

i-PGS 기반 선회베어링의 접촉피로강도 설계

권순만^{a*}, 신흥철^a

Contact Fatigue Strength Design of a Slewing Bearing Based on i-PGS

Soon-man Kwon^{a*}, Heung Chul Shin^a^a School of Mechanical Engineering, Changwon National University,
20, Changwondaehak-ro, Uichang-gu, Changwon, Gyeongnam-do, 51140, Korea

ARTICLE INFO

Article history:

Received	1	December	2015
Revised	6	January	2016
Accepted	18	January	2016

Keywords:

Slewing bearing
Pinwheel
Cam pinion
i-PGS (internal pinwheel gear set)
Profile shift coefficient
Root relief

ABSTRACT

To overcome the large ring gear manufacturing problems seen in slewing bearings and girth gears, pin gear drive units have been developed. Among them, a novel slewing bearing with an internal pinwheel gear set (i-PGS) is introduced in this paper. First, we consider the exact cam pinion profile of i-PGS with the introduction of a profile shift coefficient. Furthermore, a new root relief profile modification for the i-PGS cam pinion is presented. Then, the contact stresses are investigated to determine the characteristics of the surface fatigue by varying the shape design parameters. The results show that the contact stresses of i-PGS can be reduced significantly by increasing the profile shift coefficient. In addition, the contact ratio, a measure of teeth overlapping action, decreases with the decrease of the allowable pressure angle.

1. 서론

평행축 기어쌍에 있어서 선회 베어링(slewing bearing) 또는 거스 기어(girth gear)와 같이 링 기어(ring gear)의 직경이 대형일 경우, 이들 대형 링 기어의 치 절삭, 열처리, 치 연삭 등 가공 전반에 대응 가능한 업체는 극소수 기업에 한정되어 있다. 따라서 이러한 기술적 한계를 초과하는 링 기어 제작은 상당한 비용 및 시간이 소요될 뿐만 아니라, 해당 업체 및 해당 국가의 생산능력을 제한하며 기술적 종속의 결과를 초래하게 된다.

이에 치합하는 대형 링 기어를 핀(pin) 또는 롤러(roller) 치형으로 대체하여 상기 링 기어 가공의 문제를 해소시킬 수 있는 핀 휠 기어 쌍(PGS: pinwheel gear set)^[1]이 제안된 바 있으며, 최근 Kwon^[2]은 외륜형 핀 휠 기어쌍(external PGS)의 엄밀 치형 설계

방법과 면압강도 해석을 수행한 바 있다.

Fig. 1은 링 기어를 핀 휠로 대체한 내륜형 선회베어링의 일례를 도시하고 있고, 그 구동은 핀 휠과 캠 피니언(cam pinion)이 내접 치합하는 핀 휠 기어쌍(i-PGS: internal pinwheel gear set)에 의해 이루어진다. 이러한 i-PGS 캠 피니언 치형 및 관련 연구는 거의 전무한 상태이며, 최근 Nam et al.^[3,4]이 전위계수(profile shift coefficient)의 개념을 도입하여 i-PGS 캠 피니언의 엄밀치형 설계 방법과 접촉응력해석을 수행한 정도가 알려져 있다.

본 논문에서는 i-PGS 기반 선회베어링을 대상으로 핀 휠과의 과도한 밀착을 방지하기 위해 캠 피니언의 치저부를 수정하였고, 이를 통해 저소음-저진동 특성을 갖는 독자적인 치형을 제시하고자 한다. 또한, 변동하중을 받는 i-PGS 기반 내륜형 선회베어링의 접촉응력 해석을 통하여 내구성 향상에 일조하고자 한다.

* Corresponding author. Tel.: +82-55-213-3629

Fax: +82-55-263-5221

E-mail address: smkwon@changwon.ac.kr (Soon-man Kwon).

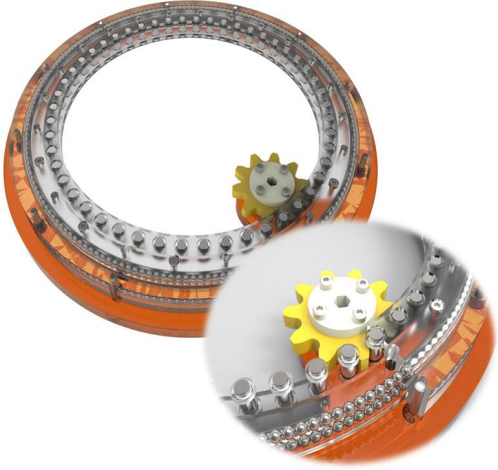


Fig. 1 Slewing bearing based on i-PGS

2. 캠 피니언 형상설계

2.1 형상설계

핀 휠과 캠 피니언은 각 회전중심(I_{12} , I_{13})을 기준으로 각각 ω_2 , ω_3 의 각속도로 서로 같은 방향으로 회전하며, 기어 피치점(I_{23})을 기준으로 일정한 각속도비를 가진다 (Fig. 2 참조). 전위기어의 일종인 i-PGS 캠 피니언의 형상을 결정하기 위해 2 개의 고정좌표계 (S_{2f} , S_{3f})와 2 개의 회전좌표계(S_2 , S_3)를 정의하였다. 기어형상 설계원은 기어 모듈($m=2R/N_2$), 핀 휠의 톨러 개수(N_2), 캠 피니언의 잇수(N_3), 롤러직경계수($C_r=2R_r/m$), 전위계수($e=(R-r_2)/m$)와 치선연장계수(β)로 구성된다.

i-PGS 캠 피니언 치형은 기어 치형 창성의 기본원리인 Camus 정리^[5]를 이용하여 결정할 수 있다. 캠 피니언과 핀 휠이 임의의 순간에 각각 ϕ_3 , ϕ_2 만큼 회전했을 때, 고정좌표계의 접촉점(${}^{2f}C$)과 동차 좌표변환을 통해 S_3 -좌표계에서의 캠 피니언 형상좌표(3C)를 최종적으로 다음과 같이 결정할 수 있다.

$${}^3C = M_{3,2f} {}^{2f}C \quad (1)$$

여기서

$${}^{2f}C = \begin{bmatrix} m(N_2 \cos \phi_2 - C_r \sin \alpha)/2 \\ m(N_2 \sin \phi_2 - C_r \cos \alpha)/2 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

그리고 $M_{3,2f}$ 는 S_{2f} -좌표계에서 S_3 -좌표계로의 동차 좌표변환 행렬을 나타내고, α 는 압력각(pressure angle)이다.

