캘리퍼 브레이크 스켈 소음의 불안정성 해석에 관한 연구

A Study on the Squeal Noise Instability Analysis on Caliper Brake

이 정 환*. 김 성 환†

Junghwan Lee and Seonghwan Kim

(Received August 30, 2013 ; Revised November 13, 2013 ; Accepted November 13, 2013)

Key Words : Low Frequency Brake Squeal Noise(저주파 브레이크 스켈 소음), Complex Eigenvalue Analysis(복소 고유값 해석), Brake Caliper Bracket(브레이크 캘리퍼 브라켓), Brake Caliper Housing(브레이크 캘리퍼 하우징), Component Contribution Factor(CCF; 요소 기여 인자), Instability Frequency Range(불안정 주파수 영역)

ABSTRACT

This paper deals with analytical methods for low frequency and high frequency brake squeal noise on brake-rear caliper. In order to improve low frequency and high frequency squeal noise, we take survey caliper bracket shape parameters and housing shape parameters. Besides, using the combination of bracket and housing parameter were surveyed. Thus, using the combination of bracket Alt_05 and housing Alt_45 specifications, instability analysis and brake dynamo test were carried out. Based upon the two models, low and high frequency squeal noise of base model were improved. But, for 6.0 kHz frequency noise, which is not improved, it needs to additionally study on instability analysis and combination of the other brake components.

1. 서 론

제동시 발생하는 소음은 차량의 상품 가치를 저하시키고 소비자의 불만을 유발하는 주요인이 되고 있다. 이러한 제동 시스템에서의 소음 종류는 제동 속도와 마찰계수의 변화로 발생하는 스켈 소음(squeal noise)과 캘리퍼와 패드의 간극, 기계적 간섭에 의한 래틀 소음(rattle noise) 및 크립 그로운 소음(creep groan noise), 선회 중 비 제동시 발생하는 몬 소음(moan noise), 제동 말기에 제동 압력이 큰 경우에 발생하는 그로운 소음(dynamic groan noise) 등이 있다. 또, 주행 중 제동시 차량 진동에 의해 발생하는 저더(judder)와 동반되어 발생하는

럼블 소음 등이 있다. 브레이크 시스템에서 발생하는 소음과 진동의 종류, 발생 주파수 대역 별로 분류하면 Fig. 1과 같이 나타낼 수 있다.

일반적으로 인간의 가청 범위내에서 브레이크 스켈 소음은 1~4 kHz의 대역을 저주파 스켈 노이즈로, 4~16 kHz 대역을 고주파 스켈 노이즈로 분류한다. 이러한 브레이크 스켈 소음을 예측하고 분석하는 방법으로 복소 고유값 해석(complex eigen value analysis) 또는 불안정성 해석(instability analysis) 방법이 있다. 이 방법은 실수부 항의 절대값 크기로 시스템의 불안정성을 판별하는 방법으로 스켈 소음의 발생에 대한 정량적 예측이 가능하다. 이 해석 방법을 적용하기 위한 제동 시스템은 디스크와 캘리퍼, 패드의 마찰력에 의한 강제 진동 시스템으로 서술할

† Corresponding Author ; Member, Mando Corporation
E-mail : jerry.kim@halla.com
Tel : +82-2-6244-2558, Fax : +82-2-6244-2594
* Mando Corporation

‡ Recommended by Editor Don Chool Lee
© The Korean Society for Noise and Vibration Engineering

Fig. 1 Classification of brake noise and vibration

수 있으며 시스템의 응답은 복소수 함수(complex function)로 표현되고, 패드와 디스크간 마찰력에 의한 마찰 계수의 변화에 따라 특정 주파수 영역에서 부품간 연성(coupling)에 의해 전체 시스템이 불안정하게 된다. 국내외의 주요 자동차 회사에서는 브레이크 초기 개발 단계뿐만 아니라 양산 개발 단계, 소음의 발생과 개선 단계에서 스킵 소음의 해석과 검증에 통한 개선을 필수적으로 요구하고 있다.

이 논문에서는 캘리퍼 브레이크 시스템에서 저주파 및 고주파 스킵 소음의 개선을 위해 캘리퍼 브라켓(bracket)과 하우징(housing)의 형상 파라미터 검토와 변경된 형상 조합을 통한 불안정성 해석과 다이나모 평가로 개선안을 검증하고자 한다⁽¹⁻¹²⁾.

