

## 베어링 예압 및 오일양에 따른 반작용 휠 성능 분석

김지철<sup>†</sup> · 윤진혁 · 이준용 · 오화석

한국항공대학교 항공우주 및 기계공학부

### Performance Analysis of Reaction Wheel according to Bearing Preload and Oil Quantity

Jichul Kim<sup>†</sup>, Jinhyuk Yoon, Junyong Lee and Hwasuk Oh

School of Aerospace and Mechanical Engineering, Korea Aerospace University

**Abstract** : Bearing friction and disturbance are the important parameters in control spacecraft using reaction wheel. In this paper, those parameters are estimated by preload and oil quantity. In order to determine the bearing preload's impact on performance, measure the disturbance and the bearing friction coefficient with increasing the preload to the allowed amount. And, find the relationship between oil quantity and bearing friction coefficient, measure it with increasing the oil amount in the bearing. With these results as a reference, find the appropriate amount of preload and oil quantity.

**Key Words** : Reaction wheel, Friction coefficient, Disturbance, Deep groove ball bearing, Preload, Oil, Run-down test

## 1. 서 론

관측 위성의 임무수행에 있어서 0.2도 이하의 매우 정밀한 자세 명령 추종 성능 및 안정성을 갖추는 것이 매우 중요하며[1], 이러한 정밀 자세제어를 위하여 주 구동기로써 Thrust, Magnetic Torquer, 반작용 휠등이 사용되고 있다. 그 중 반작용 휠은 반작용 토크를 이용하여 위성의 자세를 제어하는 구동기로써, 전기에너지를 사용하기 때문에 Thrust처럼 별도의 연료를 필요로 하지 않을 뿐만 아니라, Magnetic Torquer 보다 높은 모멘텀을 발생시키기 때문에 그 활용도가 높다. 이러한 반작용 휠을 설계함에 있어서, 회전 운동의 핵심 부품인 베어링의 성능 여부가 전체 시스템의 성능을 크게 좌우할 수 있다. 베어링의 성능 여부에 영향

을 미치는 요인으로는 크게 마찰계수와 외란의 크기를 들 수 있으며, 외란의 크기에 영향을 미치는 요인으로 는 용도에 따른 여러 가지 효과를 목적으로 베어링을 장착한 상태에서 역지 끼워 맞춤을 하여, 의도된 내부 응력을 발생시키는 예압이 가장 중요하고, 마찰계수의 크기에 영향을 미치는 요인으로는, 베어링 내부에 주입하는 오일의 양이 가장 중요하다. 본 논문에서는, 베어링에 가해지는 예압의 크기와 베어링 내부 볼에 주입되는 오일의 양에 따른 반작용 휠의 성능변화에 대하여 연구하였다.

## 2. 베어링 예압

### 2.1 예압의 목적과 방법

베어링은 일반적인 운전 상태에서 약간의 틈새를 갖도록 선정되어 사용되며, 이로 인하여 축 방향과 반경 방향에 대하여 하중이 적용된다. 이 때, 베어링의 용도

Received: Nov. 03, 2015 Revised: Feb. 04, 2016 Accepted: Feb. 05, 2016

<sup>†</sup> Corresponding Author

Tel: +82-02-3159-0147, E-mail: jimoon@kau.kr

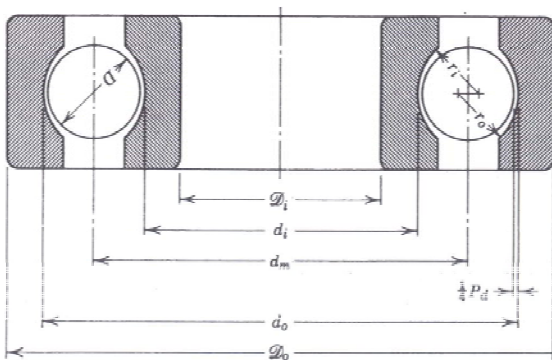
Copyright © The Society for Aerospace System Engineering

에 따른 여러 가지 효과를 목적으로 볼베어링을 장착한 상태에서 억지 끼워 맞춤을 하여 의도된 내부응력을 발생시키는 경우가 있다.

