

드럼 브레이크의 스켈 소음에 관한 연구

이 장 무*, 김 종 현**, 유 성 우***, 안 창 기***

A Study on the Squeal Noise of Drum Brakes

Jang-Moo Lee*, Jong-Hyun Kim**, Sung-Woo Yoo***, Chang-Gi Ahn***

ABSTRACT

The squeal of drum brakes was investigated numerically and experimentally. Modal testings were performed for shoes, drums, backing plates and their assemblies. In order to predict the squeal phenomena, stability analysis was performed based on a simplified self-excited vibration model. Based on modal testings, the dynamic properties of the brake elements and the parameters used in this analysis were determined. The geometries of shoes and drums were also considered. The result shows that the modification methods of the shoe and the drum design are feasible for noise reduction.

Key Words : Squeal(스켈), Drum brake(드럼 브레이크), Shoe(슈), Drum(드럼), Backing plate(백 플레이트), Stability analysis(안정성 해석), Self-excited vibration(자력 진동)

1. 서 론

차량 제동 시 브레이크에 의해 발생하는 진동과 소음에는 스켈(squeal), 그로운(groan), 저더(judder) 등이 있는데 이 중 스켈은 주로 1kHz에서 십 여 kHz의 높은 주파수에서 발생하는 소음으로서 드럼 또는 디스크와 마찰재 사이의 마찰력에 의한 브레이크의 동적 불안정성에 기인한다. 이러한 스켈은 주로 제동 말기에 발생하며 마찰재의 재질 및 습도, 속도, 온도, 브레이크 부품의 동특성 등 여러 가지 요인이 스켈 발생에 관여한다. 일반적으로 스켈 현상은 마찰재의 마찰계수를 감소시키면 발생 빈도를 낮출 수 있으나, 이 경우 제동 성능이 감소되는 문제점을 수반하게 된다. 최근 자동차의 성능 향상에 따라 보다

나은 브레이크의 제동 성능이 요구되고 있으므로 마찰재의 마찰계수를 낮추는 방법보다는 드럼, 슈, 백 플레이트 등 브레이크 부품의 동특성을 변경하여 스켈을 저감하고자 하는 노력이 필요하다.

과거에는 스틱 슬립(stick slip) 등 드럼과 마찰재 사이의 마찰 진동이 스켈의 주원인으로 해석되어 왔으나 근래에는 스켈을 마찰에 의한 비선형 진동 현상으로 해석할 뿐만 아니라 브레이크 부품간의 커플링 현상까지 고려하여 해석하고 있다. N. Millner는 마찰계수가 음의 속도 구배를 갖지 않고 일정해도 스켈이 발생할 수 있다고 밝히고 브레이크 계의 동적 안정성 문제로 스켈을 해석했는데 니시와끼(亞脇)가 Millner의 시뮬레이션 모델을 실제 브레이크와 가까운 연속체로 다시 모델링하여 스켈에 영

* 서울대학교 기계설계학과
 ** 서울대학교 정밀기계설계공동연구소
 *** 서울대학교 기계설계학과 대학원

향을 미치는 요인과 메커니즘에 대해 규명하려 하였고 새로운 스킵 저감방법을 제시하였다.⁽¹⁾⁽²⁾

본 연구에서는 실험적 모드 해석을 통해 파악한 승용 자동차 드럼 브레이크의 동특성을 근거로 하여 이론적 해석을 수행하였다. 이론적 해석 모델은 브레이크 각 부품의 기하학적 형상을 최대한 고려할 수 있도록 구성하였다. 그리고 해석 결과를 이용해 스킵 저감을 위한 방안을 체계적으로 수립하였다.

2. 동특성 분석

Fig. 1은 이 연구에서 사용된 드럼 브레이크의 구조이다. 소음의 특성을 알기 위해 승용차 제동 시에 발생하는 스킵을 측정하였는데 소음의 주파수는 약 3.1 kHz와 5.1 kHz이다. 그리고 A형 슈를 사용하였을 경우에는 스킵이 자주 발생한 반면에 B형 슈를 사용한 경우에는 상대적으로 적게 발생하였다. Fig. 2는 웨브(Web)의 형상에 따라 구분된 A형과 B형 슈를 나타낸다.