2. 캘리퍼 기본 모델의 유한요소 해석

2.1 캘리퍼 모델의 유한요소 모델링

브레이크 스킵 소음의 불안정성 해석을 위한 시스템의 운동방정식은 식 (1)과 같이 표현할 수 있다.

$$[M]\ddot{u} + [C]\dot{u} + [K]u = [F] \quad (1)$$

여기서, $[M]$, $[C]$, $[K]$ 는 각각 질량, 감쇠, 강성 행렬이며, u 는 일반 변위 벡터를 나타낸다. 힘의 행렬 $[F]$ 는 Fig. 2에 나타난 것처럼 디스크와 패드 사이 마찰력을 주요 기여 인자로 하는 함수이다.

$$[F] = [K_f]u \quad (2)$$

여기서, K_f 는 마찰 강성 행렬을 나타내며, 식 (2)를 식 (1)에 적용하면 식 (3)과 같이 나타낸다⁽¹⁾.

$$[M]\ddot{u} + [C]\dot{u} + [K - K_f]u = 0 \quad (3)$$

Fig. 2 Friction spring model for brake caliper system

Fig. 3 Base FE model for rear brake caliper, disc and hub bearing

브레이크 시스템의 불안정성 해석을 위한 너클, 디스크, 하우징, 브라켓과 패드 부품의 유한요소 모델은 Fig. 3에 나타난 바와 같이 디스크, 브라켓, 하우징, 패드, 허브 베어링, 너클로 총 6개 모델로 구성하였다.

브레이크 캘리퍼 시스템의 유한요소 모델링을 위해 적용한 상용 코드는 Hypermesh ver. 10.0을 해석 상용 프로그램으로 ABAQUS ver. 6.91을 사용하였다. 캘리퍼의 하우징과 너클은 tetra element로, 해석 상용 코드상의 C3D10M element로 구성하였다. 나머지 부품인 디스크와 브라켓, 허브 베어링, 패드 부품들은 hexa 또는 penta element로 구성하였고, hexa element는 C3D8 또는 C3D8(I)을 penta element는 C3D6를 각각 적용하였다. 총 element 수 79,543개, node 수는 116,301개로 모델링 하였다. 각 부품들에 대한 물성 정보는 Table 1에 명시하였다.

2.2 기본 모델의 구속 조건과 불안정성 해석

(1) 구속 조건

기본 모델의 해석은 기존 방식의 해석에서와 다

Table 1 Mechanical properties of rear caliper brake

Part name	Material	Young's modulus[Pa]	Density [kg/m ³]	Remark
Disc	Cast iron	1.10×E11	7,134	
Housing	Cast iron	1.77×E11	7,296	FCD 450
Bracket	Cast iron	1.77×E11	7,296	FCD 450
Pad b/plate	Steel	2.10×E10	7,400	
Lining	N550H	Ex = Ey = 1.93×E10, Ez = 3.89×E9, Gxz = Gyz = 3.36×E9 Gxy = 8.65×E9		Anisotropic
Hub bearing	Steel	2.10×E10	7,820	
Knuckle	Aluminum	7.10×E10	2,770	

르게 스프링 패드(spring pad)를 추가하여 패드 백 플레이트(back plate)와 브라켓 사이의 contact 효과를 보다 현실적으로 표현하여 해석의 정확도를 향상시켰다. 또한, 기존의 contact면 일부를 tie로 결합하는 대신 MPC와 coupling 옵션을 사용하여 부품간 결합 조건을 변화시켰다⁽⁶⁾. 이는 tie 조건으로 결합할 경우, 추가 모델링 작업을 수행할 필요가 없어 해석 시간을 단축시킬 수 있는 장점이 있으나 구속 조건을 실제 조건과 비교할 때 과잉 구속이 된다. 따라서 MPC와 coupling 옵션을 사용하여 결합하면 과잉 구속을 피할 수 있다.

기본 모델의 contact 조건, tie 조건, coupling 조건 등을 Fig. 4에 나타내었다. 패드 스프링 모델링에 대해 보다 구체적으로 서술하면, 패드의 백 플레이트(back plate)와 패드 스프링은 contact 조건을 적용하여 제동시 패드와 브라켓 간 힘의 전달을 구현하였다. 그리고, 브라켓과 패드 스프링은 tie 조건으로 구속하여 해석의 수렴성을 높이도록 하였고, 제동 압력은 10 bar, 회전 방향은 시계 방향과 반시계 방향, 디스크와 패드의 마찰 계수는 0.7이다.

