

# 위성 반작용휠 및 휠 교란 모델링에 관한 실험적 연구

## Experimental Study on Modeling of Reaction Wheel and Disturbance

김대관† · 오시환\* · 용기력\*

Dae-Kwan Kim, Shi-Hwan Oh and Ki-Lyuk Yong

### 1. 서론

위성에 사용되는 반작용휠은 자세제어를 위해 필요한 반작용 토크의 제공과 회전운동량의 저장을 목적으로 사용되는 운동량 교환장치이다. 반작용휠의 구동에 의해 발생하는 미소진동은 주로 플라이휠(flywheel)의 불균형에 의한 정적/동적 교란과 베어링의 불규칙성에 의한 조화 교란(harmonic disturbance)으로 구분할 수 있으며, 위성의 주요 진동원 중 하나로 평가되고 있다[1]. 따라서 이러한 미소진동에 대한 진동저감장치를 개발을 위해서는 정확한 휠/교란 모델링 기법 연구가 선행되어야 한다.

본 연구에서는 반작용휠 및 휠 교란 모델링 기법[2]을 이용하여 실질적 반작용휠/교란 모델링을 수행하였으며, 시험결과에 대한 비교 및 검증을 통하여 반작용휠/교란 모델링 기법의 타당성을 고찰하였다.

### 2. 모델링 기법

#### 2.1 반작용휠 모델링

반작용휠 모델은 정적 및 동적 불균형을 고려한 에너지법을 이용하여 다음과 같이 병진(3 자유도) 및 회전(2 자유도)로 구성된 5 자유도 운동방정식으로 표현할 수 있다. 식(1)에 사용된 각 변수들에 대한 자세한 내용은 참고문헌[2]을 참조하여 확인할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} m_x & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{rx} & \frac{1}{2}\bar{I}\sin(2\Omega t) \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}\bar{I}\sin(2\Omega t) & I_{ry} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \\ \ddot{z} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_x & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_\theta & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & k_\phi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \\ \theta \\ \phi \end{bmatrix} \\
 + \begin{bmatrix} c_x & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & c_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_\theta - \Omega\bar{I}\sin(2\Omega t) & \Omega\bar{I}_{zz} \\ 0 & 0 & 0 & -\Omega\bar{I}_{zz} & c_\phi - \Omega\bar{I}\sin(2\Omega t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ C_x \\ C_y \end{bmatrix} \quad (1)$$

† 교신저자; 한국항공우주연구원 위성 제어팀  
 E-mail : dkk@kari.re.kr  
 Tel : (042) 870-3751, Fax : (042) 860-2898  
 \* 한국항공우주연구원, 위성 제어팀

#### 2.2 휠 교란 모델링

반작용휠의 구동에 의해 발생하는 교란은 정적 및 동적 불균형에 의한 교란과 베어링에 의한 고주파 교란으로 표현할 수 있다. 특히 고주파 교란의 경우 휠의 회전속도에 대한 정수배 또는 비정수배의 조화 가진으로 나타나며, 이러한 교란모델은 아래와 같이 회전수의 제곱에 비례하여 표현할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^{n_{rad}} C_{rad_i} \Omega^2 \begin{Bmatrix} -\sin(h_{rad_i} \Omega t) \\ \cos(h_{rad_i} \Omega t) \end{Bmatrix} \quad (2-1)$$

$$F_z = \sum_{i=1}^{n_{axi}} C_{axi} \Omega^2 \sin(h_{axi} \Omega t) \quad (2-2)$$

$$\begin{Bmatrix} C_x \\ C_y \end{Bmatrix} = \sum_{i=1}^{n_{tor_i}} C_{tor_i} \Omega^2 \begin{Bmatrix} \cos(h_{tor_i} \Omega t) \\ \sin(h_{tor_i} \Omega t) \end{Bmatrix} \quad (2-3)$$

### 3. 실험적 결과

#### 3.1 미소진동 실험

식(2)로 표현된 반작용휠의 교란력은 휠 구조체를 통해서 전달력으로서 외부에 작용한다. 이러한 위성의 반작용휠에 의해 발생하는 전달력을 측정하기 위해 Fig. 1 과 같이 RWA-미소진동 시험을 수행하였다. KISTLER force platform 을 이용하여 6 축의 전달력을 동시에 측정하였으며, 최대값에 대해서 정규화된 전달력의 시간이력은 Fig. 2 와 같다.

