

고속절단기의 진동저감을 위한 회전체역학 해석 Rotordynamic Analysis for Vibration Reduction of a High Speed Cutter

서준호* · 백경원** · 최연선**

Jun-Ho Suh, Gyoung-Won Baek and Yeon-Sun Choi

Key Words : Rotor Dynamics(회전체 역학), Critical Speed(임계속도), Unbalance(불평형), FEM Analysis (유한요소해석) High Speed Cutter(고속절단기).

ABSTRACT

The vibration of rotor systems is caused by various factors, such as misalignment, unbalance, gear meshing, error of assembly, etc. Modal test and TDA/ODS analysis were done. The dynamic analysis of the armature was done with SAMCEF which is a commercial software for finite element and kinematic analysis. The transient response of the armature is calculated by the SAMCEF with the consideration of magnetic force and bearing stiffness, which are the essential elements for the design of high speed cutter. Main frequency of the vibration is due to the unbalance of the armature. The FEM analysis model considering unbalance and the high speed cutter have same vibration properties. The vibration sources of the high speed cutter is proved to be unbalance.

1. 서 론

산업현장에는 펌프, 압축기, 전동기, 발전기 등의 회전기계가 중요한 설비로 사용되고 있다. 최근 이러한 설비들의 고성능화 경량화에 따른 예기치 못한 진동과 소음이 발생하고 있다. 고속절단기는 환봉, 파이프, 각종 형강 절단 작업을 수행하는 전동공구로 고성능화에 따라 진동소음 문제가 부각되고 있다.

회전기계의 진동 원인은 매우 많다. 이중에서도 회전불균형(unbalance)이 회전체에서 발생하는 진동의 45%를 차지하

고 있다.⁽¹⁾ 전동공구에서 모터 회전자의 불균형은 진동의 주된 원인으로, 진동이 베어링을 거쳐 케이스로 전달되거나 기어에 전달되어 정상적으로 기어가 물리게 한다.

회전기계 동특성에 대한 연구는 대학, 연구기관을 중심으로 활발히 진행되고 있지만 발전기와 가스터빈 같은 대형회전기계의 회전자에 대한 해석이 주류이며, 전동공구에 대한 회전체 역학해석은 거의 없는 실정이다.

Goodwin⁽¹⁾은 회전자와 베어링으로 이루어진 회전체 시스템의 동특성을 수학적으로 모델링하고 회전체 해석을 수행하였고, 국제창⁽²⁾은 풍력발전기용 회전체 시스템의 연구에서 베어링의 강성에 따라 회전체 시스템의 동특성이 상이한 결과를 가져옴을 ANSYS를 이용하여 해석하였다. 양보석⁽³⁾은 유도전동기에 대하여 수학적 해석모델을 제시, 회전체 해석을 수행하였으며, 박영필⁽⁴⁾은 회전체의 불평형에 의해 발생하는 진동현상을 밝히고 이를 규명할 수 있는 수학적 해석 모델을 유도하여 회전체 해석을 수행하였다.

본 연구에서는 고속절단기를 기어-축-베어링 시스템으로 모델링하고, 상용 소프트웨어인 SAMCEF를 이용하여 수치

* 정회원, 성균관대학교 대학원

**정회원, 성균관대학교 대학원

**책임저자, 정회원, 성균관대학교 기계공학부 교수

E-mail : Yschoi@yurim.skku.ac.kr

Tel : (031)290-7440, Fax:(031)290-5849

해석을 수행하였다. 또한, 스트레인게이지를 고속절단기에 부착하여 진동을 측정한 결과와 전산해석 결과를 비교 분석하였다.

2. 고속절단기

고속절단기는 회전력을 만드는 모터와 모터내부의 열기를 식혀주는 팬, 회전속도를 낮추고 토크를 증가시켜주는 기어 부분과 이 모든 것을 지지해주는 케이스로 구성되어 있다.

본 연구를 위하여 사용한 고속절단기의 외형은 Fig. 1 과 같다. Fig. 2 과 Fig. 3은 고속절단기에 대한 개념도로 축의 길이는 짧고 지름이 크기 때문에 회전자를 강체로 가정하고, 이를 베어링으로 지지하는 회전체로 모델링 하였으며, 회전체는 헬리컬 기어로 종동축과 연결되어 있다.

Table 1과 Table 2는 각각 모터와 기어에 대한 제원들을 나타낸 것이다.

