

원통형 워기어의 접촉선 해석

천길정* · 한동철**
(1998년 12월 30일 접수)

Tooth Durability Evaluation of a Cylindrical Worm Gear by Contact Line Analysis

Cheon Gill-Jeong and Han Dong-Chul

Key Words : Worm Gear(워기어), Contact Line(접촉선), Pitting Resistance(피팅강도), Meshing Condition (물림 조건)

Abstract

Applying the conjugate contact condition, contact lines of a cylindrical worm gear has been calculated. The characteristics of tooth contact were analyzed and the pitting resistance were also assessed. It has been verified that: i) the length of contact is shortest on the 1st tooth of the front region, ii) the contact region is more narrow in the recess side than in the access side, iii) the contact region is more narrow in worm than in worm wheel. Hence, the pitting resistance is weakest in the recess side of the 1st contacting worm tooth.

1. 서론

기어는 효율적인 동력전달 수행 기계요소로서 거의 모든 기계에 사용되는데, 그 수요가 매우 다양하고 응용 범위가 높다. 그 중에서도 워기어는 한 번의 감속으로 높은 감속비를 얻을 수 있고 큰 동력을 전달할 수 있으며 소음이 적기 때문에, 여러 분야에서 광범위하게 이용되고 있다. 각종 기계 장치가 갈수록 정밀화, 다기능화 해지고 있기 때문에 워기어에 대한 수요는 더한층 늘어날 것으로 전망된다.

그런데 워기어의 경우 그 작동 원리상 축방향 하중이 발생하고 워축에 굽힘하중이 작용되며 워피와 워휠이 직교하기 때문에, 이로 인하여 미세한 조립오차에 의해서도 심각한 문제들이 발생할 수 있다. 그동안 많은 연구자들에 의해 다양한 워기어

의 기하학적 특성과 접촉상태 개선에 관한 연구가 수행 되었다. 이접촉 영역에서의 최소틈새와 윤활 유 압력을 분석하거나,^(1,2) 새로운 워기어 치형에 관한 연구,^(3,4) 원통형과 장고형에서의 치형 방정식 및 접촉선 해석,⁽⁵⁻⁹⁾ 이의 강성과 부하용량 및 부하 분배율 계산,⁽¹⁰⁻¹³⁾ 체적 최소화를 위한 설계 프로그램 개발⁽¹⁴⁾에 관한 연구들이 주로 수행되었다. 특히 접촉선 해석과 관련해서는 Litvin등이 다양한 종류의 기어 치면 형상과 물림 조건 등에 대하여 연구하고,⁽⁶⁻⁹⁾ 원통형 워기어에 대한 접촉선 해석을 수행하여, 특정 위치의 워휠 이의 접촉 영역을 계산 하였다.⁽⁵⁾ 또한 Yuan등은⁽⁷⁾ 장고형 워기어의 이에 대한 접촉선의 특징과 접촉 영역을 계산하였다. 그러나 물림이 일어나는 전체 이에서의 접촉 상태와 접촉선을 해석하여 이의 강도를 평가한 연구 결과는 아직까지 발표되고 있지 않다.

따라서 본 연구에서는 한 쌍의 워기어가 맞물려서 회전하는 동안, 물림이 발생할 수 있는 이들에서의 접촉선의 길이와 접촉 영역등을 계산하여, 워기어의 물림 상태와 피팅강도를 평가하였다.

* 회원, 원광대학교 기계공학부

** 회원, 서울대학교 기계항공공학부

2. 접촉선 해석

2.1 좌표 변환

한 쌍의 기어가 물려 돌아갈 때, 각 기어의 회전축과 회전방향 및 회전각도가 상이하기 때문에, 접촉이 이루어지는 점에서의 속도가 서로 다르고, 따라서 접촉점을 규명하기 위해서는 각각의 기어를 기준으로 하는 상대좌표계 간의 관계가 먼저 규명되어야 한다.