예압을 주는 방법에는 크게 정위치 예압, 정압 예압의 두 가지가 있다. 정위치 예압에는, 짝 맞춘 베어링은 사용되지 않고 적절한 예압량을 얻을 수 있도록 스페이서나 시임 치수를 조정해서 사용하는 방법과 스페이서나 시임을 사용하지 않고 적절한 예압을 기동 마찰 모멘트의 측정에 의한 관리를 통해 적정 조임량을 결정해 사용하는 방법 등이 있다. 이 정위치 예압은 베어링의 상대적인 위치가 사용 중에도 변화하지 않고, 일정하게 되는 예압 방법이다. 정압 예압은 코일 스프링, 접시 스프링 및 판 스프링 등을 이용해서 적절한 예압을 베어링에 주는 방법이며, 예압 스프링의 강성은 베어링의 강성에 비해서 통상적으로 충분히 작기 때문에 예압된 베어링의 상대적인 위치는 사용 중에 변화하지만 예압은 거의 일정하게 되는 예압 방법이다.[2]

**2.2 최대 허용 예압량 계산**

베어링의 적정 정 하중 시험을 하기 위해선 사용된 베어링에 대해 최대 허용 예압량을 계산하여 그 이하의 범위에서 시험을 진행하여야 한다. 본 연구에서 사용된 베어링은 깊은 홈 베어링으로, 아래의 그림에 나와있는 치수값을 이용하여 최대 허용 예압량을 계산할 수 있다.



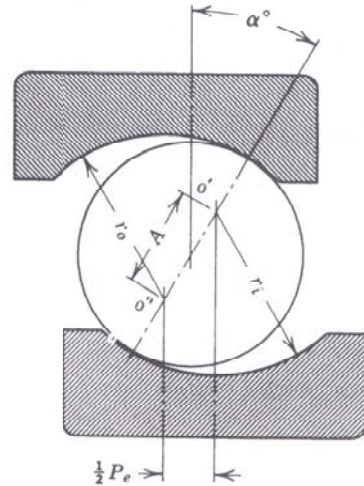
**Fig. 1** Deep groove ball bearing's dimensions

우선, 베어링의 Pitch diameter  $d_m$ 과 Diametral clearance  $P_d$ 의 식을 정의하면 다음과 같다.

$$d_m = \frac{1}{2}(d_i + d_o) \tag{1}$$

$$P_d = d_o - d_i - 2D \tag{2}$$

베어링의 경우 Clearance가 존재하므로, Contact angle  $\alpha$ 를 가지게 된다. 이 때, Free contact angle  $\alpha^0$ 는 다음의 식으로부터 구할 수 있다.



**Fig. 2** Contact angle  $\alpha$

$$\cos \alpha^0 = \frac{\frac{1}{2}A - \frac{1}{4}P_d}{\frac{1}{2}A} \tag{3}$$

$$\alpha^0 = \cos^{-1}\left(1 - \frac{P_d}{2A}\right) \tag{4}$$

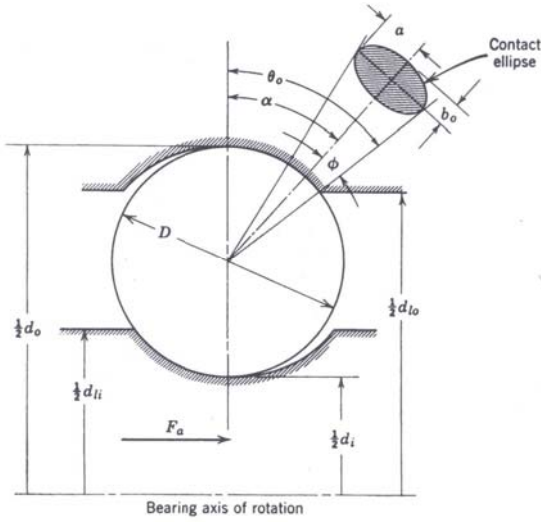
여기서, A를 구하기 위해선 아래의 관계식을 이용하여 계산할 수 있다. 여기서  $f_o$ 와  $f_i$ 는, 외륜 및 내륜 궤도 홈 반경의 볼 직경  $D$ 에 대한 비율이다.

$$A = BD, \quad B = f_i + f_o - 1, \quad f_{i,o} = \frac{r_{i,o}}{D} \tag{5}$$

베어링에 예압이 가해질 경우, 다음 Fig. 3과 같이 베어링의 볼은 베어링의 외륜과 내륜에 타원의 형태로 접촉하게 된다. 최대 접촉 면적을 통해 최대 허용 예압량을 구하게 되므로, 최대 접촉 면적을 구하기 위해선,  $\theta_o$ 와  $\alpha$ 값이 필요하며, 이는 다음과 같이 정의된다.

