

차량용 복합 기어열 제어 Gear Train Control in the Automobile

한창우*, 최원식**
Chang-Woo Han*, Won-Sik Choi**

<Abstract>

Gear train in the automobile to be used for controlling gas flow in automobiles consists of spur gears with involute tooth type in multiple stages. This spur gear is designed considering to the high power transfer efficiency, bending stress and contact stress in the static and dynamic analysis. The torque has been increased simultaneously the angular velocity has been decreased through the stages after being supplied by AC synchronous motor. This apparatus is controlled by electrical devices such as the PIC microprocessor, hall sensor and other electric components. By comparing the preset data of PIC microcomputer which is supplied by external DC electric power with the value set of hall sensor which detects the rotation angle position, PIC microcomputer thus controls AC motor and gear train according to the program algorithm which includes the on-off control and PWM motor driving method. As the result of the experiment such as performance, fatigue, torque test, we can conclude that this system is superior to the same and familiar foreign systems.

Key Words : gear train, automobile, microprocessor, motor

1. 서론

기어는 사용목적에 따라 자동차 및 항공기의 변속 및 동력전달장치, 각종 운반기계의 구동장치, 공작기계 등에서 동력전달을 위한 요소로 사용된다. 동력전달 장치로 주로 사용되는 복합 기어열에 대한 연구는 공작기계 및 서보 제어시스템의 기어회전에 대하여 많은

연구가 있었다. 동력 전달 장치로 이용되는 기어열의 각 단은 감속과 함께 회전토크를 증가시켜 주지만 그 자체의 구동부하가 모터로 전달되게 된다. 모터측으로 환산되는 구동부하가 증가하면 할수록 응답이 느려지므로 구동모터의 제어특성을 향상시키기 위해서는 모터에 부가되는 부하를 최소화하여 적절한 기어 감속단의 선택과 함께 감속기 기어의 자체 구동

* 정회원, 경북대학교 기계공학부 제어연구실 연구원
z971219@hanmail.net / 011-825-2620

** 정회원, 밀양대학교 기계공학과 敎授, 工博
wschoi@miryang.ac.kr

* The Dept. of Mechanical Engineering, Kyungpook National University Graduate School

** The Dept. of Mechanical Engineering, Miryang National University

부하를 줄일수 있는 각 감속단의 감속비 선정 또한 중요하다. 따라서 설계시에 기어열의 정확한 동적 해석을 병행하여야 한다.^{2~8)}

해석이 완료된 기어열은 기어열에 모터와 회전 센서를 장착하고, 그 위에 전기장치를 장착하여 자동차, 비행기, 선박, 산업시설, 공장 내에 설치되어 메인 컴퓨터 및 서버(server)의 지령에 의하여 기능을 수행할 뿐만 아니라 자체 진단기능까지 가지게 할 수 있어 현재의 기어열의 동작 상태를 서버로 알려 줄 수도 있다. 따라서 작업자는 일일이 기어열의 상태를 점검하지 않고도 메인 컴퓨터에서 기어열의 상태를 제어할 수가 있다.

본 연구에서는 인벌류트 치형의 평기어를 대상으로, 주어진 감속비를 만족하는 차량용 5단 복합 치차열을 설계하기 위한 설계기법을 제시하고, PIC 마이크로 프로세서를 이용하여 제작된 기어열의 동작 상태를 제어함으로써 차량용 복합 기어열 시스템에 대한 연구를 수행하였다. 그리고 자동 기어열 시스템의 성능 실험을 통하여 연구되는 기어열에 대한 위치 오차, 내구성 및 토크를 측정함으로써 차량용 복합 기어열의 기능을 고찰해 보았다.

2. 시스템

2.1 기어열 설계

차량용 기어열은 미소한 전기 신호를 받아들여 큰 힘의 토크를 발생되도록 설계되어야 한다. 본 연구에 사용된 복합 기어열은 차량용 뿐만 아니라 유체제어용 조작기로 범용적으로 사용할 수 있도록 교류동기모터를 사용하였으며, Fig.1과 Table 1에 보는 바와 같이 0.021 N·m 모터토크를 입력받아 35 N·m 의 큰 토크를 출력하도록 5단으로 구성된 복합 기어열을 구성하였다.

Table 1 Gear Specification

Structure	Gear Train
Tooth Type	Spur Gear
Deceleration Steps	5 Steps
Motor Torque	0.021 N·m
Motor Velocity	300 rpm
Output Torque	35 N·m

