

# 산업용 직각형 감속기의 소음 저감에 대한 연구

## A Study on Noise Reduction for an Industrial Right-angled Reducer

서 홍 승\* · 박 성 필\* · 정 진 태†

Hong Seung Seo, Sung Pil Park and Jintai Chung

(2011년 3월 24일 접수 ; 2011년 5월 20일 심사완료)

**Key Words** : Reducer(감속기), Gear Mesh Frequency(기어물림주파수), Vibration(진동), Noise Reduction(소음 저감), Structure Modification(구조 변경)

### ABSTRACT

In this study, noise sources of a reducer which is combined a spiral bevel gear and a planocentric gear are identified by experimental method and the noise was reduced by the structure modification of the reducer. In order to identify the noise sources, noise and vibration signals were measured by microphone and accelerometer and these signals were analyzed with waterfall plot. In addition, the frequency response functions were obtained to prove the noise and vibration sources. It was found that the resonance was generated by the gear mesh frequencies and natural frequency of the reducer. The noise of the reducer could be reduced by structure modification.

### 기 호 설 명

- $\omega$  : 모터 회전 속도(Hz)
- $\omega_{Bp}$  : 스파이럴베벨기어 피니언 회전 속도(Hz)
- $\omega_s$  : 태양치차 회전 속도(Hz)
- $\omega_p$  : 유성치차 회전 속도(Hz)
- $\omega_o$  : 외치차 회전 속도(Hz)
- $\omega_c$  : 캐리어 회전 속도(Hz)
- $N_{Bp}$  : 스파이럴베벨기어 피니언 잇수(개)
- $N_s$  : 태양치차 잇수(개)
- $N_p$  : 유성치차 잇수(개)
- $N_o$  : 외치차 잇수(개)

### 1. 서 론

이 연구는 스파이럴 베벨기어와 내접 유성기어를 결합한 고정밀 직각형 감속기의 소음 및 진동 원인 분석과 저감 방안에 대해 다루고 있다. 감속기는 기어 잇수비를 통해 모터의 고속/저출력 구동특성을 저속/고출력 구동특성으로 변환하여 큰 힘을 발생시키는 장치로써 산업 전반에 걸쳐 사용되는 기계 요소이다. 특히, 이 연구에서 다루고 있는 직각형 감속기는 공간 절약에 유리하고 설계가 편리한 장점을 가지고 있어 컨베이어 시스템, 자동화 장비, 로봇 매니플레이터 시스템 등에 매우 광범위하게 사용되어 진다.

최근에 작업환경의 정숙함이 요구됨에 따라 소음 및 진동 저감이 감속기 개발의 중요한 인자로 대두되고 있다. 특히 2단 감속기는 고정밀 고감속비의 성능을 요구하는 분야에서 널리 사용되는 시스템으로 그 구조가 복잡하고 많은 요소 부품을 가진다. 이러한 구조적 특징은 높은 소음 및 진동을 유발하며,

† 교신저자; 정회원, 한양대학교 기계공학과  
E-mail : jchung@hanyang.ac.kr  
Tel : (031)400-5287, Fax : (031)406-6964

\* 한양대학교 일반대학원 기계공학과

# 이 논문의 일부는 2011년 춘계 소음진동 학술대회에서 발표되어 우수논문으로 추천되었음.

이로 인해 작업자에게 불쾌감을 주는 것뿐만 아니라 고정밀 시스템에서 진동 제어의 어려움을 초래한다. 따라서 감속기의 진동을 제어하고 소음을 저감하는 것은 감속기의 성능 향상을 위해 반드시 해결하여야 할 중요한 과제이다.

기존에 수행된 연구는 기어 치에 대하여 강성변화나 치형오차를 고려한 운동방정식을 유도하고 진동 및 소음을 평가하였다. 또한 이를 이용하여 치형 수정량을 제시하거나 가공오차의 영향에 대한 최적설계에 대한 연구가 많이 이루어졌다<sup>(1-3)</sup>. 그러나 감속기에서 발생하는 소음을 정확하게 평가하기 위해서는 기어 소음뿐만 아니라 회전축의 어긋남에 의해 발생하는 진동, 조화 가진 성분과 공진에 의하여 가진원이 증폭되는 구조소음, 하우징의 공진 등을 고려해야 한다<sup>(4)</sup>. 아직까지 감속기만을 대상으로 하는 연구는 많이 이루어지지 않았고 직각형 감속기에 대해서는 더더욱 미흡한 실정이다.

