

# 전동드릴의 진동특성 및 전파경로 해석

김도현\*\* °조윤수\*\* 최연선\*

## Vibration Characteristics and its Propagation Path Analysis of an Electric Drill

Do-Hyun Kim, °Yun-Su Cho  
and Yeon-Sun Choi,

### ABSTRACT

An electric drill is a handy tool used in a machine shop, which consists of motor, gear, bearing, shaft, and case, i.e., a gear driving system. Low level vibration and noise of the electric drill can bring the assurance of the quality and reliability of the machine. The vibration sources of the electric drill should be investigated for the reduction of the vibration and noise of the system. Through the experiments in a laboratory and the various signal processing procedure for the measured vibration and sound signals, the characteristics of the vibration and noise of the electric drill are investigated. And its propagation path is sought using partial coherence technique.

### 1. 서론

일반적으로 모터와 기어로 구성된 기어구동계는 정확한 설계를 바탕으로 정밀 제작, 조립되어야 하며 그렇지 못한 경우 심한 진동과 고주파의 소음을 유발하여 제품의 신뢰도 저하는 물론, 기계 고장의 원인이 되고, 내구수명을 보장할 수도 없게 된다. 이는 기어구동계에 존재하는 백래쉬(backlash)와 전달오차(transmission error)와 함께 다양한 원인에 의하여 기어구동에 따른 특유의 진동과 소음이 발생하기 때문이다. 실제 기어구동계에서 발생하는 진동과 소음은 모터 등의 원동기, 기어 이(tooth), 축(shaft), 베어링(bearing), 케이스(case) 등 각각의 설계변수가 관련되므로 실제 진동과 소음이 발생 시, 어느 부품의 설계변수가 진동과 소음의 직접적인 원인이 되는가를 알기가

쉽지 않다.

전동드릴은 간단한 기어구동계의 하나로서 기계 작업현장에서 드릴링작업과 함께 나사조임 및 풀림 작업 시 쓰이는 공구이다. 전동드릴의 품질 및 제품의 신뢰도는 내구성과 함께 소음과 손잡이부에서 느끼는 진동에 의해 결정된다. 전동드릴의 진동과 소음을 줄이기 위해서는 전동드릴을 기어구동계로 모델링하여 이론 및 실험해석을 하여 그 진동과 소음의 원인을 밝히고 전파경로를 추적하여야 한다.

이러한 기어구동계의 진동해석과 관련하여 Rajalingham와 Rakheja<sup>[1]</sup>는 전동공구를 3자유도 기어구동계로 모델링하여 balancing element의 영향에 관한 연구를 통해 최적 balancer를 설계하여 진동을 저감하는 방법을 고안하였다. 또한 진동전파경로와 관련하여 Koh 와 White<sup>[2]</sup>는 진동원으로부터 보(beam)나 평판(plate)과 같은 구조물로 전파되는 횡진동과 종진동에 관해 연구하였다. 이 연구에서는 진동에너지의 구조물에 대한 전파를

\* 성균관대학교 기계공학부 교수

\*\* 성균관대학교 대학원

time-averaged vibrational power 형태로 나타내었다. Fisher와 Holland<sup>[3]</sup>는 polar correlation을 이용하여 여러 소음원으로 조합된 음향장의 상대적 기여도에 관한 연구를 Cross spectrum을 이용하여 source의 기여도를 계산하였다. Bae와 Kim<sup>[4]</sup>은 음향시스템에 Hilbert transform을 이용하여 multiple input/single output의 source/path에 관한 연구를 수행하였다. 이 연구에서는 correlated 된 input에 대해 partial coherence의 개념을 사용하였다.

본 연구에서는 기어와 모터로 구성된 전동드릴에 대하여 실험과 이론해석을 통하여 전동드릴의 진동특성을 살펴보고, 신호분석을 통해 진동원을 규명하고, 진동원에서 발생한 진동이 손잡이 부위로 전달되는 과정을 multiple input/single output 로 보고 partial coherence를 이용하여<sup>[5]</sup> 정량적 해석을 시도하였다.