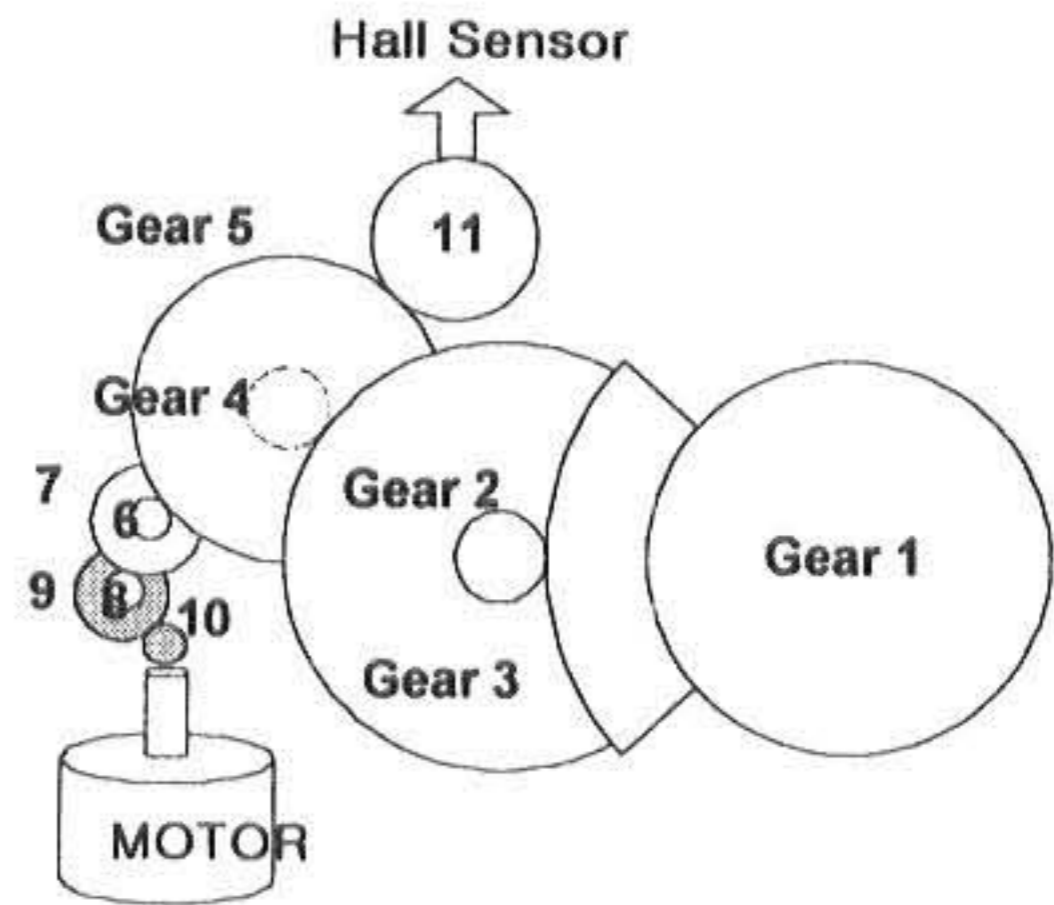


Fig. 1 Gear Train

기어열 설계에 있어서 우선 고려할 기본 사항은 기어의 종류, 치형, 압력각 등이다. 차량용 기어열은 제작이 용이하여 범용적으로 사용되고 있는 평기어(spur gear)를 채택하였으며, 미끄럼률이 이끝원과 이뿌리에 일정하지만 제작이 어려운 사이클로이드(cycloid)치형보다는 동력전달용으로 주로 사용되는 인벌류트(involute)치형을 사용하였고 압력각은 20°를 선택하였다.

기어에 대한 기본적인 사항이 결정되면 최대 속도와 최저 속도를 정한 후 식(1)에 의하여 각 축의 속도비를 결정한다. 축간의 감속비를 일정하게 하면 전동효율이 높아지는 장점이 있다.⁵⁾

$$f = s^{-1} \sqrt{\frac{n_{\max}}{n_{\min}}} \quad (1)$$

여기서,

n_{\max} , n_{\min} : 최대 및 최저속도

s : 감속기어단수

f : 감속비

기어의 피치지름은 중심거리 C 를 정한 다음 피치지름과 회전속도의 관계식을 대입하여 기어와 피니언의 피치지름을 구하였다. 중심거리와 모듈 m 로부터 두 기어의 잇수 N_1, N_2 를 구하였다. 이 때 압력각 20° 일 때 최소 잇수는 14개임을 고려하여 14개보다는 많게 설계하였다.¹⁾⁵⁾

$$D_{gear} = \frac{w_1}{w_2} D_{pinion}$$

$$C = \frac{D_{gear} + D_{pinion}}{2} \quad (2)$$

$$N_1 = \frac{w_1}{w_2} N_2$$

$$N_1 + N_2 = \frac{2C}{m}$$

$$\left(1 + \frac{w_1}{w_2}\right) N_2 = \frac{2C}{m} \quad (3)$$

어텐덤 $D_0 = D + 2m$

기초원 $D_b = D - 2m$

디텐덤 $D_d = D - 2.5m \quad (4)$

여기서, D_{gear} : 기어의 피치원지름
 D_{pinion} : 피니언의 피치원지름
 w_1 : 기어의 각속도
 w_2 : 피니언의 각속도

한 쌍의 기어가 맞물려 있을 때 걸리는 응력은 이뿌리에 생겨 이가 부러지는 원인이 되는 굽힘응력(bending stress)과 기어간의 접촉면에 생겨 마멸과 피팅(pitting)의 원인이 되는 면압 응력(contact stress)이 있다. 허용 굽힘강도는 기어의 굽힘피로시험이나 기어의 운전 시험을 통해 구하는 경우와, 많은 재료에 의거 노치계수, 치수 효과의 영향을 고려해서 이뿌리부근의 허용굽힘강도를 정하는 경우도 있다. 실제로 응력이 어느정도까지 커져서 이가 파손하느냐는 것은 동하중계수나 다른 여러 계수들의 선정에 의해 값이 상당히 달라지므로 동하중계수등의 선정은 특히 주의해야 한다. 일반적으로 쓰이고 있는 기어의 굽힘 강도 계산식에서 지금까지 널리 쓰이고 있는 것은 Lewis의 식, AGMA, JSME의 굽힘강도 계산식 등이 있다. 이 중 Lewis의 굽힘 강도 계산식은 그 사용방법과 이해가 용이한 요소로 성립되었고 계수의 사용종류가 적어 최근에는 이 식에 기어의 회전 속도에 대한 속도 계수 즉 동하중계수를 대입·수정을 가하여 정밀도

가 높은 기어에 대해서도 널리 적용되고 있다.^{1~6)}

$$f_v = \frac{3.05}{3.05 + v} \quad \text{for } v = 0.5 \sim 10\text{m/s}$$

$$P = f_v \sigma_b b m y \quad (5)$$

여기서 σ_b 는 굽힘응력, b 는 이나비, m 은 모듈, y 는 치형계수(齒形係數)이다.

기어의 수명을 위하여 굽힘 강도에 의한 설계 뿐 아니라 마멸에 의한 면압 강도를 고려하여야 한다. 특히 기어열에서는 기어간의 접촉면상에 있어서 반복에 따른 접촉응력으로 인해 치면에 생기는 피로, 피팅에 대해 치면이 강하지 않으면 안된다. 맞물리는 기어의 치면간에 과대접촉력이 작용하면 치면이 마멸되어 심한 손상이 생긴다. 이를 방지하기 위해서는 치면에 작용하는 응력은 재료의 허용한도 이내가 되도록 설계하여야 한다. 면압에 의한 강도의 값은 재료, 가공정밀도, 재료경도, 열처리, 윤활유, 운전조건등의 조합으로 결정되는 것이다.