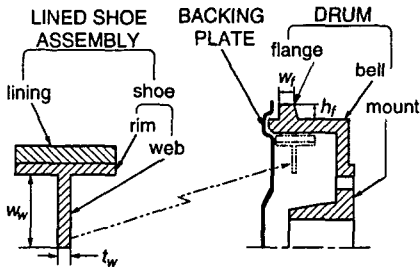


Fig. 1 Section view of the drum brake assembly



Fig. 2 Shapes of the web (A and B type shoe)

브레이크 부품들이 결합되었을 때의 동특성 분석을 위해 B형 슈를 사용한 브레이크를 구성하여 유압을 가한 상태에서 어셈블리(Assembly)에 대한 실험적 모드 해석을 수행하였다. Table 1은 스킵 주파수 근처의 모드형상과 고유진동수이다.

위의 결과에 의하면 3.1kHz의 스킵에는 드럼의 3-0

Table 1 The mode shapes and the natural frequencies of drum brake assembly

Mode		Natural frequency (kHz)
Drum	Shoe	
3-0	2nd bending	2.90, 3.18
4-0	3rd bending	5.03

모드와 라이닝-슈 어셈블리(Lined shoe assembly)의 2차 굽힘 모드가 주 요인이 되며 5.1kHz 스킵은 드럼의 4-0 모드와 라이닝-슈 어셈블리의 3차 굽힘 모드가 원인이 되는 것을 알 수 있다. 백 플레이트에서 주파수 응답함수를 측정해 보면 3.1 kHz 근처에는 피크가 있으나 5.1 kHz 근처에는 피크가 없다. 여기서 백 플레이트는 스킵과 직접적인 관련이 없다는 것을 알 수 있다. 그러나 스킵의 주파수와 백 플레이트의 고유 진동수가 가까우면 공진을 일으킬 수 있다. 또한 백 플레이트에는 슈가 결합되어 있기 때문에 드럼 브레이크 작동 시 슈를 통해 하중을 받게 되는데 이 하중에 의해 백 플레이트가 변형된다. 따라서 충분한 백 플레이트의 지지강성을 확보하는 것이 브레이크의 안정성을 위해 필요하다.

드럼의 동특성을 파악하기 위해 실험적 모드 해석을 수행하여 모드 형상이 Fig. 3과 같은 벨(Bell) 부위의 2절, 3절, 4절 진동 모드를 확인하였다. Table 2는 이 모드들에 대한 고유 진동수를 나타낸다.

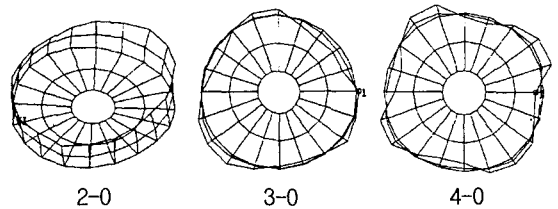


Fig. 3 Mode shapes of the drum extracted from modal test

Table 2 Natural frequencies of the freely supported drum extracted from modal test

Mode	Natural Frequency(kHz)
2-0	1.07, 1.10
3-0	2.62, 2.70
4-0	4.79

라이닝-슈 어셈블리에 대해서도 실험적 모드해석을 수행하였고 그 결과 중 B형 라이닝-슈 어셈블리의 1, 2, 3 차 굽힘 모드형상이 Fig. 4에 나타나 있다. Table 3은 A형과 B형 라이닝-슈 어셈블리의 고유진동수이다.

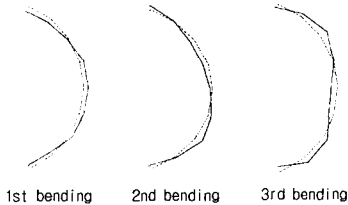


Fig. 4 Bending mode shapes of the B type lined shoe assembly extracted from modal test

Table 3 Natural frequencies of the lined shoe assembly extracted from modal test and reduction ratios of the B type lined shoe assembly to the A type

Mode	Type	Natural Frequency(kHz)	Reduction Ratio
1st bending	A type	2.40	12.1%
	B type	2.11	
2nd bending	A type	5.85	5.0%
	B type	5.56	
3rd bending	A type	7.71	5.4%
	B type	7.29	

3. 이론적 해석

드럼 브레이크의 이론적 해석을 위해 Fig. 5와 같이 슈와 드럼을 아치(arch)와 링(ring)으로 단순화하였다.⁽¹⁾

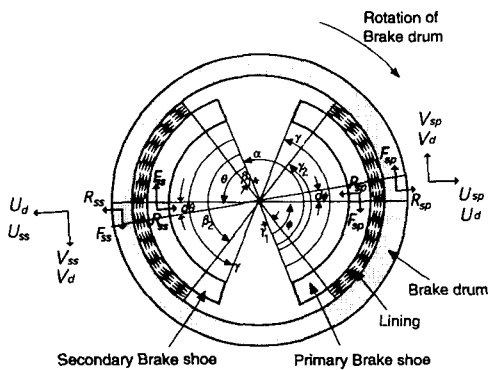


Fig. 5 Analytical model of a drum brake

그러나 Fig. 2와 같이 웨브(web)의 폭, w_w 가 변하기 때문에 실제 슈의 단면 특성 즉 단면적과 면적관성모멘트 (area moment of inertia)는 변한다. 따라서 이 연구에서는 단면 특성이 변하는 아치를 사용하여 해석 모델을 구성하였다.

