대한기계학회논문집 A권, 제31권 제4호, pp. 409~416, 2007

〈 논문 〉

고속회전구동기의 힘 및 토크 외란 3차원 측정과 파라미터 추정

전동익† · 이현호* · 오화석**

(2006년 8월 8일 접수, 2007년 2월 27일 심사완료)

Three Dimensional Measurements and Parameter Identification of Force and Torque Disturbances of High Speed Rotating Actuators

Dong-Ik Cheon, Hyun-Ho Lee and Hwa-Suk Oh

Key Words: Reaction Wheel(반작용 휠), Disturbance(외란), Actuator(구동기), Loadcell(로드셀), Measurement Table(측정 테이블)

Abstract

A momentum type actuator produces force and torque disturbances as well as its designed control torque. These disturbances are ones of the largest disturbance sources inside the spacecraft, which deteriorate the pointing stability of the high precision spacecraft. The measurement and analysis of actuator disturbances are therefore imperative for such a spacecraft, and thus a three dimensional torque measurement table has been developed for that purpose. The data acquired from the measurement table are processed in the frequency domain and displayed in the power spectral density(PSD). Through this process, disturbance model parameters are obtained and used for the attitude stability simulation. The process has been adopted for the disturbance measurement of the reaction wheel, and the validity of measurements and parameter identification procedure is verified.

1. 서 론

위성의 3축 자세제어에 쓰이는 모멘텀형 구동기는 위성의 각 운동량을 저장하여 외란 토크에 대한 안정성을 제공하고 주기적인 외부교란을 흡수하여 위성체에 모멘텀을 전달하는 목적으로 사용된다. 또한, 회전 기동을 수행하는데 적합하고 다양한 크기의 토크를 발생할 수 있는 자세 제어용 구동기로서 관측용 위성과 같이 정밀 지향 및 자세 변환이 요구되는 위성에 많이 사용된다.[1]

반작용 휠이나 제어 모멘트 자이로(CMG)와 같이 관성 휠이 회전하는 모멘트형 구동기는 관성 휠의 질량 불균형, 베어링의 마모, 모터의 회전 파동, 모터 드라이버 에러와 같은 원인에 의하여 진동 외란이 발생된다.

우주환경에서 모멘텀형 구동기에서 발생되는 외란은 그 크기가 미세하더라도 위성체의 안정성 및 지향성에 큰 영향을 줄 수 있기 때문에 구동기를 인공위성에 장착하기 전에 진동외란을 측정하여 외란이 위성의 자세 안정성에 미치는 영향을 분석하여야 한다.[2-8]

이들 외란은 보통 3축 방향의 힘과 토크 형식으로 나타나며, 이를 측정할 수 있는 측정 장치가 필요하다. 대표적인 측정 장치로 3축 로드셀로 구성되어 있는 Kistler 테이블이 있으며, 국내에서는 일부 연구소에서 측정실험에 사용되고 있다. 그러나, Kistler 테이블과 같은 장치는 상당히 고가이기 때문에 대신에 단축 로드셀 3개를 이용하여 1축의 힘과 2축의 토크를 측정할 수 있는 측정 테이블을 사용하기도 한다.[9-13] 이러한 3개의 단축로드셀형 측정저울은 구동기가 발생시키는 3축의 힘과 토크를 모두 측정하기 위해서는 구동기의 장착 위치를 변화시켜 실험을 수행해야 하는 단점이 있어, 동시에 모든 축 방향 힘 및

† 책임저자, 회원, 한국항공대학교 대학원 항공우주 및 기계공학과
E-mail : lionchun@hau.ac.kr
TEL : (02)300-0147 FAX : (02)3158-2191
* 대우조선해양주식회사
** 회원, 한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부

토크를 동시에 측정할 수 있는 장치의 개발이 필요하다.

본 연구에서는 개선책으로 6개의 단축로드셀을 사용하여 3차원 측정저울 개발가능성을 연구하게 되었다. 3차원 저울 측정은 3차원 병진-회전운동에 대한 동역학적 분석을 바탕으로 획득한 외란 데이터를 주파수 영역에서의 외란 PSD(Power Spectrum Density) 값으로 환산한 후, 구동기의 각 축에 대한 힘 및 토크 외란 파라미터를 산출하여 최종적으로 외란 모델식을 도출하는 방법을 사용하였다.