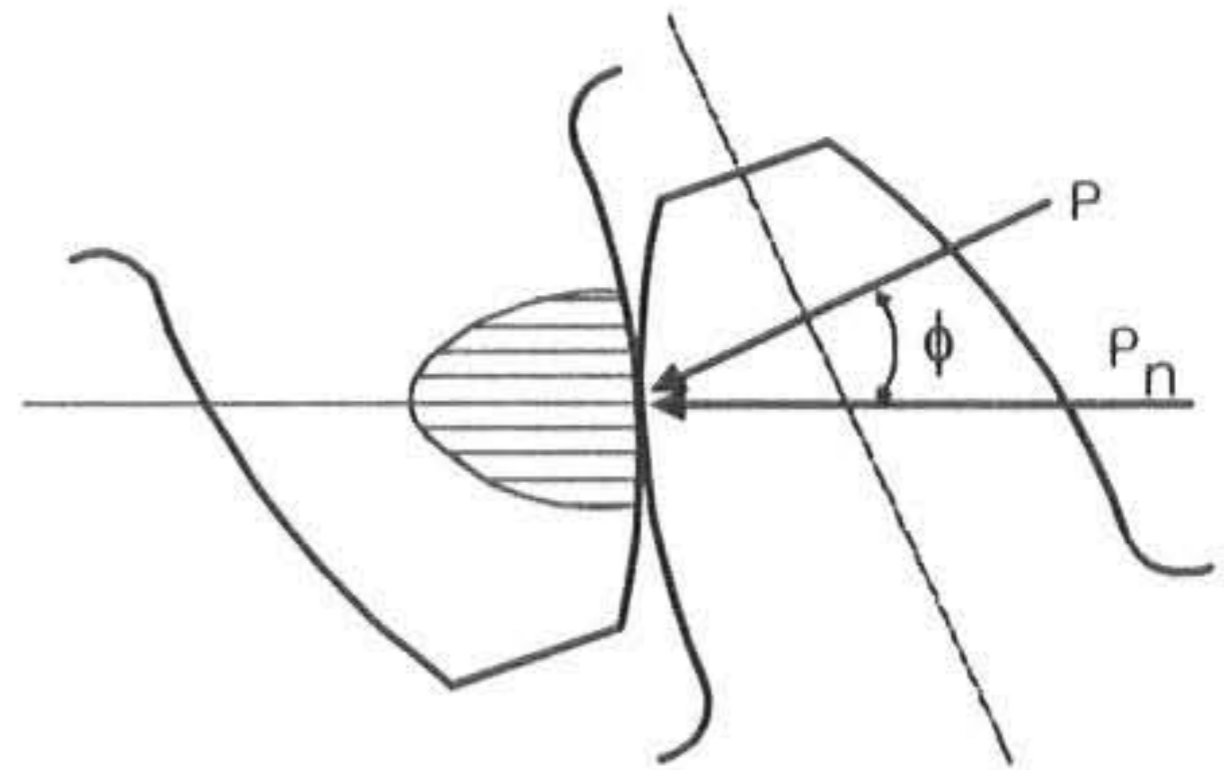


Fig. 2 Gear Shame under Contact Stress

본 연구에서는 기어의 접촉을 두 개의 평행한 원기둥의 접촉으로 보고 Hertz의 응력설에 의해 구하는 식을 이용하였다.²⁾⁹⁾ 치면을 누르는 회전력 P는 Fig.2와 같이 치면의 접촉응력으로 작용한다. 이 접촉응력이 높으면 치면이 마멸되고, 피로 때문에 피팅이 생긴다. 이것을 방지하기 위하여 식(6)으로 치폭을 구한 후 식(7)과 같이 안전률을 고려한 설계를 하였다.

$$C_p = \left[\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_P^2}{E_P} + \frac{1-\nu_G^2}{E_G} \right)} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_c = -C_p \left[\frac{P}{f_v b \cos \phi} \left(\frac{1}{r_P} + \frac{1}{r_G} \right) \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

$$S_c = 2.76 \times H_B - 70$$

$$n = \frac{S_c}{\sigma_c} \quad (7)$$

여기서,

- C_p : 탄성계수
- ν_P, ν_G : 피니언과 기어의 포아송비
- E_P, E_G : 피니언과 기어의 종탄성계수
- σ_c : 면압강도
- b : 치폭
- r_P, r_G : 피니언과 기어의 피치원반지름
- S_c : 표면극한강도
- H_B : 브리넬경도
- n : 안전율

기어가 미끄럼 없이 회전하기 위해서는 적어도 한 쌍의 이가 물림이 끝나기 전에 다음 한 쌍의 이가 물리기 시작해야 한다. 부드럽고 지속적인 운동을 위해서 임의의 순간에 접촉하고 있는 이의 쌍수인 접촉비(contact ratio)는 1.4이상이어야 한다.

$$\text{contact ratio} = \frac{\sqrt{(N_1+2)^2 - (N_1 \cos \phi)^2} + \sqrt{(N_2+2)^2 - (N_2 \cos \phi)^2} - (N_1+N_2) \sin \phi}{2\pi \cos \phi} \quad (8)$$

where, N : 기어의 잇수
 ϕ : 압력각

굽힘 M 과 비틀림 T 을 동시에 받는 경우의 축지름 설계시에는 최대 주응력설에 의해 상당 모멘트 식을 사용한다. 기어는 동력축으로 사용되므로 항상 비틀림 모멘트 T 와 굽힘 모멘트 M 가 동시에 작용하므로 축에는 식(9), (10)에 나타난 바와 같이 전단응력 τ_x 과 굽힘 응력 σ_x 을 동시에 고려한 최대전단응력과 최대 굽힘응력을 갖는 두 가지의 축지름을 구한 후 이 두 값 중에서 큰 지름을 선정하여 설계하

여야만 한다.

$$T_e = \sqrt{M^2 + T^2} = \tau Z_p = \tau \frac{\pi d^3}{16}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 T_e}{\pi \tau}} \quad (9)$$

$$M_e = \frac{1}{2}(M + \sqrt{M^2 + T^2}) = \sigma_b Z = \sigma_b \frac{\pi d^3}{32}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_e}{\pi \sigma_b}} \quad (10)$$

차량용 기어열은 서로 맞물리는 기어간 전달되는 에너지 H 는 전달된다고 가정하고 계산을 한 후 실제 유실량은 토크 실험을 통하여 구하였다. 이 때 맞물리는 기어간 서로 작용하는 힘 F 은 같고 같은 축 상에 장착된 기어들의 토크는 같음을 알 수가 있다. 따라서 식 (11)과 같이 각 기어들의 토크 T 와 각속도 ω 를 계산할 수 있다.

$$H_{gear 1} = H_{gear 2}$$

$$H_{gear 1} = T_{gear 1} \cdot \omega_{gear 1}$$

$$F_{gear 12} = F_{gear 21}$$

$$T_{gear 3} = T_{gear 2} = F_{gear 21} \frac{d_{gear 2}}{2} \quad (11)$$

Table 2 Gear Materials

	Modulus of elasticity E [MPa]	Bending stress σ_b [kg/mm ²]	Brinell hardness H_B	Poisson's ratio ν	
KM15	207*10 ³	45	228	0.3	Gear 1~2
LUCAL - N109LD	24.6715	10	82	0.3	Gear 3~10

Table 2를 이용하여 Table 3과 Table 4와 같은 결과를 얻었다.

2.2 제어 회로부의 설계

제어 회로부는 기어열의 동작을 제어하는 부분으로 중앙처리장치, 입력부, 검출부, 비교부, 구동부 등으로 구성되어 있다.

