

<논 문> SAE NO. 97370076

유성치차열의 저속영역에서의 동특성에 관한 실험적 연구

An Experimental Study on the Dynamic Characteristics of a Planetary Gear Train in the Low Speed Region

이 정 한*, 천 길 정**, 김 주 호*, 김 충*, 한 동 철***, 명 제 형*, 정 태 형****
J. H. Lee, G. J. Cheon, J. H. kim, C. Kim, D. C. Han, J. H. Myung, T. H. Jeong

ABSTRACT

Gear train system test rig of power circulating type was fabricated, and systematic experiment for measuring dynamic characteristics of the planetary gear trains in the low speed region has been carried out using the test rig. The measured parameters are fillet strains of the sun gear and ring gear, carrier displacements, torques of the input and output shafts. The results are as follows: i) Even though the loading torque is constant, torque variation has been observed on the input and output shafts, ii) The variation of the torque has two frequency components, i.e. lower one of the input shaft rotation and higher one of the two teeth meshing, iii) The variation of the fillet strains shows the same tendency as that of the torque, iv) The loci of the carrier depend on the torque and rotational speed.

주요기술용어 : Planetary Gear Train(유성치차열), Dynamic Characteristics(동특성), Fillet Strain(필렛 변형률)

1. 서 론

치차열은 아주 효율적인 동력 전달 수행 기계요소로서 거의 모든 기계에 사용되는데 그 수요가 매우 다양하고 응용 범위가 넓다. 유성

치차열(PGT : Planetary gear train)은 동일 변속비의 경우 다른 원리의 치차열에 비해 그 체적이 작고 입출력이 동심이며 동력 전달 효율이 높기 때문에 소형 경량화가 요구되는 항공기, 자동차, 사무기기, 공작기계 등에 많이 사용되고 있다. 자동변속기는 크게 토크컨버터와 다판 클러치 및 유성기어와 이들을 제어하는 제어유닛으로 구성되는데 특히 유성기어는 단순한 구조이어서 소형 경량화를 가능케 하면서도 다양하고 높은 감속비를 간단하게 얻어 낼

* 정회원, 대학원
** 정회원, 원광대학교 기계공학과
*** 정회원, 서울대학교 기계설계학과
**** 정회원, 한양대학교 기계설계학과

수 있기 때문에 대부분의 자동변속기에 채용되고 있다. 상품화된 자동변속기의 구조는 회사별로 모두 다르나 그 차이는 주로 유성치차열의 배치 방식에 따라 발생할 만큼 변속기의 치차열은 그 구성과 배치 방식이 다양하다.

여러 곳에서 내접과 외접이 동시에 일어나는 유성치차열의 경우에는 여러 개의 유성기어들의 맞물림 상태가 서로간에 다르고 위상차가 존재하기 때문에 전달 동력과 하중이 균일하게 배분되지 않고 특정 유성기어에 집중적으로 작용할 수도 있으며, 링기어와 유성기어 및 태양기어의 고정 방식에 따라 구조부와 지지 베어링의 영향도 고려하여야 하므로 단순 치차열보다 그 거동이 훨씬 복잡하고 해석에 많은 노력이 소요된다. 따라서 치차열의 시스템을 설계하기 위해서는 최적 구조 및 배치를 결정하기 위한 설계 기술,^{1~3)} 맞물리는 이빨들의 기구학적 해석⁴⁾, 진동 특성 해석,^{5~6)} 치면들 사이의 윤활 해석, 유성기어축에서의 간극 틈새를 고려한 동수압 윤활 해석,⁷⁾ 치면과 이뿌리에서의 응력 해석, 열전달 특성 해석 및 이들을 검증하기 위한 실험 수행^{8~11)} 등 거의 모든 기계공학 관련 기술이 필요하게 된다.