본 연구의 외란 측정실험 대상 구동기는 본 연구실에서 개발한 HAU 반작용 휠 2호기로 하였다.[14,15]

2. 외란 특성 및 모델링

2.1 외란 특성

모멘텀형 구동기의 외란은 주로 모멘텀 저장을 위한 휠의 회전운동으로부터 발생되며, 외란의 크기는 휠의 회전수에 제곱에 비례하는 특성을 보인다. 이러한 외란의 특징은 휠과 함께 여러 요인에 있으며 Table 1과 같다. 이들 외란 중에서 가장 큰 외란의 원인으로 정적 불균형(Static Imbalance)과 동적 불균형(Dynamic Imbalance)을 들 수 있다.

일반적으로 휠의 1차 주 조화수는 1차 진동에 해당되는 외란으로, 힘 외란의 경우 주로 정적 불균형과 토크외란의 경우 동적 불균형에 의하여 발생한다.

Table 1 Resources and Types of Disturbances

Disturbance Resources	Main Causes	Disturbance Types
Wheel	Static Imbalance	Radial Translational Force (Fundamental Frequency)
Wheel	Dynamic Imbalance	Radial Rocking Torque (Fundamental Frequency)
Bearing	Lubricant Irregularity	Axial Force (Super and Sub harmonics)
Motor	Ripple Cogging	Axial Torque (High Frequency)
Motor Driver	Controller Error	Axial Torque (Low Frequency)

2.2 외란 모델링

반작용 휠의 외란 중 가장 큰 휠 질량 불균형으로 인한 진동은 회전속도 Ω의 제곱에 비례하는 크기와 회전속도 배수의 진동 주파수를 가지는 함수 형태로 표현할 수 있다.[2~5,7]

$$F_x = \sum_i^n F_{x_i}\Omega^2 \sin(2\pi h_i \Omega t + \alpha_{x_i}) \quad (1)$$

$$F_y = \sum_i^n F_{y_i}\Omega^2 \sin(2\pi h_i \Omega t + \alpha_{y_i}) \quad (2)$$

$$F_z = \sum_i^n F_{z_i}\Omega^2 \sin(2\pi h_i \Omega t + \alpha_{z_i}) \quad (3)$$

여기서, 조화수 h_i는 휠 외란 주파수의 휠 속도에 대한 배수로 정의된다.

$$h_i = \frac{\omega_i}{\Omega} \quad (4)$$

같은 방법으로 토크 외란은 다음과 같이 모델링 된다.

$$T_x = \sum_i^n T_{x_i}\Omega^2 \sin(2\pi h_i \Omega t + \alpha_{x_i}) \quad (5)$$

$$T_y = \sum_i^n T_{y_i}\Omega^2 \sin(2\pi h_i \Omega t + \alpha_{y_i}) \quad (6)$$

$$T_z = \sum_i^n T_{z_i}\Omega^2 \sin(2\pi h_i \Omega t + \alpha_{z_i}) \quad (7)$$

여기서,

F_x, F_y, F_z : 구동기 힘 외란

F_i : i번째 힘 외란 조화 파라미터

T_x, T_y, T_z : 토크 외란

T_i : i번째 조화진동의 토크 외란 파라미터

h_i : i번째 조화수

Ω : 휠 회전 속도

α_i : i번째 위상

ω_i : i번째 외란 주파수를 나타낸다.

3. 3차원 측정 테이블

3.1 3차원 토크 측정 테이블의 구성

반작용 휠의 불균형 질량은 휠의 회전축 방향 및 반경 방향으로 외란을 발생시킨다. 3축 방향으로 외란 힘과 외란 토크를 발생시키기 때문에 정확한 외란 측정을 위해서는 동시에 3축의 힘과 토크 외란을 측정하는 것이 좋다. 일반적으로는 3축의 힘과 토크를 동시에 측정하기 위해서는 3축 로드셀을 사용하지만, 본 연구에서는 Fig. 1과

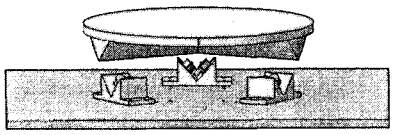

Fig. 1 3-D Table for Force and Torque Measurement

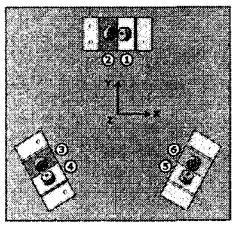

Fig. 2 Loadcell Arrangement of 3-D Table

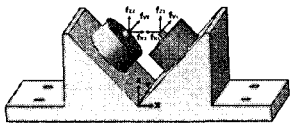

Fig. 3 Coordinates System of Loadcells

같이 단축 로드셀을 사용하여 경제적인 측정 장치를 개발 사용하였다.

