

스타형 유성기어열의 전달오차에 관한 연구

A Study on the Transmission Error of a Star Type Epicyclic Gear Train

류형태*, 이동환*, 천길정**
Houngtae Ryu, Donghwan Lee, Gilljeong Cheon

ABSTRACT

In this paper, the transmission error of a star type Epicyclic Gear Train (EGT) has been studied. Dynamic analysis has been executed to calculate the rotation angle of the input and output shafts at various loads. Transmission error of EGT has been measured to compare with the analysis results. There are qualitative similarity between the experimental and analytical results.

주요기술용어 : Dynamic Analysis(동적해석), Epicyclic Gear Train(유성기어열), Gear(기어), Transmission Error(전달오차)

1. 서 론

기어(Gear) 동력 전달장치에서는 맞물리는 치의 변형, 강성 변동, 가공 오차 및 조립 오차 등에 기인하는 진동 소음 현상이 발생하며, 이러한 진동과 소음은 기계시스템과 작업자에게 좋지 않은 영향을 끼치게 된다. 자동차 변속기의 진동 소음은 기어열의 진동 소음과 밀접한 관계가 있으며, 특히 전달오차(T.E. : Transmission Error)는 기어열의 주된 진동 소음원으로 여겨지고 있다⁽¹⁻³⁾. 기어열 중에서 소형 경량 구조로 제작 가능한 유성기어(EGT: Epicyclic Gear Train)는 오래전부

터 중요한 동력전달 기계요소로 사용되어 왔으며, 이에 대하여 많은 연구가 행하여졌다. 단순기어열의 전달오차에 대해서는 다양한 속도와 하중조건에 대하여 많은 동적해석(Dynamic Analysis)과 실험이 수행되어^(1~7), 전달토크와 속도 변화에 따른 전달오차 특성과 진동소음과의 관계가 규명되었다.

그러나 유성기어열의 전달오차에 대해서는 해석과 실험면에서 아직 발표된 결과가 알려져 있지 않다. 따라서 본 연구에서는 스타형 유성기어열을 대상으로 하여 여러 가지 운전 변수들과 전달오차와의 관계를 규명하려고 시도하였다. 유성기어열을 구성하는 각 요소들의 운동방정식을 풀어 입출력축의 회전각을 계산하였고, 실험을 실시하여 입출력축의 회전각을 측정된 후 전달오차를 구하여 그 결과를 이론 해석치와 비교하였다.

* 원광대학교 대학원

** 정희원, 원광대학교 기계공학부

2. 전달오차의 해석과 측정

2.1 치강성 해석

기어가 맞물려 돌아갈 때 물림을 이루는 기어쌍은 회전각도에 따라 연속적으로 변화한다. 따라서 두 기어 사이의 물림강성은 비선형적이고 연속적으로 변화하나, 헬리컬기어인 경우에는 물림률이 높아 치강성 변화에 의한 영향이 적기 때문에⁽⁸⁾ 치강성은 일정한 값을 사용하였다. 본 연구에서는 두쌍의 평기어가 맞물릴 때의 치강성을 치의 굽힘과 전단변형, 이뿌리 변형 및 헤르츠 접촉에 의한 변형 등을 고려하여 계산한 값을 사용하였다⁽⁹⁾.

2.2 기어열 모델링

해석에 이용된 기어열은 3개의 유성기어를 가지며 캐리어가 고정되고 링기어가 회전하는 스타형 단순기어열이다. Fig. 1과 Fig. 2는 각각 전체 배치도와 기어지지 조건을 보여준다. Table 1은 해석 및 실험 대상이 되는 유성기어의 사양으로서, 국산 승용차에 이용되는 제원을 적용하였다.

