점을 설정하여 사용하였다. disc 경우 1번 노드에 가속도계를 부착하고 1~48번까지 임팩트 햄머로 충격을 가하여 각 노드에서의 FRF(Frequency Response Function) 신호를 Smartoffice Analyzer를 이용하여 데이터 값을 얻었다. 실험으로부터 얻어진 데이터 값들은 모드해석 전용 소프트웨어인 ME'scope를 이용하여 각 단품의 실험 모달해석을 수행하였다. lever

의 경우에도 1번 지점에 가속도계를 부착하고 1~48번까지 임팩트 햄머로 충격을 가하였으며 나머지 단품도 같은 요령으로 실험을 수행하였다. 그림.8, 그림.9는 disc와 lever에서 측정된 대표적인 FRF data 를 보여준다.

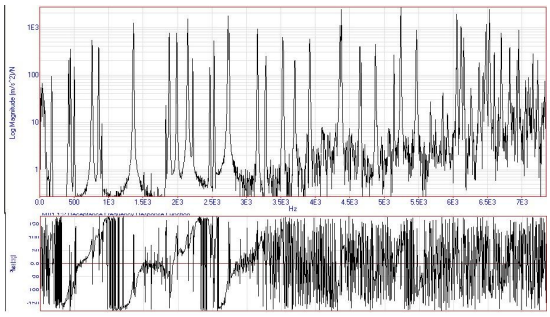


그림.6 Disc의 FRF&Real 결과 그래프

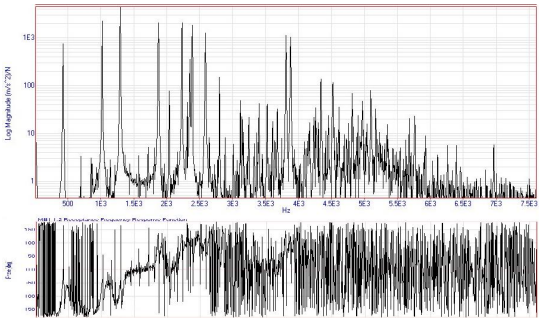
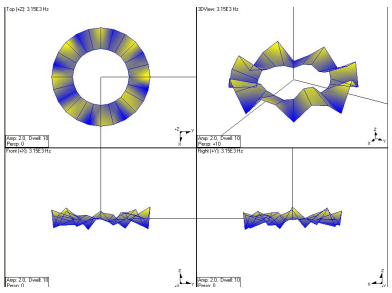


그림.7 Lever의 FRF&Real 결과 그래프

실험으로 얻어진 FRF신호를 보면 각 부품의 고유진동수를 표현하는 피크(peak)가 나타는 진동수가 있다.

디스크의 경우 특히 1~6 kHz영역 사이에서 고유진동수가 나타남을 볼 수 있다. 그 이상의 진동수에서는 두드러진 피크가 발생하지 않았으며 이것은 두드러진 진동 모드가 없다는 사실일 수도 있지만 불확실한 가진도 한 원인을 했을 것으로 추측된다. 많은 이웃하는 피크의 발생은 두드러진 진동형상에 지역적인 진동이 중첩된 결과로서 모든 진동형상을 분석하여 마찰면 중심의 대표적인 진동에 대한 해석만 수행하였다.



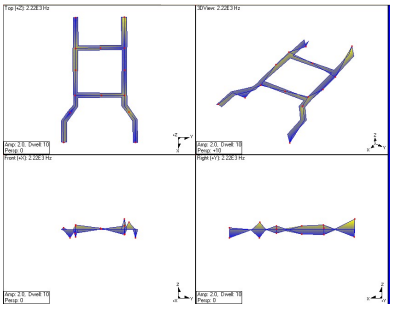


그림.7 디스크와 레버의 실험 모드 형상

그림7,은 Disc와 Lever의 대표적인 실험 모드 형상을 보여준다.

## 2.3 모달 해석 결과 비교

브레이크 모듈의 각각 단품을 유한요소모델에 의한 이론적 모드해석과 실제 브레이크 단품의 실험적 모드해석을 결과 값을 비교 검토하였다. 실험적 모달 해석 결과에서 주로 발생한 1kHz~6kHz 범위를 중심으로 결과를 비교하였다.

도표. 3 모달 해석 결과 비교

| | Disc | | Lever | | Head | | Pad | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| No. | Exp. | Ana. | Exp. | Ana. | Exp. | Ana. | Exp. | Ana. |
| 1 | 1350 | 1020 | 1020 | 1100 | 980 | 1170 | 1240 | 1270 |
| 2 | 1870 | 1510 | 1290 | 1410 | 1380 | 1460 | 1520 | 1550 |
| 3 | 2150 | 2260 | 2230 | 2020 | 1990 | 2100 | 1820 | 1830 |
| 4 | 3150 | 3010 | 2380 | 2470 | 2210 | 2460 | | 1960 |
| 5 | 3270 | 3110 | 2800 | 2730 | 2690 | 2640 | | 2420 |
| 6 | 3920 | 3830 | 3160 | 3350 | 2860 | 2900 | | 2650 |
| 7 | 4380 | 4050 | 3810 | 3860 | 3150 | 3300 | | 3070 |
| 8 | 4650 | 4710 | 4350 | 4310 | 3530 | 3600 | | 3410 |
| 9 | 5140 | 5100 | | | 4010 | 4130 | | 4130 |
| 10 | 5470 | 5650 | | | 4410 | 4400 | | 4560 |
| 11 | | | | | 4500 | 4540 | | 5840 |
| 12 | | | | | 4570 | 4850 | | |
| 13 | | | | | 5130 | 5090 | | |
| 14 | | | | | 5510 | 5670 | | |

