

# 자동차 시트 틸팅 각도에 따른 기어박스 마찰소음 영향도

## Tilting Effect of Automotive Seat System on Squeak Noise

강 재 영\*

Jaeyoung Kang

(2010년 4월 13일 접수 ; 2010년 5월 20일 심사완료)

**Key Words** : Lead Screw(리드 스크류), Nut(너트), Squeak(스퀴소음), Friction(마찰), Automotive Seat(자동차용 시트), Gearbox Noise(기어박스 소음)

### ABSTRACT

The squeak propensity in the gear box of an automotive seat system is investigated analytically. The mating parts in the gear box are the lead screw and the nut, where the friction stresses are exerted on the thread of the screw. The lead screw is modeled as a circular beam allowing the bending and torsional vibrations. In the system, the lead screw converts rotating to translating motion so that it moves the automotive seat slightly tilted on the floor. The tilting angle is considered one major parameter in this study. Therefore, the equations of motion associated with the non-conservative friction force are derived with the inclusion of the tilting angle. It is found that the squeak noise corresponds to the several bending modes of the lead screw and its propensity is increased by the tilting angle of the seat.

### 1. 서 론

오늘날 자동차는 고급화 및 편의성이 강조됨에 따라 자동차용 시트 시스템에도 여러 개의 모터가 장착되어 진동에 의한 시트 움직임제어가 보편화되고 있다. 이를 통해서 제어 스위치만으로 운전자의 편의에 맞게 시트를 이동시킬 수 있다.

전동 시트를 차량 전후로 이송시키기 위해서 기어박스를 사용하는데, 이러한 기어박스 내에는 전동 모터와 연결되어 있는 리드 스크류와 시트와 체결되어 있는 너트가 있다. 리드 스크류가 회전하면서 너트부를 밀어내게 되는데 이때 발생하는 힘으로 결국 시트는 움직이게 된다. 하지만 시트 이송 중에 발생하는 기어박스 내 마찰소음이나 치차소음 등은 필드클레임과 같은 문제를 발생시켜 왔다.

리드 스크류와 너트간 마찰에 의해 발생하는 마찰소음 및 진동은 일차적으로 스퀴(squeak)소음을 발생시키고, 이차적으로는 리드 스크류 진동 변형으로 인해 전동모터와의 동적 치차유격이 발생하여 치차소음까지 발생시킬 수 있다. 따라서, 리드 스크류와 너트간 마찰소음 원인을 이해하고 규명하는 것이 시트 기어박스 소음·진동을 제거하는데 대단히 중요하다.

리드 스크류-너트 시스템의 마찰소음 연구는 여러 연구자에 의해 진행되어 왔다. Olofsson<sup>(1)</sup> 등은 실험을 통해 리드 스크류의 굽힘 진동모드가 마찰소음과 관련이 있다는 사실을 보였다. Gallina<sup>(2)</sup> 등과 Vahid<sup>(3)</sup> 등은 간략화 된 저차원 모델을 이용하여 스크류-너트 시스템의 마찰소음을 연구하였다. 최근들어 Kang<sup>(4)</sup> 등은 연속체 모델을 사용하여 보다 정교한 스크류-너트 마찰소음 모델을 구축하였고, 이를 바탕으로 마찰소음은 시스템 설계변경을 통해 효과적으로 저감할 수 있음을 증명하였다. 하

\* 교신저자 ; 정회원, 공주대학교 기계자동차공학부  
E-mail : jkang@kongju.ac.kr  
Tel : (041)521-9263

지만 기존 모델들은 기어박스 자체에만 초점을 두어 전체 시트시스템의 마찰소음 기여도를 규명하지 못하였다.

일반적으로 임계속도(critical speed) 이하(또는 임계점 이하 속도, subcritical speed)에서 발생하는 마찰소음 메커니즘을 연구하기 위해서는 현재까지 진행되어 온 브레이크 스켈(squeal) 연구를 반드시 이해하여야 한다. 그 이유는 반세기 동안 수많은 연구자들이 마찰소음에 대한 지식을 브레이크 스켈 연구를 통해서 이루었기 때문이다<sup>(5-10)</sup>. 최근들어 Kang 등이 출판한 논문<sup>(11)</sup>에서 브레이크 스켈 메커니즘을 수식화하여 마찰소음 메커니즘 기여도를 종합적으로 이해할 수 있게 되었다. 이를 바탕으로 브레이크 소음 이외에 마찰소음이 문제가 되는 다양한 응용분야에도 체계적으로 적용될 수 있는 기반이 마련되었다.

