

기여도 분석법을 이용한 자동차 브레이크 시스템의 스켈 소음 예측

이종기[†]· 임현석^{*}· 김희용^{**}· 백재욱^{***}

(2009년 5월 14일 접수, 2009년 9월 16일 수정, 2009년 9월 17일 심사완료)

The Prediction of Brake Corner Module Squeal Noise Using Participation Factor Analysis

Jong Ghi Lee, Hyun Seok Lim, Hee Yong Kim and Jae Wook Baek

Key Words : Squeal Noise(스켈 소음), Complex Eigenvalue(복소고유치), Brake Corner Module(브레이크 모듈), Modal Assurance Criteria(모드상관계수)

Abstract

A method for determining the geometric stability characteristics of a brake corner module (BCM) is presented. Since disc brake “squeal” noise typically occurs at unstable resonant frequencies of a system, the likelihood of disc brake squeal for a particular design can be determined. Finite element methods are used to derive complex eigenvalue for a brake corner module. Some unstable modes calculated by finite element methods correspond to squeal noise data. Through kinetic energy participation analysis for each part of BCM, we can efficiently predict squeal noise data.

1. 서론

최근 들어 차량 성능이 발달됨에 따라 편안함과 정숙성에 대한 요구가 증가하고 있다. 차량 제동시 브레이크 시스템(Brake System)의 진동과 소음은 불쾌감과 불안감을 느끼게 하는 중요한 요인이 된다.

차량 제동시 브레이크 시스템에 의하여 발생하여 문제가 되는 진동 및 소음에는 저더(Judder), 그로운(Groan), 스켈(Squeal) 등이 잘 알려져 있다. 저더는 고속 주행 중 제동시 브레이크 시스템의 저주파 진동이 현가 장치에 전달되어 발생하는

브레이크 페달 및 핸들의 진동을 말하며 수 십에서 200 Hz 정도의 주파수 대역에서 발생한다. 그로운은 저속에서 브레이크 시스템의 마찰 진동이 현가 장치를 통해 차체로 전달되어 발생하는 진동으로 수십에서 500Hz까지 발생한다. 다음으로 본 연구의 관심 대상인 스켈 소음은 제동 말기의 저속에서 발생하며 회전체인 디스크(Disc)와 마찰재의 마찰력에 의해 브레이크 시스템의 자력 진동(self-excited vibration)이 발생하여 생기는 소음^(3, 6)을 말하며 주로 1kHz에서 수십 kHz 까지 발생한다. 자력 진동 현상은 마찰력에 의한 에너지가 브레이크 시스템에 가해져 동적 불안정성을 갖게 되어 발생하게 된다.⁽⁸⁾

브레이크 시스템의 동적 불안정성에 영향을 미치는 인자로는 마찰재의 재질, 브레이크 시스템의 온도, 습도, 각 부품의 동특성, 차량의 속도 등이 있다.

브레이크 시스템의 스켈 소음에 대한 연구는 1920년대부터 시작되어 지금까지도 활발히 연구되고 있다. 브레이크 시스템의 스켈 소음에 대한

[이 논문은 2009년도 CAE 및 응용역학부문 춘계학술대회(2009. 5. 14.-15., 한국관광공사 T2 아카데미) 발표논문임]

[†] 한국델파이(주)기술연구소

E-mail : jongghi@kdac.co.kr

TEL : (053)610-1686 FAX : (053)610-1511

^{*} 한국델파이(주)기술연구소

^{**} 한국델파이(주)기술연구소

^{***} 한국델파이(주)기술연구소

연구는 크게 세 부류로 나눌 수 있는데, 이론모델에 대한 연구, 시험을 통한 연구, 전산모사를 통한 연구로 나눌 수 있다. 브레이크 시스템의 실제 모델에 대한 이론적 수학 모델 표현은 해법의 어려움과 모델링의 한계가 존재하므로 현재 활발히 진행되고 있지 못하다. 시험을 통한 접근은 가장 효과적인 방법이지만, 많은 시간과 비용이 소요되고 환경의 영향에 따라 큰 편차를 보이는 경향이 있다. 최근 들어 컴퓨터의 발달로 인하여 전산역학을 이용하여 스켈 소음을 예측하고 설계인자를 조절하는 방법에 대한 연구가 활발히 진행되고 있다.

