

## 로봇용 내접 유성식 감속기의 설계에 대한 연구

이성철 · 오박균 · 권오관  
한국과학기술원 기계공학부  
(1987. 9. 22 접수)

### A Study on the Design of Planocentric Torque Driver used in Industrial Robot

Sung chul Lee, Park Kyoun Oh, Oh kwan Kwon

Division of Mech. Eng., Korea Advanced Institute of Science and Technology  
(received September 22, 1987)

#### ABSTRACT

A planocentric torque driver comprises a stationary internal gear with the teeth of a circular concave profile and an external gear of an epitrochoid curve.

The contact mechanism of the teeth is examined and analyzed by means of computer simulation. Analyses of load variation on the tooth and strength of appliance is carried out. And the output device is examined.

Finally, the design of a 59 : 1 reduction ratio torque driver is presented.

#### 기 호 설 명

e	: 편심량	$r_2$	: 내치차의 피치원 반경
g	: 감속비	x	: 치형 수정계수
l	: 모멘트 아암의 길이	$x_e, y_e$	: 이블류우트 궤적
M	: 모멘트	$x_p, y_p$	: 핀중심의 궤적
P	: 핀이 받는 하중	$x_w, y_w$	: 치형의 궤적
Q	: 캐리어 핀이 받는 하중	$Z_c$	: 캐리어 핀의 갯수
R	: 베어링이 받는 하중	$Z_p$	: 핀의 갯수
$r_1$	: 외치차의 피치원 반경	$Z_w$	: 치의 갯수

## 1. 서 론

관절 로봇트를 위시한 각종 매니퓰레이터 장치의 관절 구동부는 모터와 감속기의 조합으로 구성되어 있다. 최근에는 감속기를 내재하지 않는 직접구동 방식이 연구중이지만 모터는 고속 회전을 시키는 것이 동력밀도가 크기 때문에 대부분 감속기를 사용하여 회전속도를 감속하고 토오크를 증대하여 매니퓰레이터를 구동시키고 있다.

로봇트용 감속기는 첫째, 고감속을 필요로 하고 있다. 감속비가 클수록 큰 토오크를 얻을 수 있으며, 서보센서를 위치센서로 사용하는 경우 위치의 분해능력이 높아져 위치제어의 정도가 향상되는 잇점이 있다. 둘째, 로봇트의 자중을 경감하고 안정성을 확보할수 있도록 소형, 경량의 특성이 요구되며 세째, 운동의 정도를 보증할수 있도록 로스트 모션이 적어야 한다. 이와같은 특성을 충족시키기 위하여 소치수차 방식의 내접 유성식 감속기와 주속식 감속기가 로봇트의 관절에 대부분 사용되고 있다. 내접 유성식은 고부하를 요하는 로봇트 몸체 및 주관절의 구동 부분에 사용되고 주속식은 큰 부하를 요하지 않는 관절과 손목부위에 사용된다.

본 연구에서는 내접 유성식 감속기의 국산화를 도모하기 위하여 원통형 핀을 내치차 치형으로 사용한 내접 유성식 감속기의 설계 기술을 개발하였다. 치형 수정계수를 도입하여 수정계수 변화에 대한 치형의 변화와 접촉 하중 및 응력의 변화를 검토하고 토오크 전달시 기구에 작용되는 하중을 해석하여 내접 유성식 감속기의 설계 기법을 제시하였다.

## 2. 내접 유성식 감속기의 치형설계

### 2-1. 감속기의 구조

내접 유성식 감속기의 주요구조는 하우징에 고정된 내치차, 편심 회전운동을 하는 휠 및 출력장치로 구성되어 있다.

감속기의 기구학적 특징은 휠이 입력축과 베어링으로 분리되며 편심되어 장착되기 때문에 입력축 회전은 휠의 중심위치 회전에 기여하게 되고 베어링의 마찰을 무시하면 휠은 병진운동

만 한다. 휠의 병진운동으로 휠과 내치차는 치접촉을 하게되며 치수의 차에 의하여 휠은 입력축 반대 방향으로 감속된 회전운동을 한다. 내치차의 치수를  $z_p$  라 하고 휠의 치수를  $z_t$  라 하면 감속비는  $g = z_t / (z_p - z_t)$  식으로 구해진다.

이와같이 내접 유성식 감속기의 감속비는 치수차에 의해서 결정되므로 큰 감속비를 용이하게 얻을 수 있다. 그러나 인볼류우트 치형을 사용하면 치수차를 적게 하였을때 치간섭 발생을 피할 수 없으므로 내치차는 원통형 핀을 사용하고 휠은 이와 상대되는 치형으로 채택한다.

### 2-2. 치형의 설계

기어 전동에 있어서 치형곡선의 가장 중요한 조건은 물음 법칙으로 기어의 모는 물림위치에서 두 기어의 각속도 비가 일정해야 한다는 것이다. 이러한 조건을 만족시키기 위해서는 접촉점에서 세운 공통법선이 피치점을 통과하여야 한다.

