

(技術論文)

호이스트 기어박스의 소음불량률 저감을 위한 실험적 연구

이희원* · 손병진** · 신용하***

(1993년 10월 23일 접수)

An Experimental Study to Reduce the Fraction of Noise Defect of Hoist Gear Boxes

H. W. Lee, P. J. Son and Y. H. Shin

Key Words : Gear Noise(기어소음), Noise Defect(소음불량), Noise Diagnosis(소음진단), Hoist Gear-Box(호이스트 기어박스), Tooth Mesh Frequency(치점촉주파수), Sideband(측대역), Machining Accuracy(가공정밀도), Tooth Thickness Error(이 두께오차)

Abstract

This paper deals with the experimental research, including measurement and analysis and field survey, on the causes of occurring noise defective gear boxes in hoist production plant in order to reduce the fraction of their occurrence. In this reserch following investigations are performed : measurement and gear-boxes, examination of each machining process of production, measurement and analysis of dimensional accuracy of each part, comparative vibration test with exchanging inaccurate parts. From these investigations, it is found that the machining accuracy of pinion gear tooth thickness is the most sensitive factor of noise problem. By maintaining the tooth thickness error within 0.05 mm tolerance in the gear cutting process, the fraction of noise defective gear-boxes are greatly reduced to less than 2%, where the usual rate of it has been 20 ~55%.

1. 서 론

기어는 연쇄적인 치점촉을 통해 동력을 전달하기 때문에 본질적으로 소음을 수반할 수밖에 없는 기계장치이다. Moeller⁽¹⁾는 치점촉에 의한 전달력의 시간적변화를 기어소음의 주요 원인으로 지적하고 기어의 형상오차와 공진현상 등이 2차적으로 소음 레벨을 증가시키는 요인임을 지적하였다. 이 밖에도 많은 연구자들이 기어의 작동상태, 치형의 가공

정밀도, 전체적인 조립정밀도, 기어시스템의 공진 현상 등에 따른 기어소음의 변화특성을 밝히기 위한 연구를 진행하였고 기어소음의 저감을 위한 방안들이 제시되었다.^(2~4) 이와 함께 기어소음의 진단측면에서의 연구들도 많이 진행되었는데, 소음저감을 위한 연구와 근본적으로 차이가 나는 것은 아니지만 품질관리나 보수관리의 관점에서 소음진동 신호와 기어결합의 연관성을 밝히는데 초점을 두고 있는 연구들이 이 범주에 속한다. Mitchell⁽⁵⁾은 기어소음 신호의 협대역 주파수분석(narrow band spectrum analysis)을 통해 치점촉주파수(tooth mesh frequency) 이외에 편심에 의한 측대역성분(sideband components)이 존재함을 밝혔다. Shipley⁽⁶⁾는 편

*정회원, 서울산업대학교 기계설계학과

**정회원, 한양대학교 기계공학과

***정회원, 한양대학교 대학원

심오차에 의한 진폭변조(amplitude modulation)현상이 측대역성분을 발생시키는 원인임을 밝혀 Mitchell의 연구를 뒷받침 하였다. Randall⁽⁷⁾은 여러 연구 결과를 종합하여 기어의 결함과 그 진동특성을 연결시키는 모델을 구축하고 진동신호로부터 기어의 결함을 진단하기 위한 방법을 제시하였다. 이와 같이 기어소음은 그 원인이 다양하고 각각의 원인에 따른 소음특성도 다르게 나타나므로 기어소음을 줄이기 위해서는 소음원에 대한 정확한 진단과 그에 따른 대책수립이 이루어져야 한다.

본 연구의 대상인 호이스트 기어박스의 소음문제는 귀로도 식별이 가능할 정도로 확연히 드러나고 있는 불규칙 소음으로 하중이 가해진 상태에서 하강할 때 주로 발생된다. 호이스트의 소음레벨은 상승시가 5dB 더 높으나 이 불규칙 소음은 제품의 안전성을 의심하게 할 정도로 확연히 감지되어 불량품으로 처리된다. 이 불규칙 소음의 원인을 진단하여 소음불량의 발생률을 감소시키는 것이 이 연구의 주제이다. 이를 위해 불량 기어박스와 정상 기어박스에 대한 소음진동 비교분석실험, 각 부품의 치수정밀도측정, 생산라인의 각 공정에 대한 현장조사, 불량부품교체 후의 진동신호 비교분석 등을 단계적으로 실시하여 소음불량의 원인을 추적하였고 소음불량률의 저감을 위한 대책도 제시하였다.