이 연구에서는 직각형 감속기에서 발생하는 진동으로 인한 구조 소음의 원인이 되는 요소를 실험적으로 규명하고 저감방안을 제시하였다. 이를 위해 직각형 감속기의 소음 및 진동 신호 분석실험을 수행하여 감속기 시스템의 주요 가진 주파수와 공진 주파수 영역을 분석하였다. 공진의 원인이 되는 고유진동수를 판별하기 위해 모드 시험을 수행하였으며 유한요소해석 모델을 이용하여 이를 검증하였다. 마지막으로 구조 변경을 통한 소음 저감 방안을 제시하였다.

## 2. 직각형 감속기의 구조

이 연구에서 사용된 직각형 감속기의 구조를 Fig. 1에 나타내었다. 감속기는 크게 1단 감속부인 스파이럴 베벨기어 감속부와 2단 감속부인 2단 내접 유성치차 감속부로 구분할 수 있다. 2단 내접 유성치차 감속부는 유성치차부(planetary gear)와 내접치차부(planocentric gear)로 구분된다. 유성치차부는 태양치차 및 유성치차로 구성되고 내접치차부는 내치차와 외치차로 구성되어 있다. 태양치차, 유성치차, 내치차, 외치차의 기어 잇수가 각각 16, 22, 168, 166개로 내접 유성치차 감속부의 감속비는 116.5:1이다. 스파이럴 베벨기어 감속부는 피니언의 잇수가 18개, 기어의 잇수가 45로 2.5:1의 감속비를 가진다.

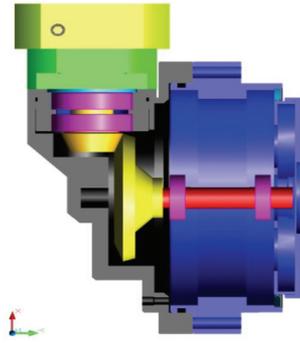


Fig. 1 The reducer designed right angle

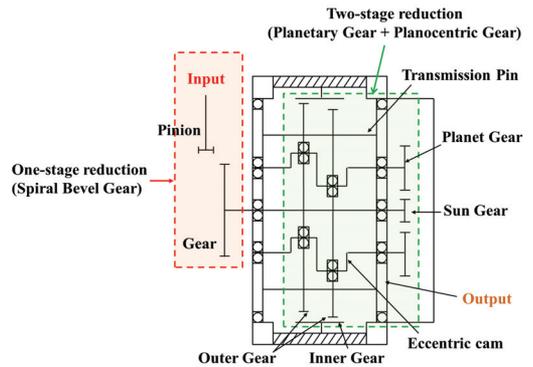


Fig. 2 Basic configuration of the reducer

Fig. 2는 직각형 감속기의 동력전달 메커니즘을 나타낸 그림이다. 동력전달은 서보모터에서 동력을 발생하여 1단 감속부인 스파이럴 베벨기어를 통해 감속이 되고 이는 2단 감속부의 태양치차를 구동하게 된다. 2단 감속부에서는 태양치차가 유성치차를 회전시키고 이는 2개의 편심캠(eccentric cam)에 의해 내접치차부로 동력이 전달되어 내접치차의 트로코이달 운동(trochoidal motion)을 통해 감속이 된다. 감속으로 인해 증가된 출력은 동력전달핀을 통해 편평출력축을 구동하는 원리로 직각형 감속기가 작동한다.