내접 유성식 감속기는 휠의 중심이 내치차 중심에 대하여 회전을 하기 때문에 피치원 자체가 회전을하게 된다. 이와같은 경우에는 두 피치원의 굴림운동이 원활히 이루어질 수 있는 기구학적 조건으로 치형을 선택하는 것이 기어의 물음 법칙을 만족하게 된다.

Fig. 1에서 내접하는 두 피치원의 반경을  $r_1$ ,  $r_2$ 라 하고 반경  $r_n$ 인 하우징에 핀이 위치하였을 때 피치원의 굴림운동으로 부터  $r_n$ 의 상대치형 즉, 휠의 치형이 결정된다. 실제의 운동은 내치차가 고정되고 피치원  $r_1$ 이 운동을 하게되나 핀에 상당하는 치형을 구하기 위해서 휠의 피치원을 고정시키고 내치차 피치원이 회전하는 것으로 한다.

피치원의 접점이  $A_0$ 에서 원  $r_2$ 의 굴림운동에 의해서  $A$ 로 이동하였다고 하면 다음과 같은 기하학적 조건을 만족하여야 한다.

$$r_1 \phi = r_2 \theta \dots\dots\dots (1)$$

Fig. 1에 표시한 각도들의 기하학적 관계는 다음과 같으며

$$\begin{aligned} \alpha &= \phi - \theta = \frac{e}{r_1} \theta \\ \gamma' &= \frac{\pi}{2} - \alpha \\ \beta &= \theta - \gamma' \dots\dots\dots (2) \end{aligned}$$

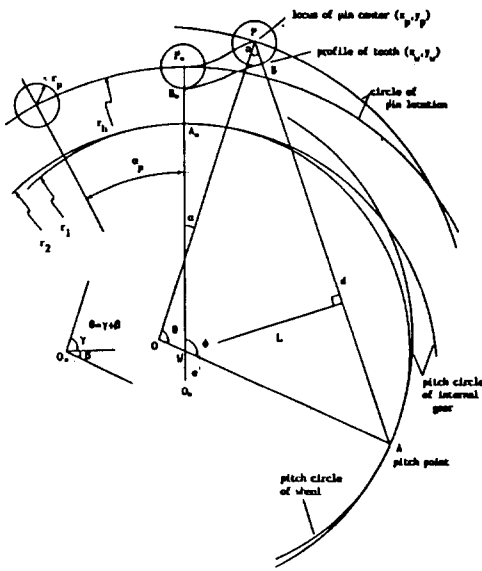


Fig. 1 Gear tooth generation

핀 중심의 궤적은 다음식으로 구해진다.

$$\begin{aligned} x_p &= r_h \cos \gamma - e \cos \beta \\ &= r_h \sin \left( \frac{e}{r_1} \theta \right) - e \sin \left( \frac{r_2}{r_1} \theta \right) \\ y_p &= r_h \cos \left( \frac{e}{r_1} \theta \right) - e \cos \left( \frac{r_2}{r_1} \theta \right) \end{aligned} \quad (3)$$

식(3)의 궤적곡선의 임의의 위치에서 곡률은 식(4)로 구해지며

$$\rho(\theta) = \frac{1}{\sqrt{\left( \frac{d^2 x}{ds^2} \right)^2 + \left( \frac{d^2 y}{ds^2} \right)^2}} \quad (4)$$

여기서

$$ds = \sqrt{dx^2 + dy^2}$$

이로부터 이블류우트는 식(5)로 계산된다.

$$\begin{aligned} x_e &= x_p + \rho(\theta) \cos \zeta \\ y_e &= y_p + \rho(\theta) \sin \zeta \end{aligned} \quad (5)$$

여기서

$$\zeta = \tan^{-1} \left( \frac{d^2 y}{ds^2} / \frac{d^2 x}{ds^2} \right)$$

치형은 핀 중심의 궤적에 대한 등거리 곡선이 되어야 거의 물음법칙이 만족되므로 식(5)의 이블류우트의 대한 인블류우트로 채택하면 된다. 따라서 핀의 반경을  $r_p$ 라 할때 핀 중심궤적곡선의 요철을 고려하여 치형곡선을 구하면 다음과 같게 된다.

$$\begin{aligned} x_w &= x_e - \{ \rho(\theta) + sr_p \} \cos \zeta \\ &= x_p - sr_p \cos \zeta \\ y_w &= y_e - sr_p \sin \zeta \end{aligned} \quad (6)$$

여기서

$$\begin{aligned} s &= 1 \text{ 볼록 (convex)} \\ &= -1 \text{ 오목 (concave)} \end{aligned}$$

식(3)과 식(6)은 식(5)의 이블류우트에 대한 두 개의 인블류우트로 서로 평행하며  $r_p$ 만큼 떨어진 곡선이 된다. 식(6)은 기하학적으로 Fig. 1에서 B점의 궤적이 된다.