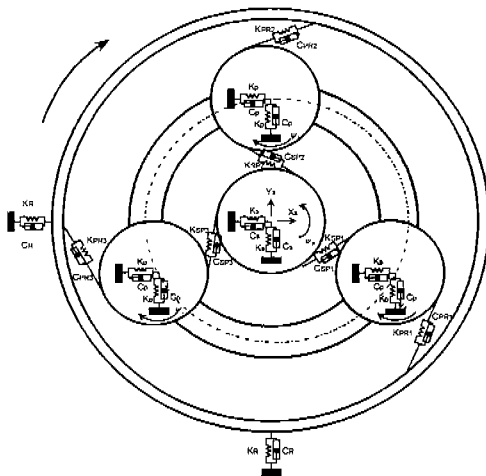


Fig. 1 Schematic diagram of gear train system

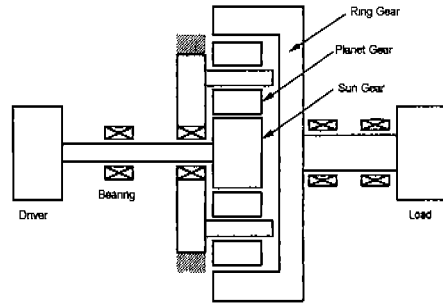


Fig. 2 Dynamic modelling of simple EGT

전체 시스템은 구동기와 유성기어열 및 부하로 구성되며, 각 요소들은 각각 3자유도를 갖는 평면 운동을 하도록 구속된다. 구동기와 부하 및 기어들은 구름베어링으로 지지된다. 각 지지 베어링과 맞물리는 치면 사이에는 모두 강성과 감쇠가 존재하며, 각 요소에 대한 힘과 토크 평형을 고려하여 운동방정식을 얻는다^(9, 10). 기어 치면 형상은 이상적인 인블루트 치형을 가지는 것으로 가정 하였으며, 가공오차와 조립오차 및 백래쉬는 무시하였다.

Table 1 Specification of the gears

Parameter	Sun gear	Planet pinion	Ring gear
Number of teeth	34	22	74
Modulus of elasticity	200 GPa		
Poisson's ratio	0.3		
Number of planet pinion	3		
Module	1.5 mm		
Face width	15 mm		
Helix angle	30°		
Pressure angle	14.5°		

2.3 전달오차

출력축의 이론적인 회전각도는 입력축 회전각도에 감속비를 곱한 값과 동일하여야만 하나, 기어열의 백래쉬나 변형 및 축의 비틀림 변형 등에

의해 이들 값은 동일하지 않고 약간의 차이를 보이며 구동된다. 이러한 오차를 전달오차 (T.E.)라 하며, 다음 식과 같이 표현된다.

$$T.E. = \theta_{in} - N \cdot \theta_{out}$$

θ_{out} : 출력축의 회전각

θ_{in} : 입력축의 회전각

N : 유성기어열의 이론적 감속비

스타형 유성기어열이므로 감속비 N 는 Z_R/Z_S 이다. 여기에서, Z_S 는 선기어 잇수이고, Z_R 은 링기어 잇수를 나타낸다.

2.4 해석 결과 및 고찰

Fig. 3은 입력축 회전수를 일정하게 하고 토크를 증가시킨 경우의 전달오차이다. 토크가 증가함에 따라 전달오차의 절대값과 변동폭이 모두 증가하는 것으로 나타나는데, 이것은 토크 증가에 따라 축의 비틀림도 점점 커지기 때문인 것으로 판단된다. 전달오차의 절대값은 토크 증가에 대해 선형적인 증가를 보이고 있다. 또한 토크의 증가로 인한 치면력 증가는 기어치가 맞물리거나 떨어지는 순간의 충격력을 높이기 때문에, 토크가 낮은 경우보다 높은 경우에서 이의 물림에 의한 고주파 성분이 비교적 잘 관찰된다.