한편 다양한 모델링에 의한 해석 결과들은 실제 실험 결과와의 비교에 의해 그 정확성과 유효성이 검증되기 때문에 정확한 해석 기술의 확보를 위해서는 반드시 실험을 수행하여야만 한다. 따라서 본 연구에서는 치차열의 성능 비교 검토에 필요한 몇 가지 특성 인자들을 직접 측정할 수 있는 실험장치를 제작하여 다양한 작동 상황하에서의 실험을 수행하고 그 결과를 분석 검토하였다. 즉, 운전변수인 토크와 회전수가 변화함에 따라, 상태변수인 감속기 전후의 입출력축에 작용하는 실제 토크와 필렛부에서의 변형을 및 캐리어의 흔들림 변위와 궤적 등의 변화 경향을 관찰하고, 제반 설계변수와 운전변수 및 상태변수들 간의 관계를 분석하였다. 축계, 하우징, 연결된 실험 시스템 전체, 및 지지정반 등의 고유진동수와 축의 회전수가 근사하거나 일치함으로써 발생될 수도 있는 공진현상을 피하고, 고속 회전에 의한 원심력과 자

이로스코프 효과등이 무시 되어 순전히 치차열 자체만의 준정적 특성만을 관찰하기 위해 저속 범위에서 작동시킨 결과만을 검토하였다.

2. 실험

2.1 실험 장치

측정할 치차열은 단순 유성치차열을 사용하였다.(Table 1)

링기어가 프레임과 일체로 고정되어 태양기어가 입력축이 되고, 캐리어와 출력축은 일체로 가공되어 태양기어와 같은 방향으로 회전한다. 구동 동력원으로는 인버터에 의해 구동되는 유도전동기를 사용하였으며, 측정용 치차열과 동일 사양의 치차열을 반대로 설치하여 동력이 순환되도록 하였다.(Fig.1)

동력 순환형 폐순환계를 조립할 때 초기에 일정 토크(Tp)가 걸리도록 조립하면 회전수만을 변화시킴으로써 부하 동력을 그에 따라 조절할 수 있다. 동력이 순환되기 때문에 모터는 마찰 손실을 보상할 수 있는 만큼의 동력만을 내면된다. 입출력부에 토크미터(Torque meter)를 설치하고, 태양기어의 필렛부와 링기어 필

Table 1 Specification of the Test PGT

	Sun Gear	Planet Gear	Ring Gear	Carrier
Number of Teeth	16	24	64	
Radius of Pitch Circle, mm	24.0	36.0	91.0	
Material	SCM415	SCM115	SCM440	SCM440
Module, mm	3.0			
Speed Ratio	5			
Addendum Modification Coefficient	0			
Pressure Angle	20°			

렛부의 치꼭 중앙 및 유성기어축에 스트레인게이지(Strain gage)를 부착하였다. 회전하는 태양기어의 변형률을 측정하기 위해 동력 전달축에 원격측정 시스템(Telemetry system)을 설치하였다. 캐리어 주위에 90° 간격으로 두개의 갭 센서(Gap sensor)를 설치하였고, 링기어 치면 1mm깊이에 열전대(Thermocouple)를 설치

하였다. 감속기 내부에는 변속기용 오일을 채워 유속 윤회가 되도록 하였다. 실험에 사용된 계측기의 사양은 Table 2와 같다.

2.2 실험방법

초기 부하 토크를 0, 50, 및 100 N·m로 변화시키고, 입력축의 회전수는 준정적 특성을 나타낼 수 있도록 비교적 저속인 60, 150, 300 rpm으로 변화시켰다. 작동 중의 태양기어의 변형률을 측정하기 위해 입력축의 중앙에 구멍을 뚫어 스트레인 게이지 도선을 유출한 후 유연 커플링 부분으로 유도하여 축에 설치된 원격측정 시스템에 연결하였다. 각종 센서 신호들은 전용 증폭기(Amp)를 거친 후 PC상에 설치된 A/D 보드와 전용 S/W로 처리하였다.

2.3 실험 결과 및 고찰

Fig.2는 초기 부하 토크(T_p)를 가하지 않고 입력축 회전수(N_{in})를 60 rpm으로 한 경우의 결과이다.

