

〈논 문〉

간극이 있는 링크구동계의 상태진단

Condition Monitoring of Link Driving System with Clearance

최연선* · 민선환**

Yeon-Sun Choi and Seon-Hwan Min

(2000년 9월 8일 접수 : 2000년 11월 27일 심사완료)

Key Words : Condition Monitoring(상태진단), Clearance(간극), Link Joint(링크조인트), Line Enhancement(선향상법), Joint Force(조인트힘)

ABSTRACT

There is a clearance between the parts of a machine due to design tolerance, manufacturing error, wear, looseness, or misalignment. If the clearance is large, the vibration and noise of the machine is generally large. Therefore, the analysis on the vibration and noise of a machine can tell the clearance of the machine, which reveals the condition of the machine, i.e., the existence of faults and the safety of the machine. The investigation of this kind of research should be on the basis of experimental results. A link mechanism with a clearance at a joint between the coupler and locker is made for the investigation of the condition monitoring of a machine due to clearance. The vibration and sound are measured from the link driving system during the operation. The signals are clarified using line enhancement technique. The noise removed signals are used to develop the dynamic model of the system for a model based fault diagnosis. Also this study showed that the clarified signals can be used for the calculation of the joint forces between the coupler and rocker and for the correlation between the vibration and sound levels and the clearance sizes.

1. 서 론

기계의 부품과 부품사이에는 제작오차, 마모, 변형 등에 의해 간극이 존재한다. 그러나 간극이 필요 이상으로 커지면, 기계에서는 진동과 소음이 발생될 뿐만 아니라, 기계의 성능저하, 고장 및 파손의 원인이 될 수 있다. 따라서 간극에 관한 연구는 이미 구미 각국에서 다양하게 수많은 연구가 있어 왔다⁽¹⁾. 그러나 접촉에 따른 시스템의 강성 등 물성의 급격한 변화는 비선형성을 유발하여 이론과 실험에 많은 차이가 있다. 이와 관련, 지난번 연구⁽²⁾에서 간극이 있는 기계계로서 보편적이고 쉽게 제작이 가능한 4절 링크기구를 설계, 제작하여 간극의 크기에 따른 링크기구의 동적거동을 실험적으로 관찰하고, 운동방정식을 유도하

여 간극이 있는 기계계의 동적 거동에 대한 물리적인 이해를 구하고자 하였다. 그러나 간극 관련연구가 실용화되기 위해서는 측정된 진동과 소음신호로부터 간극에 의한 조인트부의 충격력과 간극의 크기 예측 등, 간극이 있는 기계계의 상태진단이 가능해야 한다. 이에 본 연구에서는 간극을 가진 링크구동계로부터 진동과 소음을 측정, 분석하여 상태진단의 가능성 여부를 보이고자 하였다. 이를 위해 먼저 적응신호처리(adaptive signal processing)기법인 선향상법(line enhancement)을 이용하여 측정된 실제 진동과 소음신호에서 노이즈(noise)를 최소화하였다. 다음, 전달함수를 이용하여 조인트에서 발생하는 충격력을 예측하였으며 간극의 크기와 진동 및 소음레벨의 관계를 밝힘으로서 진동과 소음을 측정하여, 역으로 간극의 크기를 예측하고자 하였다.

기계의 상태진단을 위해서는 진동센서의 부착위치가 고장위치와 가까워야한다. 그러나 실제적으로 고장위치와 센서부착 위치는 거리가 있게 되어 정확한 고장신호를 얻기가 쉽지 않다. 이러한 경우, 기계계의 동적 모델로부터 고

* 정회원, 성균관대학교 기계공학부
E-mail : yschoi@yurim.skku.ac.kr

** Tel : (031)290-7440, Fax : (031)295-1937
성균관대학교 대학원

장위치와 신호가 측정된 위치 사이의 전달함수를 알 수 있다면 보다 확실한 상태진단이 가능하다⁽³⁾. 이에 본 연구에서는 링크구동계를 모델링 하고, 이를 이용하여 접촉부위에서의 조인트힘을 계산함으로써 간극이 있는 기계계의 안전성 평가와 상태진단의 가능성을 보이하고자 하였다.