2.2 치형 간섭 방지조건

식 (1) 캠 피니언 형상의 곡률반경(ρ)은 매개변수 곡률 식을 이용

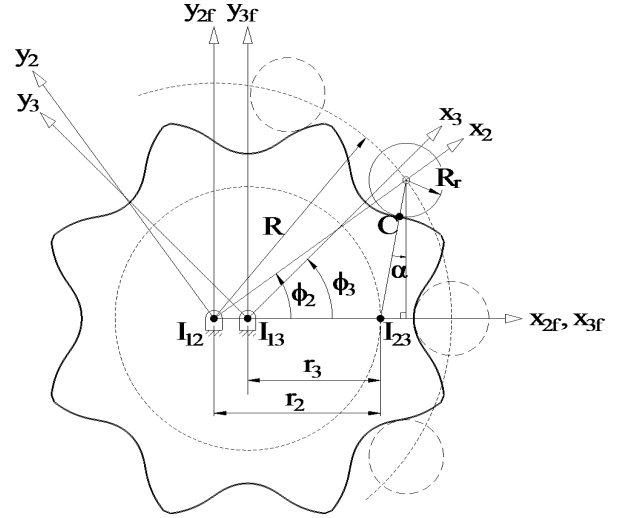


Fig. 2 Schematic for cam pinion profile design

하여 결정^[3,4]할 수 있으며 다음과 같다.

$$\rho/m = \frac{kN_2(\mu^2 + 1 - 2\mu \cos \phi_2)^{3/2}}{2\mu[k\mu^2 + N_2 - \mu(N_2 + k) \cos \phi_2]} - \frac{C_r}{2} \quad (3)$$

여기서 $\mu = R/r_2$, $k = N_2 - N_3$ 이다.

i-PGS 설계에 있어서 두 가지의 치형 간섭 조건을 고려할 필요가 있다. 첫째, 롤러직경계수 값을 지나치게 크게 설정할 경우 창성된 캠 피니언의 치형이 서로 꼬이는 간섭현상^[6]이 발생할 수 있다. 이를 피하기 위한 롤러직경계수의 최대값 (C_r)_{max}는 식 (3)의 곡률반경 검토를 통한 Kwon et al.^[6]의 방법에 의해 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$C_r < (C_r)_{\max} = \frac{kN_2}{\mu} \left(\frac{3}{N_2 + k} \right)^{3/2} \sqrt{N_3(\mu^2 - 1)} \quad (4)$$

둘째, 핀 휠이 캠 피니언과 접촉하여 회전하기 위해서는 이웃하는 롤러와 롤러 사이의 공간이 필요하며, 이를 고려한 기하학적 조건은 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$C_r < (C_r)_g = N_2 \sin(\pi/N_2) \quad (5)$$

따라서 i-PGS의 롤러직경계수는 다음의 조건을 고려하여 선정하여야 한다.

$$C_r < \min[(C_r)_{\max}, (C_r)_g] \quad (6)$$

대부분의 i-PGS 시스템 설계 시 전자의 현상이 발생하기 이전에 후자에 의한 간섭이 먼저 발생한다. 따라서 곡률반경 검토에 앞서 톨러 개수의 적절한 선정을 통해 간섭을 피할 수 있을 것으로 판단된다.

2.3 전산원용 설계자동화 프로그램

i-PGS 캠 피니언 치형은 복잡한 형상 좌표식을 기반으로 이뤄져 있어 반복적인 설계를 통해 최적의 설계제원을 확보해야 하는 설계자 입장에서는 설계자동화 프로그램 개발이 필수적으로 요구되어진다.

이에 본 연구에서는 상용 프로그램인 Visual C++로 코딩하고, 그래픽 환경은 OpenGL을 이용하여 전산원용 설계자동화 프로그램인 “PGS(핀 휠 기어쌍) V2”^[7]를 개발하였다. 개발된 프로그램은 사용자로부터 기본적인 설계제원을 입력받아 시스템을 설계하고, 이를 출력화면에 즉각적으로 표시하기 때문에 사용자는 설계된 형상 및 치 간섭과 같은 문제를 실시간으로 확인할 수 있다. 또 시뮬레이션 기능을 통해 작동성도 미리 확인할 수 있도록 하였다. 이러한 검증은 거쳐 최종 설계된 i-PGS의 형상 좌표는 상용 CAD 프로그램에서 활용 가능한 lisp 파일 형태로 출력 가능하기 때문에 이 후 정확한 치 가공에도 응용될 수 있다.

3. 이뿌리 치형 수정

기어를 설계하는 데 있어 압력각은 기어 치형을 창성하거나 강도적인 측면에서 평가할 때 적지 않은 영향을 미친다. 일반적으로 고려되는 최대 허용압력각은 35° 이내이며, 동력을 효율적으로 전달하기 위해선 가능한 작은 값을 유지해야 한다.