## 3. 소음 및 진동 신호분석

### 3.1 실험 방법

직각형 감속기에서 발생하는 소음의 원인을 규명하기 위하여, 감속기가 운전되는 동안에 소음 신호를 채집하여 분석하였다. 일반적으로 소음은 진동과

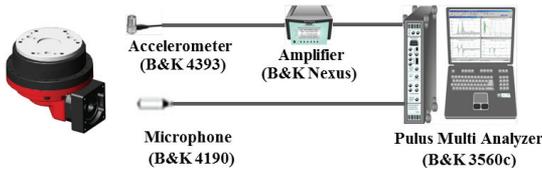


Fig. 3 Experimental setup for signal analysis

밀접한 관련이 있으므로<sup>(5)</sup> 진동 신호를 동시에 채집해야 한다. 직각형 감속기의 소음 및 진동신호를 채집하기 위한 실험 장치는 Fig. 3과 같이 구성하였다.

가속도계는 회전축에 직접 부착할 수 없고 비접촉 센서도 감속기의 구조상 내부에 부착이 불가능하므로 진동이 가장 크게 발생할 것으로 예상되는 하우징 외부에 부착하였다. 소음 신호는 마이크로폰을 이용하여 감속기로부터 0.5 m 떨어진 곳에서 채집하였다. 실험 전 마이크로폰과 가속도계는 각각의 교정기(calibrator)를 통하여 입력 대비 출력에 대한 오차가 없도록 교정을 하였다. 가속도계 및 마이크로폰에서 채집된 신호는 상태증폭기(conditioning amplifier)를 통하여 증폭하고 주파수분석기(pulse multi analyser)를 통해 신호 분석을 수행하였다. 감속기의 회전 속도에 대한 정보는 입력 모터의 속도 제어기의 정보를 이용하였다.

### 3.2 기어물림주파수

소음 및 진동을 발생시키는 가진 성분을 분석하기 위하여 감속기를 구성하는 주요 치차의 기어물림주파수(gear mesh frequency, GMF)를 정의할 필요가 있다. 직각형 감속기는 스파이럴 베벨기어, 유성치차부, 내접치차부에서 각각 기어물림이 이루어진다. 따라서 직각형 감속기는 스파이럴 베벨기어의 기어물림주파수( $GMF_B$ ), 유성치차의 기어물림주파수( $GMF_{P1}$ ), 내접치차의 기어물림주파수( $GMF_{P2}$ )를 가진다. 각각의 기어물림주파수는 이론적인 해석을 바탕으로 다음과 같이 구할 수 있다.

- (a)  $GMF_B = N_{Bp}\omega_{Bp}$
- (b)  $GMF_{P1} = |(\omega_p - \omega_c)|N_p$  (1)
- (c)  $GMF_{P2} = |(\omega_o - \omega_c)|N_o$

여기서  $N_{Bp}$ ,  $N_p$ ,  $N_o$ 는 각각 베벨기어 피니언, 유성치차, 외치차의 잇수를 나타내며,  $\omega_{Bp}$ ,  $\omega_p$ ,  $\omega_o$ ,  $\omega_c$ 는 각각 베벨기어 피니언, 유성치차, 외치차, 캐리어의

Table 1 Shaft frequency and gear mesh frequency of spiral bevel gear

Motor	Spiral bevel gear			
	Pinion		Gear	
Shaft	Shaft	$GMF_B$	Shaft	$GMF_B$
$\omega$	$\omega$	$18\omega$	$0.4\omega$	$18\omega$

Table 2 Shaft frequency and gear mesh frequency of planetary gear

Planetary gear			
Sun gear		Planet Gear	
Shaft	$GMF_{P1}$	Shaft	$GMF_{P1}$
$0.4\omega$	$6.4\omega$	$0.28\omega$	$6.4\omega$

Table 3 Shaft frequency and gear mesh frequency of planocentric gear

Planocentric gear			
Inner gear		Outer gear	
Shaft	$GMF_{P2}$	Shaft	$GMF_{P2}$
$0.0034\omega$	$0.57\omega$	-	$0.57\omega$

회전속도를 나타낸다. 베벨기어 피니언의 회전속도는 모터 회전속도와 같고, 외치차는 고정이다. 캐리어는 편평출력축의 회전속도와 같다. 유성치차의 회전속도는 캐리어와 태양치차의 상대속도로 다음과 같이 구한다.

$$\omega_p = |(\omega_s - \omega_c)| \frac{N_s}{N_p} \quad (2)$$

여기서  $\omega_s$ 는 태양치차의 각속도이고  $N_s$ 는 태양치차의 잇수를 나타낸다. 주요 치차의 기어물림주파수와 축의 회전속도를 Tables 1, 2, 3에 정리하였다. 이를 통해 직각형 감속기의 소음 및 진동 신호분석실험에서 얻어지는 신호의 가진원 분석을 수행하였다.