2. 링크 구동 실험

간극에 기인한 링크의 동적거동을 관찰하기 위해 간극과 회전수를 조절할 수 있는 4절 링크기구를 Fig.1과 같이 제작하였다. Fig.2는 링크구동계의 각 부 명칭과 센서의 위치를 나타낸 그림이다. 링크기구는 0.75 kw 유도전동기에 의해 구동되도록 하였고, 모터의 회전속도는 인버터(inverter)에 의해 조절하였다. 모터의 회전속도는 모터 구동축에 부착된 60개의 이(teeth)를 가진 평치차와 자기센서(magnetic sensor)로 측정하였다. 링크의 재질은 SM 45 C를 사용하였고, 각각의 링크에 대한 설계변수들을 Table 1에 나타내었다. 크랭크는 Fig.1에서 보는 바와 같이 모터 구동축에 연결된 원판으로서 플라이휠(flywheel)의 역할을 겸하게 하였다. 즉, 링크구동에 따른 속도 변화가 적은 안

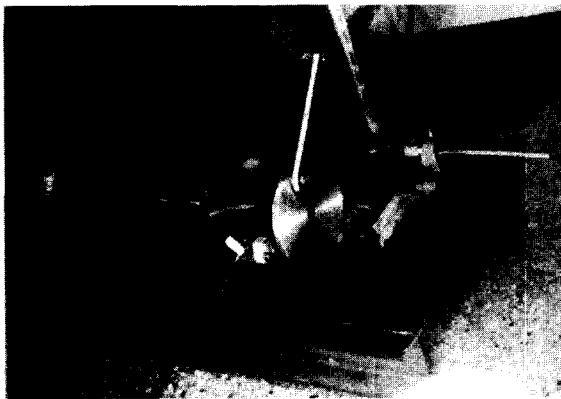


Fig. 1 Photograph of 4 bar link driving system

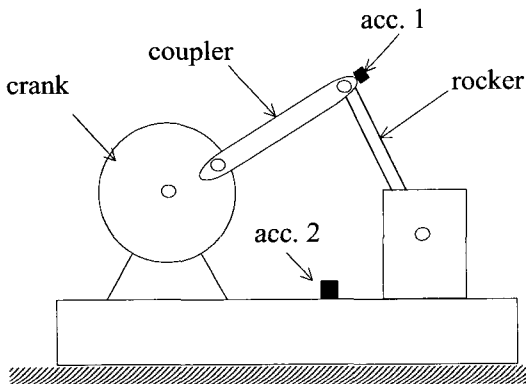


Fig. 2 Schematic diagram of the link driving system

Table 1 Design parameters of link mechanism

	Crank	Coupler	Rocker
Length(mm)	70	200	200
Mass(kg)	2.12	0.6	0.6
Mass moment of inertia(kg · mm ²)	15120	7190	7190

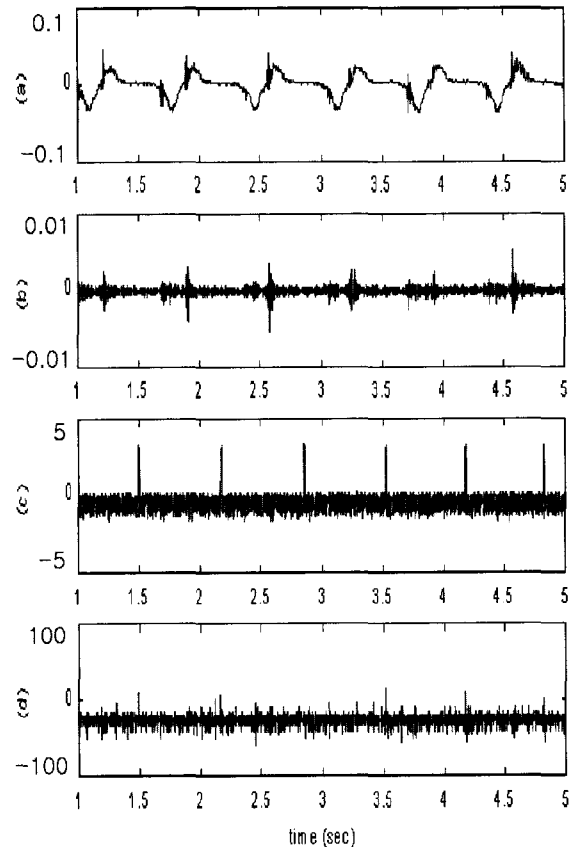


Fig. 3 Measured signals (a) Acceleration at the coupler(m/s²), (b) Acceleration at the base (m/s²), (c) Photo sensor signal (mV), (d) Sound pressure (dBA)