반작용 휠 외란 측정은 각 로드셀에서 측정된 힘으로부터 휠 작용력과 작용토크를 환산해내는 원리를 이용한다. Figures 1~3의 측정 테이블 개념도에서 볼 수 있듯이 각 로드셀은 45° 로 경사진 받침대에 2개씩 쌍을 이루어 120° 간격으로 배치되어 있다. 이때, 로드셀과 테이블 상판 사이에 작용되는 힘 중에서 각 로드셀에 수평하게 작용되는 힘은 로드셀에 아무런 영향을 미치지 않는다고 가정하였다. 로드셀에 전달된 힘은 동적 스트레인 증폭기와 A/D Convertor를 통하여 PC로 전송된 후 후처리 과정을 거쳐 토크 및 힘으로 환산된다.

3.2 측정 테이블 운동 방정식

측정 테이블에 반작용 휠을 장착하고 구동시켰을 때, 휠 외란이 작용하여 반작용 휠-상판 시스템(이하 휠-상판)은 로드셀의 탄성에 의하여 3차원 병진운동과 회전운동을 하게 된다. Figure 4는 3차원 운동 분석을 위한 좌표축 설정을 보여주고 있다. 이러한 물리적 운동현상을 분석하기 위하여 병진 및 회전 운동에 대한 운동방정식을 유도하였다.

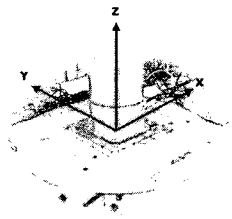

Fig. 4 Coordinates System of 3-D Table

반작용 휠과 테이블이 결합된 전체 측정 시스템은 6개의 로드셀로 지지되어 있으며, 각 지지점마다 3축 스프링과 Damper로 지지된 것으로 모델링하되, 수학적 모델링과 실험분석을 간편화하기 위하여 로드셀을 대칭 배치시키고 각 축 변위는 작으며 각 로드셀의 스프링 상수와 감쇠 계수가 동일하다고 가정하였다. 이 모델링으로는 각각 3축 방향으로 병진운동과 회전운동이 가능하다.[11,16,17] 휠-상판의 병진운동은 운동법칙으로부터 식 (8)~(16)과 같이 얻을 수 있다.

$$F_x + \sum_i f_{x_i} = M\ddot{\Delta x_c} \tag{8}$$

$$F_y + \sum_i f_{y_i} = M\ddot{\Delta y_c} \tag{9}$$

$$F_z + \sum_i f_{z_i} = M\ddot{\Delta z_c} \tag{10}$$

$$f_{x_i} = -C_x\dot{\Delta x}_i - K_x\Delta x_i \tag{11}$$

$$f_{y_i} = -C_y\dot{\Delta y}_i - K_y\Delta y_i \tag{12}$$

$$f_{z_i} = -C_z\dot{\Delta z}_i - K_z\Delta z_i \tag{13}$$

$$\Delta x_i = \Delta x_c + z_i\theta_y - y_i\theta_z \tag{14}$$

$$\Delta y_i = \Delta y_c - z_i\theta_x + x_i\theta_z \tag{15}$$

$$\Delta z_i = \Delta z_c + y_i\theta_x - x_i\theta_y \tag{16}$$

여기서,

$\Delta x_c, \Delta y_c, \Delta z_c$: 휠-상판 병진운동 변위

$\theta_x, \theta_y, \theta_z$: 휠-상판 회전운동 변위각

M : 휠-상판의 총 질량

$f_{x_i}, f_{y_i}, f_{z_i}$: i번째 로드셀 작용 힘

K_x, K_y, K_z: 휠-상판 로드셀 스프링상수

C_x, C_y, C_z: 휠-상판 로드셀 감쇠계수

$\Delta x_i, \Delta y_i, \Delta z_i$: 휠-상판 i번째 로드셀의 변위

x_i, y_i, z_i: 무게 중심을 기준으로 한 i번째 로드셀의 위치좌표를 나타낸다.

회전 운동의 경우 회전각이 작다고 가정할 때, 시스템 무게중심에 대한 Euler 방정식은 완전 비

연성 되어 3축에 대하여 $T=I\ddot{\theta}$ 으로 표현할 수 있으며, 이 경우 각 축의 회전운동 방정식은 다음과 같다.

$$T_x+\sum_i f_{z_i}y_i-\sum_i f_{y_i}z=J_x\ddot{\theta}_x \tag{17}$$

$$T_y-\sum_i f_{z_i}x_i+\sum_i f_{x_i}z=J_y\ddot{\theta}_y \tag{18}$$

$$T_z-\sum_i f_{x_i}y_i+\sum_i f_{y_i}x_i=J_z\ddot{\theta}_z \tag{19}$$

여기서, J_x, J_y, J_z는 무게 중심에 대한 휠-상판의 축 관성 모멘트를 나타낸다.