2. 이론적 고찰

2.1 기어진동의 진단모델

Randall⁽⁷⁾은 기어진동의 여러가지 원인과 그 신

호특성의 관계를 연구하였는데 정상적으로 설계되고 제작된 기어라 하더라도 하중에 의한 이빨의 탄성변형으로 기어의 치형이 이상적인 설계형상(인벌루트 또는 사이클로이드 곡선)에서 벗어나고 이에 따라 전달력이 변화하여 진동이 발생한다고 하였다. 이 전달력변화에 따른 진동은 주파수스펙트럼상에 치점축주파수 성분이 나타나며 하중의 크기에 따라 레벨변화가 크다. 또한 이빨의 가공오차나 마모에 의한 치형변화도 똑같이 치점축주파수 성분의 피크를 증가시키는 요인이지만 하중의 변화에 덜 민감하게 변화하는 특징이 있다. 그 밖에도 기어의 편심, 치면의 손상 등의 결함은 기어의 회전주기에 따라 치점축력을 변화시키므로 치점축주파수 성분 주변에 회전주파수 만큼의 차이를 두고 분포되며 이를 측대역 성분(sideband component)이라 부른다. 이외에도 여러가지 추가적인 원인들로 인해 발생한 기어진동은 진동신호상에 서로 다른 특성으로 나타나므로 진동신호를 측정분석하면 기어소음과 진동의 주된 원인을 추적할 수 있다. Table 1은 ⁽⁸⁾의 연구를 통해 제시된 기어 진동의 원인과 진동신호상의 특성을 정리한 것으로 기어진동의 진단과 저감에 유용한 자료이다. 연구대상 호이스트는 큰 하중을 들어 올리기 위해 세쌍의 기어로 감속을 하므로 기어의 진동신호를 분석하여 치점축주파수 성분과 측대역 성분의 변화를 관찰하면 소음불량의 원인을 추적해 나갈 수 있다.

2.2 호이스트 기어박스의 치점축 주파수

본 연구의 대상인 전동식 2톤 체인 호이스트는 모터, 감속기어, 로드쉬브, 체인 등의 동력전달장

Table 1 Vibration sources of gear and thier effect on vibration signal

Vibration sources	Frequency spectrum features	other features
Tooth deflection due to load	Tooth mesh frequency and its hamonics	Very load dependent
Tooth wear	Tooth mesh frequency and its hamonics	Less load dependent
Errors in the gear cutting machine	Tooth mesh frequency of index wheel on gear cutting machine (Ghost component)	Insensitive to load
Distributed fault local fault fluctuating load	Sidebands on either side of tooth mesh frequency	Amplitude modulation in time signal
Periodically varying tooth spacing	Family of sidebands with spacing of modulation frequency	Frequency modulation in time signal