정된 운전조건을 구현하기 위하여 구동축의 관성모멘트를 크게 하였다. 커플러에 $\phi 13$ 의 부쉬(bush)를 설치하고 로커 조인트부에 선반과 연마작업을 통하여 간극이 50 μm , 100 μm , 150 μm 가 되도록 핀(pin)을 제작, 설치하였다. 커플러(coupler)와 로커(rocker)의 조인트부와 지지대에서의 응답을 측정하기 위해 커플러와 지지대에 가속도계(accelerometer)를 각각 설치하였고, 충격에 의해 발생하는 소음은 소음계(sound level meter)를 사용하여 측정하였다. 회전각의 기준을 설정하기 위해 크랭크 가까이 지지대에 광센서(photo sensor)를 설치하여 크랭크가 1회전 할 때마

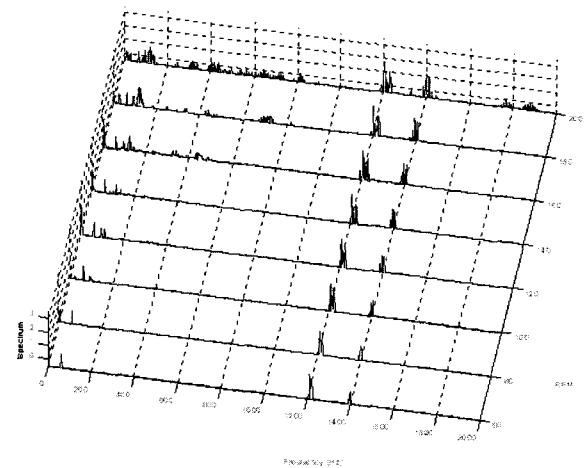
다 1개의 펄스(pulse)가 발생하도록 하였다. 진동, 소음신호는 테이프레코더(tape recorder)에 저장되어 A/D board를 거쳐 컴퓨터에 저장하거나, FFT 분석기(FFT analyzer)에서 얻은 데이터를 컴퓨터에 저장하여 MATLAB을 이용하여 데이터를 분석하였다.

Fig. 3은 실험을 통해 획득한 4 채널의 신호를 보여주고 있다. 각각 (a) 커플러의 가속도, (b) 지지대의 가속도 신호, (c) 광센서 신호, (d) 소음 신호를 나타내었다. Fig. 3은 크랭크가 1 회전시 커플러에서 2 번의 충격신호가 발생하고 있고, 이러한 충격성분은 지지대로 전달되는 것을 알 수 있다. Fig. 4는 지지대에서의 진동과 소음에 대한 waterfall diagram으로서 저주파 영역에서 회전수 관련 주파수 성분과 두 개의 고유진동 성분이 진동과 소음신호에 각각 나타남을 알 수 있다. 저주파 영역신호는 모터 회전에 기인한 성분이고, 고유진동 성분은 링크조인트에서의 충격가진에 의한 시스템의 고유진동수 성분이다. 또한 Fig. 4의 두 개의 waterfall diagram으로부터 지지대의 진동이 소음으로 방사됨을 유추할 수 있다. 이와 같이 기계계에서 간극에 의한 진동과 소음은 충격에 의한 광대역 가진이 시스템의 고유진동 성분을 여기(excite) 시키고 있는 것이다.