이 연구는 상기 제시된 브레이크 스켈 통합모델 및 이론을 바탕으로 주요한 마찰소음 문제 중 하나인 스크류-너트 문제에 응용하는 사례를 제시하였다. 특히 기존 연구에서는 간과되어온 차량용 시트 시스템 전체를 모델에 포함시켰고, 스크류-너트로 이루어진 기어박스 시스템의 마찰소음 모델과 연동시켰다. 이를 통해 차량 시트 시스템을 설계할 때 기어박스 진동/소음 문제를 보다 포괄적으로 이해할 수 있도록 도왔다.

## 2. 운동방정식

자동차용 시트 시스템에서 시트의 전후 움직임을 제어하는 기어박스의 마찰소음에 대한 연구를 진행한다. Fig. 1과 같이 리드 스크류는 길이( $L$ ), 유효반경( $R$ ), 헬릭스각( $\beta$ ), 나사산높이( $h$ )를 갖고 있으며, 너트부의 길이( $b$ )만큼 너트와 균일하게 접촉이 되어 있다고 가정한다. 리드 스크류는 양단에서 힌지(hinged)점으로 지지되고 있고, 회전방향으로는 한 단은 고정이고 다른 단은 자유상태라고 가정한다. 또한 기어박스 시스템에서 리드 스크류는 정속 속도  $\Omega$ 로 회전하면서 진행한다고 가정한다.

시트는 하단부에 직선형 슬라이더를 갖고 있으며 슬라이더는 바닥에 대해 마찰계수( $\mu_b$ ) 및 틸팅각을 갖고 있다. 시트는 또한 기어박스의 너트부와 체결되어 있고 전동모터는 리드 스크류와 연결되어 있

어서, 리드 스크류의 회전은 축력( $F_z$ )을 발생시켜서 결국 시트를 이송시킨다. 따라서 리드 스크류의 상향/하향 움직임에 대한 힘의 성분을 묘사해 보면 Fig. 2와 같다.

리드 스크류 회전시 발생하는 토크와 축력을 계산하기 위해서는 접촉부의 마찰력 및 수직력을 표현해야 하는데, 이를 위하여 Fig. 3과 같은 방향벡터를 원통형 형상에서 정의한다. 또한 그에 따른 접촉력 성분을 상향진행 및 하향진행에 따라 기술하면

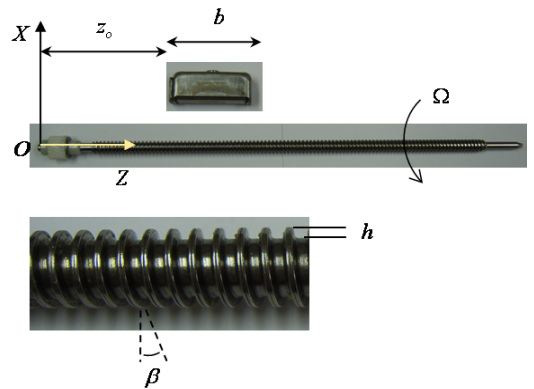


Fig. 1 Description of a rotating lead screw in contact with a nut

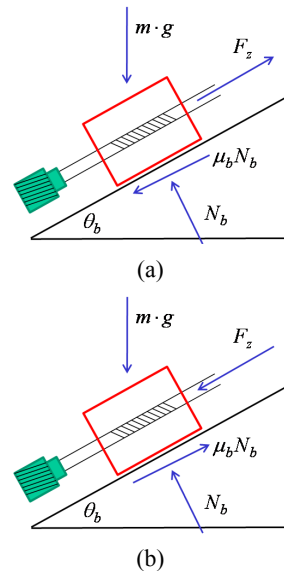


Fig. 2 Force vectors exerted on the seat system when the seat moves (a) upward, (b) downward

Fig. 4와 같이 나타낼 수 있다.