치형의 형성조건을 살펴보면 식(3)의 궤적이 초기의  $P_0$  위치에서 어긋나지 않아야 한다. 즉 Fig. 1에서  $\phi$ 가  $2\pi$ 일때 좌측에 있는 핀이  $P_0$ 의 위치로 이동하여야 하므로,  $\alpha$ 가 핀의 등분각이 되어야 한다.

$$\alpha_p = \frac{e}{r_2} 2\pi$$

따라서 핀의 갯수는 다음과 같아야 한다.

$$z_p = r_2 / e \quad (7)$$

휠에서 형성되는 하나의 치형은 핀 중심의 궤적이 두 피치원 중심의 연장선상에 위치하여야 하므로  $\theta$ 가  $2\pi$ 회전하였을 때가 되며, 치의 갯수는 다음과 같이 구해진다.

$$z_t = r_1 / e \quad (8)$$

핀의 갯수가 많은 고감속의 감속기에서는 식(7)로 계산되는 갯수로 내치차를 구성하면 핀의 크기가 매우 적어지므로 핀의 갯수를 절반으로 줄여 핀을 하나씩 건너가면서 제거하기도 한다. 그러나 기본설계는 동일하고 휠이 전 구간에서 접촉을하므로 문제점은 없다.

### 2-3. 치형의 수정

하우징과 내치차 피치원의 반경을 같게하여 설계한 경우를 비수정 치형이라고 하며, 하우징의 반경을 피치원 반경보다 크게 설계한 치형을 수정 치형이라 한다.

치형의 수정계수를 다음과 같이 정의하고

$$x = \frac{r_h - r_2}{r_h} \quad (9)$$

식(7), (8)의 조건을 대입하면 피치원 반경은 다음식으로 구해진다.

$$\begin{aligned} r_2 &= r_h (1 - x) \\ r_1 &= r_2 z_t / z_p \end{aligned}$$

$$e = r_2 - r_1 \dots\dots\dots (10)$$

이 식에서 수정계수의 증가는 피치원의 크기와 편심량을 감소시키는 것을 알 수 있다.

수정계수에 따른 곡률반경의 변화를 검토한 것이 Fig. 2에 주어져 있다. Fig. 2에서 좌측부분은 핀중심 궤적의 곡률 반경이고 우측은 치형곡선의 곡률반경 변화를 나타내고 있으며, 음의부호는 볼록한 곡률, 양의부호는 오목한 곡률을 표시한다. 오목한 부분의 치형은 핀과 내접접촉을 하고 볼록한 부분은 외접접촉을 하게 된다. 치형의 곡률에 있어서 주의해야 할 사항은 핀 중심 궤적의 곡률이 오목한 경우에는 핀의 반경을 더한 것이 치형의 곡률반경이 되므로 접촉에 문제가 없지만 볼록한 경우에는 핀의 반경을 감한 것이 치형의 곡률반경이 되기 때문에 경우에 따라 음의 값을 나타내기도 한다.

Fig. 2에서 비수정 치형에서 이러한 현상이 나타나는 것을 볼 수 있는데 그 의미는 Fig. 1에서 B점의 궤적을 치형으로 하였을때 치 간섭이 발생하는 것을 뜻한다. 따라서 치형설계시에는 적당한 값의 수정계수를 설정하여 치간섭을 방지해야 한다.

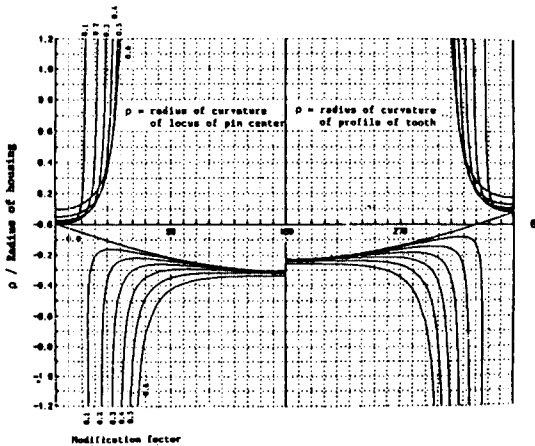


Fig. 2 Variations of dimensionless radius of curvature ( $r_h = 100, r_p = 8, z_p = 12, z_t = 11$ )

### 3. 출력장치의 설계

#### 3 - 1. 휠의 운동

휠 중심의 회전운동과 치접촉으로 인하여 휠은 병진운동과 회전운동을 동시에 하게 되므로 병진운동을 흡수하고 회전 운동만 전달할 수 있는 출력장치의 설계가 필요하다.

휠의 편심운동에 의한 충격을 감소시키고 부하 용량을 증대하기 위하여 휠은 2 개를 180° 위상차가 되도록 장착하여 사용 하므로 출력장치설계시 위상차가 있는 휠의 상대운동을 고려하여야 한다.

Fig. 3 은 두 개의 휠을 위상차 180°되도록 장착한 그림이며, 여기서 O 는 하우징의 중심,  $W_f$  는 전면에 위치한 휠의 중심,  $W_r$  은 후면 휠의 중심을 표시한다. 하우징 중심과 휠 중심을 연결한 선상에 위치하고 각각의 휠 중심에서 d 가 떨어진 F 와 R 점의 운동을 살펴보면 다음과 같다.