Table 1 Specifications of the motor

Pole	2	Armature length (mm)	243
Current (A)	11	Young's modulus (Pa)	2.06e11
Core length (mm)	65	Core diameter (mm)	48
End side shaft dia. (mm)	10	Frequency (Hz)	60
Driving side shaft dia. (mm)	17	Power (kW)	2.3

Table 2 Specifications of the gear

	Gear	Pinion
Module	1.25	
Normal pressure angle (°)	20	
Helix angle (°)	20	
Net Face width (mm)	14	
Backlash (mm)	0.21	
Number of tooth	43	8
Distance of center line (mm)	34.2277	



Fig. 1 Photo of the high-speed cutter

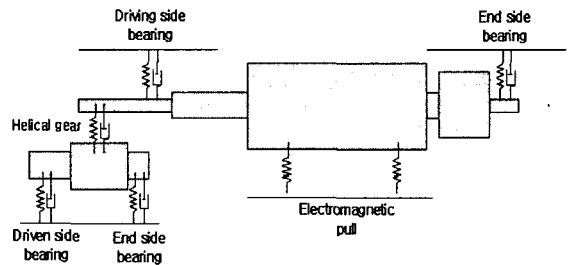


Fig. 2 Schematic diagram of the high speed cutter

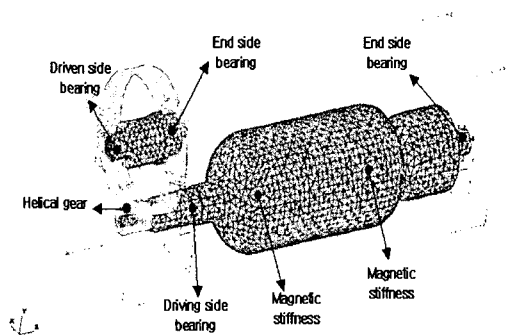


Fig. 3 SAMCEF model of the highspeed cutter

3. 모터

3.1 베어링 강성

베어링은 반경방향의 힘에 대해 변형이 생기므로 반경방향으로 강성값을 가지고 베어링의 윤활막이 감쇠계로 작용한다. 따라서 베어링의 특성을 강성과 감쇠계수로 표현 가능하며, 회전속도에 따라 변하는 특성이 있다. 베어링의 강성은 Harris⁽⁶⁾의 탄성이론에 의해 식 (3.1)으로 나타낸다.

$$F = K\delta^n \quad (3.1)$$

일반적으로 볼베어링은 $n = 3/2$ 이고, 롤러 베어링일 때는 $n = 10/9$ 을 적용한다.⁽⁶⁾

또한, 외륜은 고정되어있고, 내륜은 간극과 변형에 의해 위치를 바꾼다고 가정하면, 각 전동체 위치에 따라 처짐이 달라진다. 이는 식 (3.2)와 같이 계산된다.

$$\delta_i = r_0 \left[\left\{ (\sin \alpha_0 + \bar{\delta}_a + R_i \bar{\theta} \cos \psi)^2 + (\cos \alpha_0 + \bar{\delta}_r \cos \psi)^2 \right\}^{1/2} - 1 \right] \quad (3.2)$$

식 (3.2)를 식 (3.1)에 대입하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$F = Kr_0^{3/2} \left[\left\{ (\sin \alpha_0 + \bar{\delta}_a + R_i \bar{\theta} \cos \psi)^2 + (\cos \alpha_0 + \bar{\delta}_r \cos \psi)^2 \right\}^{1/2} - 1 \right]^{3/2} \quad (3.3)$$

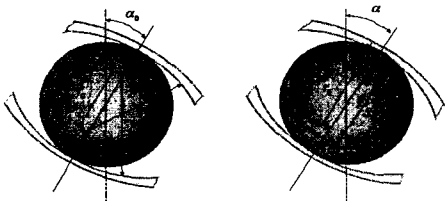


Fig. 4 Normal contact angle and operating contact angle

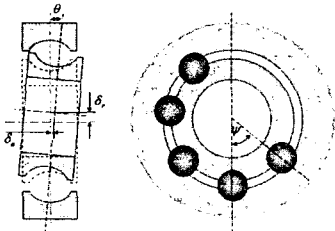


Fig. 5 Displacement of an inner ring due to combined loading

여기서 α_0 는 접촉각(normal contact angle), r_0 는 내·외륜의 곡률 중심간 거리, r_a 는 외륜 곡률 중심반경, r_i 는 내륜 곡률 중심반경, ψ 는 볼간 이루는 각도, $\bar{\delta}_a$ 는 축방향 변위, $\bar{\delta}_r$ 는 반경방향 변위, $\bar{\theta}$ 는 내륜이 기울어진 각도를 나타낸다.