Fig. 1은 중심거리 C 만큼 떨어져서 서로 물려 돌아가는 두 기어의 좌표계 사이의 관계를 보여주고 있다. 기어 1에 고정되어 기어 1과 함께 z_1 축을 중심으로 회전하는 $x_1 y_1 z_1$ 좌표계와, 기어 1의 위치에서 회전하지 않는 고정좌표계 $x_f y_f z_f$, 기어 1에서 C 만큼 떨어지고 각도 γ 만큼 기울어진 고정좌표계 $x_p y_p z_p$ 및 z_p 축과 일치하는 z_2 를 중심으로 회전하는 $x_2 y_2 z_2$ 좌표계가 있다.⁽⁹⁾

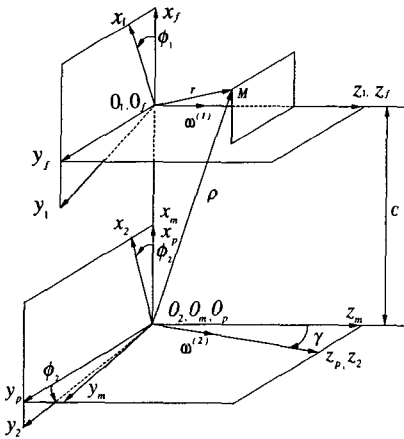


Fig. 1 Schematic diagram showing various coordinates.

기어 1이 고정좌표계를 기준으로 ϕ_1 만큼 회전하였을 때, 두 좌표계 간의 관계는 다음과 같다.

$$[R_1] = [M_{\phi_1}][R_f] \tag{1}$$

$$[M_{\phi_1}] = \begin{bmatrix} \cos \phi_1 & -\sin \phi_1 & 0 & 0 \\ \sin \phi_1 & \cos \phi_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{2}$$

$$[R_1] = \begin{bmatrix} x_1 \\ y_1 \\ z_1 \\ t_1 \end{bmatrix}, \quad [R_f] = \begin{bmatrix} x_f \\ y_f \\ z_f \\ t_f \end{bmatrix}$$

행렬 $[M_{\phi_1}]$ 에서 4번째 행과 열은 좌표의 평행 이동과 관련된 항이다.

거리 C 만큼 떨어지고 각도 γ 만큼 회전된 두 고정좌표계 $x_f y_f z_f$ 와 $x_p y_p z_p$ 사이의 관계는 다음과 같다.

$$[R_p] = [M_{\phi_f}][R_f] \tag{3}$$

$$[M_{\phi_f}] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & C \\ 0 & \cos \gamma & -\sin \gamma & 0 \\ 0 & \sin \gamma & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{4}$$

$$[R_p] = \begin{bmatrix} x_p \\ y_p \\ z_p \\ t_p \end{bmatrix}, \quad [R_f] = \begin{bmatrix} x_f \\ y_f \\ z_f \\ t_f \end{bmatrix}$$

고정좌표계 $x_p y_p z_p$ 와 이를 기준으로 ϕ_2 만큼 회전한 기어 2의 좌표계 $x_2 y_2 z_2$ 사이의 관계는 다음과 같다.

$$[R_2] = [M_{\phi_2}][R_p] \tag{5}$$

$$[M_{\phi_2}] = \begin{bmatrix} \cos \phi_2 & \sin \phi_2 & 0 & 0 \\ -\sin \phi_2 & \cos \phi_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{6}$$

$$[R_2] = \begin{bmatrix} x_2 \\ y_2 \\ z_2 \\ t_2 \end{bmatrix}$$

따라서 구동기어 1의 좌표계 $[R_1]$ 과 기어 2의 좌표계 $[R_2]$ 사이의 관계는 다음과 같다.