(2) 기본모델의 불안정성 해석 결과와 검증 결과
기본 모델의 불안정성 해석 결과로 나타난 불안정 주파수는 Fig. 5에 나타난 바와 같이 저주파 2.8, 4.1 및 4.5 kHz로 나타났고, 고주파는 5.9, 6.1, 6.5, 8.0, 9.3 및 9.5 kHz 등으로 각각 나타났다.

해석 결과의 검증을 위해 다이نام로 평가 결과로

Fig. 4 Contract, tie and coupling condition of FE model

Fig. 5 Result of instability analysis for base model

Fig. 6 Result of brake noise dynamo test for base model

나타난 불안정 주파수는 Fig. 6에 표시한 것처럼 2.8, 4.1, 5.5, 8.0 및 9.5 kHz로 해석 결과와 다이نام로 평가 결과가 상당 부분 일치하는 것을 알 수 있었다. 따라서, 다이نام로 평가 결과로 나타난 2.8 kHz와 8 kHz 영역에서 주파수 불안정 정도 및 발생 회수가 큰 것으로 나타나 스컬 소음 개선 주파수는 2.8 kHz와 8.0 kHz로 각각 선정하였다.

2.3 저주파 스켈 노이즈 개선

(1) 주요 인자 분석

개선 대상으로 선정된 2.8 kHz와 8.0 kHz에서 각 부품들 중에서 스켈 소음에 가장 큰 영향을 미치는 인자가 무엇인지 확인하고 그 인자를 제어하면서 스켈 소음을 개선하고자 한다. 브레이크 스켈 소음의 예측 및 정량적 평가로 불안정성 해석에 사용되고 있는 ABAQUS에는 plugin 기능으로 CCF(component contribution factor)를 계산하고 그래프로 나타내는 기능이 있다. CCF는 어느 부품이 스켈 소음에 미치는 기여도에 대한 크기를 백분율로 나타내는 것으로 Fig. 7 및 Fig. 8에 2.8 kHz, 8.0 kHz에서의 CCF를 각각 나타내었다.

2.8 kHz의 불안정 모드에서는 브라켓과 디스크의 기여도가 가장 크게 나타났다. 디스크의 경우 4Z 모드이고, 브라켓 outer beam의 굽힘 모드로 움직임이 상대적으로 크게 나타남을 볼 수 있다. 여기에서는 디스크의 형상 변경에는 제약 조건이 있어 브라켓의 형상을 변화를 통한 개선에 초점을 맞추었다.

8.0 kHz의 불안정 모드에서는 브레이크 패드의 안쪽 부분 패드(inner pad)와 하우징, 브라켓, 디스크 순으로 기여도가 나타났다. 디스크는 7Z 모드이고 하우징은 브라켓과 결합되는 브릿지 부분과 브라켓이 패드와 결합하여 장착되는 귀(ear) 부분에서 그 움직임이 상대적으로 크게 나타났다. 여기서 패드는 스켈 소음의 최종 개선 단계에서 형상 변화의 자유도가 넓기 때문에 개선 대상에서 제외하였고 하우징의 형상 변화를 통한 개선에 초점을 맞추었다.

(2) 브라켓의 형상 파라미터 연구

브라켓의 형상 파라미터의 효과적이고 체계적인 검토를 위해서 형상의 변화를 모델링 단계에서부터 체계적으로 쉽게 적용할 수 있도록 하였다.

먼저, 브라켓을 Fig. 9에 나타낸 바와 같이 크게 main beam, bridge, outer beam의 세 부분으로 나누고 각 부분의 형상을 변화시켜가며 스켈 소음의 개선 효과가 있는 부분을 분석하였다. 또한, bridge 부를 세 부분으로 나누어 형상 변화에 따라 체계적으로 분류하였다.

2.8 kHz 저주파 소음을 개선하기 위한 브라켓 형상 변화를 통한 해석과 형상 파라미터는 Fig. 10에 보는 것처럼 총 22가지 형상별로 분류하였고, 주요

Fig. 7 CCF for low frequency squeals(2.8 kHz) noise

Fig. 8 CCF for high frequency squeals(8.0 kHz) noise

Fig. 9 Definition of caliper bracket design

형상 변경의 파라미터는 5가지로 구분하였다.

