

# 헬리컬 치차의 진동최소화를 위한 치면 수정량의 결정

정태형\*, 명재형\*\*, 김기태\*\*\*

## Determination of the Tooth Modification Amounts for Minimizing the Vibration of Helical Gear

Tae Hyong Chong\*, Jae Hyong Myong\*\* and Ki Tae Kim\*\*\*

### ABSTRACT

The vibration and noise of gears is due to the vibration exciting force caused by the tooth stiffness which changes periodically as the mesh of teeth proceeds and by the transmission error, that is, the rotation delay between driving gear and driven gear caused by manufacturing error and alignment error in assembly and so on. The purpose of this study is to develop how to calculate simultaneously the optimum amounts of tooth profile modification, end relief and crowning by minimizing the vibration exciting force of helical gears. We estimate the vibration exciting force by the mesh analysis of gears. The constraints of this problem consist of contact ratio and strengths of gear teeth such as tooth fillet stress, surface durability and scoring. ADS(Automated Design Synthesis) is used as an optimization tool. And, since the aspect ratio is an important parameter of tooth modification, we investigate the relation between it and the optimum values of tooth modification. The proposed method can calculate the optimum amount of tooth modification automatically and is to be utilized to resolve the problem of vibration of helical gears.

**Key Words** : Helical Gear(헬리컬 치차), Tooth Modification(치면수정), Tooth Profile Modification(치형수정), End Relief(엔드 릴리프), Crowning(크라우닝), Vibration Exciting Force(진동기진력)

### 1. 서론

치차의 물림 진동은 치차 치의 물림 충격과 물림 강성의 변동 및 치차 장치의 제작오차와 조립 오차 등에 의해 발생한다<sup>(1)</sup>. 일반적으로 치차의 물림 진동을 감소시키기 위해서 치면수정 방법을

사용한다. 그 방법으로는 인벌류트 곡선 방향의 치형 수정과 치폭 방향의 크라우닝과 엔드 릴리프 등이 있다. 이러한 치면수정을 통하여 치차의 진동을 줄이고자 하는 연구<sup>(2)-(6)</sup>는 많으나, 동력전

\* 한양대학교 기계공학과

\*\* 한국전자통신연구원

\*\*\* 한양대학교 대학원

달용으로 널리 사용되는 헬리컬 치차를 대상으로 최적의 치형수정과 치폭수정의 양을 동시에 결정하는 연구는 수행되고 있지 않다. 따라서, 본 연구에서는 헬리컬 치차에 대하여 최적화 기법을 이용하여 치차의 물림 충격을 감소시키고 접촉 특성을 좋게 하여 치차의 진동을 감소시키는 치면수정량을 결정하고자 한다.

## 2. 치차 치면의 수정 방법

### 2.1 치형수정

치형수정은 이끝이나 이뿌리 필렛 부분을 약간 제거하여 치형을 인벌류트 곡선으로부터 달라지게 수정하는 것으로, 그 방법에는 이끝 수정(tip relief)과 완전 치형 수정(full profile modification)이 있다. 여기서는 이끝 수정만을 사용한 경우에 대해 선형 치형 수정을 적용한다. Fig. 1은 치차 이의 중심선으로부터 반쪽의 이에 이끝 수정의 형상을 도시한 것으로,  $s$ 는 이끝이두께,  $s_0$ 는 이끝수정길이,  $h_0$ 는 이끝수정량을 나타낸다. 이끝 수정량은 오차량으로 환산하여 계산하며, 이끝에서 반경방향으로의 좌표  $h_i$ 를 사용하여 이끝 수정에 의한 오차량  $e(h_i)$ 는 식 (1)로 계산하며 물림해석을 하는 프로그램의 입력 값으로 사용한다.

