

<논 문>

## 사이크로이드 치형을 이용한 하모닉 감속기의 개발

이종원\* · 오세훈\* · 김준철\*\* · 전한수\*\*\*

(1997년 3월 4일 접수)

### Development of Harmonic Drive Using Cycloide Tooth Profile

Chong Won Lee, Se Hoon Oh, Jun Cheol Kim and Han Su Jeon

**Key Words :** Cycloide Tooth Profile Curve(사이크로이드 치형곡선), Circular Pin(원형핀), Tooth Engagement(치물림), Deviation Coefficient(편위계수), Bending Stress(굽힘응력)

#### Abstract

Due to progress in manufacturing techniques, the performance of the harmonic drive has been improved but not sufficiently. One of the important problems which the current harmonic drive has is that while there is the potential for having a wider tooth contact area, the total number of teeth engaged simultaneously is still small. This is mainly due to the involute tooth profile. Hence, in this study, the cycloid-type tooth profile is developed to improve this problem. This paper represents the design methodology and performance evaluation of the cycloid-type harmonic drive. Cycloide tooth profile was derived by analyzing geometry of the tooth engagement and the contact mechanisms of the tooth which were examined and analyzed by load analysis. The stress due to elastic deformation of a flexspline was also obtained by approximate formula and computer analysis. Finally, the cycloid-type harmonic drive with 1:100 speed ratio was manufactured and the performance of the harmonic drive was evaluated.

#### 1. 서 론

1950년대 중반 Musser에 의하여 개발된 하모닉 감속기는 소형 경량이면서도 전달토크 용량이 크고 고감속비를 얻을 수 있으며, 백래쉬(backlash)가 극히 적고 회전정도가 우수한 특성으로 인하여 산업용 로봇, NC공작기계 및 연마장치, 반도체 제조장치 등 많은 산업분야에 사용되고 있다.<sup>(1~5)</sup> 그러나 하모닉 감속기는 강체의 개념에서 설계, 제작된 기존의 감속기와는 달리 탄성체의 개념에서

설계되었기 때문에 치의 운동이 특이하고, 기존의 기어이론을 적용하는데 상당한 제약을 받는다. 하모닉 감속기의 치물림현상은 발명자인 Musser<sup>(1~3)</sup>와 소련의 Shuvalov<sup>(6)</sup>가 연구하였다. Musser의 연구는 편위가 없는 치물림(non-deviated tooth engagement)과 동적인 스플라인만을 다루고 있는 반면에 Shuvalov는 일반적으로 해석할 수 있는 공식과 도식해를 구하였고, 몇 개의 예를 보여 주었지만 치물림의 다양한 현상을 명백히 정의하지는 못하였다. 또한 Semin<sup>(7,8)</sup>은 인볼류트 치형을 이용한 하모닉 감속기의 치물림을 연구하여 몇 개의 공식을 유도하였고, Shen<sup>(9)</sup>과 Brighton<sup>(10)</sup> 등에 의해 수정된 인볼류트 치형을 이용한 하모닉 감속기의 치형에 관한 연구가 다양하게 이루어졌지만 여전히 많

\*회원, 중앙대학교 기계공학부

\*\*회원, 중앙대학교 대학원

\*\*\*회원, 한국생산기술연구원

은 문제점들을 가지고 있으며 좀 더 적합한 치형을 이용한 하모닉 감속기의 개발이 매우 중요한 실정이다.

본 연구에서는 인볼류트 치형에 비하여 내구성을 향상시킬 수 있는 새로운 모델을 개발하고자 하였으며, 이것이 사이크로이드(cycloid) 치형을 이용한 하모닉 감속기이다. 인볼류트곡선을 이용할 경우 치형의 치저부분에서 곡률이 작아져서 플렉스플라인(flexspline)이 타원으로 변형시 응력이 매우 커지게 되는 단점이 있는 반면에, 사이크로이드형태는 치저부분에서의 곡률이 크므로 응력 집중 현상이 줄어들게 된다.

본 연구에서는 하모닉 감속기를 구동하는 파동발생기(wave generator)에 의해 탄성변형된 플렉스플라인의 임의점의 운동이 사이크로이드운동과 유사하다는데 착안하여, 내치차인 원형스플라인(circular spline) 치형을 실린더형태로 사용하고, 이와 맞물리는 플렉스플라인의 치형곡선식을 유도하여 치형을 설계하였다. 또한, 새로운 치형에 대한 응력해석과 치형물림을 확인할 수 있는 해석 프로그램을 통하여 사이크로이드형태의 치형을 이용한 하모닉 감속기를 설계, 제작하였으며, 제작된 시제품의 성능확인을 위하여 전동효율, 무부하 구동토크에 대하여 시험을 하였다.