식 (3.3)으로부터 축방향과 반경방향으로 분할하면 다음과 같다.

$$F_o = Kr_0^{3/2} \sum_{\psi=0}^{2\pi} \left[\left\{ (\sin \alpha_0 + \bar{\delta}_a + R_i \bar{\theta} \cos \psi)^2 + (\cos \alpha_0 + \bar{\delta}_r \cos \psi)^2 \right\}^{1/2} - 1 \right] \times \left[\frac{\sin \alpha_0 + \bar{\delta}_a + R_i \bar{\theta} \cos \psi}{\left\{ (\sin \alpha_0 + \bar{\delta}_a)^2 + (\cos \alpha_0 + \bar{\delta}_r \cos \psi)^2 \right\}^{1/2}} \right]$$

$$F_r = Kr_0^{3/2} \sum_{\psi=0}^{2\pi} \left[\left\{ (\sin \alpha_0 + \bar{\delta}_a + R_i \bar{\theta} \cos \psi)^2 + (\cos \alpha_0 + \bar{\delta}_r \cos \psi)^2 \right\}^{1/2} - 1 \right]^{3/2} \times \left[\frac{(\cos \alpha_0 + \bar{\delta}_r \cos \psi) \cos \psi}{\left\{ (\sin \alpha_0 + \bar{\delta}_a)^2 + (\cos \alpha_0 + \bar{\delta}_r \cos \psi)^2 \right\}^{1/2}} \right] \quad (3.4)$$

여기서 구한 베어링의 볼 변형과 하중과의 관계에서 Table 3과 같은 볼베어링의 강성값을 구할 수 있다.

3.2 불평형 질량

불평형은 기하학적인 중심과 무게중심이 서로 어긋남을 말하며, 회전자의 회전각속도 w 의 제곱에 비례하는 가진력 $F(N)$ 을 발생시킨다.

불평형량은 주로 제품 제작시에 발생하며, 운전 중 많은 진동의 원인이 된다. Fig. 6과 같이 일반적인 원주형태의 회전체는 축 중심과 직각인 얇은 원판요소로 나눌 수 있다. 각 원판에 단일 불평형이 주어진다면 식 (3.5)와 같이 나타낼 수 있으며, 회전체 전체에 대해서 식 (3.6)을 만족한다.⁽³⁾

본 연구에서 사용된 아마추어의 불평형량(me)은 Fig.6에서와 같이 양끝 단면에 대하여 A점에서 $42 \text{ mg} \cdot \text{mm}$, B점에서는 $100 \text{ mg} \cdot \text{mm}$ 으로 사전에 주어진 값이다. 전체 불평형량은 $142 \text{ mg} \cdot \text{mm}$ 이다.

Table 3 Ball bearing stiffness

	Armature		Follow-up shaft	
	driving	end	driven	end
Stiffness (kgf/mm)	2.781e5	1.72e5	2.843e5	1.984e5

$$\bar{F}_l = \frac{\sum_{i=1}^n m_i \bar{e}_i x \omega^2}{l} \quad (3.5)$$

$$m_a e_a = \frac{\sum_{i=1}^n m_i e_i x}{l} \quad m_b e_b = \frac{\sum_{i=1}^n m_i e_i (l-x)}{l} \quad (3.6)$$

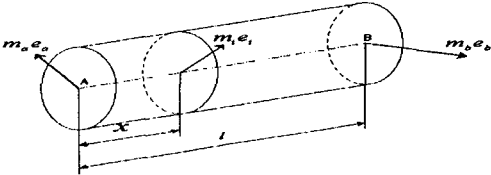


Fig. 6 Unbalance of disk elements

4. SAMCEF 해석

4.1 임계속도

회전체의 동특성은 지지부의 강성값에 따라 상이한 결과를 나타내며⁽²⁾ 캠벨선도(campbell daigram)로 나타낼 수 있다. 캠벨선도는 운전속도의 함수로 고유진동수와 가진주파수를 함께 나타내고 있다. 운전속도영역 내에서 가진주파수 선과 고유진동수가 교차하는 영역은 공진영역, 임계속도 영역을 나타내며, 공진에 의한 과도한 진동을 피하기 위해 운전영역이 공진영역의 20~30% 밖에 있도록 설계되어야 한다.⁽³⁾