Fig. 2에서 기술된 모델에 대해 상향조건과 하향 조건에 대해 각각 축력을 나타내 보면 다음과 같다.

$$F_{z,up} = m \cdot g (\mu_b \cos \theta_b + \sin \theta_b) \quad (1)$$

$$F_{z,down} = m \cdot g (\mu_b \cos \theta_b - \sin \theta_b) \quad (2)$$

여기서  $m$ 은 시트를 포함한 운전자의 질량을 의미한다. 또한, Fig. 4에 기술된 나사산에 작용하고 있는 축력을 상향조건과 하향조건에 대해 각각 마찰력 및 수직력으로 나타내 보면 다음과 같다.

$$F_{z,up} = \int_{A_c} \{ \mathbf{N}_o \cdot \mathbf{k} + \mu N_o (-\mathbf{e}_s) \cdot \mathbf{k} \} dA_c \quad (3)$$

$$F_{z,down} = \int_{A_c} \{ \mathbf{N}_o \cdot (-\mathbf{k}) + \mu N_o (\mathbf{e}_s) \cdot (-\mathbf{k}) \} dA_c \quad (4)$$

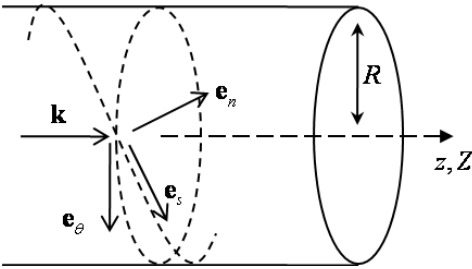


Fig. 3 Direction vectors in 3 dimensional geometry of a lead screw

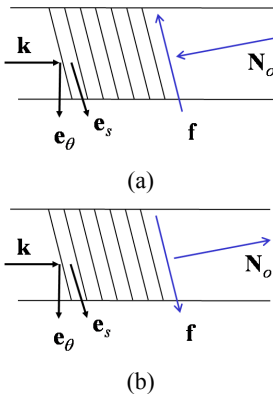


Fig. 4 Force vectors on the contact thread at (a) upward, (b) downward

여기서  $A_c$ 는 접촉면의 총 면적을 의미한다. 따라서, 방정식 (1)~(4)를 종합해 보면 접촉면에서 작용하고 있는 수직력을 시스템 파라미터로 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$N_{o,up} = \frac{m \cdot g (\mu_b \cos \theta_b + \sin \theta_b)}{(1 + \mu \tan \beta) h R \alpha} \quad (5)$$

$$N_{o,down} = \frac{m \cdot g (\mu_b \cos \theta_b - \sin \theta_b)}{(1 + \mu \tan \beta) h R \alpha} \quad (6)$$

여기서  $\alpha$ 는  $A_c$ 에 상응하는 접촉각도(contact angle in radian)를 의미하며 다음 식과 같다.

$$\alpha = \frac{b}{R \tan \beta} \quad (7)$$

기어 마찰소음(squeak noise) 모델은 Kang<sup>(4)</sup>에 소개된 고유모델을 따른다. 우선 이 모델에서 사용되는 빔(beam)은 베르누이-오일러(Bernoulli-Eular) 빔 모델을 사용하고, 토션 방향 진동모드가 추가된다.

임의의 점 B에 대한 속도벡터는 식 (8), (9)와 같이 표현될 수 있다.

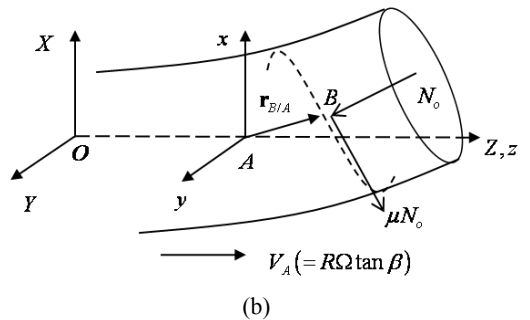
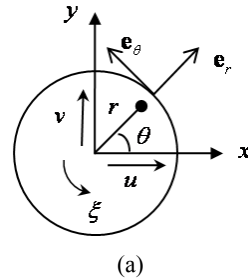


Fig. 5 Deflection and force vectors exerted on the deformed surface (a) deflection components, (b) model configuration in the deformed state

$$\mathbf{V}_B = R\Omega \tan \beta \mathbf{k} + (\dot{\mathbf{r}}_{B/A})_{xyz} + \Omega \mathbf{k} \times \mathbf{r}_{B/A} \quad (8)$$

$$\mathbf{r}_{B/A} = r\mathbf{e}_r + u\mathbf{i} + v\mathbf{j} + r\xi\mathbf{e}_\theta \quad (9)$$