- (1) Alt_01~09, Alt_19~22 : 기본 형상에 mass 추가
- (2) Alt_10~18 : Alt_09 형상에 mass 제거
- (3) Alt_01~03, Alt_06 : Bridge 형상 수정
- (4) Alt_04, Alt_06~07, Alt_09 : Outer beam 형상 변경
- (5) Alt_19~22 : Main beam 위치 변경

Fig. 10 Caliper bracket parameter case study

Fig. 11 Result of bracket parameter case study

브라켓의 형상 파라미터에 대한 해석 시 제동 압력은 10 bar, 디스크의 회전 방향은 시계 방향(CW)과 반시계 방향(CCW)이고, 디스크와 패드 사이의 마찰 계수는 0.7로 제동 조건을 설정하였다. Fig. 11에서 보는 바와 같이 브라켓 형상 파라미터 검토 결과로 2.8 kHz 주파수의 불안정도를 그래프로 나타내었다. Negative damping ratio값은 -0.01보다 클 때 노이즈에 안정적으로 평가되며, 0에 가까울수록 개선 효과가 향상됨을 볼 수 있다.

즉, Alt_04와 Alt_08 형상이 damping ratio 값이 0으로 개선 효과가 좋은 것을 볼 수 있는데, Alt_04 형상은 브라켓의 outer beam을 보강한 형상이고, Alt_08은 bridge-outer와 bridge center부를 보강한 형상이다.

상기 브라켓 형상 파라미터별 검토로 2.8 kHz의 저주파 소음은 브라켓의 형상을 변화시켜 가며 개

Fig. 12 Definition of caliper housing designation

Fig. 13 Caliper housing parameter case study

선하였으나, 8.0 kHz의 고주파 소음은 개선되지 않았다.

2.4 고주파 스켈 노이즈 개선

(1) 하우징 형상 파라미터 연구

8.0 kHz의 고주파 소음은 Fig. 8의 CCF에서 확인할 수 있는 바와 같이 하우징의 영향이 크게 나타났다. 고주파 소음의 개선을 위해 하우징 형상을 다양하게 변화하면서 검토하였으며, 하우징의 각 형상별 명칭을 Fig. 12에 나타내었다. 먼저, 하우징의 브릿지 거동이 크게 나타나 이 부분의 두께를 증가시킨 형상으로 수정하였다. 또한 윈도우의 크기를 변화하면서 영향을 비교하였다. 그리고, 하우징의 lug부(귀, ear)의 거동을 비교하기 위해 이 부분의 두께를 증가하여 형상을 수정하였다. 마지막으로 패드 백플레이트와 접촉면과의 상관성 검토를 위해 하우징 핑거(finger)부 끝단의 백 플레이트 접촉 면적을 확대시켜 모델을 수정하였다. 이렇게 총 7가지 모델로 하우징의 고주파 영향성을 검토하였다. 제동 조건은 앞서 브라켓 해석 방법과 동일하게 적용하였다.

캘리퍼 하우징의 형상 파라미터를 각각의 케이스로 검토한 결과를 Fig. 13에 나타내었다.

Fig. 14에서 보는 바와 같이 캘리퍼 하우징의 형상 파라미터별 케이스에 대한 검토 결과를 나타내었

Fig. 14 Result of housing parameter case study

다. 검토 결과를 살펴보면, Alt_01 사양과 Alt_05 사양이 8.0 kHz의 고주파 소음에 개선 효과가 있는 것으로 나타났다. 즉, 주어진 기본 베이스 모델의 경우는 하우징 lug(귀, ear)부분과 window부분을 수정하는 것보다 bridge부분 강성을 증가시키는 것이 고주파 노이즈에 개선 효과를 보였다. 그러나, 이와 반대로 저주파 노이즈는 개선 효과가 크지 않았음을 알 수 있었다. 따라서, 저주파(2.8 kHz)와 고주파(8 kHz) 모두를 개선하기 위해서는 캘리퍼 단일 부품의 형상 변경만으로는 한계가 있음을 알 수 있었다. 이 논문에서 개선의 대상으로 선정한 2.8 kHz와 8.0 kHz의 경우, 저주파 노이즈에 개선 효과를 보였던 브라켓과 고주파 노이즈에 개선 효과를 보였던 하우징의 조합에 대한 개선 효과를 검토하였다.

2.5 브라켓과 하우징 조합 연구

(1) 하우징 형상 파라미터 연구

앞 절에서 기본 모델의 스켈 소음을 개선하기 위해 브라켓과 하우징의 형상 파라미터를 각각 검토하였지만, 저주파와 고주파 모두 개선되지 못하였다.

따라서, 이들의 조합을 통한 개선 효과를 찾아보기 위해 Fig. 15에 나타난 바와 같이 브라켓과 하우징 조합 케이스를 나타내었다. 이 18가지 케이스에 대해 검토하여 개선 효과를 확인하였다.

