

## EHL 개념을 도입한 PLANOCENTRIC GEARS 장치의 설계 최적화

권오관\*· 이성철\*· 김이범\*\*

\* 한국과학 기술원 기계공학부

\*\* 제일중공(주)

(접수: 1985. 7. 30)

## CAD Optimisation of The Planocentric Gears From EHL(elasto-hydrodynamic lubrication) Concept

Oh Kwan Kwon\*, Sung Chul Lee\* and Yie Bum Kim\*\*

\* *Division of Mech. Eng., KAIST*

\*\* *JEIL Precision Eng. Co. Ltd.*

(Received: July 30, 1985)

### 요 약

Planocentric gears 장치에서 내치차에 pin type의 치형을 사용하고 휠의 치형을 원호로 구성하였을 경우 치의 접촉특성을 탄성유체역학적(EHD)윤활이론을 도입하여 해석 하였다. 윤활 특성을 개선하기 위하여 물림 위치(meshing position)에 의거한 설계 방법과 치의 모서리 부분 형상을 만족되게 하는 치형 설계 방법을 제시하고 기존 설계에 의한 장치와 수치적으로 특성을 비교 하였다.

### ABSTRACT

EHD(elastohydrodynamic)lubrication theories are applied to analyse the contact characteristics between the circular arc profiled teeth of the plano-wheel gear and the cylindrical pin type teeth of the inner gear for the planocentric gears unit, For improving lubrication characteristic and contact frictional interference between the teeth, a new design method of optimising continuous meshing position is introduced, and the new tooth profile which is modified as a rounded curvature of the edge of circular arc is also suggested.

The results of mathematical computation from conventional and the modified gear unit are compared, respectively.

## 1. 서 론

국부적으로 큰 하중을 받는 기어, 베어링, 캠 등의 윤활특성은 1960년대 초기의 탄성유체윤활 (Elasto Hydrodynamic Lubrication) 이론의 발달과 더불어 급속히 연구되어 왔다. 기계요소에서 상대운동을 하는 표면의 윤활막은 표면의 failure 및 요소의 성능에 중요한 인자로 작용하기 때문에 장치의 설계시 접촉면의 윤활막 두께를 계산하고 윤활특성을 해석하는 것은 일반화 되어 있다. 기어장치에서는 1964년 발표된 Dowson-Hig-

ginson<sup>(1)</sup>의 실험식을 기초로 하여, L. S. Akin<sup>(2)</sup>에 의하여 스피어, 헬리컬 및 베벨기어의 피치점에서 윤활막 두께에 대한 식들이 제안 되었으며, K. L. Wang, H. S. Cheng<sup>(3)</sup>과 G. Steinführer<sup>(4)</sup>에 의하여 접촉부위의 속도 변화에 따른 윤활막 두께 변화가 연구되어 왔다.

Planocentric gears 장치는 소형으로 높은 감속비를 얻을 수 있는 장치로서, 내치차의 치형으로는 pin type의 치형이 주로 사용되고 있으며 이의 상대 치형으로는 에피트로코이드 곡선, 원호곡선, 컴퓨터 시뮬레이션에 의한 특수 치형곡

### Nomenclature

a = length of link	U = velocity parameter
b = half contact zone width	u = rolling velocity $(u_1 + u_2) / 2$
$c_p$ = circular pitch	$u_1, u_2$ = surface velocity
E = equivalent Youngs Modulus	W = load parameter
e = eccentricity amount	$z_1$ = numbers of pin
G = material parameter	$z_2$ = numbers of tooth
h = film thickness	$\alpha$ = pressure-viscosity coefficient
$h_c$ = central film thickness	$\delta$ = deflection of pin
$h_m$ = minimum film thickness	$\eta$ = viscosity ( $\eta_0 = e^{ap}$ )
l = pin length	$\eta_0$ = viscosity at ambient conditions
$m = r_w - r_p$	$\theta = 2\pi / z_1$
p = Hertzian pressure	$\theta_i$ = meshing angle
q = load per unit length	$\theta_p$ = contact angle of pin
R = equivalent radius	$\theta_w$ = contact angle of tooth
$r_1$ = housing radius	$\lambda$ = film parameter
$r_2$ = wheel radius	$\sigma$ = surface roughness
$r_p$ = pin radius	$\phi = 2\pi / z_2$
$r_w$ = tooth radius	

선동이 채택되고 있다.<sup>(9),(10)</sup> 이 장치는 외치차인 휠이 하우징 중심에 대하여 편심 운동을 하고 특수 치형을 사용하고 있기 때문에 치 접촉은 일반 기어에서 볼 수 없는 독특한 양상을 띄게 되며, 윤활 특성도 복잡해진다. 따라서 접촉의 EHL 해석에 있어서 기어에 관한 기존의 실험식을 적용할 수 없다.

본 연구에서는 휠의 치형이 단순 원호 곡선인 장치를 기본 모델로 선정하고, 윤활특성을 개선하기 위한 장치의 기구학적 설계 및 치의 모서리 부분 형상의 설계에 대하여 연구 하였으며, 치 접촉 특성 및 윤활 특성의 개선 효과를 종래의 설계와 수치적으로 비교 하였다.

