大韓機械學會論文集 第15卷 第1號, pp. 127~138, 1991.

〈論 文〉

냉간 압출에 의한 헬리컬 기어의 제조에 관한 연구

최재찬* · 조해용** · 권혁홍** · 한진철***

(1990년 8월 13일 접수)

A Study on the Helical Gear Forming by Cold Extrusion

J.C. Choi, H.Y. Cho, H.H. Kwon and J.C. Han

Key Words: Helical Gear(헬리컬 기어), Gear Extrusion(기어 압출), Involute Gear(인벌류트 기어), Upper Bound Method(상계법), Shape Function(형상함수)

Abstract

A gear forming method by cold extrusion and an analytical method with its numerical solution program based on the upper bound method were developed. In the analysis the involute curve was as a shape of die and the upper bound method was used to calculate energy dissipation rate. By this method the power requirement and optimum conditions necessary for extruding helical (spur) gear were successfully calculated. These numerical solutions are in good agreement with experimental data. In the experiment, 4~6 class helical gear of KS standard for automible transmission was successfully manufactured.

기 호 설 명

e : 전위량
J_i, J_s, J_f : 에너지 소비율
L_i : 다이 길이
L_0 : 치가 없는 다이 길이
M : 축직각 모듈
m : 마찰계수
N : 기어의 잇수
$RS(\theta,Z)$: 다이면의 형상함수
R_g : 기초원 반경
R_b : 빌렛 반경
R_0 : 치선원 반경
R_p : 피치원 반경
V_r, V_θ, V_z : 원주좌표계의 속도요소
r, θ, Z : 원주좌표계
α : 다이경사각
β : 나선각
$\delta(Z)$: 미변형 인벌류트부의 각도
θ_T : 1/2피치의 각도
$\dot{\epsilon}$: 변형률 속도
$\bar{\dot{\varepsilon}}$: 유효변형률 속도
$\bar{\sigma}$: 유동응력
ω : 각속도
ϕ_α : 축직각 압력각

*정회원, 부산대학교 공과대학 기계설계공학과
**정회원, 부산대학교 대학원
***정회원, 삼성공업(주) 대표

1. 서 론

모든 기계장치는 거의 대부분 기어가 그 구성요소로 되어 있다. 특히 이중 자동차는 변속기, 엔진, 차동장치와 같은 주요부분에 많은 수의 기어들로 구성되어 있으므로, 최근의 자동차 생산 및 수요 급증에 따라 기어의 수요는 급격히 증가되고 있다.

일반적으로 자동차 변속기용 기어는 절삭가공에 의해 생산되지만, 이와같은 생산공정으로는 생산량의 급격한 증가를 꾀할 수 없으므로 산업계의 급격

한 수요증가를 충족시킬 수 없게 되어, 기술혁신하는 공정의 연구, 즉 소성가공(압출, 정밀단조, 기어압연 등)에 의해 기어를 생산하는 연구에 관심을 갖게 되고 이러한 연구가 진행되어 오고 있다[1~5]. 특히, 압출에 의한 기어 제조 연구는 여러 연구자들[6]에 의해 연구되었다.

압출공정의 해석은 Hill이 미끄름 선장법으로 평면변형 문제를 해석한 이후, Kudo는 축대칭 문제를, Avitzur는 원추형 속도장으로 해석하였고, Choi[7]는 튜브압출에 상계해를 적용시켰다. Yang[8]은 3차원 비축대칭 문제에 적용시켰으며, Kiuchi[9]등도 핀과 같은 3차원 비축대칭 문제를 해석하였다.

기어의 압출에 대하여서는 Stickels등[10]에 의하여 평기어의 냉간압출 공정이 제시되었으며, 이후 Samanta[11]등에 의하여 평기어와 헬리컬기어가 제조되었으나 정밀공차등이 만족할 만한 수준으로 만들어지지 못하였으며, 3차원 비축대칭 문제에 대한 해석[8,9]은 몇몇이 있으나, 다이의 형상을 인벌류트 곡선으로 적용하여 헬리컬기어의 압출에 대한 상계해석은 발표된 바가 없다.