4. 외란 측정

4.1 실험 대상

실험 대상 구동기인 HAU 반작용 휠 2호기는 한국항공대학교 위성제어실험실에서 과학위성 1호 자세제어용 구동기의 지상 개발 모델로 자체 개발하였으며, 휠의 최대 토크는 0.06 N-m이고, 휠의 회전축 방향 관성값은 2.38482×10^{-4} Nm-s^2, 최대 ±3000 rpm의 회전이 가능하며, 최대 각 운동량은 0.075 Nm-s이다.

4.2 3차원 측정 테이블을 이용한 외란 측정

측정 테이블의 진동 변위와 동적효과가 아주 작다고 가정하면, 반작용 휠의 3축 힘 및 토크 외란 다음과 같이 간단히 각 로드셀의 측정 힘 f_{x_i}, f_{y_i}, f_{z_i}를 통하여 얻을 수 있다.

$$F_x=-\sum_i f_{x_i} \tag{20}$$

$$F_y=-\sum_i f_{y_i} \tag{21}$$

$$F_z=-\sum_i f_{z_i} \tag{22}$$

$$T_x=-\sum_i f_{z_i}y_i+\sum_i f_{y_i}z_i \tag{23}$$

$$T_y=\sum_i f_{z_i}x_i-\sum_i f_{x_i}z_i \tag{24}$$

$$T_z=\sum_i f_{x_i}y_i-\sum_i f_{y_i}x_i \tag{25}$$

이들 식을 이용하여 운용 회전수 중 임의로 선택한 500rpm에서 구동한 3차원 측정 테이블의 각 로드셀 힘들로부터 휠의 3축 힘 외란은 Figs. 5~7과 같이 얻었고, 토크 외란은 Figs. 8~10과 같이 얻었다.

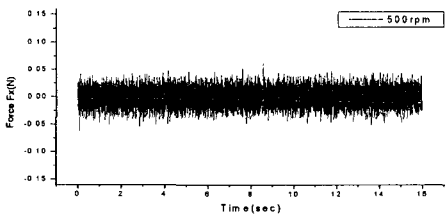

Fig. 5 Force Disturbance about X-axis

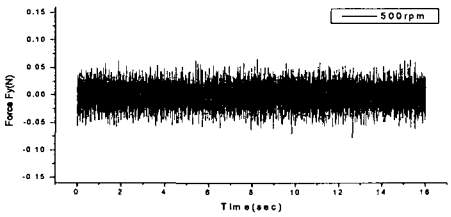

Fig. 6 Force Disturbance about Y-axis

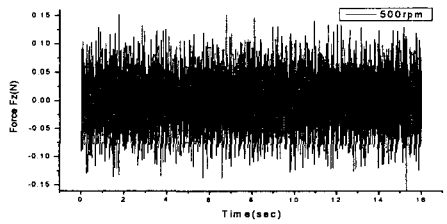

Fig. 7 Force Disturbance about Z-axis

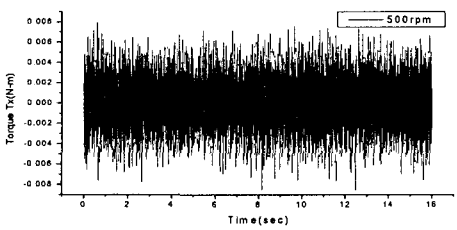

Fig. 8 Torque Disturbance about X-axis

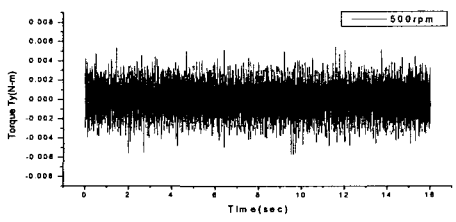

Fig. 9 Torque Disturbance about Y-axis

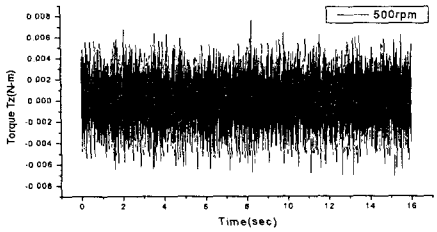

Fig. 10 Torque Disturbance about Z-axis

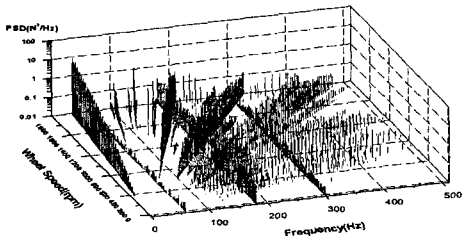

Fig. 11 Waterfall Plot for F_x PSD

4.3 외란의 주파수 특성

반작용 휠 외란 데이터 획득을 위한 구동 실험은 휠 속도를 0rpm에서 20rpm 단위로 증가시켜 가며 일정시간 동안 구동시켜 데이터를 얻었다.