$$\theta_o = \cos^{-1}\left(1 - \frac{d_o - d_i}{D}\right), \quad \sin(\theta_o - \alpha) = \frac{2\alpha_o}{D},$$

$$\alpha = 0.0236a^* \left(\frac{Q}{\sum \rho_o}\right)^{1/3} \tag{6}$$



**Fig. 3** Override land  $\theta_o$  and contact angle  $\alpha$

위의 계산식 중,  $Q$ 와  $\sum \rho_o$ 는 다음의 식으로 정의된다.

$$Q = \frac{F_a}{Z \sin \alpha} \quad (7)$$

$$\sum \rho_o = \frac{1}{D} \left( 4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma} \right), \quad \gamma = D \frac{\cos \alpha}{d_m} \quad (8)$$

또한,  $a^*$ 는 아래와  $F(\rho)_o$ 을 구해, 실험적으로 얻은 값인 Fig. 4에서 찾아 사용한다.

$$F(\rho)_o = \frac{\frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}}{4 - \frac{1}{f_o} - \frac{2\gamma}{1+\gamma}} \quad (9)$$

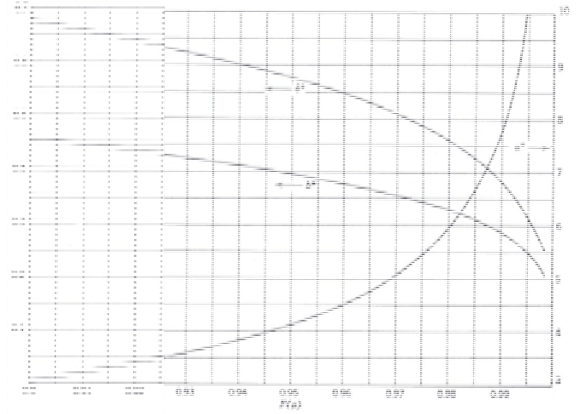
위의 식들을 이용하여 아래와 같은 식으로 표현할 수 있게 된다.

$$F_{ao} = Z \sin \alpha \sum \rho_o \left[ \frac{D \sin(\theta_o - \alpha)}{0.0472} \right]^3 \quad (10)$$

$$\frac{F_a}{Z D^2 K} = \sin \alpha \left( \frac{\cos \alpha^\circ}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1.5} \quad (11)$$

위의 두 식을 하나의 식으로 만들고, 각 변수값을 대입하면, 다음과 같다.

$$\sin(\theta_o - \alpha) = 0.0472 \frac{\alpha_o^* K^{1/3} \left( \frac{\cos \alpha^\circ}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1.5}}{(D \sum \rho_o)^{1/3}} \quad (12)$$



**Fig. 4** Relationship between  $F(\rho)_o$  and  $\alpha^*$

여기서  $K$ 는 Jones's axial deflection 상수 이다. 이는 베어링의 B를 구하여 아래의 그래프에서 값을 찾아 사용한다. 위의 식을 만족하는  $\alpha$  값을 이용하여, 최종적으로 최대 허용 예압을 구할 수 있다.[3][4]

$$\begin{aligned} \frac{F_a}{Z D^2 K} &= \sin \alpha \left( \frac{\cos \alpha^\circ}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1.5} \quad (13) \\ \Rightarrow F_a &= \sin \alpha \left( \frac{\cos \alpha^\circ}{\cos \alpha} - 1 \right)^{1.5} Z D^2 K \end{aligned}$$

### 3. 베어링 오일 윤활

#### 3.1 베어링 윤활의 목적과 방법

구름베어링의 윤활목적은 베어링 내부의 마찰 및 마모를 줄이고, 피로수명을 연장시키며, 마찰열을 방출 및 냉각시키는데 있다.

그 방법으로는 사용 조건과 목적에 따라, 크게 그리스 윤활과 오일 윤활의 두 가지가 있다. 그리스 윤활은 구조를 간략화 할 수 있다는 장점이 있지만, 오일 윤활에 비해 윤활제의 유동성 및 교체, 그리고 먼지의 여과 여부에 있어서 그 성능이 떨어진다는 단점이 있다. 따라서, 본 연구에서는 정밀한 자세제어를 위한 베어링 성능의 향상 및 유동적인 오일 양 변화 실험을 위하여 그리스 윤활 대신 오일 윤활을 사용하였다.

