

# 브레이크의 스켈 저감을 위한 로터 형상변경 파라미터 해석 Parameter Analysis of Rotor Shape Modification for Reduction of Squeal Noise

이현영\*· 오재응\*\*· 차병규\*\*\*· 조용구\*\*\*\*· 이정윤\*\*\*\*\*  
Hyunyoung Lee, Jaeung Oh, Byeonggyu Cha, Yonggoo joe and Jung-Youn Lee

**Key Words** : Squeal Noise(스켈소음), Complex Eigenvalue(복소고유치), Assumed Mode(근사모드), Self-excited Vibration(자려진동), Mode Coupling(모드연성), FEM(유한요소법), out-of-plane(면외방향)

## ABSTRACT

This paper deals with friction-induced vibration of disc brake system under constant friction coefficient. A linear, finite element parameter model to represent the floating caliper disc brake system is proposed. The complex eigenvalues are used to investigate the dynamic stability and in order to verify simulations which are based on the FEM model, the experimental modal test and the dynamometer test are performed. The comparison of experimental and simulation results shows a good agreement and the analysis indicates that mode coupling due to friction force is responsible for disc brake squeal. And squeal type instability is investigated by using the parametric rotor simulation. This indicates parameters which have influence on the propensity of brake squeal. This helped to validate the FEM model and establish confidence in the simulation results. Also they may be useful during real disk brake model.

## 1. 서론

브레이크는 자동차의 안전과 성능에서 가장 중요한 요소로서 자동차가 발전함에 따라 제동력과 신뢰성에 많은 초점을 맞추어 왔다. 하지만 승용차의 소음 및 진동문제에 대한 일반인들의 인지도가 점점 증가하고 있어 자동차의 쾌적성, 정숙성에 대한 중요성이 점점 높아지고 있다. 특히 차량제동 시 브레이크에서 발생하는 소음은 진동하고 있는 디스크(Disc)와 패드(Pad)의 접촉면 사이의 마찰로 인한 자려진동의 일종으로서 그 중 스켈 소음(Squeal Noise)이 대표적인 예이다.

이러한 디스크 브레이크 스켈 소음은 지난 수십 년 동안 수많은 연구자들에 의해 이론적 연구와 병행하여 실험적 연구가 진행되었으며, 소음발생 메커니즘을 파악하기 위한 단순모델에서부터 실제 브레이크 시스템을 표현하기 위한 유한요소모델에 이르기 까지 넓은 범위의 해석적, 수치적 모

델들이 제안되었다.

단순 모델로서 브레이크 스켈 메커니즘을 설명하고 예측하는 방법은 시간 및 비용이 적게 들고 스켈을 발생시키는 여러 인자를 예측하는 데 잇점이 있는 반면, 자세한 브레이크 모델의 형상을 고려하는 데 어려움이 따른다.

따라서 본 연구에서는 유한요소법을 사용하여 실제 브레이크를 모델링하고 안정성 해석을 수행하는 데 주안점을 두었다. 이전에 실험을 통하여 타당성을 입증한 분포 질량 요소와 집중 질량 요소 브레이크 시스템 모델링에서, 이론 모델의 파라미터에 대한 변화를 통한 각각 파라미터의 스켈에 대한 영향을 분석한 결과 중 스켈에 가장 많은 영향을 주는 부분이라고 할 수 있는 로터부분에 대한 결과에 따라, 유한요소모델링을 통하여 로터의 형상을 변경 시킴으로써 스켈이 발생되게 하는 인자를 저감시킬 수 있는 로터 형상을 제안하고자 한다.