요즈음 자동차 회사에서 이용하는 스켈 소음 해석 및 분석 방법은 복소고유치 해석 방법⁽⁷⁾을 주로 이용하고 있다. 그러나, 복소고유치 해석 방법은 예측 방법으로 활용하기에는 부족함이 있다. 왜냐하면 통상 소음 시험결과에서 얻은 스켈 소음이 발생된 영역 이외 많은 영역에서 불안정 영역 값을 보여주기 때문이며, 따라서 시험을 하지 않고는 정확한 스켈 소음 발생 영역을 예측 할 수 없다.

본 연구에서는 이러한 단점을 보완하여 스켈 소음 발생시 보다 효율적인 분석 방법을 확립하고 또한 개념 설계 단계에서 스켈 소음을 예측하여 스켈 소음에 강건한 브레이크 시스템을 개발 할 수 있도록 스켈 소음 해석 및 예측 방법을 제시하고 이 방법에 대한 타당성을 고찰하였다.

2. 유한요소법을 이용한 스켈 소음 해석

2.1 복소고유치 해석

고유치 해석방법은 다양하나 그 중 시스템의 불안정성을 해석하기 위해서는 복소고유치 해석 방법을 적용해야 한다. 일반적인 시스템의 진동 시스템은

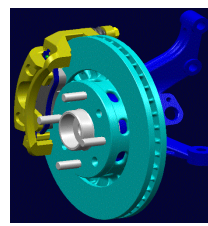
$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = F(t) \quad (1)$$

와 같이 표현되어지며 시스템의 고유치는 외력 $F(t)=0$ 인 상태의 해를 구하면 되므로

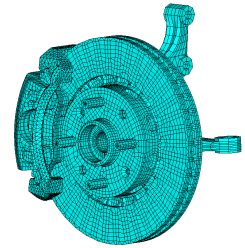
$$\{u\} = \{\Phi\}e^{\sigma t} \quad (2)$$

위 식 (2)를 $F(t)=0$ 인 (1)에 대입하여 해를 구하면

$$\{u_i\} = \{\Phi_i\}e^{\sigma_i t} (e^{j\omega_i t} + e^{-j\omega_i t}) \quad (3)$$



(a) 3D CAD Model



(b) CAE Model

Fig. 1 Front Brake Corner Model

으로 표현되어지며 (3)식을 $\cos \omega_i t$ 로 정리하면

$$\{u_i\} = \{\Phi_i\}e^{\sigma_i t} \cos \omega_i t \quad (4)$$

와 같이 된다.

위 식 (4)에서 실수부 σ_i 가 음수이거나 0이면 진폭이 줄어들거나 고정되어 안정적이거나 σ_i 값이 양수이면 진폭이 발산하여 진동이 커져 불안정 상태가 된다. 이러한 고유치의 불안정 값을 계산하기 위하여 요즈음은 일반적으로 상용 유한요소 해석 소프트웨어가 이용되어지고 있다.

2.2 유한 요소 모델 구성

복소고유치 해석에 필요한 유한 요소 모델의 구성은 Fig. 1 (a)와 같이 3D CAD 로 제품의 형상을 생성한 다음 (b)와 같이 유한요소법을 이용한 해석을 위하여 요소모델을 생성하여야 한다. CAD 형상 작업은 CATIA, UG 를 이용하였고, 요소 생성 작업은 Hyper Mesh 를 이용하여 구성하였다. 그리고, 고유치 해석은 상용 해석 소프트웨어인 ANSYS , ABAQUS 를 이용하여 해석을 수행하였다. 요소는 일반적으로 육면체 요소인 SOLID45 (ANSYS), C3D8I (ABAQUS)를 사용하여 구성하였고 각 부품의 연결은 접촉요소를 생성하여 연결하였다. 해석을 위한 구속 및 하중 경계조건은 스켈 소음 시험조건을 동일하게 적용하였다.