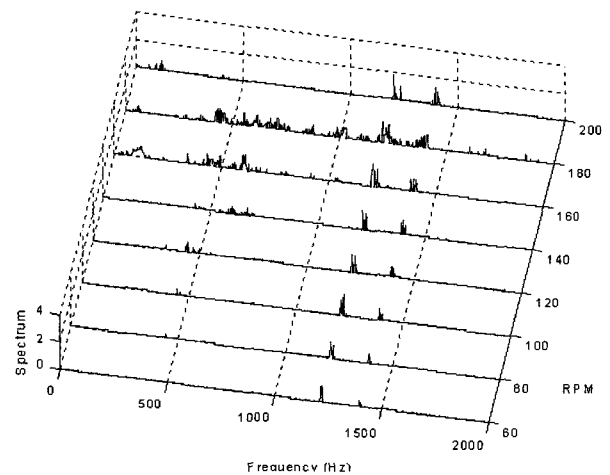
3. 적응신호처리

실제 움직이는 기계로부터 측정된 진동과 소음 신호에는 잡음이 많이 섞여 있으므로 기계의 정확한 상태진단을 하기 위해서는 측정된 진동과 소음신호로부터 노이즈를 제거해야 한다. 노이즈는 일반적으로 고주파 성분이고 계속 생성되는 것이 아니므로 다수의 평균을 구하는 방법이 많이 쓰이고 있으나, 노이즈를 확실하게 제거하기에는 한계가 있다. 이 경우 적응신호처리(adaptive signal processing)를 이용한 선향상법(line enhancement)을 적용하면 효과적으로 노이즈를 제거할 수 있다⁽⁴⁾. 적응신호처리의 하나인 선향상법은 현재의 신호를 과거의 신호에 입각하여 분석함으로써 서로간의 상관관계가 있으면 신호로 인정하고, 상관 관계가 미약하면 노이즈 성분으로 간주하여 노이즈를 제거하는 방법으로써 Fig. 5와 같은 알고리즘을 갖는 방법이다.

Fig. 6(a)는 커플러에서 측정된 가속도 신호로써 노이즈가 될 가능성이 많은 고주파 성분이 다수 포함된 것을 볼 수 있다. Fig. 6(b)는 선향상법을 거친 신호로써 Fig. 6(a)에 비해 고주파 성분의 노이즈가 제거된 신호를 주고 있다. Fig. 6(c)는 지지대에서 측정신호이다. 이 신호를 선향상법을 거치면 Fig. 6(d)와 같이 되며, Fig. 6(c)와 비교하면 형태는 비슷하나 노이즈 제거에 의해 진동레벨이 낮아지고 있음을 알 수 있다.



(a) Acceleration signal at the base



(b) Sound signal

Fig. 4 Waterfall diagram of the signals

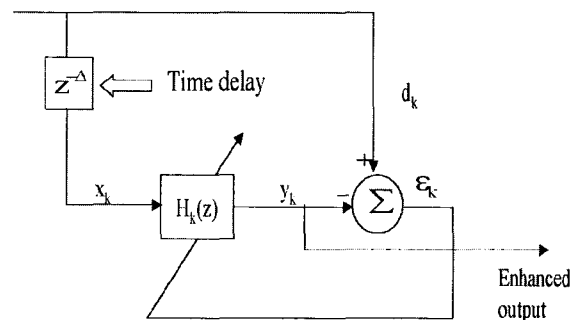
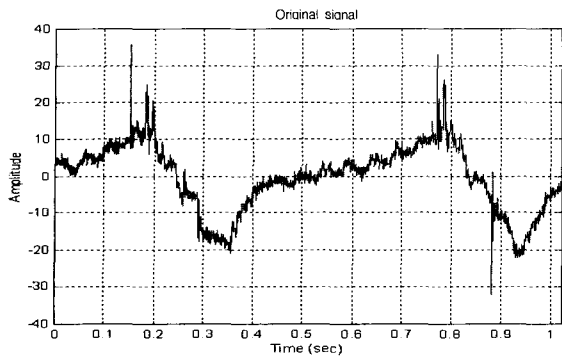
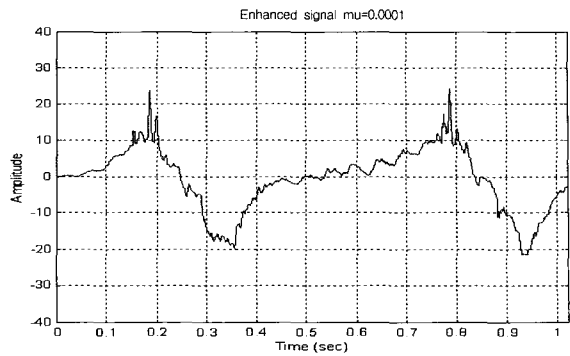


Fig. 5 General structure for adaptive line enhancement

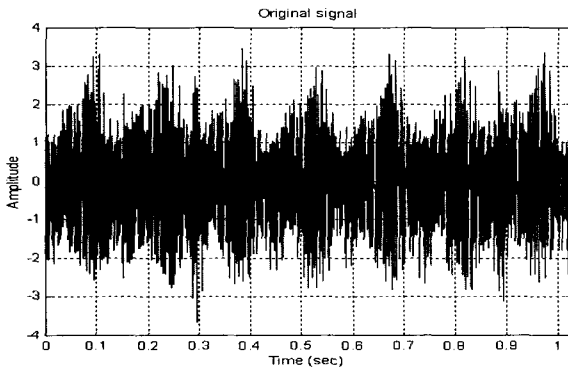
Fig. 7은 커플러에서 측정된 진동신호와 그 신호에 대해 선향상법 알고리즘을 거친 신호를 주파수 분석한 결과를 비교한 그림으로써, 고유성분은 일치하고 있으나 노이즈