그리고 슈와 드럼의 모드형상에 따라 해석 결과가 민감하게 변하는 경우가 있으므로 실험적 모드해석에서 구한 모드형상을 고려하여 슈와 드럼의 모드형상을 결정하였다. 그밖에 용이한 파라미터 특성 파악을 위해 스컬이 발생하기 시작하는 마찰계수를 계산하여 비교하였다.

3.1 이론

브레이크의 모델링을 위해 슈는 단면적이 변하는 아치(arch)로, 드럼은 단면적이 일정한 링(ring)으로 단순화하고 슈와 드럼 사이의 라이닝은 질량이 없는 반경 방향 스프링으로 가정하였다. 이 해석에 사용된 변수는 Table 4에 설명되어 있다.

Table 4 Variables used in the simulation

l	슈의 중립축 반경	E_l	라이닝의 영률
σ <th>슈의 등가 단면적</th> <td>w <th>라이닝의 폭</th> </td>	슈의 등가 단면적	w <th>라이닝의 폭</th>	라이닝의 폭
γ <th>슈의 설치 각</th> <td>h <th>라이닝의 두께</th> </td>	슈의 설치 각	h <th>라이닝의 두께</th>	라이닝의 두께
v_1, v_2 <th>1차 슈의 라이닝 위치</th> <td>u <th>반경 방향 변위</th> </td>	1차 슈의 라이닝 위치	u <th>반경 방향 변위</th>	반경 방향 변위
β_1, β_2 <th>2차 슈의 라이닝 위치</th> <td>v <th>원주 방향 변위</th> </td>	2차 슈의 라이닝 위치	v <th>원주 방향 변위</th>	원주 방향 변위
μ <th>라이닝의 마찰계수</th> <td>L <th>$(Elw/h)da$</th> </td>	라이닝의 마찰계수	L <th>$(Elw/h)da$</th>	$(Elw/h)da$

Eq. 1과 Eq. 2는 단면 특성 즉 단면적과 면적관성모멘트가 일정하지 않은 아치의 운동에너지와 위치에너지이고 드럼의 경우에는 단면 특성이 일정한 링에서 계산된다. 여기서 첨자 sp는 1차 슈를, ss는 2차 슈를 나타낸다. Eq. 3은 슈의 모드형상인데 cm을 조절함으로써 실험적 모드해석에서 구한 모드형상과 같게 하였고 드럼의 모드형상은 이론에서 구한 링의 모드형상을 그대로 사용하였다.⁽⁶⁾ 이 모드형상들과 라그랑지 방정식(Lagrange's equation)을 사용하여 Eq. 4와 같은 운동방정식을 구할 수 있다.⁽¹⁾

$$T_{sp} = \frac{l\rho}{2} \int_0^\gamma \sigma(\phi)(\dot{v}_{sp}^2 + \dot{v}_{sp}^2) d\phi \quad (1)$$

$$T_{ss} = \frac{l\rho}{2} \int_0^\gamma \sigma(\theta)(\dot{u}_{ss}^2 + \dot{v}_{ss}^2) d\theta$$

$$U_{sp} = \int_0^{\gamma} \frac{M_{sp}^2(\phi)l}{2EI(\phi)} d\phi \quad (2)$$

$$U_{ss} = \int_0^{\gamma} \frac{M_{ss}^2(\theta)l}{2EI(\theta)} d\theta$$

$$\phi_p = \sinh \left\{ c_1 c_m \left(\phi - \frac{\gamma}{2} \right) \right\} + c_3 \sin \left\{ c_2 c_m \left(\phi - \frac{\gamma}{2} \right) \right\} \quad (3)$$

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = L[A]\{x\} + \mu L[B]\{x\} \quad (4)$$