F 점의 운동궤적 방정식은 입력축의 회전 각속도를  $\theta$ , 휠의 감속된 각속도를 a 라 하면 다음식으로 주어진다.

$$\begin{aligned} x_f &= e \sin \theta - d \sin a \\ y_f &= e \cos \theta + d \cos a \dots\dots\dots (11) \end{aligned}$$

마찬가지 방법으로 R 점의 운동궤적은 다음식으로 구해진다.

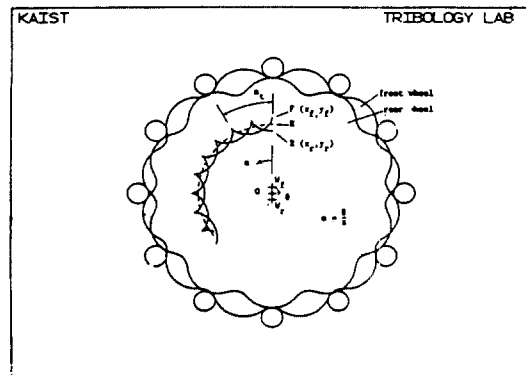


Fig. 3 Relative motion between front and rear wheel (F on front, R on rear wheel,  $H = (F + R) / 2$ )

$$\begin{aligned} x_r &= -e \sin \theta - d \sin \alpha \\ y_r &= -e \cos \theta + d \cos \alpha \end{aligned} \quad (12)$$

F와R의 중심점인 H의 운동궤적은 식(11)과 (12)로부터

$$\begin{aligned} x_h &= (x_f + x_r) / 2 = -d \sin \alpha \\ y_h &= d \cos \alpha \end{aligned} \quad (13)$$

따라서 H점의 운동은 하우징을 중심으로 하고 입력축 회전과 반대방향으로 휠의 감속된 회전만 나타내고 있음을 알 수 있다. F와R의 상대위치 변화를 살펴보면 두점의 거리 S는 편심량의 두배로 항상 일정하고

$$S = \sqrt{(x_f - x_r)^2 + (y_f - y_r)^2} = 2e \quad (14)$$

RF가 연직선과 이루는 각  $\beta$ 는

$$\tan \beta = \frac{x_f - x_r}{y_f - y_r} = \tan \theta \quad (15)$$

입력축 회전각  $\theta$ 와 같게 된다.

### 3-2. 출력기구

두 휠이 대응하는 두 점 F와R의 운동은 H점을 중심으로 회전운동을 하며, H점은 감속된 휠의 회전운동을 하게되므로 Fig. 4와 같이 캐리어 핀을 사용하면 캐리어 핀으로 두 휠의 회전운동을 주출하고 캐리어 핀 삽입구멍을 크게 뚫어 휠의 상대운동을 허용할 수 있다. 전면 휠과 후면 휠의 상대운동을 저해하지 않기 위해서 Fig. 4에서 각 제원은 다음의 조건을 만족시켜야 한다.

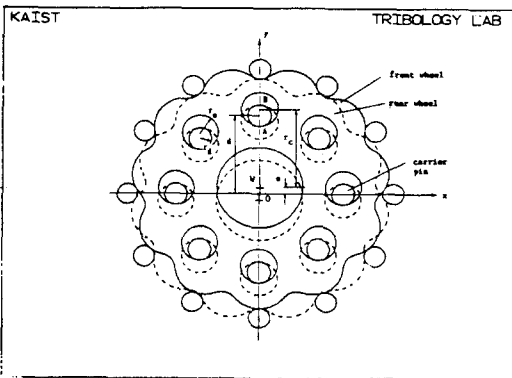


Fig. 4 Output device of planocentric gear

$$\begin{aligned} r_e - r_a &= e \\ r_c &= d \end{aligned} \quad (16)$$

식(16)에서 치형의 수정도 출력장치에 중요한 영향을 미치는 것을 알 수 있다. 즉, 동일한 크기의 캐리어 핀 구멍에 대하여 편심량이 적어질수록 캐리어 핀의 크기가 커지기 때문에 치형의 수정은 치접촉 특성을 개선할 뿐만 아니라 출력기구의 부하용량도 증가시키게 된다.

## 4. 강도 해석

### 4-1. 핀에 분배되는 하중

내접 유성식 감속기는 휠과 핀이 전 구간에서 치접촉을 하게되므로 핀에 하중이 분배하게 된다. 접촉시 휠과 핀이 원형을 유지한다고 가정하면 접촉점에 분배되는 하중은 Fig. 5에 도시한 바와 같이 모멘트 아암의 길이에 비례하게 된다.