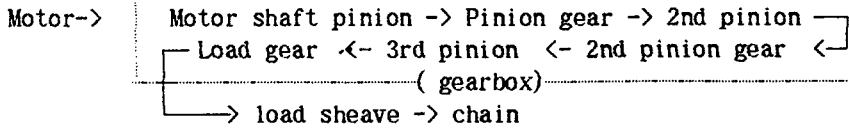


Fig. 1 Diagram of power transmission in the hoist gearbox

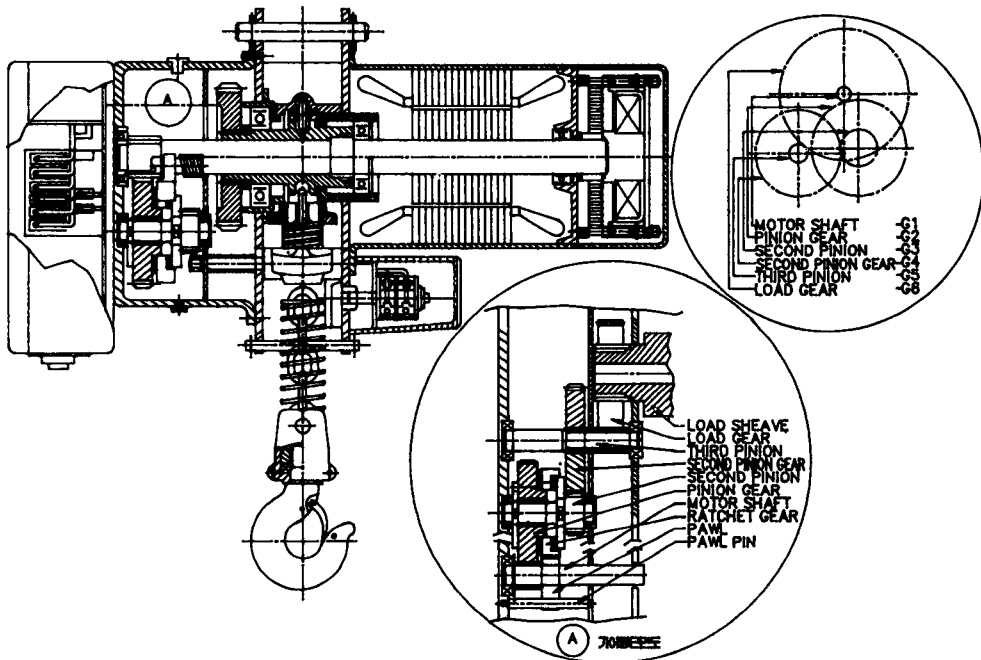


Fig. 2 Sectional assembly drawing of 2ton hoist

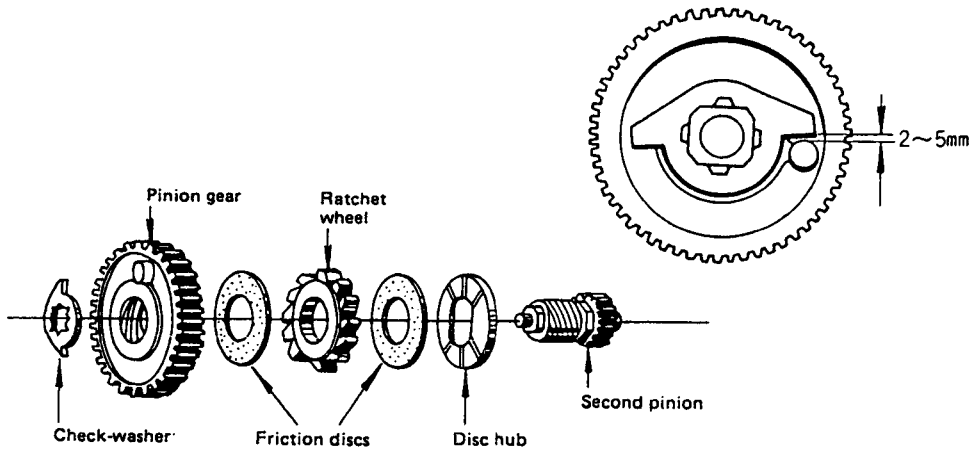


Fig. 3 Parts drawing of 2nd shaft (mechanical break assembly)

Table 2 Calculated tooth meshing and shaft rotating frequencies

Shaft rotating frequency			Tooth meshing frequency		
Motor(r_1)	2nd(r_2)	3rd(r_3)	1st(f_1)	2nd(f_2)	3rd(f_3)
30 Hz	5 Hz	3 Hz	387 Hz	135 Hz	26 Hz

치와 전자식 브레이크 등의 제동장치로 구성되어 있다. Fig. 1은 동력전달의 계통도를 나타내며 Fig. 2는 호이스트 전체의 조립단면도이다. 그림에서 모터축 피니언과 2차축의 기어사이의 모듈 1.5의 헬리컬기어로 동력이 전달되고, 2차축의 피니언과 3차축의 기어, 3차축의 피니언과 부하축의 로드기어는 각각 모듈 2.0, 2.5의 평치차로 구성되어 있다. 또한 하중이 걸린 상태에서 운전과 정지동작을 수행해야 하므로 2차축에는 라체트형상의 기계식 브레이크가 함께 장착이 되어 있는데 Fig. 3은 기어, 브레이크, 피니언 등으로 구성된 2차축계의 분해도이다. 모터축의 회전수는 하강시에 1790 rpm, 상승시에 1726 rpm이고 각 기어의 잇수에 따라 주요 치접축주파수를 산출하여 Table 2에 정리하였다.⁽⁸⁾