입력축 토크의 변동 주파수 중 저주파수(1Hz)성분은 입력축의 회전수와 일치하며, 캐리어의 변위 주파수(1Hz)와 출력축의 토크 변동 주파수(1Hz)도 입력축의 회전수와 일치한다. 출력축과 캐리어의 회전수는 입력축에 비

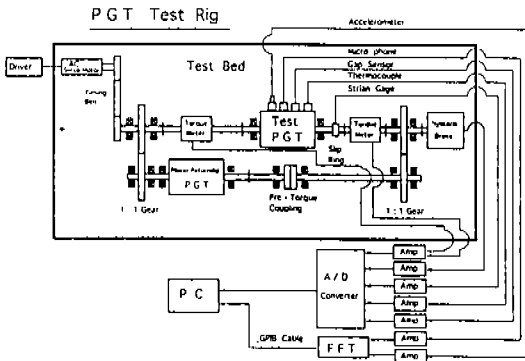


Fig.1 Schematic Diagram of the Gear Train Test Rig

Table 2 Specifications of the Equipments Used in the Experiments

Equipments	Specifications
Inverter	LG, SV075is-2
Induction Motor	LG, 10Hp
Torque Meter	Lebow, 1804-1k
Strain Gage	Measurement Gr., ED-DY-050AH-350
Strain Amp	Measurement Gr., Amp 2310
Telemetry	Volland, BD 1.1
Gap Sensor Amp	Capacitec, HPI -375-8802
Lubrication Oil	Transmission Oil, SAE90
A/D Board	Strawberry, Flach-12
Data Processing S/W	Workbench

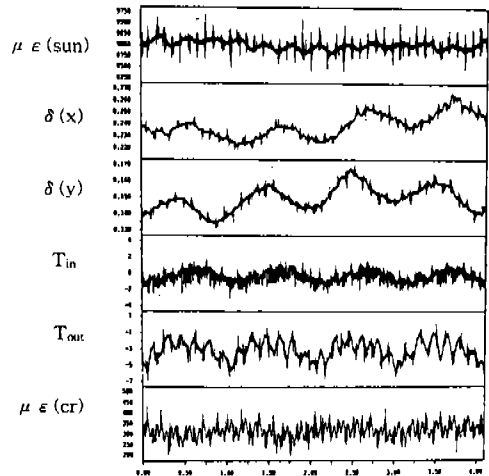


Fig.2 Experimental Results for $T_p=0$ N·m, $N_{in}=60$ rpm

해 감속비(5 : 1)만큼 감속된 값인데도 불구하고 변위와 토크의 변동 주기가 입력축의 주기와 일치하는 것은 입력축의 흔들림(Run-out) 오차 때문인 것으로 판단된다. 초기 부하 토크를 가하지 않았음에도 불구하고 이빨에 응력이 발생하고 입력축에 토크가 걸리고 있는데, 이는 축을 지지하는 베어링에서의 마찰 및 맞물리는 이빨 사이의 마찰력과 이빨의 주기적 강성 변화 때문인 것으로 판단된다. 입력축 토크는 대략 -1 N·m값을 중심으로 1.5 N·m의 진폭으로 변동하며, 출력축의 토크는 대략 -3.5 N·m값을 중심으로 2.5 N·m의 진폭으로 변동하고 있어 감속비에 해당하는 배율 만큼의 차이가 관찰되지 않는다. 입력축이 1회전할 때 캐리어는 1/5회전을 하므로 두 요소간의 실제 상대 회전은 4/5회전이며, 따라서 태양기어의 특징 이빨이 4개의 유성기어와 맞물리는 횟수는 $4/5 \times 4 = 3.2$ 회이다. 그러므로 태양기어의 변형률 선도에서 3.2 Hz 성분은 기어 이빨의 맞물림에 의한 굽힘 변형에 기인한 것이며, 12.8 Hz 성분은 캐리어와 맞물리는 모든 기어쌍들에 의한 물림 주파수 성분이다.

$$\begin{aligned}
 f &= \frac{Z_s}{60} (N_s - N_c) \\
 &= \frac{16}{60} (60 - 12) = 12.8 \text{ Hz}
 \end{aligned}$$

여기에서 f 는 물림 주파수, Z_s 는 태양기어의 잇수, N_s 및 N_c 는 각각 태양기어와 캐리어의 분당 회전수이다. 기어어의 맞물림 주파수 성분은 태양기어와 링기어의 응력 및 캐리어의 변위와 입출력축의 토크 등 모든 성분에서 나타나고 있다.

태양기어의 변형률은 짜인파형으로 변화하며 그 진폭은 대략 $250 \mu\epsilon$ 이고 링기어의 변형률 진폭은 대략 $150 \mu\epsilon$ 정도로서 링기어의 변형률이 태양기어의 변형률보다도 훨씬 적은 값을 보이고 있다. 링기어 이빨은 내면 기어이어서 태양기어의 외접 기어에 비해 필렛부의 이 두께가 훨씬 두껍기 때문인 것으로 판단된다.