$$[R_2] = [M_{21}][R_1] = [M_{2p}][M_{pf}][M_{fl}][R_1] \quad (7)$$

$$[M_{21}] = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} & m_{14} \\ m_{21} & m_{22} & m_{23} & m_{24} \\ m_{31} & m_{32} & m_{33} & m_{34} \\ m_{41} & m_{42} & m_{43} & m_{44} \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} m_{11} &= \cos \phi_1 \cdot \cos \phi_2 + \cos \gamma \cdot \sin \phi_1 \cdot \sin \phi_2 \\ m_{12} &= -\sin \phi_1 \cdot \cos \phi_2 + \cos \gamma \cdot \cos \phi_1 \cdot \sin \phi_2 \\ m_{13} &= -\sin \gamma \cdot \sin \phi_2 \\ m_{14} &= C \cdot \cos \phi_2 \\ m_{21} &= -\cos \phi_1 \cdot \sin \phi_2 + \cos \gamma \cdot \sin \phi_1 \cdot \cos \phi_2 \\ m_{22} &= \sin \phi_1 \cdot \sin \phi_2 + \cos \gamma \cdot \cos \phi_1 \cdot \cos \phi_2 \\ m_{23} &= -\sin \gamma \cdot \cos \phi_2 \\ m_{24} &= -C \cdot \sin \phi_2 \\ m_{31} &= \sin \gamma \cdot \sin \phi_1 \\ m_{32} &= \sin \gamma \cdot \cos \phi_1 \\ m_{33} &= \cos \gamma \\ m_{34} &= 0, \quad m_{41} = 0, \quad m_{42} = 0, \quad m_{43} = 0, \quad m_{44} = 1 \end{aligned}$$

위의 식을 정리하면 기어 1과 기어 2의 각 좌표들 사이의 관계는 다음과 같은 식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} x_2 &= x_1(\cos \phi_1 \cdot \cos \phi_2 + \cos \gamma \cdot \sin \phi_1 \cdot \sin \phi_2) \\ &\quad + y_1(-\sin \phi_1 \cdot \cos \phi_2 + \cos \gamma \cdot \cos \phi_1 \cdot \sin \phi_2) \\ &\quad - z_1 \cdot \sin \gamma \cdot \sin \phi_2 + C \cdot \cos \phi_2 \\ y_2 &= x_1(-\cos \phi_1 \cdot \sin \phi_2 + \cos \gamma \cdot \sin \phi_1 \cdot \cos \phi_2) \\ &\quad + y_1(\sin \phi_1 \cdot \sin \phi_2 + \cos \gamma \cdot \cos \phi_1 \cdot \cos \phi_2) \\ &\quad - z_1 \cdot \sin \gamma \cdot \cos \phi_2 - C \cdot \sin \phi_2 \\ z_2 &= x_1 \cdot \sin \gamma \cdot \sin \phi_1 + y_1 \cdot \sin \gamma \cdot \cos \phi_1 \\ &\quad + z_1 \cdot \cos \gamma \\ t_2 &= t_1 = 1 \end{aligned} \quad (9)$$

2.2 웜의 잇면 방정식

웜은 크게 원통형(single-enveloping)과 장고형(double-enveloping)으로 구분되고, 원통형 웜은 다

시 가공방법에 따라 ZA형, ZN형, ZI형, ZK형 및 F형으로 나뉘나, 잇면은 모두 특정 곡선이 나선운동을 할 때 형성되는 헬리코이드(helicoid)면을 가진다. 이중에서도 ZI형은 직선을 나선운동 시켜 형성되는 잇면을 가지며, 이의 단면은 스퍼기어의 단면과 같은 인볼류트 곡면이기 때문에, 다른 치형에 비하여 비교적 가공이 용이하고 많이 이용되는 관계로 본 연구에서는 ZI형 웜을 해석 대상으로 삼았다.

ZI형 웜의 잇면은 기준원통의 표면에 접하는 직선이 나선운동을 하면서 형성된다.