## 2. 탄성유체윤활(EHL)

상대운동을 하는 요소의 윤활 영역은 Fig. 1과 같이 구분되고 있으며 기어 등과 같이 하중 특성이 counterformal 한 요소는 EHL 영역 이하에서 운동을 하게된다. EHL 영역의 특징은 접촉 부위가 선(line) 또는 점(point)으로서 높은 하중

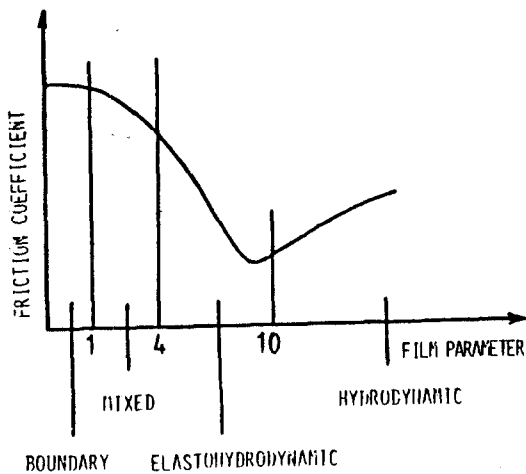


Fig. 1 Modified weissenberg lubrication regimes.

을 받고 있기 때문에 접촉부의 탄성학적 변형을 고려하여야 하며, 지배 방정식은 Reynolds 식과 Hertzian 변형으로부터 다음과 같이 주어진다.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( h^3 e^{-\alpha p} \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 12\eta_0 \left( u \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \right)$$

$$h = h_c + \frac{x^2 - x_0^2}{2R} - \frac{1}{\pi E} \int_{-\infty}^{x_0} p(x') \ln \left| \frac{x-x'}{x_0-x'} \right| dx'$$

- 식 (1)

그러나 실제 계산에서는 선 접촉일 경우 Dowson과 Higginson에 의하여 발표된 다음과 같은 실험식을 주로 사용하고 있다.

$$\frac{h_m}{R} = 2.65 G^{0.68} U^{0.7} W^{-0.13} \quad \text{- 식 (2)}$$

식 (2)는 세개의 무차원량으로 구성되어 있으며, 무차원량에 고려되는 인자들은 다음과 같다.

물성지수 -  $G = \alpha E$

속도지수 -  $U = (\eta_0 u / ER)$

하중지수 -  $W = (q/ER)$

여기서  $\eta = \eta_0 e^{\alpha p}$ ,  $E = 2 \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)^{-1}$

$$u = \frac{u_1 + u_2}{2}, \quad R = \frac{r_1 r_2}{r_1 \pm r_2} \quad (+\text{외접}, -\text{내접})$$

$q =$  단위 길이당의 분포하중

상기의 지수 중 윤활 막 형성에 가장 큰 영향을 미치는 것은 속도지수 임을 알 수 있다.

탄성유체윤활 매카니즘은 Fig. 2와 같이 세 가지 영역으로 구분된다. 진입영역은 그 형상이 convergy하기 때문에 윤활유가 이를 통과하면 hydrodynamic pressure가 생성되며 Hertzian 영역으로 들어가게 된다. Hertzian 영역에서는 매우 큰 압력을 받게 되지만 윤활유 점도가 압력을 지수로 변하기 때문에 얇은 윤활막으로 고하중을 담당 할 수 있게 된다. Hertzian 영역은 탄성학적으로 부터 다음과 같이 결정된다.

$$b = \left( \frac{8 R q}{\pi E} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$p_{max} = \left( \frac{E q}{2 \pi R} \right)^{\frac{1}{2}} \quad \text{— 식 (3)}$$

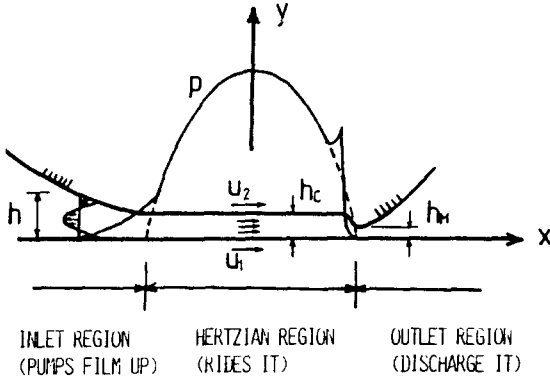


Fig. 2. EHL mechanism

윤활특성은 윤활막 두께와 더불어 접촉 표면의 거칠기에 좌우 되므로 윤활막 두께를 복합 거칠기로 나누어 이를 윤활막 지수 (film Parameter) 라 하고 윤활 특성을 대변하는 인자로 채택하고 있다.