즉, Alt_41~Alt_48 케이스는 브라켓의 outer beam과 브릿지 사이에 비드(bead)를 추가하여 outer beam

Combination Group	Housing (3 cases)	Bracket (18 cases)
1	Proto	Alt_01~09, Alt_23, Alt_41~48
2	Alt_01	Alt_01~09, Alt_23, Alt_41~48
3	Alt_05	Alt_01~09, Alt_23, Alt_41~48

Fig.15 Combination of bracket and housing for caliper

의 거동을 줄이는 특징을 가지고 있다. 이 가운데 하우징을 기본으로 브라켓의 경우의 수를 조합하여 3개 그룹으로 묶어 케이스별 해석을 수행하였다.

이때, 하우징은 초기 모델과 8.0 kHz 노이즈에 개선 효과가 있었던 Alt_01과 Alt_05로 구성하였다.

여기서, 조합 해석시 경우의 수 증가에 따라 해석 시간이 증가함을 알 수 있다. 따라서 해석 수행 시 제동 조건은 제동 압력 10 bar, 회전 방향은 시계 방향 및 반시계 방향, 디스크와 패드 사이의 마찰계수는 0.7로 한정하였다. 물론, 개선 모델에 대해서는 다양한 제동 조건으로 해석의 강건성 및 유효성을 확인할 것이다.

(2) 조합 해석 결과 검토

앞 절에서 언급한 기본 모델의 저주파 및 고주파 스켈 소음을 개선하기 위해 하우징과 브라켓의 조합 해석 결과를 그룹별로 하여 Fig. 16~18에 각각 나타내었다. 그룹 1의 경우를 살펴보면, 2.8 kHz 불안정도에 개선 효과가 있음을 알 수 있으나, 그룹 2의 경우는 8 kHz의 불안정도가 개선되는 것을 볼 수 있었다. 그룹 3의 경우에는 하우징 Alt_05와 브라켓 Alt_45, Alt_47의 경우에서 2.8 kHz와 8.0 kHz의 불안정도가 개선되는 것을 볼 수 있었다. 따라서, 기본 모델의 스켈 소음 개선을 위해 브라켓과 하우징의 각각의 형상별 파라미터와 그 조합을 통해 최종 개선 모델로 하우징 Alt_05 모델과 브라켓 Alt_45 모델을 선정하였다.

Fig. 16 Instability analysis result of combination (group1)

Fig. 17 Instability analysis result of combination (group2)

Fig. 18 Instability analysis result of combination (group3)

(3) 개선안의 해석과 검증 결과 검토
최종 개선 모델에서 해석의 강건성을 확인하고자

	Rev. A	Rev. B	Design Comparison
Housing	Weight : 1,884g	Weight : 1,952g	Bridge Thickness Increased (Material Added : 68g)
Bracket	Weight : 1,042g	Weight : 1,135g	Rib Added (Material Added : 93g)

Fig. 19 Comparison of base model and improvement model

Fig. 20 Instability analysis result for improvement model

다양한 제동 조건으로 해석을 수행하였다. 제동압력 조건은 3, 5, 10, 20, 30 bar로 다양하게 변화시켰고, 회전방향은 시계방향과 반시계 방향으로 각각 검토하였고, 마찰계수는 0.7로 적용하였다.

Fig. 19는 기본 모델과 개선 모델을 비교하여 나타낸 것으로 하우징은 브릿지부 상단의 두께를 증가시킨 형상이고, 브라켓은 outer beam과 브릿지 사이의 비드(bead)를 보강한 형상임을 알 수 있다.

Fig. 20은 개선 모델의 해석 결과를 나타낸 그래프로 개선 대상 주파수 2.8 kHz와 8.0 kHz 모두 개선되었음을 볼 수 있다. 8.7 kHz의 불안정도는 큰 감쇠비를 가지며 나타났으나 실제 노이즈에 영향을 미치지 않는 국부적인 모드임을 알 수 있었다.

6.0 kHz영역의 경우는 8.7 kHz와 동일하게 큰 감쇠비를 가진 것으로 나타났고 이 주파수 영역은 디

Fig. 21 Result of dynamo test result for improvement model

스크의 7Z모드로 노이즈에 영향을 미치는 모드이며, Fig. 21에서 볼 수 있듯이 실제 다이노 평가 결과에서 확인할 수 있었다. 이는 추가적으로 디스크와 패드 및 다른 샤시 모듈 부품의 최적화를 통해 개선해야 할 부분이다.