3. 실험장치 및 실험방법

3.1 실험장치

호이스트 작동시 진동신호의 측정에는 가속도계(B&K4379)와 전하증폭기(B&K2653)를 이용하였고 소음은 소음계(B&K2231)를 이용하여 측정하고 측정된 진동과 소음신호를 FFT분석기(B&K2034)로 분석하였다. 진동신호의 측정위치는 여러 차례의 반복실험을 거쳐 가장 감도가 좋게 나타나는 기어박스 측면의 한 지점을 선정하고 설치자석을 이용하여 가속도계를 부착하여 측정하였다. 소음은 기어박스 측면으로부터 1m 떨어진 지점에 삼각대로 지지한 소음계를 설치하고 측정하였다. 이때 마

이크의 높이는 지면에서 1.5 m 이상 떨어지도록 하였고 Fig. 4는 소음진동의 측정과 분석을 위한 장비의 구성을 나타낸 것이다.

각 부품의 치수정밀도는 부품에 따라 삼차원 측정기와 기어시험기를 사용하여 측정하였고 이두께 오차 측정에는 이두께 마이크로미터를 사용하였다.

3.2 실험방법

본 연구에서는 호이스트 소음불량의 원인을 찾아내기 위해 다음과 같이 단계적으로 불량률의 원인을 구체화시켜나가는 실험방법을 사용하였다.

(1) 소음불량품과 정상품의 기어박스를 각기 3세트씩 선정한 후 소음신호와 진동신호를 측정비교하여 신호의 특성으로부터 소음발생의 원인을 추정.

(2) 진동신호 분석의 결과와 생산공정에 대한 검토를 토대로 소음불량률의 원인이 될만한 부품을 선정하고 이들 부품의 치수정밀도를 측정비교하여 불량률원인 부품의 범위를 축소.

(3) 불량률의 원인으로 지목된 부품을 정상품의 부품으로 교체하면서 진동특성의 변화를 비교하여 불량률의 원인을 구체화.

호이스트의 작동중에는 공장내의 작업소음과 하중을 걸어주기 위한 장치에서의 충격소음으로 인하여 암소음레벨이 심하게 변하고 그 레벨도 60 내지 95 dB로 매우 높아 소음신호보다는 진동신호를 측정분석하여 소음불량률의 원인을 추적하였다.

4. 실험결과 및 고찰

4.1 소음진동신호의 측정 및 분석결과

Fig. 5는 불량 호이스트의 소음과 진동스펙트럼을 측정된 것이다. 진동과 소음의 스펙트럼은 유사한 패턴을 보여주고 있고 치접축주파수에서 피크를 이루는 전형적인 기어소음의 특성이 나타나고 있

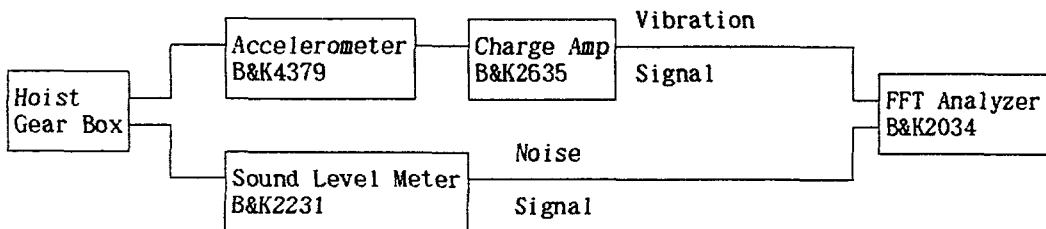


Fig. 4 Experimental setup for the measurement and analysis of noise and vibration signal from hoist gear box

다. 측정된 스펙트럼에서 1, 2차 치점축주파수 및 그 조화주파수 성분에서 뚜렷한 피크를 보이고 있어 1, 2차축간 또는 2, 3차축간의 기어와 피니언의 맞물림이 불량함을 보여주고 있다. 또한 모터축의 회전주파수는 30 Hz, 2차축의 회전주파수는 5 Hz 이므로 편심에 의한 측대역 성분(sideband)은 치점축주파수 주변에 5 Hz 또는 30 Hz간격으로 분포된다. 그림에서는 주파수범위가 넓어 5 Hz간격의 측대역 성분의 판별이 용이하지는 않지만 정상품의