## 2. 모델링

Fig. 1 은 디스크 브레이크에 대한 수학적 모델을 나타내고 있다. 디스크와 백플레이트는 무한 자유도를 갖는 1 차원 보(beam)으로 가정

\* 한양대학교 대학원 자동차공학과

\*\* 한양대학교 기계공학부

E-mail : hyun2468@nate.com

Tel : (02) 2294-8294, Fax : (02) 2299-3153

\*\*\* 한양대학교 대학원 자동차공학과

\*\*\*\* 서울대학교 기계항공공학부

\*\*\*\*\*경기대학교 기계 시스템 공학부

하였고 피스톤(Piston)과 캘리퍼(Caliper)는 각각 1 개의 병진 자유도를 갖는 집중질량과 병진과 회전자유도를 갖는 강체로 모델링 하였다. 디스크와 패드는 항상 완전 접촉하고 있으며 마찰계수는 속도에 의존하지 않는 상수로 가정하였고 면내방향의 진동은 고려하지 않은 모델이다.

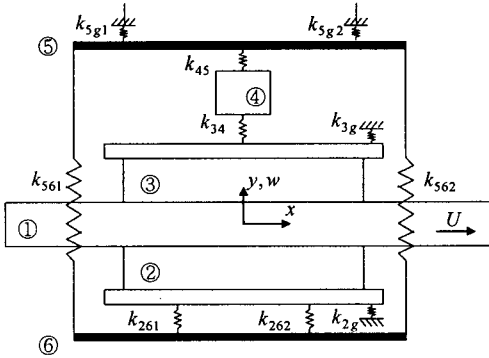


Fig. 1 A disc brake model with disc (1), pads (2), (3) and piston (4), caliper parts (5), (6)

탄성체에 지지되어 마찰력을 받고 있는 Euler-Bernoulli 보의 지배방정식은 다음과 같다.

$$EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + 2k_1 w + 2\mu N \frac{\partial w}{\partial x} + \mu k_1 h \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \quad (1)$$

여기서  $EI$  는 보의 굽힘강성,  $m$  은 단위길이당 질량,  $k_1$  은 탄성체의 강성(라이닝 강성),  $N$  은 수직력,  $h$  는 보(디스크)의 두께,  $w$  는 수직-방향의 변위이다. 식(1)의 처음과 둘째 항은 일반적인 Euler-Bernoulli 보의 지배방정식이고 셋째항은 탄성체에 의한 복원력, 넷째항은 마찰로 인한 중동력이며 다섯째항은 마찰력의 차이로 인하여 발생하는 모멘트항이다. 디스크와 패드의 굽힘강성, 마찰로 인하여 디스크에 작용하는 외부 굽힘 모멘트, 패드에서는 끝단의 접촉강성과 식(1)을 이용하여 Fig. 1 의 모델의 지배방정식을 다음과 같이 유도할 수 있다.

$$EI_1 \frac{\partial^4 w_1}{\partial x^4} + \mu k_1 \frac{h}{2} \left( 2 \frac{\partial w_1}{\partial x} - \frac{\partial w_2}{\partial x} - \frac{\partial w_3}{\partial x} \right) + 2\mu N \frac{\partial w_1}{\partial x} + k_1 (2w_1 - w_2 - w_3) + m_1 \frac{\partial^2 w_1}{\partial t^2} = 0 \quad (2)$$

$$EI_2 \frac{\partial^4 w_2}{\partial x^4} + \mu k_1 t \left( \frac{\partial w_1}{\partial x} - \frac{\partial w_2}{\partial x} \right) - \mu N \frac{\partial w_1}{\partial x} - k_1 (w_1 - w_2) + \sum_{i=1}^2 k_{26i} \delta(x - d_{26i})(w_2 - w_6) = 0 \quad (3)$$

$$+ k_{2g} \delta(x - d_{2g}) w_2 + m_2 \frac{\partial^2 w_2}{\partial t^2} = 0$$

$$EI_3 \frac{\partial^4 w_3}{\partial x^4} + \mu k_1 t \left( \frac{\partial w_1}{\partial x} - \frac{\partial w_3}{\partial x} \right) - \mu N \frac{\partial w_1}{\partial x} - k_1 (w_1 - w_3) + k_{34} \delta(x - d_{34})(w_3 - w_4) = 0 \quad (4)$$

$$+ k_{3g} \delta(x - d_{3g}) w_3 + m_3 \frac{\partial^2 w_3}{\partial t^2} = 0$$