Table 3 Gear Design Data I

	Tooth	Pitch diameter (mm)	Tooth width (mm)	Dedendum circle (mm)	Allowable gear-axis diameter (mm)
Gear 1	123	86.1	7.3		-
Gear 2	15	10.5	10.4	8.75	2.2
Gear 3	84	50.4	7.3		
Gear 4	17	10.2	15.7	8.70	1.3
Gear 5	68	34.0	3.0		
Gear 6	16	8.0	10.0	6.75	1.0
Gear 7	54	27.0	2.0		
Gear 8	15	7.5	11.0	6.00	0.7
Gear 9	45	22.5	2.0		
Gear 10	15	7.5	10.0		-
Gear 11	34	17.0	3.0		-

Table 4 Gear Design Data II

	Tooth	Pitch diameter (mm)	Tooth width (mm)	Torque (Nm)	Angular velocity (rpm)
Gear 1	123	86.1	7.3	39.25	0.16
Gear 2	15	10.5	10.4	4.78	1.32
Gear 3	84	50.4	7.3		
Gear 4	17	10.2	15.7	0.97	6.54
Gear 5	68	34.0	3.0		
Gear 6	16	8.0	10.0	0.23	27.78
Gear 7	54	27.0	2.0		
Gear 8	15	7.5	11.0	0.06	100.00
Gear 9	45	22.5	2.0		
Gear 10	15	7.5	10.0	0.02	300.00
Gear 11	34	17.0	3.0	0.48	13.07
Output					
Torque	39.2452 Nm				
Angular velocity	0.1613 rpm				
Time	83.2 sec				

중앙처리장치로 사용된 마이크로 프로세서(microprocessor)는 8비트 리스크 원칩(RISK one chip)으로써 내부에 있는 1MHz 내부 동기 클럭(clock)에 맞추어 미리 설정된 프로그램을 수행하여 입력신호에 따라 모터로 출력되는 신호를 제어함으로써 기어열을 제어하게 된다. 본 마이크로 프로세서는 Fig.3에 나타난 바와 같이 입출력 포트 GP0~GP5가 할당되어 최대 6포트까지 사용할 수 있고, 512 Word

ROM, 25 Byte RAM Memory 용량을 가지고 있다.

입력부는 전원이 입력되는 부분으로 회로에 설치된 스위치 절환에 따라 전압 및 전류 입력을 선택할 수 있고 원하는 회전각에 비례하는 직류전압을 입력받는다.

검출부는 차량 기어열의 동작 상태를 인식하는 부분으로서 마그네트(magnet)원판과 홀 센서(hall sensor)를 사용하여 마그네트 원판

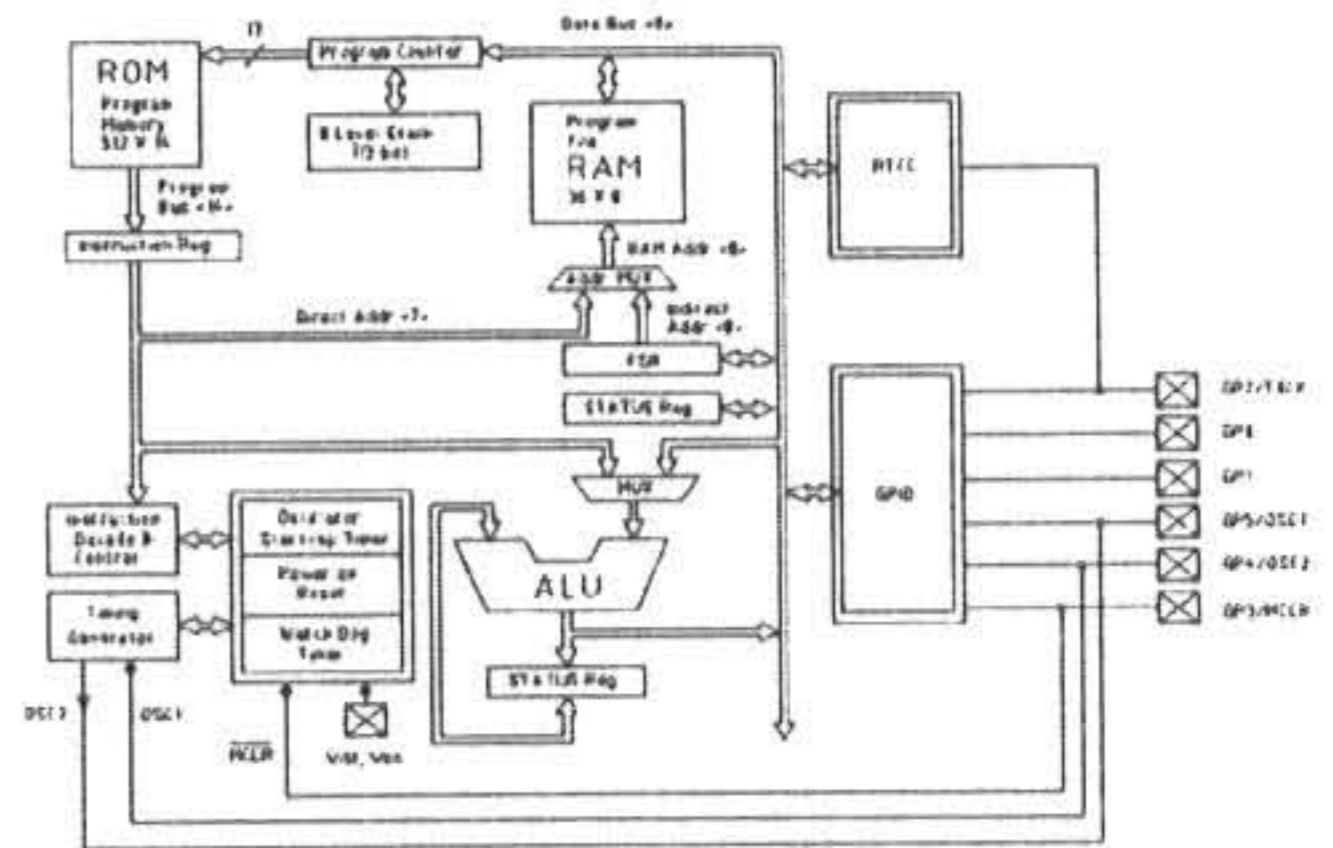


Fig.3 CPU Architecture

이 직결되어 있는 11번 기어의 회전을 감지함으로써 모터(motor)회전에 의해 출력축(output shaft)의 상태를 감지한다. 마그네트 원판은 상면에 N/S극을 12쌍 분할 자화시켰다. 원판이 1회전할 때 홀 센서는 N극만을 감지하며 12 펄스를 출력하여 마이크로프로세서로 공급하게 된다. 따라서 Table 5와 식(12)에 나타난 바와 같이 기어열의 출력축(shaft 1)이 90° 회전하는 동안 홀 센서에서는 대략 243 펄스가 출력된다.

비교부는 OP 앰프(operational amplifier)단으로 구성되어 검출부와 입력부의 전기 신호의 대소를 비교한다.

