

정렬불량을 갖는 마찰진동계의 3 자유도 비선형 해석

°배철용* , 최연선**

3 DOF Nonlinear Analysis of Friction-Induced Vibration with Misalignment

°Bae, C. Y. * , Choi, Y. S. **

ABSTRACT

The motivation behind this work is to understand the phenomenon of friction-induced vibration and squeal due to misalignment. In present paper, it is studied on effect of misalignment between friction-induced vibration and squeal by an experiment using a pin-on-disk type experimental apparatus. In order to build an analytical model of the friction-induced vibration system with misalignment, the system is modeled as a single-DOF and 3-DOF system. The results show that the single DOF system can only show stick/slip phenomenon, but the 3-DOF system can show squeal due to misalignment. Consequently, it can be said that the misalignment in a friction-induced vibration system is a source of squeal noise.

1 서 론

한 물체가 다른 물체와 맞닿아 있는 상태에서 움직이려고 할 때, 또는 움직이고 있을 때, 그 접촉면에서 운동을 저지하려고 하는 현상을 마찰이라 한다. 이러한 마찰은 기계의 베어링이나 유압실린더, 밸브, 브레이크와 휠 등 대부분의 기계에서 발생하는 현상이다.[1]

상대운동을 하는 마찰이 있는 기계시스템에서의 진동을 마찰기인진동이라고 한다. 이러한 마찰기인진동(friction-induced vibration)은 마찰계수가 상대속도의 함수로서 비선형 특성을 갖음에 따라 진동의 형태가 복잡해진다.

마찰기인진동은 크게 고주파의 응답 특성을 보이는 스퀸(squeal)과 저주파의 응답특성을 갖는 chatter, 두 접촉면의 불연속 상대운동인 스틱/슬립(stick/slip), 일정한 주기를 갖는 가조화운동(quasi-periodic vibration) 등으로 구분할 수 있다. 마찰기인진동이 발생하면, 기계의 정밀도를 떨어뜨

리고, 성능저하, 재료의 마모 등을 일으켜 기계설계에 많은 어려움을 느끼게 한다.

마찰기인진동에 관련하여 Mcmillan[2]은 일정한 속도로 움직이는 벨트구동장치에 대한 실험과 이론해석을 통하여 스틱/슬립(stick/slip)현상을 규명하였다. Hinrichs[3]는 마찰기인진동을 자율계(autonomous system) 및 비자율계(nonautonomous system)에 대하여 각각 모델링하여 이론해석을 통해 분기현상(bifurcation)의 발생을 보여주었으며, 이를 실험을 통하여 입증한 바 있다. 정성균[4]은 실험을 통하여 마찰계수가 상대속도의 함수임을 입증하고, 마찰계수선도의 특성을 통하여 가조화진동형태의 한계사이클(limit cycle)이 발생함을 실험과 이론해석으로 입증하였다. 손현배[5]는 스퀸(squeal)은 디스크의 경사각에 의한 수직항력의 변화가 마찰기인진동의 주된 원인이 됨을 실험적으로 입증하고 수직항력의 변화가 급격하게 일어날수록 마찰기인진동의 크기도 증가함을 실험적으로 보였다.

본 연구에서는 디스크 경사에 의한 마찰진동계의

* 성균관대학교 대학원

** 성균관대학교 기계공학부, 교수

정렬불량이 스킨소음(squeal noise)의 발생원인이 됨을 실험적으로 관찰하고, 실험을 통하여 얻어진 응답을 설명할 수 있는 해석모델을 3 자유도계로 모델링하여 정렬불량이 스킨소음의 원인임을 이론적으로 밝혀보고자 한다.

2 마찰기인진동 실험

마찰기인진동의 응답특성을 확인하기 위하여 Fig. 1 과 같은 Pin-on-disk 형태의 실험장치를 사용하였다. DC 모터는 마찰판이 부착된 축을 1:30 의 웜기어(worm gear) 감속기를 통하여 벨트를 구동시켰다. 마찰판의 회전속도는 마그네틱 픽업(magnetic pickup)과 60 개의 치를 갖는 평치차를 이용하여 측정하였다. 브레이크라이닝 패드(break lining pad)가 부착된 지그(jig)는 일정한 하중으로 마찰판과 접촉하도록 구성하였다. 봉은 마찰토크에 의하여 생기는 비틀림각이 크게 나타나도록 유리섬유(glass fiber) 재질을 사용하였다. 또한, 모터구동부에 연결된 디스크와 지그의 접촉이 정렬불량에 의해 일정한 경사각을 갖도록 디스크 지지부위에 일정한 경사각을 주었다.