### 3.3 실험결과

Fig. 4와 Fig. 5는 서보 모터의 회전수에 따른 진동 및 소음 신호의 측정결과를 주파수 분석기를 이용하여 워터폴 플롯(waterfall plot)으로 나타낸 것이다. 이는 모터의 회전수에 따라 얻어지는 일련의 주파수 스펙트럼을 모터 회전수의 순서에 따라 3차원으로 나타낸 그림이다.

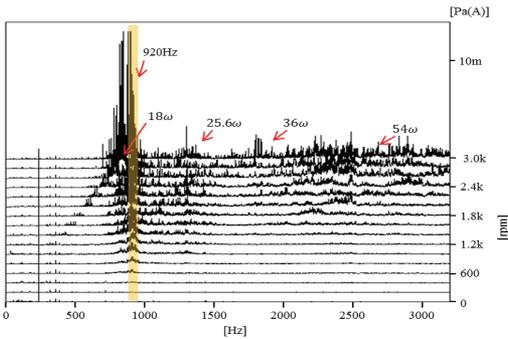


Fig. 4 Waterfall plot for noise of the reducer

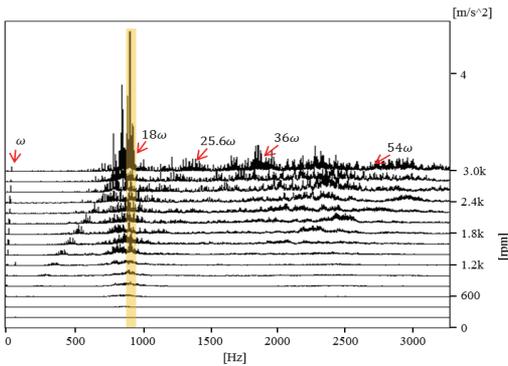


Fig. 5 Waterfall plot for vibration of the reducer

Fig. 5의 진동 신호를 살펴보면, 두드러지게 나타나는 신호가 Fig. 4에서 대부분 동일한 소음 신호를 가지고 있음을 알 수 있다. 따라서 기어 물림에 의해 발생하는 진동이 동력전달계를 통해 외부에 방사되는 구조소음으로 볼 수 있다. Fig. 5에서 주요 가진 성분은 스파이럴 베벨기어의 기어물림주파수 ( $GMF_B$ )인  $18\omega$ 와 이의 조화성분인  $36\omega$ ,  $54\omega$ 와 유치차의 기어물림주파수( $GMF_P$ )의 4X성분인  $25.6\omega$ 로 나타난다.

또한, 소음과 진동 신호 모두 920 Hz 부근에서 신호가 상당히 증가하는 것을 볼 수 있는데 이는 기어의 가진 성분과 감속기의 고유진동수에 의한 구조공진일 가능성이 크다. 즉, 모터 회전 주파수  $\omega$ 가 증가함에 따라 3000 rpm에서  $18\omega$ 가 900 Hz이므로 920 Hz부근에 있는 감속기의 고유진동수와 중첩되어 신호가 증폭됨을 예상할 수 있다. 기어에서 발생된 소음을 증폭시키는 고유진동수 약 920 Hz를 규명하기 위하여 감속기의 동특성에 대해 조사할

필요가 있다.

## 4. 감속기 모드 해석

### 4.1 모드 시험

일반적으로 모드 시험(modal test)은 고유진동수 및 모드형상과 같은 기계시스템의 고유의 동적 특성을 알아내기 위해서 많이 사용되는 실험적 방법이다. 모드 시험의 방법으로 충격해머를 이용하여 대상에 충격을 가하여 가진력을 입력한 뒤에 출력되는 가속도, 속도, 변위 등을 측정한다. 이때 측정된 신호는 입력(힘)에 대한 출력(가속도, 변위 등)을 주파수 응답 함수(frequency response function, FRF)로 생성하여 기계시스템의 모드 매개변수를 파악하는데 이용된다.