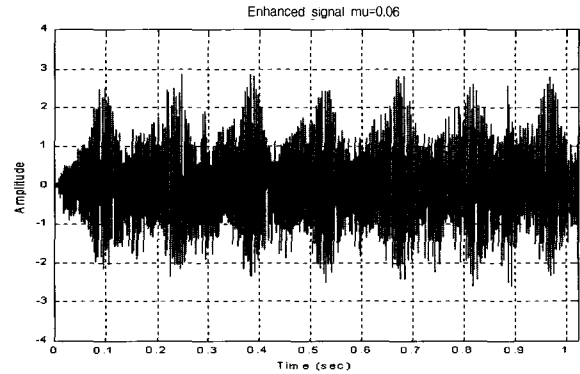
(a) Experimental signal of the coupler



(b) Enhanced signal of the coupler



(c) Experimental signal of the base



(d) Enhanced signal of the base

Fig. 6 Application of line enhancement

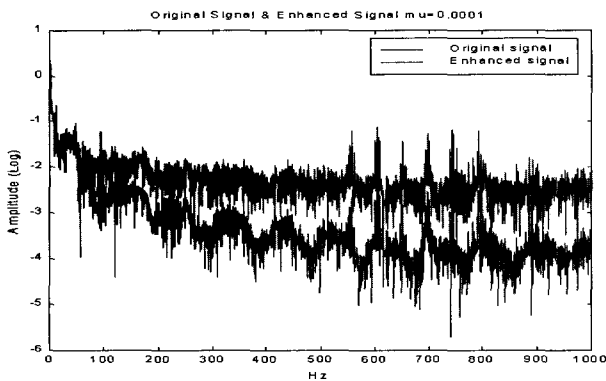


Fig. 7 Frequency spectrums of the experimental signal and enhanced signal at the coupler

감소로 인해 선형상법으로 처리된 신호레벨이 전체적으로 낮아지는 것을 알 수 있다.

4. 링크구동계의 동적모델

일반적으로 기계계의 진동신호로부터 기계의 상태진단을

위해서는 진동센서의 부착위치가 고장위치와 가까워야 한다. 그러나 실제 상황에서는 고장부위 가까이에 진동센서를 부착하기 불가능한 경우가 많으므로 고장부위에서 얼마간 떨어진 위치에서 측정된 진동신호로부터도 고장 원인을 규명 할 수 있어야 한다. 이 경우 고장위치에서의 진동신호와 센서로 측정된 신호사이의 상관 관계, 즉 동적모델이 있어야 한다. 본 연구의 실험장치에서도 간극이 있는 위치는 빠른 속도로 회전을 하고 있으므로 센서를 부착하는데 어려움이 있다. 따라서 지지대에서 측정된 신호로부터 간극의 크기, 조인트 부위의 상태 등을 알고자 한다면 조인트와 지지대간의 동적해석모델이 있어야 한다.

링크구동계의 속도 증가에 따른 주파수 분석 결과인 waterfall diagram을 보면 Fig. 4와 같이 1200 Hz와 1400 Hz 두개의 고유 진동수가 있음을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서 사용된 링크구동계는 2 자유도계로 모델링 할 수 있으며 커플러와 지지대간의 전달함수를 식 (2)와 같이 구하면 식 (3)~(5)로부터 $[M]$, $[C]$, $[K]$ 을 구할 수 있다⁽⁵⁾. 식 (6)의 MAC(modal assurance criterion) 행렬로서 비대각행렬의 숫자가 작을수록 좋은 결과를 얻었음을 판단할 수 있는 기준이 된다. 식 (6)을 이용하여 계산된 MAC함수와 식 (1)에서 식 (3)~(5)에 의해 구해진 결과