여기서  $u, v, \xi$ 는 Fig. 5에서 보듯이 각각  $A$ 에 대한  $B$ 의 상대변위 중  $x, y$ 방향 변위성분 및  $\theta$ 방향 회전 성분을 나타낸다. 이때, 임의의 위치  $B$ 가 접촉점을 지시한다고 가정하면 쿨롱법칙(Coulomb's law)에 따라 마찰력은 다음과 같이 상향조건 및 하향조건에 대해 각각 표현되어야 한다.

$$\mathbf{f}_{,up} = -\mu \cdot N_{o,up} \cdot \frac{\mathbf{V}_B}{|\mathbf{V}_B|} \quad (10)$$

$$\mathbf{f}_{,down} = -\mu \cdot N_{o,down} \cdot \frac{\mathbf{V}_B}{|\mathbf{V}_B|} \quad (11)$$

여기서 마찰계수는 Vahid<sup>(3)</sup> 등이 측정한 마찰곡선 을 근사하기 위해 다음의 식을 사용한다.

$$\mu = \mu_k + (\mu_s - \mu_k) e^{-d|V_B|} \quad (12)$$

모드가정법(assumed modes method)을 이용하여 운동방정식을 표현하기 위해서 모드함수는 기술된 경계조건을 만족하는 질량 노말라이징(mass-normalization)된 고유함수(eigen-function)를 이용한다.

$$u(z,t) \cong \sum_{n=1}^N \frac{1}{\sqrt{3R}} \sqrt{\frac{2}{\rho\pi L}} \sin\left(\frac{n\pi z}{L}\right) \cdot q_n(t) \quad (13)$$

$$v(z,t) \cong \sum_{n=1}^N \frac{1}{\sqrt{3R}} \sqrt{\frac{2}{\rho\pi L}} \sin\left(\frac{n\pi z}{L}\right) \cdot q_n(t) \quad (14)$$

$$\xi(z,t) \cong \sum_{n=1}^N \frac{1}{\sqrt{3R}} \sqrt{\frac{2}{\rho\pi L}} \sin\left(\frac{(2n-1)\pi z}{2L}\right) \cdot q_n(t) \quad (15)$$

그에 따라 모달좌표계(modal coordinates)에 대해 라그랑지법(Lagrange method)으로 운동방정식을 전개하면 다음과 같다.

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_m} \right] - \frac{\partial L}{\partial q_m} = \sum_{n=1}^N Q_{mn}(q_n), m=1, \dots, N, \quad (16)$$

$$\delta W_c \equiv \sum_{m=1}^N \sum_{n=1}^N Q_{mn}(q_n) \cdot \delta q_m \quad (17)$$

$$L = T - U \quad (18)$$

$$\mathbf{q} = \{q_1 \quad q_2 \quad \dots \quad q_N\}^T \quad (19)$$

여기서,  $N$ 은 모드가정법에서 사용된 진동모드의 개수이고,

$$T = \frac{\rho}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} \int_0^R \langle \mathbf{V}_B, \mathbf{V}_B \rangle r dr d\theta dz \quad (20)$$

$$U = \frac{1}{2} EI_{xx} \int_0^L u''^2 dz + \frac{1}{2} EI_{yy} \int_0^L v''^2 dz + \frac{1}{2} GI_z \int_0^L \xi''^2 dz \quad (21)$$

$$\delta W_c = \int_{A_c} \langle \mathbf{f} + \mathbf{N}_o, \delta(\mathbf{u}\mathbf{i} + \mathbf{v}\mathbf{j} + R\xi\mathbf{e}_\theta) \rangle dA_c \quad (22)$$

따라서, 정상슬라이딩상태(steady-sliding)에서 방정식 (16)을 선형화하여 고유치분석(eigenvalue analysis)을 하면 리드 스크류 시스템의 마찰자려진동을 예측할 수 있게 된다. 따라서, 기존 모델<sup>(4)</sup>에서는 간과되었지만 실제 설계문제에서 중요한 시트의 장착 틸팅각(tilting angle)에 대한 마찰소음문제를 다룰 수 있는 운동방정식이 구축되었다. 이를 바탕으로 스크소음(squeak noise)에 대한 틸팅각의 영향도에 초점을 맞추어 연구를 진행하고자 한다.