여기서  $h$  는 디스크의 두께,  $t$  는 라이닝의 두께,  $d$  는 중심으로부터 각 스프링이 위치하고 있는 거리를 나타낸다. 식(8) ~ 식(10)는 모드근사법을 이용하여 이산화하였다. 이러한 근사모드를 사용하여 시스템의 질량 및 강성행렬을 계산할 수 있으며 지배방정식을 다음과 같은 행렬형태로 나타낼 수 있다.

$$[M]\{\ddot{q}\} + ([K] - [K_f])\{q\} = 0 \quad (5)$$

여기서  $[K_f]$  는 마찰로 인한 비대칭 강성행렬을 나타낸다. 식(11)을 고유치 문제로 만들면 시스템의 복소고유치를 계산할 수 있다.

### 3. 수치해석 및 실험결과 고찰

다음은 위 식(5)을 고유치 문제로 만들어 시스템의 복소고유치를 계산한 결과이다. 어떤 고유치에서 불안정한 진동이 관찰될 때 그 고유치는 양의 실수부와 양의 허수부를 갖고 이 것은 양의 진동수를 가지고 진동의 크기가 지수적으로 커지는 결과를 나타낸다. 해석 모델로부터 얻어진 복소고유치와 실차실험 결과의 불안정한 진동수를 비교하여 Table 1 에 정리하였다. 수치해석과 실험에서 얻어진 불안정한 진동수의 결과가 12098Hz 를 제외하곤 Table 1 에서 보듯이 상당히 일치하고 있음을 확인할 수 있다.

Table 1 Experimental and theoretical squeal frequencies

Experiment -al (Hz)	Theoretica (Hz)	Differen ce (%)	Number of nodal diameters
4750	4699	1.07	4
9550	10166	6.45	7
-	12098	-	8
14250	14415	1.15	9

다음은 이론 모델에 대한 수치적인 파라미터의 변화를 통하여 스켈의 경향을 파악한 결과 증로터에 대한 결과이다. 파라미터는 마찰계수를 제외하고는 원래의 값의 20%의 변동을 준 것이다. 그림에 나타난 화살표의 방향은 고유치의 실수부의 증감을 나타내며 로터 파라미터의 변화에 따른 불안정성의 경향을 나타낸다.

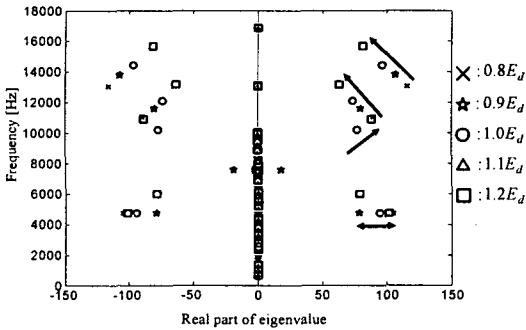


Fig. 2 Plot of complex eigenvalues with variation of Young's modulus of disc

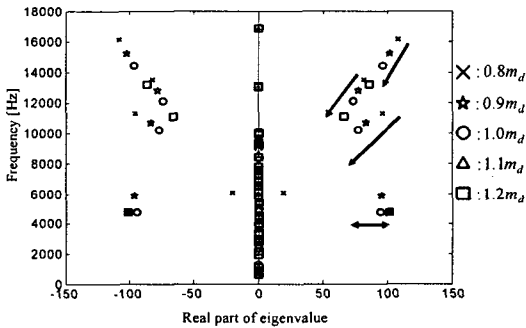


Fig. 3 Plot of complex eigenvalues with variation of the mass of disc

위의 결과에 의하면 로터의 영계수와 질량은 그 값이 증가하고 디스크 로터의 변형이 적을수록 시스템이 안정해지는 것을 확인할 수 있다. 이 결과는 일반적으로 받아들여지고 있는 이전의 연구결과들의 경향과 대부분 일치 함으로써 디스크 브레이크 스켈 메커니즘을 표현하는 데 있어 로터의 대한 이론적인 모델이 타당하다고 할 수 있다. 로터의 강성을 높이는 방법으로는 질량을 늘리는 방법과 재질을 바꾸는 방법, 그리고 형상을 변경하는 방법이 있다. 하지만 질량과 재질을 바꾸는 방법은 실제 모델에 적용 있어서 단가문제, 등 여러 어려움이 따르므로 본 연구에서는 브레이크 로터의 형상을 변경하는 방법을 채택하였다.