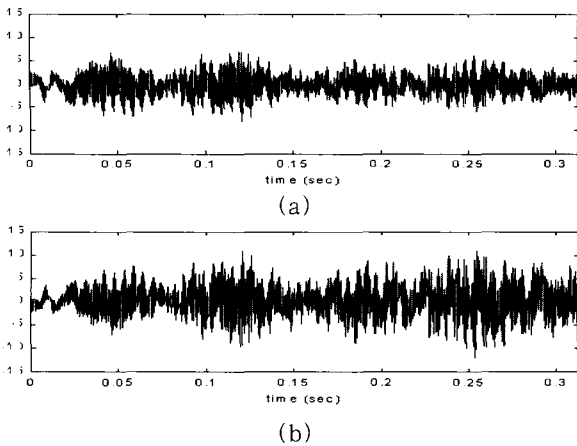


Fig. 8 Experimental and computed time signals

는 아래와 같다. Fig. 8(a)는 원래의 지지대에서 측정된 신호이며, Fig. 8(b)는 커플러 내의 측정된 신호로부터 2 자유도계로 구한 $[M]$, $[C]$, $[K]$ 값을 이용하여 지지대에서의 신호를 계산한 결과이다. 두 개의 데이터는 서로 유사한 결과를 보여주고있어, 이론적으로 구한 $[M]$, $[C]$, $[K]$ 값이 타당성이 있음을 알 수 있다.

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} H_{11}(\omega) & H_{12}(\omega) \\ H_{21}(\omega) & H_{22}(\omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} F_1(\omega) \\ F_2(\omega) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_1(\omega) \\ X_2(\omega) \end{Bmatrix} \quad (2)$$

$$[K] = [H(0)]^{-1} \quad (3)$$

$$[C] = -[K][\dot{H}(0)][K] \quad (4)$$

$$[M] = [C][H(0)][C] - [K][\ddot{H}(0)][\frac{K}{2}] \quad (5)$$

$$MAC(\{\phi_x\}_i, \{\phi_A\}_j) = \frac{|\{\phi_x\}_i^T \{\phi_A^*\}_j|^2}{(\{\phi_x\}_i^T \{\phi_x^*\}_i) (\{\phi_A\}_j^T \{\phi_A^*\}_j)} \quad (6)$$

$$MAC = \begin{bmatrix} 1 & 0.19 \\ 0.19 & 1 \end{bmatrix}$$

$$[M] = 1.0e^6 \begin{bmatrix} 7.1026 & 4.3056 \\ 3.1727 & 1.9236 \end{bmatrix} (\text{kg})$$

$$[C] = 1.0e^3 \begin{bmatrix} 6.2885 & 3.8060 \\ 2.8045 & 1.7132 \end{bmatrix} (\text{N} \cdot \text{s/m})$$

$$[K] = \begin{bmatrix} 56.5501 & 31.1809 \\ 22.9372 & 20.4930 \end{bmatrix} (\text{N/m})$$

5. 간극 기인 효과

5.1 조인트힘

링크구동계의 주요 진동은 링크 조인트의 간극에서 발생하는 진동이다. 간극에서 발생한 진동은 커플러의 베어링

과 로커를 거쳐 링크기구를 지지하고 있는 지지대에 전달되고 각각에서 발생한 진동은 소음 형태로 방사된다. 따라서 커플러에서의 진동을 측정하면 조인트에서의 접촉력과 간극의 크기를 추정할 수 있다. 그러나 실제 커플러에서의 진동측정은 가속도일 뿐 조인트에서의 접촉력은 아니다. 로커에 부착된 핀과 커플러의 부쉬 사이에 간극이 존재하고, 핀이 부쉬와 접촉한 상태에서 진동이 유발하므로 접촉순간의 접촉력 즉, 조인트힘과 가속도와와의 커플러에서 측정된 가속도 신호로부터 조인트힘을 계산할 수 있다. 핀을 충격해머(impact hammer)로 가진하고, 커플러에서의 가속도를 측정하면 둘 사이의 전달함수, $H(\omega)$ 를 아래와 같이 구할 수 있다.

$$H(\omega) = \frac{A(\omega)}{F(\omega)} \quad (7)$$

위식에서 $F(\omega)$ 는 충격해머 가인에 의한 충격력의 주파수 함수이고, $A(\omega)$ 는 커플러에서 측정된 가속도의 주파수 함수이다.