### 3.2 오일 윤활제의 특성

베어링의 윤활제로 오일을 사용하는 경우, 베어링의 볼과 레이스 사이의 유막에 따라 베어링의 마찰계수 및 수명이 변하게 된다. 아래의 그림은 유막의 두께에 따른 마찰계수의 변화를 나타낸 그래프이다.

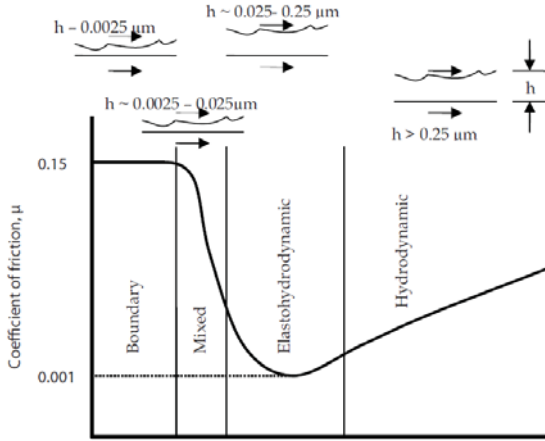


Fig. 5 Stribeck curve in Oil Lubrication

위의 그래프와 같이 Elastohydrodynamic(EHD)의 영역에서 가장 낮은 마찰계수를 보이게 되고, 그 이상일 경우에 수명이 보장된다. 그러므로, 반작용 휠용 베어링의 경우, 오일의 양을 EHD 이상으로 유지시키는 것이 중요하다. 또한, 우주환경에서 오일 윤활제를 사용할 경우, 오일이 증발하게 되고, 이로 인하여 베어링 모듈의 완전한 밀봉이 아닐 경우에, 반작용 휠의 구동시 빠져나가게 되는 경우가 생기게 된다. 이런 경우, 유막이 EHD 이하로 떨어지게 되면, 마찰계수의 증가와 수명 감소의 원인이 되므로, 증발 및 소모되는 양을 측정하여 그만큼 오일을 추가해 주어야 한다.

## 4. 이론 분석 방법

### 4.1 3차원 외란(Disturbance) 측정

회전체인 휠이 구동을 하는 동안, 베어링 내부 구조 및 베어링과 휠 간의 유격으로 인하여 외란이 발생하게 된다. 이러한 외란은 반작용 휠의 성능에 영향을 미칠 뿐만 아니라, 나아가 수명에도 영향을 미칠 수 있다. 따라서, 본 연구에서는 예압의 크기 변화에 의한

외란을 추정하기 위하여 외란 측정 장치를 사용하였다. 외란 측정 장치는, 다음 그림과 같이 3축의 힘을 동시에 측정할 수 있는 다축 로드셀 4개로 구성되어, X축, Y축, Z축의 힘 및 토크를 동시에 측정할 수 있도록 설계되었다.

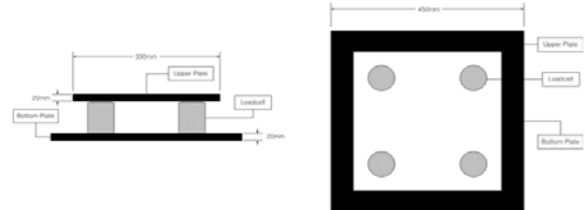


Fig. 6 Schematic diagram of 3-axis 3-dimensional table

### 4.2 Run-down Test

예압 또는 오일 양에 따른 베어링의 마찰계수는, 반작용 휠의 Run-down Test를 이용하여 추정할 수 있다. Run-down Test는 반작용 휠을 최대 RPM까지 구동시킨 후, 코일에 흐르는 전류를 전원을 차단시켜 휠에서 발생하는 토크를 억제시키는 실험으로써, 베어링이 고유의 마찰력으로만 휠을 정지시켜 베어링 고유의 마찰계수를 추정할 수 있다.

