한국소음진동공학회논문집 제17권 제2호, pp. 177~184, 2007.

물림률이 다른 헬리컬 기어들의 3방향 진동의 실험적 연구

An Experimental Study of Tridirectional Vibration of Helical Gears with Different Contact Ratios

박 찬 일† · 전 돈 혁*

Chan IL Park and Don Hyuk Jeon

(2006년 12월 8일 접수 ; 2007년 2월 1일 심사완료)

Key Words : Helical Gear Vibration(헬리컬 기어진동), Contact Ratio(물림률), Measurement(측정)

ABSTRACT

The purpose of this study is to investigate experimentally the characteristics of rotational, radial, and axial vibration for helical gears with different contact ratios. For this purpose, the gear box is specially designed and manufactured. Two helical gears with different face widths and reduction ratios are investigated. The gear vibration in each direction is measured by accelerometers attached to the gear body. Rotational vibration is the highest and radial vibration is the lowest in the gear frequencies. While the increase of rotational speed increases gear vibration, it does not always increase with torque. It is not also linearly related to the contact ratio. In addition, axial vibration is not proportional to rotational vibration.

기 호 설 명

α : 각가속도
ω : 각속도
k : 가속도계와 증폭기의 합성 감도
$\ddot{u}$: x,y 평면에서의 축의 가속도
$\ddot{w}$: 축방향 가속도
e : 가속도계의 출력 전압
$\hat{e}$: 단위벡터
r : 축 중심에서 가속도계까지 거리
N_1 : 입력축 회전수(rpm)
Z_1 : 구동기어의 잇수
f_{gi} : 기어 주파수의 조화주파수
f_{si} : 축 주파수의 조화주파수
f_G : 기어 주파수의 제곱 평균값
f_T : 기어와 축 주파수의 제곱 평균값

하첨자
r, θ, z : 원통좌표
A, B : 가속도계 A, B

1. 서 론

기어를 포함한 회전기계의 고속화의 요구가 증가하고 이와 함께 정숙성이 또한 요구되고 있다. 특히 하이브리드 자동차, 전기 자동차의 등장은 엔진 소음의 획기적인 저감이 이루게 되었다. 그에 따라 변속 기어 소음을 줄이는 것이 자동차 개발의 가장 큰 우선순위가 되고 있다. 헬리컬 기어는 기어 진동을 줄이기 위해 자동차 변속기에 사용된다. 스퍼 기어는 접촉선이 기어 축에 평행하고 인벌류트 곡선의 접촉으로 회전방향 진동과 반경방향 진동이 있으나 헬리컬 기어는 나선각이 있으므로 접촉선이 기어축

† 책임저자; 정회원, 강릉대학교 정밀기계공학과
E-mail : pci@kangnung.ac.kr
Tel : (033)640-2392, Fax : (033) 640-2244
* 강릉대학교 대학원 정밀기계공학과

에 경사지게 접촉하여 회전방향, 반경방향 및 축방향 진동을 유발한다. 이러한 진동은 축과 베어링을 통하여 하우징에 전달되어 소음으로 방출되므로 소음 특성의 이해 및 저감을 위해서는 이 진동의 지식이 필요하다. 헬리컬 기어의 진동에 대한 해석 및 실험적 연구가 많이 진행되었고 이중에서 Kiyono[1], Umezawa[2], Wang[3], Park[4], Morikawa[5]는 기어에 가속도계를 부착하여 치 높이에 비해 치폭이 작은 기어를 대상으로 회전방향 진동, 반경방향 진동, 축방향 진동특성의 일부 혹은 전부를 측정하였다. 헬리컬기어의 물림률은 기어 소음 진동의 지표로 설계시 사용되며 치형물림률과 치폭물림률을 합한 것이 총물림률이다. 이 연구에서는 광치폭에 대한 헬리컬기어의 진동의 실험적 연구를 기반으로[8], 치폭의 효과를 포함하는 총물림률이 다른 헬리컬 기어들의 3방향 진동 크기의 조사와 물림률과 진동 크기의 실험적 비교 연구를 하고자 한다. 이를 위하여 헬리컬 기어상자를 설계, 제작하여, 가속도계를 기어에 직접 부착하고 회전방향, 반경방향 및 축방향 진동을 측정하여 그 결과를 검토한다.