따라서 핀에 작용하는 최대하중은 모멘트 아암의 길이가 피치원 반경  $r_i$ 이 될 때이며, 각 핀에 작용하는 하중은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$P_i = P_m (\ell_i / r_i) \quad (17)$$

여기서

$$\ell_i = \frac{r_1 r_h}{d_i} \sin \theta_i$$

$$d_i^2 = r_h^2 + r_2^2 - 2r_h r_2 \cos \theta_i$$

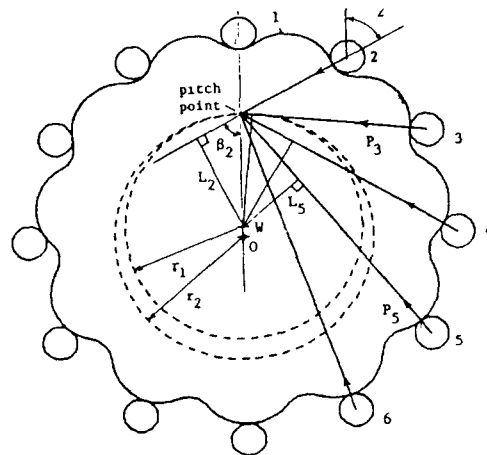


Fig. 5 Forces transmitted from pins to wheel

휠이 전달하는 모멘트는 각 핀의 작용 하중으로부터 다음과 같이 구해지며

$$M = \sum_{i=1}^{z_p/2} P_i \ell_i = \frac{P_m}{r_1} \sum \ell_i^2 \dots\dots\dots (18)$$

하우징에 작용하는 합력은 다음식으로 계산된다.

$$P_x = \sum P_i \sin \beta_i = \frac{M}{r_1}$$

$$P_y = \sum P_i \cos \beta_i = K_y \frac{M}{r_1} \dots\dots\dots (19)$$

여기서

$$K_y = \frac{\sum \sin \beta_i \cos \beta_i}{\sum \sin^2 \beta_i}$$

$$\beta_i = \sin^{-1} \left( \frac{r_h}{d_i} \sin \theta_i \right)$$

최대하중이 작용하는 위치는 Fig. 1에서 L이 r<sub>1</sub> 일때가 되므로 다음과 같이 구해진다.

$$\theta = \cos^{-1} \frac{r_2}{r_h} \dots\dots\dots (20)$$

치형에 작용하는 최대접촉응력은 등가 탄성계수를 E, 등가곡률 반경을 R, 휠의 두께를 f라 하면 다음식으로 계산된다.

$$S = \sqrt{\frac{P_m (\ell_i / r_1) E}{2 \pi f R}} \dots\dots\dots (21)$$

이 식에서 상수를 정리하면

$$S = C \sqrt{\frac{\ell_i}{R}}$$

따라서 최대 접촉응력이 발생하는 위치는  $\ell / R$  이 최대인 점이 되고  $\ell / R$  은  $\theta$  와 복잡한 함수 관계에 있기 때문에 컴퓨터를 사용하여 수치해석으로 구해야 한다.

#### 4-2. 캐리어 핀에 작용하는 하중

캐리어핀의 변형시 단면이 원형을 유지한다고 가정하고 캐리어 핀을 미소각  $\delta\alpha$  회전시키면 캐리어 홀과의 중심거리 변위는 Fig. 6에서 다음과 같이 표시된다.

$$\delta c = e \sqrt{1 + \frac{1}{e} \{ 2 r_c \delta\alpha \sin \alpha + (r_c \delta\alpha)^2 / e \}} - e$$

여기서 미소항을 무시하면 근사적으로 다음과 같이 정리된다.

$$\delta c = r_c \delta\alpha \sin \alpha \dots\dots\dots (22)$$

캐리어 핀의 위치된 상에 무한개의 핀이 존재한다고 가정하고 작용하는 최대하중을  $q_m$  이라 하

면 임의의  $\alpha$  위치에서 하중과 모멘트 아암은 다음과 같게 되며

$$q = q_m \sin \alpha, \quad \ell = r_c \sin \alpha$$

모멘트는 다음식으로 구해진다.

$$M = \int_0^\pi q_m r_c^2 \sin^2 \alpha \, d\alpha$$

$$= \frac{\pi}{2} q_m r_c^2 \dots\dots\dots (23)$$

캐리어 핀에 의해서 휠이 받는 총하중은 분포하중  $q$  를 적분하면 계산되고

$$Q = \int_0^\pi q_m \sin \alpha r_c \, d\alpha$$

$$= \frac{4}{\pi} \frac{M}{r_c} \dots\dots\dots (24)$$

작용 방향은 하우징 중심과 휠 중심을 지나는 선과 평행한 방향이다.

각 캐리어 핀에 작용하는 하중은 핀의 갯수를  $z_c$  라 하고 캐리어 핀이 이루는 각을  $\alpha$  라 하면 하중을 캐리어 위치원단위 길이당의 핀의 갯수 ( $z_c / 2\pi r_c$ ) 로 나누어 구해진다.

$$Q_i = \frac{4 M}{r_c z_c} \sin \alpha \dots\dots\dots (25)$$

캐리어 핀에 작용하는 최대하중은  $\alpha = \pi/2$  일때이며, 위의 식에 대입하면 다음과 같다.

