

## 반작용휠 및 휠 교란 모델링에 관한 해석적 연구

김대관\*, 오시환\*, 용기력\*, 양군호\*\*

Numerical Study on a Reaction Wheel and  
Wheel-Disturbance Modeling

Dae-Kwan Kim\*, Shi-Hwan Oh\*, Ki-Lyuk Yong\* and Koon-Ho Yang\*\*

## ABSTRACT

Reaction wheel assemblies(RWA) are expected to be one of the largest high frequency disturbance sources to the optical payload of satellites. To ensure the tight pointing-stability budget and high image quality of satellites, a vibration isolation device should be applied to the main disturbances. For developing the isolating system, the disturbances need to be identified and modeled accurately. In the present study, a modeling technique of RWA and its disturbance was described. The micro-vibration disturbances were generated numerically by using an analytical wheel and disturbance model. The parameter estimation scheme of the model was suggested, and the RWA and disturbance modeling technique was verified through the numerical example analysis. The analytical results show that the wheel and disturbance model can be accurately established by using the modeling technique proposed in the present study. The wheel and disturbance model is expected to be useful for development of the RWA isolator system.

## 초 록

반작용휠의 경우 위성 탑재체에 영향을 미치는 가장 큰 고주파수 교란 중 하나로 평가되고 있다. 위성의 높은 지향-안정성 보장과 영상품질 향상을 위해서 이러한 진동원들에 대한 진동저감장치의 적용이 요구되고 있다. 따라서 효과적 진동저감장치 개발을 위해서는 반작용휠의 정확한 휠/교란 모델링이 선행되어야 한다. 본 연구에서는 반작용휠 구조 모델과 교란에 대한 모델링 기법에 대해서 기술하였다. 해석적 휠 및 교란모델을 이용하여 플라이휠의 구동에 의해 발생하는 교란력을 계산하였다. 휠의 교란력에 대한 주파수 특성을 이용하여 휠/교란 모델 변수들의 추정기법을 제시하였으며, 모델링 기법의 정확성을 해석적으로 검증하였다. 또한, 다양한 교란력 계수 추정법을 비교하여 본 연구에서 제시한 휠 및 교란 모델링 기법의 필요성을 확인할 수 있었다. 본 연구에서 제시한 휠 및 교란 모델링 기법은 휠 진동저감 장치의 개발에 유용한 모델로 활용될 것으로 판단된다.

**Key Words** : Reaction Wheel Assembly(반작용 휠), Microvibration(미소진동), Wheel model(휠 모델), Disturbance model(교란 모델), Transmitted force(전달력)

† 2010년 2월 19일 접수 ~ 2010년 6월 20일 심사완료

\* 정회원, 한국항공우주연구원 위성제어팀

교신저자, E-mail : dkk@kari.re.kr

대전시 유성구 여은동 45번지

\*\* 정회원, 한국항공우주연구원 통폐기체계팀

## 1. 서 론

최근 개발되고 있는 우주기반 관측위성들의 경우 고정밀 광학탑재체를 장착하고 있다. 이러한 정밀관측위성들에서는 수 milli-arcsecond의 높은 수준의 지향정밀도 및 안정성이 요구되고 있으며[1], 또한 탑재체의 영상품질 예측 및 향상을 위해서 고주파수 영역에 해당하는 진동원들에 대한 진동저감장치의 적용과 다양한 지터(Jitter) 해석[2,3]이 요구되고 있다.

위성의 다양한 진동원들 중에서 위성의 자세 제어를 위해 사용되는 반작용휠은 가장 큰 미세진동을 발생시키는 진동원 중 하나로 평가되고 있다. 반작용휠의 미세진동을 발생시키는 주요원인으로는 플라이휠(flywheel)의 불균형에 의한 정적 및 동적 가진과 베어링의 불규칙성에 의해 발생하는 조화가진(harmonic excitation)을 들 수 있다[4]. 따라서 이러한 넓은 주파수 영역에 효과적인 진동저감장치를 개발하기 위해서는 반작용휠의 정확한 휠/교란 모델링이 선행되어야 한다.

