

# 실험적 방법을 통한 고정밀 감속기의 소음 저감 Noise reduction of a high precision gearbox based on experimental study

이규호† · 김우형\* · 정진태\*\*  
Kyuhoo Lee, Woohyung Kim, Jintai Chung

**Key Words :** the high precision gearbox(고정밀 감속기), the gear exciting frequency(기어 가진 주파수), the signal analysis(신호 분석)

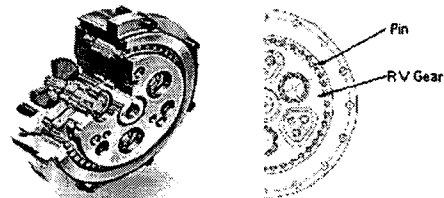
### ABSTRACT

Noise reduction the noise of a high precision multi-stage gearbox applied at the industrial robot is investigated by experiment such as the modal test and the signal analysis. The signal analysis performed with the waterfall plot representing the power spectrum as a function of the rotating speed. An eccentric load is installed at the gearbox in order to organize similar condition used in the industrial robot. Exciting sources are found out by the waterfall plot, and then the main factor to make the noise is distinguish. For the low-noise gearbox, the gear design parameter is modified and this gearbox is experimented in the same procedure. The results of the test show the noise level of gearbox reduced.

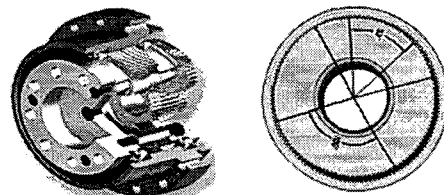
## 1. 서론

감속기는 각종 기계 장치의 구성품으로 많이 사용되고 있으며, 감속기의 특성에 따라 시스템의 성능에 큰 영향을 미치게 된다. 특히, 고정밀 감속기는 일반적인 감속기에 비하여 높은 감속비를 구현해야 하고, 높은 반복 정밀도 및 기계의 추세에 따라서 경량화의 특성을 만족해야 한다. 이러한 이유로 인하여 고정밀 감속기는 로봇에서 관절을 구성하는 요소로 많이 사용된다. 로봇 산업의 발전에 따라서 수요도 증가한 반면, 좀더 정밀하면서 정숙한 제품을 선호하는 소비자들의 추세에 따라 감속기의 소음 및 진동의 특성이 중요시 되고 있다. 일반적으로 로봇에서 요구되는 감속기의 성능은 다음과 같다. 첫째, 감속비가 클수록 큰 토크를 발생시키기 때문에 높은 감속비를 요구한다. 서보센서를 위치센서로 사용하는 경우 위치의 분해능력이 높아져 위치제어의 정도가 향상되는 이점이 있다. 둘째, 운동의 정도를 보증할 수 있도록 로스트 모션(Lost motion)이 적어야 한다. 셋째, 로봇의 자중을 경감하고 안정성을 확보할 수 있도록 소형, 경량의 특성이 요구된다. 이와 같은 성능을 나타내고 유지하기 위해서는 로봇의 기구적 특성을 결정짓는 감속기의 특성이 중요시 되며, 특히 소음 및 진동은 감속기의 성능을 나타내는 주요한 인자로 부각되고 있다.

일반적으로 많이 사용되고 있는 고정밀 감속기는 크게 1 단 감속기와 2 단 감속기로 구분할 수 있다. 현재 사용되고 있는 1 단 감속기로는 Harmonic Drive, Cyclo Drive(FA) 등이 있으며, 2 단 감속기로는 RV Drive, Cyclo Drive(FR) 등이 대표적이다. 1 단 감속기는 동력을 받는 부분과 전달하는 부분이 같이 맞물려 감속을 하고, 2 단 감속기는 동력을 받는 부분과 동력을 전달하는 부분이 분리되어 있다. 이와 같은 이유로 1 단 감속기는 부하가 많이 걸리는 부분에는 취약한 반면에 2 단 감속기는 부하가 많이 걸리는 부분에 널리 사용되고 있다. 연구의 대상이 되는 감속기는 내접식 유성치차 구조를 가지고 있는 2 단 감속기를 대상으로 감속기에서 발생하는 소음 및 진동의 경향을 분석하고 감속기의 기계적 성능을 저하시키지 않는 범위에서 실험적 방법을 통하여 감속기를 분석하고 소음 및 진동에 취약한 부분을 보완하여 저 소음 및 저 진동 감속기를 만들고자 한다.