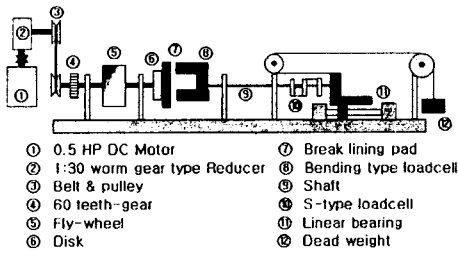


Fig. 1 Experimental apparatus

실험은 모터의 구동속도와 디스크의 경사각을 바꾸어가며 수행하였고, 가속도계를 이용하여 지그의 가속도신호를 측정하고, 로드셀(loadcell)을 이용하여 마찰력과 수직항력을, 레이저 변위센서를 이용하여 디스크의 경사각을 측정하고, 음량계(sound level meter)를 이용하여 스킨노이즈를 측정하여 A/D 변환을 거쳐 MATLAB 을 이용하여 신호분석을 수행하였다. 실험장치의 각종 시스템 변수는 Table 1 과 같다.

Table 1 Parameters of system

	Loadcell zig	Acryl zig	Disk
m (kg)	0.392	0.418	7.45
C (kg/s)	0.038	0.085	0.0063
K (N/m)	2.21×10^5	1.63×10^5	2.69×10^5
ω_n (Hz)	750	625	1900

Fig. 2 는 구동속도 40rpm 에서의 각 센서들의 시간영역 응답을 나타낸 그림이다. (c)의 응답을 통하여, 디스크가 일정한 경사각에 의하여 조화운동을 하고 있음을 알 수 있으며, 정상상태에서 0.092° 기울어져 있음을 확인할 수 있다. 또한, (c)의 응답에서 양의 기울기를 갖는 부분이 디스크가 지그를 밀어내는 운동을 의미한다. 지그의 가속도 신호인 (a)와 속도 (b), 그리고 마찰력의 응답을 나타내는 (d)와 수직항력을 나타내는 (e)의 응답에서 디스크의 응답이 기울기를 갖을 때 지그에 마찰기인진동이 발생함을 알 수 있다. 따라서 정렬불량에 의하여 디스크의 운동에 따라 진동형태가 맥놀이(beat) 형태를 나타내고 있음을 확인할 수 있다. 따라서 정렬불량이 접촉면에서의 마찰기인진동의 발생에 중요한 영향을 미치고 있음을 알 수 있다.

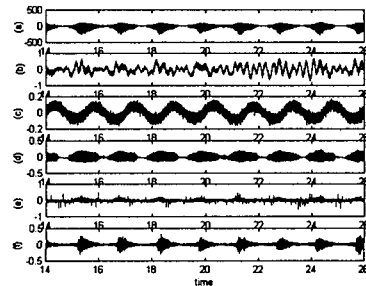


Fig. 2 Signals at time range

(a) acceleration (b) velocity (c) disk displacement
(d) friction force (e) normal force (f) squeal noise

Fig. 3 은 가속도계에서 측정된 신호의 구동속도에 의한 waterfall diagram 을 나타낸 그림이고, Fig. 4 는 가속도 신호에 대한 주파수 분석을 수행한 결과이다. 마찰기인진동에 의하여 발생하는 주된 주파수성분은 서로 접촉을 하게 되는 디스크의 고유성분과 로드셀, 아크릴의 고유성분임을 확인할 수 있다.

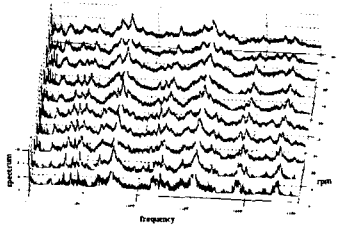


Fig. 3 Waterfall diagram of acceleration

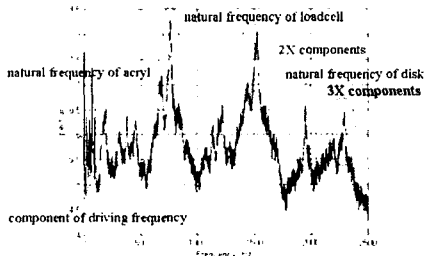


Fig. 4 Frequency components of acceleration

Fig. 5 는 정렬불량에 의해 디스크의 경사각에 따른 가속도레벨의 차이를 보여주는 그림이다. 마찰기인진동의 레벨은 수직항력에 따라 크기가 증가하고, 구동속도가 증가할수록 진동레벨이 증가함을 알 수 있다. 또한, 정렬불량이 심할수록, 즉 디스크의 경사각이 커질수록 진동레벨이 증가함을 보여준다. Fig. 6 은 측정된 마찰력과 수직항력, 그리고 디스크와 로드셀의 상대속도에 대한 마찰계수선도를 도시한 그림이다.