2. 실험장치

헬리컬 기어의 진동을 측정하기 위해 Fig. 1과 같은 실험장치를 제작하여 사용하였다. 실험장치는 동력을 주는 모터, 모터의 회전수를 제어하는 인버터, 구동기어, 피동기어의 회전수와 토크를 지시하기 위한 토크센서, 부하를 주기 위해 필요한 파우더 브레이크와 컨트롤러, 커플링과 측정을 위한 레이저타코(laser tacho), 신호의 가산과 감산을 위해 자체 제작된 회로보드와 I-deas 소프트웨어, Agilent E8408A로 구성되어있다. 제작된 실험 장치는 인버터와 부하토크를 제어하기 위한 제어기, 회전속도와 토크를 보여주는 디지털 표시기들을 함께 관찰할 제어반을 제작하여 한 사람이 실험을 할 수 있도록 실험의 편이성을 도모하였다. Table 1은 이 실험장치와 계측기의 상세 사양을 표시한다.

이 실험에 사용된 헬리컬기어는 연삭된 것으로 실험 기어 A는 감속비가 4.68, 총물림률이 3.95이고, 실험기어 B는 감속비가 1, 총물림률이 2.42인 기어이며 그 밖의 주요한 사양은 Table 2와 같다. Fig. 2는 헬리컬 기어의 진동을 측정하기 위해 실험 기어 A와 B가 장착된 실험 시스템이다.

3. 실험방법

Table 2의 기어 사양을 가지는 헬리컬 기어의 회전방향, 반경방향, 축방향의 진동을 측정하기 위해 피동기어의 중심에서 실험 기어 A는 반경 r=75 mm와 실험 기어 B는 반경 r=55 mm인 위치에 알

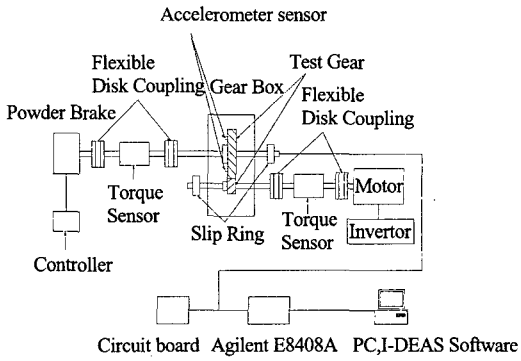
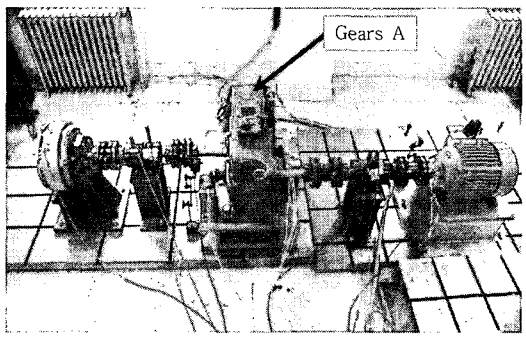
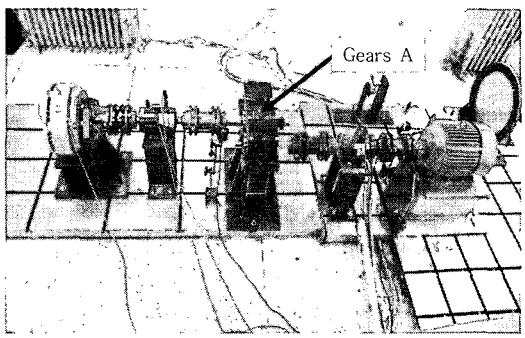


Fig. 1 A schematic diagram of the gear vibration measurement system



(a) Test gears A



(b) Test gears B

Fig. 2 Gear vibration measurement system

루미늄 블록 두개를 180° 간격으로 붙이고 그 위에 가속도계를 회전방향, 반경방향, 축방향으로 Figs. 3~5와 같이 부착한다.

회전방향의 진동을 측정하기 위하여 Fig. 3과 같이 설치된 가속도계는 작용하는 가속도의 평균에 직접 비례하는 출력 전압을 생산한다. 그러므로 가속도계의 출력전압 e는 중력장의 영향 하에서 부하를 받지 않은 축 중심으로부터 하중에 의해 변위 u만큼 축의 중심이 이동하여 있을 때 가속도계 A와 B로부터의 출력 신호는 가속도계의 교차축 감도를 무시하면 다음과 같이 주어진다.

$$e_A = k_A(r\alpha - g\cos\theta + \ddot{u}\sin(\phi-\theta))\,\hat{e}_\theta \quad (1)$$

$$e_B = k_B(r\alpha + g\cos\theta - \ddot{u}\sin(\phi-\theta))\,\hat{e}_\theta \quad (2)$$

선형 가속도계와 증폭기의 조합된 감도는 거의 일치하므로 $k_A = k_B = k$와 같이 가정하면 두 신호의 합은 다음과 같이 각가속도 성분만 남게 된다.