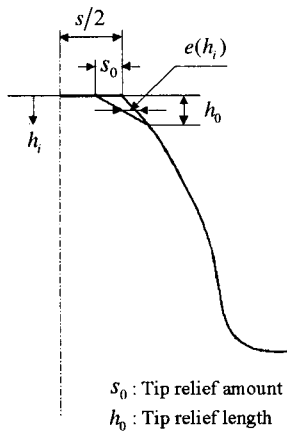


Fig. 1 Tip relief

### 2.2 크라우닝 및 엔드 릴리프

Fig. 2는 대칭형 크라우닝, Fig. 3은 비대칭형 크라우닝의 형태를 보여준다. 대칭형 크라우닝의

$$e(h_i) = \begin{cases} \frac{h_0 - h_i}{h_0} \cdot s_0, & h_i < h_0 \\ 0, & h_i \geq h_0 \end{cases} \quad (1)$$

곡률 반경  $\rho_{sym}$ 은 식 (2), 수정량  $e(b_j)$ 는 식 (3)으로 계산되며, 물림해석 프로그램의 입력값으로 사용된다.  $c_c$ 는 크라우닝량이고,  $b$ 는 치폭이다.

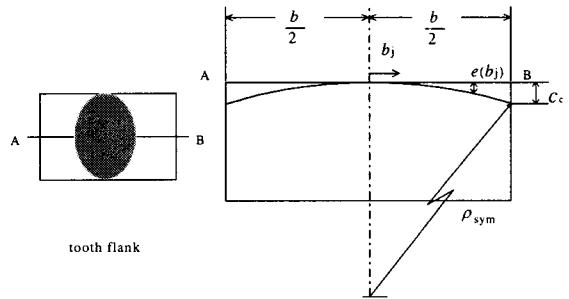


Fig. 2 Symmetrical crowning

$$\rho_{sym} = \frac{4c_c^2 + b^2}{8c_c} \quad (2)$$

$$e(b_j) = \rho_{sym} - \sqrt{\rho_{sym}^2 - b_j^2}, \quad -\frac{b}{2} \leq b_j \leq \frac{b}{2} \quad (3)$$

비대칭형 크라우닝의 곡률반경  $\rho_{skew}$ 는 식 (4), 치폭 방향의 수정량  $e(b_j)$ 는 식 (5)로 계산한다. 여기에서는 3 : 1의 비를 가지는 비대칭형 크라우닝을 사용하였다.

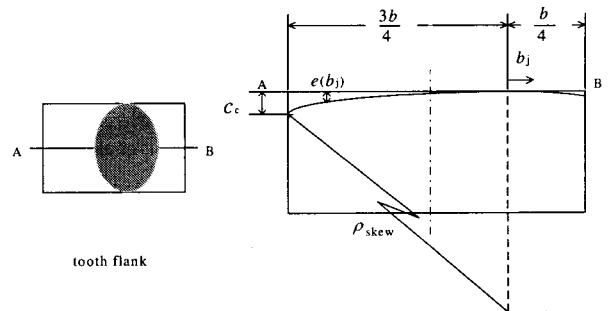


Fig. 3 Skew-symmetrical crowning

$$\rho_{skew} = \frac{4c_c^2 + (1.5b)^2}{8c_c} \quad (4)$$

$$e(b_j) = \rho_{skew} - \sqrt{\rho_{skew}^2 - b_j^2}, \quad -\frac{3b}{4} \leq b_j \leq \frac{b}{4} \quad (5)$$

선형 엔드 릴리프(Fig. 4)에 의한 치폭 방향의 수정량  $e(b_j)$ 는 식 (6)으로 계산한다.

$$e(b_j) = \begin{cases} 0 & , -\frac{b_{red}}{2} \leq b_j \leq \frac{b_{red}}{2} \\ c_e \cdot \frac{|b_j| - \frac{b_{red}}{2}}{b_e} & , b_j < -\frac{b_{red}}{2} \text{ or } b_j > \frac{b_{red}}{2} \end{cases} \quad (6)$$

여기서,  $c_e$ 는 엔드 릴리프의 양,  $b_e$ 는 엔드 릴리프의 길이,  $b_{red}$ 는 엔드 릴리프의 폭이다. 또한, 포물선형 엔드 릴리프에 의한 치폭 방향의 수정량  $e(b_j)$ 는 식 (7)로 계산한다.