## 2. 전동드릴 구동실험

본 연구를 위해 먼저 전동드릴 구동장치를 Fig. 1 과 같이 제작하였다. 구동장치는 실제 구동상태에서 부하가 걸리는 것을 감안하여 발전기를 전동드릴 축과 직결하였다. 부하량은 발전기에서 나오는 전류를 제어기 내에서 서로 다른 값을 갖는 저항기를 통과시킴으로서 조정하였다. 전동드릴에 입력되는 전압은 slidax를 이용하여 조정하였다. 실험은 제어기에서 부하량을 지정한 후, 전동드릴에 전압을 가한 상태에서 전동드릴 케이스의 여러 위치에 가속도계를 부착하여 진동신호를 측정하였고, 전동드릴의 입력전류와 발전기에서의 출력전류는 hall sensor를 이용하여 측정하였다. 측정된 신호는 FFT analyzer를 사용하여 직접 분석하거나, tape recorder에 신호를 저장한 후, MATLAB<sup>[6]</sup>을 이용하여 분석하였다. 발전기는 승용차용 발전기로서

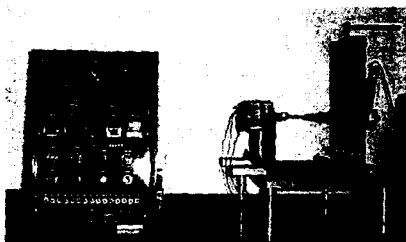


Fig. 1 experimental setup

12V의 전압을 출력한다.

Fig. 2 에 보인 바와 같이 전동드릴의 기어에 의한 진동을 측정하기 위해 ①번 위치에, 전동드릴의 모터와 베어링의 진동을 측정하기 위해 ②번 위치에 가속도계를 각각 설치하였고, ③번 위치는 작업시 손잡이에 해당되는 위치로서 실제 작업자가 느끼는 진동을 측정하기 위해 또 다른 가속도계를 설치하였다.

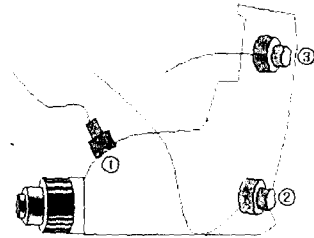


Fig. 2 The Position of accelerometers

## 3. 진동레벨 및 주파수 특성

전동드릴의 진동특성을 파악하기 위해 제어기의 저항을 조정하여 전동드릴에 가해지는 부하조건을 변화시키면서 진동을 측정하였다.

Fig. 3은 부하량 변동에 따른 전동드릴의 기어부에서 측정된 진동레벨의 변화이다. 회전속도 증가

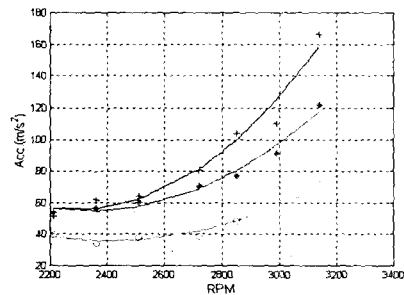


Fig. 3 Vibration levels of the electric drill

- (a) + : Without Loading
- (b) \* : 0.050 kg/m Loading torque
- (c) o : 0.056 kg/m Loading torque

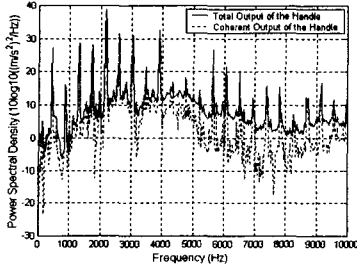


Fig. 4 Power spectral densities of the electric drill.

에 따라 진동레벨이 증가하고, 부하량이 커질수록, rpm 증가할수록 진동레벨이 증가하는 것을 알 수 있다.

Fig. 4는 전동드릴을 무부하 상태에서 3790 rpm로 회전시킬 때, 손잡이 부위에서 측정된 진동신호에 대한 스펙트럼이다. 전동드릴이 3790 rpm로 회전할 때, 발생하는 주파수 성분은 회전주파수 435 Hz, 기어물림주파수 3477 Hz, 모터에 의한 870 Hz, 5214 Hz 등이 있다. 또한 4000 Hz까지는 손잡이부위에서 발생하는 진동의 대부분이 기어와 모터에서 기인함을 알 수 있고, 그 이상의 주파수에 대해서는 또 다른 진동원이 존재한다는 사실을 확인할 수 있다.

Table. 1은 각각의 베어링에서 발생 가능한 주파수 성분들이며, 이는 Fig. 4의 스펙트럼 분석결과와도 잘 일치하고 있다.