해를 $\{x\} = e^{st}\{X\}$ 로 가정하면 특성방정식(Characteristic equation)은 Eq. 5와 같이 되는데 여기서 s^2 이 복소수 일 때 동적 불안정 상태가 되어 자려 진동이 발생한다.

$$([K] - L[A] - \mu L[B] + s^2[M])\{X\} = \{0\} \quad (5)$$

브레이크 계의 기하학적 치수와 재료의 밀도는 Table 5와 같고 이 밖의 여러 파라미터들이 브레이크의 동특성을 근거로 하여 계산하였다. 드럼의 등가 단면적은 등가 링의 운동 에너지를 계산할 때 사용되는데, 등가 링의 운동 에너지와 실제 드럼의 운동 에너지를 각 고유진동수에서 산출한 후 같게 놓으면 드럼의 등가 단면적을 구할 수 있다. 그 후 등가 링의 운동방정식에 실제 드럼의 고유진동수를 대입하면 각 모드에 따른 드럼의 등가 굽힘 강성, $E_d I_d$ 를 구할 수 있다. 마찰재의 영률, E_f 은 실제 브레이크에 압력을 가한 상태에서 모드시험하여 구한 고유진동수가 이론적 해석에서 마찰이 발생하지 않는 상태, 즉 마찰계수를 영으로 했을 때 계산되는 고유진동수와 같아질 때의 영률을 사용한다. 그 밖의 다른 파라미터들도 위와 유사한 방법을 통하여 구할 수 있다. 여기서 슈와 드럼의 등가 파라미터들을 구할 때 슈와 드럼의 단면 형상이 고려되기 때문에 그 형상에 따른 해석을 수행할 수 있다. 예를 들어 슈의 경우 웨브나 림의 형상을, 드럼의 경우 플랜지나 벨의 형상을 변경했을 때에 따른 해석이 가능하다.

3.2 이론적 해석 결과

이 연구에서는 스켈이 발생하기 시작하는 마찰계수를 스켈발생 마찰계수(critical friction coefficient of squeal) 또는 CFS라 정의한다. 라이닝의 마찰계수는 스켈에 영향을 미치는 중요한 요인으로서 마찰계수가 클수록 스켈에 불리하다. 그러므로 스켈발생 마찰계수는 클수록 스켈에 유리하다. A형과 B형 슈에 대한 이론적 해석

Table 5 Geometry and material properties of the drum brake

radius of shoe(m)	0.0981
radius of drum(m)	0.1016
ρ of shoe(kg/m ³)	7850
ρ of drum(kg/m ³)	7250
r (degree)	137
a (degree)	180
β_1, ν_1 (degree)	3
β_2, ν_2 (degree)	113
lining width(m)	0.0365
lining thickness(m)	0.0035

을 수행한 결과 Table 6에서 보는 바와 같이 B형 슈를 사용했을 때 스켈발생 마찰계수가 커서 스켈에 유리함을 알 수 있다. 그리고 2장에서 설명하였듯이 슈의 1차 굽힘 모드와 드럼의 2-0 모드에서는 스켈이 발생하지 않았다. 따라서 Table 6의 A형 슈에서 스켈발생 마찰계수가 0.57인 경우를 보면 이 때 스켈이 발생하지 않았으므로 스켈발생 마찰계수가 0.57 이상인 경우에는 스켈이 발생하지 않는다는 것을 알 수 있다. 슈의 2, 3차 굽힘 모드와 드럼의 3-0, 4-0 모드를 보면 B형 슈가 스켈에 유리함을 알 수 있으나 아직은 스켈이 발생할 수 있다는 것을 알 수 있다.

Table 6 CFS's of the models using the A type and the B type shoe

Mode	A type shoe	B type shoe
Shoe: 1st bending Drum: 2-0	0.57	0.71
Shoe: 2nd bending Drum: 3-0	0.47	0.49
Shoe: 3rd bending Drum: 4-0	0.56	0.57

B형 슈를 사용한 드럼 브레이크의 시뮬레이션을 통하여 구한 CFS를 Fig. 6 ~ Fig. 10에 파라미터별로 나타냈다. 각 그래프 안의 1-2, 2-3, 3-4는 슈와 드럼 모드의 조합을 의미한다. 예로서 1-2는 슈의 1차 굽힘 모드와 드럼의 2절 모드를 나타낸다. 그래프 안의 수직 방향 점선은 브레이크의 원래 파라미터 값을 표시한다.