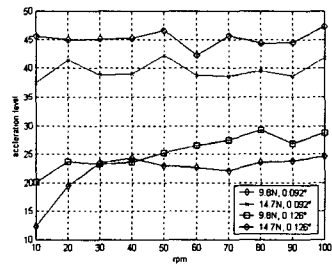


Fig. 5 Comparison of acceleration levels

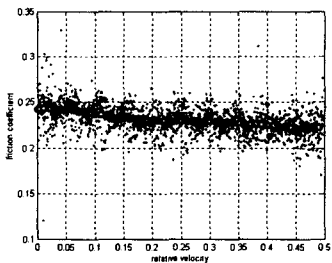


Fig. 6 Friction coefficient by relative velocity

3 스켈 소음

실험결과를 통해 마찰기인진동의 발생에 정렬불량이 큰 영향을 미치고 있음을 알 수 있었다. Fig. 7 은 구동속도 70rpm 에서 스켈소음의 시간영역에 대한 응답을 주파수 분석한 결과로써, 스켈소음을 발생시키는 주된 성분이 디스크의 고유성분과 로드셀의 고유성분임을 확인할 수 있다. 또한 Fig. 2(f)에서 스켈의 응답은 수직항력이 증가와 감소를 반복할 때 같은 주기로 증가와 감소를 반복하고 있음을 알 수 있는 바, 이는 정렬불량에 의한 디스크의 응답에 따라 수직항력의 변화가 발생하고, 이러한 수직항력의 변화에 따라 스켈소음이 발생했음을 설명할 수 있다. Fig. 8 은 각기 다른 수직항력을 주었을 때, 스켈의 구동속도에 따른 레벨을 비교한 그림이다. 정렬불량의 양이 커질수록 스켈소음의 크기도 증가함을 알 수 있다.

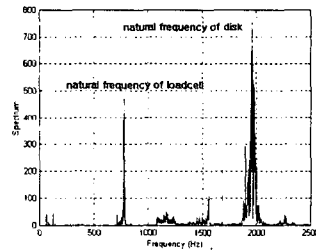


Fig. 7 Frequency components of squeal noise

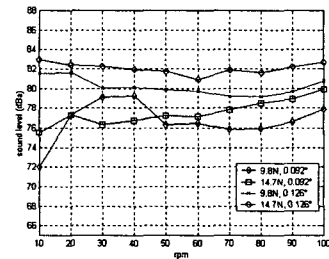


Fig. 8 Comparison of squeal noise levels

4 마찰모델

실험을 통하여 얻어진 정렬불량에 의한 마찰기인진동의 응답특성을 이론적으로 해석하기 위해, 실험장치를 1 자유도계와 3 자유도계의 모델을 각각 만들어 Runge-Kutta 알고리즘을 이용하여 수치해석을 수행하였다.

4.1 1 자유도 모델

자려진동은 시스템에 외부가진력이 없이, 자체적

으로 진동이 발생하는 현상으로, 마찰기인진동도 이에 해당한다.

본 연구에 사용되어진 pin-on-disk 형태의 실험장치를 Fig. 9 와 같이 1 자유도 자력진동계 형태로 모델링하면, 식 (1)과 같은 운동방정식을 만들 수 있다. 여기서, m , c , k 는 Fig. 1의 실험장치에서 로드셀의 질량, 감쇠계수, 강성을 의미하고, N 은 수직항력을, x 는 스프링 변위를 나타내며, μ 는 벨트와 질량사이, 즉 디스크와 로드셀 사이의 마찰계수를 의미한다. V 는 모터의 구동속도를 의미한다. 시스템 변수와 마찰계수는 실험을 통하여 얻어진 변수를 적용하였다. 식 (2)는 실험을 통하여 얻어진 상대속도의 함수에 대한 Fig. 6의 마찰계수를 최소자승법(least square method)을 이용하여 5차 함수로 구한 값이다.