지금까지 수행된 국내연구[5-7]에서는 주로 반작용휠에 의해 발생하는 교란 측정법과 휠 지지구조물의 진동간섭에 대한 연구가 수행되어 왔으며, 국외연구[8-10]의 경우 교란 측정법 및 실험적 모델링 기법에 관한 연구가 주로 진행되었다. 그러나 실질적으로 반작용휠은 Lateral mode, Axial mode 및 Whirl mode 등의 구조모드를 통한 교란과의 공진이 발생한다. 그러나 이러한 공진효과를 고려한 정확한 교란 모델링기법에 관한 연구는 부족한 실정이다.

본 연구에서는 에너지법을 통해 수립된 반작용휠의 해석적 모델을 기반으로 정적 및 동적 불균형에 의한 기본교란과 조화가진에 의한 고주파 교란을 모델링 하였으며, 휠의 지지구조에 전달되는 교란의 전달력을 해석적으로 분석하였다. 또한, 곡선적합식(curve fitting)을 이용한 전달력 추정기법에 대한 비교 및 검증을 통하여 반작용휠 교란 모델링 기법의 타당성을 고찰하였다.

## II. 반작용휠 모델링 기법

### 2.1 반작용휠 운동방정식

위성에 사용되고 있는 반작용휠 내부의 플라이휠(fly wheel)은 회전축을 기준으로 대칭을 이루고 있으며, 무게중심에 위치하며 회전축에 평행한 회전축 고정좌표를 기준으로 3개의 병진과 3개의 회전에 이루어진 6자유도의 동역학 모델로 표현할 수 있다. 본 연구에서는 문제의 단순

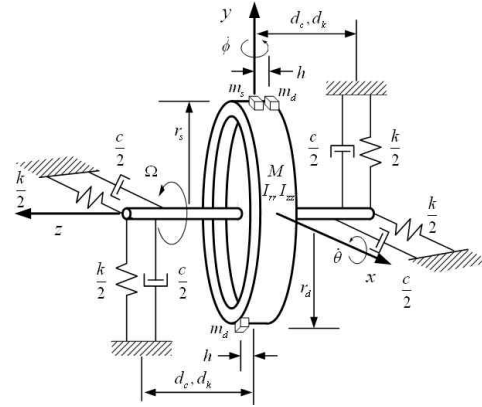


Fig. 1. Analytical reaction wheel assembly model[4]

화를 위하여 Fig. 1과 같이 병진자유도(z) 및 회전자유도(ψ)를 제외한 4자유도에 대한 반작용휠 및 교란 모델링을 다음과 같이 수행하였다.

정적 및 동적 불균형을 고려한 반작용휠의 동역학적 모델은 에너지법을 이용하여 x축과 y축에 대한 병진 및 회전 운동방정식으로 아래와 같이 표현할 수 있다[9].

$$\begin{bmatrix} m_t & 0 \\ 0 & m_t \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \end{Bmatrix} \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} I_{rr} & \frac{1}{2}\tilde{I}\sin(2\Omega t) \\ \frac{1}{2}\tilde{I}\sin(2\Omega t) & I_{rr} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_\theta & 0 \\ 0 & c_\phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{Bmatrix} + \Omega \begin{bmatrix} -\tilde{I}\sin(2\Omega t) & I_{zz} \\ -I_{zz} & \tilde{I}\sin(2\Omega t) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_\theta & 0 \\ 0 & k_\phi \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \theta \\ \phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} C_x \\ C_y \end{Bmatrix} \quad (2)$$

$$m_t = M + m_s + 2m_d \quad (3-1)$$

$$\tilde{I} = 2m_d r_d^2 + m_s r_s^2 \quad (3-2)$$

$$k_\theta = kd_k^2, \quad c_\theta = cd_c^2 \quad (3-3)$$

여기서,  $M, m_s, m_d$ 는 각각 플라이휠 질량, 정적 불균형 질량, 동적 불균형 질량을 의미하며,  $c$ 와  $k$ 는 감쇠와 강성을 의미한다.

위의 식(1)과 식(2)로 표현된 반작용휠 모델의 Lateral mode와 Whirl mode 주파수는 비감쇠를 가정하여 아래와 같이 표현할 수 있다[4,11].

$$\omega_{lateral} = \sqrt{k/m_t} \quad (4)$$

$$\omega_{rocking} = \mp \frac{\Omega}{2I_{rr}} + \sqrt{\left(\frac{\Omega}{2I_{rr}}\right)^2 + \frac{k_\theta}{I_{rr}}} \quad (5)$$

## 2.2 휠 교란 모델

반작용휠의 구동에 의해 발생하는 교란은 정적 및 동적 불균형에 의한 교란과 고주파 교란의 조합으로 표현할 수 있다. 특히 고주파 교란의 경우 휠의 회전속도에 대한 정수배 또는 비정수배의 조화가진으로 나타난다. 또한, 이러한 휠 교란은 휠 구동주파수( $\Omega$ )의 제곱에 비례하는 특성을 갖는다.