920 Hz부근에서 발생하는 피크는 감속기의 공진에 의해 발생할 가능성이 크기 때문에, 이를 확인하기 위하여 감속기의 모드 시험을 수행하였다. Fig. 6은 모드 시험을 수행하기 위한 실험 장치 구성도이다. 신호분석 실험과 같은 구속조건을 유지하기 위하여 모터를 장착하고 모터는 정지 상태에서 실험을 수행하였다. 충격해머를 이용하여 정지 상태의 감속기를 가진하고 가장 변형이 클 것으로 예상되는 감속기의 하우징 위에 3축 가속도계를 사용하여 감속기의 진동 신호를 측정하였다. Fig. 7은 가속도계로부터 측정된 진동 신호의 주파수 응답 함수를 중첩시킨 스펙트럼이다. 시스템은 928 Hz, 1198 Hz, 2052 Hz의 고유진동수를 가지며 이들은 하우징의 변형에 의한 것임을 모드분석을 통해 확인하였다. 이를 통해 하우징의 고유진동수 928 Hz가 Fig. 5에서 920 Hz부근의 피크와 상대적으로 잘 일치함을 알 수 있다. 따라서 감속기 운전 시에 발생하는 920 Hz부근의 진동증폭은 기어 물림에 의한 가진 성분과 하우징 동특성의 중첩에 의한 구조적 공진이라고 결론을 내리는데 큰 걸림돌이 되지 않는다.

### 4.2 유한요소 해석 모델 수립

직각형 감속기의 유한요소 해석 모델을 수립하고 시뮬레이션을 통하여 공진주파수 영역을 회피하는 감속기의 설계변수를 도출하고자 한다. 먼저, 유한요소 해석 모델의 타당성을 입증하기 위하여 모드 시험 결과와 비교하였다. 해석모델은 상용 유한요소

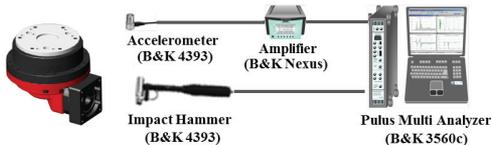


Fig. 6 Experimental setup for system analysis

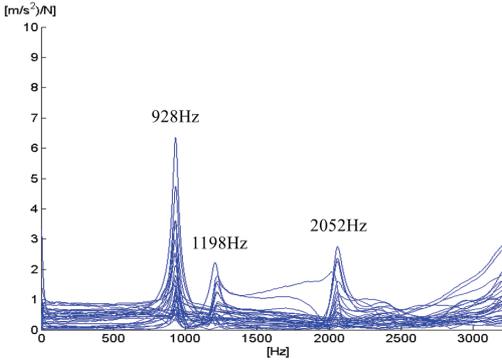


Fig. 7 Frequency response functions of the reducer

해석 프로그램인 ANSYS를 이용하여 모드 해석을 수행하였다. 경계조건은 실험과 같은 조건을 구현하기 위해 모터가 장착되는 부분의 변위를 고정하고 나머지 부분에는 자유로운 경계조건을 부여하였다. 하우징의 변형에 가장 중요한 역할을 하는 하우징과 내접 유성치차 본체는 접합(bonded contact)조건을 부여하여 유연체로 모델링하였다. 그리고 변형에 영향을 적게 주는 감속기 내부 구성부품과 모터, 각 부품을 결합시키는 볼트 및 너트, 그리고 핀 등을 삭제하여 모델을 단순화시켜 해석 시간을 단축하였다. 삭제된 부품들은 단순 질량으로 가정하여 재료의 물성치를 실제 감속기 모델과 최대한 같게 하였다.