$$e(b_j) = \begin{cases} 0 & , -\frac{b_{red}}{2} \leq b_j \leq \frac{b_{red}}{2} \\ c_e \cdot \frac{\left(|b_j| - \frac{b_{red}}{2}\right)^2}{b_e^2} & , b_j < -\frac{b_{red}}{2}, b_j > \frac{b_{red}}{2} \end{cases} \quad (7)$$

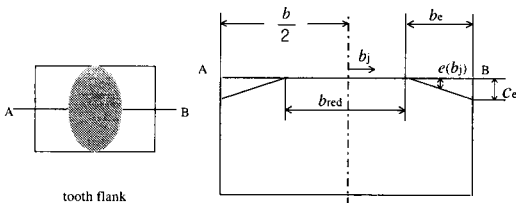


Fig. 4 End relief

### 3. 치면수정량의 최적화 방법

실제로 치차의 진동에 관계되는 것은 전달오차의 변동분이며, 이 변동분의 진폭을 줄이면 진동을 감소시킬 수 있다. 또한, 전달오차와 진동기진력의 비례관계를 이용하면, 진동기진력의 실효치를 감소시킴으로써 치차의 진동을 감소시킬 수 있다<sup>(1)</sup>. 여기에서는 치차쌍의 진동을 감소시키는 치면수정량을 결정하기 위하여 ADS(Automated Design Synthesis)<sup>(7)</sup>를 이용한 최적화 방법을 사용하고, 그 목적 함수로 진동기진력을 사용한다. 치

차의 이뿌리굽힘강도, 면압강도, 스코어링 강도, 물림률을 구속 조건으로 사용하며, 구동치차와 피동치차에 대한 치형수정량, 치형수정 길이와 크라우닝에 대해서는 크라우닝량, 엔드 릴리프에 대해서는 엔드 릴리프 양과 엔드 릴리프 길이를 설계 변수로 하여 최적화를 수행한다.

### 3.1 목적 함수

Fig. 5와 같이 토크  $T_{Qi}$ 를 전달하고 있는 헬리컬 치차쌍의 운동은, 1자유도의 미분방정식으로 해서 식 (8)과 같이 표현할 수 있다<sup>(1)</sup>.

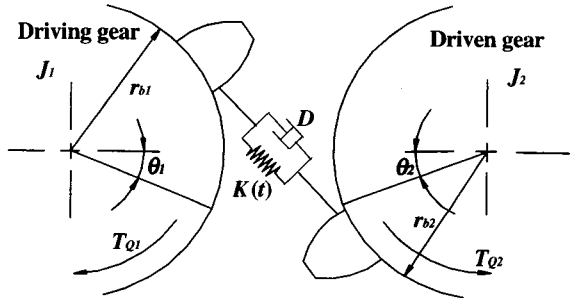


Fig. 5 Vibrational modeling of a pair of helical gear

$$M\ddot{\Delta} + D\dot{\Delta} + \sum k_i \Delta = W + \sum k_i e_i \quad (8)$$

여기서,  $M$ 은 치차본체를 작용선 방향으로 환산한 질량으로  $M = M_1 M_2 / (M_1 + M_2)$ ,  $M_1 = J_1 / r_{b1}^2$ ,  $M_2 = J_2 / r_{b2}^2$ ,  $D$ 는 감쇠계수,  $W$ 는 정면전달법 선력,  $e_i$ 는 치차쌍  $i$ 의 합성오차,  $k_i$ 는 치차쌍  $i$ 의 스프링강성,  $\sum$ 는 동시에 접촉하는 치차쌍에 대한 합,  $\Delta$ 는 구동치차에 대한 피동치차의 회전지연을 작용선상으로 환산한 값으로  $\Delta = \Delta_1 - \Delta_2$ ,  $\Delta_1 = r_{b1} \cdot \theta_1$ ,  $\Delta_2 = r_{b2} \cdot \theta_2$ 이다.  $\sum k_i$ 의 시간  $t$ 에 대한 평균치를  $K$ 로 표시하고,  $\Delta_s = W/K$ ,  $\lambda = \Delta / \Delta_s$ ,  $\omega_e^2 = K/M$ ,  $\tau = t \omega_e$ ,  $\kappa(\tau) = \sum k_i / K$ ,  $\varphi(\tau) = \sum k_i e_i / W$ 로 무차원화하고,  $\lambda^* = \lambda - 1 - \varphi_0'$ ,  $\varphi_0 = 1 + \varphi_0'$ 로 놓으면, 식 (8)은