$$Q_m = \frac{4 M}{r_c z_c} \dots\dots\dots (26)$$

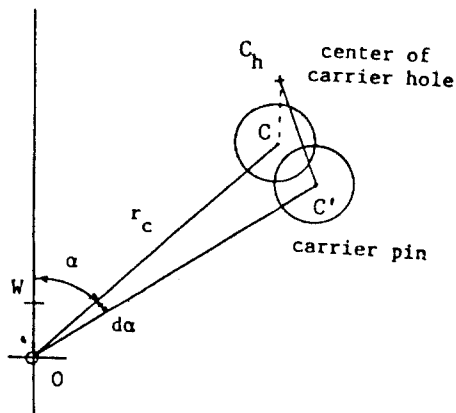


Fig. 6 Infinitesimal displacement of carrier pin

4 - 3. 베어링에 작용하는 하중

베어링이 받게되는 하중은 핀의 반력과 캐리어 핀의 반력의 합성력으로 식(19)와 (24)로부터 다음과 같이 계산된다.

$$R_b = \frac{M}{r_1} \sqrt{1 + \left(\frac{4}{\pi} \frac{r_1}{r_c} + Ky\right)^2} \dots\dots\dots (27)$$

하중의 작용방향이 하우징 중심과 휠 중심을 연결한 선으로부터 이루는 각  $\theta_b$ 는

$$\theta_b = \sin^{-1} \frac{P_x}{R_b}$$

로 정점에서 회전방향 쪽으로 치우쳐 있다.

내접 유성식 감속기에서 베어링은 구조적으로 크기가 제한되고 하중을 받는 부분이 항상 일정한 위치가 되기 때문에 손상의 발생빈도가 가장 크다.

5. 내접 유성식 감속기의 설계 예

5 - 1. 치형 수정계수가 미치는 영향

본 연구의 설계에서 사용한 감속기의 기본 제원은 Table 1에 주어져 있다. 수정계수에 대한 휠의 치형곡선과 치면에 작용하는 하중 및 접촉응력의 변화는 Fig. 7 과 같다.

여기서 점 및 하중의 위치는 입력축이  $2\pi / z_p$  간격으로 회전 하였을 때의 접촉위치를 표시하고 있다. 실제 계산에서는 수정계수를 0.0 에서 부터 0.02씩 증가시키면서 검토 하였는데 0.0 - 0.16의 수정계수에서는 치간섭을 나타냈다. Fig. 7에서 수정계수가 증가하면 하중의 변화상태가 양호해지며 치형의 변곡점, 최대하중 및 응력 작용점의 위치가 치저 부분으로 이동하고 치 접촉점이 분산되는 경향을 보여주고 있다.

수정계수가 적은 경우에는 치형의 곡률 변화가 크고 최대응력 작용점은 곡률이 작기 때문에 접촉응력이 급격하게 변화되는 것을 볼 수 있다. Table 2는 수정계수에 대한 강도 해석 결과로 수정계수가 커지면 동일한 모멘트 전달시 핀에 작용하는 하중과 베어링에 걸리는 하중이 증가되고 베어링의 수명이 급격하게 저하된다. Table 2에서 베어링의 수명은 수정계수가 0.18일때를 100%로 하여 각 수정계수에서의 수명을 백

분율로 표시한것이다. 수정계수와 편심량의 관계는 Table.3에 제시되어 있으며, 수정계수 증가에 따라 편심량은 감소하고 캐리어 핀의 크기는 커지게 된다.

Table 1 Data for design of torque driver

Housing radius	48mm
Radius of internal pin	2.25mm
Number of pins	30
Number of teeth	59
Reduction ratio	59