우선, 모터의 기계적인 운동방정식은 다음과 같은 식으로 표현할 수 있다.

$$T = J \frac{dw_r}{dt} + Dw_r + T_L \quad (14)$$

- $T$ : Motor Torque
- $J$ : Flywheel's Momentum of Inertia
- $\omega_r$ : Flywheel's rev
- $D$ : Bearing's Coefficient of friction
- $T_L$ : Load Torque

Run-down Test를 통하여  $T = 0$ 으로 놓고, 일반적으로 많은 Noise를 포함하고 있는 실험데이터를 수식화한 후, 미분하여 다음과 같은 마찰토크  $T_F$ 를  $\omega_r$ 에 대한 일차식으로 표현할 수 있다.

$$T_F = J \frac{dw_r}{dt} = -Dw_r - T_L \quad (15)$$

위의 식에서 Run-down Test를 통하여 얻은 RPM을  $w_r$ 항에 대입하면, 베어링의 마찰계수  $D$ 를 추정할 수 있다.[5][6]

### 5. 실험 방법 및 결과

#### 5.1 베어링 예압에 따른 마찰계수 측정

본 연구에서는 608규격의 베어링을 사용하였으므로, 그에 맞는 치수를 Fig. 1에 대입하면, 다음의 최대 허용 예압을 계산할 수 있다.

**Table 1** Deep groove ball bearing 608's dimensions

Inner raceway diameter, $d_i$	11.20 mm
Outer raceway diameter, $d_o$	19.135 mm
Ball diameter, $D$	3.96 mm
Number of balls, $Z$	7.00 mm
Inner groove radius, $r_i$	2.01 mm
Outer groove radius, $r_o$	2.01 mm
Bearing pitch diameter, $d_m$	15.1675 mm
Diametral clearance, $P_d$	0.0150 mm

**Table 2** Contact angle and Maximum allowable preload

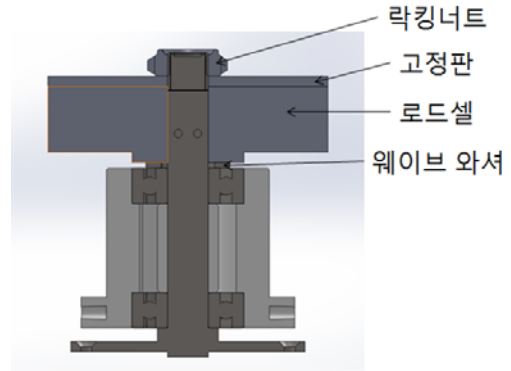
Contact angle, $\alpha$	30.1452 deg
Maximum allowable preload, $F$	12.7950 N

본 연구에서는 2개의 Bearing을 사용하였으므로, 총 최대 허용 예압은 다음과 같다.

$$2 \times F = 2 \times 12.7950 = 25.5900 \text{ N} \quad (16)$$

따라서, 최대 허용 예압보다 낮은 예압을 순차적으로 늘리면서 Run-down Test를 실행하여 베어링의 마찰계수를 측정하였다.

우선, 베어링의 예압 변화를 측정하기 위해, 베어링 모듈 위에 로드셀을 장착하여 예압을 측정할 수 있도록 구성하였으며, 그 구성은 다음과 같다.



**Fig. 7** Conceptual diagram of preload measuring device

위의 실험 장치에서 락킹 너트를 이용하여 예압을 2N부터 9N까지 증가시키면서 Run-down Test를 진행하였으며, 그 신뢰도를 높이기 위하여 각 예압 당 10회 반복 실험한 후, 그 결과를 평균하여 도출한 베어링의 마찰계수는 다음과 같다.

**Table 3** Friction Coefficient of the Preload

베어링 예압	베어링 마찰계수 ( $\times 10^{-5}$ )
2N	0.99943
3N	1.03837
4N	1.09217
5N	1.10031
6N	1.08937
7N	1.18543
8N	1.13682
9N	1.14698

위의 실험 결과는 Load Torque라는 Noise도 포함하고 있기 때문에, 이를 수치화하여 예압에 대한 일차식으로 나타내면, 다음의 그래프와 같이 예압이 증가하면, 마찰계수가 선형적으로 증가하는 경향을 나타낸다.

#### 5.2 베어링 예압에 따른 외란 측정

예압에 따른 외란을 측정하기 위하여, 다음 그림과 같이 외란측정 테이블에 반작용 휠의 예압측정 장치를 설치하였다.