## 2. 사이크로이드형 하모닉 감속기의 치형설계

### 2.1 하모닉 감속기의 운동특성 해석

하모닉 감속기는 감속기의 입력축인 타원형의 파동발생기와 이에 억지끼워맞춤되어 탄성변형하는 플렉스플라인, 그리고 이와 두 곳에서 접촉하는 원형스플라인으로 구성된다. 플렉스플라인의 변형에 의한 하모닉 감속기의 치물림은 3차원 형상이고, 기존의 기어이론을 적용하기 어려운 복잡한 운동특성을 가지고 있기 때문에, 설계시 해석을 용이하게 하기 위하여 다음과 같은 기본 가정을 하였다.

- (1) 하모닉 감속기의 치물림은 평면운동이다.
- (2) 플렉스플라인의 기준 피치원(standard pitch circle)은 탄성변형 전후에도 전체적으로 동일한 길이의 중립선을 유지한다.
- (3) 변형 전에 원형의 기준 피치원 상의 모든 반경은 변형 후에도 타원형의 형상을 갖는 중립선에 대하여 수직이다.

(4) 플렉스플라인의 변형은 선적으로 플렉스플라인의 치저부분에서 발생하며 치는 강체이다.

플렉스플라인의 변형은 타원형상을 가진 파동발생기에 의해 변형을 일으키므로 그 변형량은 일정하고, 또한 구간마다 원주방향 길이의 변화는 있지만 치수비가 1.01 부근에서는 원주길이 자체는 거의 변하지 않는다.<sup>(15)</sup> 그리고 플렉스플라인의 형상이 얇은 실린더(thin-walled cylinder)와 같고, 이것은 치의 크기와 변위가 직경에 비하여 상당히 작다는 것을 고려한다면 위의 가정은 성립할 수 있다.

변형전 플렉스플라인의 중립선의 직경을  $d_o$ 라 하고 탄성변형량을  $d_e$ 이라 하면 하모닉 드라이브의 운동특성을 대표하는 편위계수(deviation coefficient)  $\lambda$ <sup>(11)</sup>를 정의할 수 있다.

$$\lambda = \frac{1}{i} \left( 1 + \frac{d_e}{d_{fo}} \right) \quad (1)$$

여기서,  $i$ 는  $Z_c/Z_f$ 이며,  $Z_c$ 는 원형스플라인의 잇수이고,  $Z_f$ 는 플렉스플라인의 잇수이다. 원형스플라인의 지름은 다음의 식과 같고, 이 식에서 각각의 피치를 유도해 낼 수 있다.

$$d_c = d_{fo} + d = \lambda i d_{fo} \quad (2)$$

$$P_c = \frac{\pi \lambda i d_{fo}}{z_c} = \lambda \frac{\pi \lambda d_{fo}}{Z_f} \quad (3)$$

$$P_f = \frac{\pi d_{fo}}{Z_f} \quad (4)$$

위의 식을 보면 편위계수가 1이 아니면 내치차와 외치차의 피치가 달라지는데 편위계수가 1보다 작으면, 음의 편위(negative deviated) 치차라 하고, 탄성변위의 양이 편위계수가 1일때 보다 작아진다. 이 경우에는 굽힘응력이 작아져서 파동발생기와 플렉스플라인의 강도면에서 좋으나 운동깊이가 작고 치간섭이 많아 소음과 진동이 심하게 일어난다. 반면 편위계수가 1보다 크면 양의 편위(positive deviated) 치차라 하는데 운동깊이가 가장 좋고, 간섭이 적어 소음과 진동이 가장 적다. 하지만 변형량이 크므로 응력이 커져 강도면에서는 불리하다. 따라서 본 연구에서는 플렉스플라인과 원형스플라인의 잇수차를 2개로 하고, 편위계수를 1보다 작게 하여 굽힘응력을 줄이는 한편 음의 편위치차의 단점인 치간섭과 소음 등은 사이크로이드 치형을 적용함으로써 해결할 수 있었다.

2.2 플렉스플라인의 치형곡선식 유도

플렉스플라인은 원형스플라인에 고정되어 있는 원형핀을 따라서 감속운동을 하게 되는데, 이와 같은 운동이 원활하게 이루어지기 위해서는 먼저 플렉스플라인의 치형이 결정되어야 한다. Fig. 1에서  $a$ 는 플렉스플라인의 기준 피치곡선(standard pitch curve)을  $b$ 는 원형스플라인의 기준 피치원을 나타낸다. 그리고  $X$ - $Y$ 는 파동발생기에 고정된 직교 좌표이며,  $x_1$ - $y_1$ ,  $x_2$ - $y_2$ 는 각각 플렉스플라인 선상의 임의점에 고정된 직교좌표이다. 플렉스플라인의 치의 궤적을 구하기 위하여 원형스플라인을 고정하고, 파동발생기를  $\phi$ 만큼 회전시키면 그에 상응하는 플렉스플라인 선상의 점은  $P_0$ 에서  $A$ 로 이동한다. 이때  $A$ 점의 좌표를 극좌표로 나타내면 다음과 같다.