Disc의 경우 유한요소 해석 결과와 실험 결과가 다른 단품에 비해 큰 오차(error)를 보였는데 유한요소모델링 과정에서 불필요한 형상을 제거하는 과정에 나타난 결과로 볼 수 있다. Pad의 실험적 모드 해석과정에서 Pad의 질량이 작아서 2kHz 이상의 영역을 가진하는데 어려워 결과를 얻지 못하였다. 나

머지 Lever와 Head는 유한요소 모델링 과정에서 발생한 오차는 차후 진행될 Ass'y모델링의 복소 고유치 해석 결과에 영향이 미세하다고 판단되어 무시하였다.

## 3. 복소 고유치 해석

복소 고유치 해석은 고유치의 실부 부호 크기로 시스템의 불안정성을 판별하는 방법으로 해석에 효과적이지만 접촉면의 모델링이 어려운 단점이 있다. 하지만 본 연구에서는 Ansys를 이용하여 복소 고유치 해석을 수행하였다.

### 3.1 복소 고유치 해석 이론

시스템의 운동은 식①과 같고, 디스크와 패드간의 마찰을 고려하면 식②와 같다.

$$[M']\{\ddot{u}\}+[C']\{\dot{u}\}+[K']\{u\}=F_f \qquad ①$$

$$\{F_f\}=\mu\{N\}=\mu \cdot K_c \cdot (\{u_{disc}\}-\{u_{pad}\})$$

여기서, $\{F_f\}$ : 디스크/패드 마찰력

$K_c$ : 접촉 강성

$$[M']\{\ddot{u}\}+[C']\{\dot{u}\}+[K']\{u\}=\{0\} \qquad ---②$$

$$\text{or } (\lambda^2[M']+\lambda[M']+[K'])\{\Phi\}=\{0\}$$

여기서,

$\lambda$ : eigenvalue

$\{\Phi\}$ : eigenvector

[M] : mass matrix of sym.

[C] : damping matrix of sym.

[K] : stiffness matrix of unsym.

초기 시스템의 [M], [C], [K] 행렬은 아래와 같이 표현 될 수 있다.

$$[M^*]=[\varnothing_1,\ldots\ldots,\varnothing_N]^T[M'][\varnothing_1,\ldots\ldots,\varnothing_N]$$

$$[C^*]=[\varnothing_1,\ldots\ldots,\varnothing_N]^T[C'][\varnothing_1,\ldots\ldots,\varnothing_N]$$

$$[K^*]=[\varnothing_1,\ldots\ldots,\varnothing_N]^T[K'][\varnothing_1,\ldots\ldots,\varnothing_N]$$

이를 근거로 복소 고유치 문제는 아래와 같이 정리된다.

$$(\lambda^2[M^*]+\lambda[C^*]+[K^*])\{\Phi\}^*=\{0\}$$

위 식으로부터 $\{\Phi^*\}$는 마찰을 고려한 초기 시스템의 복소 고유치 문제에 아래와 같이 표현 될 수 있다.

$$\overline{\lambda_i}=\sigma_i \pm j\omega_i$$

여기서, $\overline{\lambda_i}$ : $i$번째 complex eigenvalue

$\sigma_i$ : real part of the complex eigenvalue

$\omega_i$ : imaginary part of the complex eigenvalue

실수부가 0 보다 작으면 시스템이 안정적이고, 실수부가 0 보다 크면 불안정한 시스템을 나타낸다.

### 3.2 복소 고유치 결과

그림.8은 복소 고유치 해석을 위해서 구성한 브레이크 시스템 전체에 대한 유한요소 모델을 나타내며, 실차 상태와 동일하게 각 단품별 연결 방법 및 구속조건을 설정하였다.

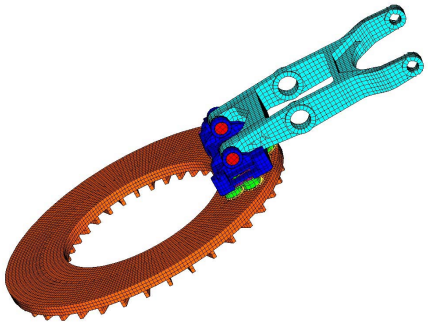


그림.9 전체 브레이크의 유한요소 모델

실제 틸팅 열차에서는 바퀴를 중심으로 대칭 형상으로 되어 있으나, 복소 고유치 해석 수행의 결과에 영향을 미치지 않으므로 해석 시간을 단축하기 위해 1/2형상에 대해 해석을 수행하였다. 또한, 접촉강성은 별도의 시험을 통해 구한 26600N/mm의 강성을 이용하였다.