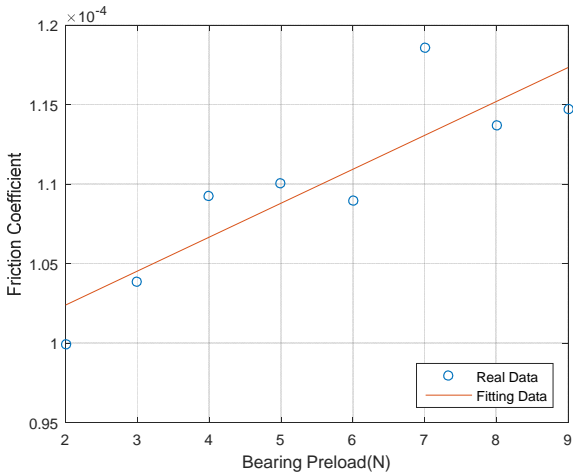


Fig. 8 Friction Coefficient Changes of the Preload

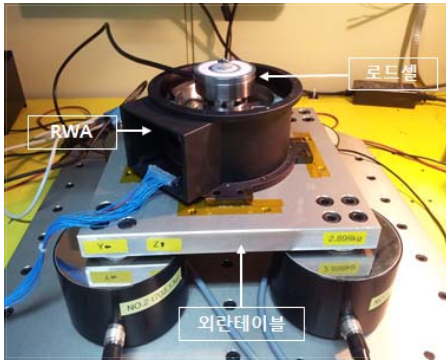


Fig. 9 Configuration of the preload test device

Run-down Test와 같이 예압을 2~9N 까지 1N 단 위로 변화시키면서 휠을 구동했을 때의 외란을 측정하였으며, 신뢰성을 높이기 위하여 10회 반복한 후 평균을 내어 그 결과를 확인하였다.

실험 결과, 예압이 증가함에 따라 외란이 감소하는 경향을 보이며, 휠의 축 방향은  $F_z$ 와  $T_z$ 를 제외한 나머지 방향의 외란은 예압이 7N일 때 가장 작은 값을 가지고, 그보다 큰 예압을 가하였을 때 다시 증가하는 것을 확인 하였다.

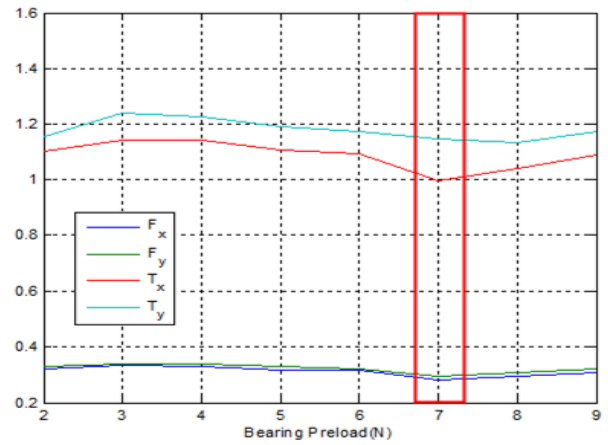


Fig. 10 Disturbance Changes of the Preload

### 5.3 베어링 오일 양에 따른 마찰계수 측정

적정 오일 양은 사용되는 베어링과 오일에 따라 다르기 때문에, 실험적으로 EHD 영역이 되는 양을 도출할 수 있다. 본 연구에서는, 베어링의 오일의 양을 점차적으로 증가시켜, Run-down Test를 통해 베어링의 마찰계수를 추정하는 방식으로 진행하였다.

Run-down Test의 결과는 Fig.11같으며, 이를 미분하여 Fig.12와 같이 Bearing Friction Torque를 Wheel Speed에 관한 그래프를 도출할 수 있다. 그 결과를 식 15에 대입하여 베어링의 마찰계수를 추정할 수 있다.