캐리어의 변위 최대 진폭은 대략 $25 \mu m$ 값을

보이고 있는데, 변동 주파수가 입력축의 주파수와 동일한 값을 갖는 점으로 보아 입력축의 축 정렬 오차에 의한 간섭에 기인한 것으로 판단된다.

Fig.3 및 Fig.4는 모두 초기 부하토크는 0N·m 이고, 입력축의 회전수가 각각 150rpm, 300rpm 인 경우의 결과이다.

태양기어와 링기어의 필렛부 변형률은 속도가 증가 할수록 감소하는 경향을 보인다. 입력

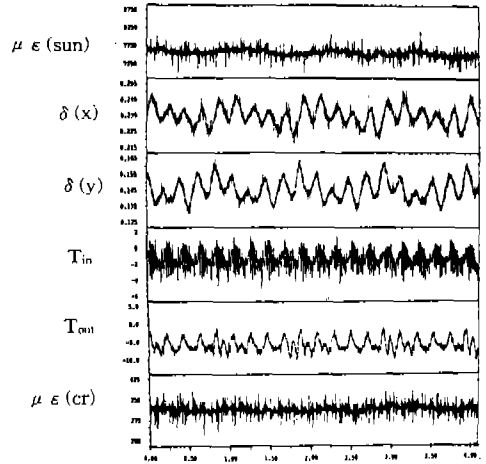


Fig.3 Experimental Results for $T_P=0$ N·m, $N_{in}=150$ rpm

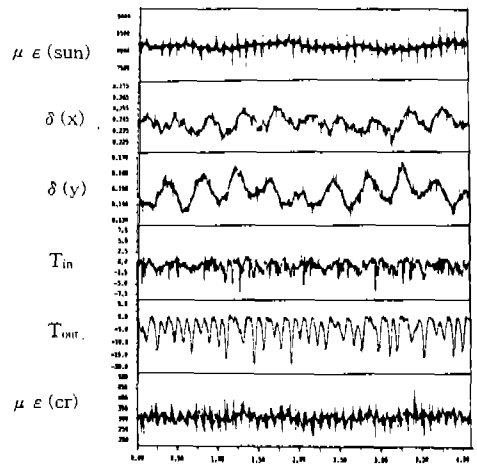


Fig.4 Experimental Results for $T_P=0$ N·m, $N_{in}=300$ rpm

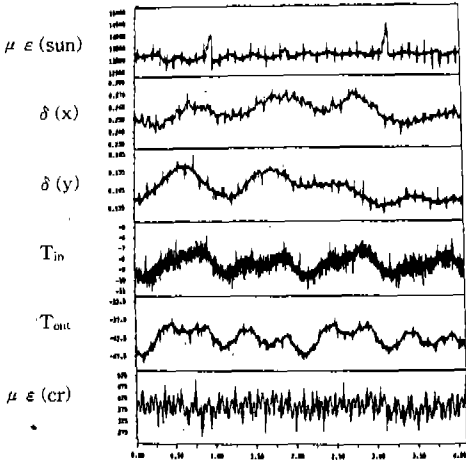


Fig.5 Experimental Results for $T_p=50$ N-m, $N_n=60$ rpm

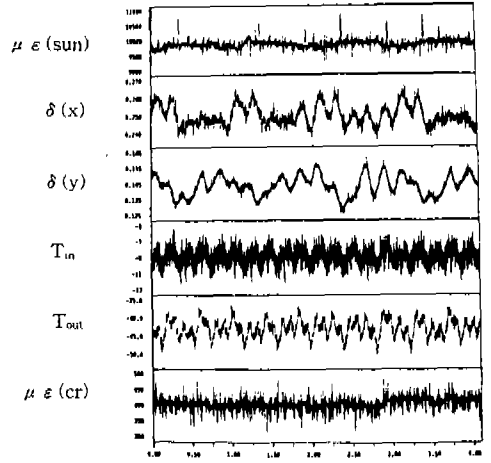


Fig.7 Experimental Results for $T_p=50$ N-m, $N_n=300$ rpm

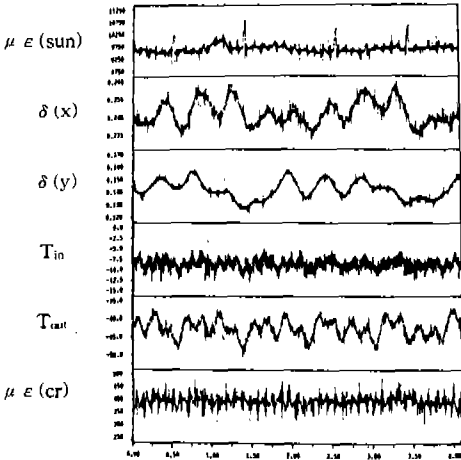


Fig.6 Experimental Results for $T_p=50$ N-m, $N_n=150$ rpm