Fig. 3은 그림 내의 주어진 형상설계 제원을 바탕으로 캠 피니언 회전각에 따른 압력각의 변화를 나타냈으며, 허용압력각(allowable pressure angle, α_a)을 초과하는 또는 $(\phi_3)_a$ 보다 작은 캠 피니언 회전각 구간에 해당하는 이뿌리 부위의 초기 물림영역(음영 도시영역)에서는 불필요한 측력이 유발된다. 또한, 핀 휠과 캠 피니언

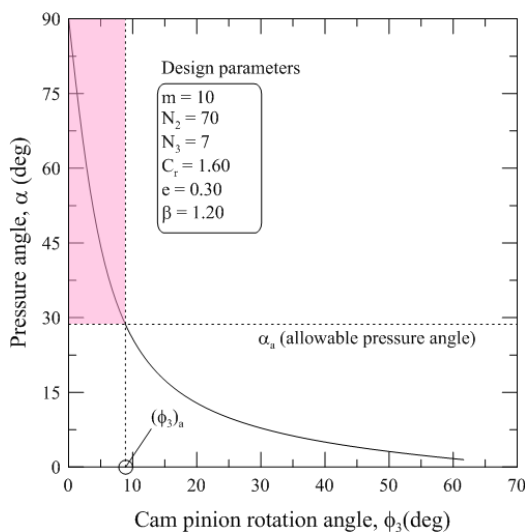


Fig. 3 Pressure angle variations

의 회전 중심간 거리가 제작, 조립 혹은 여타 사유로 설계 값과 오차가 생길 경우, 이로 인한 과도한 측력 또는 충격력으로 소음 진동이 야기되며 결과적으로 내구수명 단축의 주된 원인이 될 수 있다. 따라서 허용압력각을 초과하는 캠 피니언의 이뿌리 부위 ($0 \leq \phi_3 \leq (\phi_3)_a$)는 차라리 톨러와의 접촉을 회피하도록 치형수정(tooth modification)하는 것이 최선이다.

이를 위한 이뿌리 치형수정(root relief) 과정을 Fig. 4의 예를 들어 순차적으로 설명하면 다음과 같다. 우선, Fig. 3 내에 도시된 허용압력각에 해당하는 캠 피니언 회전각은 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$(\phi_3)_a = m_G \left[2 \tan^{-1} \left(\frac{-\mu \tan \alpha_a + \sqrt{\mu^2 (1 + \tan^2 \alpha_a) - 1}}{1 + \mu} \right) \right] \quad (7)$$

여기서 $m_G = N_2/N_3$ 이며 기어비(gear ratio)이다.

식 (7)을 통해 이뿌리 수정 범위를 결정할 총 t 개의 캠 피니언 회전각($\phi_{3i}, i = 1, 2, \dots, t$)을 획득할 수 있으며, 초기 캠 피니언 회전각($\phi_{31} = 0^\circ$)에 상응하는 초기 가상 톨러직경계수(C_{r1})를 설계 톨러직경계수(C_r)보다 약간 크게 설정하고, 이들을 식 (1)에 대입하여 최초 수정 치형 데이터 점(Fig. 4의 점 ①)을 획득한다. 다음으로, C_{r1} 을 미소 증분량(ΔC_r) 만큼 순차적으로 감소시킨 2번째, 3번째, ..., i 번째 가상 톨러직경계수들($C_{r2}, C_{r3}, \dots, C_{ri}$)과 획득한 캠 피니언 회전각들($\phi_{32}, \phi_{33}, \dots, \phi_{3i}$)을 식 (1)에 대입하여 Fig. 4의 ②, ③, ..., ①의 수정 치형 데이터 점들을 획득한다. 이 때, i 번째 가상 톨러직경계수(C_{ri})은 초항이 C_{r1} 이며 공차가 $(-\Delta C_r)$ 인 등차수열의 꼴로 다음과 같다.

$$C_{ri} = C_{r1} - (i-1) \Delta C_r \quad (8)$$

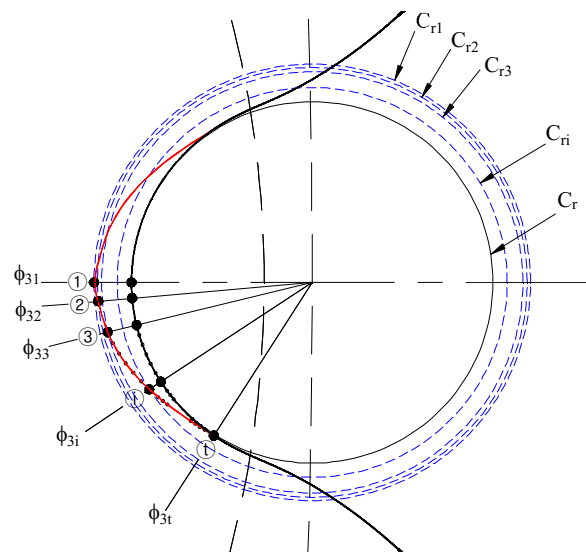


Fig. 4 Procedure for root relief

최종적으로 상기 과정을 $i=t$ 일 때까지, 즉 $(\phi_3)_a$ 에 대응되는 수정 치형 데이터 점(Fig. 4의 점 ①)에 도달할 때까지 시행하여 총 t 개의 독자적인 수정된 치형 데이터 점들을 획득할 수 있다.

4. 접촉응력

Fig. 5와 같이 캠 피니언의 중심 I_{13} 에 입력 토크 T_{in} 이 주어질 경우, 임의의 회전각 θ_i 에 위치한 i -번째 톨러와 캠 피니언과의 접촉력 F_i 는 변형을 고려한 부정정 문제 접근^[24, 6]을 통해 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$F_i = \frac{T_{in} l_i}{\sum_{j=1}^n l_j^2}, \quad (i=1,2,3,\dots,n) \quad (9)$$

여기서 l_i 는 모멘트 암, n 은 핀 휠과 캠 피니언 간의 초기 접촉 개소를 의미하고 각각은 다음과 같다.

$$l_i = \begin{cases} r_3 \cos \alpha_i & (0 \leq \alpha_i \leq \alpha_a) \\ 0 & (\alpha_a < \alpha_i < \pi) \end{cases} \quad (10)$$

$$n = 2[\beta] + 1 \quad (11)$$

참고로 치형 수정 전 식 (10)의 $\alpha_a = \pi/2$ 이며, 식 (11)의 $[\cdot]$ 는 Gauss 기호이다.