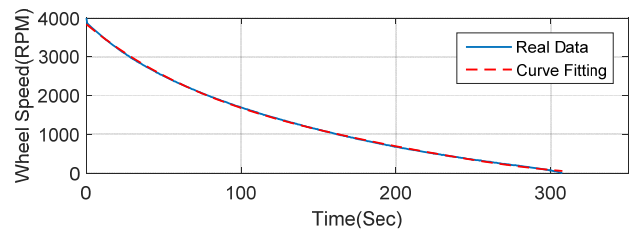


Fig. 11 Bearing Rundown Data

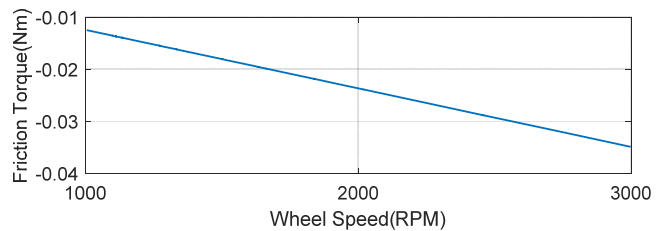


Fig. 12 Bearing Friction Torque

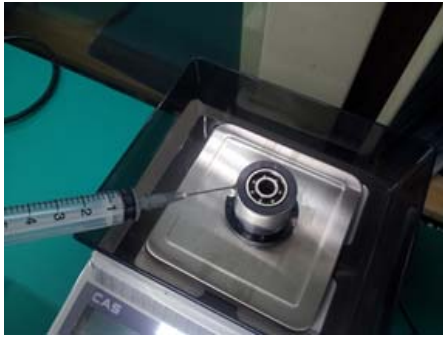


Fig. 13 Adding the oil

본 연구에서는, 베어링 2기에 각각 오일을 4~12mg 까지 2mg씩 추가하며 실험을 진행하였고, 신뢰성을 높이기 위하여 4가지 베어링 세트를 각 10회 반복 수행하여 그 결과를 도출하였다.

실험 결과, Fig.14와 같이 4번의 실험과정에서 마찰 계수가 가장 적은 최적의 오일의 양에는 베어링마다 차이를 보이나, 4~8mg 일 경우에 앞서 설명했던 EHD 조건을 만족하는 그래프 경향을 보이며, 그 이상의 오일을 주입했을 때에는 오히려 마찰계수가 증가하는 경향을 보였다.

실험 중, 실험 3번과 4번에서는 8mg 이상에서 마찰 계수가 증가하는 경향을 보여, 12mg과 14mg의 경우를 추가로 테스트 하지 않았다.

Table 4 Friction Coefficient of the Oil Level

Oil의 양 (mg)	마찰계수 ( $\times 10^{-6}$ )
4	5.47
6	4.78
8	4.00
10	5.01
12	7.37
14	9.00

## 6. 결 론

본 논문에서는 베어링에 예압을 가했을 때와 베어링 내부의 오일의 양을 변화시켰을 때, 베어링의 마찰계수와 베어링에 작용되는 외란의 크기 변화를 추정하였다. 우선, 예압을 가했을 때 마찰계수는 예압이 증가할수록 증가하는 경향을 보이는데, 이는 예압이 증가할수록 베어링 볼과 웨드론의 접촉각이 커지고, 그에 따라 접촉면이 넓어지기 때문이다. 또한, 예압이 가해졌을 때 외란의 크기는 7N까지 감소하다가 7N이후로는 증가하는 경향을 보인다. 이는 베어링 자체의 유격이 존재하기 때문에, 압입력이 너무 적으면 슬립현상들이