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} = \frac{\text{minimum film thickness}}{\text{composite surface roughness}}$$

기어장치의 경우 윤활막 지수가 1 보다 크면 즉, 그림 1의 혼합윤활 영역 이상이면 일반적인 작동조건으로 평가된다. 그리고 윤활 상태의 안정성은 물림 사이클을 이루는 시간 (td) 과 Hertzian 영역을 통과하는 시간 (tr=2b/u)을 비교하여 td >> tr 일 경우 quasi-steady state<sup>7)</sup>라 하고 윤활유의 유동은 기어의 작용선에 따라 안정하게 된다.

### 3. Planocentric Gears 장치

Planocentric gears 장치는 Fig. 3에 주어지고 있으며, 구조는 내치차 역할을 하는 하우징에 휠이 편심되게 장착되며, 입력축과 베어링으로 분

리되어 있어 입력축 회전에 대하여 휠은 공전과 반대 방향으로의 자전을 하게된다. 이 장치는 유성치차렬의 일종으로, 핀이 고정된 하우징은 태양치차에, 하우징 중심을 축으로 하여 회전하는 휠은 유성치차에 해당하며 베어링은 암에 해당하여, 감속비는 유성치차의 일반 식으로부터 다음과 같이 결정된다.

$$Re = \frac{z_2}{z_1 - z_2}$$

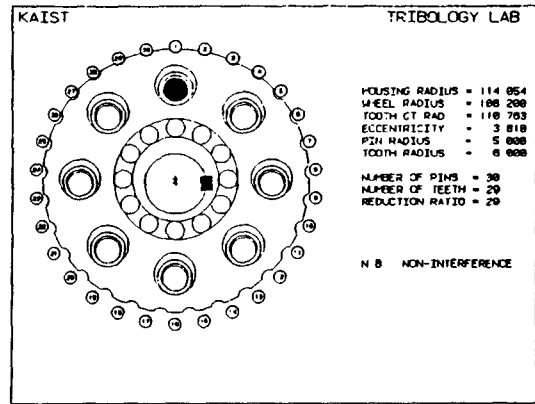


Fig. 3. Planocentric Gears mechanism

### 3. 1기존의 설계 방법

Planocentric gears 장치의 설계시 결정 하여야 할 주요 물리량들은 Fig. 3의 좌측에 주어지고 있다. 핀과 치의 갯수 및 반경은 감속비와 강도적 측면에서 결정되며, 하우징 경, 휠경 및 편심량의 결정은 치의 간섭을 방지하는 것을 주 목적으로 다음의 방법으로 설계된다.

$$r_2 = c_p z_2 / 2\pi$$

$$e = r_2 (z_1 - z_2) / z_2 + \Delta e$$

$$r_1 = e + (r_2 - r_t) + \ell + r_p \quad \text{— 식 (5)}$$

여기서 편심량의 증분 Δe 및 치저 공간량 ℓ은 경험적으로 고려되며, 편심량의 증분은 간섭방지, 치저 공간량은 접촉특성에 영향을 미치게

된다.

### 3.2 치의 물림 운동

치의 물림운동의 개시점과 종료점은 장치의 제원으로부터 결정된다. Fig. 4에서 핀 P<sub>1</sub>과 P<sub>2</sub>에 휠이 동시에 접촉할 때 휠 중심의 위치는 다음과 같이 계산된다.

$$d_1 = \sqrt{r_1^2 + e^2 - 2r_1e \cos \theta_1}$$

$$d_2 = \sqrt{r_2^2 + e^2 - 2r_2e \cos \theta_2}$$

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \frac{r_2^2 + d_1^2 - m^2}{2r_2d_1}, \quad \alpha_2 = \cos^{-1} \frac{r_2^2 + d_2^2 - m^2}{2r_2d_2}$$

$$\beta = \cos^{-1} \frac{d_1^2 + d_2^2 - c^2}{2d_1d_2} \quad \text{— 식 (6)}$$

여기서 m은 치의 반경에서 핀의 반경을 빼 값이며 c는 양 핀사이의 거리이다. 휠이 두개의 핀과 동시에 접촉하기 위해서는 치의 분할각을  $\phi$ 라 할 때 다음의 조건을 만족시켜야 한다.

$$\beta - \alpha_1 + \alpha_2 = \phi \quad \text{— 식 (7)}$$

식 (6) 및 (7)은 초월함수 이므로 수치적 방법에 의하여 미지의  $\theta_1, \theta_2$ 를 구하여야 한다. Fig. 4

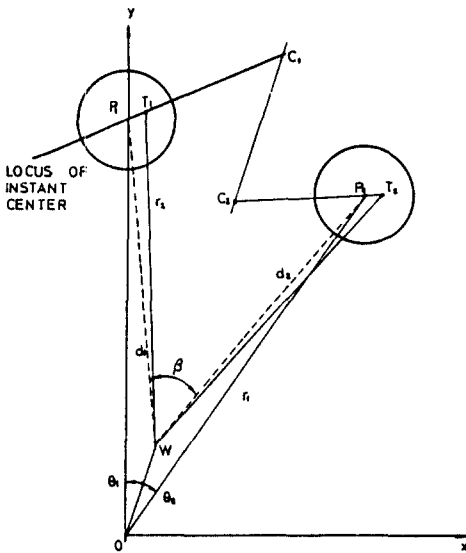


Fig. 4. Tooth meshing action

에서  $\theta_2$ 는 물림 개시각  $\theta_1, \theta_2$ 는 물림 종료각  $\theta_2$ 가 되며, 부호 규약은 하우징 중심에서 접촉점의 중심에 그은 선을 기준으로 하여 반시계 방향을 +라 규정한다.