#### 4. 시뮬레이션

브레이크 로터의 물성치는 Table.2 에서 나타낸 바와 같이 일반적으로 사용되어지는 로터의 물성치를 적용하였고 패드의 back plate 부분은 일반적인 강 재질이며, lining 의 경우 다수의 실험을 통하여 물성치를 도출하여 얻어내었다.

Table .2 material property of Brake system

Material	rotor	Back plate	lining
Density ( $kg/m^3$ )	7250	7820	2792
E (Pa)	$1.25 \times 10^{11}$	$2.16 \times 10^{11}$	$8.67 \times 10^9$
Poisson ratio	0.3	0.3	0.45

브레이크 시스템의 FE 모델은 14088 개의 육면체 격자를 이용하여 제작하였다. 여기서 로터의 cap 부분의 볼트 부분은 브레이크 스켈에 크게 영향을 주지 않으므로 생략하였다. 이 로터 FE 모델이 실제 로터 모델을 대신할 수 있는지 알아보기 위하여 고유진동수를 해석을 통한 비교를 수행하였다.

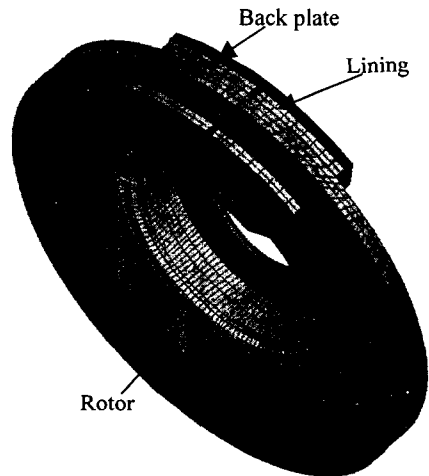


Fig.4 Mesh generating of brake system

그 결과 실제모델과 근사한 값을 가졌으며 약간의 오차는 브레이크 실제 제작모델과 치수오차 때문이라고 추정된다. 따라서 본 FE 모델을 이용하여 브레이크 로터의 특성을 그대로 나타낼 수 있다고 판명되었다.

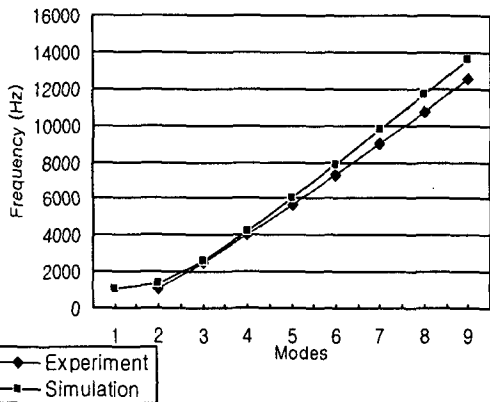


Fig.5 Natural frequency of experiment and simulation of rotor

참조논문(11)을 통하여 로터의 실험적인 스퀸 저감 모델에 대한 연구결과에 따르면 로터의 외측지름, 안지름, 로터 캡 부분의 깊이, 리브의 높이, 디스크와 캡부분 사이의 홈은 작을수록 스퀸현상이 줄어드는 것을 확인할 수 가 있었고, 디스크의 두께비, 리브의 폭, 리브의 개수가 많고 클 수록 스퀸현상이 줄어드는 것을 확인할 수 가 있었다.