$$e_A + e_B = 2r\alpha k\,\hat{e}_\theta \quad (3)$$

반경방향의 진동을 측정하기 위하여 Fig. 4와 같이 설치된 가속도계는 부하를 받지 않은 축 중심으로부터 하중에 의해 변위 u만큼 축의 중심이 이동하여 있다고 가정한다. 가속도계 A와 B로 부터의 출력 신호는 가속도계의 교차축 감도를 무시하면 식 (4)와 같이 주어진다.

$$e_A = k_A(-r\omega^2 - g\sin\theta + \ddot{u}\cos(\phi-\theta))\,\hat{e}_r \quad (4)$$

$$e_B = k_B(-r\omega^2 + g\sin\theta - \ddot{u}\cos(\phi-\theta))\,\hat{e}_r \quad (5)$$

선형 가속도계와 증폭기의 조합된 감도가 $k_A = k_B = k$로 가정하면 두 신호의 차는 다음과 같이 축의 진동 성분이 남게 된다.

$$e_A - e_B = 2(\ddot{u}\cos(\phi-\theta) - g\sin\theta)k\,\hat{e}_r \quad (6)$$

축방향 진동의 측정을 위하여 Fig. 5와 같이 설치된 가속도계는 축방향 진동 가속도 $\ddot{w}$를 받고 조합된 감도가 k로 가정하면 두 가속도 신호의 합은 다음과 같이 얻어진다.

$$e_A + e_B = 2\ddot{w}k\,\hat{e}_z \quad (7)$$

실험에 사용된 알루미늄 블록에 붙여진 가속도계의 선은 구멍이 난 축의 중심을 통해 슬립링의 회전

Table 1 Specifications of measurement system

Instrument	Maker	Type
Motor	Hyosung	10 hp, 1750 rpm
Invertor	LG	is3
Slip ring	Michigan scientific	SR10M
Powder brake	SE BANG	SPB-kg • m-20Y
Torque sensor	Lebow	1105-10 K
Indicator	Lebow	7552
Data acquisition	Agilent	Agilent E8408A
Laser tacho	Modal shop	393
Accelerometer	PCB	353B17
Pre-amplifier	PCB	442B104

Table 2 Specifications of helical gears

(a) Helical gears A

	Driving gear	Driven gear
Normal module	2.5	
Normal pressure angle	20°	
Center distance(mm)	150	
Whole depth(mm)	5.60	
Helix angle	25°	
Number of teeth	19	89
Face width(mm)	50	48
Outside diameter(mm)	59.10	250.95
Pitch diameter(mm)	52.41	245.50

(b) Helical gears B

	Driving gear	Driven gear
Normal module	2.5	
Normal pressure angle	20°	
Center distance(mm)	150	
Whole depth(mm)	5.85	
Helix angle	20°	
Number of teeth	56	
Face width(mm)	20	
Outside diameter(mm)	154.98	
Pitch diameter(mm)	148.98	

부분 단자에 연결되며 슬립링의 비회전부분에서 연결한 선은 증폭기에서 증폭된다. 증폭기로부터의 신호는 오피 앰프(Op amp)를 이용하여 자체 제작된 가산기 및 감산기 보드를 통하여 각 방향에 불필요한 신호를 제거하고 증폭시킨다. 이 신호를 Agilent E8408A와 MTS I-deas 소프트웨어에 의해 분석한다. Fig. 6은 헬리컬 기어의 진동을 측정하기 위한 블록선도이다.

토크에 따른 맞물림 주파수나 조화주파수 성분의 크기를 비교하기 위하여 실험기어 A는 49.05 N·m와 98.10 N·m의 두 부하토크로, 실험기어 B는 25 N·m와 49.05 N·m의 두 부하토크로 회전수를 500 rpm부터 1,500 rpm까지 50rpm 간격으로 변화시키면서 축방향, 반경방향, 회전방향에 대하여 측정하였다.