구동부(actuator)는 기어열의 동력원인 교류 모터(motor)를 제어하기 위한 트라이액(TRIAC)으로 구성되어 있으며, 중앙처리장치의 출력제어신호에 따라 모터의 정지 및 정·역방향 구동을 수행한다. 또한 본 연구의 기어열의 동력원으로 사용된 모터는 차량 및 산업 시설에 사용이 가능하도록 소형 동기식 교류 모터를 사용하였다. 이 모터는 정·역방향으로

회전이 가능하며 입력되는 교류 전원의 주파수에 동기되어 움직여 탈조 및 소음이 적다.

Table 5 Revolution Number of Each Gears When Gear 1 Rotating to The 0.25 rev.

Shaft	Gear	Revolution Number
Shaft 1	Gear 1	90° = 0.25 revolution(=rev)
Shaft 2	Gear 2 & 3	0.25*123/15 = 2.05 rev
Shaft 3	Gear 4 & 5	2.05*84/17 = 10.13 rev
Shaft 4	Gear 6 & 7	10.13*68/16 = 43.05 rev
Shaft 5	Gear 8 & 9	43.05*54/15 = 154.98 rev
Shaft 6	Gear 10	154.98*45/15 = 464.94 rev
Shaft 7	Gear 11	10.13*68/34 = 20.26 rev

$$\begin{aligned}
 \text{Gear 11의 회전수} &= \text{Gear 5의 회전수} \times \frac{N_{gear5}}{N_{gear11}} \\
 &= 10.13 \times \frac{68}{34} = 20.26 \text{ 회전} \\
 \text{펄스수} &= 20.26 \text{ 회전} \times 12 \text{ 펄스/회전} = 243.12 \text{ 펄스}
 \end{aligned}
 \tag{12}$$

2.3 제어 프로그램

차량용 기어열의 동작을 제어하는 프로그램은 C언어로 작성하여 크로스어셈블링(cross-assembling)한 후 롬 라이터(ROM-writer)로 마이크로프로세서의 내부 램(internal RAM)에 저장하였고, 알고리즘은 다음과 같다.

Fig.4에서 보는 바와 같이 시스템의 안전을 위하여 전원이 입력되면 우선 원점 복귀를 한다. 원점 복귀 중 460ms 동안 홀 센서 입력이 없을 시는 원점 리미트에 도달한 것으로 알고 원점 복귀를 완료한다. 구동 동작 중에는 모터에 입력되는 전압의 펄스폭을 변환시켜 모터 속도를 제어하는 방법인 PWM (Pulse Width Modulation) 동작을 시켜 정지시 오버 슈트(overshoot)를 최대한 억제하게 하였다. 중앙처리장치가 홀 센서에서 출력되는 펄스를 카운트(count)하여 비교부로 카운트한 숫자에 비례하는 펄스폭을 가진 펄스열을 출력하면, 비교부내에 있는 적분회로는 펄스폭이 넓을수록 전압값을 상승시켜 OP앰프 비교기에서 입력부

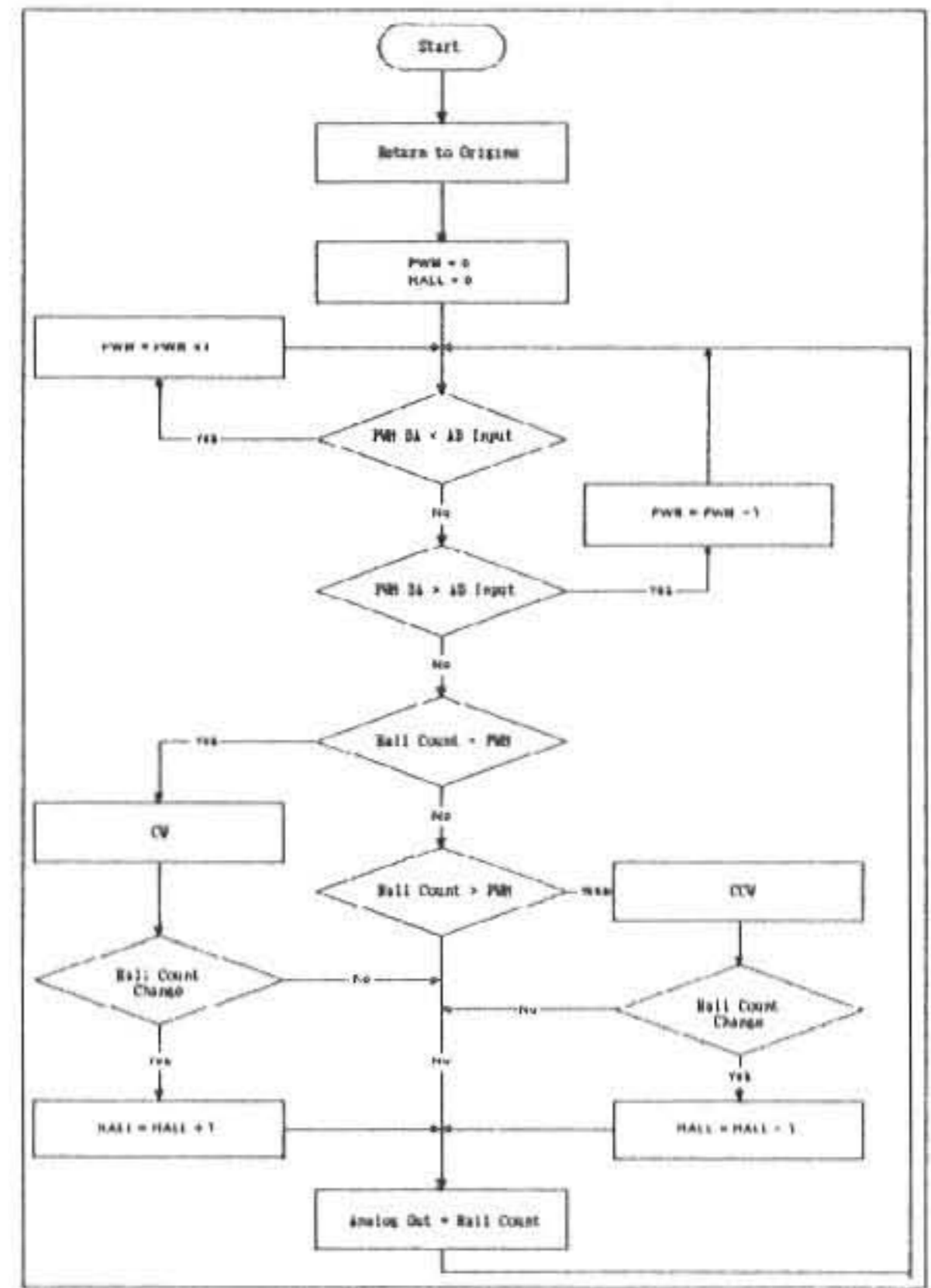


Fig.4 Control Program Algorithm

를 통해 들어오는 전압값과 비교하게 된다. 만일 입력전압값보다 높게 되면 OP앰프는 중앙처리장치로 신호를 보내게 되며 중앙처리장치는 프로그램에 의해 600ms동안 정지를 하게 된다. 하지만 정지된 상태에서 입력 전압이 높게 되면 중앙처리장치는 역구동을 지령한다.