$$r = \frac{d_{f_0}}{2} + \frac{d_e}{2} \cos(2\theta) \tag{5}$$

한편, 회전하는 동안에도 원주길이 자체는 변하지 않는다고 가정하였으므로

$$r_c \phi = \int_0^\theta r d\theta = r_{f_0} \theta + \frac{d_e}{4} \sin(2\theta) \tag{6}$$

이 되며, 이를  $\phi$ 에 대해 미분하면 다음을 얻을 수 있다.

$$\frac{d\theta}{d\phi} = \frac{i}{1 + (d_e/d_{f_0}) \cos(2\theta)} \tag{7}$$

$P$ 점의 좌표를 좌표계  $(x_1, y_1)$ 로 나타낸 후에 이를 다시  $\Psi = \theta - \phi - \mu$ 만큼 회전한 새로운 좌표계  $(x_2, y_2)$ 로 나타내면 다음과 같다.

$$x_2 = x_1 \cos(\Psi) - y_1 \sin(\Psi) \tag{8}$$

$$y_2 = x_1 \sin(\Psi) + y_1 \cos(\Psi) \tag{9}$$

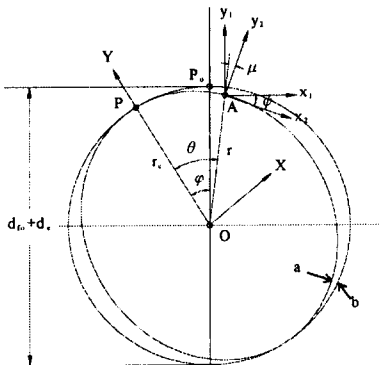


Fig. 1 Standard pitch curve and standard pitch circle

윗 식은 편경을 0으로 가정했을 때의 궤적이므로, 구하고자 하는 치형곡선은 핀의 반경  $r_p$ 만큼 오프셋된 점의 궤적으로서 다음 식으로 주어진다.

$$x_c = x_2 - \frac{r_p \frac{dy_2}{d\phi}}{\Delta S} \tag{10}$$

$$y_c = y_2 + \frac{r_p \frac{dx_2}{d\phi}}{\Delta S} \tag{11}$$

여기서,  $\Delta S = \sqrt{\left(\frac{dx_2}{d\phi}\right)^2 + \left(\frac{dy_2}{d\phi}\right)^2}$  이다.

2.3 하중작용점 해석

치형이 받는 응력을 해석하기 위해서는 먼저 하중작용점의 위치를 알아야 하는데, 하모닉 감속기는 플렉스플라인이 타원형상으로 탄성변형되면서 원형스플라인과 1개 이상의 치가 동시에 맞물리며 구동하므로 여러 개의 핀에 하중이 분배되게 된다. 특히 사이크로이드 치형에서는 맞물리는 치들의 하중작용점이 한점에 집중되지 않고, 그 위치 또한  $\lambda$ 의 영향을 받는다. 따라서 이러한 하중상태를 해석하기 위해서는 먼저 하중작용점을 구한 후에 힘의 평형방정식과 변위간의 관계식을 구하고, 하중과 변위와의 관계식을 유도하여 연립방정식을 계산해야 한다.

Fig. 2에서 거리  $y_a$ 는 기하학적으로 다음 관계식을 만족한다.

$$y_a = \frac{r \sin(\theta)}{\sin(\theta + \mu)} \tag{12}$$

$$\tan(\theta + \mu) = \frac{-x_3}{y_a + y_3} \tag{13}$$

따라서, 플렉스플라인의 원점에서 하중작용점까

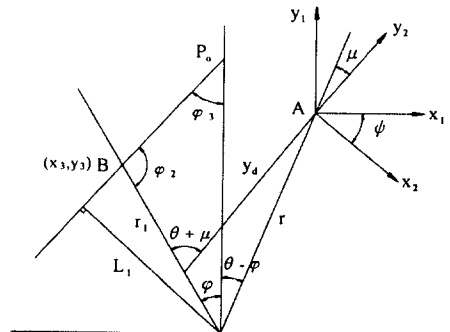


Fig. 2 Working point and moment arm distance

지의 거리와 모멘트 팔(moment arm) 길이는 다음과 같이 나타난다.

$$r_i = r_c \frac{\sin(\phi_3)}{\sin(\phi_2)} \quad (14)$$

$$L_i = r_c \sin(\phi_3) \quad (15)$$

2.4 핀과 치에 작용하는 하중해석

원형스플라인의 핀과 플렉스플라인의 치 사이에 작용하는 하중은 접촉에 의한 수직방향 하중과 마찰에 의한 접선방향 하중이 있다. 그러나 접촉부위는 윤회상태를 유지하고, 마찰력은 수직방향 하중에 비해 매우 적으므로 무시하기로 한다.