이렇게 하여 얻어진 복소 고유치 해석에서 주파수 대역에 따른 고유치 실수부의 분석을 수행하였다. 그림.10은 복소 고유치 결과를 나타내었다.

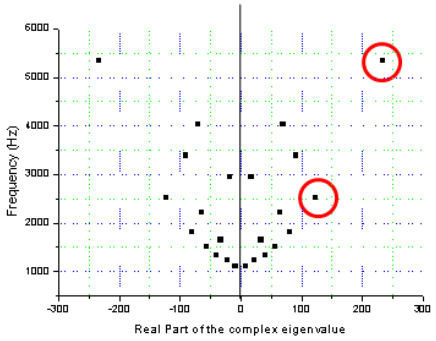



그림.10 복소 고유치 해석 결과

결과에서 2.5kHz와 5.4kHz에서 실수부의 값이 가장 크게 나타났음을 알 수 있었다.

## 4. 실차 시험 및 결과 분석

시범 운행중인 틸팅 열차의 제동부에 마이크폰(micphone)을 2개 설치하여 열차가 운전중 제동시 발생하는 소음을 측정하였다. 시험 방법은 열차가 직선 구간에서 일정 속도로 운행중에 일반 제동을 가할 때 열차가 정지까지의 신호를 측정하였다. 그림.11, 12은 마이크폰 모습과 개략도이다.

그림.11 마이크폰 부착 모습

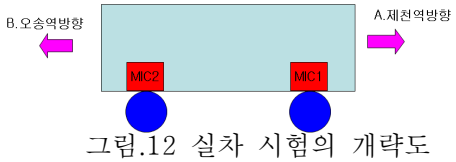



그림.12 실차 시험의 개략도

스퀼 소음은 재연성이 적어 실험중에 소음이 실내에서 청각을 느꼈을때의 제동을 선택하였고, 그 실험에서 얻어진 데이터를 분석하여 스퀼 소음이 발생하는 주파수 영역을 발견하였다. 그림.13은 실차시험의 데이터 분석 결과이다.

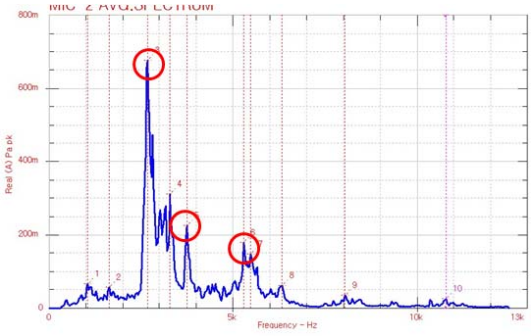



그림.13 실차 시험 결과

결과를 보면 2.5kHz, 4.8kHz, 5.4kHz가 스퀼 소음이 발생한 주파수로 판단 할 수 있다. 유한 요소 모델링에 대한 복소 고유치 해석과 실차 시험의 결과를 비교해 봤을 때 2.5kHz와 5.4kHz에서 일치함을 알 수 있었고, 2.5kHz와 5.4kHz가 스퀼 소음이 발생하는 영역이라 판단 할 수 있었다.

## 5. 결론 및 향후 계획

본 연구에서는 휠 디스크 브레이크 시스템의 스퀼 소음의 원인을 찾기 위한 유한요소 모델링을 수행하였다. 단품의 모델링에 대한 실험 모달 해석을 통해 신뢰성을 검증 후 Ass'y이 복소 고유치 해석을 수행하였다. 실차 시험에서 발견한 스퀼 소음의 영역과 복소 고유치 해석 결과를 분석해봤을 때 틸팅 열차의 스퀼 소음 발생 영역은 2.5kHz와 5.4kHz로 결론을 내리게 되었다.

향후 단품의 모델링을 현재보다 정확도를 높여 단품의 신뢰성을 확보하여 휠 디스크 브레이크에 대한 스퀼 소음 주파수 영역을 줄이기 위한 설계를 수행 할 예정이다.

## 참고문헌

1) A. Felske, G. Hoppe, and H. Mattai,"Oscillations in Squealing Disk Brakes – Analysis of Vibration Modes by Holographic Interferometry", SAE paper 780333.

2) N. Millner,"A Theory of Drum Brake Squeal", Braking of Road Vehicles, pp.177–185, Discussion, pp365–366, I.MechE, C39/76, Mar. 1976

3) 여태인, “등가 물성치를 이용한 브레이크 디스크의 축대칭 유한 요소 해석에 관한 연구”, pp.1348– 1353, 한국자동차공학회 춘계학술대회논문집, 2002.

4) 김성수, 박경환, 박광수, “스퀼 저감을 위한 복소 교유치 해석”, pp.959–964, 한국자동차공학회 2006년도 춘계학술대회 논문집, 2006.

5)권성진, 김문성, 이봉현, 이동원, 배철용, 김찬중 “실험계획법에 기반한 브레이크 스퀼 노이즈 저감을 위한 강건 설계”, pp.126~134, 한국자동차공학회 2007년도 춘계학술대회 논문집