진동 스펙트럼상에서 치점축주파수의 피크가 뚜렷해 지는 현상으로부터 측대역 성분의 감소를 판정할 수 있다. 전반적인 레벨은 부하상승시가 하강시보다 5 dB 높게 나타났으나 소음불량으로 판정되는 불규칙소음은 부하하강시 주로 발생된다. 이는 전체적인 소음의 크기보다는 소음신호의 불균일성이 불량량의 원인이며 이를 조사하기 위해 주파수 스펙트럼의 비교분석이 필요함을 알 수 있다. 본 연구에서는 소음측정시 암소음레벨이 크게 변화되는 (60 dB~95 dB)환경이어서 정상품과 소음불량품의 비교를 통한 세부적인 진단시에는 부하하강시의 진동신호만을 측정비교하였다. Fig. 6와 Fig. 7은 불량품과 정상품의 진동스펙트럼을 각각 나타낸 것이다. 정상품에서는 불량품에 비해 1차 치점축주파수(387 Hz)와 그 조화주파수 성분에서 측대역성분의 감소가 크게 나타나므로 1, 2차축간에 진폭변조형 치점축현상이 발생함을 알 수 있다. 정상품의 2차 치점축주파수(135 Hz)와 그 조화주파수 성분에서는 불량품에 비해 측대역성분도 약간 감소하고 피크레벨도 감소하고 있어 치점축력의 감소와 진폭변조현상의 변화가 동시에 있음을 나타내고 있다.

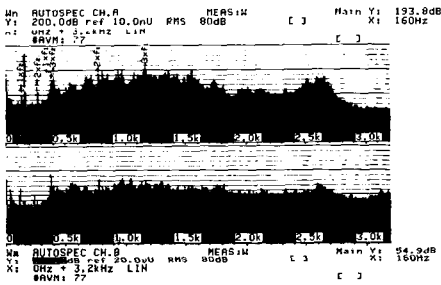


Fig. 5 Noise and vibration spectrum of noisy gear box during the down load period (upper : vibration, lower : noise, tooth mesh frequency : $f_1=387$ Hz, $f_2=135$ Hz)

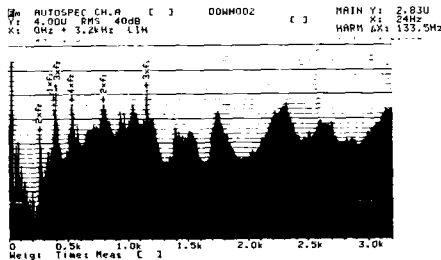


Fig. 6 Vibration spectrum of noisy gear box during the down-load period (tooth mesh frequency : $f_1=387$ Hz, $f_2=135$ Hz)

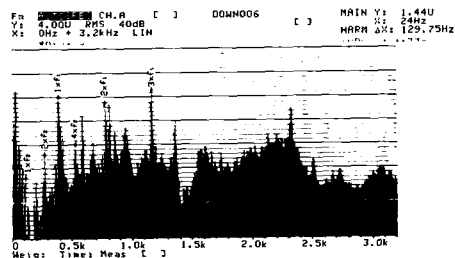


Fig. 7 Vibration spectrum of normal gear box during the down-load period (tooth mesh frequency : $f_1=387$ Hz, $f_2=135$ Hz)

4.2 가공정밀도의 측정결과

소음진동신호의 측정 및 분석에서 밝혀진 바와 같이 호이스트에서 발생하는 소음의 주요 주파수 성분은 1, 2차 치점축주파수이고 부하하강시 발생하는 불규칙소음은 기어의 편심물림현상에서 발생하는 진폭변조형 소음이다. 이러한 소음의 원인은 각 기어부품의 가공오차와 조립오차일 가능성이 높기 때문에 부품의 치수정밀도를 실측할 필요가 있다. 본 연구에서는 불규칙소음이 발생하는 불량 기어박스와 이러한 소음이 적거나 발생하지 않는 정상 기어박스 각각 3조를 선정하여 분해한 뒤 기어 케이스의 베어링 위치정밀도와 기어의 편심오차(흔들림 오차)를 측정비교하였다. Table 3은 기어 케이스의 베어링위치 정밀도의 측정결과이다. 소음불량품의 경우 축간거리의 평균오차가 0.132 mm로, 정상품의 0.067 mm보다 불량품이 2배 정도 위치오차가 큰것으로 판명되었다. Table 4는 기어 편심오차의 측정결과를 정리한 것으로 역시 불량품이 전반적으로 오차가 크게 나타났다. 특히 2차축의 기어는 모듈이 1.5로 다른 기어에 비해 작기 때문에 비슷한 크기의 편심오차라 하더라도 상대적으로 큰 영향을 줄 수 있다. 이 밖에도 중간 플레이트