T를 외부에서 플렉스플라인에 작용한 전달 토크라 하고, 각 핀과 치에서 받는 하중을 P<sub>i</sub>, 하중 작용점의 모멘트 길이를 L<sub>i</sub>라 하면, 플렉스플라인 회전 중심에서의 모멘트는 다음과 같이 된다.

$$M = \frac{T}{2} = \sum P_i L_i \quad (16)$$

여기서, 전달토크를 2로 나눈 것은 플렉스플라인의 2곳에서 접촉이 일어나기 때문이다.

다음으로 기하학적 적합성(geometric compatibility)을 고려해보면, 플렉스플라인이 δθ만큼 회전하였다고 가정했을때 접촉점에서의 변위량 δ<sub>i</sub>는 기하학적으로 다음 조건을 만족시켜야 한다.

$$\delta_i = L_i \delta\theta \quad (17)$$

탄성변형을 무시하면, 변위는 하중에 비례하므로

$$P_i = K\delta_i = KL_i \delta\theta \quad (18)$$

이고, 여기서 K는 강성계수이다. 따라서 핀과 치에 작용하는 하중은 다음 식으로 나타난다.

$$P_i = ML_i / \sum L_i^2 \quad (19)$$

2.5 핀과 치의 접촉응력 해석

치형의 설계시에 치형이 받게 되는 최대 하중과 작용 위치도 중요한 문제가 되지만 기어와 같은 국부 고하중 접촉특성을 지닌 기계요소에서는 접촉부위에서 접촉응력이 중요한 설계변수가 된다. 전달토크에 의한 접촉응력은 맞물리는 잇수에 따라 달라진다.

따라서 본 연구에서는 편위계수와 맞물리는 잇수 등 몇 개의 변수만 결정하면 하중조건을 쉽게 계산할 수 있는 프로그램을 만들어 직접적인 접촉응력

해석을 수행하였다.

한편, 전달토크에 의한 접촉응력은 핀과 치의 접촉면에서 발생하는데, 본 연구에서는 두 개의 평행한 실린더 사이에 일어나는 것으로 가정하였다.

헤르츠 접촉이론(Hertzian contact theory)에 의하면, 최대 접촉응력(maximum contact stress)과 폭 b는 다음과 같이 나타난다.<sup>(11~13)</sup>

$$(\sigma_c)_{\max} = 0.798 \sqrt{\frac{F_i}{LK_d C_e}} \quad (20)$$

$$b = 0.798 \sqrt{\frac{F_i K_d C_e}{L}} \quad (21)$$

여기서,

$$C_e = \frac{1-v^2}{E_1} + \frac{1-v^2}{E_2}$$

$$K_d = \frac{D_1 D_2}{D_1 + D_2} = \frac{1}{\frac{1}{D_1} + \frac{1}{D_2}} = \frac{2}{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}} = \frac{2}{k_1 + k_2}$$

위 식에서 v는 푸아송의 비(Poissons ratio), E는 탄성계수를 나타내며, k<sub>1</sub>과 k<sub>2</sub>는 곡률로 각각 k<sub>1</sub>는 핀경에서, k<sub>2</sub>는 플렉스플라인 치형곡선에서 구한 값으로 양이면 오목, 음이면 볼록한 요철을 갖는다.

2.6 플렉스플라인의 탄성변형에 의한 응력해석

하모닉 감속기는 일반 기어와는 달리 플렉스플라인이 파동발생기에 의해 탄성변형된 후에 원형스플라인과 접촉해서 토크를 전달하게 된다. 보통 기어에서는 기어구동시 생기는 접촉응력과 부하상태에서의 굽힘응력이 기어 절손의 주 원인이 되지만, 하모닉 감속기에서는 플렉스플라인이 탄성변형되어 생기는 응력이 중첩되고 따라서 이에 따른 피로 파괴가 일어날 가능성이 매우 높다. 따라서 하모닉 감속기에서는 플렉스플라인의 탄성변형에 의한 굽힘응력이 가장 중요한 설계인자가 된다.

플렉스플라인이 탄성변형될 때, 하나의 치형에 나타나는 응력은 매우 복잡하게 되므로 FEM 등에 의해 해석해야 할 것이나 본 연구에서는 먼저 치고가 플렉스플라인의 반경에 비하여 상당히 작다는 것과 플렉스플라인의 탄성변형에 의한 굽힘응력이 실제 변형의 대부분을 차지한다는 점에 착안하여 다음과 같은 가정을 통하여 개략적인 값을 구하였다.