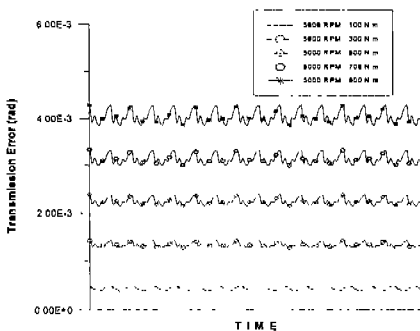


Fig. 3 Analyzed transmission error at $N_{sun} = 5000RPM$

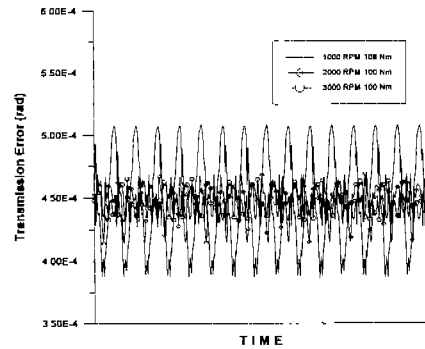


Fig. 4 Analyzed transmission error at $T_{in} = 100 Nm$

Fig. 4는 토크를 일정하게 하고 회전수를 증가시킨 경우인데, 전달오차의 절대값은 거의 변하지 않고 그 변동폭만 회전수가 증가할수록 줄어드는 것으로 나타난다. 이것은 전달오차의 절대값이 토크에 의해 지배적인 영향을 받는다는 점을 추정하게 한다. 1000RPM에서 2000RPM으로 회전수를 변화시켰을 경우와 2000RPM에서 3000RPM으로 변화시켰을 경우의 전달오차의 변동폭을 비교했을 때, 그 변동 경향이 선형적이지 않은데, 회전수가 어느 정도 이상 높아지면 전달오차의 변화에 큰 영향을 미치지 않는 것으로 추정된다.

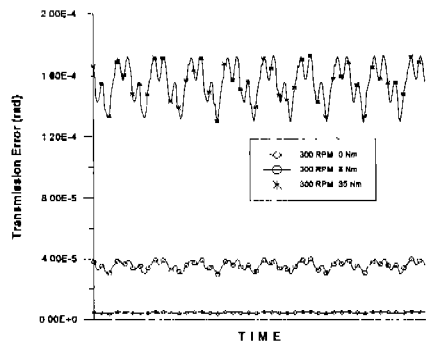


Fig. 5 Analyzed transmission error at $N_{sun} = 300RPM$

Fig. 5는 실험 조건과 유사하게 회전수와 토크를 가한 상태에서 해석한 결과이다. 토크가 0인 경우에는 전달오차가 거의 나타나지 않고, 대체로

저주파 성분이 지배적이며 약간의 고주파 성분도 나타나고 있다. 저주파 성분의 주파수가 회전 주파수에 비례하여 증가하는 것으로 보아, 회전 토크 변동에 의한 영향이 지배적임을 알 수 있다.

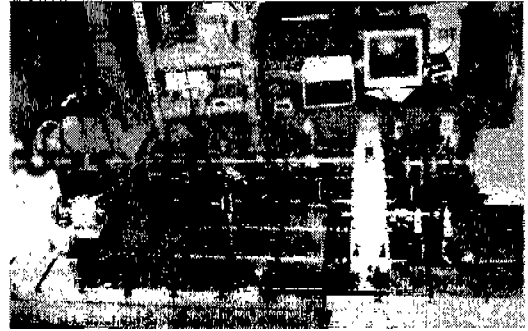
해석 결과를 주파수 영역에서 분석하면 링기어 회전주파수 성분의 3배 성분($3f_R$)이 지배적인데, 이것은 3개의 유성기어 간의 위상차에 기인하는 것으로 판단된다. 따라서 한쌍의 기어와 피니언이 맞물리는 일반적인 기어열과는 달리, 유성기어열의 경우에는 유성기어의 개수와 위상차등이 전달 오차에 영향을 미치는 것을 확인 할 수 있다.

2.5 실험방법

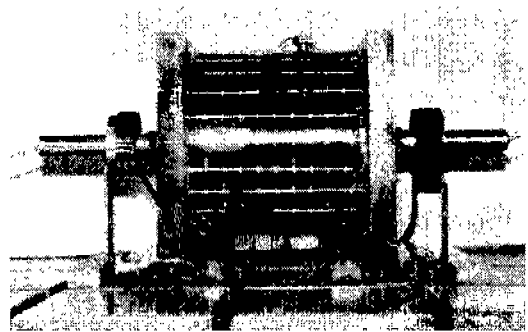
Table 2는 실험에 사용된 장비의 사양이고, Fig. 6 (a)는 실험장치의 전체 사진이며, Fig. 6(b)는 유성기어의 입출력축에 엔코더를 설치한 모습이다. Fig. 7은 유성기어의 전달오차를 측정하기 위한 실험장치의 개략도이다.