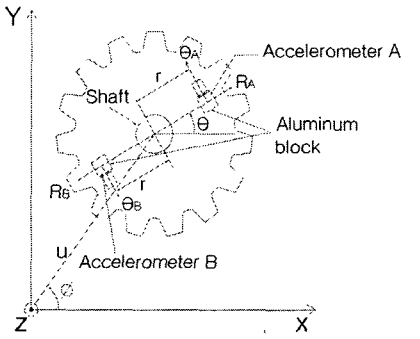


Fig. 3 Mounting position of accelerometers for rotational vibration measurement

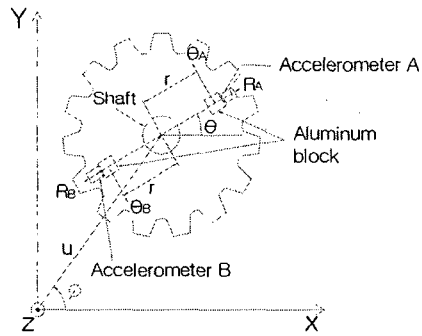


Fig. 4 Mounting position of accelerometers for radial vibration measurement

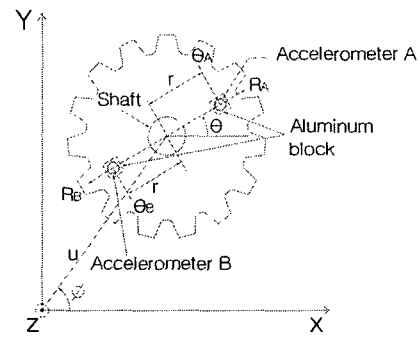


Fig. 5 Mounting position of accelerometers for axial vibration measurement

4. 실험결과 및 토의

Fig. 7은 진동 피크가 잘 나타나는 기어 B로 토크 49.05 N·m에서 측정한 500 rpm ~ 1,500 rpm까지의 water fall 그림을 보여주고 있다. 기어 맞물림 주파수와 그의 조화주파수의 기여에 대한 기존의 연구결과[8]와 이 그림에서 보는 바와 같이 기어의 주요 주파수중 맞물림 주파수, 2차 조화주파수, 3차 조화주파수까지가 기어 진동에 크게 기여하고 있고 가장 큰 피크는 회전수에 따라 변한다. 그러므로 이 연구에서는 측정된 결과에서 맞물림 주파수, 2차 조화주파수, 3차 조화주파수 성분을 추출하여 각 성분들을 제곱 평균한 결과인 식 (8)을 사용하여 각 방향의 진동 크기를 표시한다.

$$f_G = \sqrt{f_{g1}^2 + f_{g2}^2 + f_{g3}^2} \tag{8}$$

여기서 $f_{gi} = iN_1Z_1/60,\ i = 1,2,3$

또한 축주파수도 3차 조화주파수까지가 기여도가 크므로 기어의 맞물림 주파수 성분의 크기와 축의 진동 주파수 성분의 크기를 식 (9)와 같이 더하여 결

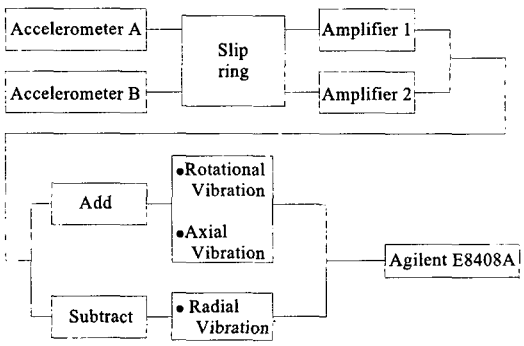
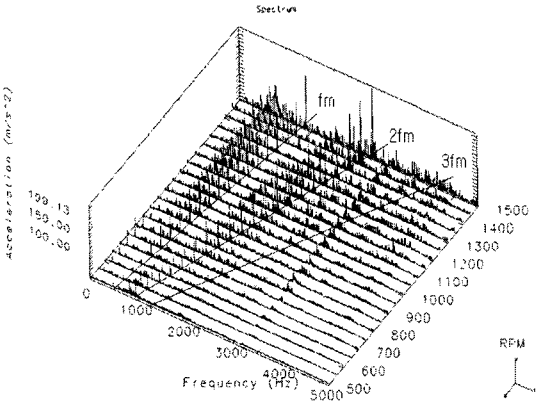


Fig. 6 Block diagram for vibration measurement

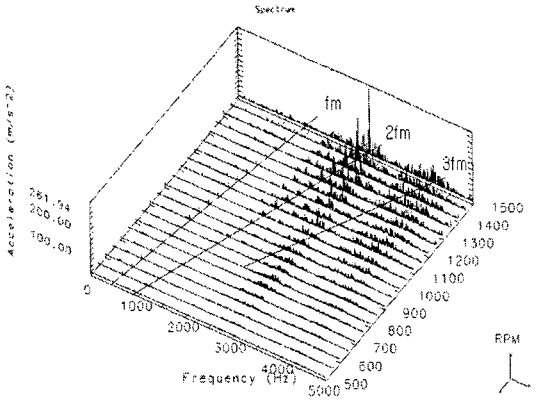
과를 검토한다.

$$f_T=\sqrt{f_{g1}^2+f_{g2}^2+f_{g3}^2}+\sqrt{f_{s1}^2+f_{s2}^2+f_{s3}^2} \quad (9)$$