(1) 하나의 치형을 거치는 동안 모멘트의 변화는 없다.

(2) 변형은 오직 굽힘응력에 의해서만 이루어진다.

하나의 치형에 저장된 에너지는 다음과 같이 나타나며

$$U = \int_0^{x_0} \frac{M^2 dx}{2EI} = \frac{M^2}{2E} \int_0^{x_0} \frac{dx}{I} \quad (22)$$

여기서, 치고의 높이가  $h$ , 치폭이  $b$ 일 때의 상당 관성모멘트  $I_e$ 는 다음과 같이 나타난다.

$$\int_0^{x_0} \frac{dx}{I_e} = \frac{x_0}{I_e} = \frac{12}{b} \int_0^{x_0} \frac{dx}{h^3} \quad (23)$$

$$I_e = \frac{x_0 b}{12} / \int_0^{x_0} \frac{dx}{h^3} \quad (24)$$

따라서 플렉스플라인의 탄성변형을 상당 관성모멘트  $I_e$ 이고, 곡률이  $k'$ 인 원형 링의 변형으로 생각하면 모멘트와 응력은 다음 식으로 계산된다.

$$M(\theta) = M_0 - k' EI_e \quad (25)$$

$$\sigma = \frac{6}{bh^2} M(\theta) \quad (26)$$

$$M_0 = \frac{1}{r_{f_0}} EI_e \quad (27)$$

여기서,  $M_0$ 는 탄성재료로 제작된 원형플렉스플라인의 가상 굽힘모멘트이고,  $k'$ 는 플렉스플라인의 기준 피치원의 곡률반경으로 각각 다음과 같이 나타난다

$$k' = \frac{A+B}{(C+D)^{3/2}}$$

여기서,

$$A = 8 \left( \frac{d_e}{2} \right)^2 \sin^2 2\theta + 5 \left( \frac{d_e}{2} \right)^2 \cos^2 \theta$$

$$B = 6 \left( \frac{d_{f_0}}{2} \right) \left( \frac{d_e}{2} \right) \cos 2\theta + \left( \frac{d_{f_0}}{2} \right)^2$$

$$C = 4 \left( \frac{d_e}{2} \right)^2 \sin^2 2\theta + \left( \frac{d_e}{2} \right)^2 \cos^2 \theta$$

$$D = 2 \left( \frac{d_{f_0}}{2} \right) \left( \frac{d_e}{2} \right) \cos 2\theta + \left( \frac{d_{f_0}}{2} \right)^2 \quad (28)$$

### 3. 감속기 제작 및 성능시험

#### 3.1 사이크로이드형 하모닉 감속기의 제작

2장에서 언급한 플렉스플라인의 치형해석과 응력 해석을 기초로 한 직접적인 응력해석 결과와 사이크로이드형 하모닉 감속기의 설계제원은 Table 1과 Table 2에 나타나 있다. 클리어런스(clearance)와 모듈(module), 전위계수(Addendum modification coefficient), 편위계수 등의 설계인자들을 다양하게 변화시키면서 응력해석을 수행한 결과, 대체로 굽힘강도 측면에서는 클리어런스를 크게 해 주는 것이 좋고, 치저부분에서의 굽힘응력은 이 뿌리와 이 두께의 제곱에 반비례하므로 전위계수를 작게 하여 이뿌리의 두께를 감소시키지 말아야 굽힘강도가 좋아진다. 그러나 모듈은 플렉스플라인의 직경을 변화시키므로 치형의 변화에는 무관하고, 편위계수는 하모닉 감속기의 운동특성을 나타내는 값이기 때문에 치형의 형상에 직접적인 영향을 미치는 인자는 클리어런스와 전위계수이다. 따라서 본 연구에서는 치차의 맞물림이 가능한 모든 치형 중에서 운동성능이 가장 좋은 것을 선택하기 위하여 전위계수가 가장 작은 것을 선택하였고, 클리어런스는 간섭을 피할 수 있는 값 중에서 치의 높이를 감소시키고, 상대적으로 치의 두께를 얇게 만들어 응력을 줄일 수 있는 값으로 선택하였다.