각 축에 작용하는 교란 힘과 모멘트의 위상을 고려하여, 식(1)과 식(2)에 표현된 반작용휠의 교란은 다음과 같이 각축에 대한 조화가진의 조합으로 표현할 수 있다[9].

$$F_x = -\sum_{i=1}^{n_{rad}} C_i^{rad} \Omega^2 \sin(h_i^{rad} \Omega t) \quad (6-1)$$

$$F_y = \sum_{i=1}^{n_{rad}} C_i^{rad} \Omega^2 \cos(h_i^{rad} \Omega t) \quad (6-2)$$

$$C_x = \sum_{i=1}^{n_{tor}} C_i^{tor} \Omega^2 \cos(h_i^{tor} \Omega t) \quad (6-3)$$

$$C_y = \sum_{i=1}^{n_{tor}} C_i^{tor} \Omega^2 \sin(h_i^{tor} \Omega t) \quad (6-4)$$

여기서,  $C_i$  와  $h_i$  는 각각  $i$  번째 조화가진력 계수 및 조화수(harmonic number)를 의미한다.

반작용휠의 구동에 의해 발생하는 식(6)의 가진력은 식(1)과 식(2)로 표현되는 반작용휠 시스템의 구조응답을 발생시키며, 이러한 동적응답은 휠 내부의 스프링( $k$ )과 댐퍼( $c$ )를 통하여 휠 지지부로 전달된다. 따라서 반작용휠의 구동에 의해 발생하는 식(6)의 교란은 직접적인 측정이 불가능 하며, 휠 외부에 장착된 힘/모멘트 측정장치를 통하여 획득되는 교란은 식 (7)과 같이 휠 구조응답을 통한 전달력(transmitted force)이라고 할 수 있다. 그러므로 반작용휠 교란 측정시험[6]에서 주로 사용되는 KISTLER 테이블에서 측정된 힘은 식 (6)의 교란이 아니며, 반작용휠의 구조모드가 반영된 구조응답에 의한 전달력이라고 할 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \bar{F}_x \\ \bar{F}_y \\ \bar{C}_x \\ \bar{C}_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} c\dot{x} + kx \\ c\dot{y} + ky \\ c_\theta\dot{\theta} + k_\theta\theta \\ c_\phi\dot{\phi} + k_\phi\phi \end{Bmatrix} \quad (7)$$

## 2.3 휠모델 및 가진력 추정법

반작용휠 및 교란력에 대한 모델링은 앞 절에서 기술한 식 (1)과 식(2)의 운동방정식들과 식(6)의 교란력 표현식을 이용하여 수립될 수 있다.

그러나 이러한 표현식들을 이용하여 모델링을 수행하기 위해서는 우선적으로 모델 변수들에 대한 정의 및 추정과정이 필요하다. 본 연구에서는 이러한 모델 변수들에 대한 가정 및 결정방법에 대해서 다음과 같이 기술한다.

모델링을 위한 실질적인 변수추정을 위해서는 측정된 전달력을 이용하여 변수 값들이 결정되어야 하며, 보다 체계적이고 효과적인 모델 변수추정을 위하여 아래와 같은 가정 및 변수추정 절차를 거쳐서 휠/교란 모델링을 수행한다.

### 1) 모델가정

- 정적 및 동적 불균형 질량은 실제 플라이휠의 질량에 비해서 매우 작다( $M \gg m_s, m_d$ ).
- 불균형 질량에 의해 발생하는 관성모멘트  $\bar{I}$  는 다른 방사관성모멘트(radial moment of inertia)와 극관성모멘트(polar moment of inertia)에 비해 매우 작다( $I_r, I_z \gg \bar{I}$ ).

### 2) 입력변수

- 플라이휠의 질량( $M$ ) 및 휠 극관성모멘트( $I_z$ )에 대해서는 알고 있는 변수로서 입력변수로 적용한다.