지지기둥의 직각도가 정상품과 불량품에서 차이를 보이는 등 소음불량의 원인으로 추정되는 치수오차가 다수 발견되었다. 이상의 측정결과는 각 부품의 치수오차가 소음불량을 유발할 것이라는 소음진동의 분석결과를 뒷받침해 주기는 하지만 불량품에서의 불규칙 소음의 원인을 명백히 파악하기에는 불분명한 결과라고 하겠다. 본 연구에서는 소음불량의 원인으로 추정되는 부품들을 하나씩 교체 또는 교정해 나가면서 소음원을 명확히 하기 위한 실험을 수행하였다.

4.3 부품교체 실험결과

소음진동신호의 분석과 가공오차의 측정결과를 종합해 보면 기어박스의 소음불량은 기어케이스와 기어 등 각 부품의 가공오차에서 비롯된 것으로 추정된다. 이러한 판단을 보다 명확히 입증하기 위해서 기어의 맞물림에 영향을 줄 수 있는 부품들을 교체 또는 교정해 나가면서 소음특성을 검토하였다. 몇차례의 예비실험을 통해 소음불량의 원인 부품의 범위를 축소시켜 기어케이스와 2차축계의 피니언기어를 교체대상 부품으로 선정하였고 소음불

량품, 케이스교체 후, 기어교체 후, 기어와 케이스 교체 후, 정상품 등으로 구분하여 단계적으로 부품을 교체하면서 진동신호를 측정하고 비교하였다. 기어교체시에는 편의상 2차축계(피니언기어, 브레이크, 2nd 피니언) 전체 어셈블리를 함께 교체하였다. 이에 앞서 부품의 교체과정에서 반복적인 분해와 조립이 진동신호에 미치는 영향을 조사하였으나 기어케이스와 기어만 교체하는 경우에는 조립의 영향이 크지 않은 것으로 나타났다. 또한 소음 불량품의 불규칙 소음은 부하하강시에만 주로 발생되기 때문에 이 경우의 진동스펙트럼 변화만을 비교하였다.

Fig. 8은 기어케이스를 교체한 경우로 Fig. 6의 불량품에 비해 2차 치점축주파수(135 Hz)와 그 조화주파수 성분의 크기가 전반적으로 감소하는 현상을 보이고 있다. 그러나 치점축주파수 부근의 측대역 성분들의 크기는 크게 줄어들지 않고 있으며 특히 1차 치점축주파수(387 Hz)와 그 조화주파수 성분에서는 피크치도 그대로 변화가 없는 상태를 알 수 있다. 이는 베어링위치 정밀도의 향상으로 축간거리의 오차가 감소하여 기어의 맞물림이 정확해지지만 1, 2차 축간보다는 2, 3차축간의 오차개선에 더 크게 기여하고 있고 편심에 의한 영향은 여전히 개선되지 않고 있음을 보여준다. Fig. 9는 기어케이스와 함께 2차축계 기어를 정상 부품으로 교체한 경우의 진동스펙트럼을 보여주고 있다. Fig. 6의 불량품 진동스펙트럼과 비교하면 측대역 성분들의 현저한 감소로 인하여 주요 치점축주파수 성분에서의 피크가 더욱 뚜렷해지고 있음을 볼 수 있다. 특히 1차 치점축주파수가 그 조화주파수에서 측대역 성분이 감소되는데 이는 1, 2차축간의 기어 맞물림에서 진폭변조현상이 현저히 개선된 때문이라고 판단된다. 또 한 가지의 추가실험으로써 정상

Table 3 Accuracy of the bearing holes in the gear casing (unit : mm)

Measured between	Designed dimension	Average dimensional error		Deviation
		Noisy casing	Normal casing	
1st~2nd shaft	69.025	0.134	0.060	0.074
2nd~3rd shaft	74.779	0.142	0.069	0.073
3rd~1st shaft	89.380	0.120	0.073	0.047

Table 4 Eccentricity error of each gears (unit : mm)

Samples	Pinion gear	2nd pinion	2nd pinion gear	3rd pinion
Noisy	0.179	0.069	0.172	0.059
Normal	0.074	0.035	0.185	0.022
Deviation	0.105	0.034	0.013	0.037