Fig. 3은 치형설계를 토대로 설계한 플렉스플라인과 원형핀의 치물림 형상을 나타낸다. 그림에 나타난 것처럼 하모닉 감속기는 파동발생기에 의해 강제로 탄성변형된 플렉스플라인이 원형스플라인과 2곳에서 접촉하는데, 접촉부위의 치형을 제외한 나

Table 1 Variation of maximum stress by various design values

Module	Deviation coefficient	Addendum modification coefficient	Clearance	Max equiv. stress (N/mm <sup>2</sup> )
0.500	1.001	-0.08	0.05	186.4
0.500	1.001	-0.08	0.05	170.1
0.504	1.000	-0.08	0.05	264.3
0.504	1.000	-0.08	0.05	260.2
0.504	1.001	-0.08	0.05	273.0

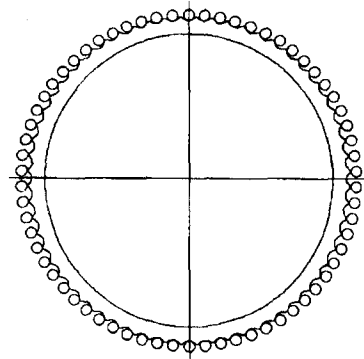
**Table 2** Dimensions of cycloid harmonic drive

Items	Values
Deviation coeff.	0.9925
Addendum modification coeff.	-0.08
Clearance	0.1
No. of circular spline teeth	100
Pin dia. of circular spline	φ2.2 mm
Pitch circle of circular pin	φ104.363 mm
No. of flexspline teeth	98
Deflection of flexspline	1.284 mm
Pitch circle of flexspline	101.2 mm
Equation of flexspline curve	$r = \frac{d_{f0}}{2} + \frac{d_e}{2} \cos 2\theta$
Inner dia. of flexspline	98.2H7
Standard dia. of wave generator	φ71.0
Deflection of wave generator	v
Eq. of wave generator curve	$r = \frac{d_{f0}}{2} + \frac{d_e}{2} \cos 2\theta$

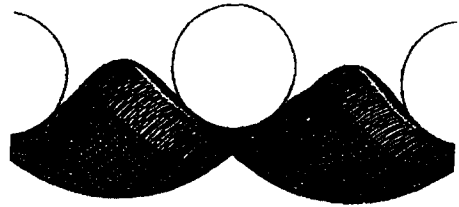
머지 치형들은 거의 하중을 받지 않고 있다. 따라서 하모닉 감속기에서는 한 순간에 맞물리는 치의 수가 매우 중요한 설계변수로 작용하는데 일반적으로 인볼류트 치형이 전체 치형의 10% 정도가 맞물리는 반면에 사이크로이드 치형은 30% 정도가 동시에 맞물리므로 동일한 조건에서 각 핀과 치가 분담하는 하중과 응력이 줄어들게 되어 치형변형이나 장시간 사용에 대한 내구성을 향상시킬 수 있다.

또한 사이크로이드 치형은 종래의 인볼류트 치형에 비해 치형이 접촉하고 있는 시간이 길다. Fig. 4에는 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 사이크로이드 치형의 이동 모습을 나타내었다. 인볼류트 치형은 치형의 진입과 이탈시에는 치형의 맞물림이 일어나지 않다가 어느 한 순간에 맞물림이 일어나지만, 사이크로이드 치형은 그림에서 나타난 것처럼 치형의 진입 초기부터 맞물리기 시작하여 가장 깊게 물릴 때까지 두 개의 치형은 계속 접촉해 있으며, 치형의 이탈시에도 두 치형이 서로 접하면서 이탈하는 관계로 백래시가 거의 발생하지 않는다.

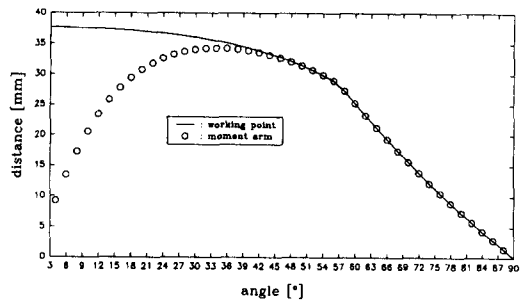
2장에서 언급했던 하중과 응력해석의 결과들을 Figs. 5, 6, 7에 나타내었다. Fig. 5는 플렉스플라인



**Fig. 3** Tooth engagement of circular pin and flexspline



**Fig. 4** Computer simulation graphs of tooth engagement



**Fig. 5** Working point and moment arm distance curve

의 회전각에 따른 하중작용점과 모멘트 팔길이의 변화를 나타내고, Fig. 6은 입력토크가 30 N·m일 때 핀에 작용하는 힘과 접촉응력을, Fig. 7은 플렉스플라인이 탄성변형을 받을때 동적하중을 받는 한 개의 치차를 이동분하고 이동분된 부분을 다시 45 등분으로 세분화했을 때 치폭에 따른 굽힘응력의 변화를 나타낸다. 치저부분이 넓을수록 탄성에너지를 많이 보유할 수 있기 때문에 플렉스플라인의 탄성변형에는 유리하다.