### 3) 변수추정

- Step-1 : 측정된 전달력의 Waterfall 결과를 이용하여 교란의 조화수( $h_i^{rad}, h_i^{tor}$ )를 결정한다.
- Step-2 : 병진운동방정식에 의한 식 (4)의 Lateral mode frequency 표현식과 측정된 전달력의 Lateral mode frequency 데이터를 이용하여 병진 자유도의 강성값( $k$ )을 결정한다.
- Step-3 : 회전 운동방정식에 의한 식 (5)의 Whirl mode frequency 표현식과 측정된 전달력의 Whirl mode frequency 데이터를 이용하여 회전 자유도의 강성값( $k_\theta$ )과 방사관성모멘트( $I_r$ )를 결정한다.
- Step-4 : 측정된 전달력의 waterfall 결과와 식 (1)과 식(2)의 병진 및 회전 운동방정식을 이용하여 감쇠( $c, c_\theta$ )와 교란의 계수( $C_i^{rad}, C_i^{tor}$ )를 결정한다.

## III. 수치적 예제

### 3.1 반작용휠 모델

반작용휠의 전달력에 대한 특성분석과 반작용휠 및 교란 모델링 기법의 해석적 검증을 위하여, 수치적 반작용휠 예제를 통한 전달력 해석과

Table 1. Numerical reaction wheel model

Parameter	Value
Lateral mode freq.	150 Hz
Whirl mode freq.	100 Hz
Mass (M)	5.9 kg
Polar MOI (I <sub>zz</sub> )	0.075 kg·m <sup>2</sup>
Radial MOI (I <sub>rr</sub> )	0.063 kg·m <sup>2</sup>
Static unbalance (U <sub>s</sub> )	0.715 g·cm
Dynamic unbalance (U <sub>d</sub> )	28.5 g·cm <sup>2</sup>
Wheel radius (r <sub>d</sub> , r <sub>s</sub> )	15.94 cm
Lateral damping coeff. (c)	200 N·s/m
Rotational damping coeff. (c $\theta$ )	0.9416 Nm·s/rad

모델링 기법의 오차에 대한 검증을 수행하였다. 예제로서 사용된 반작용휠 모델은 병진 및 회전 자유도에 대해서 Lateral mode와 Whirl mode를 가지며, 주요 물성치는 Table 1에 나타난 것과 같이 가정하였다.

### 3.2 구동조건 및 외력

본 예제에서 사용된 반작용휠 모델은 준정상상태(quasi steady) 가진조건을 모사하기 위하여 3000초 동안 0~2500 RPM으로 증가하는 구동조건을 적용하였다.

휠 구동에 의해 발생하는 조화가진력 모델의 배수( $h_i$ )와 계수( $C_i$ )는 Table 2에 나타나 있는 것과 같이 Ithaco E-Wheel[8]의 조화가진력 정보를 가정하였다. 이러한 휠 구동에 의해 발생하는 입력교란은 식 (6)을 이용하여 계산하였으며,

Table 2. Harmonic coefficients of input disturbances

#	Radial force(Fx, Fy)		Radial torque(Cx, Cy)	
	$h_i^{rad}$	$C_i^{rad}$ [10 <sup>-7</sup> N/RPM <sup>2</sup> ]	$h_i^{tor}$	$C_i^{tor}$ [10 <sup>-7</sup> Nm/RPM <sup>2</sup> ]
1	1.00	0.7852	1.00	0.3239
2	2.00	0.2984	2.00	0.0744
3	3.00	0.0777	2.90	0.0309
4	4.00	0.1036	3.88	0.0472
5	4.43	0.1280	4.00	0.0121
6	5.00	0.0849	4.43	0.0412
7	5.38	0.0985	5.20	0.0924
8	5.60	0.1849	5.40	0.1027
9	6.00	0.0618	5.60	0.0630
10	6.39	0.0402	5.81	0.0851
11	/	/	6.00	0.0173

휠 구동속도 및 교란의 시간이력은 Fig. 2에 나타나 있다. 구동속도/주파수에 대한 측방향 힘(Fx)과모멘트(Cx)의 조화가진력 변화는 각각 Fig. 3과 Fig. 4에 보이는 Waterfall과 같다. 이러한 교란력 결과로부터 조화가진의 크기가 휠의 회전주파수에 따라 증가하는 특징을 확인할 수 있다.