Fig. 9(a)는 전달함수를 이용하여 50 rpm 회전 시 간극이 없는 커플러에서 측정된 가속도 신호로부터 역으로 측정된 조인트힘을 표시하고 있으며, 이는 직접 실험으로 측정된 결과와도 잘 일치하고 있다⁽²⁾. Fig. 9(b)와 Fig. 9(c)는 150 rpm 회전 시 각각 100 μm , 150 μm 의 조인트힘을 표시하고 있다. 그림에서 보는 바와 같이 간극이 없을 때는 충격성분이 없으나, 간극이 존재하면 1회전시 두 번의 충격

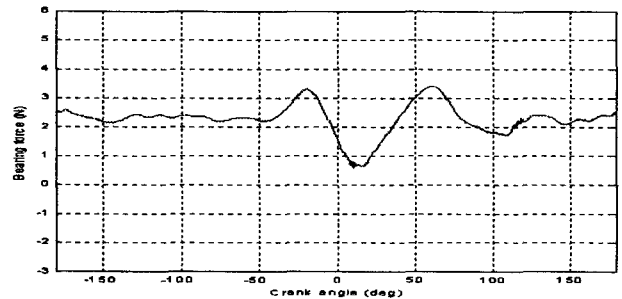


Fig. 9(a) Joint force without clearance at 50 rpm

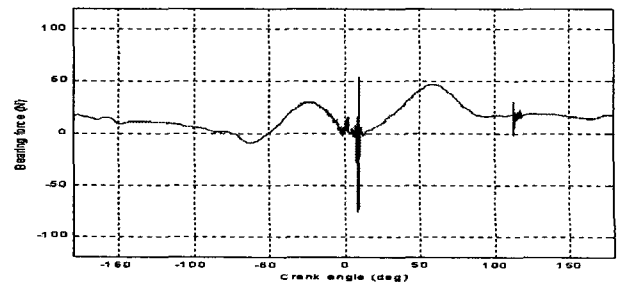


Fig. 9(b) Joint force with 100 μm clearance at 100 rpm

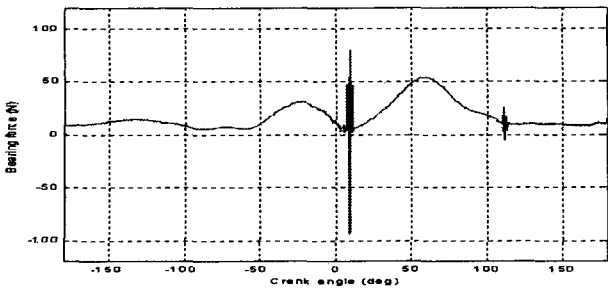
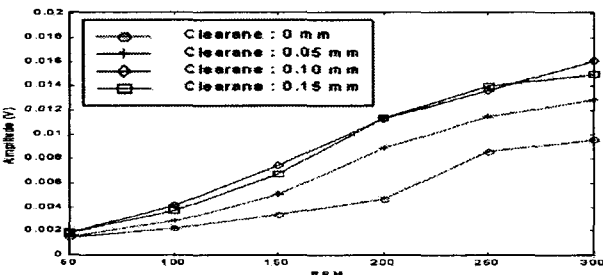


Fig. 9(c) Joint force with 150 μ m clearance at 150 rpm

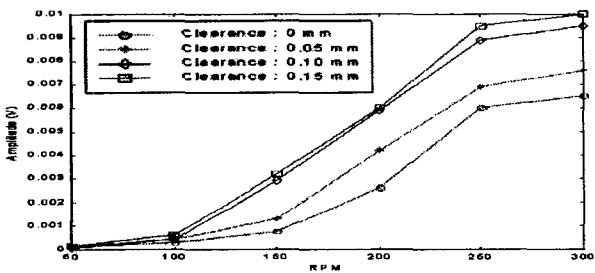
성분이 9° 부근과 115° 부근에서 나타남을 알 수 있다⁽²⁾. 조인트힘은 또한 간극의 크기가 커짐에 따라 충격성분의 힘도 커짐을 보여주고 있으며, 따라서 링크기구의 진동을 측정하면 조인트에서의 간극의 크기를 추정할 수 있다.