Fig. 7은 SAMCEF로 해석한 후, 결과값을 캠벨선도로 나타낸 것이다. 점선은 1X선으로 회전주파수이며, 1F와 1B로 표시되는 선은 각각 1차 전향과 후향 모드를 나타내는 선으로 512 Hz, 2F선은 2차 모드로 1560 Hz, 3F와 3B는 3차 전·후향 모드 2340 Hz를 나타낸다. 1차 임계속도를 고려하면 21500 rpm이하 혹은 40000 rpm 이상이 되어야 한다. 그러나 실제 고속절단기의 운전속도가 21000 rpm에서 2200 rpm을 고려할 때 임계속도 영역 부근에서 운전하고 있다. 분리여유가 충분히 회전축계에서 임계속도의 20~30% 떨어지게 설계한다는 것은 어렵다.

최근 감쇠를 고려하여 임계속도 회피기준이 제정되었으며, Q계수(Q factor)를 착안하여 설계하도록 하고 있다.⁽³⁾

각 모드에 대한 Q계수는 $Q_1 = 71.4$, $Q_2 = 3.3 \times 10^8$, $Q_3 = 25.6$ 이다. Fig. 8은 Shiraki와 Kanki⁽⁷⁾에 의해 제안된 임계속도 회피기준을 나타낸 곡선으로 A에서 E의 5개영역으로 구분하였으며, 1차모드는 A의 안정영역으로 20~30%의 분리여유를 두지 않아도 문제되지 않는다.

4.2 과도응답

불평형량은 회전체 진동의 주요원인이 된다. 회전자의 불평형량이 커지면 휘들림(whirl)이 증가하며, 베어링을 통해 케이스에 진동이 발생한다. 고속절단기는 짧은 시간 안에 정상상태에 도달하고, 일반적으로 과도구간 응답이 정상구간 응답보다 크게 나타난다. 따라서 SAMCEF를 이용하여 초기 0초에서 1초동안 21000 rpm까지 선형적으로 증가하고, 1초에서 10초 동안 21000 rpm으로 정상상태를 유지한다고 가정하였다. 그리고 불평형량이 142 mg·mm과 97 mg·mm일 때에 대해 시뮬레이션을 수행하였다. 그 결과 Fig. 9와 같이 불평형량이 97 mg·mm 일 경우 최대 변위는 3.5 mm, 142 mg·mm 일 때는 6.2 mm 로 나타났다.