[그림. 1] RV 감속기



[그림. 2] 내접식 유성 치차 감속기

† 한양대학교 기계공학과 대학원  
E-mail: hy99lkh@ihanyang.ac.kr  
Tel : (031) 501-4590, Fax : (031) 501-4590

\* 한양대학교 기계공학과 대학원  
\*\* 한양대학교 기계정보경영공학과

본 연구에서는 감속기의 구동 메커니즘을 파악하여 작동하는 도중에 발생 할 수 있는 소음 및 진동 가진 주파수를 파악하여 실험을 통해 발생하는 신호를 검출할 것이다. 실험은 주로 신호분석 실험법을 이용할 것이며, 이를 통하여 감속기에서 발생하는 소음영향 인자와 진동영향 인자를 구별하여 저 소음 감속기를 위한 방안을 제시할 것이다.

## 2. 고정밀 감속기

### 2.1 고정밀 감속기의 분류

일반적으로 많이 사용되고 있는 대표적인 고정밀 감속기는 RV 감속기[그림. 1]와 내접식 유성치차 감속기[그림. 2]이다. 두 종류의 감속기 모두 2 단 치차 구조를 가지고 있는데 1 단 치차로 동력을 전달 받아 2 단 치차에서 주로 감속을 하는 형태이다. 두 감속기는 모두 1 단 치차부에 유성치차를 가지고 있지만, 2 단 치차부는 Cycloid 형태의 RV Gear 와 내접식 유성치차를 가지고 있다는 차이를 가지고 있다. 서로 다른 구조를 가지고 있음에도 불구하고 두 감속기 모두 소치수차를 가지면서 구동하는 회전운동을 병진운동으로 변화시켜 감속을 시킨다.

### 2.2 구동 메커니즘

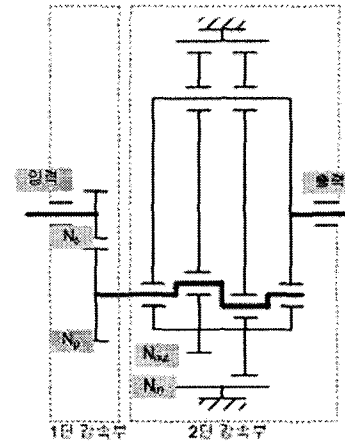
일반적인 고정밀 감속기는 다단 구조[그림. 3]를 가지고 있다. 1 단 치차부는 유성치차 구조를 가지며 모터로부터 동력을 전달 받고 안정적으로 2 단 치차부에 동력을 전달한다. 2 단 치차부는 소치수차의 내접식 치차의 형태를 가지고 있는데 일반적으로 RV 감속기는 40 개의 내치차 39 개의 외치차를 가지고 있으며, 내접식 유성감속기는 264 개의 내치차 260 개의 외치차를 가지고 있다. 2 단 치차의 구동 메커니즘은 1 단 치차로부터 동력을 전달받아 편심 크랭크 축을 회전시켜 2 단 외치차가 평면 운동을 RV 감속기의 경우 1 개의 치차 단위, 내접식 유성치차의 경우 4 개의 치차 단위로 물려 가면서 감속을 한다.[그림. 4]

### 2.3 고정밀 감속기의 감속비

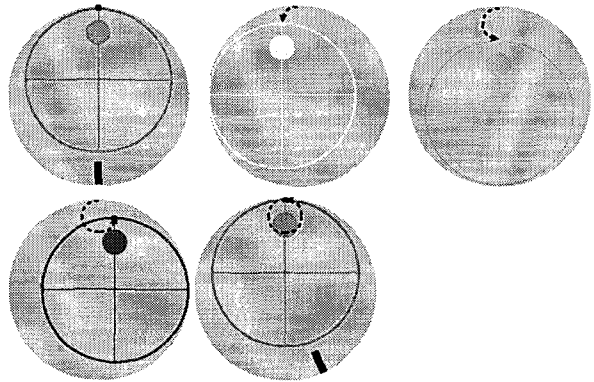
RV 감속기와 내접식 유성감속기 모두 2 단 치차 구조로 구성되어 있다. 외부 입력으로부터 1 단 치차부를 구동시킨 후 편심축에 의하여 2 단 치차부를 구동시킨 후 출력축을 회전 시킨다.