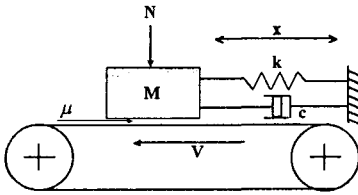


Fig. 9 1-DOF friction system

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = N\mu(v) \quad (1)$$

$$\mu(v) = 25.805v^5 - 32.793v^4 + 14.595v^3 - 2.592v^2 + 0.096v + 0.242 \quad (2)$$

여기서, v 는 $\dot{x} - V$ 로서 상대속도를 의미한다.

Fig. 10은 Table 1과 식 (2)의 시스템 변수를 적용시킨 후, 40 rpm의 구동속도에서 수치해석을 수행한 결과이다. Fig. 10(c)의 1 자유도 모델에 대한 위상선도에서 스틱/슬립(stick/slip)현상이 발생하고 있는 것을 확인할 수 있다. 또한, Fig. 11에서 각 구동속도별 위상선도에서도 스틱/슬립(stick/slip)현상이 발생하고 있으며, 속도와 변위의 변화가 발생함을 확인할 수 있다. 하지만, 실험결과에서 보여진 정렬불량에 의한 마찰기인진동의 응답특성인 맥놀이현상과 더불어 격렬한 진동으로 인한 스켈소음의 발생 원인을 확인할 수 없었다.

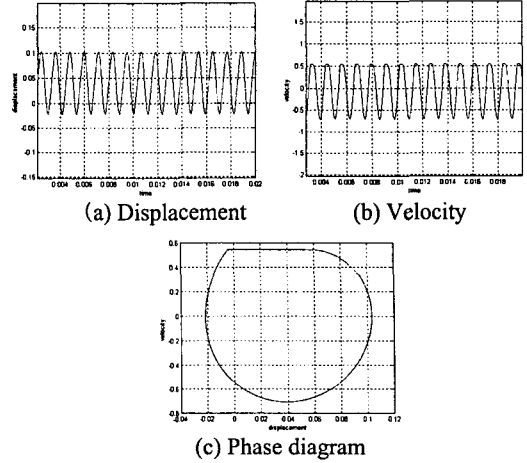


Fig. 10 Response of 1-DOF system

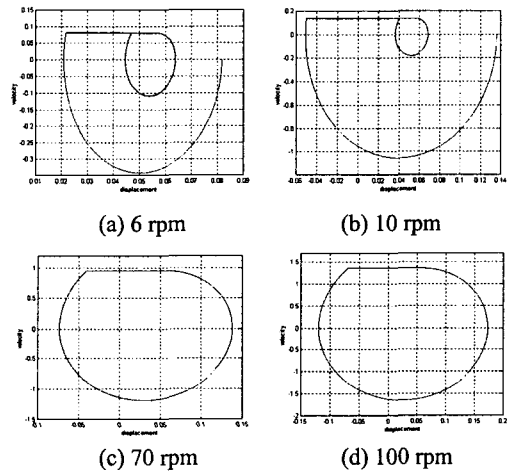


Fig. 11 Phase diagrams of 1-DOF system

4.2.3 자유도 모델

Fig. 1의 마찰기인진동 실험장치에서 디스크와 로드셀 그리고 아크릴지를 각각의 자유도로 표시하면 Fig. 12와 같은 3 자유도계로 모델링 할 수 있다. 이에 대한 운동방정식은 식 (3)과 같다.

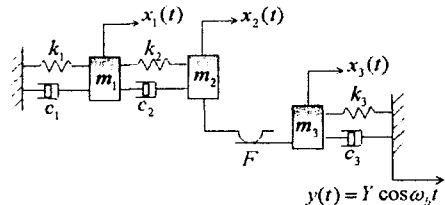


Fig. 12 3-DOF friction system

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 &= 0 \\
 m_2 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 &= F \\
 m_3 \ddot{x}_3 + c_3 \dot{x}_3 + k_3 x_3 &= \\
 -c_3 \omega_b Y \sin \omega_b t + k_3 Y \cos \omega_b t - F
 \end{aligned} \quad (3)$$

여기서, m_1, m_2, m_3 는 각각 아크릴, 로드셀, 디스크의 모달질량을 의미하며, c, k 는 각 질량에 대한 감쇠계수와 강성을 의미한다. Y 는 디스크의 경사진 진폭을 의미하며, ω_b 는 구동속도를 의미하고, F 는 μN 을 의미한다. μ 는 식 (2)와 같고 N 은 수직항력을 의미한다.