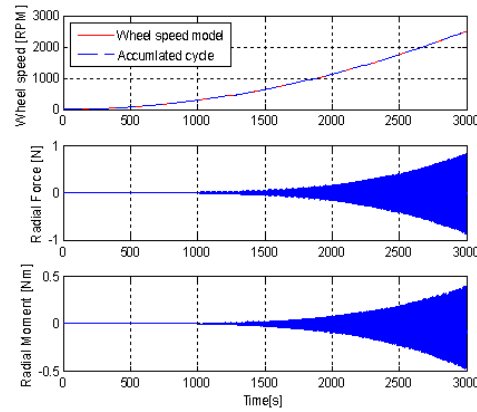


Fig. 2. Wheel speed and disturbance time histories(speed : 0~2500 RPM)

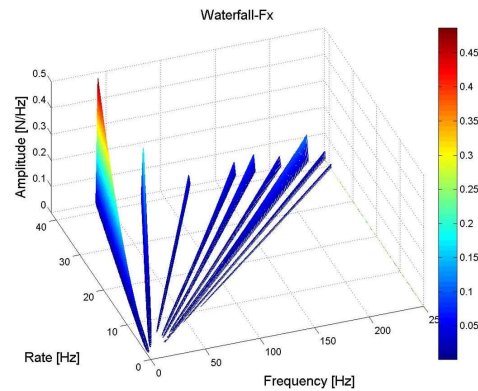


Fig. 3. Waterfall of input lateral force(Fx)

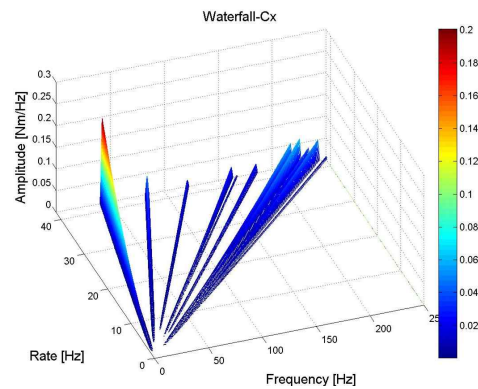


Fig. 4. Waterfall of input lateral torque(Cx)

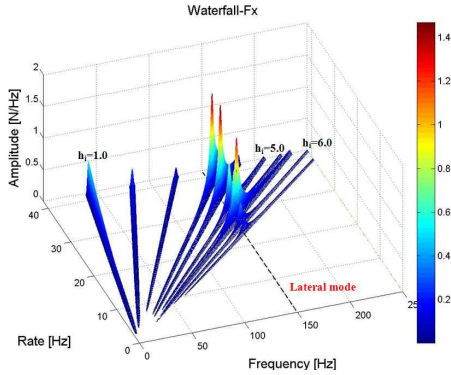


Fig. 5. Waterfall plots of transmitted lateral force(Fx)

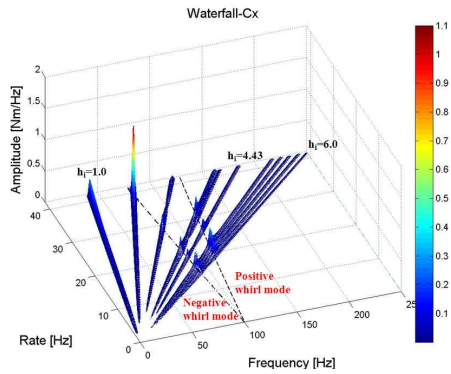


Fig. 6. Waterfall plots of transmitted lateral torque(Cx)

반작용휠의 구동에 의해 발생하는 전달력은 식 (7)을 이용해서 계산할 수 있으며, 이러한 전달력 중 축방향 힘(Fx)과 모멘트(Cx)의 Waterfall 결과는 Fig. 5와 Fig. 6에 나타나 있다. Waterfall 결과로부터 Table 2에서 가정한 모든 조화가진력들이 뚜렷하게 나타나고 있으며, 특히 반작용휠의 Lateral mode와 Positive/Negative whirl mode의 구조공진에 의해서 전달력이 매우 크게 증가됨을 확인할 수 있다.