치형수정 전 핀 휠과 캠 피니언이 초기 접촉위치에서는 홀수개의 동시 접촉점이 나타나며, 이때 핀 휠의 중앙에 있는 톨러를 n_c -번째 톨러라고 정의하면, 이를 기준으로 각 톨러의 회전각 θ_i 는 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$\theta_i = (n_c - i)\phi_{2p} + \phi_2 \quad (12)$$

여기서 $\phi_2 (= \phi_3/m_G)$ 는 접촉이 유지되고 힘이 작용하는 구간까지

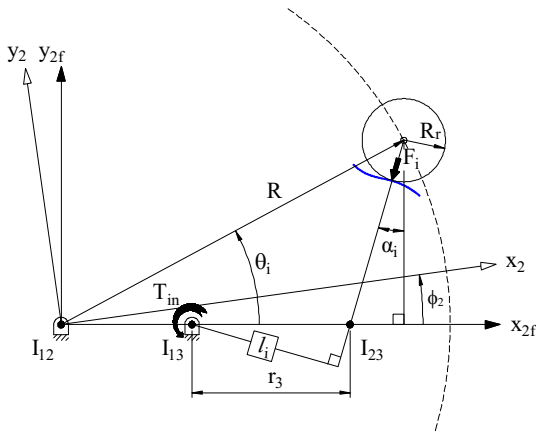


Fig. 5 Schematic for determination of contact force

의 핀 휠 회전각을 의미하고, ϕ_{2p} 는 핀 휠 피치각($=2\pi/N_2$)이다.

따라서 주어진 재료물성, 곡률반경 그리고 식 (9)를 통해 얻어진 접촉력을 이용하여 핀 휠의 i -번째 톨러와의 접촉점에서의 Hertz 접촉응력은 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$\sigma_c = C_p \sqrt{n_d K_i} = C_p \sqrt{K_i^*} \quad (13)$$

여기서 C_p 는 AGMA 탄성정수^[8]이고, n_d 는 K_v, K_o, K_s, K_m 등의 AGMA 보정계수^[8]들을 고려한 전체 보정계수(fully corrected factor)를 의미하며, K_i 는 하중응력계수(load-stress factor)^[9]을 나타낸다. 또 $K_i^* (=n_d K_i)$ 는 보정 하중응력계수로 다음과 같다.

$$K_i^* = \frac{n_d F_i}{R_i^* L} \quad (14)$$

이때 R_i^* 는 핀 휠의 i -번째 톨러와 캠 피니언과의 접촉점에서의 등가 곡률반경, L 은 캠 피니언의 치폭을 나타낸다.

5. 결과 검토

5.1 구동 토크

선회 베어링에 작용하는 하중은 작동하는 시간동안 일정하지 않고 불규칙하게 변화될 수 있다. 이는 어느 정도 인지할 수 있는 구간별 하중(piecewise continuous) 하중으로 평가할 수 있으며, 각 구간별로 발생하는 축 방향 하중(F_{ai}), 반경 방향 하중(F_{ri}), 톨링 모멘트(M_{ki}) ($i=1,2,\dots,p$)의 구간별 등가 축 하중(piecewise continuous equivalent axial load, PC-EAL)은 다음과 같이 정의할 수 있다.

$$F_{ei} = F_{ai} + \kappa_r F_{ri} + \kappa \left(\frac{M_{ki}}{d_m} \right) \quad (15)$$

여기서 κ_r, κ, d_m 은 각각 반경 하중계수(radial load factor), 모멘트 하중계수(moment load factor), 베어링 구름요소의 설치위치 피치지름(pitch diameter)을 나타낸다. 그리고 이들 각 구간별 등가 축 하중(PC-EAL, F_{ei})과 동일한 손상을 주는 전체 등가 축 하중(EAL)을 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$F_{eq} = \left[\sum_{i=1}^p f_i (a_{fi} F_{ei})^a \right]^{1/a} \quad (16)$$

여기서 $a=10/3$, f_i 는 F_{ei} 하에서 작동한 회전수 분율(turns fraction), a_{fi} 는 각 구간별 하중 적용계수(load application factor)이다.

따라서 선회 베어링을 구동시키기 위한 마찰 토크(friction

torque)는 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$T_f = \mu_m \left(\frac{d_m}{2} \right) F_{eq} \quad (17)$$

여기서 μ_m 은 구름요소의 마찰계수(friction coefficient)이다.

또, 기동 토크(starting friction torque, T_s)는 일반적으로 구동 토크의 약 1.3~1.5배 정도 크다고 알려져 있으며, 본 논문에서는 보다 안전한 설계를 위하여 $T_s=1.5T_f$ 로 설정하였으며, 이를 식 (9)의 접촉력 결정을 위한 입력 토크 T_{in} 으로 선정하였다.

5.2 설계변수

i-PGS 선회 베어링의 캠 피니언 면압강도 검토를 위해 Table 1과 같은 구름요소 및 부과하중 제원들을 고려하였다. 이 때, 모멘트 하중계수 및 반경 하중계수는 미국 재생 에너지 연구소에서 발표한 NREL Guideline DG03^[10]을 참고하여 $\kappa=4.4$, $\kappa_r=2.2$ 로 고려하였다. 그리고 이빨리 수정한 i-PGS 기반 선회베어링에서 핀 휠과 맞물릴 때 발생하는 접촉응력과 주기적인 접촉 패턴 변화를 살펴보고자 Table 2와 같이 형상 설계제원을 선정하였다. 또, 본 논문에서 고려한 AGMA 탄성정수(C_p)는 $187.57 \text{ MPa}^{1/2}$ 이다.