3. 실험 결과 및 고찰

3.1 위치 제어 실험

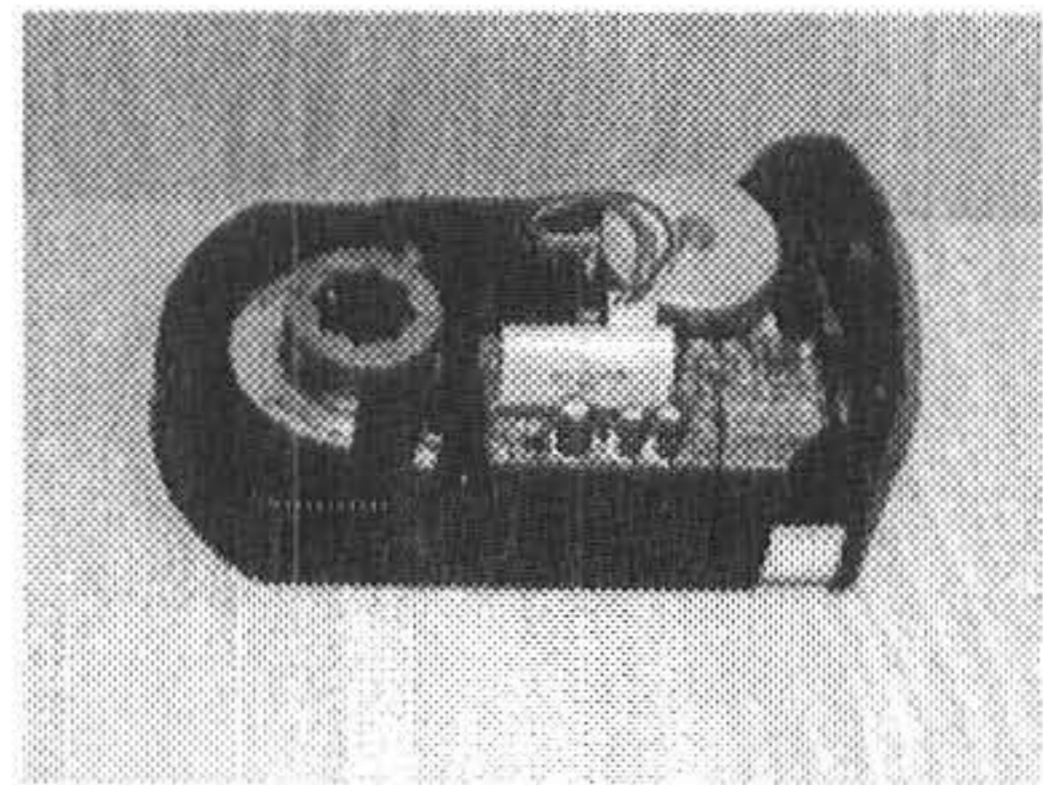


Fig.5 Gear Train System

위치 제어 실험은 크게 다음과 같이 두 가지 조건 상태에서 실험을 수행하였다.

첫번째 조건에서는 기어열을 원점(0°)으로 복귀시킨 다음 출발시켜 도달되어야 할 각(desired angle)을 10°씩 증가시켜가며 10~90° 구간에서 실험을 수행하여 위치 제어가 제대로 되는지를 검사하였다. 만일 특정각에서 부위에서만 오차가 심할 경우는 이는 제어회로나 프로그램 알고리즘에 그 원인이 있는 것이 아니라 기계 기구물에 그 원인이 있으므로 특정각에서 기어 설계가 잘못 되었는지 혹은 조립이 잘못 되었는지를 알 수가 있다.

Table 6의 실험 결과를 볼 때 오차가 특정 도착각에서 발생되지 않고, Fig.6에서 구동 중 오차가 가장 심한 구간(50°)을 지날 때에 상승 경사각이 선형적으로 변하지 않고 비틀리는 현상이 일어나지 않는 것을 볼 때 설계나 조립상의 문제는 없는 것으로 생각된다. 따라서 발생 오차의 원인은 기어의 백래쉬(backlash)나 전기소자들의 특성으로 기인한다고 추정된다.

Table 6 Variable Arrival Angle Experiment [Unit: °]

No	Start angle	Desired arrival angle	Actual arrival angle	error
1	0	10	9.5	0.5
2	0	20	19	1
3	0	30	29	1
4	0	40	39	1
5	0	50	48.5	1.5
6	0	60	59	1
7	0	70	69.5	0.5
8	0	80	79.5	0.5
9	0	90	90	0