#### a) 1 단 감속부

$$\text{감속비: } r_1 = N_s / N_p$$



[그림. 3] 감속기의 내부 구조



[그림. 4] 2 단 치차의 구동 원리

#### b) 2 단 감속부

$$\text{감속비: } r_2 = 1 / N_{out}$$

#### c) 전 감속비

$$R = 1 + (N_p / N_s) N_{in}$$

##### i) 케이스 고정, 출력축 회전

$$I = 1 / R$$

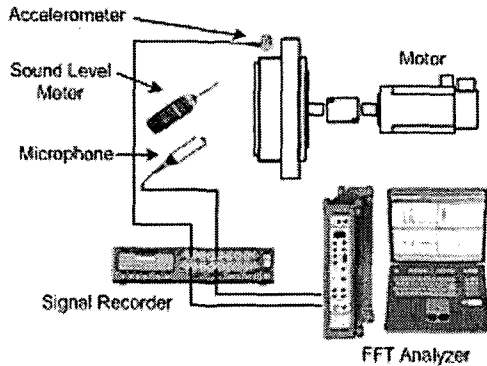
##### ii) 출력축 고정, 케이스 회전

$$I = 1 / (R - 1)$$

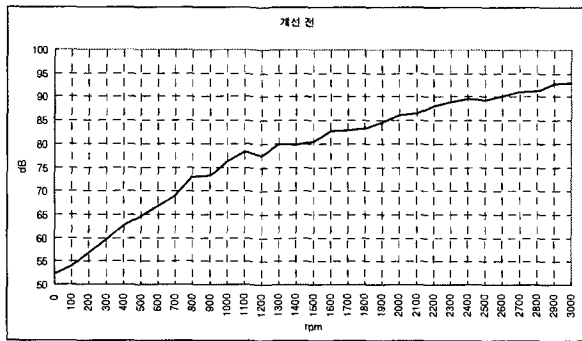
## 3. 소음 및 진동 실험

### 3.1 신호 분석 실험

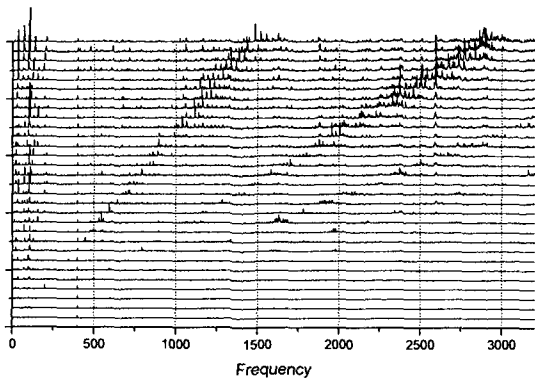
본 연구에서 실험 대상이 되는 고정밀 감속기는 내접식 유성 치차구조의 감속기로 93.4:1 의 감속비를 가지는 것을 대상으로 연구를 수행하였다. 고정밀 감속기에 대한 신호 분석 실험은 가속도계 마이크로폰, 소음계를 이용하여 소음 및 진동의 정도를 측정한다.[그림. 5] 또한 실제의 구동되는 상태를 재현하기 위하여 모터 출력부에 감속기의 용량의 60%정도의 편심부하를 장착하여 실제 구동되고 있는 것과 유사하게 구성하였다.