5.3 형상검토

Table 2의 설계제원과 전위계수 $e=0.20$, 초기 가상 롤러직경계

Table 1 Analysis specifications of slewing bearing

Design parameters		Values
Rolling element (ball or roller)	Pitch circle diameter, d_m	650 (mm)
	Friction coefficient, μ_m	0.004
EAL, F_{eq}		90.53 (kN)
Bearing friction torque, T_f		117.69 (N·m)
Starting friction torque, T_s		176.54 (N·m)

Table 2 Cam pinion shape design parameters

Design parameters	Values
m	8.0 (mm)
N_2	72
N_3	9
C_r / C_{r1}	1.5 / 1.6
e	0.05, 0.10, 0.20
β	1.5
L	72 (mm)
α_a	30°

수 $C_{r1}=1.6$ 을 고려하여 설계된 i-PGS 선회베어링의 초기 접촉 상태를 Fig. 6과 같이 나타냈으며, 초기 위치에서는 2곳 (Fig. 7 참조)의 접촉위치를 가진다. 또한, 캠 피니언으로부터 물림이탈이 빠른 순서로 핀 휠 롤러들의 접촉번호를 지정하였다.

또, $C_{r1}=1.6$ 일 때 전위계수의 변화에 따른 캠 피니언의 치형 변화를 Fig. 8에 도시하였다. 전위계수가 증가함에 따라 피치원, 치 폭 및 치 높이가 모두 증대되었으며, 결과적으로 이빨리 치형 수정하기 전과 유사한 결과^[24]를 얻을 수 있었다.

캠 피니언과 맞물리는 동안 허용압력각 이내의 압력각 만을 Fig. 9와 같이 나타냈으며, 전위계수가 증가함에 따라 압력각도 증가함

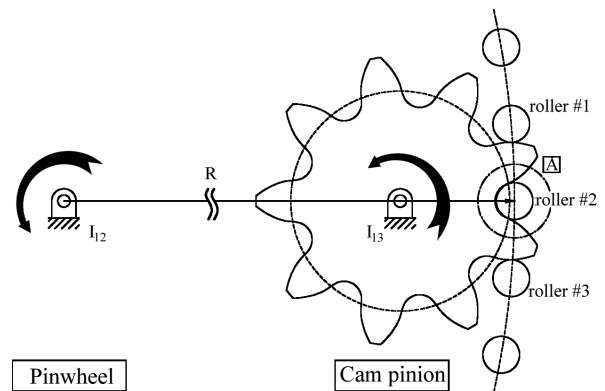


Fig. 6 Initial position of i-PGS

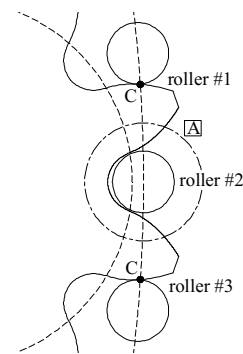


Fig. 7 Enlarged view of Fig. 6

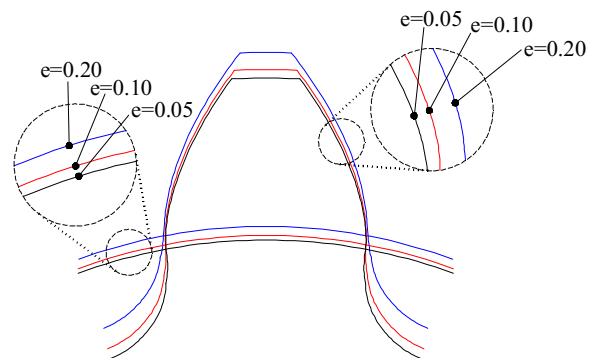


Fig. 8 Cam pinion profiles with the variations of e

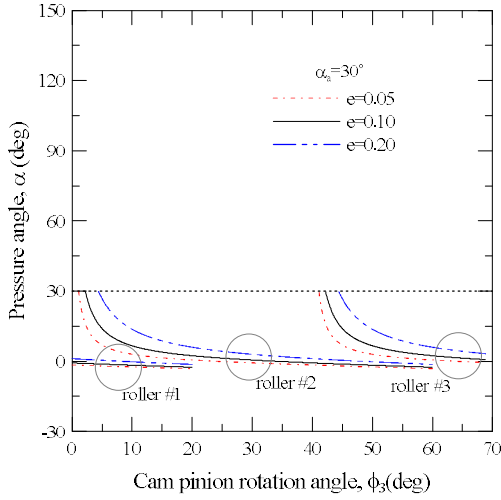


Fig. 9 Pressure angles with the variation of e

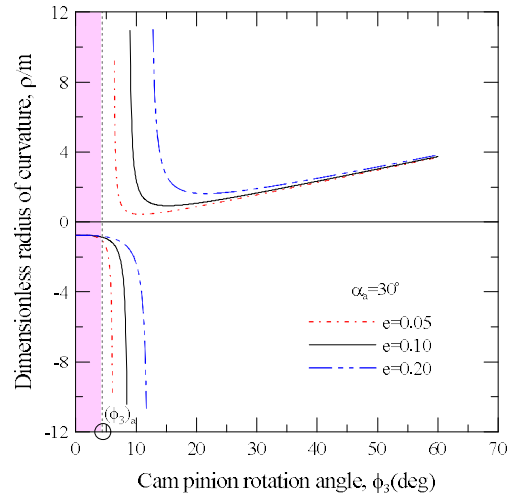


Fig. 11 Comparison of radius of curvatures

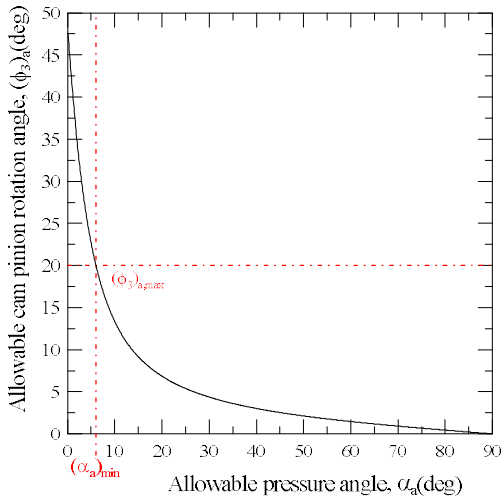


Fig. 10 A graphical representation of Eq. (7)