축 토크의 변동을 중 입력축 회전 주파수에 상응하는 성분은 현저히 감소한 반면 기어이 맞물림 주파수에 상응하는 성분은 그 진폭이 더 증가하였다. 캐리어의 변위 주파수는 입력축 회전주파수와 일치하는 성분과 태양기어-유성기어-링기어의 물림이 완전히 반복되는 5회전마다 발생하는 주파수 성분을 가진다.

Fig.5, Fig.6, Fig.7은 모두 초기 부하토크가 50Nm이고, 입력축의 회전수가 각각 60rpm,

150rpm, 및 300rpm인 경우의 결과이다.

동일한 회전수의 경우 초기 부하토크가 없는 경우와 거의 비슷한 경향을 보이나, 태양기어의 스트레인은 물림이 완전히 반복되는 5회전마다 거의 1000 $\mu\epsilon$ 크기의 현저히 큰 성분이 두 개씩 나타나고 있다. 무부하 상태에서는 나타나지 않고, 부하 상태에서만 나타나며 물림 주기와 일치하는 점으로 미루어 태양기어와 유성기어 및 링기어의 특정 이빨물림쌍의 흔들림 오차 때문인 것으로 판단된다. 입력축의 토크와 출력축의 토크는 감속비에 비례하는 5배의 차이를 보여주고 있고, 속도가 증가할 수록 물림 주파수 성분이 현저하게 나타나는 경향을 보인다. 토크 변화 최대 진폭은 무부하의 경우와 거의 비슷한 크기를 보이지만 물림 주파수 성분의 진폭은 토크가 증가함에 따라 줄어드는 경향을 보인다.

Fig.8, Fig.9, Fig.10은 모두 초기 부하토크가 100 N-m이고, 입력축의 회전수가 각각 60rpm, 150rpm 및 300rpm인 경우의 결과이다.

60rpm에서는 태양기어의 변형률에 물림 주파수 성분이 관찰되나 150rpm 이상에서는 거의 관찰되지 않는다. 속도가 증가할 수록 흔들림 오차로 추정되는 성분이 보다 많이 나타나며 그 크기도 증가하여 300rpm의 경우에는 최