Table 2 Specifications of the equipments used in the experiments

Equipments	Specifications
Induction motor	LG, AC 10Hp
Inverter	LG, SV075is-2
Torque meter	Lebow, 1804-1k
Taco meter	HENGSTLER BIS-M12M-N04-3DON-K20
Lubrication oil	Transmission Oil, SAE90
Hysteresis brake	Magtrol, Inc, 5210-2
Alignment system	Prüftechnikag, OPTALIGN
Oscilloscope	Hitachi, VC-6545
A/D board	Strawberry, Flash-12, 1MHz, 8ch, 32bit
Data processing S/W	Strawberry Tree, Inc Work Bench PC 2.60
Encoder	RSF Elektronik



(a) test rig



(b) EGT and encoders

Fig. 6 Photographs of the test rig

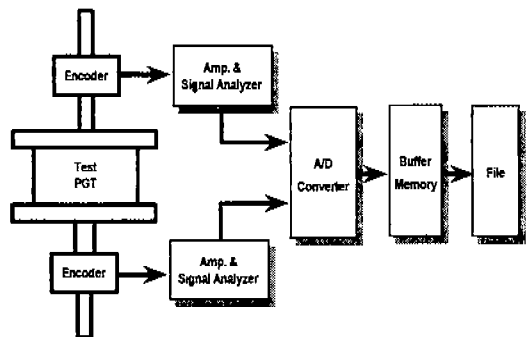


Fig. 7 Schematic diagram of encoder signal acquisition system

유성기어의 입출력축에 엔코더를 설치하고, 상용 앰프와 A/D 컨버터를 사용하여 동시에 두 엔코더 값을 측정하였으며, 측정된 자료는 다시 전

달오차의 정의에 따라 처리하고 분석하였다. 엔코더의 분해능은 0.001° 이다. 승용차 주행시 트랜스미션 입력축의 회전수는 보통 수천 rpm의 범위를 가지나, 본 실험에 사용된 실험장치중 모터의 부하 용량과 엔코더 데이터 처리 능력의 한계로 인하여 실험은 수백 rpm 범위에서만 수행하였다.

2.6 실험 결과 및 고찰

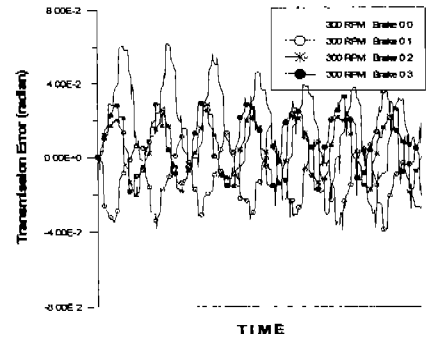
Fig. 8 (a), (b) 및 (c)는 입력축 회전수가 각각 300RPM, 500RPM, 및 700RPM일 때의 전달오차를 측정된 결과이다. 브레이크 용량(brake capacity)이 0인 경우는 입력축에 걸리는 토크가 약 8 Nm, 브레이크 용량이 0.3인 경우는 약 38 Nm이다. 전달오차 신호는 고주파수 신호와 저주파수 신호가 동시에 나타난다. 유사한 조건의 해석 결과인 Fig. 5의 경우에는 전달오차의 크기가 10^{-4} rad 정도인데 비하여, 실험에 의해 측정된 전달오차의 크기는 10^2 rad 정도로서 큰 차이가 있다. 이러한 차이는 해석에서는 조립공차나 가공공차 등을 무시하고 이상적인 인볼류트 치형을 가정한 반면에, 실제 실험에서는 커플링과 기어 및 지지베어링등 여러 가지 주변장치의 가공 및 조립공차 등이 영향을 미치기 때문인 것으로 사료된다. 또한 해석 결과와는 달리 부하를 전혀 가하지 않았을 때의 전달오차가 회전수와 관계없이 제일 크게 나타나는데, 이것은 무부하시 해석에서는 고려되지 않은 이빨의 백래쉬와 지지베어링의 강성 및 측정렬오차 등에 의해 구성요소들의 요동이 억제되지 않았기 때문인 것으로 추정된다.

토크를 증가시키면 전달오차의 절대값이 양(+)의 부호쪽으로 치우치는 경향을 보이는데, 이것은 비틀림 토크가 출력축의 회전을 방해하기 때문에 출력축이 입력축에 비하여 덜 돌아가기 때문인 것으로 추정된다. 변동폭은 토크가 증가함에 따라 미소하게 감소하는데, 이는 토크가 증가하여 각기어의 맞물림의 정도가 증가하기 때문인 것으로 판단된다. 그러나 해석 결과에서와는 달리, 전달오

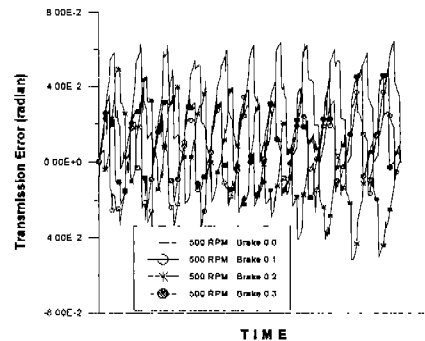
차의 크기가 토크의 크기에 비례하여 증가하는 경향을 발견할 수는 없었다.