3.3 반작용휠 및 교란 모델 추정

앞서 언급한 바와 같이, 식 (7)로 계산된 전달력을 시험으로부터 측정한 교란력으로 가정하고 휠 및 교란 모델링을 수행하였다. 이를 위하여 2.3절에서 서술한 모델가정 과정과  $M$  및  $I_{zz}$ 를 알고 있는 변수 값으로 한 입력변수 과정을 수행하였으며, 다음과 같이 나머지 변수들에 대한 추정과정을 수행하였다. Step-1으로서 전달력 Waterfall 결과를 이용한 harmonic order 추정과

정을 통해서 최대 0.12% 이하의 오차를 갖는 조화가진 차수를 구할 수 있었다. Fig. 7과 Fig. 8은 Step-2와 Step-3 단계에서 강성계수 및 polar moment of inertia의 추정을 위해 사용된 lateral mode frequency와 rocking mode frequency를 보이고 있으며, 식 (4)와 식 (5)를 이용하여 추정된 모델의 주파수 변화가 Simulation결과와 잘 일치함을 확인할 수 있다. 이들 단계에서 추정된 변수의 오차는  $k$ 의 경우 0.26%이며,  $k_{\theta}$ 의 경우 0.27% 그리고  $I_{rr}$ 는 0.36%의 추정오차를 보였다.

Step-4의 감쇠계수 및 교란력 계수의 최적화 단계에서는 변수값 추정에 사용되는 전달력 데이터의 선택에 따라서 결과의 차이가 크게 나타난다. 기존의 연구들에서는 **Method-1**: 구조공진효과가 포함된 전달력 데이터를 모두 사용하여 교란력 계수를 추정하거나[8], 또는 **Method-2**: 구조공진효과 영역을 제외한 전달력 데이터를 사용하여 교란력 계수를 추정하는 방법[4]들을 사용하였다. 그러나 이러한 계수 추정법들은 휠의

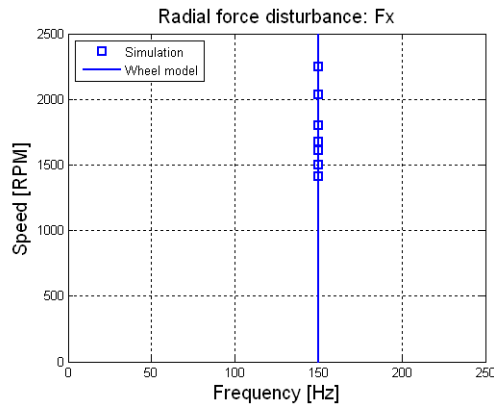


Fig. 7. Lateral mode frequency(Fx)

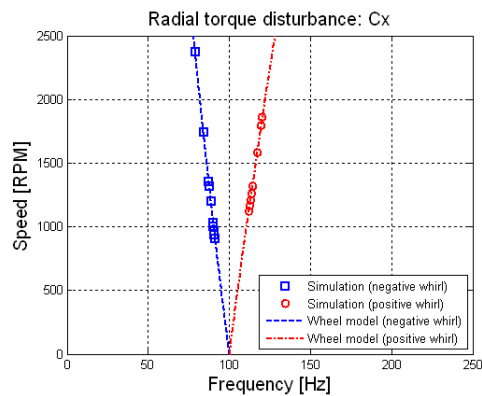


Fig. 8. Rocking mode frequency(Cx)

동적특성을 고려하지 않은 교란모델에 대한 계수 추정법이며, 실질적 교란계수의 추정에서 큰 오차를 발생시키게 된다. 본 연구에서는 **Present**: 반작용휠 모델과 교란모델을 이용하였으며, Matlab 최적화기법(fmincon)을 활용한 감쇠 및 교란계수 추정법을 수행하였다. 이러한 최적화기법을 이용한 변수추정에서는 식 (8)로 표현되는 전달력의 절대값을 이용하여 추정오차를 최소화하였다.

$$|\bar{F}_j(\omega)| = \frac{|C \cdot j\omega + K_{total}|}{|-M_{total} \cdot \omega^2 + C_{total} \cdot j\omega + K_{total}|} \cdot C_i^j \Omega^2 \quad (8)$$