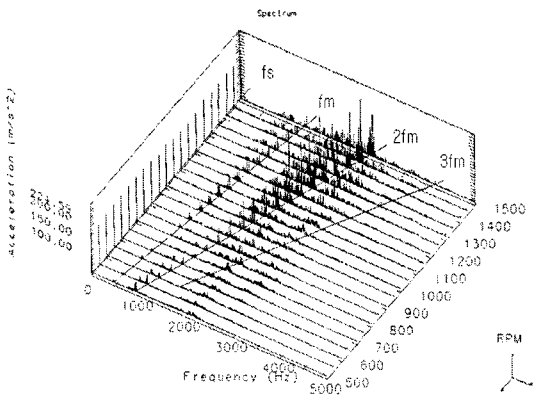
여기서 $f_{si}=iN_1/60,\ i=1,2,3$



(a) Rotational vibration



(b) Axial vibration



(c) Radial vibration

Fig. 7 Waterfall plot of gears B (49.05 N·m)

회전방향 가속도 측정에는 10.06과 10.15 mV/g, 반경방향에서는 10.12와 10.25 mV/g 그리고 축방향에서는 10.3과 9.51 mV/g의 감도를 가진 가속도계를 각각 사용하였다. 실험에 사용된 각 방향의 가속도계의 감도가 정확히 일치하지는 않지만 결과에 큰 영향을 줄 정도는 아니므로 차이는 무시하고 측정하였다. 두 가속도계에서 얻은 주파수 스펙트럼의 맞물림주파수에서 기어 A, 1,500 rpm의 경우 위상의 차이는 회전방향, 반경방향, 축방향에서 각각 13.8° , 15.8° , 9.4° 이고, 2차 조화주파수와 기여도가 작은 3차 조화주파수에서도 위상의 차이는 신호의 연산과 측정 결과에 큰 영향을 주지 않는다고 사료된다. 또한 각각의 측정에서 노이즈 제거를 위하여 충분한 신호의 평균(averaging)이 수행되어 스펙트럼 값이 변하지 않을 때 결과 값을 사용하였다.

4.1 실험기어 A

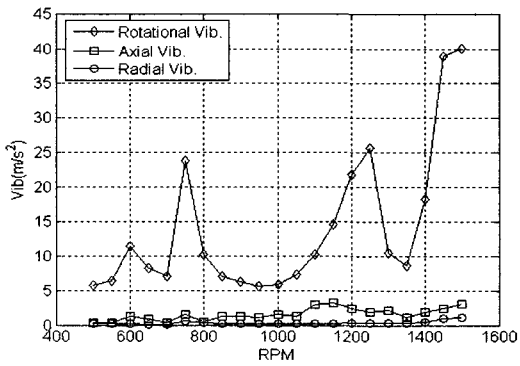


Fig. 8 Vibration of gears A in each direction by the gear frequencies (49.05 N·m)

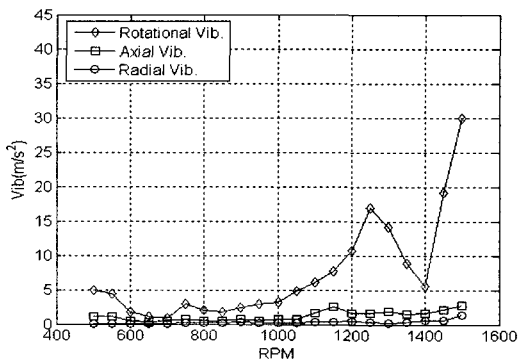


Fig. 9 Vibration of gears A in each direction by the gear frequencies (98.10 N·m)

Fig. 8과 Fig. 9는 실험기어 A의 토크 49.05 N·m 일 때와 토크 98.10 N·m일 때의 회전수에 따른 축방향, 반경방향, 회전방향의 진동의 크기를 보여준다. 그림에서 보듯이 기어의 주파수 성분 중에서 맞물림에 의한 회전방향 진동 성분이 토크 49.05 N·m와 98.1 N·m에서 가장 크고 그 다음으로 축방향, 반경방향 순으로 나타난다. 회전수 1,500 rpm에서 진동이 최대값을 나타내고 있다. 그러나 Fig. 9에서 보는 바와 같이 토크를 두 배로 증가시킨 98.10 N·m에서 진동이 더 작은 것을 알 수 있다. 기어의 치형 수정량은 하중을 받고 있는 치의 변형으로 인한 다른 치와의 간섭과 급격한 전체 탄성 변화를 피하기 위하여 치를 수정하는 것이고 크라운량은 치를 지지하는 축 변형을 보상하여 치를 편 접촉하지 않도록 수정하는 것으로 이를 통하여 기어의 진동과 소음을 줄이는 방안으로 사용된다[6,7]. 그러므로 기어 하중에 적합한 기어의 치형과 리드가 설계토크인 98.10 N·m와에 맞추어서 12 ㎛의 치형 수정량과 14 ㎛의 크라운 량으로 수정되어 진동의 크기가 줄어들었기 때문이라 사료된다.