Fig. 13 은 수치해석을 통해 얻어진 속도에 대한 응답을 주파수분석한 결과로써, 실험에서의 응답과 일치하는 각 질량의 고유진동수 성분과 회전주파수 성분이 발생하였음을 확인할 수 있다. 따라서 3 자유도계 모델은 실험장치를 이론적으로 설명할 수 있는 적절한 해석모델임을 알 수 있다.

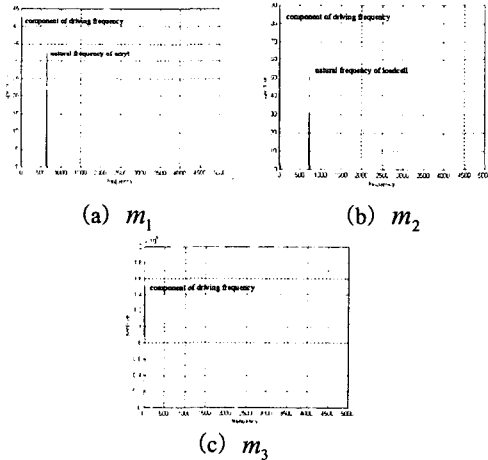


Fig. 13 Frequency components of the responses

Fig. 14 는 m_1 , Fig. 15 는 m_2 , 그리고 Fig. 16 은 m_3 에 대한 변위, 속도 그리고 위상선에 대한 수치해석 결과이다. 여기서, m_1 과 m_2 는 정렬불량에 의하여 응답이 주기적으로 증가와 감소를 반복하는 맥놀이 현상이 나타나며, 이는 실험에서의 응답과 일치하는 경향을 나타낸다. 그러나, m_3 는

정렬불량에 의하여 지속적인 조화운동을 하고 있음을 알 수 있으며, 이는 실제 디스크의 물리적인 특성을 잘 나타내주고 있다. 따라서 정렬불량을 갖는 마찰 시스템을 설명할 수 있는 해석모델이 3 자유도 모델임을 확인할 수 있다.

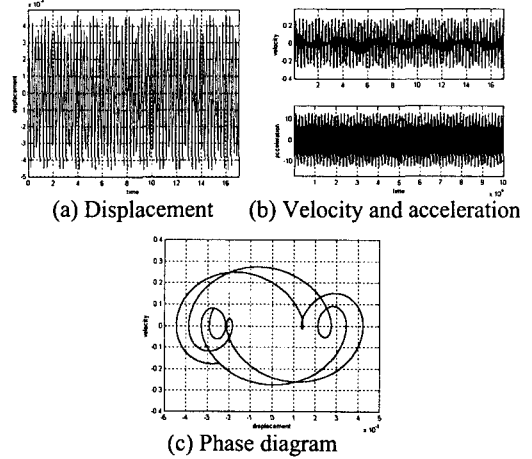


Fig. 14 m_1 response

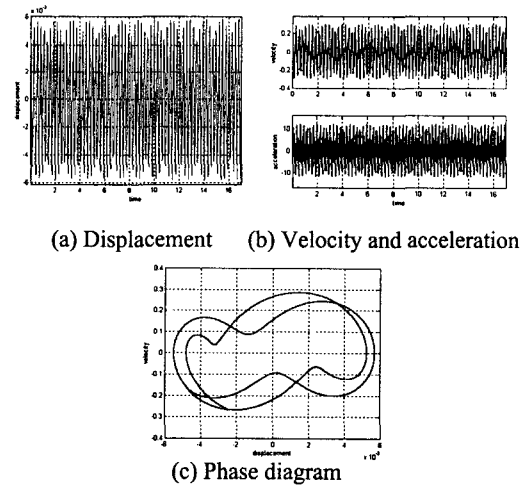


Fig. 15 m_2 response

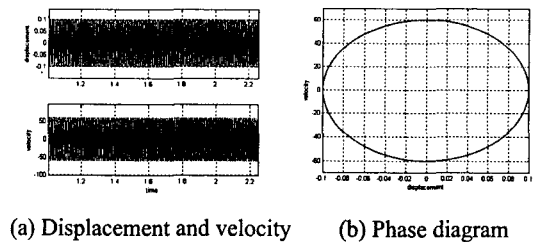
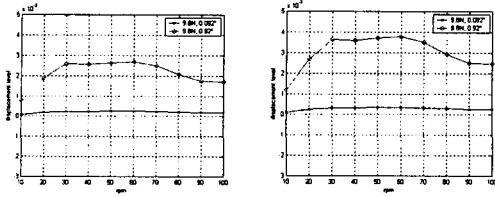