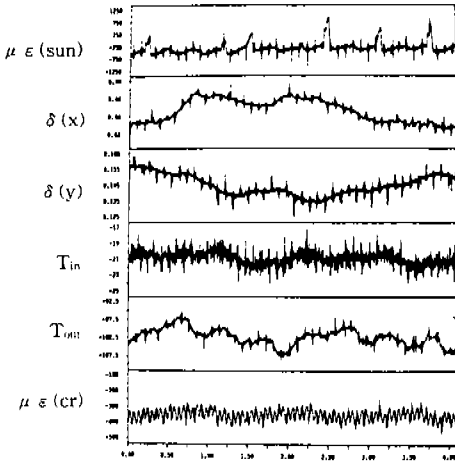


Fig.8 Experimental Results for $T_p=100$ N·m, $N_{in}=60$ rpm

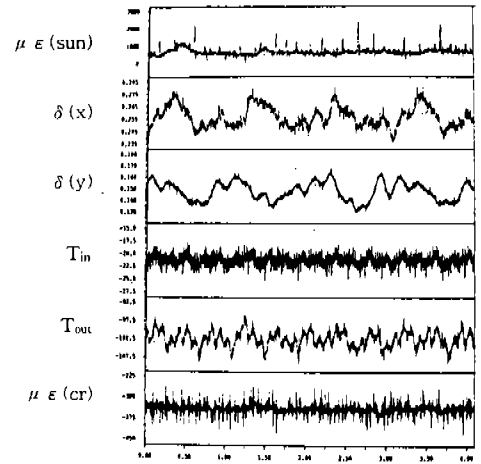


Fig.10 Experimental Results for $T_p=100$ N·m, $N_{in}=300$ rpm

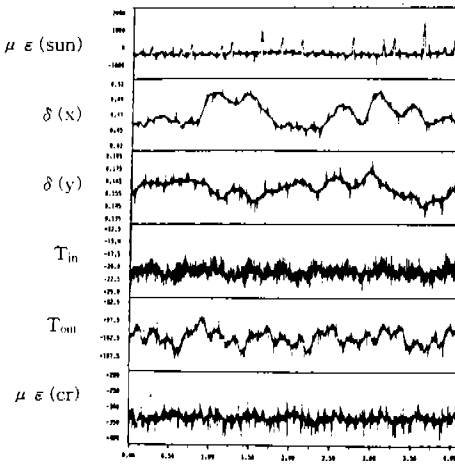


Fig.9 Experimental Results for $T_p=100$ N·m, $N_{in}=150$ rpm

대 변형률이 거의 $1500 \mu\epsilon$ 에 달하고 있다. 캐리어의 변위와 입출력축 토크 모두에서 저주파수 성분인 입력축 회전 속도에 해당하는 성분이 거의 관찰되지 않고 있다. 즉 동일 회전수의 경우 토크가 증가 할수록 입력축 회전 속도에 기인하는 저주파수 성분과 기어이의 맞물림에 의해 고주파 성분 모두의 진폭이 감소하는 현상을 보인다.

Fig.11은 무부하시 입력축의 회전수가 각각

60rpm, 150rpm 및 300rpm인 경우의 캐리어의 궤적을 공간상에 도시한 결과이다.

각 경우 모두에 매우 안정된 4개의 루프를 가지며 이는 유성기어의 갯수가 4개인 사실과 일치한다. 화전수가 증가할수록 궤적의 절대 진폭과 루프의 크기도 줄어들어 단순원의 형상에 근접하는 경향을 보인다. 캐리어의 변위 변동 주파수가 입력축의 회전수 성분과 같고, 입출력축 토크의 저주파수 성분이 입력축 회전수 주파수와 같은 점으로 미루어, 캐리어의 궤적은 입출력축의 토크에 비례하는 관계가 있는 것으로 추정된다.

Fig.12는 초기 부하토크가 100 N·m이고, 입력축의 회전수가 각각 60 rpm, 150 rpm 및 300 rpm인 경우의 캐리어의 궤적을 공간상에 도시한 결과이다.

무부하 시의 경우와는 달리 궤적이 매우 불규칙한 모양을 나타내나, 그 전체적인 거동은 안정적인 반복 궤적을 그리고 있다. 회전수가 증가 할수록 궤적의 크기가 줄어들면서 전체적인 모양도 점차 단순화하는 경향을 보인다. 동일 회전수의 경우 무부하 때의 경우보다 궤적의 진폭은 더 증가하였음을 알 수 있다.