물림 사이클을 이루는 동안 한 치에서 계속 접촉을 유지 하여야 함으로 Fig. 4에서 치접촉은  $\overline{OP}, \overline{OW}, \overline{WT}, \overline{PT}$ 로 구성되는 4-bar linkage 운동으로 해석할 수 있으며, Fig. 5는 치접촉의 링크장치 모델을 나타내고 있다.

Fig. 5에서  $\theta_2$ 의 운동 범위는 물림 각  $\theta_1, \theta_2$ 로 결정되며  $\dot{\theta}_2$ 는 장치의 입력 축 회전 각속도로 일정한 값을 갖게 된다. 이때의 출력축 각속도 및 핀과 치의 운동 속도는 링크장치를 해석하면 다음과 같이 계산된다.

$$\dot{\theta}_3 = \dot{\theta}_2 \frac{a_2 \sin(\theta_4 - \theta_2)}{a_3 \sin(\theta_3 - \theta_4)}$$

$$\dot{\theta}_w = \dot{\theta}_2 \frac{a_1 a_2 \sin \theta_2}{a_3 a_4 \sin \theta_w}$$

$$\dot{\theta}_p = -\dot{\theta}_2 \frac{a_2 \sin(\theta_3 - \theta_2)}{a_4 \sin(\theta_3 - \theta_4)} \quad \text{— 식 (8)}$$

여기서  $\theta_3, \theta_4$  및  $\theta_w$ 는  $\theta_2$ 가 주어지면 기구학적 관계로부터 계산되는 값들이다.

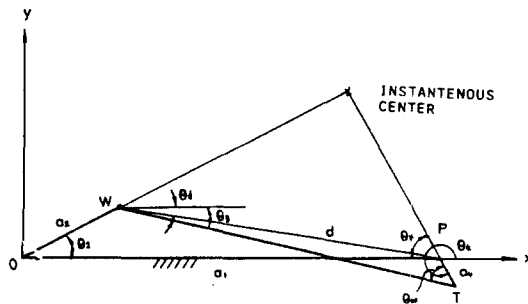


Fig. 5. Four-bar linkage model of meshing

Fig. 5의  $\theta_p, \theta_w$ 는 핀 및 치의 접촉각을 나타내고 있으므로 핀과 치의 접촉 표면에서 운동 속도는 다음과 같게 된다.

$$u_w = r_w \dot{\theta}_w \quad u_p = r_p \dot{\theta}_p \quad \text{— 식 (9)}$$

치접촉 운동과정을 접촉각 및 속도 변화를 기준으로하여 구분하면 Fig. 6 과 같이 핀과 치의 접촉각이 감소하는 과정, 치의 접촉각은 증가하며 핀에서는 감소되는 과정, 핀과 치의 접촉각이 다시 증가하는 연동 3 개의 과정으로 나눌 수 있다. 이 과정 중 두번째 운동 영역에서는 핀과 치의 운동 방향이 서로 반대이기 때문에 윤회력을 파괴시켜 금속끼리의 치접촉을 유발하게 된다.

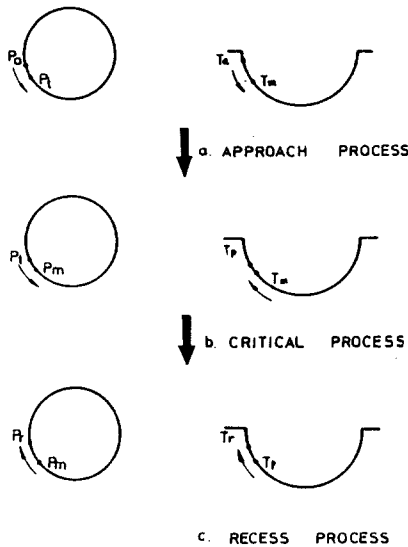


Fig. 6. Tooth meshing Process

#### 4. 설계에 의한 특성 개선

##### 4. 1 물림 위치의 설계

Fig. 6 의 두번째 운동 영역은 휠 중심이 하우징 중심과 핀 중심을 연결한 선에서부터 치중심을 연결한선까지 운동하면서 해당 핀과 치 접촉을 함으로써 발생된다. 이러한 운동을 방지 하기 위해서는 물림 개시가 Fig. 7 과 같이 상기의 운동 구간을 통과한 후에 위치하도록 하면 된다 Fig. 7에서  $r_2$ 는 호브의 원주피치에 의하여 결

정되고  $\alpha$ 는 접촉각으로 약  $60^\circ$  정도로 선정 하는 것이 좋다. 임의의 설계 값  $\theta_i$  (부호-) 대하여 하우징 반경 및 편심량은 다음과 같은 방법으로 계산된다.