이상의 주파수 성분이 전동드릴의 고유진동수와 일치하면 공진을 유발할 수 있어 전기드릴의 고유진동수를 찾아내기 위해 충격실험을 수행하였다. 그 결과는 Fig. 5와 같고 3~4 kHz 사이에 고유진동수가 있음을 확인하였다. 결국 전기드릴의 진동

Table 1. Calculated frequencies from the bearing (Hz)

	정류자 베어링	FAN 베어링	Spindle 베어링	Needle 베어링
FIF	288	276	38	36
BPFO	1033	1120	203	282
BPFI	2012	1925	306	352
BSF	607	764	152	282

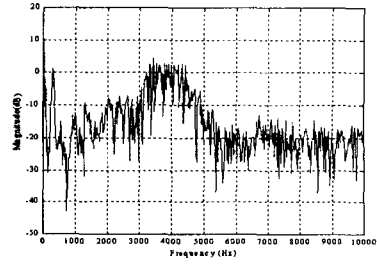


Fig.5 Frequency response function of the electric drill.

은 기어구동부에서 발생된 진동이 케이스의 공진 영역과도 일치함으로써 기어진동이 전기드릴의 주요성분임을 알 수 있다. 전기드릴의 진동은 적어도 손잡이 부위에서의 진동은 최소화되어야 한다. 이를 위해서는 전기드릴의 기어구동부와 모터에서 발생된 진동과 손잡이 부위에서의 진동과의 관계를 밝혀야 한다.

#### 4. Partial coherence

기어구동부와 모터진동을 입력으로 보고 손잡이 부위의 진동을 출력으로 보면 Fig. 6과 같이 two-input/single-output system이 된다<sup>[6]</sup> 순수 진동  $u_1, u_2$ 는 주파수 응답함수  $H_{11}(f), H_{22}(f)$ 가 되나 실제 센서의 응답  $x_1(t)$ 와  $x_2(t)$ 는  $m_1, m_2$ 의 잡음이 각각 포함되고 센서 ②에서의 응답  $x_2(t)$ 는  $H_{12}(f)$ 를 통해 진동원 ①을, 센서 ①에서의 응답  $x_1(t)$ 는  $H_{21}(f)$ 을 통해 진동원 ②의 영향을 받게 된다. 또한 순수 진동원 신호  $u_1, u_2$ 는  $H_{1y}(f), H_{2y}(f)$ 를 통해 출력측, 즉 손잡이 부위로 전파된다.

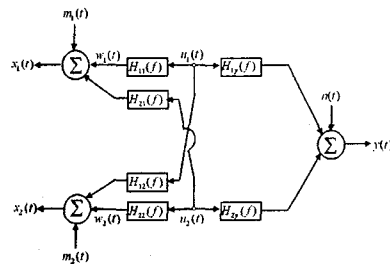


Fig. 6 Measurement interference model for two-input/ single-output system.

Multiple coherence function은 single-input / single-output에서의 coherence function의 개념을 확장한 것으로서 다수의 입력과 출력사이의 선형 관계를 규정하는 것이다.  $G_{yy}(f)$ 은 시스템을 완전 선형으로 가정하였을 때 입력에 대한 예상 출력스펙트럼 이고,  $G_{yy}(f)$ 는 실제 측정된 출력에 대한 spectrum, 외부 noise의 spectrum을  $G_{nn}(f)$ 이라고 하면 식 (1)과 같은 관계를 갖는다.

$$G_{yy}(f) = G_{vv}(f) + G_{nn}(f) \quad (1)$$

이때 multiple coherence function은 식(2)와 같이 정의된다.

$$\gamma^2_{yx} = \frac{G_{yv}}{G_{yy}} = \frac{G_{yy} - G_{nn}}{G_{yy}} = 1 - \frac{G_{nn}}{G_{yy}} \quad (2)$$

그리고,  $x_1, x_2$ 에 기인한  $y(t)$ 성분, 즉 multiple coherent output spectrum,  $G_{yx}(f)$ 은 식(3)과 같이 표현할 수 있다.

$$G_{yx}(f) = \gamma^2_{yx}(f) G_{yy}(f) = G_{vv}(f) \quad (3)$$

또한  $x_1(t)$ 를 제외한  $x_2(t)$ 와  $y(t)$ 의 coherence, 즉 partial coherence function은 식(4)로 나타낼 수 있다.