2.3 스켈 소음 해석

스켈 소음 해석은 일반적으로 Fig. 2 와 같은 단계로 브레이크 시스템의 모델링 작업, 각 부품들에 대한 재료 물성치 보정작업 및 연결작업 후 불안정 영역이 발생하는지 유한요소법을 이용하여 복소수 고유치 해석을 수행한다. 이때

Table 1 Eigenvalue Correlation Result (Disc)

해석(Hz)	시험(Hz)	오차	형상
1288	1287	0%	
2433	2411	1%	
2886	2882	0%	
2964	2930	1%	
3069	3039	1%	
4726	4717	0%	
6060	6028	1%	
6508	6450	1%	
6667	6649	0%	
8664	8,640	0%	
9765	9652	1%	

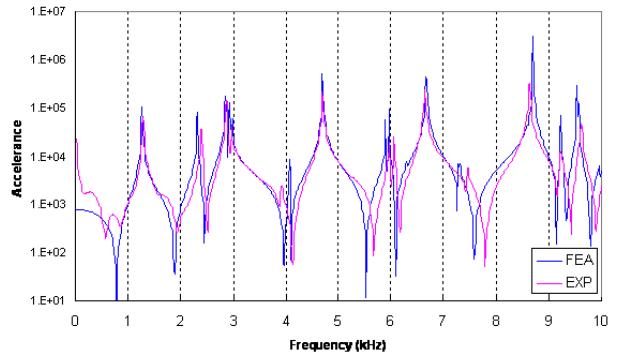


Fig. 3 FRF Test and Simulation Result (Disc)

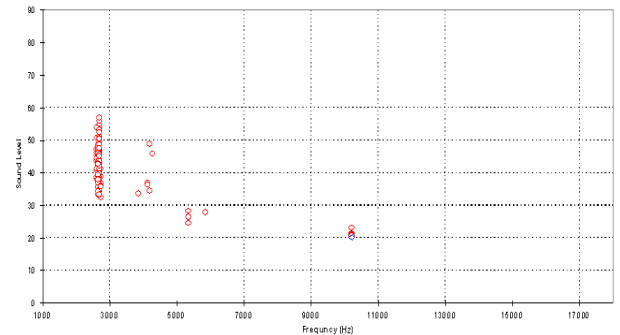


Fig. 4 Noise Dynamometer Test Result

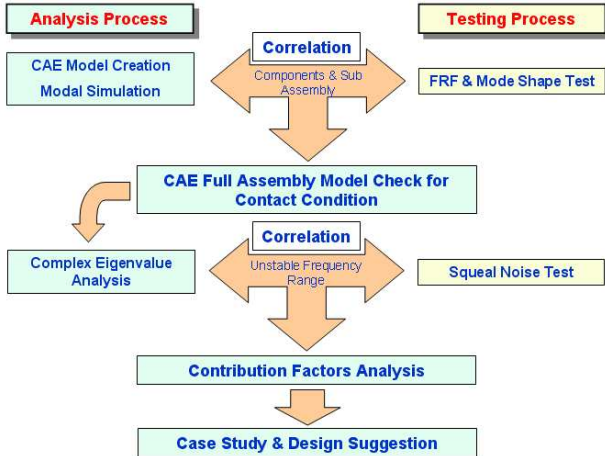


Fig. 2 Squeal Noise Analysis Procedure

스킬 소음 시험 결과에서 나타난 소음 영역과 비교하여 해석 결과가 타당한지를 검토하고 해당 영역에서 발생한 불안정성에 대하여 분석을 수행하여 개선 방향을 제시하게 된다.