5.2 진동·소음레벨

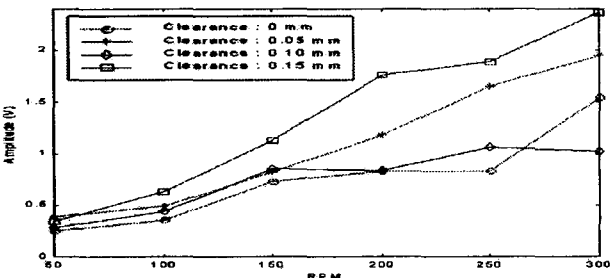
링크 조인트에서 간극 변화에 따른 속도별 지지대에서 측정된 진동 및 소음신호에 대한 rms 값은 Fig. 10에서 보



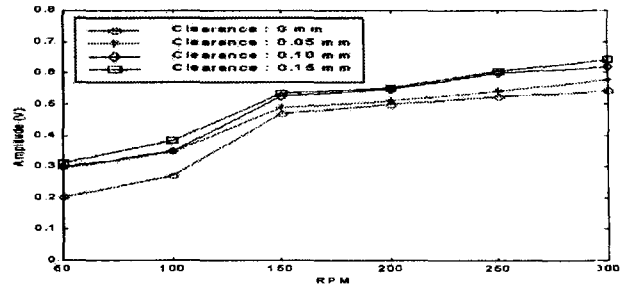
(a) Original vibration level of the base



(b) Enhanced vibration level of the base



(c) Original sound level



(d) Enhanced sound level

Fig. 10 Comparison of original and enhanced vibration and sound level

는 바와 같이 속도가 증가함에 따라 rms 값이 증가하는 것을 알 수 있다. 간극의 크기 변화에 따른 진동신호의 rms 값은 원래 신호인 Fig. 10(a)에서는 간극이 커짐에도 불구하고 고속영역에서 진동레벨이 낮아지는 것을 볼 수 있으나, Fig. 10(b)의 선향상법을 거친 신호에서는 간극의 크기가 커짐에 따라 진동레벨이 속도증가에 따라 커지는 것을 보여주고 있다. Fig. 10(c)는 소음신호에 대한 rms 값이고 Fig. 10(d)는 선향상법을 거친 신호로서 역시 속도증가에 rms 값이 일관되게 커짐을 보여주고 있다. 즉, 지지대에서 측정된 진동신호 또는 소음신호에서 노이즈를 제거하면 역으로 간극의 크기를 추정할 수도 있다. 이는 간극이 커짐에 따라 진동과 소음레벨이 커지고 있어 간극과 진동·소음레벨의 관계를 밝혀려면 노이즈가 제거되어야함을 알 수 있다.

6. 결 론

기계계의 상태진단 및 안전성 평가를 위하여 본 연구에서는 간극이 있는 링크구동계에 대해 진동과 소음신호를 실험적으로 측정하여 조인트힘 및 회전속도와 간극 변화에 따른 진동·소음레벨 등을 규명하였다. 이를 위해 본 연구에서는 진동·소음신호의 적응신호처리법에 의한 노이즈 제거와 시스템 모델링기법 등이 이용되었으며 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 링크구동계의 진동·소음의 원인은 모터와 링크조인트의 충격성분임을 알 수 있다.
- (2) 링크구동계를 모델링하면 지지대에서 측정된 진동신호로부터 조인트의 간극을 예측할 수 있다.
- (3) 편과 커플러의 전달함수를 이용하면 커플러의 가속도로부터 조인트힘을 계산할 수 있다.
- (4) 측정된 원래 진동신호는 노이즈를 다량 포함하고 있으나, 적응신호처리기법의 하나인 선향상법을 사용하여 노이즈를 제거하면 간극과 진동·소음레벨 사이에 일관성이 있음을 밝힐 수 있어 링크기구의 진동을 측정하면 간극의

크기를 역으로 추적할 수도 있다.

후 기

본 논문은 과학기술부가 지원하는 특정연구개발사업 중 중점국가연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다.

참 고 문 헌

(1) Haines, R. S., 1986, "Survey : 2-Dimensional Motion arc Impact at Revolute Joints," Mechanism and Machine Theory, Vol.15, pp. 361~370.

(2) 최연선, 배성준, 1999, "간극이 있는 링크기구의 동특성," 한국소음진동공학지, 제 9 권, 제 5 호, pp. 1050~1057.

(3) Barron, R., 1996, "Engineering Condition Monitoring, Practice, Methods and Applications," Addison Wesley Longman, New York.

(4) Widrow, B and Stearns S. D., 1985, "Adaptive Signal Processig," Prentice-Hall, Inc. Englewood Cliffs, N.J.

(5) Singh, M. G., 1987, "Fault Detection & Reliability : Knowledge Based & Other Approaches," Pergamon Press, New York.