유한요소 해석을 통해 얻은 고유진동수는 918 Hz, 1142 Hz, 2182 Hz이고, 각 고유진동수의 모드형상은 Fig. 8과 같다. 또한 이는 앞서의 모드시험을 통하여 얻어낸 모드형상과 동일하였다. 918 Hz와 1142 Hz에서의 진동 모드는 모터의 입력축이 삽입되는 부분인 입력축 지지부에서 보았을 때, 위 아래로 구부러지는 수직 굽힘 모드(vertical bending mode)와 좌우로 움직이는 수평 굽힘 모드(horizontal bending mode)이다. 2182 Hz의 진동 모드는 하우징의 원통형 부분을 중심으로 비틀리는 비틀림 모드(torsional mode)이다. Table 4에서 볼 수 있듯이 이들 세 가지 모드의 고유진동수는 Fig. 7에서의 피크 값과 비교적 잘 일치한

Table 4 Comparison of natural frequencies between the experiment and simulation

	Vertical bending mode	Horizontal bending mode	Torsional mode
Experiment	928	1198	2052
Simulation	918	1142	2182
Difference(%)	1.0 %	4.6 %	6.3 %

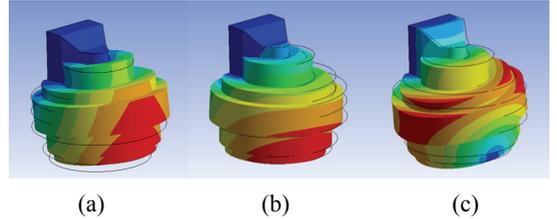


Fig. 8 Mode shapes of the reducer: (a) vertical bending mode, (b) horizontal bending mode, (c) torsional mode

다. 이러한 하우징의 변형은 스파이럴 베벨기어 축계 시스템의 축 정렬을 변화시키고, 이는 기어 물림의 불량을 발생시켜  $GMF_B$ ,  $GMF_{PI}$ 가 크게 나타나게 된다. 기어물림주파수 성분들은 감속기의 고유진동수와 중첩되어 공진을 발생시키게 된다.

### 5. 소음저감을 위한 구조변경

앞 절에서 살펴본 바와 같이 직각형 감속기의 공진으로 인한 과도한 진동이 감속기 소음의 주요 원인이다. 따라서 직각형 감속기의 소음을 줄이기 위해서는 공진에 의한 과도한 진동이 발생하지 않게 구조를 변경할 필요가 있다. 특히, 공진주파수 영역에 존재하는 수직 굽힘 모드의 진동이 발생하기 어렵게 구조를 변경해야 한다. 공진주파수를 직각형 감속기의 운전영역 밖으로 이동하기 위해서는 다음 두 가지 방법이 있다.

하나는 문제가 되는 가진 성분의 기어 잇수를 변경하여 GMF를 이동하는 방법이다. 이는 가진 성분을 공진주파수로부터 이동하거나 완전히 제거할 수 있지만 기어 자체를 재설계해야 하므로 감속기의 성능 변화 및 제조 시스템이 변화하게 되어 이로 인한 비용의 증가 등 현실적으로 어려움이 있다. 두 번째는 변형이 발생하는 부분의 강성을 높여 변형이 어렵게 만드는 방법이다. 이 방법은 구조 변경을

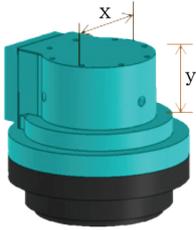


Fig. 9 Structural modification for the housing of the reducer

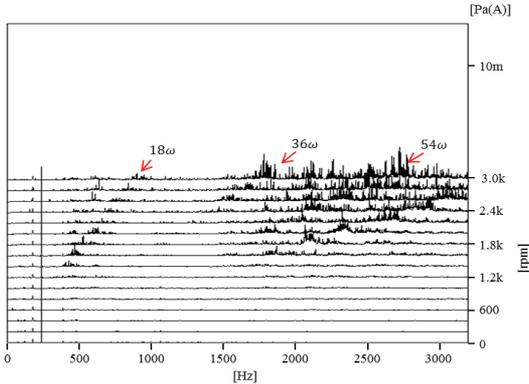


Fig. 10 Waterfall plot for noise of the modified reducer

통해 변형에 취약한 부분을 보강하는 방법으로 비교적 쉽게 구현 할 수 있다. Fig. 8(a)에서 보듯이 수직 굽힘 모드에서의 변형은 입력부에서 스파이럴 베벨기어를 통해 내접 유성치차 본체가 연결되는 하우징에서 발생한다. 따라서 하우징에 대한 구조변경을 수행하면 직각형 감속기 운전영역인 3000 rpm 내에서 공진을 회피할 수 있을 것이다.