$$\ddot{\lambda}^* + 2\zeta\sqrt{\kappa(\tau)}\dot{\lambda}^* + \kappa(\tau)\lambda^* = \varphi^* - \kappa^*(1 + \varphi_0') \quad (9)$$

로 된다. 식(9)의 우변은 평균치가 0인 주기함수로 되고,  $\kappa(\tau)$ 의 평균치는 1이므로, 그 해는

$$\ddot{\lambda}^* + 2\xi \dot{\lambda}^* + \lambda^* = \varphi^* - \kappa^*(1 + \varphi_0') \quad (10)$$

의 해로 근사할 수 있게 된다<sup>(1)</sup>. 식 (10)은 무차원 표시이므로, 이 우변을 현실의 치차진동기진력의 크기로 하면, 종합기진력  $E_v$ 는 단위치폭당

$$E_v = (W/b)(K_0/K)\{\varphi^* - \kappa^*(1 + \varphi_0')\} \quad (11)$$

로 된다. 여기에서,  $b$ 는 치폭,  $K_0$ ,  $K$ 는 각각 오차가 없는 이상치차쌍 및 오차를 갖는 치차쌍에 대한 치의 정면방향의 합성강성의 평균치이다.

진동기진력의 각 차수의 Fourier 계수의 크기

$$A_m = \sqrt{(\gamma_m - \varphi_0 \alpha_m)^2 + (\gamma_m - \varphi_0 \beta_m)^2} \quad (12)$$

이고,  $A_m$ 에 대한 실효치  $E_{v,eff}$ 로 치차의 진동 소음을 평가할 수 있다.

$$E_{v,eff} = \sqrt{\sum_{m=1}^{\infty} \frac{A_m^2}{2}} \quad (13)$$

### 3.2 구속조건

부적절한 치형수정으로 인해 강도조건과 물림률에 유해한 영향을 미칠 수 있다. 그러므로 굽힘강도, 면압강도, 스코어링강도의 강도조건과 물림률을 구속조건으로 고려한다.

이뿌리 필렛부분의 점  $Y_i$ 에서의 이뿌리굽힘 응력  $\sigma_{Bi}(Y_i)$ 는

$$\sigma_{Bi}(Y_i) = \int_{b/\cos\beta} \left( \frac{\sigma_{Nbl}^*}{\sigma_{Nbl}} \right)_{\xi_i} \cdot \frac{6}{S_{nF}^2} \beta_i(Y_i, \xi_i) \cos \psi_i(\xi_i) p_i(\xi_i) d\xi_i \quad (14)$$

로 계산된다<sup>(8)</sup>. 여기서,  $\beta_b$ 는 기초원통에서의 비틀림각,  $\sigma^*$ 는 상당평치차의  $\xi_i$ 점에 단위하중이 가해졌을때의 이뿌리실응력,  $\sigma_{Nbl}$ 는 같은 힘에 의하여 이뿌리에 생기는 공칭 굽힘응력,  $S_{nF}$ 는 위험

단면에서의 이두께,  $\beta_i(Y_i, \xi_i)$ 는 치면상  $\xi_i$ 점에 단위하중이 작용했을때의 이뿌리  $Y_i$ 점에 생기는 굽힘 모멘트,  $\psi_i(\xi_i)$ 는  $\xi_i$ 점에 있어서의 치면법선과 치의 탄성면이 이루는 각도,  $p_i(\xi_i)$ 는  $\xi_i$ 에서의 분포하중의 크기이다.