이상에서 검토한 바와 같이, 수명과 운전 성능에 영향을 미치는 상태변수인 캐리어의 흔들

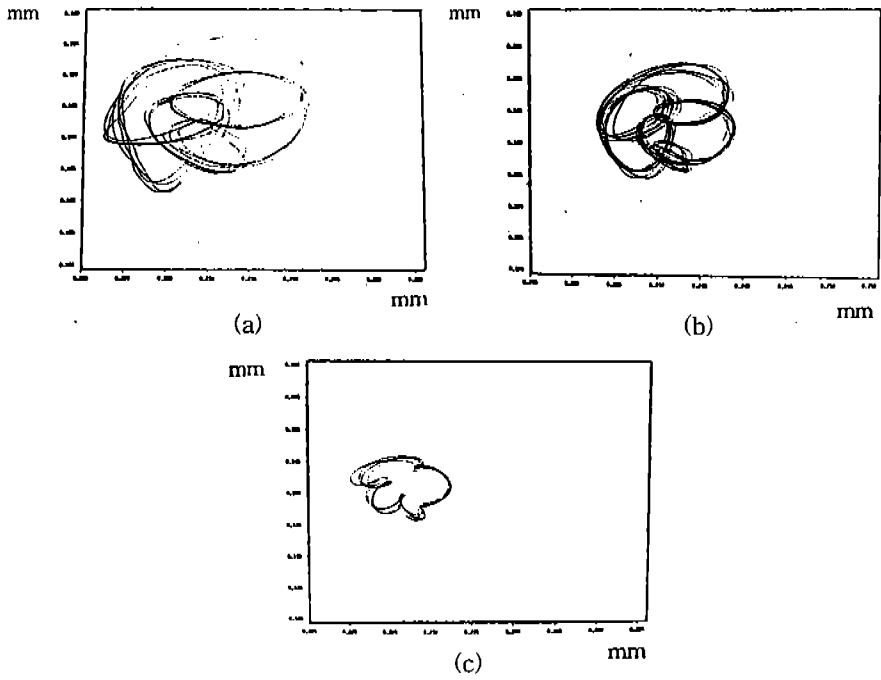


Fig. 11 Experimental Results of Carrier Locus for $T_p=0$ N-m; (a) 60 rpm (b) 150 rpm (c) 300 rpm

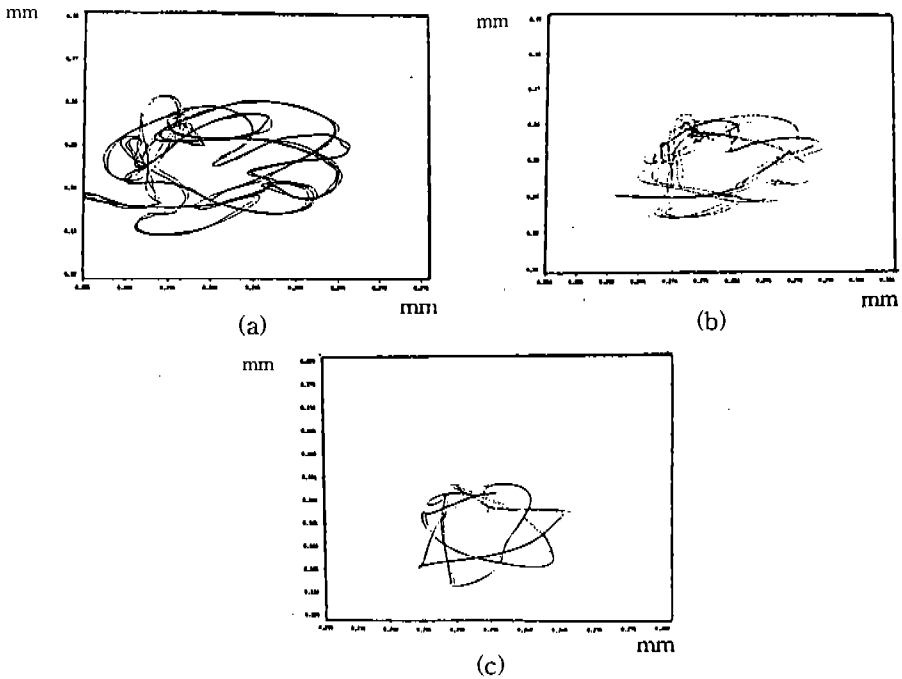


Fig. 12 Experimental Results of Carrier Locus for $T_p=100$ N-m; (a) 60 rpm (b) 150 rpm (c) 300 rpm

림 진폭과 궤적, 태양기어 및 링기어의 필렛부 변형률, 전달토크등이 운전토크, 회전속도, 이빨의 물림조건, 흔들림 오차등과 같은 운전조건과, 감속비, 잇수등과 같은 설계변수와 깊은 관계를 가지고 있음을 알 수 있다.