정확한 해석을 위해서는 1 차적으로 각 부품들의 해석 모델에 대한 보정작업을 수행해야 된다. 각 부품들에 대한 재료 물성치는 시편을 제작하여 인장 시험을 수행하여 강성 값을 측정하고 부품의 무게와 해석 모델과의 무게를 보정하게 된다.

그리고, 최종적으로 해석 모델 작업으로 인한 미세한 형상 차이를 보정하기 위해서 각 부품들의 고유치 시험결과와 보정작업을 수행한다.

Table 1 과 Fig. 3 은 여러 부품들 중 디스크에 대한 보정결과를 보여준다.

본 연구에서는 여러 브레이크 시스템의 초기개발 단계에서 발생한 스킬 소음 영역에 대한 시험과 해석 결과의 검증 과정을 수행하였다.

브레이크 시스템의 여러 형상 중 한 모델에 대하여 스킬 소음 시험 장비인 노이즈 다이노미터 (Noise Dynamometer)를 이용하여 시험한 결과는 Fig. 4 와 같이 2,800Hz 에서 스킬 소음이 발생하였다.

이를 개선하기 위하여 Fig. 2 의 보정과정을 거쳐 해석을 수행하였다. 해석 방법은 상용 유한요소해석 프로그램인 ANSYS 의 Damped 방법으로 수행하였고 해석 영역은 스킬 발생영역에 따라 0Hz ~ 10,000Hz 까지 해석을 수행하였다.

해석 결과 Fig. 5 와 같이 2,871Hz 에서 불안정 대역이 발생됨을 확인하였다. 따라서, 스킬 소음 발생시 이를 제거하기 위해 수행한 부품 형상 변경의 유효성을 확인하기 위하여 기존 수행해 왔던

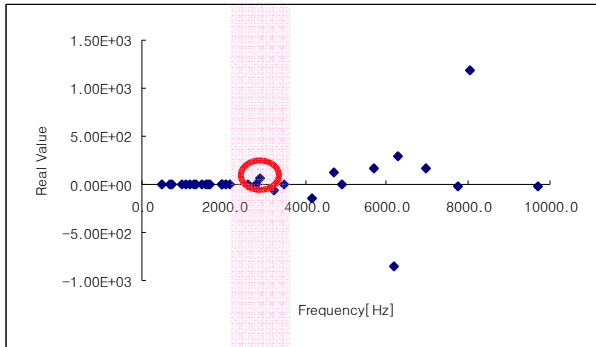


Fig. 5 Complex Eigenvalue Analysis Result

반복적 시험 없이 유한요소 해석만으로 검증이 가능함을 알 수 있다.

그러나, 해석 결과에서 볼 수 있듯이 스켈 소음이 발생한 영역 이외에 많은 영역에서 불안정성을 나타내는 복소수 보유치 해석 결과가 나타나 시험 값이 없으면 실제 스켈 소음이 발생할 가능성이 있는 영역에 대한 정확한 분석이 어렵다. 그러므로, 설계 단계에서 스켈 소음 예측이 가능한 보다 효율적인 분석법이 필요하다.

2.4 스켈 소음에 대한 예측 방법 제시

스켈 소음의 발생은 앞에서 언급한 것과 같이 회전체인 디스크와 마찰재의 마찰력에 의해 브레이크 시스템의 자려 진동 현상이 발생하여 생기는 소음을 말한다. 이 소음의 발생부위는 디스크와 마찰재의 접촉면이며 브레이크 시스템의 자려 진동 현상이 스켈 소음으로 나타나기 위해서는 자려 진동이 발생된 영역에서 디스크의 거동이 중요한 인자가 됨을 알 수 있다.

따라서, 본 연구에서는 복소고유치 해석 결과에서 얻어진 각 불안정 영역들과 실제 스켈 소음이 발생된 영역과의 관계를 파악하기 위하여 위에서 언급한 디스크의 거동을 분석하여 보다 효율적인 스켈 소음 예측 방법을 제시 하였다. 분석 방법은 기여도 분석 이론을 적용하였다.