$\Delta WP_2T_2$ 에서

$$d_a^2 = r_2^2 + m^2 - 2 r_2 m \cos \alpha$$

$$\beta_a = \cos^{-1} \frac{d_a^2 + r_2^2 - m^2}{2 d_a r_2}$$

편심량  $e$ 를 적당한 값으로 가정하면

$$r_1 = e \cos \theta_i + \sqrt{d_a^2 - (e \sin \theta_i)^2}$$

$$d_r^2 = r_1^2 + e^2 - 2 r_1 e \cos(\theta - \theta_i)$$

그리고 기하학적 관계로부터

$$\beta = \cos^{-1} \frac{d_a^2 + d_r^2 - c^2}{2 d_a d_r}$$

$$\beta_r = \cos^{-1} \frac{d_r^2 + r_2^2 - m^2}{2 d_r r_2}$$

가정한 편심량이 물림 위치  $\theta_i$ 를 만족시키기 위해서는 다음과 같은 조건이 필요하게 된다.

$$\phi = \beta - \beta_r + \beta_a \quad \text{--- 식 (10)}$$

식 (10)을 만족시키기 위한 편심량을 계산하기

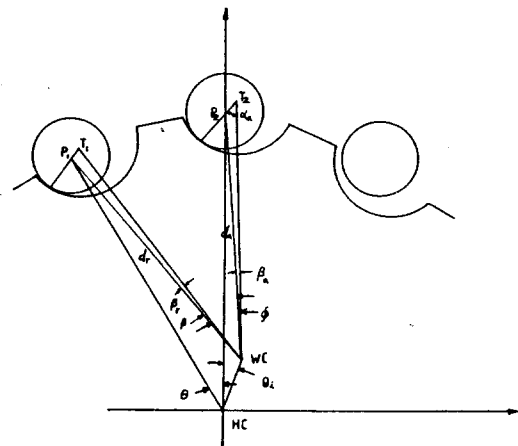


Fig. 7. Design of new meshing position

위해서는 표준 편심량을 기준 값으로 하여 편심량의 범위를 결정한 후 수치적 방법으로 해를 구하여야 하며, 본 연구에서는 half interval method를 사용 하였다.

### 4.2 치형의 설계

Planocentric gears 장치에서 휠의 치형을 단순 원호로 사용한 경우 문제점은 항상 한개의 치에서 접촉을 행하기 때문에 가공오차가 커지면 치간섭이나 핀 및 베어링에 과도한 하중이 작용할 우려가 있고 운동특성이 심하게 변하여 수명 단축을 초래하게 된다. 또한 접촉이 핀에 순간적으로 전해지기 때문에 초기의 윤활막은 오목면에 실린다가 법선방향으로 운동하는 경우와 같아져 squeeze 효과에 의하여 형성되며<sup>(9)</sup>, 전 하중을 지지 하여야 함으로 부하가 클 경우 윤활막이 파괴되어 금속끼리의 접촉이 유발된다. 이와 같은 문제점들은 치의 물림률을 증가시킴으로서 해결 할 수 있다. 즉, 원호치형의 모서리 부분에서 치형으로써 선택 가능한 연장 곡선의 궤적을 구하면 된다.

치 접촉시 순간중심의 궤적은 Fig. 5의 링크 모델에서 계산되며, 이 때 치형으로 채택 가능한 곡선은 순간 중심에서 각 핀의 중심에 직선을 그어 핀과 만나는 점들의 궤적이 된다. Fig. 8에서 P'핀에 대하여 살펴보면 다음과 같다. 순간 중심의 임의의 위치에서의 좌표를  $(x_0, y_0)$ , 핀 중심의 좌표를  $(x'_0, y'_0)$ 라 하면 이 직선이 핀과 만나는 점의 좌표  $(x_c, y_c)$ 는 식 (11) 이 된다.

$$\begin{aligned} x_c &= (r_p x_0 + \overline{LC} x'_0) / \overline{LP}' \\ y_c &= (r_p y_0 + \overline{LC} y'_0) / \overline{LP}' \end{aligned} \quad \text{— 식 (11)}$$

이를 치의 지역 좌표계로 변환하면 다음과 같게 된다.

$$x' = -\overline{CT} \sin \beta, \quad y' = -\overline{CT} \cos \beta \quad \text{— 식 (12)}$$

치의 지역 좌표계는 휠 중심에서 치의 중심을 통과하는 선과 이에 수직하는 직선으로 구성되나 치 중심이 순간 중심 궤적에 따라 변하기 때문에 이동 좌표계가 된다.

위와 마찬가지로 P'', P''' 핀에서  $(x'', y'')$ ,  $(x''', y''')$  점들을 구할 수 있으며 이를 중첩한 곡선이 단순원호의 모서리 부분에서 치형으로 선택 가능한 곡선이 된다.