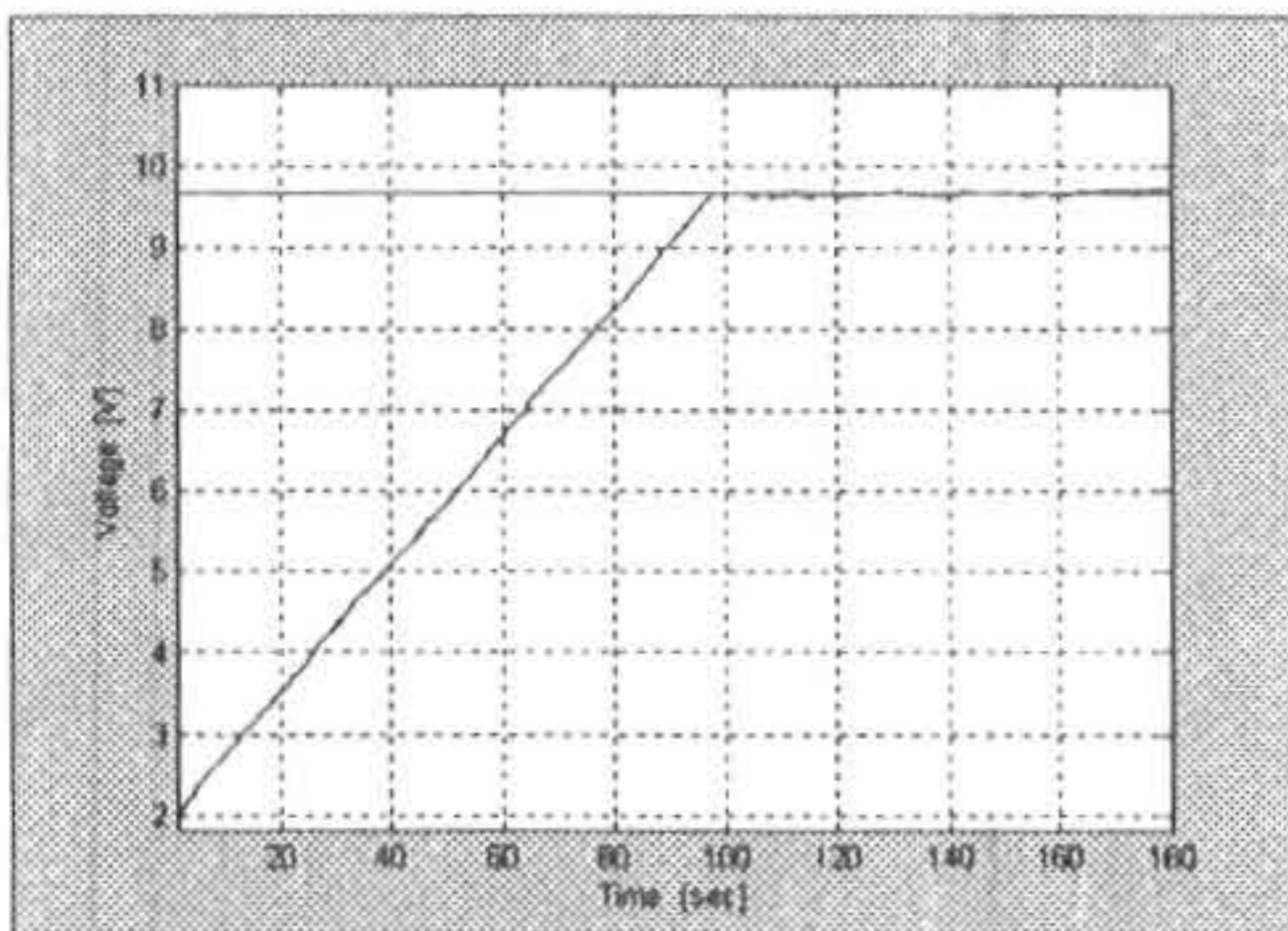


Fig.6 Specific Arrival Angle(80°) Experiment

두번째 조건에서는 도달되어야 할 특정각을 정한 다음 여러 각도에서 출발시켜 과연 특정각으로 수렴되는지를 확인하였다. 기어의 백래쉬에 원인이 크다면 45°보다 높은 각에서 출발시킬 때 도달각은 45°보다 높은 각에서 멈추고 출발각이 45°보다 낮은 각에서 출발하면 멈추는 각은 45°보다 낮은 각에서 멈출 것으로 생각되므로 과연 위치오차의 원인이 백래쉬에 비중이 높은가를 밝혀 줄 수 있기 때문이다. Table 7과 Fig.7을 볼 때 항상 45°

Table 7 Variable Start Angle Experiment [Unit: °]

No	Start angle	Desired arrival angle	Actual arrival angle	error
1	0	45	43	2
2	10	45	44	1
3	20	45	44	1
4	30	45	43.5	1.5
5	60	45	44	1
6	70	45	44.5	0.5
7	80	45	44	1
8	90	45	44.5	0.5

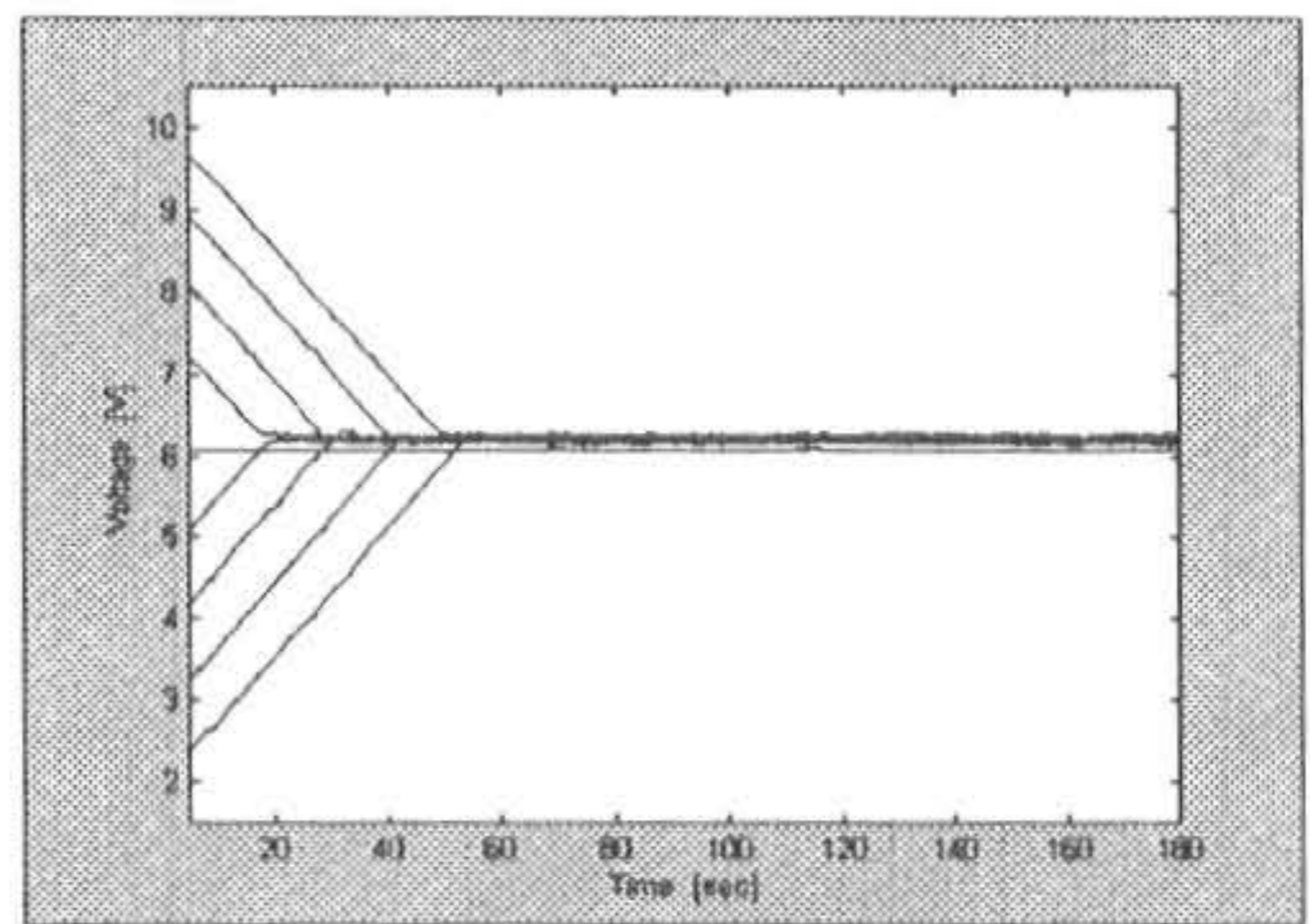


Fig.7 Variable Start Angle Experiment

보다 낮은 각에서 멈추므로 백래쉬보다는 전기소자 특성 원인이 더 큼을 알 수가 있다. 이는 결국 사용될 전기소자 비용의 상승을 초래하는 원인이 되므로 비교적 가격대가 유사하지만 비싼 외국제품과 성능을 비교해 보았다.