Hertz에 의한 두 곡면사이의 접촉응력식을 이용하면  $x_i$  점에서의 치면접촉응력은

$$\sigma_H(x_i) = \frac{2 p_i(x_i)}{\pi a(x_i)} \quad (15)$$

로 계산되며<sup>(9),(10)</sup>,  $p_i(x_i)$ 는 단위치폭당 분포하중이고,  $a(x_i)$ 는 Hertz 접촉폭의 1/2이다.

스코어링 강도를 평가하기 위해서 순간온도분포의 최대치  $T_f$ 를 사용하는데,  $x_i$  점의 접촉폭상에 발생하는 순간온도분포의 최대치  $T_f$ 는

$$T_f(x_i) = \frac{1.11 \mu p_i(x_i) \sqrt{V_1(x_i) - \sqrt{V_2(x_i)}}}{\sqrt{\lambda \rho_s c \sqrt{2a(x_i)}}} \quad (16)$$

로 계산되며<sup>(8),(9),(11)</sup>, 여기서  $V_1(x_i)$ ,  $V_2(x_i)$ 는 구동, 피동치면의  $x_i$ 점에서의 접선 속도,  $\lambda$ 는 치면의 열전달율,  $\rho_s$ 는 치면재료의 밀도,  $c$ 는 치면재료의 비열,  $\mu$ 는 마찰계수이다.

### 3.3 최적화 과정의 정식화

강도 조건과 물림률 조건을 만족하면서 진동기진력을 최소화시키는 치면수정량을 결정하는 최적화 과정을 정식화하면 다음과 같다.

$$\text{Minimize } F(x) = E_{v,eff} = \sqrt{\sum_{m=1}^{\infty} \frac{A_m^2}{2}}$$

subject to

$$G_1(x) = \max [\sigma_{Bi}(Y_i)] / \sigma_{Blim} - 1 \leq 0$$

$$G_2(x) = \max [\sigma_H(x_i)] / \sigma_{Hlim} - 1 \leq 0$$

$$G_3(x) = T_f / T_{flim} - 1 \leq 0$$

$$G_4(x) = 1 - \varepsilon_a / \varepsilon_{a,lower} \leq 0$$

$$G_5(x) = \varepsilon_a / \varepsilon_{a,upper} - 1 \leq 0$$

$$x_j^l \leq x_j \leq x_j^u \quad j = 1, 8 \leq 0$$

여기서,  $\epsilon_a$ 는 축직각정면물림률이며, 그 제한치는 1.2 ~ 2.5를 적용한다(2).

#### 4. 최적 치면 수정량의 결정

치면수정량의 결정에 영향을 주는 인자 중 치폭의 영향을 살펴보기 위하여 종횡비를 사용한다. 종횡비  $m_a$ 는 식 (17)과 같이 피니언의 치폭을 피치원 직경으로 나눈 값이다.

$$m_a = \left( \frac{b \cdot \cos \beta_0}{m_n \cdot z_1} \right) \quad (17)$$

여기서,  $b$ 는 치폭,  $\beta_0$ 는 피치원상의 비틀림각,  $m_n$ 은 치직각모듈,  $z_1$ 은 피니언의 잇수이다. 종횡비는 치폭을 변화시켜 0.25에서 2.0까지 변화를 주고 그 변동에 따라 치면수정량의 최적값을 구하여 종횡비와 치면수정량과의 관계를 알아보았다.