전달오차 신호의 변동폭은 선기어의 회전수가 300 RPM, 500 RPM의 경우에는 약 $6.00E-2$ rad으로 단순 기어열의 경우보다 더 크게 관찰되었다⁽⁵⁾. 그러나 700RPM의 경우에는 그 변동폭이 급격히 증가하는 것으로 관찰되었는데, 이것은 위험속도에 기인하는 진동의 결과인 것으로 추정된다.

Fig. 8 (d)는 전달 토크를 일정하게 하고 회전수를 증가시킨 경우의 전달오차를 보여준다. 선기어 회전수를 300 RPM에서 500 RPM으로 증가시켰을 경우에는 전달오차의 변동폭이 약 10% 정도 줄어드는데, 이러한 경향은 해석 결과와 유사하다.

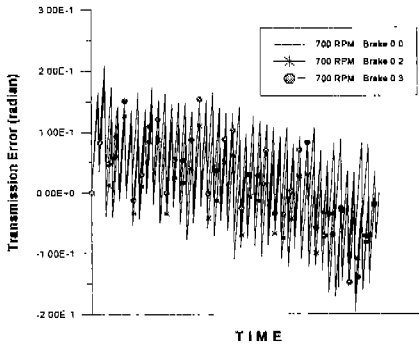


(a) sun gear velocity 300 RPM

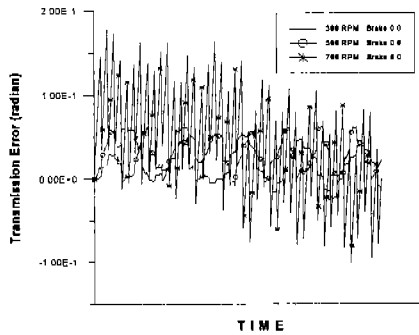


(b) sun gear velocity 500 RPM

Fig. 8 Measured transmission error at various sun gear velocity



(c) sun gear velocity 700 RPM



(d) various sun gear velocity

Fig. 8 Measured transmission error at various sun gear velocity(continued)

해석에서 얻어진 결과와 실험에서 얻어진 결과는 대체로 정성적으로는 유사성을 보이고 있다. 진폭이 큰 저주파와 진폭이 작은 고주파성분이 동시에 섞여서 나타나며, 토크가 증가하면 전달오차의 크기도 커진다.

해석 결과에서는 전달오차의 변동폭이 회전수가 증가함에 따라 약간씩 줄어드는 경향을 나타내나, 실험 결과에서는 700RPM에서 급격한 증가를 보이는데, 이것은 해석에서 고려되지 않았던 실험장치의 위험속도에 의한 영향 때문인 것으로 추정된다.

Fig. 9는 전달토크의 변동 경향을 측정한 결과로서, 전달오차의 변동 측정 결과와 비슷한 경향을 보이고 있다.

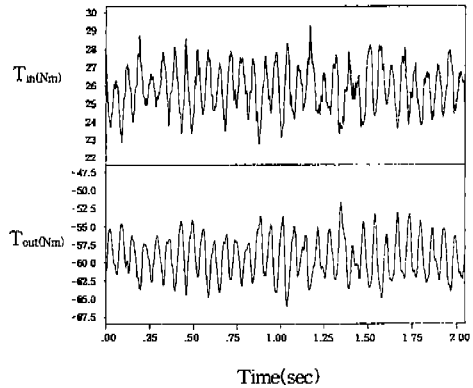


Fig. 9 Measured torques at sun gear velocity 500RPM (brake capacity : 0.2)

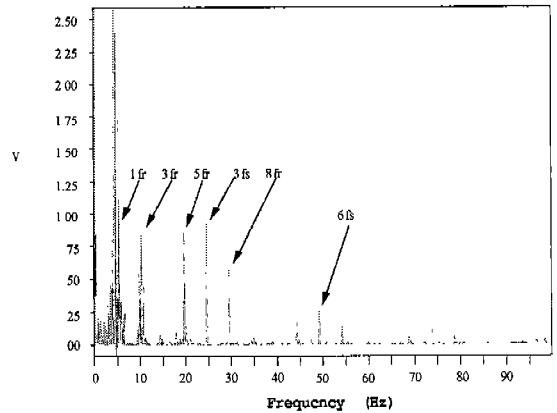


Fig. 10 FFT of measured transmission error ($N_{Sun} = 500RPM$)