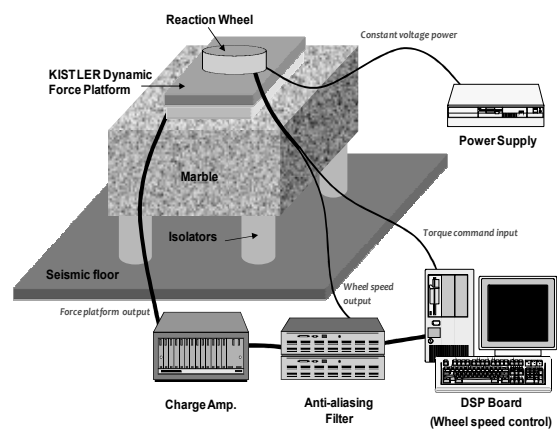


Fig. 1 Experimental setup for micro-vibration test.

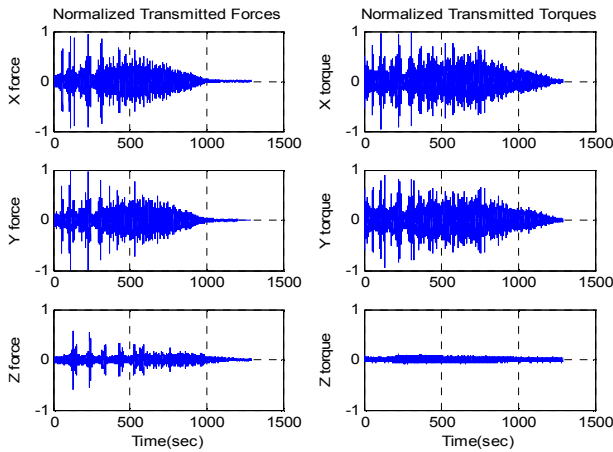


Fig. 2 Time histories of normalized wheel-disturbances.

### 3.2 모델 변수 추정

정규화된 전달력의 주파수 성분을 확인하기 위해 Fig. 3 과 같은 Waterfall 을 계산하였으며, 참고문헌 [2]에서 제시한 모델변수 추정방법을 기반으로 Fig. 4 와 같은 모델 변수 추정 및 최적화 과정을 수행하여 반작용휠 및 교란 모델을 수립하였다.

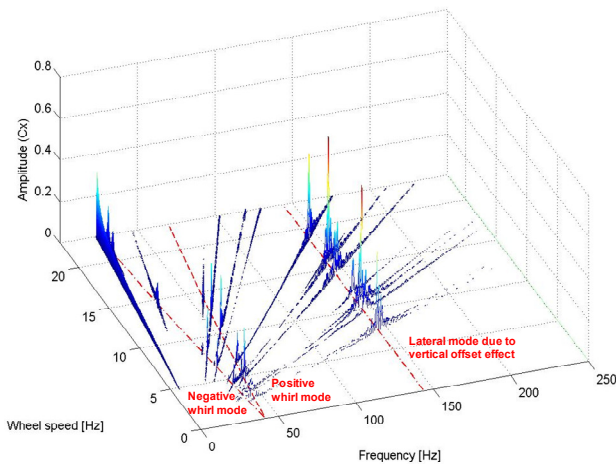


Fig. 3 Waterfall plot of transmitted torque (Cx).