Table 1 Specification of helical gears

Specification	Pinion	Wheel
Normal module [mm]	2	
Number of teeth	23	156
Normal pressure angle [deg]	20	
Helix angle [deg]	25	
Input torque [N·m]	63.1	
Driving speed [rpm]	1134	
Material	SCM415	

Table 1은 연구에 사용한 헬리컬 치차의 제원을 표시한다. Table 2는 선형 이끝 치형수정과 선형 엔드 릴리프를 적용한 경우의 최적화 결과를 보여 준다. 치면수정을 하지 않았을 때의 진동기진력은 종횡비의 증가에 따라 감소하나, 종횡비가 2.0인 경우에는 다소 증가한다. 이는 단위치폭당 전달하중이 너무 작아지기 때문에 전달오차의 증가로 진동기진력의 값이 증가하기 때문이다. 최적화에 따른 진동기진력의 값은 무수정의 경우보다 현저히 감소하는 결과를 보이며, 종횡비  $m_a$ 가 0.25인 경우에는 피치원 지름에 비하여 치폭이 상당히 작은 경우이므로, 이끝 치형수정의 영향이 엔드 릴리프의 영향보다 상대적으로 크게 나타나며, 종횡비가 0.5인 경우에는 종횡비 0.25인 경우보다는 이끝

치형수정의 영향이 감소되는 것을 알 수 있다. 종횡비가 1.0인 경우에는 엔드 릴리프의 영향이 크게 증가하며, 종횡비가 1.5인 경우에는 이끝 치형수정의 영향이 거의 나타나지 않고 엔드 릴리프에 의해 치면수정이 이루어지고 있다. 종횡비가 2.0인 경우에는 전달오차에 의한 회전 지연의 영향으로 다시 이끝 치형수정의 영향이 나타나고 있다.

Fig. 6은 Table 2의 최적화 결과에 대하여 작용면상(가로:치폭,세로:물림길이)의 실제 물림영역을 보여주는 것이다.

Table 2 Optimum for linear tip relief and linear end relief

Aspect ratio		0.25	0.5	1.0	1.5	2.0
Pinion	$s_o$ [ $\mu\text{m}$ ]	15.0	10.3	7.9	0.5	15.3
	$h_o$ [ $m_n$ ]	0.586	0.476	0.246	0.010	0.508
	$c_e$ [ $\mu\text{m}$ ]	0.9	0.5	9.6	5.2	5.1
	$b_e$ [ $b$ ]	0.050	0.020	0.065	0.106	0.308
Gear	$s_o$ [ $\mu\text{m}$ ]	12.9	10.3	8.3	0.5	15.0
	$h_o$ [ $m_n$ ]	0.527	0.430	0.194	0.010	0.507
	$c_e$ [ $\mu\text{m}$ ]	0.9	0.5	9.6	5.2	5.1
	$b_e$ [ $b$ ]	0.050	0.020	0.065	0.106	0.308
$E_v$ [N/mm]	no modification	5.33	1.78	0.22	0.07	0.11
	modification	0.22	0.06	0.06	0.03	0.02

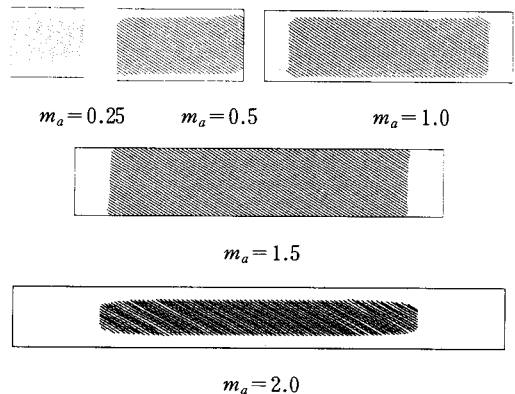


Fig. 6 Real contact area on the plane of action

Table 3 Optimum for linear tip relief and quadratic end relief

Aspect ratio		0.25	0.5	1.0	1.5	2.0
Pinion	$s_o$ [ $\mu\text{m}$ ]	14.9	9.6	5.1	0.5	20.1
	$h_o$ [ $m_n$ ]	0.546	0.466	0.503	0.010	0.300
	$c_e$ [ $\mu\text{m}$ ]	0.9	0.5	15.0	15.0	5.0
	$b_e$ [ $b$ ]	0.050	0.020	0.100	0.100	0.100
Gear	$s_o$ [ $\mu\text{m}$ ]	13.0	9.6	4.9	0.5	20.0
	$h_o$ [ $m_n$ ]	0.545	0.468	0.507	0.010	0.299
	$c_e$ [ $\mu\text{m}$ ]	0.9	0.5	15.0	15.0	5.0
	$b_e$ [ $b$ ]	0.050	0.020	0.100	0.100	0.100
$E_v$ [ $\text{N}/\text{mm}$ ]	no modification	5.33	1.78	0.22	0.07	0.11
	modification	0.38	0.11	0.04	0.03	0.01