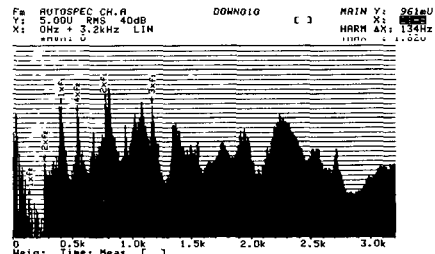


Fig. 8 Vibration spectrum of noisy gear box with the change of casing (tooth mesh frequency : $f_1=387$ Hz, $f_2=135$ Hz)

품 기어케이스를 불규칙 소음이 발생하는 불량품케이스로 재교체한 후 진동스펙트럼을 측정하였다. 즉 2차축계의 기어만 교체된 경우로 Fig. 10과 같은 측정결과를 얻을 수 있었다. 그림에서 보면, 치접촉주파수 성분의 크기는 전반적으로 증가하였으나 측대역 성분은 크게 변화하지 않고 있음을 알 수 있다. 이는 2차축 기어는 정상품으로 교체된 상태이기 때문에 편심의 영향이라 할 수 있는 측대역 성분은 불량케이스를 장착하여도 많지 않음을 보여주는 것이다. 따라서 소음불량 기어박스의 불규칙 소음은 2차축 피니언기어의 치수오차로 인해 발생한다고 판단된다.

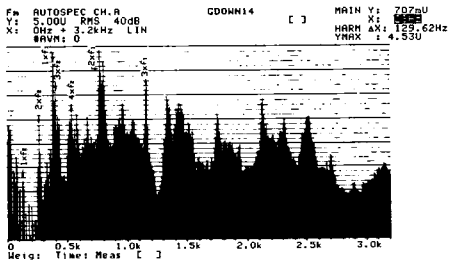


Fig. 9 Vibration spectrum of noisy gear box with the change of gear and gear casing (tooth mesh frequency : $f_1=387$ Hz, $f_2=135$ Hz)

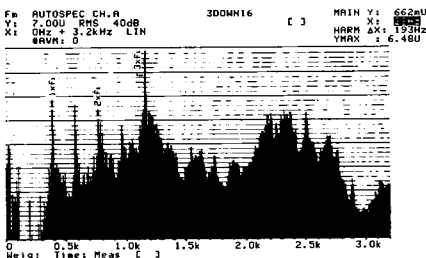


Fig. 10 Vibration spectrum of noisy gear box with the change of gears (tooth mesh frequency : $f_1=387$ Hz, $f_2=135$ Hz)

4.4 소음불량률의 저감

본 연구에서는 앞서 실시된 소음진동 신호분석, 부품의 치수정밀도 측정, 부품교체 실험의 결과를 토대로 불량품에서 발생하는 불규칙 소음의 원인을 모터축 피니언과 2차축 피니언기어의 맞물림오차로 짐작시킬 수 있었고 이를 개선하기 위한 방안을 집중적으로 모색하였다. Fig. 3과 같이 2차축계는 피니언기어, 마찰원반, 라쳇휠, 디스크허브, 2nd 피니언 등으로 구성되어 있다. 2nd 피니언과 피니언기어는 9중 나사부로 연결되어 부하상승시에는 모터축 피니언이 2차축의 피니언기어를 회전시키면서 이 9중 나사부가 조여지며 그 체결력으로 전체 2차축계가 일체가 되어 동작한다. 부하하강시에는 모터축 피니언이 2차축의 피니언 기어를 반대방향으로 회전시키면서 9중 나사부의 체결력이 완화된 후 정지된 라쳇휠과 회전하는 피니언기어 사이에서 미끄럼운동이 발생하게 된다. 이와 같은 2차축계의 구조상으로 볼 때, 9중 나사부의 유격으로 인한 피니언기어의 편심오차는 피할 수 없는 현상이다. 편심현상을 줄이기 위해 2차축계의 치수정밀도를 측정하고 가공방법과 순서를 변화시키는 과정에서 1차 치접촉을 이루는 두 기어의 이두께가 소음불량의 발생여부에 민감하게 작용한다는 사실을 발견하였다. 이두께의 변화와 소음특성의 변화를 정량적으로 규명하기는 매우 어려우나 부하하강시에는 2차축 피니언기어가 마찰 원반과 미끄러지면서 회전하기 때문에 모터축 피니언과의 치접촉이 정방향과 역방향으로 번갈아 일어날 수 있다. 따라서 두 기어는 간섭을 일으키지 않으면서 최소의 백래쉬를 갖도록 제작되어야 정확한 치접촉을 유지할 수 있으므로 적정 이두께의 범위가 존재하는 것으로 판단된다. 실제로 치절공정에서 걸치기 이두께를 변화시키면서 소음불량의 발생여부를 조사한 결과 Table 5와 같이 소음불량이 발생하지 않는 이두께의 적정범위가 존재하며 이 범위를 벗어나는