획득한 힘 및 토크 외란 데이터는 Fast Fourier Transform(FFT)을 통하여 주파수 영역으로 데이터 변환한 후 Power Spectral Density(PSD) 값을 구하였다. 이 데이터들을 주파수, 휠 속도 및 외란의 PSD 값으로 표현되는 3차원 Waterfall Graph로 구현하여, 샘플링 주파수의 1/2 주파수까지 처리하면 Figs. 11~16과 같다.

힘 및 토크 외란에 대한 Waterfall Graph에서 휠 속도와 주파수가 일치하는 기본 진동수와 정수배로 나타나는 2차, 3차, 4차 등의 조화 진동수가 신호 산맥을 형성하며 전형적인 회전 구동기의 주파수 특성으로 나타냄을 볼 수 있다.[3,6,8] 다만, 측정 실험에 사용된 Dynamic Amplifier에서 발생되는 교류 노이즈가 차단되지 못하여 60Hz, 180Hz, 300Hz 대역에서 일정 크기의 노이즈 성분들이 나타났으며, 이 성분들은 모델 파라미터 추정시 제외시켜야 한다.

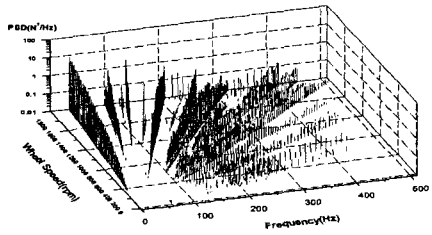

Fig. 12 F_y PSD Waterfall Plot

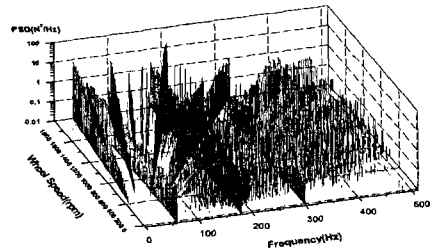

Fig. 13 Waterfall Plot for F_z PSD

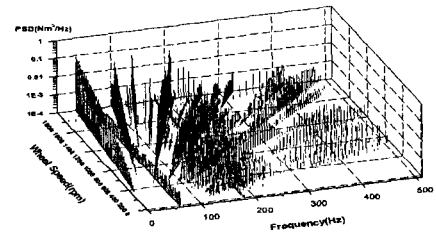

Fig. 14 Waterfall Plot for T_x PSD

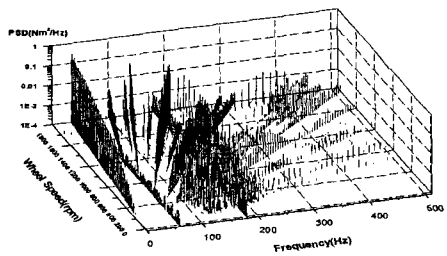

Fig. 15 Waterfall Plot for T_y PSD

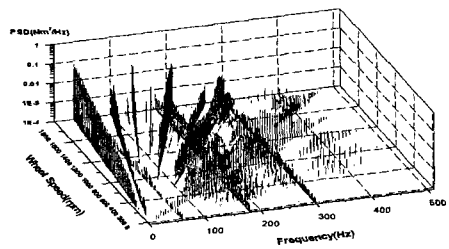

Fig. 16 Waterfall Plot for T_z PSD

5. 외란 모델 파라미터 추정

측정 테이블을 이용하여 얻은 힘과 토크 외란 데이터로부터 반작용 휠이 위성 자세제어 및 안정성에 미치는 영향을 분석하기 위해서는 시뮬레이션을 위한 외란 모델 파라미터를 결정하여야 한다.

5.1 외란 모델

상기 제2.1절에서 언급한 바와 같이 반작용 휠의 외란은 휠 회전속도 제곱에 비례하는 크기와 회전속도의 배수에 해당하는 진동 주파수를 갖는 것으로 모델링 할 수 있다. 이 경우 실험을 통해 얻어진 힘과 토크 외란 PSD Waterfall 데이터로부터 반작용 휠 외란의 주 조화수를 알아낸 뒤 그에 해당되는 외란 파라미터 F_i 및 T_i를 구한다. 힘 및 토크 외란의 PSD Waterfall 결과를 보면 기본 진동수와 그의 조화 산맥들이 주요 외란임을 알 수 있다.