$$\gamma^2_{2y \cdot 1} = \frac{|G_{2y \cdot 1}|^2}{G_{22 \cdot 1} G_{yy \cdot 1}} \quad (4)$$

여기서  $x_{2 \cdot 1}(t)$ 의 autospectral density function  $G_{22 \cdot 1}(t)$ ,  $x_{2 \cdot 1}(t)$ 과  $y(t)$ 의 cross-spectral density function  $G_{2y \cdot 1}(t)$ 은 식(5)와 같이 구할 수 있다.

$$G_{22 \cdot 1} = G_{22}(1 - \gamma_{12}^2)$$

$$G_{2y \cdot 1} = -\frac{G_{21}G_{1y}}{G_{11}}$$

$$\gamma_{12}^2 = \frac{|G_{12}|^2}{G_{11}G_{22}}$$

$$G_{yy \cdot 1} = G_{yy}(1 - \gamma_{1y}^2) \quad (5)$$

또한 출력  $y(t)$  중  $x_1(t)$ 에 의한 응답  $G_{y \cdot 1}(t)$ 과, 식(4)을 이용하여 구한 출력  $y(t)$ 중  $x_1(t)$ 의 성분을 제외한  $x_2(t)$ 에 의한 응답  $G_{y \cdot 2 \cdot 1}(t)$ 는 partial coherent output spectrum을 이용하여 식 (6), (7)과 같이 구할 수 있다.

$$G_{y \cdot 1} = \gamma^2_{1y} G_{yy} \quad (6)$$

$$G_{y \cdot 2 \cdot 1} = \gamma^2_{2y \cdot 1} G_{yy \cdot 1} \quad (7)$$

## 5. 진동원 전파경로 추적

기어구동계에서 진동이 발생할 경우, 기어구동계에는 여러 개의 진동원이 있을 수 있다. 전기드릴의 경우, 작업자는 공구의 손잡이로 진동을 느끼게 된다. 따라서 전기드릴의 진동저감은 작업자가 느끼는 손잡이부에서의 진동저감이 중요하게 된다. 이를 위해서는 진동원이 손잡이에 미치는 기여도를 파악해야 한다. 이에 본 연구에서는 우선 진동 유발 가능성이 있는 진동원을 임의로 선정하여 그 부위의 진동신호 각각의 spectrum과 coherence function을 계산하여 각 진동원의 주파수별 기여도를 추적하여야 한다.

Fig. 7은 기어와 모터부의 진동신호에 대한 auto spectrum,  $G_{11}(f)$ ,  $G_{22}(f)$ 이다. 이와 같이 각 부위의 진동측정과 단순 스펙트럼 분석만으로는 Fig 4에 나타난, 손잡이부 auto spectrum의 peak성분들

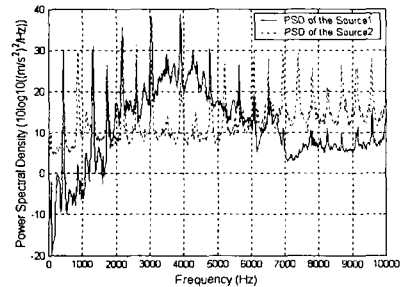


Fig. 7 Auto-PSD at the Source 1 and 2

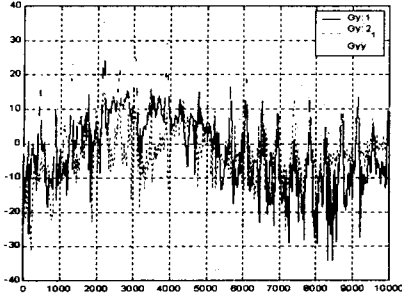


Fig. 8 Partial coherent output spectrum

이 어느 진동원으로부터 얼마만한 영향을 받고 있는지 알 수 없다.

Fig. 8은 식(6)을 통해 구한  $G_{y1}$ ,  $G_{y2}$ , 즉 source ①에 기인한 출력  $y(t)$ 과, source ②에서 source ①의 영향을 제거한 출력  $y(t)$ 의 각각의 partial coherent output spectrum을 보여준다. 그림을 통해서 알 수 있듯이 손잡이의 autospectrum보다 각 부위의 partial coherent output spectrum 레벨이 전체적으로 낮은 것을 확인할 수 있다. 이는 각 부위의 진동이 서로 간섭을 일으키고 있지만, 여기서는 진동원 서로의 영향을 제외한 측정 부위만의 레벨을 표현하였기 때문이다.