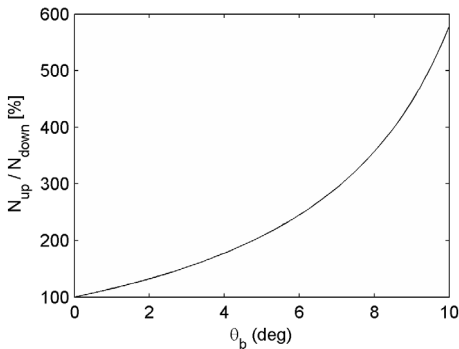
### 3. 해석 결과

이 연구에서는 다음과 같은 차량 시트 전송용 기어 박스 시스템의 파라미터를 갖고 해석을 진행하였다.

우선 틸팅각이 나사산에 발생하는 수직력에 대한 영향도를 파악하기 위해 상향조건과 하향조건에 대한 상대비율을 나타내보면 Fig. 6과 같다. 즉, 틸팅각이 0°일때는 상향/하향의 수직력이 동일하지만 틸팅각이 증가할수록 상향조건 수직력이 상당히 증가함을 알 수 있다. 이러한 수직력 증가는 마찰소음에 중대한 영향을 미치게 되는데, 이를 확인하기 위해 틸팅각이 5°로 설정되었을 때 상향조건 및 하향조건에 대한 마찰소음을 회전속도 별로 예측해보았

**Table 1** Nominal values of system parameters

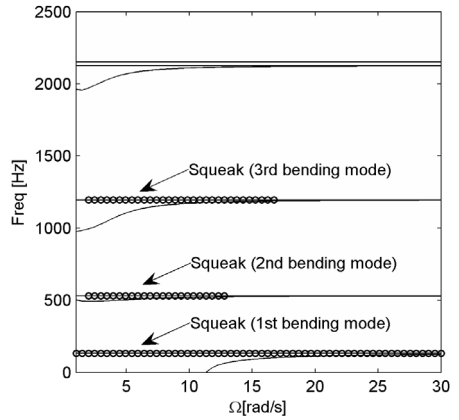
Parameter	Symbol	Value
Friction coefficient of base slider	$\mu_b$	0.25
Mass of seat	$m$	60 kg
Effective radius	$R$	4.5 mm
Length of screw	$L$	370 mm
Height of thread	$h$	1 mm
Helix angle	$\beta$	$5^\circ$
One end location of contact	$z_o$	50 mm
Contact length	$b$	60 mm
Young's modulus	$E$	207 GPa
Shear modulus	$G$	79.3 GPa
Density	$\rho$	$7820 \text{ kg}\cdot\text{m}^{-3}$
Modal damping coefficient	$\xi_n$	$3 \times 10^{-3}$
Friction curve	$\mu_s$	0.25
Friction curve	$\mu_k$	0.2
Friction curve	$d$	10



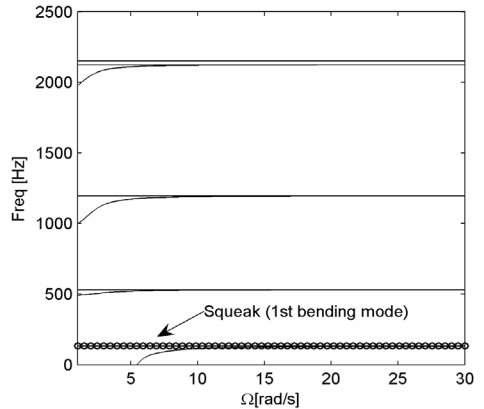
**Fig. 6** Ratio of normal loads between upward and downward motions with respect to tilting angle

다. 우선 Fig. 7에서 보는 바와 같이 상향조건에서는 1차 굽힘, 2차 굽힘, 3차 굽힘모드가 마찰소음을 발생시키고 있음을 알 수 있다. 하지만 하향조건인 경우 Fig. 8에서 보듯이 1차 굽힘모드만 마찰소음을 발생시킬 수 있다.