또한, 하모닉 감속기 설계시에는 가능한 치저부분을 넓혀주는 것이 강도면에서 유리하다.<sup>(15)</sup>

또한 사이크로이드 치형은 인볼류트 치형에 비하여 접촉점과 치저부분의 곡률이 큰데, 이처럼 사이크로이드 치형을 이용하면 접촉점과 치저부분의 곡률이 크게 되어 헤르츠응력과 플렉스플라인의 탄성 변형에 의한 응력을 감소시킬 수 있다.

3.2 성능시험

사이크로이드형 하모닉 감속기의 효율을 시험하기 위한 시험장치는 Fig. 8에 나타나 있는 바와 같이 서보모터, 토크미터 1, 2, 하모닉 감속기, 파우더 브레이크 등으로 구성되어 있다.

사이크로이드형 하모닉 감속기의 성능시험은 전동효율과 무부하 구동토크에 대해 실시하였으며, 전동효율은 감속기의 선정에 있어 상당히 중요한 변수로 작용하게 된다. 이것은 로봇용 감속기에 있어서는 모터 선정문제로 인하여 더욱 그 중요도가 높다. 즉, 효율이 떨어지게 되면, 모터는 자연적으로 고용량을 필요로 하게 되며, 이에 따라 질량이 증가하게 되어 다른 모터의 부하 관성모멘트가 증가하는 경우가 많기 때문이다. 한편 무부하 구동토크는 무부하상태에서 감속기의 입력축을 일정 회전수로 구동하기 위한 토크를 말하며, 각각의 시험 방법은 다음과 같다. 먼저 전동효율은 정해진 속도로 구동할 때 입·출력 토크를 측정하여 효율을 산정한 후에 최고 설정속도에 대하여 10%의 간격으로 10번의 테스트를 시행하였다. 여기서 효율은 속도, 입력토크, 출력토크로 나타난다. 무부하 구동토크는 정해진 속도로 구동하기 시작하는 입력축의 토크를 측정한 후에 최고 설정속도에 대하여 10%의 간격으로 10번의 테스트를 시행하였다. 여기서, 출력은 속도, 입력토크(토크미터의 신호를 A/D로 변환)로 나타난다.

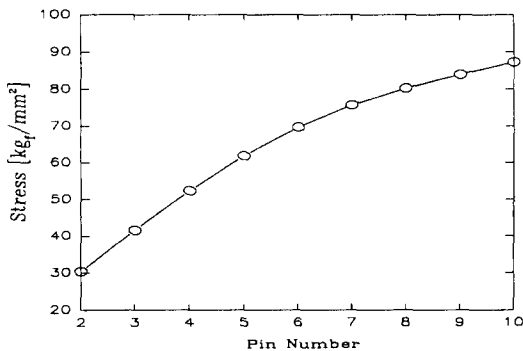


Fig. 6 Stress load curve under running torque

Fig. 9와 Fig. 10은 앞에서 시행한 무부하 구동토크와 전동효율에 대한 결과를 나타낸다. 인볼류트형 하모닉 감속기는 부하가 작용하지 않을 때 효율이 떨어지는 반면에 사이크로이드형 하모닉 감속기는 연속적으로 치물림이 일어나는 관계로 일정한

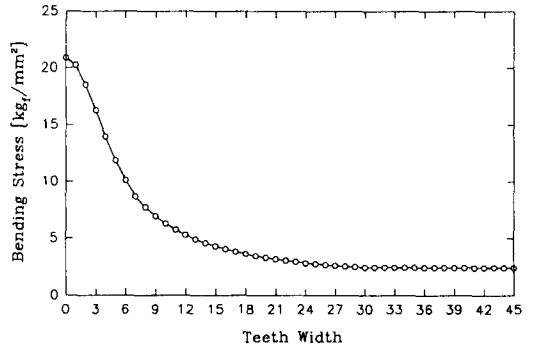


Fig. 7 Bending stress curve of flexspline tooth

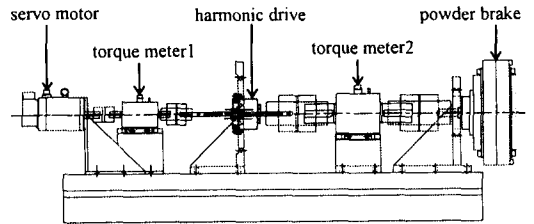


Fig. 8 Schematic diagram of test units

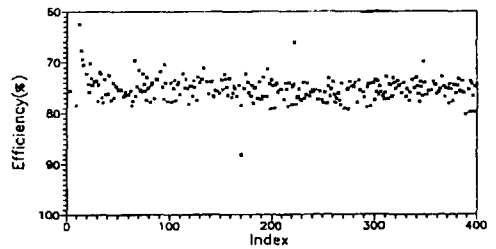


Fig. 9 Efficiency curve of cycloid-type harmonic drive

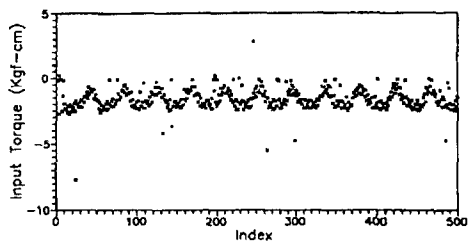


Fig. 10 No-loaded running torque of cycloid harmonic drive

효율을 얻을 수 있다.