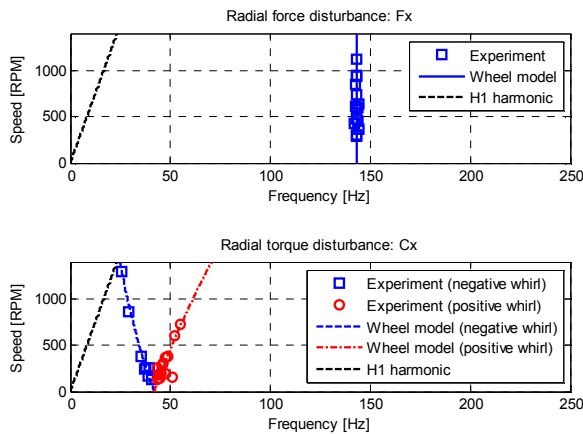
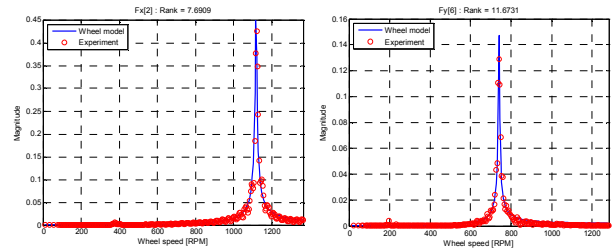


Fig. 4 Mode frequencies of lateral and whirl modes.

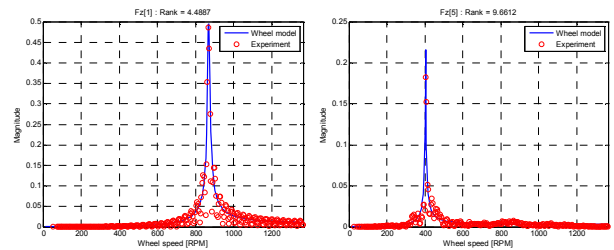
### 3.3 모델링 결과 비교

본 연구에서 수행한 반작용휠/교란 모델의 비교 검증은 수행하였으며, Fig. 5 와 같이 측정된 전달력과 수립된 모델의 해석결과가 잘 일치함을 확인할 수 있었다. 본 연구를 통해서 전달력의 최대값에 대해서 3.35% 이하의 평균오차를 갖는 반작용휠 및 교란 모델을 수립할 수 있었다.

#### (1) Radial forces (Fx and Fy)



#### (2) Axial force (Fz)



#### (3) Radial torques (Cx and Cy)

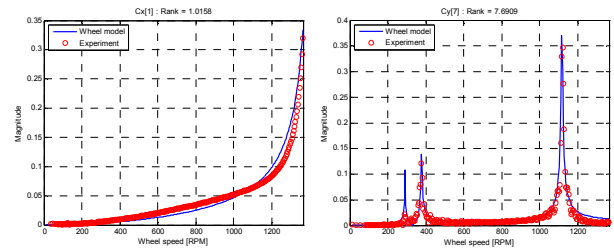


Fig. 5 Mode frequencies of lateral and whirl modes.

## 4. 결론

실질적 반작용휠에 대한 미소진동 시험을 통하여 반작용휠 및 교란 모델링을 수행하였다. 수립된 모델은 시험결과와 비교를 통하여 검증되었으며, 모델링 기법의 정확성을 확인하였다. 이러한 반작용휠 및 교란 모델링 기법은 향후 수행 예정인 진동감쇠 장치 개발에 주요한 진동모델로서 활용될 것이다.

## 참고문헌

1) Masterson, R. A., Miller, D. W., and Grogan, R. L., "Development of Empirical and Analytical Reaction Wheel Disturbance Models," AIAA 40th Structural Dynamics and Materials Conference, AIAA-99-1024, 1999.

2) 김대관, 오시환, 용기력, 양근호, "반작용휠 모델을 이용한 휠 외란 모델링에 관한 연구," 한국항공우주학회 추계 학술발표회 논문집, pp. 970-973, 2009.