3. 결 론

동력 순환형 치차열 특성 실험 장치를 제작하여 유성치차열의 저속회전시의 준 정적 특성을 측정 하였으며 측정된 결과를 고찰한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 부하토크가 일정하여도 치차열의 입출력 토크는 변동하며, 그 변동 주파수는 입력축의 회전주파수와 동일하다.
- 2) 캐리어 변위의 변동 주파수는 입력축 회전 주파수와 일치하며, 변위는 입력축과 지지 베어링의 흔들림 오차 때문인 것으로 판단된다.
- 3) 태양기어 필렛부에 발생하는 변형률은 입력축의 회전수와 일치하는 저주파수 성분과 유성기어 이빨과의 맞물림에 의한 맞물림 고주파수 성분을 가진다. 무부하인 경우에는 저주파수 성분이 지배적으로 나타나고, 부하가 걸릴 경우에는 고주파수 성분이 지배적으로 나타난다.
- 4) 태양기어의 필렛부에 발생하는 변형률 중 제작 오차나 조립 오차 등에 의한 변형률은 무부하시에는 나타나지 않고 부하가 걸릴 경우에만 현저히 발생하며, 회전수가 증가 할수록 절대치도 증가한다. 그 주파수는 태양기어-유성기어-물림기어의 완전한 반복 물림 주기와 일치한다.
- 5) 태양기어의 필렛부에 발생하는 변형률이 링기어 필렛부에 발생하는 변형률보다 훨씬 큰데, 그 이유는 태양기어가 외접기어인데 반해 링기어는 내접기어인 때문인 것으로 추정된다.
- 6) 동일 부하가 작용하는 경우 회전수가 증가 할수록 입출력축 토크의 저주파수 성분은 감소하며 물림 주파수 성분은 증가

한다.

- 7) 동일 회전수의 경우 토크가 증가 할수록 입출력축 토크의 변동과 캐리어의 변위 변동은 저주파수 성분 및 고주파수 성분 모두가 감소한다.
- 8) 캐리어의 궤적은 회전수가 증가 할수록 그 진폭이 줄어들고 모양이 단순해지며 토크가 증가 할수록 진폭은 증가하고 모양도 복잡해진다.
- 9) 캐리어의 궤적은 저속 작동 영역에서 매우 안정된 반복적인 모양을 나타내며, 입출력축의 토크에 비례하는 관계를 가진다.

후 기

본 연구에 사용된 기어트레인 세트는 (주)한국기어에서 제작하여 기증하였으며 이에 관계자 제위께 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

1. J. U. Kim, B. M. Kwak, " Application of Edge Permutation Group to Structural Synthesis of Epicyclic Gear Trains", Mech. Mach. Theory, Vol. 25, No. 5, pp. 563~574, 1990.
2. 정태형, 변준형, 최종민, "유성치차장치의 전산기원용 설계법에 관한 연구", 대한기계학회 논문집, 제 15권, 제 4호, pp. 1253~1262, 1991.
3. 한동철, 정태형, 천길정, "자동변속기용 유성기어장치 개발을 위한 최적화 설계법 및 동특성 해석 연구", 제 3회 G7 차세대 자동차 기술 Workshop 논문집, pp. 253~256, 1995.
4. D.P. Townsend, "Dudleys' Gear Handbook", McGraw-Hill, 2nd Ed., NewYork, 1992.
5. A. Saada, P. Velez, "An Extended Model for the Analysis of the Dynamic Behavior of Planetary Trains", ASME J. of

- Mechanical Design, Vol. 117, pp. 241~247, 1995.
6. P. velex, L. Flamand, "Dynamic Response of Planetary Trains to Mesh Parametric Excitations", ASME J. of Mechanical Design, Vol. 118, pp. 7~14, 1996.
 7. J. L. Nikolajsen, M. Botman, "Dynamic Behavior of a Journal Bearing in a Planet Gear", ASLE Transactions, Vol. 26, No. 1, pp. 87~93, 1983.
 8. T. Hidaka, Y. Terauchi, "Dynamic Behavior of Planetary Gear (1st Report)", Bulletin of JSME, Vol. 19, No. 132, pp. 690~698, 1976.
 9. T. Hidaka, Y. Terauchi, K. Nagamura, "Dynamic Behavior of Planetary Gear (6th Report)", Bulletin of JSME, Vol. 22, No. 169, pp. 1026~1033, 1979.
 10. T. Hidaka, Y. Terauchi, K. Dohi, "On the Relation Between the Run-out Errors and the Motion of the Center of Sun Gear in a Stoeckicht Planetary Gear", Bulletin of JSME, Vol. 22, No. 167, pp. 748~754, 1979.
 11. M. G. Donley, G.C. Steyer, "Dynamic Analysis of a Planetary Gear System", ASME DE-Vol. 43-1, pp. 117~127, 1992.