Fig. 9는 식(2)에 의해 구해진 multiple coherence function  $\gamma^2_{y,x}$ 를 나타낸 것이다. 임의로 2개의 진동원을 선정하였으나 실제적으로는 더 많은 진동원이 있을 수 있으므로 multiple coherence function을 통해 손잡이에 발생한 진동 중에서 임의로 선정한 진동원 source①과 ②가 손잡이 진동에 어느 정도 기여하는지를 확인할 수 있다.

Fig. 10은  $x_1(t)$ 와  $y(t)$ , 그리고  $x_{2.1}(t)$ 와  $y(t)$ 의 partial coherence function을 구한 것이다. 이 그림으로부터 손잡이부  $y(t)$ 의 진동에서 기어의 진동  $x_1(t)$ 와 모터부의 진동에서 기어의 영향을 제외한 순수 모터진동  $x_{2.1}(t)$ 이 어느 정도 영향을 미치는가를 쉽게 확인할 수 있다.

Table. 2에서 각 주파수별로 coherence function과 partial coherent output spectrum을 나타내었다. 이를 통해 손잡이부로 전파되는 진동 중에서

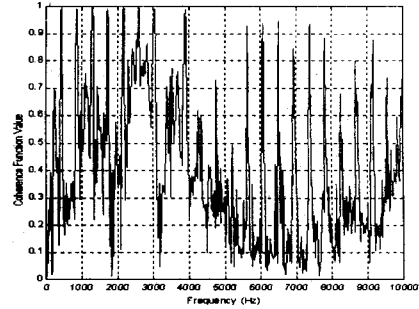


Fig. 9 Multiple coherence function

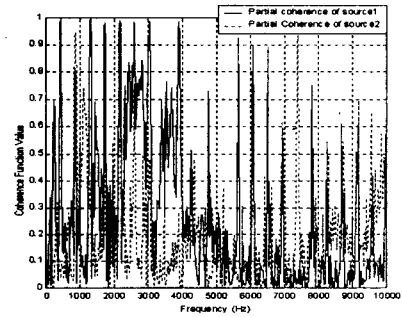


Fig. 10 Partial coherence function of  $x_1(t)$  and  $x_{2.1}(t)$

각 주파수별로 어느 진동원이 어느 정도의 영향을 미치는지를 정량적으로 확인할 수 있다. Partial coherent output spectrum을 보면 870, 1113, 5214 Hz를 제외한 그 외의 주파수에서는 기어부의 영향이 손잡이부에 60% 이상을 미치고 있다는 사실을 알 수 있다. 그리고 3477 Hz는 partial coherent output spectrum에서 기어부의 진동이 손잡이에 84.7%의 효과를 미친 것을 알 수 있다. 물론 기어의 물림주파수라는 사실을 모터의 회전속도와 기어의 잇수를 통해 계산하면 3477 Hz가 순전히 기어부만이 진동원임을 알 수 있다. 그러나 주파수 영역에서 비교해 볼 때 기어부의 영향력이 훨씬 큰 비율을 차지하므로 손잡이부의 3477 Hz의 최대값은 바로 기어부의 영향임을 알 수 있다. 마찬가지로 6954 Hz는 기어물림주파수의 2X 성분으로 기어의 비선형 특성으로 인해 기어물림주파수의 고차성분이 나타난 것이므로, 기어부의 영향임을 알 수 있으며, 손잡이부에 대한 source①의 영향이

66.7 % 미치고 있음을 알 수 있다. 그리고 870 Hz와 5214 Hz의 경우는 모터의 설계변수에 의해 결정되는 바, 모터부의 영향이 870 Hz에서 17.7 %, 5214 Hz에서 61.4 %임을 알 수 있다. 5214 Hz의 경우는 실제 모터에서 발생하므로 비교적 정확한 진동원의 규명이지만, 870 Hz는 그렇지 못하다. 이는 870 Hz는 회전주파수의 거의 2X 성분으로 870 Hz는 모터외에도 기어축의 회전에서도 발생한 것을 포함하기 때문이다. 또한 진동원 ①과 ②를 선정함에 있어 손잡이부에 큰 영향을 미치는 것을 source①로 선정해야 좀 더 정확한 결과를 얻을 수 있다. 기어부에 기인하지 않는 모터 등의 주파수 성분에서는 모터와 모터지지 베어링 등이 더 큰 영향을 미치기 때문에 식(4), 식(5)를 계산할 때 영향이 큰 모터 지지부를 source①로 하는 것이 더 정확한 결과를 얻을 수도 있지만 임의로 진동원 ①과 ②를 선정하여도 Table 2와 같이 만족할 만한 결과를 얻을 수 있다.