Table.3 variation in rotor performance according to rotor shape

Rotor Shape	Performance squeal	for	Weight
$R_{in}$	--		↑
$T_{out} + T_{in}$	-		↓
$T_h$	-		↑
$H_h$	+		↑
$T_f$	-		↑
$W_f$	-		↑
$D_s$	+		↑
$R_{out}$	-		↓

++>+>0>->--: Poor according to size increase

그러므로 본 논문에서는 강성이 크고 면의변형이 작은 모델을 찾기 위하여 Table.4 과 같이 형상을 변경하여 스퀸이 발생하는 주파수대인 4800Hz, 9500Hz, 14200Hz 의 조화가진을 주어 각 case 별 브레이크와 패드가 만나 마찰되는 영역의 강성과 상대 면의 변위들의 실효치(rms)를 비교하였다. 리브의 형상변경으로는 리브의 두께와 각도를 변

경하였고, 리브 형상이 직선형태가 아닌 굽어진 형태의 리브 형상을 추가 하였다.

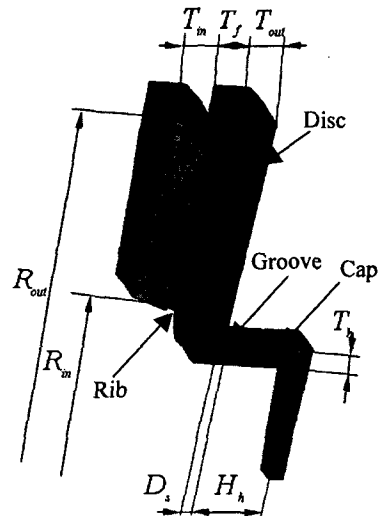


Fig.6 variation of rotor shape

그리고 디스크 부분은 두께를 변경하였으며, 디스크부와 cap 부분 사이에 있는 홈의 깊이를 변경하였다. 그리고 마지막으로 로터의 cap 부분의 면부분과 측면부의 두께를 변경하였다.

Table .4 variation case of rotor shape

variation of case	variation of shape	variation of degree
Rib angle		Angle 8, 16, 24° & curved
Rib thickness		+,- 1mm, 2mm per case
Disc thickness		+,- 1mm, 2mm per case
Groove depth		+,- 5mm, 10mm per case
cap thickness		+,- face & side 1mm, 2mm per case

## 5. 시뮬레이션 결과 고찰

브레이크 로터 내부에 리브의 각도를 8° 씩 기울여 가며 해석을 수행하였다. 그 결과 Figure.6 과 같이 면의방향의 최대변위가 원래의 형상보다 8° 일 때는 기준변위인 0.0023mm 에서 약간 줄어들었으나 리브 각도를 증가할수록

변위가 커짐을 알 수 있었다. 반면에 강성에 경우는 각도가 변할수록 점점 커지는 것을 확인할 수 있었다. 그리고 curve 형태의 리브 형상을 가진 로터는 원래의 형상보다 강성이 줄어들었고, 변위도 커진 것으로 나타났다.

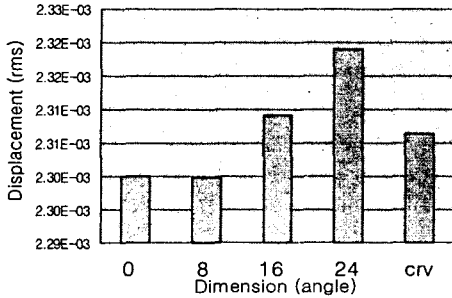


Fig.7 maximum out-of-plane displacement of rotor by variation of rib angle

Figure.7 은 로터 리브의 두께를 변경하여 해석을 수행한 상대변위이다. 리브의 두께를 기준치수보다 각각 +2, -2mm 씩 증가, 감소한 모델과,