Fig. 10과 Fig. 11은 토크의 크기를 49.05 N·m와 98.1 N·m일 때 기어의 맞물림 주파수, 2차 조화주파수, 3차 조화주파수 그리고 축에 의한 회전주파수의 진동 크기를 합한 그래프를 보인다. 이 그림에서 축의 진동의 영향을 받는 반경방향의 성분이 가장 크고 토크의 증가에 영향을 받지 않음을 알 수 있다. 다음으로 회전방향이 크고 축방향 진동이 가장 작게 나타내고 있다. 이것은 통상적으로 알고 있는 회전방향 진동이 항상 가장 크지 않다는 것을 보여주고 있다.

4.2 실험기어 B

Fig. 12와 13은 실험기어 B로 식 (8)을 사용하여 각 방향의 진동의 크기를 토크 25 N·m와 49.05 N·m

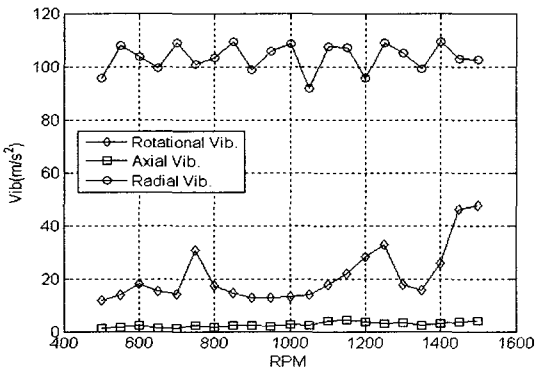


Fig. 10 Vibration of gears A in each direction by the gear and shaft frequencies (49.05 N·m)

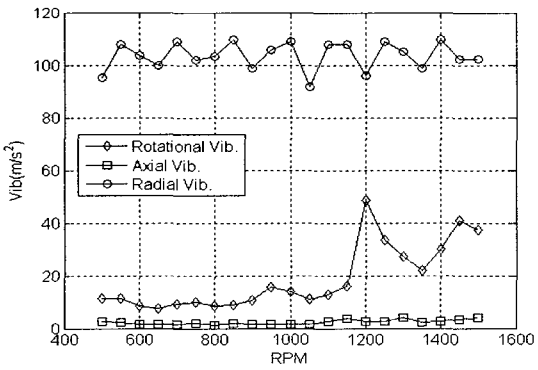


Fig. 11 Vibration of gears A in each direction by the gear and shaft frequencies (98.1 N·m)

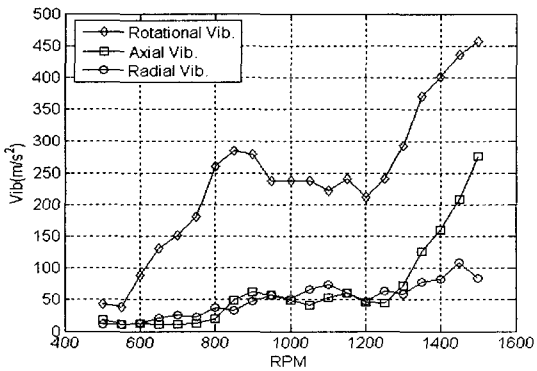


Fig. 12 Vibration of gears B in each direction by the gear frequencies (25 N·m)

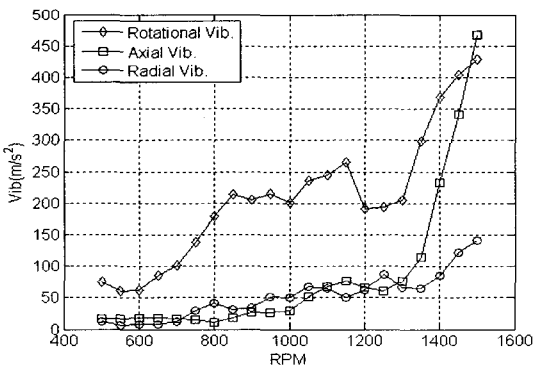


Fig. 13 Vibration of gears B in each direction by the gear frequencies (49.05 N·m)

에서 각각 나타내었다. 그림에서 보듯이 회전방향 진동이 25 N·m와 49.05 N·m의 두 토크에서 대부분 크게 나타난다. 축방향 진동성분은 500 ~1,300 rpm 구간에서 반경방향 진동 성분과 크기 차이가 없으나 1,300 rpm 이상에서 축방향 진동성분이 커지고 특히 토크 49.05 N·m에서는 가장 커지는 것을 볼 수 있다. 토크가 증가하여도 1,300 rpm 이상에서 축방향 진동 외에는 급격한 증가는 보이지 않는다.