Fig. 2는 생성 직선 MN이 기준원통의 표면상에서 나선운동을 하면서 진행하는 어느 순간의 오른쪽 나사 웜의 상태를 보여준다. 직선 MN의 이동 궤적이 그대로 잇면을 형성하므로, 원통면의 점 M으로부터 임의 거리 u 만큼 떨어진 점 N의 원점 O_1 으로부터의 좌표는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} 0_1N &= 0_1K + KM + MN \\ &= r_b \cdot (\cos \theta_{i_1} + \sin \theta_{j_1}) + P \cdot \theta \cdot k_1 \\ &\quad + u \cdot \cos \lambda_b (\sin \theta_{i_1} - \cos \theta_{j_1}) \\ &\quad - u \cdot \sin \lambda_b k_1 \end{aligned} \quad (10)$$

여기에서 i_1, j_1, k_1 은 각각 웜 1에 고정된 x_1, y_1, z_1 방향의 단위 벡터이고, r_b 는 기준원통의 반경이며, θ 는 위치각, λ_b 는 나선각, $P = r_b \cdot \tan \lambda_b$ 이다.

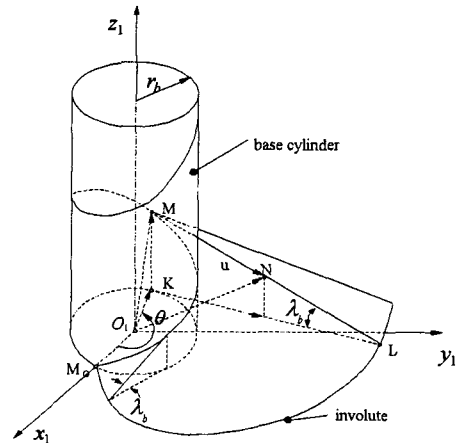


Fig. 2 Schematic drawing showing the generation of screw involute surface of right hand worm.

따라서 임의 회전각도에서의 잇면상의 한점의 좌표는 다음과 같이 표시된다.

$$\begin{aligned} x_1 &= r_b \cdot \cos \theta + u \cdot \cos \lambda_b \cdot \sin \theta \\ y_1 &= r_b \cdot \sin \theta - u \cdot \cos \lambda_b \cdot \cos \theta \\ z_1 &= -u \cdot \sin \lambda_b + P \cdot \theta \end{aligned} \quad (11)$$

여기에서 u 는 이높이를 결정하는 설계변수이다.

2.3 웜기어 (worm wheel)의 잇면 방정식

특정 형상의 웜이 있을 때, 웜과 맞물리며 선접촉을 유지하는 웜휠은 언제나 다음과 같은 조건을 만족해야한다.⁽⁸⁾

$$N_1 \cdot V^{12} = 0 \quad (12)$$

여기서, V^{12} 는 접촉점에서의 두 기어간의 상대 속도 벡터이고, N_1 은 기어의 접촉점 표면에서 수직 방향으로의 벡터이다. 이 식을 정리하면 다음과 같은 식이 얻어진다.

$$\begin{aligned} f(u, \theta, \phi) &= (u - h \cdot \theta \cdot \sin \lambda_b) \sin(\theta + \phi_1) \sin \gamma \\ &+ \cos(\theta + \phi_1) (r_b \cdot \cos \lambda_b \cdot \sin \gamma \\ &+ C \cdot \sin \lambda_b \cdot \cos \gamma) - [h(m_{12} - \cos \gamma) \\ &- C \cdot \sin \gamma] \cos \lambda_b = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

$$m_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

여기서, ω_1 은 기어 1의 각속도, ω_2 는 기어 2의 각속도이다.

따라서, 기어 1의 접촉면은 식 (11)과 (13)을 만족하는 점들이고, 그에 상응하는 기어 2의 접촉면은 식 (9)와 (13)을 만족하는 점들이다.

2.4 접촉선 계산 결과 및 고찰

임의 순간(특정 θ)에서의 접촉선은, θ 가 일정하고 u 가 이 높이에 해당하는 만큼 변화하면서 식 (11)과 (13)을 만족하는 값들이 모여서 이루어진다. 접촉선 해석에 이용된 웜과 웜휠의 제원은 Table 1에 보인바와 같다.

Fig. 3(a), (b), (c), 및 (d)는 축간거리가 설계 치수와 같고, 웜이 웜휠에 대하여 어느 한 쪽으로 편

Table 1 Dimensions of the worm gear.