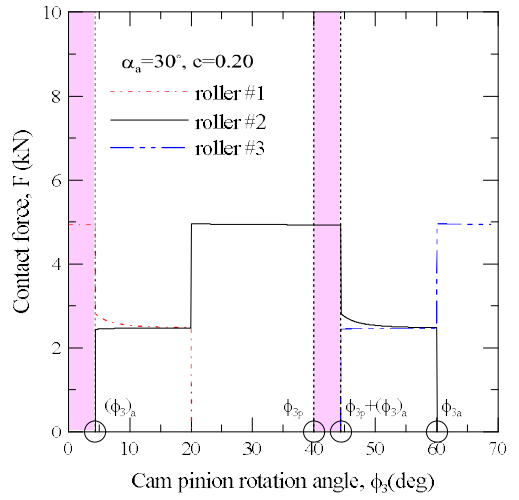


Fig. 12 Distribution of contact forces

을 알 수 있다. Fig. 10은 $e=0.20$ 일 때 허용압력각에 따른 캠 피니언 허용회전각의 변화를 나타냈으며, 그림 내에 도시된 최소 허용 압력각은 식 (7)로부터 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$(\alpha_a)_{\min} = \tan^{-1} \left(\frac{2\sqrt{e(N_2 - e)}}{N_2} \right) \quad (18)$$

따라서 전위 계수 및 핀 휠 롤러 개수를 통해 $(\alpha_a)_{\min}$ 이상 해당하는 허용압력각을 선정하여 캠 피니언 치저부를 수정할 수 있다.

Fig. 11은 캠 피니언 치형의 곡률반경 변화를 나타냈다. 기어의 동작에 있어서 대부분의 접촉하중을 담당하는 어텐던 부위의 곡률 반경(볼록 부위)이 전위계수가 증가함에 따라 증가하는 결과를 보였다. 이는 곡률반경을 주요 설계인자로 가지고 있는 접촉응력에 영향을 줄 것으로 기대된다. 그리고 $(\phi_3)_a$ 보다 작은 캠 피니언 회전 각 구간(음영 도시 영역)은 핀 휠 롤러와 접촉하지 않는 치형 수정

구간이므로 이 구간에서의 곡률반경 고려는 무의미하다.

5.4 접촉응력 특성

캠 피니언이 회전함에 있어 접촉구간에 따른 핀 휠 롤러들의 접촉력 변화를 Fig. 12에 도시하였다. 이는 일반적인 기어 전동과 마찬가지로 치의 접촉에 있어서 한 쌍의 접촉구간과 두 쌍 이상의 접촉구간의 주기적인 변화가 발생하고, 이때 하중 전달 측면에서 급격한 하중 변화가 발생한다. 이의 변화는 표면피팅(surface pitting)에 관여하는 인자 중의 하나로 알려져 있으며, 일단 발생된 피팅은 소음과 진동으로 운전조건을 악화시키고, 방지할 경우 우발적인 파손을 유발시킬 수 있다. 그리고 Fig. 12 내에 도시된 $[0, (\phi_3)_a]$ 또는 $[\phi_{3p}, \phi_{3p} + (\phi_3)_a]$ 의 폐구간(음영 도시 영역)은 치형이 수정된 부분을 나타내며, 치형 수정 후 각각 하중분담범위는 $(\phi_3)_a$ 만큼 축소되었고, 하중전담범위는 $(\phi_3)_a$ 만큼 연장되었다. 따라서

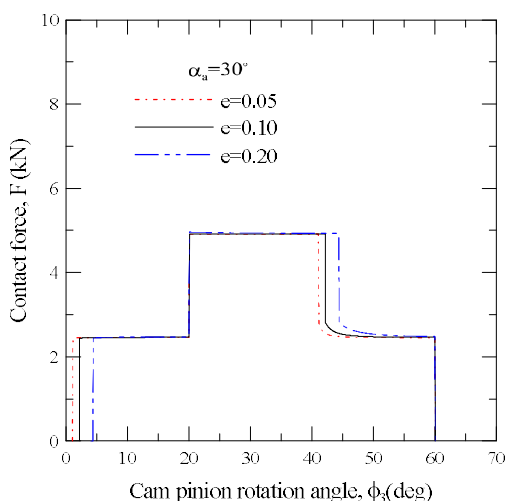


Fig. 13 Comparison of contact forces

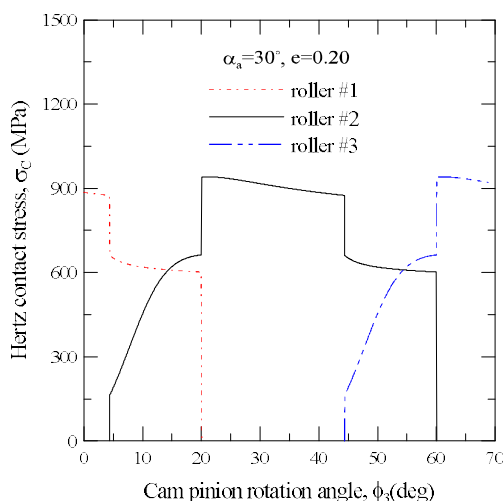


Fig. 14 Contact stresses distribution for a meshing of i-PGS

치형 수정된 후 i-PGS에 대한 물림률 ϵ 은 다음과 같이 결정된다.

$$\epsilon = 3 - \frac{2}{\beta} \left[1 + \frac{(\phi_3)_a}{\phi_{3p}} \right], \quad (1 \leq \beta < 2) \quad (19)$$

여기서 $\phi_{3p} = 2\pi/N_3$ 이다.