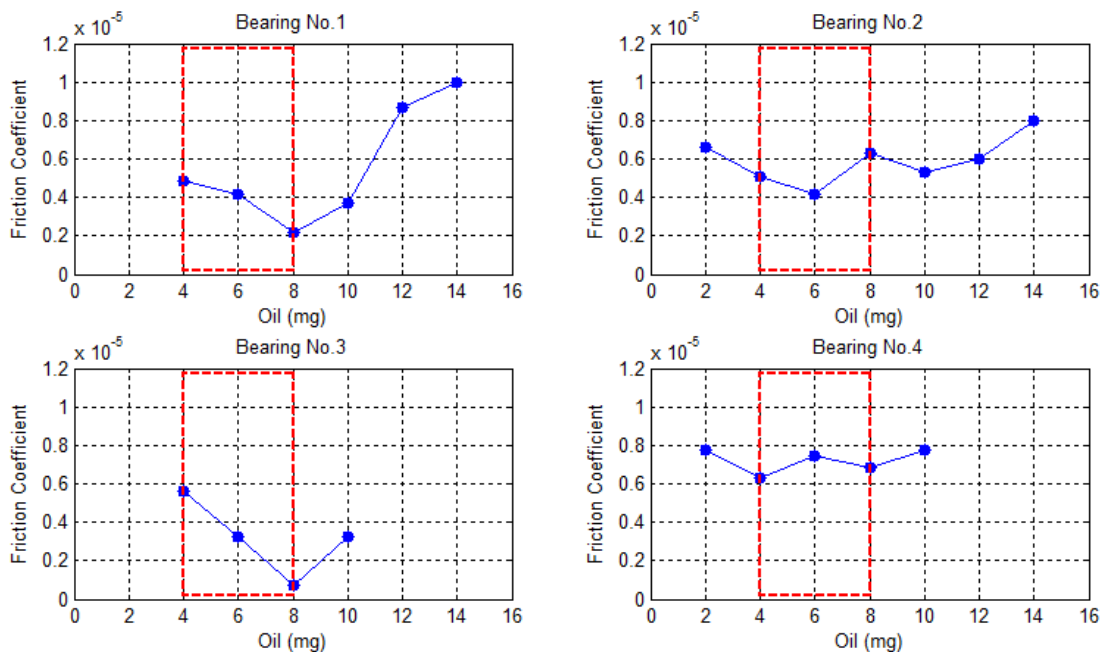


Fig. 14 Friction Coefficient Changes of the Oil Level

발생하여 외란에 영향을 미치기 때문이다. 그러나 압입력이 일정 이상을 넘어가게 되면, 베어링 자체의 마찰이 강해지기 때문에 외란이 다시 증가하게 된다. 마지막으로, 오일의 양과 베어링 마찰계수의 관계를 살펴보면 4~8mg 이전 까지 계속 마찰계수가 감소하다가, 그 이후로 증가하는 경향을 보인다. 이는 베어링 유막 특성에 의한 마찰계수 관계 그래프에서 볼 수 있듯이, EHD 지점에 도달했을 때의 마찰계수가 가장 작기 때문이다.

베어링의 마찰계수와 외란크기는 반작용 휠의 성능 여부에 큰 영향을 미칠 뿐만 아니라, 나아가 반작용 휠 자체의 수명에 영향을 미치게 된다. 따라서, 본 논문의 결과는 반작용 휠의 설계 과정에 있어서 그 성능을 최대한으로 향상시킬 수 있다는 것을 보여준다.

그러나, 현재 보유한 기술로는 베어링의 수명향상에 큰 영향을 미치지 못하며, 앞으로 Reservoir 등에 대한 추가적인 연구가 필요하다.

## 후 기

“본 논문은 국방광역감시 특화연구센터 프로그램의 일환으로 방위사업청과 국방과학연구소의 지원으로 수행되었습니다.”

## 참 고 문 헌

- [1] H. G. Lee, “Reaction Wheel Friction Compensation Scheme and Its Performance Verification in Space Operations,” *Journal of Aerospace System Engineering*, pp. 966-969, Nov. 2009.
- [2] NSK Bearing Catalog, “Rolling bearing 1,”
- [3] C. H. Kim and D. H. Choi, “A Study of the Determination of the Optimal Perload about the Miniature Ball Bearing for the VHS VTR Head Drum Assembly,” *The Korean Society of Mechanical Engineers*, pp. 703-710, 1991.
- [4] T. A. Harris, *Roller bearings analysis*, John Wiley & Sons, Chichester, 1984.
- [5] J. S. Lee, Y. H. Choi, J. C. Kim, D. I. Cheon and

H. S. Oh, “Estimation of friction Due to Temperature Change for FM Reaction wheel of STSAT-2C,” *Journal of Aerospace System Engineering*, 2013

- [6] V. Carrara, A. G. Silva, H. K. Kuga, “A Dynamic Friction Model for Reaction Wheels,” *IAA-AAS-DyCoSS1-04-06*
- [7] University-Industry Cooperation Foundation of Korea Aerospace University, “Development of Prerequisite Elementary Technologies for Spacecraft Momentum Wheel,” *Space Core Technology Development program*, pp. 124-144, 2014

## 저 자 소 개



**김 지 철**

2009년 한국항공대 기계공학과 졸업.  
2011년 동 대학 석사과정 졸업. 2012~현재 동 대학원 항공우주 및 기계공학과 박사과정. 관심분야는 제어 및 동역학



**윤 진 혁**

2015년 한국항공대 기계공학과 졸업.  
2015년~현재 동 대학 항공우주 및 기계공학과 석사과정. 관심분야는 제어 및 동역학



**이 준 용**

2014년 한국항공대 기계공학과 졸업.  
2014년~현재 동 대학 항공우주 및 기계공학과 석사과정. 관심분야는 제어 및 동역학



**오 화 석**

1980 한국항공대 항공기계공학과 졸업.  
1988/1992년 Texas A&M University 석사/박사 졸업. 1997년~현재 한국항공대 항공우주 및 기계공학과 교수.  
연구 관심분야는 제어 및 동역학