	Worm	Worm wheel
No. of tooth (thread)	1	120
Outside diameter	63.2 mm	345 mm
Radius of base cylinder	24.6 mm	
Helix angle	2.911°	
Lead	8.77 mm	
Center distance	195 mm	

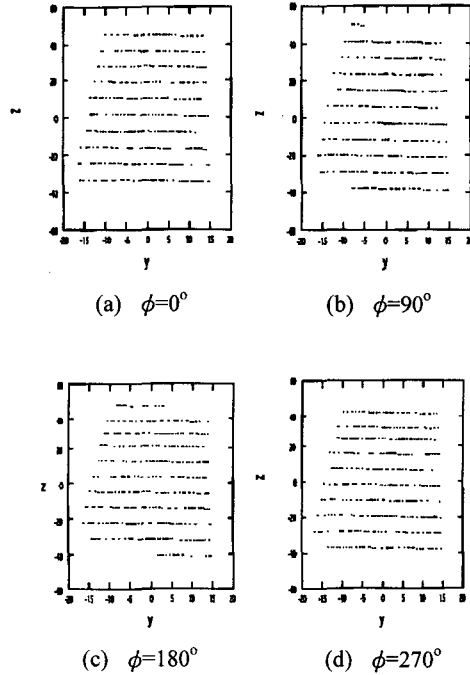


Fig. 3 Contact lines of worm(y-z plane) of normal condition.

심되지 않게 정상 조립된 경우에, 웜의 회전이 지속됨에 따라 웜과 웜휠의 접촉선이 변화하는 경향을 웜의 길이 방향에서 보여주고 있다. 전달 토크와 이의 변형을 전연 고려하지 않고 순전히 기하학적인 관계만을 고려하여 계산하였다.

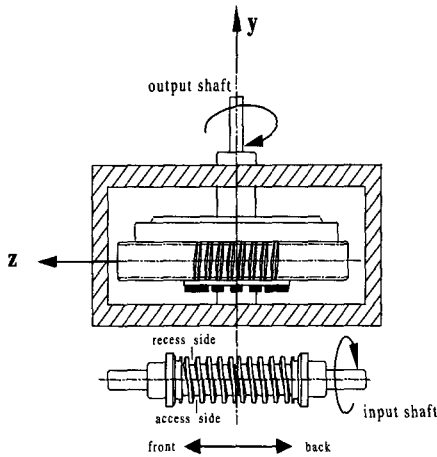


Fig. 4 Schematic diagram showing the layout and rotational direction of the worm and worm wheel.

접촉 잇수는 회전 각도에 따라 10개와 11개 사이를 번갈아 변화하며, 스퍼기어보다 물림률이 매우 높은 것을 알 수 있다. 오른나사이기 때문에 웜의 이는 우측 상방향으로 기울어지나, 웜이 웜휠의 상부에 설치되어 있고 접촉면은 웜의 아래쪽이기 때문에 접촉선이 웜휠의 이와 같이 좌측 상방향으로 기울어져 있으며, 웜이 체자리에서 정방향으로(C.W.) 회전하면 웜기어는 앞에서 뒤쪽으로(Z - Z) 회전하며 물림이 진행된다(Fig. 4).

접촉선의 길이는 일정하지 않고 물림이 시작되는 앞쪽(front)에서 물림이 끝나는 뒤쪽(back)으로 갈수록 점차적으로 증가하며, 후퇴(recess)쪽의 위치는 거의 변화가 없고 접근(access)쪽의 위치가 점점 밖으로 확장되는 경향을 보인다. 이의 예상 변형까지를 고려할 때, 부하는 모든 접촉 이에 균등하게 배분되지 않고 주로 앞쪽의 이에 작용하기 때문에, 앞쪽에서의 접촉선 길이가 뒤쪽에서의 접촉선 길이보다 짧은 점은, 기어의 피팅강도 면에서 부정적인 요인으로 작용할 것으로 추정된다.