Table 5 Occurrence of noise defective gear boxes due to the variation of base tangent length over a given number of teeth (unit : mm)

Base tangent length over a given number of teeth					
Motor shaft pinion (n=2)			Pinion gear (n=8)		
Under 7.09	7.11~7.16	Over 7.19	Under 38.73	38.77~38.82	Over 38.83
Noisy	Normal	Noisy	Noisy	Normal	Noisy

경우 소음불량의 발생빈도가 높아짐을 확인할 수 있었다. 본 연구에서 피니언기어의 치절 작업시 걸치기 이두께에 대한 허용공차를 -0 mm 에서 -0.05 mm 사이로 관리함으로써 소음불량의 발생률을 2% 이내로 줄일 수 있게 되었으며 이는 이제까지의 불량률 29~55%에 비하면 크게 개선된 것이다.

5. 결 론

본 연구에서는 호이스트의 소음불량 발생률을 줄이기 위해 소음진동의 측정, 가공오차의 측정, 부품교체 실험 등을 수행하여 소음불량의 주요 원인이 기어의 이두께오차임을 밝혀 내었으며 연구과정에서 다음과 같은 결론들을 얻을 수 있었다.

(1) 호이스트 기어박스에서 소음불량의 발생은 1차 치접촉기어의 이두께 가공오차에서 비롯되었으며 소음불량의 발생률을 감소시키기 위해서는 이두께 가공공차의 적정범위를 설정하고 이를 관리하여야 한다.

(2) 호이스트 기어박스에서 베어링위치 오차에 의한 축간거리 불량은 전체적인 소음레벨의 증가 원인으로 작용하지만 소음불량으로 판정되는 불규칙소음의 직접적인 원인은 아니다.

(3) 기어박스에서 발생하는 소음진동신호의 분석을 통해 기어박스의 결함이나 불량여부를 판별할 수 있으며 이와 관련한 Randall⁽⁷⁾의 기어진동 모델은 기어박스의 소음진동 원인에 대한 진단에 효과적으로 이용될 수 있다.

(4) 기어박스의 제작시 높은 치수정밀도를 유지하기 위해 세심히 주의를 기울이면 기존의 설계나 사양을 크게 변경하지 않고도 현저히 소음을 감소시킬 수 있다.

후 기

본 연구는 생산기술연구원의 1992년도 기술선진화업체 기술지도사업의 일환으로 수행되었으며 연구수행에 도움을 주신 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) Moller, K. G. F., 1957, *Gear Noise*, chap 23, in *Handbook of Noise Control*, C. M. Harris, Ed, McGraw Hill NY.
- (2) Attia, A. Y., 1971, "Effect of Change of Pitch on Gear Noise," *J. of Sound and Vib.*, Vol. 18(1), pp. 129~137.
- (3) Fukuma, H., 1973, "Fundamental Research on Gear Noise and Vibration," *Bull. of JSME*, Vol. 16(97), p. 1094.
- (4) Badgley, R. H., 1974, "Gearbox Noise Reduction: Prediction and Measurement of Mesh-Frequency Vibration within Operating Helicopter Rotor-Drive Gearbox," *J. of Engr for Ind.*, Vol. 96(2).
- (5) Mitchell, L., 1969, "Origins of Noise," *Machine Design*, May 1, p. 174.
- (6) Shipley, E., 1967, "Gear Failures," *Machine Design*, Dec. 7.
- (7) Randall, R. B., 1982, "A New Method of Modeling Gear Faults," *ASME J. Mech. Des.*, Vol. 104, pp. 259~267
- (8) 이희원, 1992, "호이스트 소음제어 방안에 관한 연구," 기술선진화 업체지도 권고서, 상공부·생산기술연구원.