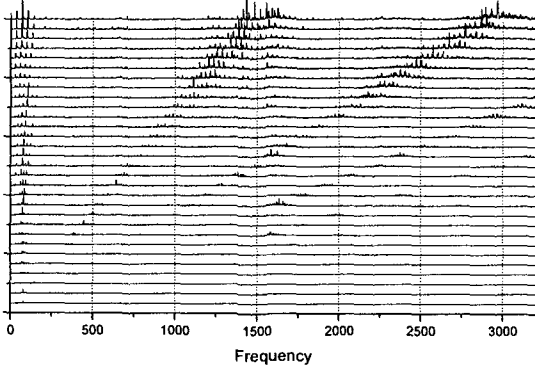
[그림. 5] 실험 장치 구성도



[그림. 6] 개선 전 감속기의 소음 Level



[그림. 7] 개선 전 감속기의 소음 Waterfall Plot



[그림. 8] 개선 전 감속기의 진동 Waterfall Plot

[표. 1] 개선 전 감속기의 가지 주파수

1단 치차		2단 치차					
Shaft	GMF	Shaft	GMF	Shaft	GMF	Shaft	GMF
$\omega$	$29.7\omega$	$0.71\omega$	$29.7\omega$	$0.011\omega$	$0.7\omega$	0	$0.7\omega$

### 3.2 Shaft Frequency & GMF

[표. 1]은 신호 분석 실험을 통하여 얻어진 감속기의 특성을 분석하기 위하여 작성한 주파수 맵이다. 감속기의 구동 메커니즘을 이용하여 각 요소품의 회전 속도비를 구하고, 입력축을  $\omega$ 라 하고 이에 대하여 감속기에서 발생하는 주파수를 비율로 나타낸 것이다. GMF(Gear Mesh Frequency)는 기어 가진 주파수라 하여 축이 회전할 때 기어가 맞물리는 정도를 나타내는 것이다.

## 4. 측정 결과 및 저감 대책

### 4.1 소음 및 진동 측정

소음계를 이용하여 모터의 속도를 증가시키면서 감속기에서 발생하는 소음을 측정한 결과는 [그림. 6]과 같다. 정격 rpm 인 3000rpm 에서의 소음은 93dB 를 나타내고 있다. 이는 정속한 상태를 요구하는 로봇에서는 수용할 수 없는 결과이기 때문에 개선을 해야 한다. 또한 [그림. 7]은 Microphone 을 이용하여 감속기의 구동 상태에서 소음 신호를 채집한 결과이며 이는 [그림. 8]의 진동 측정 결과와 같은 경향을 보이고 있다.

GMF 표에서 보는 바와 같이 축의 회전수를  $\omega$ 라 할 때 1 단 치차에 의해 발생하는  $29.7\omega$ 성분이 소음을 유발하는 주요 회전 차수인 것을 알 수 있으며, 이 성분의 2X 성분도 확인 할 수 있다. 감속기에서 공진에 의한 소음의 증폭은 나타나지 않는다.

### 4.2 소음 저감 대책

실험에 의하여 측정된 정격 rpm 에서의 감속기의 소음은 93.4dB 인 것은 [그림. 6]을 통하여 알 수 있다. 이는 소음계를 통하여 측정된 결과이므로 A-weighting 상태에서 측정된 overall sound level 이다. A-weighting 은 사람의 귀에 민감하게 반응하는 신호를 증폭 시킴으로써 사람이 실제로 듣는 소음의 정도를 나타내어 준다. 이러한 이유로 소음의 정도를 저감 시키기 위해서는 감속기에서 발생하는 소음의 주파수가 A-weighting 의 범위를 피하면 발생하는 소음의 크기는 줄어들 것이다.

감속기에서 발생하는 가진 주파수는 축의 회전

수에 치차의 잇수를 곱하여 가진 주파수가 결정된다. 그러므로 기어의 잇수를 변경하여 감속기를 구동시키면 소음이 줄어들 것이다.

또한, [그림. 7]과 [그림. 8]을 살펴보면 감속기가 구동하면서 많은 sideband 성분을 나타내고 있는 것을 알 수 있다. Sideband 를 유발하는 이유는 기어의 체결력 약화, 제작 및 조립시 발생하는 편심등과 같은 외적 요인에 의하여 발생한다. [그림. 7], [그림. 8]의 결과를 살펴보면 소음신호와 진동신호는 유사한 경향을 가지고 있으므로 소음을 저감 시키기 위해서는 sideband 를 억제하여 감속기에서 발생하는 진동을 저감 시키면 될 것이다.