Fig. 5 (a), (b), (c), 및 (d)는 Fig. 3과 같은 정상조립 조건에서 웜이 회전함에 따라 접촉선이 변화하는 경향을, 물림을 이루는 여러 개의 이에 대해 동시에 웜의 단면 방향에서 고정좌표계로 나타낸 그림이다.

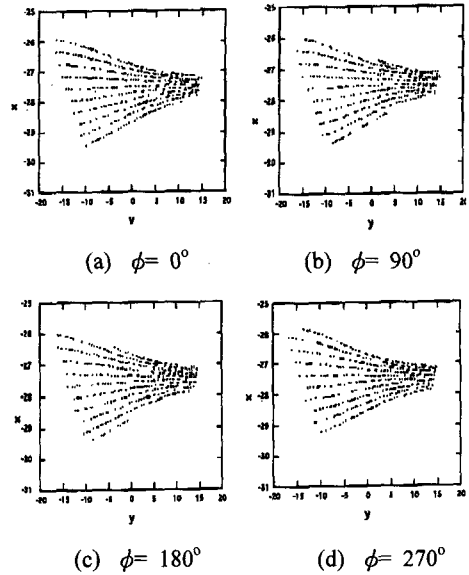


Fig. 5 Contact lines of worm(x-y plane) of normal condition.

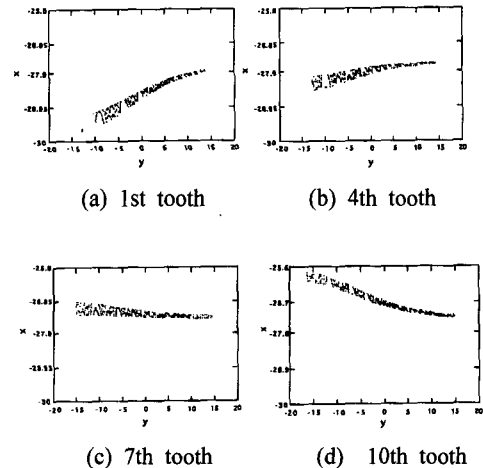


Fig. 6 Contact lines of worm(x-y plane) of normal condition.

Fig. 6(a), (b), (c), 및 (d)는 정상조립 조건에서 각각 별개의 웜 이에서 발생하는 접촉선을, 회전이 진행되는 순서에 따라 고정좌표계의 웜의 축단면 상에서 도시한 그림이다.

접촉은 이끝에서 부터 시작되어 이뿌리 쪽으로 그 길이가 점점 더 길어지며 진행된다. 대부분의 하중을 지탱하는 앞쪽의 이들이 이끝에서 접촉하

기 때문에, 강성이 낮아 하중 분배 면에서는 유리할 것으로 판단된다. 접근부쪽의 물림위치는 회전 이 진행됨에 따라 넓은 범위에 걸쳐서 분포되는데 반해, 후퇴부쪽의 물림 위치는 피칭된 부근의 영역에 국한되어 있기 때문에, 피팅강도는 접근부보다 후퇴부에서 약할 것으로 판단된다. 접촉선이 치폭 방향으로 나란하지 않고 경사져 있으며, 경사 각도 또한 일정하지 않은 점은 스퍼기어나 헬리컬기어와 다른 점이다. 또한 웜기어가 구동피니언으로 작용하는데도 물림이 이끝 부근에서 시작되어 이뿌리 부분으로 진행되는 점도 스퍼기어나 헬리컬기어와는 상이한 현상이다.

웜휠은 물림을 이루면서 회전하여 그 절대좌표가 계속해서 변화하며 전체 잇면에 걸쳐 접촉이 이루어지나, 웜은 제자리에서만 회전하기 때문에 항상 극히 좁은 범위에서만 접촉이 이루어진다. 이러한 이유 때문에 웜휠보다는 웜이 강도와 마멸면에서 열악한 조건에 처해지게 될 것으로 추정되며, 따라서 웜기어 설계시 웜휠보다는 웜을 기준으로하여 설계가 진행되어야 하는 점을 확인할 수 있다.