3. 브레이크 시스템의 스켈 소음 기여도 분석

3.1 기여도 개념 및 정의

일반적으로 사용되는 기여도법은 목적 및 사용 예에 따라 여러 가지로 분류되나 그 중 많이 사용되는 개념들은 각 부품의 스트레인 에너지가 차지

하는 비율을 계산함으로써 각 부품의 기여도를 정의하는 에너지 기여도법, 강제 진동시 응답에 대한 모드 해석을 통해 계산한 각 고유 모드가 차지하는 기여도를 측정하는 MPF(Modal Participation Factor)법, 다음으로 스켈 소음 발생 모드의 전체 모드 벡터에 대해 각 부품의 모드 벡터가 차지하는 비율을 구하는 모드 벡터 기여도법이 있다.

본 연구에서는 2.4 에서 언급한 각 불안정 영역에서의 디스크의 거동에 대한 상대적 크기를 명확하게 나타내기 위해 모드 벡터 기여도법에 각 부품의 질량 가중치를 추가한 운동에너지 기여도법을 적용하였다.

3.2 운동 에너지 기여도법

수학적으로 두 벡터를 비교하기 위하여 MAC (Modal Assurance Criteria)값을 사용하며 식 (5)와 같이 정의된다.

$$MAC_{XT} = \frac{[\{x\}^T [W] \{y\}]^2}{(\{x\}^T [W] \{y\})(\{y\}^T [W] \{x\})} \quad (5)$$

여기서 $[W]$ 는 가중치 행렬이다. 식 (5)에 의해 두 벡터가 동일 방향이면 MAC 는 1 이 되고, 서로 직각 방향이면 0 이 됨을 알 수 있다. 그리고, 식 (5)의 가중치 행렬에 질량 행렬을 사용하면 운동에너지 기여도의 개념으로 확장된다.

식 (5)를 전체 시스템의 벡터 값에 대한 각 부품의 벡터 값으로 표현하면 식 (6)과 같이 나타낼 수 있다.

$$MAC_{(k/n)} = \frac{\sum_{i=l+1}^k a(i)^2}{\sum_{i=1}^n a(i)^2} \quad (6)$$

식 (6)은 전체 시스템의 노드(node) 수는 n 이며 k-1 의 노드 수를 갖는 부품에 대한 기여도를 나타낸다.

3.3 운동 에너지 기여도법 수행 결과

스켈 소음이 Fig. 5 와 같이 발생한 불안정 영역에서 각 부품의 기여도를 계산하기 위하여 ANSYS 을 이용하여 기 해석한 복소고유치 해석 결과값에서 전체 시스템의 각 노드들에 대한 고유벡터 값과 각 부품들의 노드들에 대한 고유벡터

Table 2 Modal Vector MAC Result

Eigenvalue (Hz)	제품	Vector 크기	MAC (cosθ)	기여도 (%)
2871	Disc	131656.3	1	51.3
	Knuckle	2905.1	0.62	0.7
	Hub	3598.2	0.94	1.3
	Bearing	232.2	0.66	0.1
	Carrier	43091.6	0.9	15.1
	Pad_1	11503.6	0.76	3.4
	Pad_2	10811.8	-0.93	3.9
	Spring_1	4111.2	0.6	1
	Spring_2	4833.4	0.61	1.1
	Housing	61188.7	-0.89	21.3
	Piston	1552.9	-0.18	0.1
	Pin_1	4542.8	-0.25	0.4
	Pin_2	6227	0.09	0.2

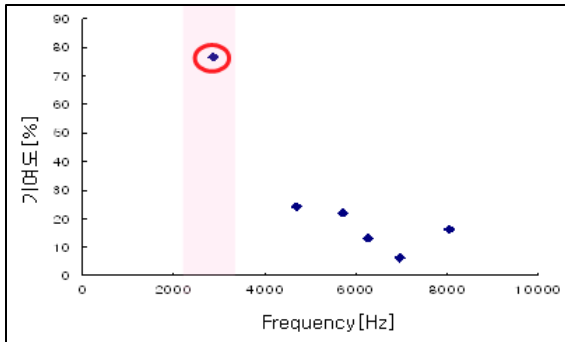


Fig. 6 Disc kinetic Energy MAC Results of the Unstable Modes

값을 얻어 위 식 (6)에 적용하여 기여도를 계산하였다.