Fig. 10에서 볼 수 있듯이, 허용압력각 α_a 가 감소하면 이에 해당 하는 $(\phi_3)_a$ 는 증가함을 알 수 있다. 즉 동력전달측면의 효율성을 높이고자 지나친 허용압력각 α_a 의 감소는 $(\phi_3)_a$ 의 증가로 인한 물림률 ϵ 의 보다 심대한 저하를 야기시켜 기어 이의 정숙성 및 강성에 좋지 않은 결과를 초래할 수 있다. 따라서 이렇듯 치형 수정시 적절한 허용압력각 α_a 의 선정이 필요함을 알 수 있다.

Fig. 13은 전위계수의 변화에 따른 2번 롤러의 접촉력 변화를 도시하였다 (Figs. 6, 7 참조). 허용압력각이 일정할 때 전위계수가 증가함에 따라 캠 피니언 허용회전각 $(\phi_3)_a$ 또한 증가하였지만 (식 (7) 참조), 접촉하는 전 구간에 대한 접촉력 크기 변화는 전위계수의 영향을 거의 받지 않았다.

하지만 Fig. 14 및 Fig. 15에서 보듯이 하중분담구간에서 하중전담구간으로의 천이영역 근방에서 전위계수가 증가함에 따라 접촉응력이 상당히 감소, 완만해짐을 알 수 있다. 이는 접촉응력의 중요 결정 인자인 접촉력의 변화에 비해 곡률반경이 증가하여 접촉응력이 감소하였다. 그리고 이들 접촉응력 결정 시 전체 보정계수(n_d)는 1.5가 고려되었다 (식 (13) 참조).

또한 Fig. 15에서 최대 접촉응력($\sigma_{c,max}$)은 하중의 분담에서 전담으로의 급격한 변화가 일어나는 캠 피니언 회전각 $\phi_3 \approx 20^\circ$ (피치점을 약간 지난 위치)에서 발생한다. 이는 인벌류트 치형의 평기어 이에 대해 미끄럼 속도가 '0'이어서 탄성유체윤활의 유막이 파괴되는 피치점 접촉 부근에서 기어 이의 피팅(pitting)이 지배적으로 발생한다고 보고한 Buckingham^[11]의 결과와도 일맥상통한다.

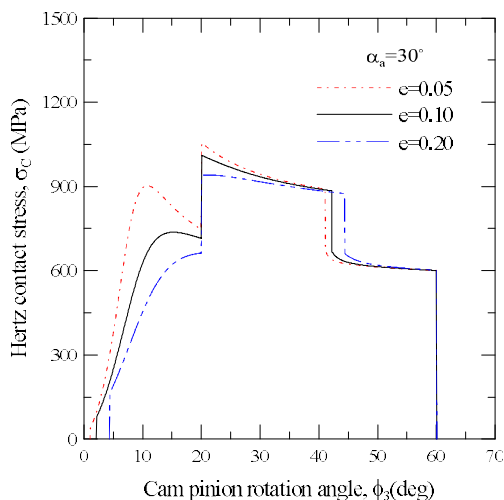


Fig. 15 Comparison of contact stresses

그리고 최근 보고된 e-PGS^[2]는 전위계수에 따라 $\sigma_{c,max}$ 의 발생위치가 달라진 반면, 본 논문의 i-PGS는 전위계수에 따라 $\sigma_{c,max}$ 의 발생위치는 거의 동일하였다. 또한, 전위계수가 0.05와 같이 전위 효과가 현저히 낮을 경우, i-PGS와 e-PGS^[2] 모두 피치점 근방 접촉 위치에서 접촉응력이 가파르게 증가함을 알 수 있었다.

5.5 면압강도 안전계수

본 논문의 i-PGS는 강도설계에 대한 표준이 없기에, 일반적인 기어 시스템에 널리 사용되는 ANSI/AGMA 표준 2001-D04를 준용하여 다음과 같이 치면 피로파손에 대한 안전계수^[8]를 정하고자 한다.

$$S_H = \frac{S_c Z_N C_H / (K_T K_R)}{\sigma_{c,max}} = \frac{\sigma_{c,all}}{\sigma_{c,max}} \quad (20)$$

여기서 S_c 는 보정되기 전의 치면피로강도(일반항 하중, 10^7 부하횟수, 99% 신뢰도 가정), Z_N 은 접촉응력에 대한 응력반복수명계수, C_H 는 면압강도에 대한 경도비계수, K_T 는 온도계수, K_R 은 신뢰도계수, $\sigma_{c.all}$ 는 보정된 허용접촉응력이다. 본 논문에서는 Grade 2, Brinell 경도 $H_B=370$ 인 관통경화강^[8]을 고려하여 보정 전 치면피로강도 S_c 를 다음 식으로 산정하였다.

$$S_c = 2.41H_B + 237 \text{ (MPa)} \quad (21)$$

최종적으로 식 (20)을 통해 결정한 안전계수들을 전위계수의 변화와 함께 Table 3에 정리하였다. 결과적으로 전위계수에 따른 안전계수가 1이상으로 강도설계 기준을 모두 만족함을 확인할 수 있었으며, $e=0.20$ 의 경우 안전계수를 충분히 확보하였기에 면압강도설계의 신뢰성과 안정성을 보증할 수 있었다. 다만, $e=0.05$ 보다 작은 전위계수를 선정한다면 강도설계기준에 만족하지 못하는 결과를 도출할 수도 있다.

이를 통해 동일한 핀 휠 형상과 치합하는 i-PGS 캠 피니언의 내구수명을 증가시킬 수 있는 방안으로 전위계수의 (적절하며 충분한)증대가 효과적인 것으로 판단된다. 또한 Fig. 8에서 보았듯이 전위계수의 증가는 굽힘 피로파손의 취약부인 이뿌리부의 확연한 강화효과를 수반하므로 특별히 언급되지 않는 한 i-PGS 캠 피니언의 굽힘강도 설계는 굳이 수행할 필요가 없다고 생각한다.