Fig. 7(a), (b), (c), 및 (d)는 정상조립 조건하에서 각각 별개의 웜휠 이에서 발생하는 접촉선을, 회전이 진행되는 순서에 따라 웜휠의 고정좌표계에서 도시한 그림이다. 웜휠의 회전이 진행됨에 따라,

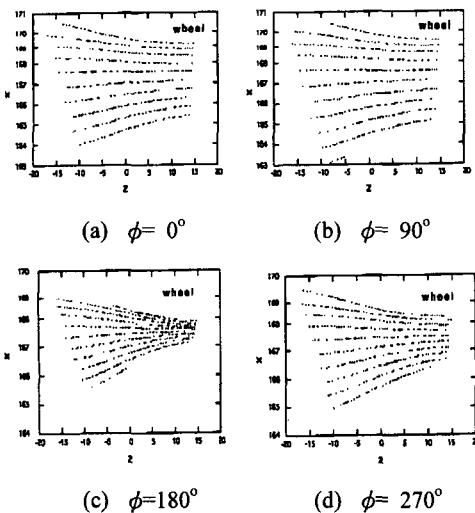


Fig. 7 Contact lines of worm wheel(x-z plane) of normal condition.

첫 번째 이가 둘째 셋째 이의 위치를 거쳐 최종적으로는 마지막 이의 위치로 옮겨가므로, Fig. 7은 하나의 특정 이의 잇면에서 이루어지는 접촉선을 모두 보여주는 과정으로 여겨질 수 있다. 그림에서 알 수 있는 바와 같이, 웜휠에 분포되는 접촉선은 웜의 경우보다 훨씬 더 넓고 광범위한 영역에 걸쳐 존재한다.

Fig. 8(a) 및 (b)는 축간거리가 1mm 증가한 경우, 어느 특정 순간에 물림이 이루어지는 모든 이에서의 접촉선을 웜의 길이 방향과 축단면 방향에서 도시한 그림이고, Fig. 9는 웜의 첫번째 이에서 회전이 진행되는 동안 이루어지는 접촉선들을 도시한 결과이다.

전반적인 접촉 경향은 정상조립의 경우에서와 유사하나, 접촉선의 길이가 접근부 및 후퇴부 모든 곳에서 짧아지고 접촉점이 이끝쪽으로 이동하는 경향을 보인다. 동일한 부하를 전달할 때 접촉점이 이끝쪽으로 이동하면 굽힘모멘트가 증가하고, 접촉선의 길이가 감소하면 단위 길이당 작용하는 부하가 증가하기 때문에, 웜기어 조립시 축간거리가 설계치보다 증가하면 좋지 않은 영향을 미칠 수 있음을 확인할 수 있다.

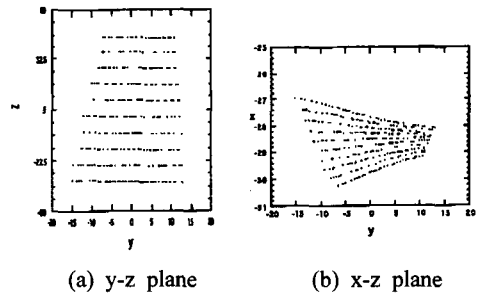


Fig. 8 Contact lines of worm of increased center distance.

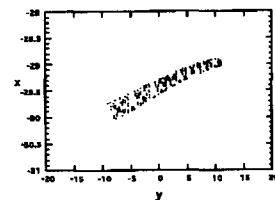


Fig. 9 Contact lines of the 1st worm tooth of increased center distance.

3. 결 론

적은 체적으로 높은 감속비를 얻을 수 있고 정속한 운전이 가능하며, 동력 전달과 인택싱에 이용되는 웜기어를 대상으로 치접촉선 해석을 수행하였으며, 그 결과에의해 다음과 같은 사실을 확인하였다.

(1) 접촉선 해석에 의하여 한 쌍의 웜과 웜휠의 이가 물리기 시작하여 물림이 끝날 때까지의 접촉 부위와 접촉 경향을 추정할 수 있다.