여기서  $i=1\sim 4$ 로서 운동방정식의 자유도를 의미하며,  $j=1\sim n_j$ 로서 전달력의 조화가진 차수를 의미한다. 또한  $M_{total}$ ,  $C_{total}$ ,  $K_{total}$ 는 식 (1)과 식 (2)로 표현된 4자유도 휠 운동방정식의 전체 질량행렬, 감쇠행렬, 강성행렬을 의미하며,  $C$ 는 식 (2)의 세 번째 항인 자이로스코프 효과에 의한 감쇠항을 제외한 감쇠행렬을 의미한다. 단,  $m_s$ ,  $m_d$  그리고  $\bar{I}$ 는 모델가정 단계에서 가정한 바와 같이 생략되었으며,  $M$  및  $I_{xx}$ 는 입력변수로서 알고 있는 변수 값들이다. 또한 앞서 수행한 변수추정(Step-1,2,3)를 통해서 교란의 조화수( $h_i^{rad}, h_i^{tor}$ ), 병진 및 회전 자유도의 강성값( $k, k_\theta$ ) 그리고 방사관성모멘트( $I_{rr}$ )가 추정된 상태이다. 따라서 측정된 전달력( $\bar{F}$ )과 식(8)을 이용하여 감쇠( $c, c_\theta$ )와 교란의 계수( $C_i^{rad}, C_i^{tor}$ )에 대한 변수 추정이 가능하다.

Table 3. Radial moment coefficient errors

$h_i^{tor}$	Harmonic coefficient ( $C_i^{rad}$ ) error (%)		
	Method-1	Method-2	Present
1.00	18.12	6.92	-0.11
2.00	547.96	13.96	-0.12
2.90	136.68	-42.46	-0.10
3.88	187.21	-10.92	2.43
4.00	152.57	-15.35	-0.16
4.43	68.74	32.09	-0.06
5.20	-8.12	52.62	-0.43
5.40	-19.77	-56.33	-1.09
5.60	-29.51	-59.86	-0.35
5.81	-37.87	-62.84	-0.35
6.00	-46.03	-65.67	-0.26

Fig. 9와 Fig. 10은 측방향 힘( $F_x, H = 6.0$ )과 측방향 모멘트( $C_x, H=4.43$ )의 조화가진에 대한 가진력( $F_1$ :in)과 전달력( $F_2$ :out w/ mode)을 나타내고 있다. 구조공진 영역에서 증폭된 전달력은 공진주파수이상의 영역에서의 다시 감소됨을 확인할 수 있다( $F_2$ :out w/ mode). 이러한 전달력 특성은 곡선적합식을 이용하여 가진력을 추정하는 방법[8]에 큰 오차를 발생시키게 된다. Table 3에 나타난 것과 같이 구조공진을 모두 포함한 추정법인 Method-1( $F_2$  curve fit)에 비하여 구조공진영역을 제외한 Method-2( $F_3$  curve fit)가 추정오차가 작게 나타나지만, 이 또한 최대 60%이상의 오차가 존재하는 부정확한 모델링 기법임을 확인할 수 있다. 이에 비해서 본 연구에서 제시한 휠 및 교란 모델링 추정법(Present model)을 이용한 추정오차는 최대 2.43%이하의 정확도를 보임을 확인할 수 있다. 또한 측방향 감쇠계수(c) 및 회전 감쇠계수(c $\theta$ )의 추정결과는 각각 0.51%와 1.18%로 나타났다.

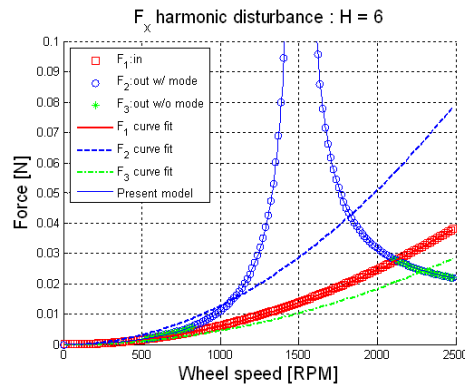


Fig. 9. Lateral force harmonic curve fits(H = 6.0)

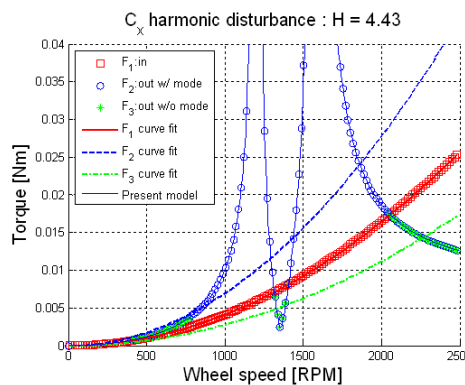


Fig. 10. Lateral torque( $C_x$ ) harmonic curve fits(H = 4.43)