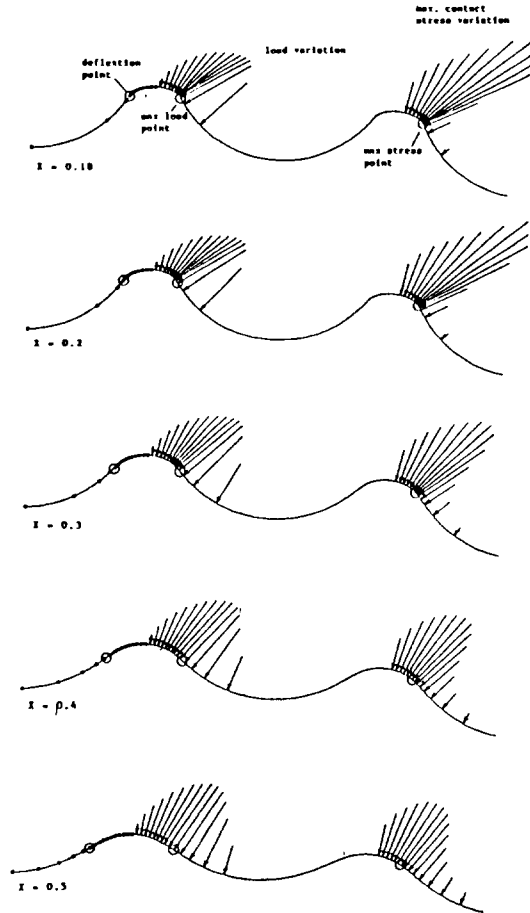


Fig. 7 Variations of load & contact stress on tooth surface

Table 2 Loads on the pins & bearing

Modification factor	$P_1-C_M$	$Q_1-C_M$	$P_2-C_M$	$P_3-C_M$	$P-C_M$	$Q_1-C_M$	$R_1-C_M$	L
	$C_1(X10^4)$	$C_2(X10^4)$	$C_3(X10^4)$	$C_4(X10^4)$	$C_5(X10^4)$	$C_6(X10^4)$	$C_7(X10^4)$	
0.18	3.449	1.488	2.584	1.116	2.814	3.789	3.718	100
0.2	3.534	"	2.648	1.098	2.867	"	3.776	99.50
0.3	4.021	"	3.027	1.034	3.198	"	4.093	72.6
0.4	4.708	"	3.531	0.992	3.668	"	4.505	52.7
0.5	5.650	"	4.237	0.963	4.345	"	5.093	35.0
0.6	7.062	"	5.297	0.942	5.380	"	6.013	20.1
0.7	9.416	"	7.062	0.927	7.123	"	7.620	-
0.8	14.12	"	10.59	0.917	10.63	"	10.98	-

$P_1$  : Max. load on the pin  $Q_1$  : Reaction force carrier pins  
 $Q_2$  : Max. load on the carrier pin  $R$  : Applied load on bearing  
 $M$  : Moment of wheel  $L$  : Relative bearing life  
 $P$  : Reaction force internal pins

Table 3 Effect of modification factor on dimensions (rad. of carrier hole=7.3)

(unit : mm)

Modification factor	Radius of pitch circle		Eccentricity	Radius of carrier pin
	$r^1$	$r^2$		
0.18	38.704	39.360	0.656	6.644
0.2	37.760	38.400	0.640	6.66
0.3	33.040	33.600	0.560	6.74
0.4	28.320	28.800	0.440	6.82
0.5	23.600	24.000	0.400	6.90
0.6	18.880	19.200	0.320	6.98
0.7	14.160	14.400	0.240	7.06
0.8	9.440	9.600	0.160	7.14

5 - 2. 치형 수정계수의 선정

동일한 모멘트를 전달하는 것으로 가정하고 수정계수의 증가가 미치는 영향을 검토하면

- 1) 핀이 받는 하중이 증가한다.
- 2) 치형의 곡률이 커지므로 최대 접촉응력은 감소된다.
- 3) 베어링에 작용하는 하중이 커져 베어링 수명은 급격히 저하된다.
- 4) 하중변화가 완만해 진다.
- 5) 편심량이 적어지므로 상대적으로 가공오차 범위가 좁아진다.

감속기의 크기가 큰 경우에는 베어링보다 핀에서의 강도가 제한을 받으며, 치형의 형상이 커지고 편심량도 비교적 큰값을 갖기 때문에 가공상의 제약이 줄어들어 수정계수를 크게할 수도 있으나 소형의 고감속 장치에서는 베어링이 취약하게 되고 치형의 편심량의 정밀가공이 가장 중요한 문제가 되므로 수정계수를 적은 값으로 선정해야 한다.

5 - 3. 설계 예

감속기의 설계에 있어서 수정계수는 치 간섭이 발생하지 않는 최소 값 0.18로 선정하였다. 그러나 이때 편심량이 0.656mm가 되므로 편심량을 0.65mm 결정하여 설계에 사용한 수정계수는 0.1875로 하였다. 감속기의 설계 데이터는 Table 4에 제시한 바와 같이 계산되었으며, 여기서 강도 해석은 재료의 물성치와 휠에 작용하는 모멘트에 대한 계수로 구하였다.

Fig. 8은 컴퓨터 그래픽 도면으로 감속기의 조립된 상태를 도시하고 Fig. 9는 식(3)-(6)으로 계산한 핀 중심의 궤적, 이불류우트와 치형곡선을 나타낸다. Fig. 10은 하중과 접촉응력의 변화를 표시한 것으로 a가 1번 핀이 접촉하는 위치일때 b, c, d는 각각 2, 3, 4번 핀이 접촉하는 위치를 나타낸다.