Table 2는 불안정 영역들 중 스켈 소음이 발생한 2.8kHz에서의 각 부품의 벡터 기여도를 계산하여 정리한 결과이다.

각 불안정 영역들에 대한 벡터 기여도에 식 (5)와 같이 질량 가중치를 적용하여 운동에너지 기여도 값을 계산한 후 디스크에 대한 기여도 값을 정리하면 Fig. 6 과 같은 값을 얻게 된다.

앞에서 언급한 것과 같이 이 브레이크 시스템에서 스켈 소음 시험에서 발생한 2.8kHz 영역을 소음 시험을 통하지 않고는 Fig. 5 의 불안정 영역들에 대한 값만으로는 경험이 많은 설계자들도 예측하기 어렵다. 그러나, Fig. 6 과 같이 각 불안정 영역들에 대한 디스크 운동에너지 기여도 분석을 통하면 보다 명확한 스켈 소음 영역을 분석할 수 있게 됨을 알 수 있다.

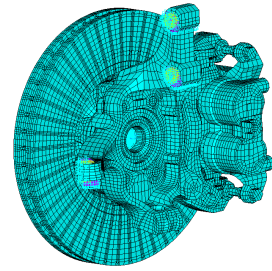


Fig. 7 Double Piston Type Brake System

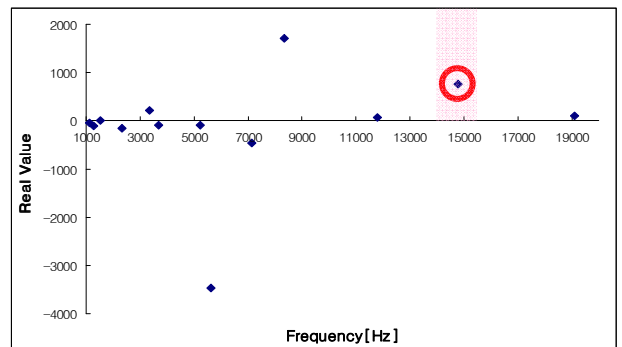


Fig. 8 Complex Eigenvalue Analysis Result

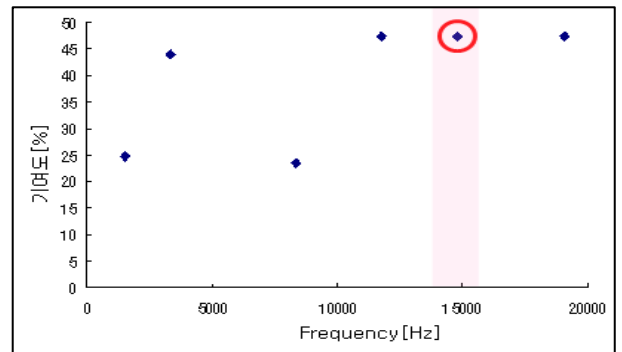


Fig. 9 Disc kinetic Energy MAC Results of the Unstable Modes

3.4 운동 에너지 기여도법 검증

스켈 소음에 대한 예측방법을 검증하기 위하여 위에서 언급한 형상과 동일한 피스톤(piston)이 하나인 Single Piston Type 브레이크 시스템과 피스톤이 둘인 Double Piston Type 브레이크 시스템의 형상에 대하여 추가적인 분석을 수행하였다.