그러나 이러한 방법으로 계산한 형상의 가공은 현실적으로 불가능 하기 때문에 본 연구에서는 궤적상의 3 점을 선택하여 원호로 가정하고 실제 형상과의 오차를 구하여  $1\mu$ 이내에 들어가는 경우 치형으로 선택 한다. 따라서 휠의 전체 치형은 오목한 원호와 볼록한 원호의 조합이 되며, 치접촉은 만곡된 부분에서 시작하여 오목한 부분으로 이동하게 된다.

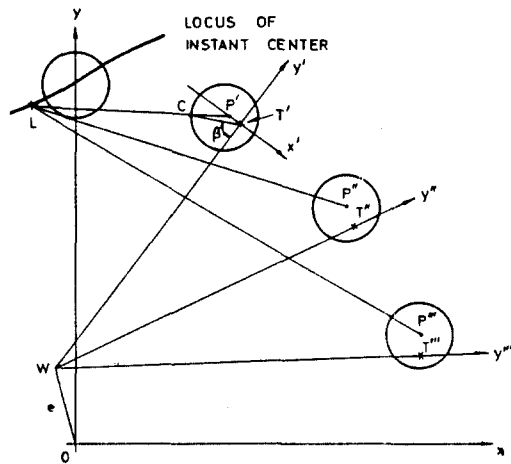


Fig. 8. Design of tooth profile

### 4.3 핀에 작용하는 하중

전술한 방법으로 치형의 설계를 개선하면, 동력전달시 핀에 변형이 발생하기 때문에 하중의

일부를 만족된 부분에서 담당하게 된다.

핀은 Fig. 9와 같이 원형보로서 양단이 하우징에 고정되어 있으며, 탄성적 변형을 무시하고 처짐만 고려하면 하중 중심 위치에서 변형량은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$q = K \delta$$

여기서 q는 단위 길이당의 분포하중이며, K는 핀의 강성으로 다음과 같이 구해진다.

$$K = 6EI / \left[ c_r \left( \frac{a+b}{2} \right)^3 - 3c_m \left( \frac{a+b}{2} \right) - \frac{1}{64} (b-a)^2 \right]$$

$$c_r = \frac{\ell}{2} \left[ (b_i^2 - a_i^2) - 2(b_i^3 - a_i^3) + 6(b_i^4 - a_i^4) \right] + (b-a) \left( 1 - \frac{a_i + b_i}{2} \right)$$

$$c_m = \frac{\ell^2}{12} [ 6(b_i^2 - a_i^2) - 8(b_i^3 - a_i^3) + 3(b_i^4 - a_i^4) ]$$

$$a_i = a/\ell, \quad b_i = b/\ell$$

또한 변형에 의해 휠에 작용하게 되는 회전량  $\delta_\theta$ 는  $\delta_\theta = \delta \sin \alpha / r_2$

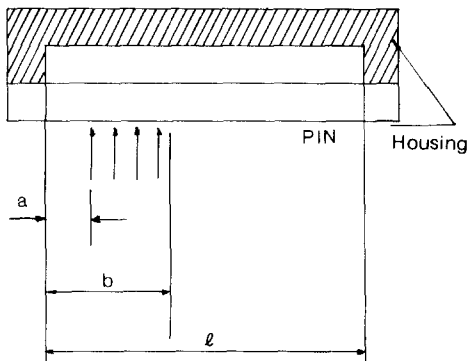


Fig. 9. Pin configuration

위의 식들을 이용하여 각 핀이 분담하게 되는 하중은 다음과 같은 순서로 계산하면 된다.

1. 만족부분 설계시 치접촉을 고려한 핀들을

대상으로 접촉가능한 회전각 계산.

2. 치접촉을 수행하는 핀의 처짐 및 휠의 회전 변위량 계산.

3. ①의 최소각이 ②의 회전 변위량보다 작은 경우 하중 분담량 계산(①에서 최소각 소거)

4. ③에 의한 회전 변위량 계산

5. ①의 최소각과 ③의 회전 변위량 비교 및 분담량 계산(①에서 최소각 소거)

6. ④~⑤의 계산 반복

### 5. 수치적 비교 예

설계 방법에 의한 윤활 특성을 검토하기 위하여 기존의 설계에 의한 장치와 물림 위치 및 치형을 개선한 장치를 설계하였다. 설계는 Prime 750 Computer를 사용하여 수행하였으며, 제원 및 기구학적 특성은 표 1에 주어져 있다. Table 1에서 설계예 A는 기존 설계 방법에 의한 것이며 B는 본 연구의 설계에 의한 것이다. 여기서 새로운 설계에 의한 것이 편심량은 약 0.3mm, 하우징 경은 약 0.8mm 정도 미소하게 증가 하였으나 물림 위치 및 접촉각등의 특성은 상당히 변화한 것을 알 수 있다.

핀과 치가 접촉운동을 하는 동안 굴름속도의 변화는 Fig. 10에 주어져 있다. Fig. 10에서 물림 각이 양인 경우는 속도가 음에서 양으로 증가하며, 물림 각이 음인 경우는 접촉운동 속도가 같은 방향으로 계속 증가하게 된다.