(2) 웜기어는 맞물리는 이쌍이 스퍼기어나 헬리컬기어에 비하여 매우 많아서 큰 동력 전달과 정속 운전에 유리하다.

(3) 맞물리는 각 이쌍에서의 접촉선의 길이는 모두 상이하며, 앞쪽에서 뒤쪽으로 물림이 진행될수록 접촉선의 길이가 증가한다.

(4) 접촉선의 길이가 앞쪽에서 제일 짧기 때문에, 앞쪽 이의 강도 조건이 제일 취약하다.

(5) 동일한 이에서는 후퇴부쪽의 접촉선 영역이 좁기 때문에, 접근부쪽 보다는 후퇴부쪽의 피팅강도가 훨씬 더 취약하다.

(6) 웜보다 웜휠 잇면에서의 접촉선 분포가 훨씬 더 넓기 때문에, 웜휠보다 웜에서의 피팅강도가 훨씬 더 취약하다.

(7) 웜기어 설계시 웜휠보다 웜의 피팅강도를 기준으로하여 설계 작업을 수행해야한다.

참 고 문 헌

- (1) Yuan, Q., Sun, D. C. and Brew, D. E., 1998, "Study of Hybrid Lubrication at the Tooth Contact of a Wormgear Transmission: Part 1-Formulation and Analysis," J. of Tribology, Vol. 120, pp. 103~111.
- (2) Yuan, Q., Sun, D. C. and Brew, D. E., 1998, "Study of Hybrid Lubrication at the Tooth Contact of a Wormgear Transmission: Part 2-Results and Discussion," J. of Tribology, Vol. 120, pp. 112~118.
- (3) Cetim, M. O., 1988, " A New Method for Designing Worm-Gear," AGMA Technical Paper 88FTM6, AGMA
- (4) Simon, V., 1994, " A New Worm Gear Drive with Ground Double Arc Profile," Mech. Mach. Theory, Vol. 29, No. 3, pp. 407~414.
- (5) Litvin, F. L. and Kin, V., 1992, " Computerized Simulation of Meshing and Bearing Contact for Single-Enveloping Worm-Gear Drives," J. of Mechanical Design, Vol. 114, pp. 313 ~ 316.
- (6) Litvin, F. L. and Hsiao, C. L., 1993, " Computerized Simulation of Meshing and Contact of Enveloping Gear Tooth Surfaces," Computer Methods in Appl. Mecha. and eng., Vol. 102, pp. 337~366.
- (7) Yuan, Q. Sun, D. C. and Brew, D. E., 1996, " Effect of Worm Gear Geometry on its Contact Properties," Tribology Transaction, Vol. 39, pp. 139~147.
- (8) Litvin, F. L., 1988, " Theory of Gearing," NASA Technical Report 88-C-035, NASA.
- (9) Litvin, F. L. 1994, " Gear Geometry and Applied Theory," Prentice-Hall, NJ.
- (10) Greening, J. H., Barlow, R. J. and Loveless, W. G., 1980, " Load sharing on the Teeth of Double Enveloping Worm Gear," ASME Technical Paper 80-C2/DET-43.
- (11) Winter, H. and Wilkesmann, H., 1981, " Calculation of Cylindrical Worm Gear Drives of Different Tooth Profiles," J. of Mechanical Design, Vol. 103, pp. 73~82.
- (12) Simon, V., 1993, " Load Distribution in Double Enveloping Worm Gears," J. of Mechanical Design, Vol. 115, pp. 496~501.
- (13) Sudoh, K., Tanaka, Y., Matsumoto, S. and Tozaki, Y., 1996, " Load Distribution Analysis Method for Cylindrical Worm Gear teeth," JSME Int. J. Series C, Vol. 39, No. 3, pp. 606~613.
- (14) 정태형, 백재협, 1997, " 웜기어의 강도평가 및 설계시스템 개발에 관한 연구", 한국자동차공학회논문집, 제5권 제 1호, pp. 207~216.