### 5. 개선된 감속기의 소음 저감 평가

#### 5.1 소음 저감을 위한 감속기의 개선 사항

기존의 감속기의 소음을 저감 시키기 위해서 감속기의 가진 주파수 영역의 변경과 sideband 를 억제하는 방안을 제시하였다. 감속기의 가진 주파수 영역의 변화를 주기 위하여 기어의 잇수와 감속비를 변경하였다. 기존 감속기의 1 단 치차의 가진 주파수가 29.7 $\omega$ 에서 23.7 $\omega$ 로 변경되었다. [표.2] 또한 감속기에서 가장 고속으로 회전하는 1 단 치차부의 체결력을 높이기 위하여 기존의 볼 베어링에서 축 방향의 강성을 높이기 위하여 테이퍼 롤러 베어링을 사용하였다.

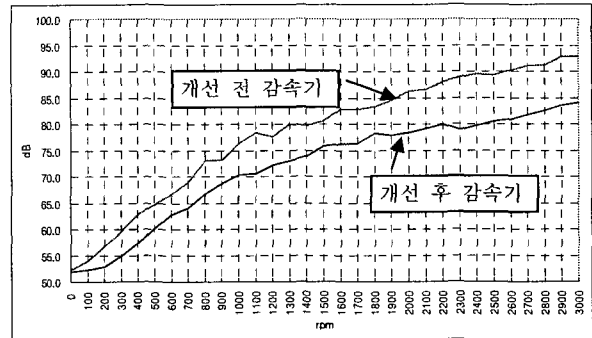
#### 5.2 소음 및 진동 측정

개선전 감속기와 동일한 조건에서 소음 평가 실험을 수행 하였다. [그림. 9]의 소음 측정 결과를 보면 개선 전 감속기와 개선 후 감속기의 소음 정도를 비교할 수 있다. 개선 방안을 적용 한 결과 기존의 93.4dB 에서 84.1dB 로 소음이 감속한 것을 확인 할 수 있다.

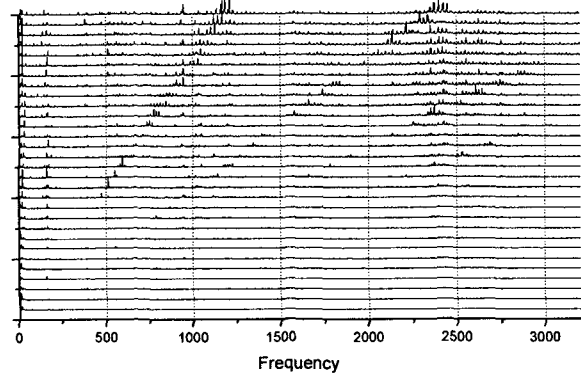
[그림. 10], [그림. 11]은 개선된 감속기의 소음 및 진동 신호를 채집한 결과이다. 두 실험 결과를 통하여 기어 가진 주파수가 변한 것을 확인 할 수 있다. 하지만 변화의 정도가 미약하여 소음의 정도를 낮추는 것에는 크게 기여 한 것 같지 않다. 기어 가진 주파수 29.7w 가 정격 rpm 에서 약 1500Hz 를 나타내고 있는데, 이를 기어의 모듈 및 잇수의 변화를 통하여 절반 수준으로 변화시키면 더 많은 소음을 저감 시킬 것이다. 또한 [그림. 11]은 개선 전 감속기의 진동신호[그림. 8]에 비하여 진동이 크게 감소한 것을 확인 할 수 있다. 이는 기어의 축 강성의 증가로 인하여 좀더 안정적으로 작동한 것을 볼 수 있다.

[표.2] 개선 후 감속기의 가지 주파수

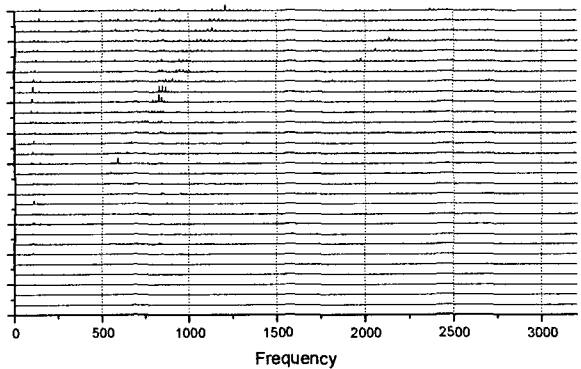
1단 치차				2단 치차			
Shaft	GMF	Shaft	GMF	Shaft	GMF	Shaft	GMF
$\omega$	23.7 $\omega$	0.71 $\omega$	23.7 $\omega$	0.011 $\omega$	0.5 $\omega$	0	0.5 $\omega$