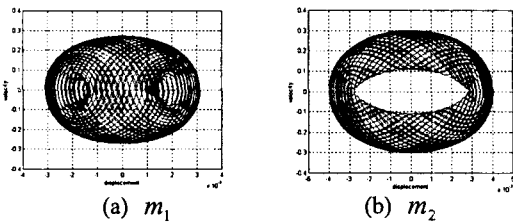
Fig. 16 m_3 response



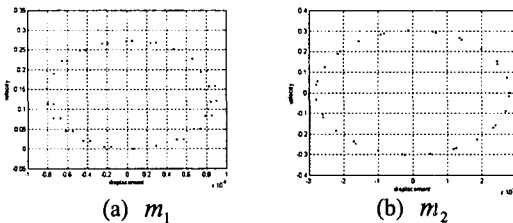
(a) m_1 (b) m_2
 Fig. 17 Comparison of displacement

Fig. 17은 정렬불량의 크기에 따른 각 질량에 따른 변위의 크기를 비교한 결과이다. 정렬불량의 크기가 증가할수록 응답의 크기도 증가함을 알 수 있으며, 이는 실험결과와 일치하는 경향이다.

Fig. 18은 정렬불량의 크기를 9.2° 로 했을 경우의 각 자유도에 대한 위상선도를 도시한 것이다. Fig. 14, 15의 위상선도와 비교할 때 정렬불량의 양이 커질수록 위상선도가 복잡해지고 있음을 알 수 있으며, 각 질량에 대한 동적거동을 확인하기에 어려움이 있다. 이에 각 질량에 대한 비선형 동적거동을 확인하기 위하여 위상선도를 Fig. 19에서 Poincare map으로 도시하였다. Fig. 19(a), (b)에서 각 질량의 진동형태가 대표적인 비선형 진동 형태인 가조화진동(quasi-periodic vibration) 형태의 응답을 보이고 있음을 확인할 수 있다. 따라서 정렬불량이 시스템의 응답에 큰 영향을 미치는 설계 변수임을 알 수 있다.



(a) m_1 (b) m_2
 Fig. 18 Phase diagram with misalignment (9.2°)



(a) m_1 (b) m_2
 Fig. 19 Poincare map

5 결론

본 연구에서 정렬불량을 갖는 비선형 진동에 대하여 실험과 이론해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 1) 정렬불량은 마찰기인진동의 중요한 변수임을 확인하였다.
- 2) 스킵소음의 주된 성분은 서로 접촉을 하는 디스크와 마찰패드의 고유성분임을 확인하였다.
- 3) 실험을 통하여 정렬불량에 의하여 수직항력이 변화하고, 수직항력의 변화는 스킵소음 발생의 주요 변수임을 확인하였다.
- 4) 마찰시스템을 1 자유도계와 3 자유도계로 모델링하고 해석한 결과, 1 자유도계 해석에서는 스틱/슬립현상을 확인할 수 있었고, 정렬불량까지 고려한 3 자유도계 해석에서 스킵소음의 가능성을 확인하였다.
- 5) 3 자유도계 마찰모델에서 수치해석을 통하여 정렬불량이 가조화진동(quasi-periodic vibration) 형태의 비선형 진동을 발생시키는 중요한 변수임을 확인하였다.

6 참고문헌

1. S. W. Shaw., "On the Dynamic Response of a System with Dry Friction", Journal of Sound and Vibration, 108(2), pp.305-325, 1986.
2. A. J. Mcmillan, "A Non-Linear Friction Model for Self-Excited Vibration", Journal of Sound and Vibration, 205(3), pp.323-335, 1997.
3. N. Hinrichs, M. Oestreich, K. Popp, "On the Modeling of Friction Oscillators", Journal of Sound and Vibration, Vol. 8, No. 4, pp.535-558, 1998.
4. 최연선, 정성균, "브레이크 라이닝 패드의 마찰 진동", 한국자동차공학회 논문집, 제 2 권 제 5 호, pp.93-100, 1994.
5. 손현배, 최연선, "마찰기인진동에서의 수직항력 변화효과", 한국소음진동학회, 추계학술대회 논문집, pp.415-420, 1998.