Fig. 14와 Fig. 15는 토크의 크기를 25 N·m와 49.05 N·m일 때 기어의 맞물림 주파수, 2차 조화주파수, 3차 조화주파수 그리고 축에 의한 회전주파수의 진동 크기를 합한 그래프를 보인다. 이 경우, 반경방향 진동이 증가하여 대체로 회전방향, 반경방향, 축방향의 크기 순 임을 알 수 있고 다른 방향의 진동 크기보다 일정한 변화를 보인다.

기어 주파수만을 고려하였을 때와 마찬가지로 토크를 25 N·m에서 49.05 N·m로 증가시켜도 회전방향 진동은 진동성분의 크기가 증가하지 않고 오히려 다소 작아진 경우가 있다. 이 또한 치의 수정량이 49.05 N·m이상의 토크에 맞추어 설계되어 저 토크에서는 진동이 커지는 것으로 사료된다. 또한 축방향 진동도 토크가 커짐에 따라 급격히 증가하여 1,500 rpm에서는 가장 큰 진동 성분을 나타내었다.

헬리컬 기어에서 회전방향 가진력이 축방향 가진력 보다 크다. 기어 B의 경우에는 축방향 가진력은 정적인 상태에서 회전방향의 0.36배이다. 그러므로 축방향 진동이 회전방향 진동보다 더 큰 경우가 일어나는 것은 축방향을 지지하는 요소의 강성이 기여하고 있다고 사료되며, 설계시 축방향 강성도 충분히 고려하여야 함을 알 수 있다. 이를 위해 차후 해석연구에서 축방향만의 별도 모델링도 필요하다고 사료된다.

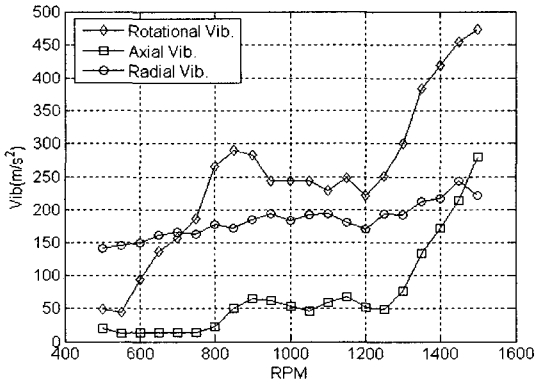


Fig. 14 Vibration of gears B in each direction by the gear and shaft frequencies (25 N·m)

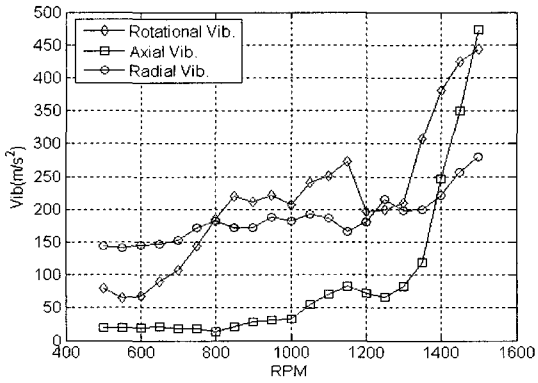


Fig. 15 Vibration of gears B in each direction by the gear and shaft frequencies (49.05 N·m)

4.3 기어 사이의 진동 크기의 비교 및 토의

실험 기어 A, B의 각 방향에서 진동의 최대값을 기어 주파수만의 식 (8)에 의한 Table 3과 기어와 축 주파수를 합한 식 (9)에 의한 Table 4에 나타냈다. 진동이 가장 큰 회전방향에서의 진동을 토크

Table 3 Maximum vibration in each direction by the gear frequencies

Gears	A		B	
Torque	49.05	98.10	25	49.05
Rot. (m/s^2) (rpm)	40.07 (1,500)	29.99 (1,500)	457.6 (1,500)	429.2 (1,500)
Axial (m/s^2) (rpm)	3.29 (1,150)	2.79 (1,500)	275.3 (1,500)	467.4 (1,500)
Radial (m/s^2) (rpm)	1.13 (1,500)	1.37 (1,500)	108.4 (1,450)	141.7 (1,500)

Table 4 Maximum vibration in each direction by the gear and shaft frequencies

Gears	A		B	
Torque	49.05	98.10	25	49.05
Rot. (m/s^2) (rpm)	47.43 (1,500)	48.69 (1,200)	473.5 (1,500)	443.3 (1,500)
Axial (m/s^2) (rpm)	4.35 (1,150)	4.2 (1,500)	280.7 (1,500)	473.5 (1,500)
Radial (m/s^2) (rpm)	109.3 (1,400)	109.6 (1,400)	243.7 (1,450)	279.7 (1,500)