[그림. 9] 개선 후 감속기의 소음 Level



[그림. 10] 개선 전 감속기의 소음 Waterfall Plot



[그림. 11] 개선 전 감속기의 진동 Waterfall Plot

## 6. 결론

고정밀 감속기의 소음을 저감 시키기 위하여 실험적 방법을 이용하였다. 감속기의 구동 특성을 분석하여 감속기에서 발생하는 가진 주파수를 분석하였다. 규명된 가진 주파수를 통하여 소음 및

진동의 신호 분석 실험을 통하여 소음이 진동 신호로부터 발생하는 것을 확인하였으며 소음을 가장 크게 유발 시키는 인자를 구별하였다. 실험 분석 결과 감속기의 1 단 치차가 가장 큰 소음을 발생 시키는 것을 확인 하였다.

감속기의 소음을 저감시키기 위하여 두 가지의 개선 조치를 수행하였다.

- ① 정격 rpm 구동 상태에서 A-weighting 영역을 피하도록 가진 주파수를 변경.
- ② 감속기의 sideband 에 의한 진동을 억제하기 위하여 축 방향 강성의 증가

소음을 저감 시키기 위하여 감속기의 설계를 변경한 결과 감소기의 소음 Level 이 93.4dB 에서 84.1dB 로 저감 된 것을 확인할 수 있었다. 소음의 Level 뿐 아니라 신호 분석 실험 결과 sideband 가 억제되어 진동 신호가 안정된 것을 확인할 수 있었고, 이는 소음의 저감에 가장 크게 기여 하였다.

## 후 기

본 연구는 산업자원부의 2005 년도 부품·소재기술개발사업의 연구비에 의해 연구되었음.

## 참고문헌

- (1) 김우형, 정진태, 2004, "산업용 로봇 손목 동력 전달계의 동특성 해석 모델 연구", 춘계학술발표회 논문집, 한국소음진동공학회, pp. 164~168
- (2) 하태광, 1986, "감속기에 의한 로봇트 진동 특성 고찰", 한국자동제어학술지, vol. 1, pp. 149~152
- (3) 이성철, 오박균, 권오관, 1987, "로봇트용 내접 유성식 감속기의 설계에 대한 연구", 한국윤활학회지, vol. 3, No. 2, pp. 72~80
- (4) 전완주, 오박균, 1988, "주속식 감속기의 운동학 및 치형 해석", 한국윤활학회지, vol. 4, No. 2, pp. 60~67
- (5) 전완주, 오박균, 1989, "주속식 감속기의 치 강도 및 커터치형 해석", 한국윤활학회지, vol. 5, No. 2, pp. 107~112
- (5) 오세훈, 이종원, 전한수, 임상진, 1999, "하모닉 드라이브용 플렉스플라인의 응력 및 진동 해석", 대한기계학회논문집 A 권, 제 23 권, 제 8 호, pp. 1253~1260
- (6) J. Derek Smith, 2003, "Gear Noise and Vibration", Marcel Dekker, Inc.
- (7) Dudley's, 1992, "Gear Handbook, McGraw Hill
- (8) Chad Edward Fair, 1998, "Synchronous Sampling Sideband Order from Helical Planetary Gear Sets"
- (9) Paul D. Samuel, Joeseeph K. Conroy, and

Darryll J.Pines, 2004, "Planetary Transmission Diagnostics", NASA/CR-2004-213068

(10) Teik Chin Lim, Rajendra Singh, 1991, "Statistical Energy Analysis of a Gearbox with Emphasis on the Bearing Path", Noise Control Engineering Journal

(11) S.K. MALHOTRA and M.A. PARAMESWARAN, 1983, "Analysis of a cycloid speed reducer", Mechanism and Machine Theory, vol. 18, No. 6, pp. 491~499