결론적으로 이 연구에서 중요한 파라미터인 차량용 시트 장착 틸팅각이 마찰소음에 미치는 영향도는 명확하다. 시트가 틸팅각을 갖고 장착이 되면 리



**Fig. 7** Squeak frequencies(bold lines) for upward motion; frequency loci with  $\text{Re}(\lambda) > 0$  where  $\lambda$  is the eigenvalue of Eq. (16)



**Fig. 8** Squeak frequencies(bold lines) for downward motion; frequency loci with  $\text{Re}(\lambda) > 0$  where  $\lambda$  is the eigenvalue of Eq. (16)

드 스크류의 마찰면에 발생하는 수직력 및 마찰력이 증대되므로 그에 따른 마찰소음 성향 역시 증가할 수 밖에 없다. 따라서, 차량 시트 장착각에 따른 기어박스 내 마찰소음 회피설계가 고려되어야 한다. 이를 위해서는 시스템 파라미터에 대한 마찰소음 성향 연구가 진행되어야 하며, Kang<sup>(4)</sup>을 참조하기 바란다.

#### 4. 결 론

이 연구에서는 실제 차량 시트 이송용 기어박스 내 리드 스크류에서 발생하는 마찰소음과 시트 장

착각과의 관계를 연구하였다. 리드 스크류에 대해서 굽힘 및 토션빔 모델을 적용하여 마찰소음에 대한 이론을 전개하고 동적 불안정성을 예측하였다. 따라서, 복잡한 마찰소음 현상이라도 이론적 전개가 가능함을 보였고, 시스템 자체의 설계변경을 통해서 마찰소음 성향을 줄일 수 있음을 보였다. 특히, 차량 시트용 리드 스크류 마찰소음의 경우 시트 장착 각이 증가할수록 마찰소음 성향이 크게 증가한다는 사실을 증명하였다.

이 연구는 실험기반 연구로는 제한적이었던 마찰소음 저감 설계를 이론을 통해 보다 체계적인 연구가 가능함을 보여주는 사례로 마찰소음이 빈번한 다른 응용 시스템에도 쉽게 적용이 가능하다.

## 후 기

이 연구는 지식경제부 지정 공주대학교 자동차의장 및 편의부품 지역혁신센터의 지원에 의한 것입니다. 논문에 도움을 주신 계양전기 관계자 여러분께 감사드립니다.

## 참 고 문 헌

(1) Olofsson, U., Ekerfors, L., 1991, "Friction-induced Noise in Screw-nut Transmissions," *Wear*, Vol. 148, pp. 25~37.

(2) Gallina, P., 2005, "Vibration in Screw Jack Mechanisms: Experimental Results," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 282, pp. 1025~1041.

(3) Vahid, O., Eslaminasab, N., 2009, "Friction-induced Vibration in Lead Screw Systems: Mathematical Modeling and Experimental Studies," *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 131, 021003 (10pages)

(4) Kang, J., Kim, K., 2010, "Squeak Noise in Lead Screw Systems: Self-excited Vibration of Continuous Model," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 329, pp. 3587~3595.

(5) Nack, W., 2000, "Brake Squeal Analysis by Finite Elements," *International Journal of Vehicle Design*, Vol. 23, pp. 263~275.

(6) Kinkaid, N. M., O'Reilly, O. M., Papadopoulos, P., 2003, "Automotive Disc Brake Squeal," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 267, pp. 105~166.

(7) Ouyang, H., Nack, W., Yuan, Y., Chen, F., 2005, "Numerical Analysis of Automotive Disc Brake Squeal: a Review," *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, Vol. 1, pp. 207~231.

(8) Kang, J., Krousgrill, C. M. and Sadeghi, F., 2008, "Dynamic Instability of a Thin Circular Plate with Friction Interface and its Application to Disc Brake Squeal," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 316, pp. 164~179.

(9) Kang, J., 2009, "Squeal Analysis of Gyroscopic Disc Brake System based on Finite Element Method," *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 51, pp. 284~294.

(10) Kang, J., 2009, "Linear Stability Analysis of a Rotating Disc Brake for Squeal Noise," *Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering*, Vol. 19, No. 10, pp. 1092~1098.

(11) Kang, J., Krousgrill, C. M. and Sadeghi, F., 2009, "Comprehensive Stability Analysis of Disc Brake: Gyroscopic, Negative Slope and Mode-coupling Instability," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 324, pp. 387~407.