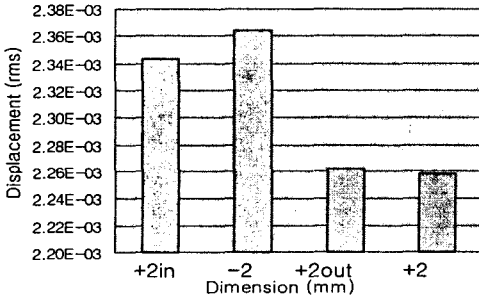


Fig.8 maximum out-of-plane displacement of rotor by variation of rib thickness

내측은 2mm 줄이고 외측은 2mm 늘린 경우와, 반대로 내측을 2mm 늘리고 외측을 2mm 줄인 변경모델을 해석하였다. 그 결과 리브의 두께를 기준치수보다 크게 하였을 때 변위가 두께를 줄인 모델 보다 줄었고, 강성 또한 두께를 크게 한 모델이 커졌음을 확인할 수 있었다.

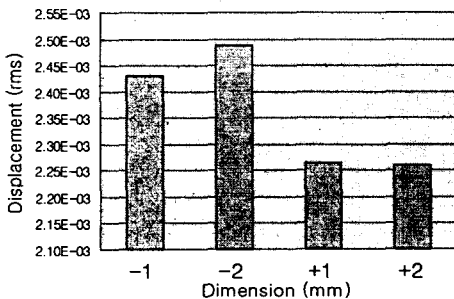


Fig.9 maximum out-of-plane displacement of rotor by variation of disc thickness .

디스크 두께를 변경한 경우 Figure.8 에서 나타낸 바와 같이 두께를 늘린 경우가 두께를 줄인 경우보다 상대변위가 줄어든 것으로 나타났다. 또한 강성 역시 디스크의 두께가 늘어날수록 커진 것으로 나타났다.

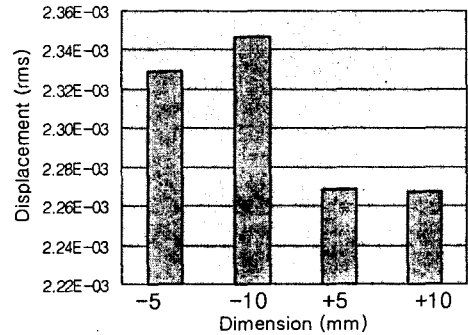


Fig.10 maximum out-of-plane displacement of rotor by variation of groove depth

로터 디스크부와 cap 부분 사이의 파여진 홈의 깊이를 변경하여 해석을 수행한 결과 홈의 깊이가 깊을수록 로터의 면외변위가 기준보다 크게 줄어든 것으로 나타났다. 반면 이 경우의 강성은 홈의 깊이가 깊을 수록 작아진 것으로 나타났다. 이것은 디스크와 패드가 만나는 부분에 위치한 홈의 형상이 강성과 관계없이 크게 영향을 주고 있다고 볼 수 있다.

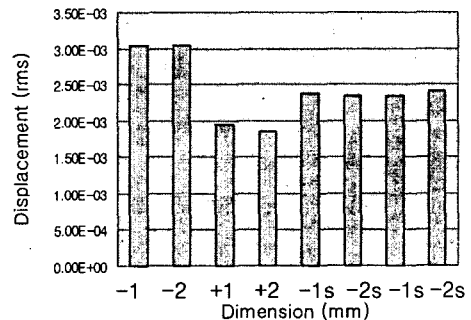


Fig.11 maximum out-of-plane displacement of rotor by variation of rotor cap

로터 cap 부분의 형상변경 모델에서는 디스크 부분과 평행한 면의 두께를 변경한 모델의 경우, 두께가 두꺼울수록 변위가 줄어드는 것을 알 수 있고 cap 측면부위의 두께 변경 모델에 경우는 브레이크 로터의 최대 변위에 대해서 크게 영향을

주지 않는 것으로 나타났다. 그리고 cap 의 치수변경으로 인한 강성 변화는 매우 적은 것으로 나타났다. 이것은 디스크와 패드기 만나는 부분의 로터강성이 크게 변하지 않았다 그러나, cap 부의 변경으로 전체적인 시스템의 변위에 영향을 줄 수 있는 것으로 판단되었다.