Table 3은 선형 이끝 치형수정과 포물선형 엔드 릴리프를 적용한 경우의 최적화 결과를 나타낸 것으로 선형 엔드 릴리프의 경우와 전체적인 경향이 비슷하게 나타나는 것을 볼 수 있다.

Table 4 Optimum for linear tip relief and symmetrical crowning

Aspect ratio		0.25	0.5	1.0	1.5	2.0
Pinion	$s_o$ [ $\mu\text{m}$ ]	15.6	9.5	0.1	5.1	5.4
	$h_o$ [ $m_n$ ]	0.569	0.439	0.122	0.296	0.310
	$c_c$ [ $\mu\text{m}$ ]	0.9	0.5	1.9	1.0	1.0
Gear	$s_o$ [ $\mu\text{m}$ ]	14.4	9.7	1.1	5.1	5.4
	$h_o$ [ $m_n$ ]	0.605	0.444	0.012	0.280	0.341
	$c_c$ [ $\mu\text{m}$ ]	0.9	0.5	1.9	1.0	1.0
$E_v$ [ $\text{N}/\text{mm}$ ]	no modification	5.33	1.78	0.22	0.07	0.11
	modification	0.58	0.14	0.06	0.02	0.01

Table 4는 선형 이끝 치형수정과 대칭형 크라운을 적용한 경우의 최적화 결과를 나타낸다. 크라운의 경우에도 엔드 릴리프의 경우와 마찬가지로 치면수정량 최적화에 따른 진동기진력은 무수정의 경우보다 현저히 감소되는 결과를 보이며, 엔드 릴리프의 경우보다 크라운의 양이 적게 나타나는 것은 크라운은 전 치면에 대해서 수정을

가하기 때문에 적은 양으로도 치면 수정의 효과를 가져올 수 있다는 것을 의미한다.

Table 5 Optimum for linear tip relief and skew-symmetrical crowning

Aspect ratio		0.25	0.5	1.0	1.5	2.0
Pinion	$s_o$ [ $\mu\text{m}$ ]	14.9	9.9	5.2	4.4	15.0
	$h_o$ [ $m_n$ ]	0.523	0.520	0.533	0.474	0.298
	$c_c$ [ $\mu\text{m}$ ]	0.5	3.2	2.1	1.9	0.5
Gear	$s_o$ [ $\mu\text{m}$ ]	12.8	8.4	4.8	4.2	15.0
	$h_o$ [ $m_n$ ]	0.570	0.416	0.471	0.410	0.302
	$c_c$ [ $\mu\text{m}$ ]	0.5	3.2	2.1	1.9	0.5
$E_v$ [ $\text{N}/\text{mm}$ ]	no modification	5.33	1.78	0.22	0.07	0.11
	modification	0.71	0.09	0.06	0.02	0.01

Table 5는 선형 이끝 치형수정과 비대칭형 크라운을 적용한 경우의 최적화 결과를 나타낸다. 비대칭형 크라운은 전체적으로 대칭형 수정법과 경향이 비슷하나, 종횡비 0.5에서 대칭형 크라운보다 큰 값을 나타내는 것을 볼 수 있다.