Fig. 11 및 12는 각각 설계에 A와 B에 대한 윤활막 두께 변화를 나타낸다. 속도의 변화가 있는 경우에는 squeeze term을 고려한 윤활 방정식을 계산 하여야 하나 squeeze 효과는 속도의 감속시에는 윤활막 두께의 감소 추세를 억제하지만 가속시에는 별로 영향을 미치지 않기 때문



Table 1. Designs of planoconic gears unit

Items	Design A	Design B
Type No.	16	16
Cp of hob	23,9981	23,9981
Housing radius	114,054	114,45
Tooth centre radius	110,763	110,763
Eccentricity	3.81	4.20
Pin radius	5	5
Tooth radius	6	6
Meshing position	6.0°	-3.1°
Contact angle (min.)	59.3°	59.6°
Contact angle (max.)	60.9°	68.5°
Profile modification	—	r=4, 138 at (-9.52, -3.38)
Motor	10 HP, 1800 rpm	

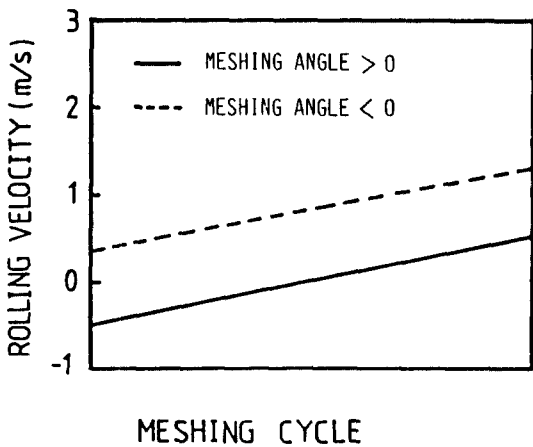


Fig. 10. Variations of velocity in the meshing cycle

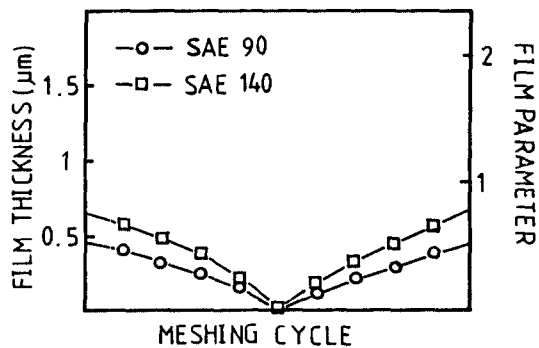


Fig. 11. Variations of lubricant film thickness of design A

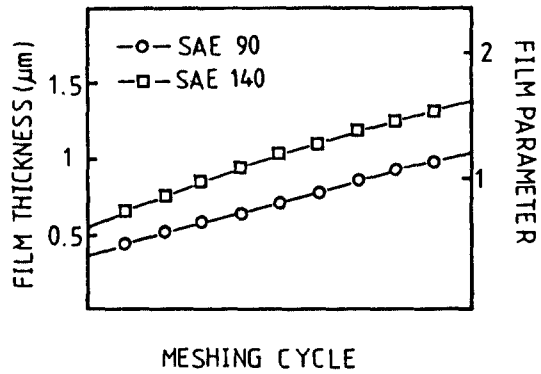


Fig. 12. Variations of lubricant film thickness of design B

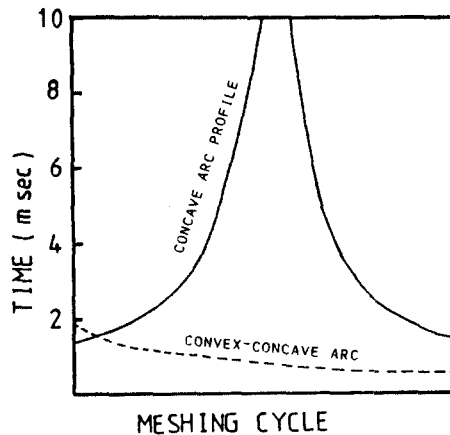


Fig. 13. Contact zone flow time

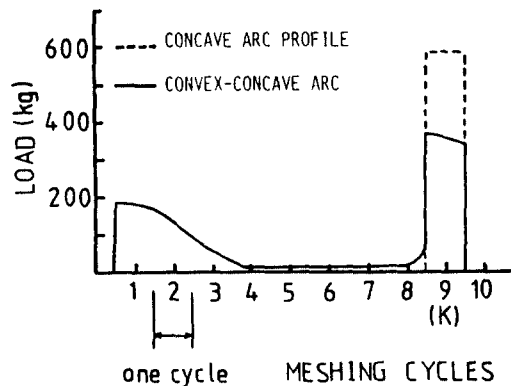


Fig. 14. Load variations of Kth pin

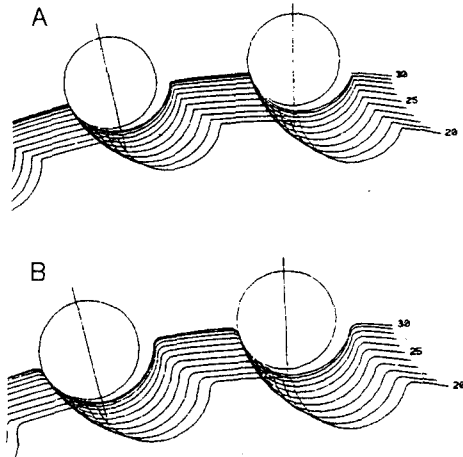


Fig. 15. Computer simulation of wheel movements (A: concave arc profile, B: convex-concave arc profile)