Table 8 Comparison Properties This System with The Reference [Unit: °, Nm]

Object	Max. error	Torque
This study	2	28 ~ 32
DM7164	4	36
DAN1	3	36

비교된 외국 제품은 한국 하니웰의 수입제품인 DM7164와 DAN1로서 Table 8에서 보는 바와 같이 새로이 개발된 기어열의 최대 오차는 DM7164보다는 2°가 DAN1보다는 1°가 적음을 알 수가 있었다.

따라서 본 시스템은 밴드위드스(band-width)가 넓은 우수한 전기 소자들로 교체 제작을 할 경우 위치오차가 향상될 것으로 생각되며, 같은 등급의 다른 외제품보다도 그 제어 성능이 우수하므로 연료배기 및 냉난방 자동화 시스템에 상용화할 경우 배기손실 및 동력손실을 줄일 뿐 아니라 그 제어성도 향상시킬 수 있을 것이라 생각된다.

3.2 발생 토크 실험

제작된 토크 지그를 이용하여 기어열 토크를 측정된 결과 기어열의 최종 출력단의 결과는 28~32 N·m이 나왔다. 이는 DM7164와 DAN1의 35N·m보다는 토크가 작음을 알 수가 있었다. 하지만 일반적으로 평기어간의 동력전달효율이 80~90%라고 보통 가정하는데 본 연구에서 제작된 기어열은 5단이므로 동력전달 효율은 $\sqrt[5]{28/36} = 0.98$ 로써 동력전달이 비교적 우수함을 알 수가 있었다.

DM7164와 DAN1의 경우 기어 7~10이 탄소강으로 되어 있고, 본 제품의 경우 제품무게를 줄이기 위해 화학플라스틱의 일종인 LUCEL- N109LD를 사용하고 있는데 탄소강의 경우 화학 플라스틱보다 힘의 전달효율이 우수하기 때문에 상대적인 토크의 감소현상이 발생한다. 따라서 기어 7~10을 탄소강으로 교체할 경우 발생토크가 증가되리라 생각한다.

3.3 반복 피로 실험

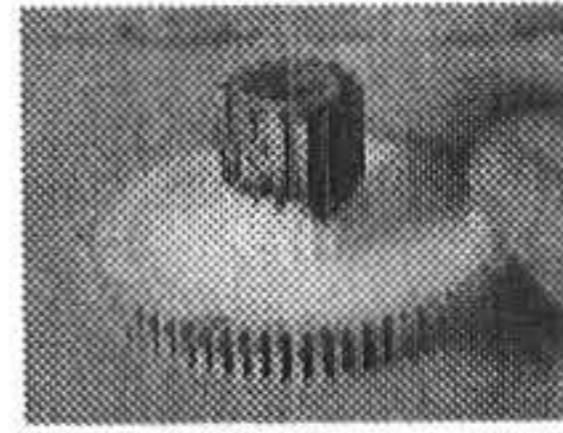


Fig.8 Crushed Gear

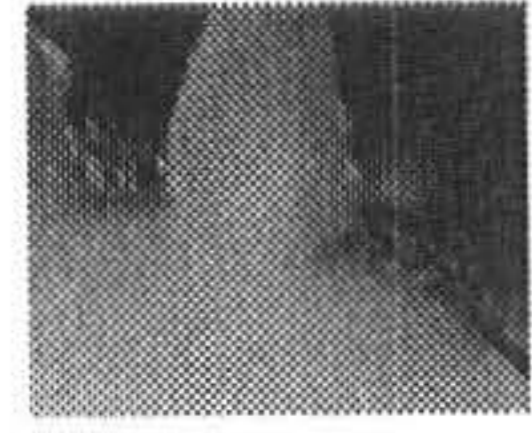


Fig.9 Crushed Gear in Detail

기어열의 수명예측을 위하여 6000번 반복하여 구동 실험을 수행하여 본 결과 기어 7에서 Fig.8, Fig.9에 나타난 바와 같이 굽힘 응력에 의해 기어의 파손이 일어났다.

그런데 기어 7~10을 탄소강으로 교체할 경우, 탄소강은 LUCEL- N109LD보다 피로강도가 더 크기 때문에 수명이 늘어날 것으로 생각된다.

4. 결론

차량용 복합 기어열의 설계 및 마이크로 프로세서를 이용하여 기어열을 제어한 결과 다음과 같은 결론을 도출할 수 있었다.

1. 기어단수 1개당 98%의 높은 동력전달 효율을 가지는 5단 기어열을 설계할 수 있었다.
2. PIC 마이크로 프로세서로 차량용 기어열의 회전 위치를 최대 2° 오차가 발생되게 제어할 수 있었다.
3. 반복 피로 실험을 한 결과 제작된 기어의 최대수명은 6000번 회전 왕복운동이라는 것을 알 수 있었다.
4. 위치 제어 실험, 발생 토크 실험, 반복 피로 실험 등을 통해 차량용 기어열의 정밀도, 내구성에 대한 신뢰성을 높일 수 있었다.

참고문헌

- 1) 송윤환역, “機械設計論”, 지성출판사, 1997
- 2) Joseph Edward Shigley, Charles R. Mischke, Mechanical Engineering Design McGrawHill, 1989
- 3) 김종주 외 3인 편저, 기계요소설계, 원창출판사, 1997

- 4) 이원평, 機械設計演習, 원화, 1992
 - 5) 정선모, 한동철, 標準機械設計學(新版), 동명사, 1995
 - 6) 응용기계설계연구회, 應用機械設計1, 동명사, 1996
 - 7) 박원철, 정밀 서어보 시스템의 감속기어 최적설계 연구, 부산대학교 석사논문, 1996
 - 8) Ramamurti V, Vijayendra NH, Sujatha C., "Static and Dynamic Analysis of Spur and Bevel Gears using FEM," Mechanism & Machine Theory, Vol.33, No.8, 1998
 - 9) Kader MMA, Nigam SP, Grover GK., "A Study on Mode of Failures in Spur Gears under Optimized Conditions," Mechanism & Machine Theory, Vol.33 No.6, 1998
 - 10) Stein JL, Wang CH., "Estimation of Gear Backlash," THEORY AND SIMULATION, Journal of Dynamic Systems Measurement & Control-Transactions of the ASME, Vol.120 No.1, 1998
-

(2000년 1월31일 접수, 2000년 5월20일 채택)