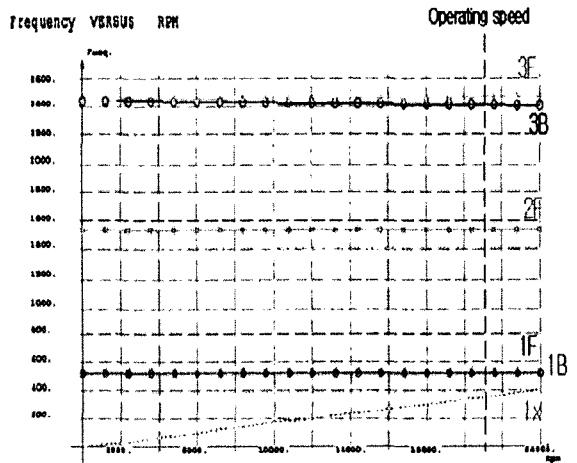


Fig. 7 Campbell diagram of the high speed cutter

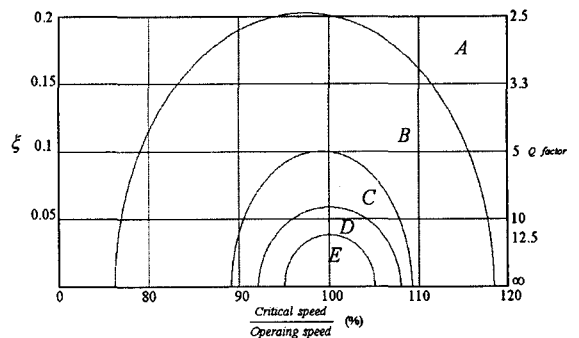
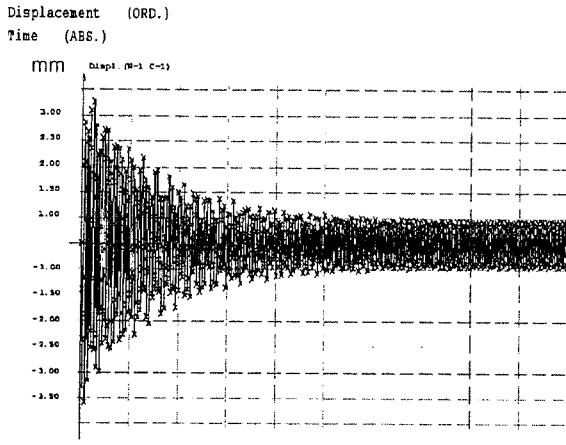
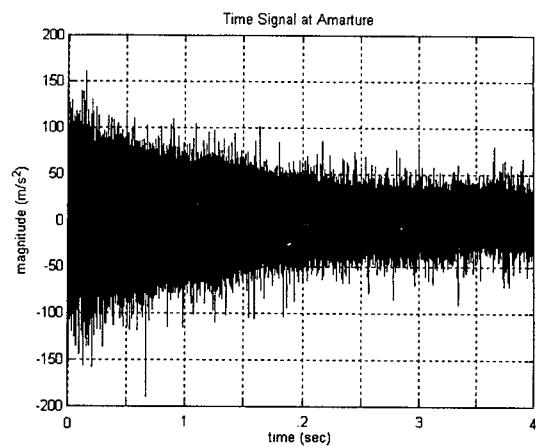


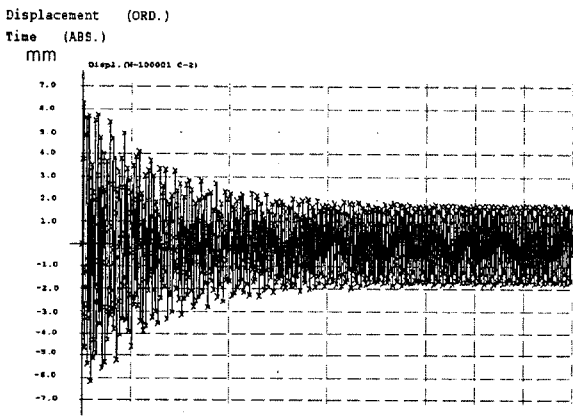
Fig. 8 Criterion for avoiding critical speed



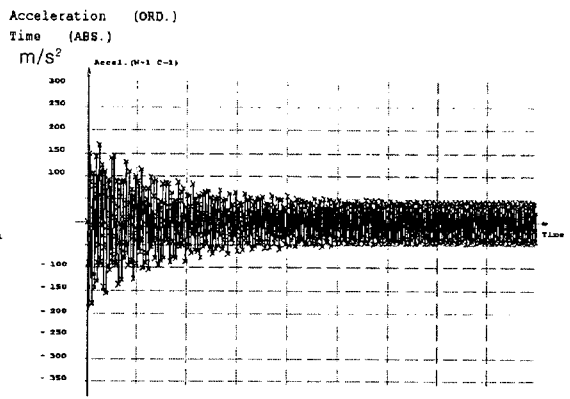
(a) Unbalance mass (97 mg)



(a) Experiment result



(b) Unbalance mass (142 mg)



(b) SAMCEF result

Fig. 9 Transient response of the high speed cutter

Fig. 11 Comparison between experiment and SAMCEF calculation

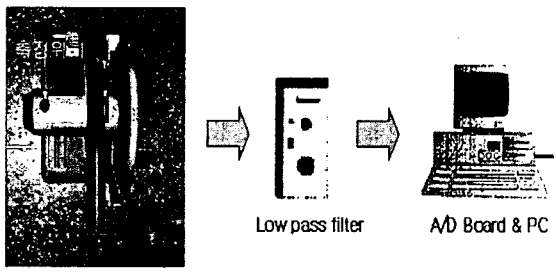


Fig. 10 Experimental set-up

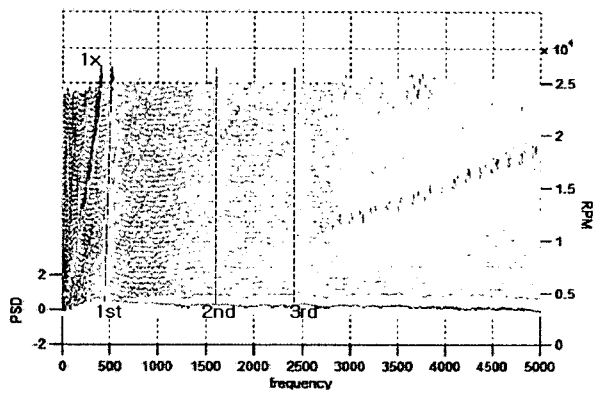


Fig. 12 Waterfall Diagram of the high speed cutter

5. 고속절단기 실험

회전체의 주 진동원은 회전체의 불평형이다. 이외에도 회전체의 축정렬불량(misalignment), 기어의 물림강성과 회전체의 접촉, 회전체가 모터일 경우 전자기력 등 다양한 설계, 제작 및 조립오차로 인한 진동원이 존재한다. 따라서 이론적 결과와 실험결과가 상당한 차이를 보인다. 그러나 회전체에서 진동을 유발하는 주요 원인을 파악하고 영향을 줄이면 진동을 감소시킬 수 있다.