에 여기서는 식(2)의 실험식을 그대로 사용하였다. 계산시 윤활유의 점도 등급은 SAE90, SAE140인 것 두 종류를 사용하였으며 표면 거칠기는 연마 작업을 한다고 보아  $0.6\mu$ 로 추정하였다. 설계예A의 윤활막 두께는 SAE 140 고점도 오일을 사용하였을 때  $0.7\mu$ 에서 0부근까지 감소한다.  $0.8\mu$ 정도로 증가 되면서 치 접촉을 수행하기 때문에 계면 윤활 영역에서 운동하고 있음을 알 수 있으며, 설계 예B는 윤활막 두께가  $0.6\mu$ 에서  $1.3\mu$ 까지 증가되며 윤활막 지수가 0.8에서 1.6까지 변화게 되어 혼합 윤활 영역에서 운동을 하게 되며, E.P. 첨가제를 사용하면 충분한 윤활 특성을 얻을 수 있다.

윤활작용시의 원호치형 부분에서 접촉영역 유동시간은 Fig 13에 주어져 있으며, 설계 예 A는 접촉 통과 시간이 1.1 msec이므로 윤활유의 유동이 불안정하고, B는 9개의 핀이 접하게 되므로 통과 시간은 9.9 msec로 quasi-steady 상태를 만족하게 된다.

Fig 14는 치형의 만곡부분 설계에 의한 하중

경감 효과를 나타내고 있으며 최대하중을 약 40% 정도 감소시킬 수 있다. Fig. 15는 휠의 운동을 컴퓨터 시뮬레이션한 것이며 좌측의 번호는 Fig. 3의 핀 번호와 일치한다. 여기서 A의 경우 휠의 진입이 critical하고, 치경과 핀경의 차가 적기 때문에 치접촉시 모서리 간섭이 발생할 우려가 높다. 따라서 상대적으로 고정도를 요하게 된다. B의 경우는 휠 진입시 만곡부가 효과적으로 작용하여 윤활특성이 양호해 지고, 모서리 간섭이 방지되며, 가공시의 오차를 상호보정하게 된다.

## 6. 결 론

고 감속장치로 특수 치형을 사용하고 있는 planocentric gears 장치에 원호치형을 사용하여 경우 치형의 접촉특성을 연구하였으며, 윤활 특성 및 EHL이론에 입각한 물림위치의 설계 및 치형의 최적화 설계 방법을 제시 하였다.

본 연구에서 제시한 설계 방법은 장치의 요구되는 물림특성 및 부하용량에 중요한 변수가 되는 접촉각을 기준으로 하고 있기 때문에 종래의 경험적 수치들이 포함되는 설계 방법을 효과적으로 개선시켰으며, 설계시 동적특성 예측이 가능하다. 또한 치형의 최적화 설계로 원호치형 모서리 부분의 형상을 만곡되게 함으로 원호치형에서 발생하는 위해한 영향을 제거 하였다.

## 후 기

본 연구는 1984년도 과학 기술처 및 제일중공(주)의 특정과제로 수행된 싸이크로 감속기의 국산화에 관한 연구의 일부임을 밝히며, 연구 지원에 감사 드립니다.

## 참 고 문 헌

1. Dowson and Higginson "A Theory of Involute Gear Lubrication" Inst. Pet. Gear Lub. Symposium, 1964
2. L. S. Akin "EHD Lubricant Film Thickness Formulas for Power Transmission Gears," ASME, Journal of Lubrication Technology, Vol. 96, No. 3, 1974, pp 426-431
3. K. L. Wang and H. S. Cheng, "A Numerical solution to the Dynamic Load, Film Thickness, and Surface Temperatures in Spur Gears, Part I Analysis," ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 103, No. 1, Jan. 1981, pp 177-187
4. G. Steinführer, "Calculation of Film Thickness for Variable Velocity," Wear, Vol. 64, 1980, pp 195-200
5. 三好史哲, "新シリーズサイワロ減速機," 産業機械, 8月 1980年, pp 34-37
6. 大池洋三, 芹川孝天, "円弧歯形による高性能コロネット減速機," 機械設計, 第1号, 第20巻, 1976, pp 113-117
7. A. Gu, "Elastohydrodynamic Lubrication of Involute Gear," ASME, Journal of Engr. for Industry, Nov. 1973, pp 1164-70
8. O. K. Kwon and S. C. Lee, "A Study on the Development of the Cyclo Reducer," KAIST REPORT M53-2102-2, 1984
9. K. Herrebrugh, "Elastohydrodynamic Squeeze Films Between Two Cylinders in Normal Approach," ASME, Journal of Lubrication Technology, April 1970, pp 292-302