#### 4. 결 론

본 연구에서는 하모닉 감속기의 주요구성 부품인 플렉스플라인에 대한 직접적인 응력해석을 통하여 기존의 인블류트 치형을 이용한 하모닉 감속기의 단점을 개선한 사이크로이드형 하모닉 감속기를 개발하였고, 전동효율 및 정적 토크전달 능력실험을 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 플렉스플라인에 대한 직접적인 응력해석을 수행한 결과 대체로 모돌과 편위계수가 작을수록, 그리고 전위계수와 클리어런스가 클수록 플렉스플라인의 탄성변형에 의한 최대 등가응력이 작아진다.

(2) 사이크로이드 치형은 인블류트 치형에 비하여 동시에 맞물리는 잇수가 많고 더 오랫동안 접촉하는 관계로 회전정도가 향상되었고, 접촉점과 치저 부분에서 큰 곡률을 가지므로 헤르츠응력과 플렉스플라인의 탄성변형에 의한 응력을 감소시킬 수 있다.

(3) 사이크로이드 치형을 이용한 감속기는 플렉스플라인의 치형이 원형스플라인의 치형 과 맞물리기 시작하는 초기 상태부터 가장 길게 물릴 때까지 두 치형이 계속 접해 있을 뿐 아니라 치형의 이탈 시에도 두 치형이 계속 접촉하면서 이탈하는 관계로 백래쉬가 거의 없다.

#### 후 기

본 연구는 1995년도 교육부의 학술연구 조성비에 의하여 수행되었으며, 이에 관계자께 감사드립니다.

#### 참고문헌

(1) Musser, C. W., 1959, *Strain Wave Gearing*, United States Patent, No. 2, 906, 143.  
 (2) Musser, C. W., 1960, *Spline and Rotary Table*, United States Patent, No. 2, 959, 065.  
 (3) Musser, C. W., 1960, *Breakthrough in Mechanical Drive Design : The Harmonic Drive, Machine Design*, Penton Publishing Co., April 14, pp.

160~173.  
 (4) Musser, C. W., 1961, *A New Look at Elastic-body Mechanics, Machine Design*, Penton Publishing Co., pp. 150~156.  
 (5) Dudley D. W., 1962, *Harmonic Drive Arrangements Gear Handbook*, McGraw-Hill Publishing Co., pp. 3~35 to 3~43.  
 (6) Shuvalov, S. A., 1965, "Grafoanaliticheskij Metod Analiza Geometrii Zatzepnenija Volnovoj Zu-bchatoj Peredache, Izvestija Vuzov Mashino-stroenie," No. 2.  
 (7) Semin, Ju. I., 1966, *Geometrija Evolventnoj Volno-voj Zubchatoj Peredachi*, Mashinovedenie, No. 4.  
 (8) Semin, Ju. I., 1966, *Issledovani Kinematiki Voln-ovykh Zubchatykh Peredachi*, Izvestija Vuz-ov. Mashino Stroenie, No. 5.  
 (9) Shen Yun-Wen, 1986, "On the Profile of the Ha-rmonic Drive Gearing," *Chilun(Gearing)*, Vol. 10, No. 4, pp. 51~56.  
 (10) Brighton, D. K., 1976, *Harmonic Drives*, United States Patent, No. 3, 996, 816, Dec. 14.  
 (11) Shoichi Ishikawa, 1967, "The Gear Geometry of Tooth Engagement in Harmonic Drive," *JSME, Semi-International Symposium*, pp. 97~104.  
 (12) Robert C. Juvinall and Kurt M. Marshek, 1991, *Fun-damentals of Machine Component Design*, 2nd, John Wiley & Sons, Inc., pp. 550~596.  
 (13) Walter D. Pilkey, 1994, *Formulas for Stress, Str-ain and Structural Matrices*, John Wiley & Sons, Inc., pp. 403~437.  
 (14) 오세훈, 이대길 외, 1995, "로봇용 불감속기 개발," 통상산업부 공업기반사업 최종보고서, pp. 34~42.  
 (15) Koshi Kondo and Jun Takada, 1986, "Study on Wave Gear Drives" *JSME* 9.Vol. 52, No. 481, pp. 2456~2462  
 (16) 오박균, 전완주, 이대길, 1988, "Multi-functional Manipulator용 Torque Drive의 개발에 관한 연구," 과학기술처 연구보고서.