3. 결 론

이 논문에서는 리어 캘리퍼 브레이크의 저주파 스켈 노이즈 개선안으로 브라켓과 하우징의 형상 변경을 통한 불안정성 해석 결과를 다이노 평가와 비교한 결과는 다음과 같다.

(1) 저주파(2.8 kHz) 스켈 소음을 개선하기 위해 캘리퍼 브라켓의 형상 파라미터를 검토한 결과, 브라켓 형상 Alt_04와 Alt_08이 개선에 좋은 결과를 나타내었다.

(2) 고주파(8.0 kHz) 노이즈 개선을 위해 캘리퍼 하우징의 형상 파라미터를 검토한 결과, 하우징 형상 Alt_01과 Alt_05가 개선에 좋은 결과를 나타내었다. 하지만, 저주파와 고주파 스켈 노이즈 모두를 개선시키지 못하였다.

(3) 브라켓과 하우징 조합 연구를 통해 저주파와 고주파 노이즈 개선을 동시에 진행하였으며, 최종 개선 모델은 브라켓 Alt_45의 개선안과 하우징 Alt_5의 개선안으로 선정되었고 다이노 평가 결과와 잘 일치하였다.

(4) 해석 결과 나타난 나머지 6.0 kHz 영역의 노이즈는 추가적인 불안정성 해석 연구와 다른 부품(디스크, 패드)들과의 조합을 이용한 스켈 소음 개

선, 최적화 검증 연구가 필요하다.

References

- (1) Kung, S. W., Dunlap, K. B. and Ballinger, R. S., 2000, Complex Eigenvalue Analysis for Reducing Low Frequency Brake Squeal, SAE 2000-01-0444.
- (2) Liles, G. D., 1989, Analysis of Disc Brake Squeal Using Finite Element Methods, SAE Paper #891150.
- (3) Hironobu, S. and Takahida, W., 2003, Study of Brake Squeal-classification for Vibration Mode of Mounting Bracket, SAE 03013344.
- (4) Kang, J. Y. and Nam, J. H., 2013, Brake Squeal Analysis with Respect to Caliper Contact Stiffness, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 23, No. 8, pp. 717~724.
- (5) Osamu, D., Futoshi, K. and Haruhisa, B., 2006, A Study on Relationship between Brake Pad Restraint Condition and Brake Squeal Generation, SAE Paper 06013207.
- (6) Choi, Y. S. and Park, J. P., 2004, Experimental Analysis on Brake Squeal Noise Due to Disk Misalignment, Transactions of KSAE, Vol. 12, No. 5, pp. 118~124.
- (7) Choi, Y. S., Lim, J. H., Choi, S. J., Choi, G. J. and Cho, S. J., 2005, Brake Squeal Noise Due to Disk Run-out, Transaction of KSAE, Vol. 12, No. 3, pp. 41~47.
- (8) Anti, P., Jiye, Z., Daniel, S. and Jim, D., 2005, An Investigation of In-plane Vibration Mode in Disc Brake Squeal Noise, SAE 05013923.
- (9) Dessouki, O., Drake, G., Lowe, B. and Chang, W. K., 2003, Disc Brake Squeal: Diagnosis and Prevention, SAE 03011618.
- (10) Daniel, S., Antti, P. and Jiye, Z., 2006, From Prototype to Production-The Practical Nature of Brake Squeal Noise, SAE 06013217.
- (11) Lee, H. G., Son, M. H., Seo, Y. W., Boo, K. S. and Kim, H. S., 2007, The Study on the Influence of Contact Pressure Distribution on Brake Squeal Analysis, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, pp. 1120~1124.
- (12) Kwon, S. J., Kim, C. J., Lee, B. H., Na, B. C.,

Kim, H. C., 2006, A Study on the Analysis of Squeal Noise for Brake Design, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 16, No. 8, pp. 830~839.

Seonghwan Kim received a master degree in mechanical engineering from Sung-Kyun Kwan University in 2002. He works for brake system hardware parts system development in Mando Corporation as senior researcher. His engineering research interests are chassis, brake and suspension, steering system noise and vibration analysis and test.

Junghwan Lee received received the B.Sc., M.S. and Ph.D. degrees from SungKyunKwan University of Mechanical Design Engineering in 1998, 2000 and 2008, respectively. He worked MANDO Corporation, Central R&D center, where he involved with the development of advanced technology system applications. His research interests are in the areas of brake system hardware parts, automotive applications of electric motor drives, and design and modeling of electrical machines, sensors, and related issues.