본 연구에서는 인벌류트 치형을 갖는 헬리컬 기어압출에 있어서 실제 치형형상인 인벌류트 곡선을 다이의 형상으로 하여 비대칭 형상의 다이를 몇 개의 대칭영역으로 분할하고 각 영역에 대하여 각각의 동적가용 속도장을 구한 후 전체 형상으로 확장시켜 상계해석 하였다. 해석결과의 계산은 위의 동적가용속도장으로 헬리컬 또는 평기어 압출을 해석하는 수치해석 프로그램을 개발하여 수행하였다. 상계해석에서는 기초원 이하의 필렛부분과 이 뿌리틈새등은 그 형상이 매우 복잡하므로 해석의 간략화를 위하여 기초원까지만 변형되는 것으로 가정하였으나 실제의 기어압출실험에서는 기어의 모든 조건이 고려되었다. 압출실험은 전기동으로 전극봉을 제조하고, 전극설계시에 금형과 소재의 탄성변형량, 방전가공시의 과방전량 그리고 래핑 가공여유등을 고려하여 설계한 후 호빙 및 세이빙가공하여 실제 제조하려는 기어와 유사하게 기어전극을 제조한 후, 이를 금형본체와 조립하여 3축제어 방전가공기로 금형을 제작하였다.

제작된 금형을 유압식 프레스에 장착하고 완전 어닐링된 소재를 압출하여 헬리컬기어를 제조하였으며, 실험 결과는 수치해석의 결과와 매우 잘 일치하였다.

2. 헬리컬 기어 압출의 상계해석

2.1 동적가용속도장

기하학적 관계는 원주좌표계 (r,θ,Z)로 나타내며 다이면의 형상은 형상함수 $RS(\theta,Z)$로 나타내고, 다이의 입, 출구 단면은 Z축에 수직인 것으로 가정한다. 다이내로의 초기속도를 V_0로 하고, 재료의 각 방향에 대한 속도를 V_r, V_θ, V_z로 한다. 또한 3차원 동작가용속도장을 유도하기 위하여 다음과 같은 가정을 한다.

(1) 재료는 강소성체이고 다이 입, 출구의 단면이 강소성의 경계이다.

(2) 회전방향 속도성분(V_θ)은 반경방향에 선형으로 분포하며, 다이내의 압출축에 수직한 단면상의 길이방향 속도성분(V_z)은 일정하다.

위의 가정 (2)에서 실제 압출축에 수직한 단면상의 길이방향 속도분포는 다이경계면과 맨드렐 경계면에서의 마찰등으로 매우 복잡하지만, 입 · 출구의 경계조건 및 식의 간략화를 위하여 일정한 것으로 가정하였으며, 위의 가정 이외도 체적일정조건과 다이면에서의 경계조건 등이 있다.

한편 길이방향 속도성분은 다이면의 회전방향의 범위를 $0\sim\theta_T$ 및 다이 입구의 위치를 $Z=0$로 나타내면 다음과 같다.

$$V_z=\frac{V_0\int_0^{\theta T(0)}\{RS^2(\theta,\,O)-Rm^2\}d\theta}{\int_{\gamma(z)}^{\theta T+\gamma(z)}\{RS^2(\theta,\,Z)-Rm^2\}d\theta} \tag{1}$$

단, $\gamma(z)=\frac{z\tan\beta}{R_p}$이며, Rm은 맨드렐 형상함수이며 본 연구에서는 원주이므로 반경으로 일정하다.

다이 내의 회전방향 변형영역의 범위를 몇 개의 등가영역으로 분할할 경우 경계면으로 되고, 재료는 경계면을 넘어서 유동이 일어나지 않게 속도장이 구성된다.