5.2 외란 파라미터 추정 방법

외란 파라미터 F_i및 T_i는 실험 특성상 각 rpm별로 약간의 오차를 가지고 있다. 가장 적합한 계수를 찾기 위한 최적화 방법으로 최소자승법을 사용하여 각 rpm별 얻어진 실험 데이터로부터 외란 파라미터를 구하였다.[3,4,12]

$$\underset{F_i}{Min}\ J=\sum_{j=1}^{m}\frac{1}{2}(d_{ij}-F_i\Omega_j^2)^2 \tag{26}$$

$$\underset{T_i}{Min}\ J=\sum_{j=1}^{m}\frac{1}{2}(d_{ij}-T_i\Omega_j^2)^2 \tag{27}$$

위의 식에서 얻어진 최적해는 다음과 같다.

$$F_i=\frac{\sum_{j=1}^{m}d_{ij}\Omega_j^2}{\sum_{j=1}^{m}\Omega_j^4}\qquad T_i=\frac{\sum_{j=1}^{m}d_{ij}\Omega_j^2}{\sum_{j=1}^{m}\Omega_j^4} \tag{28}$$

여기서, 외란 크기인 d_{ij}는 다음과 같다.

$$d_{ij}=\sqrt{4Sp_{ij}/n} \tag{29}$$

d_{ij}: j번째 rpm에서의 i번째 조화수 실험값

Sp_{ij}: j번째 rpm에서의 i번째 조화수의 PSD 첨두치

n: FFT 데이터 개수

이렇게 추정되어진 외란 파라미터는 조화수에 따라 크기가 다르게 나타나며, 1차 진동 모드인 첫 번째 조화에서 가장 크다.

5.3 외란 파라미터 추정

측정된 외란 데이터에서 회전 주파수의 배수에 해당하는 조화 진동들이 주된 외란 요인으로 작용함을 알 수 있다. 반작용 휠의 외란 모델링에 의한 파라미터를 얻기 위해서는 조화 진동에 따른 값들을 알아야 한다. 회전 구동기에서는 일반적으로 조화수가 회전 주파수의 정수배로 나타나지만, 실험 결과 실수배에 해당하는 조화수가 발견되었다. 그래서 실험 결과에 가장 근접한 모델링 결과를 얻기 위하여 외란 PSD값에서 회전 주파수에 대한 10차 조화수까지 0.05배의 Step size로 외란 파라미터를 각 3축에 대한 힘/토크 성분으로 추출하면 Figs. 17-22과 같다.