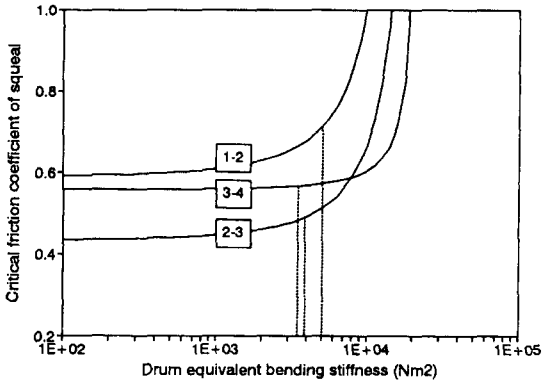


Fig. 6 Variation of CFS by the equivalent bending stiffness of the drum

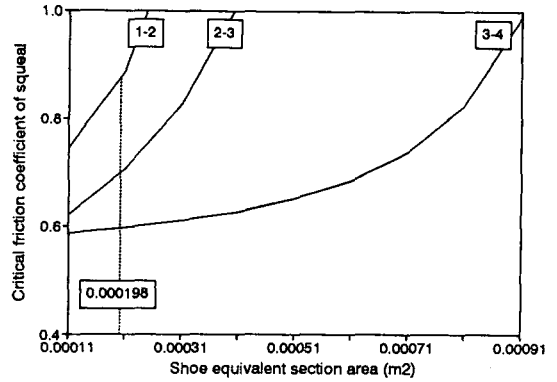


Fig. 9 Variation of CFS by the equivalent mean cross-sectional area of the shoe

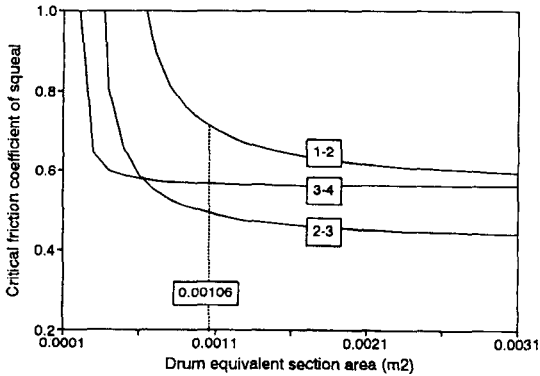


Fig. 7 Variation of CFS by the equivalent cross-sectional area of the drum

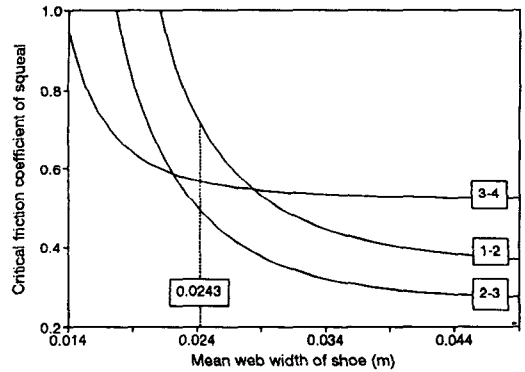


Fig. 10 Variation of CFS by the mean width of the web (w_w)

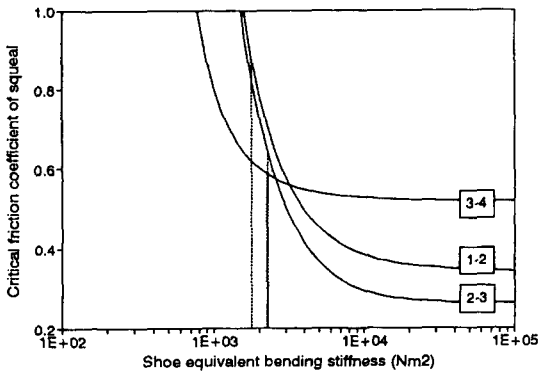


Fig. 8 Variation of CFS by the equivalent mean bending stiffness of the shoe

이 결과를 보면 알 수 있듯이 각 파라미터는 다양한 경향으로 스켈에 영향을 미친다. 이러한 경향을 Table 7에 요약하였는데 여기서 ↓는 스켈 저감을 위해 파라미터 값이 감소해야 한다는 것을, ↑는 그 반대를 의미한다.