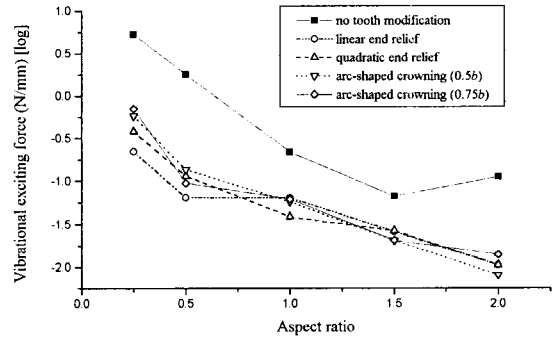


Fig. 7 Vibrational exciting force due to change of aspect ratio

Fig. 7은 네가지의 치면수정법을 적용한 결과를 비교한 것으로, 종횡비 0.25와 0.5에서는 선형 엔드 릴리프, 종횡비 1.0에서는 포물선형 엔드 릴리프의 경우가 진동기진력을 최소로 하고 있는 것을 볼 수 있다. 종횡비 1.5에서는 크라운의 경우가

엔드 릴리프의 경우보다 진동기진력을 감소시키는 경향을 보이며, 중횡비 2.0에서는 하중의 영향을 덜 받게 되는 대칭형 크라우닝의 경우가 진동기진력을 최소화시키는 경향이 있음을 알았다.

## 5. 결론

치차의 진동을 저감시키기 위해 최적화 기법을 이용하여 중횡비에 따른 치면수정량을 결정한 결과, 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 본 논문에서 제안한 방법으로 치면상에 분포하는 하중상태에 따라 치차의 진동을 감소시키는 최적의 치면수정량을 결정할 수 있다.
- (2) 중횡비 0.25, 0.5에서는 선형 엔드 릴리프를 적용한 경우가 진동기진력을 가장 작게 하고, 중횡비 1.0에서는 포물선형 엔드 릴리프를 적용한 경우가 진동기진력을 가장 작게 하며, 중횡비 1.5, 2.0과 같이 피치원 직경보다 치폭이 상당히 큰 경우는 원호 크라우닝의 경우가 진동기진력을 최소화시킨다.

## 후기

본 연구는 한국과학재단 핵심전문 연구비(981-1007-046-1) 지원으로 수행되었으며 지원에 감사를 드립니다.

## 참고문헌

1. 정태형, 명재형, "헬리컬 치차의 접촉상태와 치차성능추정법에 관한 연구," 대한기계학회논문집, Vol. 22, No. 10, pp. 1884-1893, 1998.
2. Sato, et. al, "Effects of Contact Ratio and Profile Correction on Gear Rotational Vibration," Bulletin of the JSME, Vol 26, pp. 2010-2016, 1983.
3. Tavakoli, M. S. and Houser, D. R., "Optimum Profile Modification for the Minimization of Static Transmission Errors of Spur Gears," Transaction of the ASME, Vol.108, pp. 86-95, 1986.
4. Simon, V., "Optimal Tooth Modification for Spur and Helical Gears," Journal of Mechanics, Transmissions and Automation in Design, Vol. 111, pp. 611-615, 1989.
5. Weck, M. and Mauer, G., "Optimum Tooth Flank Corrections for Helical Gears," Transaction of the ASME, Vol. 112, pp. 584-589, 1990.
6. Yoon, Kooyoung, "Analysis of Gear Noise and Design for Gear Noise Reduction," Purdue University, 1993.
7. Optimization Users' Group, "Automated Design Synthesis Version 1.0," 1984.
8. 久保, 清野, "誤差をもつ圓筒齒車の荷重傳達特性に関する研究(第2報)," 日本機械學會論文集, 46卷 401號, pp. 86-98, 昭 55.
9. KUBO, Aizoh., HIRASAWA, Hirosh., and YAMADA, Tominori., "Strength Calculation of Large Helical Gears," Bulletin of the JSME, Vol. 22, No. 166, pp. 605-612, 1979.
10. Dudley, D. W., "Handbook of Practical Gear Design," McGraw-Hill, Inc., chapter 2,3, 1984.
11. 久保·外 2名, "誤差をもつ圓筒齒車の荷重傳達特性に関する研究(第5報)," 日本機械學會論文集, 46卷 405號, pp. 550-561, 昭 55.