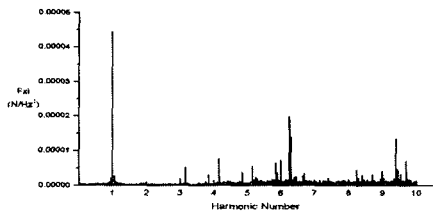

Fig. 17 F_{x_i} for Harmonic Numbers

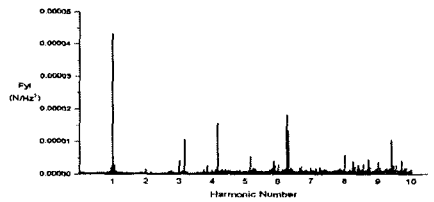

Fig. 18 F_{y_i} for Harmonic Numbers

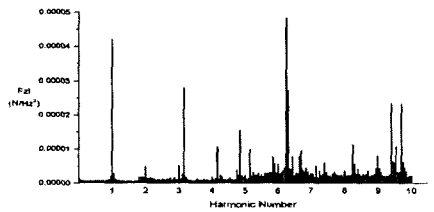

Fig. 19 F_{z_i} for Harmonic Numbers

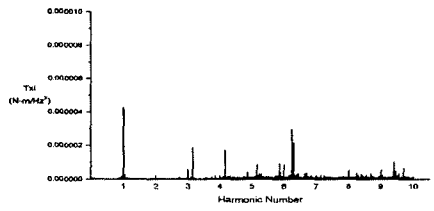

Fig. 20 T_{x_i} for Harmonic Numbers

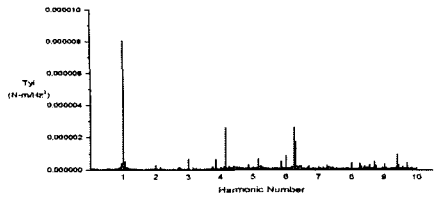

Fig. 21 T_{y_i} for Harmonic Numbers

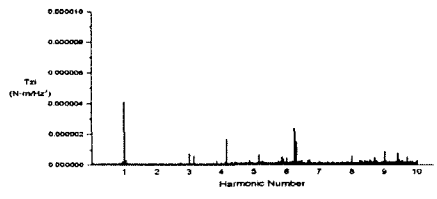

Fig. 22 T_{z_i} for Harmonic Numbers

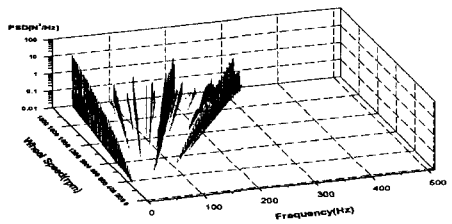

Fig. 23 PSD Waterfall Plot of Simulated F_x

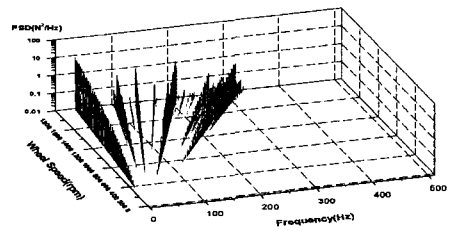

Fig. 24 PSD Waterfall Plot of Simulated F_y

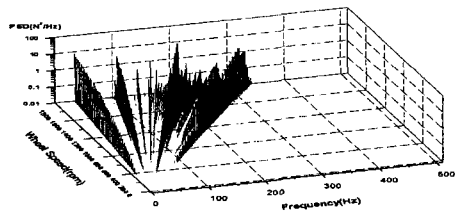

Fig. 25 PSD Waterfall Plot of Simulated F_z

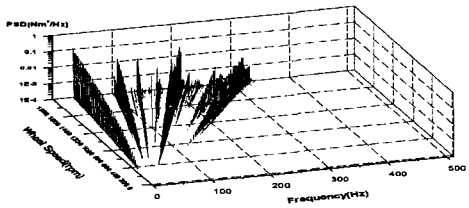

Fig. 26 PSD Waterfall Plot of Simulated T_x

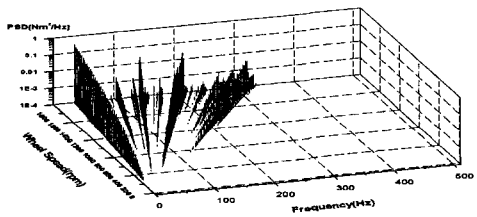

Fig. 27 PSD Waterfall Plot of Simulated T_y

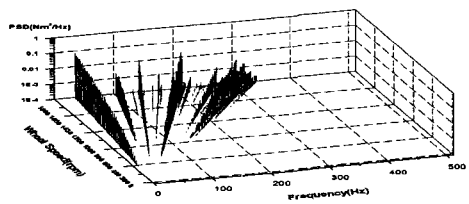

Fig. 28 PSD Waterfall Plot of Simulated T_z

5.4 추정된 외란 파라미터의 검증

5.3에서 획득된 조화수 차수별 외란 파라미터를 외란 모델식에 입력하여 측정 실험과 동일한 조건으로 시뮬레이션하여, 10차 조화수까지 산출된 PSD 데이터를 3차원 Waterfall로 구현하면, 3축에 대하여 Fig. 23~28과 같다. 시뮬레이션된 외란 모델링의 결과는 실제 실험 결과와 상당히 유사한 데이터와 조화 진동 신호 산맥 형상을 보임을 확인할 수 있었다. 이를 통하여 반작용 휠 외란 모델의 신뢰성과 본 연구에서 제시된 외란 파라미터 정밀 추정 방법이 정확함을 알 수 있다.

6. 결 론

위성 자세제어용 구동기인 반작용 휠의 구동시 발생되는 외란을 측정 및 분석하기 위하여 3축의 힘과 토크 외란을 동시에 측정할 수 있는 단축 로드셀을 이용한 3차원 토크 측정 테이블을 여 개발하였다. 반작용 휠의 수학적 모델은 휠의 질량 불균형이 외란 발생의 주요 원인임을 고려하여 회전 속도의 제곱에 비례하도록 모델링 하였으며, 실험결과 이 모델링 방법이 적절함이 밝혀졌다. 실험을 통해 획득한 힘과 토크 외란 데이터를 주파수 영역에서 처리하여 PSD Waterfall

로 나타내었고, 3축의 외란 데이터를 이용하여 외란 파라미터를 추정하고 이를 다시 외란 모델식을 이용해서 시뮬레이션을 수행하여 PSD Waterfall로 구현해냄으로써 실험 결과와 비교 분석한 결과 외란 측정 방법, 힘과 토크 외란 모델링, 외란 파라미터 추정 방법에 대한 정확성과 신뢰성이 검증되었다. 본 연구결과에서 제시된 외란 측정 방법을 향후 개발되는 반작용 휠 및 Control Moment Gyros 등과 같이 모멘텀 휠이 장착된 고속회전 구동기의 외란 측정 및 분석에 활용될 수 있을 것이다.