다음으로 변경 FEM 모델을 이용하여 브레이크의 복소고유치 해석을 수행하였다. Table.5 는 각도와 치수를 변경한 로터에 대한 스켈 성능을

Table.5 variation in rotor performance according to rotor shape using FEM

Variation of case	Performance for squeal by the dimension			
$T_{ang}$	+	↓		
$T_f$	+	↑	-	↓
$T_{out} + T_{in}$	+	↑	-	↓
$D_s$	+	↑	-	↓
$T_h$	+	↓	-	↑

나타낸 것이다. 여기서 복소고유치 해석결과에서 실수부의 증감에 따른 스켈의 성능 향상유무를 파악하였다. 리브의 각도, cap 부의 두께는 줄어들수록 브레이크 스켈에 유리하고, 디스크의 두께와 리브의 두께가 클 수록, 디스크와 cap 부 사이의 홈이 깊을수록 스켈에 유리한 것으로 나타났다.

## 6. 결론

디스크 브레이크 스켈에 영향을 미치는 인자에는 여러 가지가 있고, 또 저감하는 방법또한 여러 가지 방법이 있다. 그 중 브레이크 시스템의 재질을 바꾸는 경우와 마찰제를 바꾸는 경우는 생산단가가 오르고, 제동성능이 저하되므로 스켈 저감대책으로는 한계가 있다. 따라서 본 연구는 브레이크 시스템 중 로터의 동특성에 대한 해석을 통하여 비용 증가와, 제동성능을 저하시키지 않고 스켈을 저감할 수 있는 대책에 대하여 연구하였다. 이 연구에서는 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 브레이크 모델에서 전체적으로 브레이크 로터와 패드가 만나는 부분의 변위가 작을수록 브레이크 스켈에 대하여 유리하게 나타났다.
- (2) 강성에 대한 비교에서 리브의 배열 각도를 변경하면서 해석한 결과에서 로터와 패드의 접촉부분의 강성이 커짐에도 불구하고 스켈성능은 오히려 나빠졌다. 반면 cap 부분과, 디스크와 cap 부분

사이의 홈에 대한 해석결과에 경우, 강성이 크게 변함없거나, 줄어들었지만 스켈성능은 향상되었다.

## 참고 문헌

- (1)H.R. Mills, "Brake Squeal", Institution of Automobile Engineers, Technical Report 9000B, 1938
- (2)D. Sinclair, "Frictional Vibrations", Transactions of the American Society of Mechanical Engineers, Journal of Applied Mechanics 77, 207-213, 1955
- (3)M. Eriksson, S. Jacobson, "Friction Behaviour and Squeal Generation of Disc Brakes at Low Speeds", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers D, 215, 1245-1256, 2001
- (4)R.T. Spurr, "A Theory of Brake Squeal" Proceedings of the Automobile Division, Institution of Mechanical Engineers, 33-52, 1961
- (5)H.V. Chowdhary, A.K. Bajaj, C.M. Krousgill, "An Analytical Approach to Model Disc Brake System for Squeal Prediction", Proceedings of DETC' 01, 1-10, 2001
- (6)Y. Denou, M. Nishiwaki, "First Order Analysis of Low Frequency Disc Brake Squeal", SAE Technical Report, 2001-01-3136, 2001
- (7) C.H. Chung, W. Steed "A New Method for Brake Squeal Part I: Theory for Modal Domain Formulation and Stability Analysis" SAE Technical Report, 2001-01-1600
- (8)C. K Park "A study on the reduction of disc brake squeal using complex eigenvalue analysis" SAE Technical Report, 2001-01-3141
- (9)C.H. Chung, W. Steed "Virtual Design of Brake Squeal" SAE Technical Report, 2003-01-1625
- (10) H. G Lee, R. Singh "Sound radiation from a disk brake rotor using a semi-analytical method" SAE Technical Report, 2003-01-1620
- (11) M Kubota, T. Hamabe, N. Yasunori "Development of a light weight brake disc rotor\_a design approach for achieving an optimum thermal, vibration and weight balance" JSAE 21 (2000) 349-355