Table 2. Partial coherent output spectrum

Function, Hz	Coherence Function Values			PSD, (m/s <sup>2</sup> ) <sup>2</sup> /Hz				
	$\gamma_{12}$	$\gamma_{13}$	$\gamma_{23}$	Total, $G_p$	Coherent, $G_c$	Partial Coherent PSD, (m/s <sup>2</sup> ) <sup>2</sup> /Hz and %	$G_{c1} = \gamma_{12} G_p$	$G_{c2} = \gamma_{13} G_p$
430	0.99	0.99	0.04	540.29	538.20	538.20(99.9 %)	0.07(0.1 %)	
870	0.99	0.81	0.95	41.50	41.08	33.79(82.3 %)	82.26(17.7 %)	
1113	0.75	0.05	0.74	4.80	3.61	0.25(7.0 %)	3.36(39.0 %)	
3477	0.74	0.63	0.31	143.15	106.44	90.20(84.7 %)	16.24(15.3 %)	
5214	0.49	0.19	0.38	28.84	14.74	5.69(38.6 %)	9.06(61.4 %)	
6954	0.84	0.59	0.62	17.06	14.41	10.04(66.7 %)	4.37(30.3 %)	

## 6. 결론

이상의 결과로부터 전기드릴의 진동 측정과 진동의 전파경로에 대하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

전기드릴의 각 부품들이 발생시킬 수 있는 주파수를 계산하였고, 이를 실험결과와 비교한 바 동일한 주파수성분이 나타남을 확인 할 수 있었다.

Partial coherence function과 Partial coherent output spectrum의 개념을 통해 서로 간섭을 일으키는 진동원의 신호를 측정 후 서로의 영향을 분리하여, 관심부에 각 진동원이 어느 정도의 영향을 미치는지를 수치적으로 계산함으로써 여러 인자를 포함하는 진동 발생시 진동원을 규명하는 방법을 제시하였다.

이를 통해 손잡이부에서 작업자가 느끼는 진동의 대부분이 기어구동부와 모터구동부에서 발생함

을 확인 할 수 있었다. 특히 모터구동부의 진동이 손잡이부위 진동의 60%이상을 차지한다는 사실을 통하여, 진동드릴의 품질을 개선하기 위하여는 기어구동부의 진동을 저감시키는 설계가 이루어져야 함을 확인할 수 있었다.

향후 본 연구의 연장으로 multi-input / single-output system의 전달경로 해석을 통하여 기어구동부와 모터부외의 또 다른 진동원을 규명하는 연구를 통하여 좀더 명확한 진동드릴의 진동 해석과 품질 개선이 이루어지도록 해야 할 것이다.

## 후기

본 연구는 과학기술처가 지원하는 특정연구개발사업(기계설비요소기술개발)으로 지원되어 수행하였습니다.

## 참고 문헌

1. C. Rajalingham and S. Rakheja, "Whirl Suppression in Hand-Held Power Tool Rotors Using Guided Rolling Balancers," Journal of Sound and Vibration, 217(3), 453-466, 1998.
2. Y. K. Koh, and R. G. White, "Analysis and Control of Vibrational Power Transmission to Machinery Supporting Structures Subjected to a Multi Excitation System, Part I: Driving Point Mobility Matrix of Beams and Rectangular Plates," Journal of Sound and Vibration, 196(4), 469-493, 1996.
3. M. J. Fisher and K. R. Holland, "Measuring the Relative Strengths of a Set of Partially Coherent Acoustic Source," Journal of Sound and Vibration, 201(1), 103-125, 1997.
4. B. K. Bae and K. J. Kim, "A Hilbert Transform Approach in Source Identification via Multiple-Input Single-Output Modeling for Correlated Inputs," Mechanical Systems and Signal Processing, 12(4), 501-513, 1998.
5. J. S. Bendat and A. G. Piersol, "Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis," John Wiley & Sons, Inc., 1993.
6. Matlab user' guide, Mathwork, New York, 1995.