참고문헌

(1) Sidi, M. J., 1997, "Spacecraft Dynamics and Control," *Cambridge University Press*, pp. 393~401.

(2) Bosgra, J. A., and Prins, J. J. M., 1982, "Testing and Investigations of Reaction Wheels," *IFAC Automatic Control in Space*, 9th Symposium, pp. 449 Netherlands.

(3) Masterson, R. A., Miller, D. W., and Grogan, R. L., 2002, "Development and Validation of Reaction Wheel Disturbance Models : Empirical Model," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 249, No. 3, pp. 575~598.

(4) Masterson, R. A., Miller, D. W., and Grogan, R. L., 1999, "Development and Empirical and Analytical Reaction Wheel Disturbance Models," *AIAA paper A99-24904*, Missouri.

(5) Bialke, B., 1996, "Microvibration Disturbance Sources in Reaction Wheels and Momentum Wheels," ESA SP *Spacecraft Structures Materials and Mechanical Testing,* Vol. 386, No. 2, pp. 765~770

(6) Chang, K. Y., and Scharton, T. B., 1996, "Verification of Force and Acceleration Specifications for Random Vibration Tests of Cassini Spacecraft Equipment," Proc. *Conference on Spacecraft Structures Materials and Mechanical Testing*, March 27-29. pp. 911~919.

(7) De Weck, O., 1998, "Reaction Wheel Disturbance Analysis," MIT-SSL-NGST-98-1, *Massachusetts Institute of Technology*, Cambridge, pp. 1~22.

(8) Neat, G. W., 1998, Melody, J. W., and Lurie, B. J., "Vibration Attenuation Approach for Spaceborne Optical Interferometers," *IEEE Transacions on Control Systems Technology*, Vol. 6, No. 6. pp. 689~700.

(9) Doebelin, E. O., 1990, "Measurement Systems," *McGraw-Hill.*

(10) Oh, H. S., et al, 2001, "Torque and Force Measurement of a Prototype HAU Reaction Wheel and the Effect of Disturbance on the Attitude Stability of Spacecraft," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 15, No. 6. pp. 743~751

(11) Seo, Y. K., 2002, "Precise Measurements and Parameter Identification of the Disturbances for Satellite Reaction Wheel Calibrating the Vibration of Torque Measuring Table," *M. S. Thesis, Hankuk Aviation University*, Korea.

(12) Oh, H. S., and Cheon, D. I., 2005, "Precision Measurements of Reaction Wheel Disturbances with Frequency Compensation Process," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 19, No. 1. pp. 136~143.

(13) Oh, H. S., 2003, "Method and Apparatus for Measuring with One-Dimensional Loadcell the Dynamic Torque of High-Speed Rotary Machine," Patent No.0375628, Korea.

(14) Kwon, J. W., Lee, B. W., Lim, Y. S., Oh, H. S., 2000, "Development of a Portotype HAU Reaction Wheel," *The Millennium Conference on Air and Space Science, Technology and Industry in Commemoration of HAU's 48th Anniversary*, Hankuk Aviation University, Koryang, Korea, pp. 261~270.

(15) Oh, H. S., Yoon, Y. D., Kwon, J. W., Choi, S. W., Choi, S. C., Lee, B. U., Lim, Y. S., Cheon, D. I. and Seo, Y. K., 2001, "Development of and Attitude Control Actuator System for Small Satellite," *Ministry of Science and Technology*, Korea.

(16) Meirovitch, L., 1967, "Analytical Methods in Vibrations," *Macmillan*, New York. pp. 66~69.

(17) Inman, D. J., 1994, "Engineering Vibration," *Prentice-Hall*, New Jersey., Korean Edition: Kim, S. W, Lee, K. B., Cheong, T. K., Hwang, J. H., 1998, "Engineering Vibration," Bando, Seoul, pp. 235~256.

(18) Silva, C. W., 1999, "Vibration," *CRS Press*, New York, pp. 186~189.