본 연구에서는 Fig. 10과 같이 가속도계를 설치하여 4초 동안의 가속도 신호를 측정하였다. 결과는 Fig. 11과 같으며, 초기 진동은 실험에서 최대치는 150 m/s^2 이고 전산해석에서는 160 m/s^2 으로 나타났다. 그리고 정상상태에서의 진동은 실험에서는 45 m/s^2 , 전산해석에서는 50 m/s^2 으로 유사한 결과를 보였다. 또한 0에서 25000 rpm까지 500 rpm 단위로 증가시키며, 측정된 시간 데이터를 주파수 영역에서 관찰하여 보았다. 결과는 Fig. 12와 같으며, 아마추어의 불평형에 의한 1X성분이 크게 나타남을 볼 수 있다. 회전속도 변화에 따른 1차 고유진동수는 500 Hz 부근에서 나타나고, 2차 고유진동수는 1600 Hz, 3차 고유진동수는 2400~2500 Hz 사이에서 나타남을 볼 수 있다. 전산해석 결과에서 1차 고유진동수가 512 Hz, 2차 고유진동수 1560 Hz, 3차 고유진동수 2430 Hz임을 고려할 때 SAMCEF를 이용한 전산해석의 타당성을 입증할 수 있다.

6. 결론

고속절단기에 대하여 SAMCEF를 이용한 전산해석 및 실험을 통하여 회전체 역학 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 임계속도의 분리여유를 고려할 때, 고속절단기의 아마추어는 임계속도영역 내에서 운전을 하고 있었다. 하지만 최근 에 적용하고 있는 감쇠계를 고려한 위험속도 회피 기준에서

1차, 2차, 3차 모드는 위험속도가 보이지 않는 A영역 내에 존재하였다. 따라서 임계속도의 20~30%의 분리여유를 두지 않아도 됨을 알았으며, 아마추어는 위험속도를 벗어나 동작하고 있다.

(2) 과도구간 해석에서 실제 고속절단기 모터의 간극이 5 mm임을 감안할 때, 불평형 질량이 142 mg 일 경우에 초기 응답이 6.2mm로 나왔다. 이는 동작 초기 회전자가 고정자와 접촉을 하고 정상상태로 갈수록 접촉이 하지 않음을 나타낸다.

(3) 시뮬레이션과 실험을 수행한 결과 시간영역에서 진동신호는 $5 \sim 10 \text{ m/s}^2$ 의 차이를 보이고 있었고, 주파수 영역에서는 15~40 Hz의 차이를 나타내고 있었다. 여기서 불평형 질량을 고려한 전산해석 모델과 실제 고속절단기는 유사한 진동 특성을 나타내고 있음을 확인 할 수 있다.

참 고 문 헌

- (1) Goodwin, M. J., 1989, "Dynamics of Rotor-Bearing Systems," Unwin Hyman, London, pp. 5-15.
- (2) 국채창, 정순철, 이재용, 2000, "풍력발전기용 회전체 시스템의 동특성 해석에 관한 연구," 한국소음진동공학회지.
- (3) 양보식, 도서출판 인터비전, 2002, "회전기계의 진동."
- (4) 박영필, 이상조, 1989, "회전기계의 진동원인 및 현상," 대한기계학회지, 제 28권, 제 1호, pp. 12-17.
- (5) J. Lin, L. Qu, 2000, "Feature Extraction Based on Morlet Wavelet and Its Application For Mechanical Fault Diagnosis," Journal of Sound and Vibration, Vol. 234, No. 1, pp. 135-148.
- (6) Harris, T. A., 1984, "Rolling Bearing Analysis", 2nd ed., Wiley, New York, pp. 37-172.
- (7) Shiraki, K. and Kanki, H., 1979, "A New Vibration Criteria for High Speed/Large Capacity Machinery," 8th Turbomachinery Symposium.