이상의 결과들로부터, 측정된 전달력을 이용하여 반작용휠 및 교란을 모델링하기 위해서는 반작용휠의 동적특성을 고려한 모델링 기법이 적용되어야 함을 확인할 수 있다. 본 연구에서 제시한 휠 및 교란 모델링 기법은 한국항공우주연구원 위성제어팀에서 수행된 다목적실용위성의 반작용휠 모델링에 활용되었으며, 측정된 전달력의 최대값에 대해서 3.35% 이하의 평균오차를 갖는 모델을 수립할 수 있었다[12].

#### IV. 결 론

본 연구에서는 해석적 반작용휠 모델을 이용한 휠 및 교란 모델링 기법에 대한 연구를 수행하였다. 반작용휠의 구조모드를 고려하여 전달력을 해석하였으며, 공진주파수 영역에서의 구조공진에 의한 전달력 증폭과 공진주파수 이후의 전달력 감소를 확인할 수 있었다. 또한 휠 및 교란 모델링에 필요한 모델 변수 추정법에 대해서 기술하였으며, 곡선적합식을 이용한 전달력 추정기법을 비교/분석하여 2.5% 이하의 최대오차를 갖는 휠 및 교란 모델링 기법을 수립하였다. 이러한 해석적 연구를 통해서 정확한 휠 및 교란모델의 수립을 위해서는 휠의 구조모드를 포함한 운동방정식과 조화가진력을 포함한 교란모델을 이용한 교란추정이 수행되어야 하며, 이러한 변수 추정을 위해서 최적화기법이 활용될 수 있음을 확인하였다. 또한 이렇게 수립된 반작용휠 및 교란 모델은 향후 수행예정인 반작용휠의 진동저감장치 설계 및 개발에 유용한 진동원 모델로서 활용될 것으로 기대된다.

#### 참고문헌

- 1) Liu, K., Maghami, P., and Blaurock, C., 2008, "Reaction Wheel Disturbance Modeling, Jitter Analysis, and Validation Tests for Solar Dynamics Observatory", AIAA Guidance, Navigation and Control Conference and Exhibit, pp. 6280-7404.
- 2) Doyle, K. B., Genberg, V. L., and Michels, G. J., *Integrated Optomechanical Analysis*, The International Society for Optical Engineering (SPIE), 2002.
- 3) Holst, G. C., *Electro-Optical Imaging System Performance*, JCD Publishing and The International Society for Optical Engineering (SPIE), 2003.
- 4) Masterson, R. A., Miller, D. W., and Grogan, R. L., 1999, "Development of Empirical and Analytical Reaction Wheel Disturbance Models", AIAA 40th Structural Dynamics and Materials Conference, AIAA-99-1024.
- 5) 전동익, 서윤경, 오화석, 2002, "위성 자세 안정성 분석을 위한 반작용휠 외란의 실험적 모델링", 한국항공우주학회 추계학술발표회, pp. 711-714.
- 6) 오시환, 이승우, 2002, "인공위성 반작용휠의 미소진동 측정, 해석 및 저감 기술", 한국항공우주학회지, Vol. 30, No. 8, pp. 126-132.
- 7) 오시환, 이선호, 임조령, 최홍택, 용기력, 2008, "반작용휠과 구조모델의 진동간섭 영향 검증 시험", 한국항공우주학회 추계학술발표회, pp. 1431-1434.
- 8) de Weck, O., 1998, "Reaction Wheel Disturbance Analysis", MIT SSL Memo.
- 9) Masterson, R. A., and Miller, 1999, "Development and Validation of Empirical and Analytical Reaction Wheel Disturbance Models", Thesis of Master Degree at MIT.
- 10) 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.
- 11) Ehrich, F. F., "Handbook of Rotordynamics", McGraw-Hill, 1992.
- 12) 김대관, 2009, "시험 데이터를 이용한 반작용휠 모델링 및 수직편차가 미소진동 해석에 미치는 영향", KARI-SCT-TN-2009-006.