Table 7 Tendencies of the drum brake parameter

	Parameter	Tendency
Drum	bending stiffness	↑
	cross-sectional area	↓
Shoe	mean bending stiffness	↓
	mean cross-sectional area	↑
	mean web width	↓

해석 결과 드럼의 단면적을 작게 하는 반면에 굽힘 강성을 크게 하는 것이 스켈 발생 마찰계수를 증가시키므로 스켈에 유리하다는 것을 알 수 있다. 그러나 단면적을 감소시키면서 동시에 굽힘 강성을 증가시키는 것은 계층 생산 측면에서 용이하지 않으므로 단면적의 증가를 최소화 하면서 굽힘 강성을 효과적으로 증가시켜야 된다. 즉, 드럼의 벨 부분(Fig. 1 참고)보다는 플랜지(Fig. 1 참고)의 단면적을 증가시키는 것이 단면적의 증가보다 굽힘 강성의 증가가 크기 때문에 스켈 저감에 효과적이다. 또한 플랜지의 폭보다는 높이를 증가시키는 것이 더욱 효과적이라는 것을 알 수 있다.

슈의 경우, 단면적이 크고 굽힘 강성은 작을수록 스켈 발생 마찰계수가 증가하므로 스켈에 유리하다는 것을 알 수 있다. 따라서 슈도 드럼과 유사하게 단면적의 감소를 최소화하면서 굽힘 강성을 감소시켜야 된다. 여기서 웨브의 폭, w_w 를 줄이면 단면적에 비해 굽힘 강성이 더 감소하므로 스켈이 저감된다는 것을 알 수 있다. 이것은 B형 슈가 A형에 비해 스켈 발생이 적다는 사실을 뒷받침해 준다. 그러나 효과적인 굽힘 강성의 저감으로 스켈에 더욱 유리한 슈의 형상을 결정할 수 있다는 것을 이 해석에서 알 수 있다.

단면적의 변화는 운동에너지의 변화를 유발하므로, 운동에너지의 변화를 최소화하면서 굽힘 강성을 변화시키는 구조 변경 방법이 필요하다.

4. 결 론

드럼 브레이크의 스켈에 가장 큰 영향을 미치는 인자들 중의 하나인 마찰재의 마찰계수를 감소시키면, 스켈 발생은 저감할 수 있으나 제동 성능이 저하된다. 따라서 본 연구에서는 슈, 드럼 및 백 플레이트의 해석에 중점을 두어 브레이크의 제동 성능은 저하시키지 않고 스켈을 저감하는 것에 목표를 두었다. 이에 따라 어셈블리에 대한 실험적 모드 해석을 통하여 스켈 발생에 기여하는 각 단품의 모드들을 파악하였는데, 그 결과 슈와 드럼이 스켈 발생에 크게 기여하고 백 플레이트는 스켈 발생에 직접적인 관련이 없다는 것을 알 수 있었다. 따라서 라이닝을 포함

한 슈와 드럼에 대해 이론적 해석을 수행하였고, 이 해석에 필요한 파라미터들은 실험적 모드해석에서 구한 각 단품의 동특성을 근거로 하여 계산하였다.

이론적 해석의 결과 슈의 단면적을 증가시키고 굽힘 강성을 감소시키거나, 드럼의 단면적을 감소시키고 굽힘 강성을 증가시키는 것이 스켈 저감에 효과적임을 알았다. 그러나 그렇게 구조를 변경하는 것이 실제로는 어렵기 때문에, 단면적 또는 운동에너지의 변화를 최소화하면서 굽힘 강성을 변화시켜야 한다. 여기서 슈와 드럼의 전체적인 형상 변경은 많은 운동에너지의 변화를 초래하므로, 국부적인 형상 변경을 통하여 굽힘 강성을 변화시키는 것이 스켈 저감을 위한 효과적인 개선 방법이라는 것을 알았다. 또한 이 방법은 실제 제품에 적용하기에 상당히 용이할 것이다.

참 고 문 헌

1. Nishiwaki, M. and Okamura, H., "A Study on Brake Noise (Drum Brake Squeal)," Journal of JSME, vol.32, No.2, pp. 206-214, 1989.
2. Millner, N., "Theory of Drum Brake Squeal," Proc. Auto. Div. Instn. Mech. Eng., c39/76, pp. 177-181, 1976.
3. Higashi, H., Fukudome, T., Okazaki H. and Mine-shita K., "Analysis of Drum Brake Noise," NO. 6, pp. 52-59, *マツダ 技報*, 1988.
4. Chen S. and Guan D., "Theoretical and Experimental Study on Drum Brake Squeal," SAE Paper 912497.
5. Sherif, A. S., "Geometric Induced Instability in Drum Brakes," SAE Paper 933072.
6. Soedel, W., "Vibration of Shells and Plates," Marcel Dekker, Inc., 1993.
7. Lamb, H., "Flexure and the Vibration of a Curved Bar," London Math. Society, 1988.