Table 4 Design results of torque driver

DESIGN DATA OF TORQUE DRIVER

```

*** DIMENSIONS ***
MODIFICATION FACTOR      = 0.1875
RADIUS OF HOUSING (mm)   = 48.000
RADIUS OF PIN (mm)       = 2.500
RADIUS OF PITCH CIRCLE :
  EXTERNAL GEAR (mm)     = 38.3500
  INTERNAL BEAR (mm)     = 39.0000
ECCENTRICITY (mm)        = 0.6500
OUT. RAD. OF WHEEL (mm)  = 46.4000
ROOT RAD. OF WHEEL (mm) = 45.1000
INT. RAD. OF WHEEL (mm) = 20.0000
LOCAT. OF CAR. HOLE (mm) = 33.6000
RADIUS OF CAR. HOLE (mm) = 7.3000
RADIUS CAR. PIN (mm)     = 6.6500
NUMBER OF PINS           = 30.
NUMBER OF TEETH          = 59.
NUMBER OF CAR. PINS     = 8.
REDUCTION RATIO         = 59.
*** STRENGTH ANALYSIS ***
NOTE, M-MOMENT OF WHEEL, E-EQUIVALENT YOUNGS
MODULUS F-FACE WIDTH
LOADS ON THE PIN :
  RESULTANT FORCE X = 0.2608E-01 * M
  Y = -0.1109E-01 * M
  SQRT (X**2 + Y**2) = 0.2834E-01 * M
  MAX. LOAD ON PIN = 0.3480E-02 * M
  MAX. CONTACT STRESS = 0.1879E-00 * SQRT (M*E/(2*PI*F))
LOADS ON CARRIER PIN :
  RESULTANT FORCE = 0.3789E-01 * M
  MAX. LOAD ON CAR PIN = 0.1488E-01 * M
  MAX. CONTACT STREE = 0.1412E-01 * SQRT (M*E/2*PI*F))
  BENDING STRESS = 0.1611E-03 * F * M
LOADS ON BEARING:
  RESULTANT FORCE = 0.3740E-01 * M
CRITICAL POINTS OF WHEEL :
  DEFLECTION POINT (X,Y) : 0.1933E+01 0.4614E+02 ANG= 0.2399E+01
  MAX. LOAD POINT : 0.2980E+01 0.4609E+02 ANG= 0.3699E+01
  MAX. STRESS POINT : 0.2943E+01 0.4615E+02 ANG= 0.3649E+01
    
```



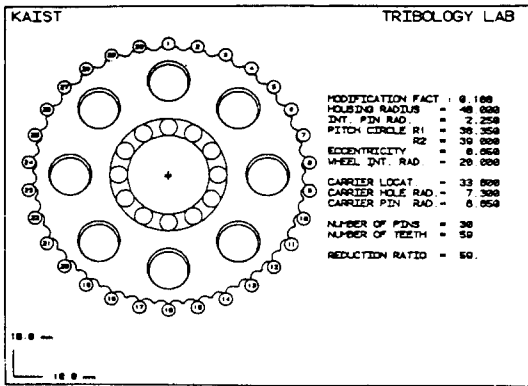


Fig. 8 Configuration of planocentric torque driver

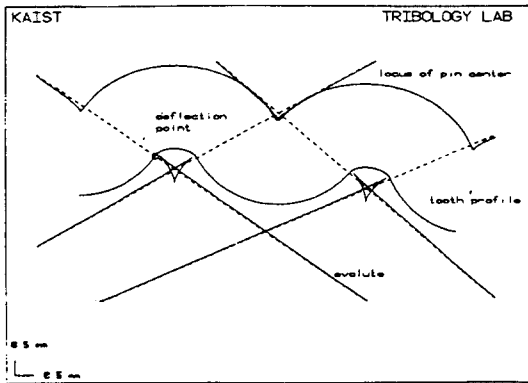


Fig. 9 Evolute of locus of pin center and profile of wheel which is another involute of evolute ( $e=0.6500$ )

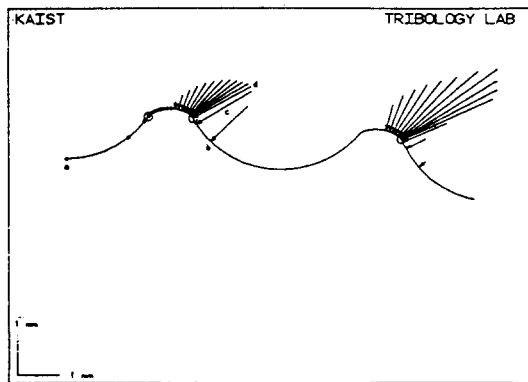


Fig. 10 Variations of load & max. Hertzian stress

## 6. 결론

내접 유성식 감속기의 치형설계와 감속기구의 구조적 설계방법을 제시하였다. 치형 수정계수가 미치는 영향을 검토한 결과 감속기의 사용 용도에 의하여 수정계수를 선정해야함을 규명하였다. 본 연구의 설계 방법에 의하여 감속비 59 : 1의 고감속 장치를 설계하였다.

## 후기

본 연구를 과학기술처에서 시행한 특정연구개발 사업으로 수행 되었음을 밝히며, 이에 감사드립니다.

## 참고 문헌

1. Igor Alexander, Robot components and system : Robot technolog V. 4, Plentice-Hall, Inc., 1983.
2. Geroge W. Michalec, Precision gearing: Theory and practice. John Willey & Sons, Inc., 1966.
3. 仙波正莊, 齒車 第十卷, 日刊工業新聞社, 1977.
4. 飯倉省一, "로봇 개발에 있어서의 액추에이터의 문제점", 日本ロボット學會誌, 2卷4號, 1984年8月
5. 飯倉省一, "減速裝置とトルク傳達", 機械設計, 第30卷, 第8號, 1986.
6. 林輝, "齒車機構", 機械設計, 第28卷, 第8號, 1984.
7. Nicholas P. Chironis, Gear design and application, McGraw-Hill Book Company, New York, 1967.