Fig. 7 과 같은 Double Piston Type 의 브레이크 시스템에 2 Slot Type 의 마찰재 형상을 장착하여 스켈 소음 시험을 수행한 결과 14.4kHz 영역에서 스켈 소음이 발생하였고 Fig. 7 과 같이 해석 모델을 구성하여 복소고유치 해석을 수행한 결과 Fig. 8 과 같이 동일한 영역에서 불안정 영역이 발생하였다.

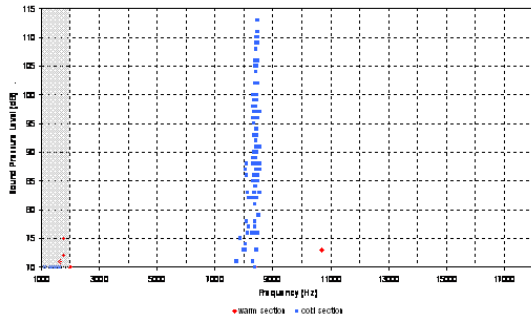


Fig. 10 Noise Dynamometer Test Result

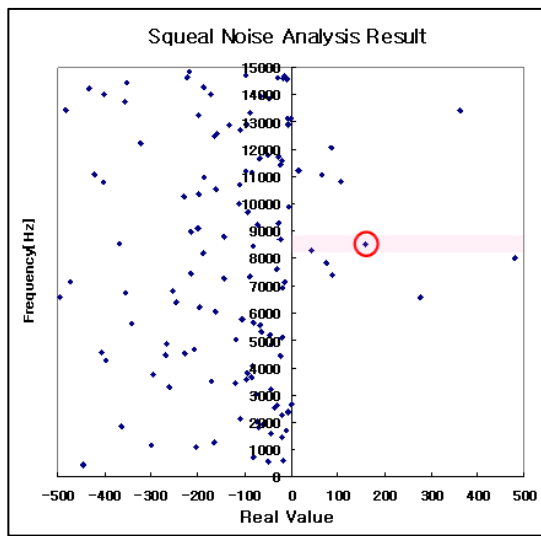


Fig. 11 Complex Eigenvalue Analysis Result

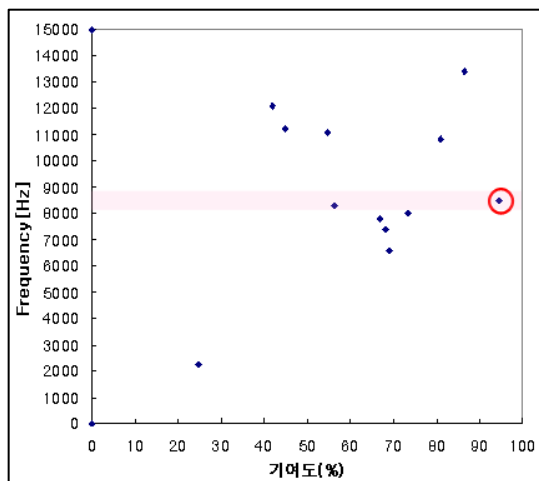


Fig. 12 Disc kinetic Energy MAC Results of the Unstable Modes

그러나, 14.4kHz 이외에 5 곳의 불안정 영역이 더 나타났다.

이 형상에 대한 디스크 운동에너지 기여도법을

적용하여 정리한 결과 Fig. 9 와 같이 분석되었고 14.4kHz 의 영역에서 상대적으로 가장 큰 값을 나타내었다.

다음으로 Fig. 1 과 동일한 Single Piston Type 브레이크 시스템의 다른 개발 형상에 대하여 검토해보았다. 이 브레이크 시스템에 대하여 스켈 소음 시험을 수행한 결과 Fig. 10 과 같이 8.5kHz 대역에서 스켈 소음이 발생되었다.

그리고, Fig. 1 과 같이 해석 모델을 구성하고 Fig. 2 와 같은 진행과정을 거쳐 복소고유치 해석을 수행한 결과 Fig. 11 과 같은 해석 결과값을 얻었다. 이 해석은 상용 해석 프로그램인 ABAQUS 를 이용하여 해석을 수행한 결과이다.