49.05 N·m에서 상호 비교하면 실험기어 B가 실험기어 A보다 컸다. 그 차이는 실험기어 B는 실험기어 A에 비해 10배 정도의 크기가 증가하였다. 실험 기어 A의 물림률이 더 크므로 진동이 가장 작을 것으로 예측되나 그 정도가 많이 차이가 나고 있다. 이와 같이 물림률과 실제 진동의 크기가 선형적으로 비례한다고는 단언할 수 없다. 이것의 원인으로 두 가지를 예측하여 볼 수 있다.

첫 번째는 A 기어와 B 기어는 모두 0급기어로 제작되었지만 다른 연삭기에서 가공되어서 기어 B가 급격히 진동이 커지는 이유를 연삭 조건의 차이라고 생각해 볼 수 있다. 두 번째는 각 기어간의 치형 수정량과 크라운 량의 차이는 각 기어의 하중 조건에 맞추어 부여하였더라도 기어 진동을 물림률에 비례하게 하지 않은 비선형 요소를 주고 있다.

축방향과 반경방향에서도 실험 기어 B가 크고, 실험 기어 A가 진동이 작았다. 축의 진동 주파수에서의 크기를 고려한 Table 4에서도 회전방향, 축방향과 반경방향에서 실험 기어 B가 진동이 더 큰 결과를 보여주고 있다.

5. 결 론

이 연구는 물림률이 다른 두 쌍의 헬리컬 기어들의 축방향, 반경방향, 회전방향 진동의 기여도를 파악하기 위하여 실험용 헬리컬 기어상자를 설계, 제작하였고, 개발된 실험시스템에서 이 진동들을 측정, 분석하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 기어 맞물림 주파수와 그의 조화주파수만을 고려하였을 때 기어진동은 물림률이 다른 두 쌍의 기어 모두 회전방향 진동이 가장 크고 축방향이 그 다음이며 반경방향이 가장 작으나 축 주파수를 포함시켰을 때는 기어에 따라 최대 진동이 회전방향 또는 반경방향이 되고, 축방향 진동이 가장 작았다.

(2) 기어 진동을 물림률의 선형적인 비례 관계로 예측하는 것은 가능하지 않다.

(3) 회전수 증가는 기어진동을 증가시키지만 토크의 증가는 기어진동을 반드시 증가시키지 않는다.

(4) 가진력이 작음에도 불구하고 축방향은 회전방향보다 진동이 큰 주파수 대역을 가질 수 있으므로 기어 상자 설계에서 축방향도 진동측면에서 검토하여야한다.

후 기

이 논문은 정부(교육인적자원부)의 재원으로 한국학술진흥재단의 지원을 받아 수행된 연구임.(과제번호: R05-2004-000-10905-0 (D00058))

참 고 문 헌

(1) Kiyono, S., Aida, T. and Fujii, Y., 1978, "Vibration of Helical Gears Part 2 Experimental Investigation", Bulletin of the JSME, Vol. 21, No. 155, pp. 923~930.

(2) Umezawa, K., Suzuki, T., Houjoh, H. and Baggiasna, K., 1986, "Influence of Misalignment on Vibration of Helical Gear", Proceedings of the 2nd World Congress on Gearing, pp. 615~626.

(3) Wang, S., Umezawa, K., Houjoh, H. and Matsumura, S., 1996, "An Analytical Investigation of the Dynamic Behavior of a Helical Gear System", Proceedings of the 7th International Power Transmission and Gearing Conference, ASME, pp.169~176.

(4) Park, C. I. and Lee, J. M., 2002, "Experimental Investigation of the Effect of Lead Errors on Helical Gear and Bearing Vibration Characteristics", KSME International Journal, Vol. 16, No. 11, pp. 1395~1403.

(5) Morikawa, K., Mori, A. and Nishihara, R., 2001, "Dynamic Vibration Analysis of Helical Gear System", Proceedings of the JSME International Conference on Motion and Power Transmissions, JSME, pp. 115~120.

(6) Townsend, D. T., et al., 1992, Dudley's gear Handbook, 2nd ed., McGraw-Hill, Ch.14.

(7) Smith, J. D., 1999, Gear Noise and Vibration, Marcel Dekker, NY.

(8) Park, C. I. and Cho, D. H., 2004, "3 Directional Vibration Measurement of Wide Face Width Helical Gears", Proceedings of the KSME 2004 Fall Conference, pp. 661~666.