5.6 롤러 지지 베어링 수명

핀 휠의 롤러 지지 베어링은 롤러에 작용되는 힘이 지지 베어링에 반경방향 하중으로 그대로 전달되는 구조로 이루어져 있고 i-PGS 구성 부품 중 손상의 발생 빈도가 가장 높다. 따라서 전술한 치의 강도와 더불어 이를 고려한 부하용량을 고찰할 필요가 있다.

지지 베어링의 회전수 수명(L_n) 또는 시간 수명(L_h)은 다음과 같이 결정할 수 있다.

$$L_n = \eta \left[a_1 a_2 a_3 \left(\frac{C}{a_f P} \right)^a L_R \right] \text{ (rev)} \quad (22a)$$

$$L_h = L_n / (60 N) \text{ (hr)} \quad (22b)$$

여기서 $a_1, a_2, a_3, C, a_f, L_R$ 은 각각 신뢰도계수, 베어링 특성계수, 사용조건 계수, 기본 동정격하중, 하중계수, 정격수명(10^6 또는

90×10^6)을 나타낸다. 또 볼 베어링일 경우 $a=3$, 롤러 베어링일 경우 $a=10/3$ 이다. 그리고 η 및 N 은 각각 폐구간 $[(\phi_3)_a, \phi_{3a}]$ (Fig. 12 참조) 동안 롤러 또는 지지 베어링의 회전수 및 평균 회전 각속도(rpm)를 나타낸다.

또 Fig. 12 또는 Fig. 13의 접촉력은 일정 패턴을 갖는 주기적 변동하중이며 2 개의 지지 베어링에 전달되므로, 이를 고려하여 식 (22a)의 베어링 하중 P 는 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$P = \frac{1}{2} F_m = \frac{1}{2} \int_{(\phi_3)_a}^{\phi_{3a}} F(\phi_3) d\phi_3 / [\phi_{3a} - (\phi_3)_a] \quad (23)$$

여기서 F_m 은 Fig. 12 또는 Fig. 13의 접촉력 분포를 고려한 평균 접촉력을 의미한다. 참고로 전위계수 $e=0.20$ 일 때를 고려한 식 (23)의 베어링 하중은 $P=1.7851$ kN으로 평가되었다.

6. 결론

본 연구에서는 기어 이 맞물림 시 발생하는 측력으로 인한 소음 진동을 개선하기 위해 i-PGS 캠 피니언의 이뿌리 치형 수정 방법을 제시하였으며, 면압강도 해석을 통해 캠 피니언 접촉 표면에 대한 내구수명을 평가하고자 하였고, 그 결과는 다음과 같다.

먼저 i-PGS 캠 피니언의 엄밀 전위치형을 고려하였으며, 곡률반경과 기하학적 형상을 이용한 간섭 방지조건을 검토하여 치 꼬임으로 인한 간섭을 미연에 방지하고자 하였다. 또한, 동력의 효율성을 증대시키기 위해 지나친 허용압력각의 하향 설정은 물림물을 저하시키므로 이를 고려하여 적절한 값을 선정해야 한다. 설계변수 중 전위계수의 증가는 유효압력각을 전체적으로 상승시켰으며, 이로 인한 접촉력의 변화는 미미하였으나 치형 곡률반경이 증가됨으로써 접촉응력과 허용접촉응력의 비교를 통해 i-PGS 캠 피니언의 표면 피로수명을 검토하였고, 전위계수가 증가함에 따라 캠 피니언 치면 피로수명이 증가하는 결과를 확인하였다.

결론적으로 i-PGS에서 전위계수의 적절한 설정은 기 설계된 핀 휠 시스템의 설계제원 변경 없이 캠 피니언 접촉 표면에 대한 내구수명을 향상시킬 수 있는 유력하고 주요한 방법이 될 수 있음을 확인하였다. 그리고 i-PGS 구성 부품 중 가장 취약부인 롤러 지지 베어링의 수명을 평가하는 기준을 제시하였다.

후 기

이 논문은 정부(산업통상자원부)의 재원으로 한국산업기술평가관리원(KEIT) 신산업기술개발사업(과제번호: 10044550)의 지원을 받아 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

Table 3 Safety factor of i-PGS ($\sigma_{c.all}=1128.7$ MPa)

e	$\sigma_{c,max}$ (MPa)	Safety factor, S_H
0.05	1055.2	1.07
0.10	1010.9	1.12
0.20	940.7	1.20

References

- [1] Kwon, S. M., Shin, H. C., 2015, Pinwheel Gear Set having Cam Pinion of Tooth Modification, KR Pending Patent: 10-2015-0139196.
- [2] Kwon, S. M., 2015, Contact Stress of Slewing Ring Bearing with External Pinwheel Gear Set, KSMTE, 24:2 231-237.
- [3] Nam, H. C., 2013, A Study on Tooth Profile Design for Rotary Motion Gear System based on Roller Gear Mechanism, A Thesis for a Doctorate, Changwon National University, Republic of Korea.
- [4] Nam, H. C., Kim, C. H., Kwon, S. -M., 2012, Contact Fatigue Life for RRG System, KSMTE, 21:1 95-101.
- [5] Litvin, F. L., Fuentes, A., 2004, Gear Geometry and Applied Theory, Cambridge University Press, London.
- [6] Kwon, S. M., Kim, M. S., Shin, J. H., 2008, Analytical Wear Model of a Gerotor Pump without Hydrodynamic Effect, JSME JAMDSM, 2:2 230-237.
- [7] Kwon, S. M., 2014, PGS V2, Korea Copyright Commission, C-2014-018723.
- [8] Budynas, R. G., Nisbett, J. K., 2011, Shigley's Mechanical Engineering Design, 9th ed., McGraw-Hill, New York.
- [9] Morrison, R. A., 1968, Load/Life Curves for Gear and Cam Materials, Machine Design, 40:August 102-108.
- [10] Guideline DG03, 2009, Wind Turbine Design, Yaw & Pitch Rolling Bearing Life, NREL, Colorado, USA.
- [11] Buckingham, E., 1949, Analytical Mechanics of Gears, McGraw-Hill, New York.