해석결과에서 스켈 소음이 발생한 8.5kHz 영역에서 불안정 영역이 Fig. 11 과 같이 발생하였으나 이 복소수 결과 자료만으로는 스켈 시험을 수행한 결과값이 없다면 예측은 거의 불가능하다.

본 연구에서 제시한 불안정 영역들에 대한 디스크 운동에너지 기여도법을 계산한 결과 Fig. 12 과 같이 스켈 소음 시험결과에서 발생한 스켈 소음 영역인 8.5kHz 에서 가장 큰 기여도 값을 나타냄을 알 수 있다.

4. 결 론

스켈 소음을 유발하는 브레이크 시스템의 동적 불안정과 밀접한 인자인 차량속도, 압력, 브레이크 시스템의 온도, 습도 등을 설계 초기 단계에서 정확한 자료 부족으로 모두 고려하기는 매우 어렵다.

또한 설계 초기 단계는 브레이크 시스템의 시험 부품이 없으므로 시험도 불가능하다. 따라서, 스켈 소음에 대한 검증은 반복적인 형상제작이 불가피하며 이러한 반복적인 작업으로 개발 비용과 개발 기간이 길어지는 원인이 된다.

따라서, 설계 초기 단계에서는 스켈 소음에 대한 분석을 수행할 때 통상 3D CAD data만 존재하므로 해석을 수행하기 위한 자료들은 여러 시험 및 해석을 통하여 축적된 자료를 근거로 대표 값을 적용하게 된다. 그러나, 복소고유치 해석을 수행하면, 본문에 수록한 복소수 해석 결과들과 같은 여러 개의 불안정 영역을 얻게 되는데 어느 영역에서 스켈 소음의 발생가능이 높은지는 스켈 시험결과값이 없다면 예측하기 매우 어렵다.

따라서 본 연구에서 제시한 디스크 운동에너지 분석법을 적용한다면 설계 초기 단계에서 스켈 소

음에 대한 효율적인 예측이 가능하며, 따라서 스켈 소음에 대한 강건설계가 가능하여 개발기간 및 비용의 절감을 기대할 수 있다.

후 기

이 논문에 많은 도움을 주신 KDAC 기술지원실, 제동제품개발팀 여러분들께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Fosberry, A. A. C. and Holubecki, Z., 1959, "Interim Report on Disc Brake Squeal," *Motor Industry Research Association (MIRA)*, No. 1959/4.
- (2) Fosberry, A. A. C. and Holubecki, Z., 1961, "Disc Brake Squeal; Its Mechanism and Suppression," *Research Association (MIRA)*, No.1961/2.
- (3) Millner, N., 1979, "An Analysis of Disc Brake Squeal," *SAE paper*, 780332.
- (4) Nishiwaki, M., Okamura, H., Harada, H. and Ikeuchi, T., 1989, "Study on Disc Brake Squeal," *SAE paper*, 890864.
- (5) Liles, G.D., 1989, "Analysis of Disc Brake Squeal Using Finite Element Method," *SAE pater*, 891150.
- (6) Hulten, J., 1993, "Drum Brake Squeal - A Self-Exciting Mechanism with Constant Friction," *SAE paper*, 932965.
- (7) Kung, S. W., Dunlap, K. B. and Ballinger, R. S., 2000, "Complex Eigenvalue Analysis for Reducing Low Frequency Barke Squeal," *SAE paper*, 2000-01-0444.
- (8) Choi, H. G., Jeong, J. D., Kang, H. W., Lee, J. M., Chung, I. S. and Park, C. K., 2001, "A Study of the Squeal Noise of a Disc Brake System Using FEM," *The KSME 2001 Spring Annual Meeting*, pp. 630~634
- (9) Ouyang, H., and Nack, W., 2003, "On Automotive Disc Brake Squeal Part II : Simulation and Analysis," *SAE paper*, 2003-01-0684.