수직 변형 모드의 고유진동수를 높이기 위하여 Fig. 9와 같이 모터의 입력축이 스파이럴 베벨기어를 통해 직각으로 꺾이는 부분의 하우징 직경(x)과 높이(y)를 각각 기존 모델 대비 10%, 125% 증가시켰다. 이와 같이 구조변경이 적용된 직각형 감속기의 하우징에 대하여 앞에서와 동일한 방법으로 유한요소 해석을 다시 수행하였다.

해석결과는 수직 굽힘 모드, 수평 굽힘 모드, 비틀림 모드가 각각 1840 Hz, 2097 Hz, 2854 Hz로 증가하였다. 마지막으로 실제 소음이 얼마나 개선되었는지 알아보기 위해 구조 변경된 직각형 감속기에 대하여 소음테스트를 수행하였다. 실험은 앞서 3절과 같은

방법으로 정지된 상태에서 운전속도를 200 rpm단위로 증가시켜 3000 rpm까지 소음 신호를 채집하여 워터폴 플롯을 작성하였다. 구조 변경된 직각형 감속기의 워터폴 플롯은 Fig. 10과 같다. Fig. 4와 Fig. 10을 비교해보면 920 Hz부근에서의 공진 현상이 사라진 것을 확인할 수 있다. 이는 수직 굽힘 모드와 고유진동수가 928 Hz에서 1840 Hz로 변경됨에 따라 모터 회전 속도 3000 rpm에서 기어물림주파수  $18\omega$ 와 더 이상 공진을 일으키지 않는 것으로 판단된다. 구조 변경 전후의 소음을 살펴보면 최대 운전 속도인 3000 rpm에서 구조 변경 전 직각형 감속기의 소음이 65.9 dB(A)이었는데, 구조 변경 후에 61.5 dB(A)로 약 4.4 dB(A) 정도의 소음을 저감할 수 있었다.

## 6. 결론

이 연구에서는 실험적인 방법을 이용하여 감속기의 소음 원인을 규명하고 구조 변경을 통해 소음을 저감하는 방안에 대하여 강구하였다. 직각형 감속기의 소음 발생 원인은 스파이럴 베벨기어의 가진에 의한 기어물림주파수  $18\omega$ 가 감속기 하우징의 수직 굽힘 모드와 일치하여 발생하는 구조공진에 의한 소음임을 확인하였다. 공진을 회피하기 위하여 하우징의 두께 및 폭을 조정하여 감속기의 고유진동수를 변경하였다. 구조 변경을 수행하여 감속기의 최대 소음을 기존의 감속기보다 약 4.4 dB(A)정도 감소시켰다.

## 후 기

이 과제는 경기도 기술개발사업의 사업비지원 (A091013)에 의해 수행되었습니다.

## 참 고 문 헌

- (1) Park, C. I. and Lee, J. M., 1996, A Study on the Vibration Characteristics of Helical Gears with Tooth Errors, Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 20, No. 5, pp. 1363~1589.
- (2) Choi, Y. S., Shin, Y. H. and Kim, G. B., 1994, Whine Vibration in Gear Drive, Transactions

of the Korean Society of Mechanical Engineers, Vol. 18, No. 12, pp. 3246~3252.

(3) Park, S. P., Kim, W. H. and Chung J. T., 2009, Analysis of the Relation between Machining Accuracy and Noise in Reduction Gears, Proceedings of the KSNVE Annual Spring Conference, pp. 340~341.

(4) Lee, G. Y., Jeong, D. H., Jeong, J. T., Im, H. S. and Kim, Y. H., 2003, A Study on the Noise and Vibration Reduction of an Industrial Robot, Transactions of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering, Vol. 13, No. 11, pp. 838~844.

(5) Smith, J. D., 2003, Gear Noise and Vibration, Marcel Dekker, Inc.