Fig. 10은 측정된 전달오차를 FFT분석한 결과를 나타낸 것이다. 전달오차 신호에 입출력축의 회전수에 상응하는 주파수 성분과 그 하모닉 성분이 나타난다. 특히 링기어의 주파수 성분들이 현저한데, 이는 링기어가 출력축과 직결된 구조이기 때문이며, 출력축의 거동이 전달오차에 큰 영향을 미친다는 것을 보여준다. 유성기어 회전수의 3배수 주파수 성분도 관찰되는데, 이는 유성기어의 개수가 3개인 것과 관련이 있는 것으로 추정된다. 선기어 회전주파수의 하모닉 성분 역시 관찰되며, 전달오차와 토크변동 간에는 밀접한 관계가 있음

을 알 수 있다. 따라서 향후 전달오차를 측정하지 않고서도, 출력축의 토크만을 측정하여 전달오차와 그에 의한 영향을 평가하는데 이용할 수 있을 것으로 판단된다.

3. 결 론

스타형 유성기어열의 전달오차에 대하여, 실제 실험을 수행하여 얻은 실험치와 이론 해석치를 비교하였으며, 이에 의하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 주변장치의 영향 등을 고려하지 않고 단순히 유성기어를 구성하는 요소들만을 고려하여 전달오차를 해석하여도, 실험치와 정성적으로 유사한 결과를 얻을 수 있었다.
2. 실험 수행의 경우와 이론 해석의 경우 모두에 있어서, 회전 토크를 증가시키면 전달오차의 값이 증가한다. 전달오차의 변동폭은 해석과 달리 실험의 경우에는 그 변동폭이 다소 작아지는 것으로 측정되었다.
3. 입력축과 출력축의 회전수 및 전달 동력과 유성기어의 개수 등이 전달오차에 영향을 미치며, 그 중에서도 출력축의 거동이 제일 큰 영향을 미친다.

후 기

이 논문은 1999 년도 원광대학교의 교비 지원에 의해서 연구됨.

참 고 문 헌

1. T. Ishida, T. Hidaka, "Effects of Assembly and Manufacturing Errors on Transmission Error of Planetary Gears", International Power Transmission and Gearing Conference -Volume 1, ASME, DE-Vol. 43-1, pp. 375 ~381, 1992.

2. J. Rosinski, D.A.Hofmann, J.A.Rennell, "Dynamic Transmission Error Measurements in the Time Domain in High Speed Gears", International Gearing Conference, Vol. 1, pp. 363 ~370, 1994.
3. H. K. Kohler, A. Pratt, A. M. Thompson, "Dynamics and Noise of Parallel-Axis Gearing", Inst. Mech. Eng., Vol. 184, 111-121, 1970.
4. J. D. Smith, "Gear Transmission Error Accuracy with Small Rotary Encoders", Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 201, 133 ~135, 1987.
5. C. Bard, D. Remond, D. Play, "New Transmission Error Measurement for Heavy Load Gears", International Gearing Conference, Vol. 1, pp. 393 ~399, 1994.
6. J. D. Smith, "A Modular System for Transmission Error Measurement", Proc. Inst. Mech. Eng., Vol. 202, 439 ~442, 1988.
7. S. J. Thompson, "A Four Megawatt Test Rig for Gear Noise and Vibration Research", International Gearing Conference, Vol. 1, pp. 445 ~451, 1994.
8. A. Kahraman, "Planetary Gear Train Dynamics", ASME J. of Mechanical Design, Vol 116, pp. 713-720, 1994.
9. 김충, 김주호, 이정환, 조영일, 천길정, 정태형, 한동철, "기어의 강성변화를 고려한 유성기어열의 동특성 해석 연구", 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 141 ~148, 1996.
10. 이정환, 류형태, 천길정, "저널베어링으로 지지된 유성기어열의 동특성에 관한 연구", 대한기계학회논문집 A권, 제22권 제1호, pp. 198 ~205, 1998.