가정 (2)에서 회전방향 속도성분(V_θ)은 반경방향에 선형으로 분포하므로

$$\begin{aligned}V_\theta(r,\ \theta,\ Z)&=r\omega(\theta,\ Z)\\&=-r\Big[\frac{1}{RS^2(\theta,\ Z)-Rm^2}\int_{\gamma(z)}^{\theta}\frac{\partial}{\partial Z}\\&\{\{RS^2(\theta,\ Z)-Rm^2\}V_z(Z)\}d\theta\\&-\frac{V_z(z)}{R_p}\tan\beta\Big]\end{aligned} \tag{2}$$

로 된다. 여기서, $\frac{V_z(z)}{R_p}\tan\beta$는 헬리컬로 되는 각

변화량을 나타낸다.

따라서 각속도는 다음과 같이 된다.

$$\omega(\theta,\ Z) = -\frac{1}{RS^2(\theta,\ Z)-Rm^2}\int_{\gamma(z)}^{\theta}\frac{\partial}{\partial Z}\{\{RS^2(\theta,\ Z)-Rm^2\}V_z(Z)\}d\theta + \frac{V_z(Z)\tan\beta}{R_p} \quad (3)$$

식 (2)와 식 (3)에서 θ의 범위는 $\gamma(Z)\sim\theta_T+\gamma(Z)$이다.

한편 다이내의 체적 일정조건에서 식 (4)가 성립한다.

$$\frac{\partial\{rV_r(r,\ \theta,\ Z)\}}{r\,\partial r}+\frac{\partial V_z(r,\ \theta,\ Z)}{\partial Z}+\frac{1}{r}\frac{\partial V_\theta(r,\ \theta,\ Z)}{\partial\theta}=0 \quad (4)$$

식 (4)를 $V_r(r,\ \theta,\ Z)$에 대하여 일반해를 구하고, 경계조건을 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$V_r(r,\ \theta,\ Z)=-\frac{r}{2}\left\{\frac{\partial V_z(Z)}{\partial Z}+\frac{\partial\omega(\theta,\ Z)}{\partial\theta}\right\}+\frac{1}{r}\left[\frac{RS^2(\theta,\ Z)}{2}\left\{\frac{\partial V_z(Z)}{\partial Z}+\frac{\partial\omega(\theta,\ Z)}{\partial\theta}\right\}+RS(\theta,\ Z)\omega(\theta,\ Z)\frac{\partial RS(\theta,\ Z)}{\partial\theta}+RS(\theta,Z)V_z(Z)\frac{\partial RS(\theta,\ Z)}{\partial Z}\right] \quad (5)$$

2.2 형상함수의 정의 및 각도의 계산

다이의 형상은 치형의 반 피치에 대해 생각하면 Fig. 1과 같으며 (a)는 길이 방향단면의 형상을 (b)는 길이방향 축 (Z)에 수직인 단면형상이며, 그리고 (c)는 반피치의 변형형태 및 수치적분에 필요한 메쉬생성 형태를 나타낸다. 실제 실험에서는 치저원까지 변형되지만, 기어압출하중의 예측 즉 프레스하중을 결정하기 위한 계산에서는 헬리컬 기어압출에서 기초원과 치저원의 직경차에 의한 압출하중의 변화는 근소할 것으로 예상하여 수식의 간단화를 위해 기초원까지만 해석하였다.

(1) 각도의 계산[12]

Fig. 1(b), (c)에서 반 피치의 각 $\theta_T=\pi/N$가 되며, 피치원상의 이 두께 t_{RP}는 다음과 같이 하여 구한다.

$$t_{RP}=0.5\pi M+2e\tan\phi_a \quad (6)$$

1/2치의 각도(인벌류트부의 각도와 치선부 각도의 반)를 θ_{23}라 하면 $\theta_{23}=\theta_2+\theta_3$가 되고, 다음식에서 그 값을 구할 수 있다.

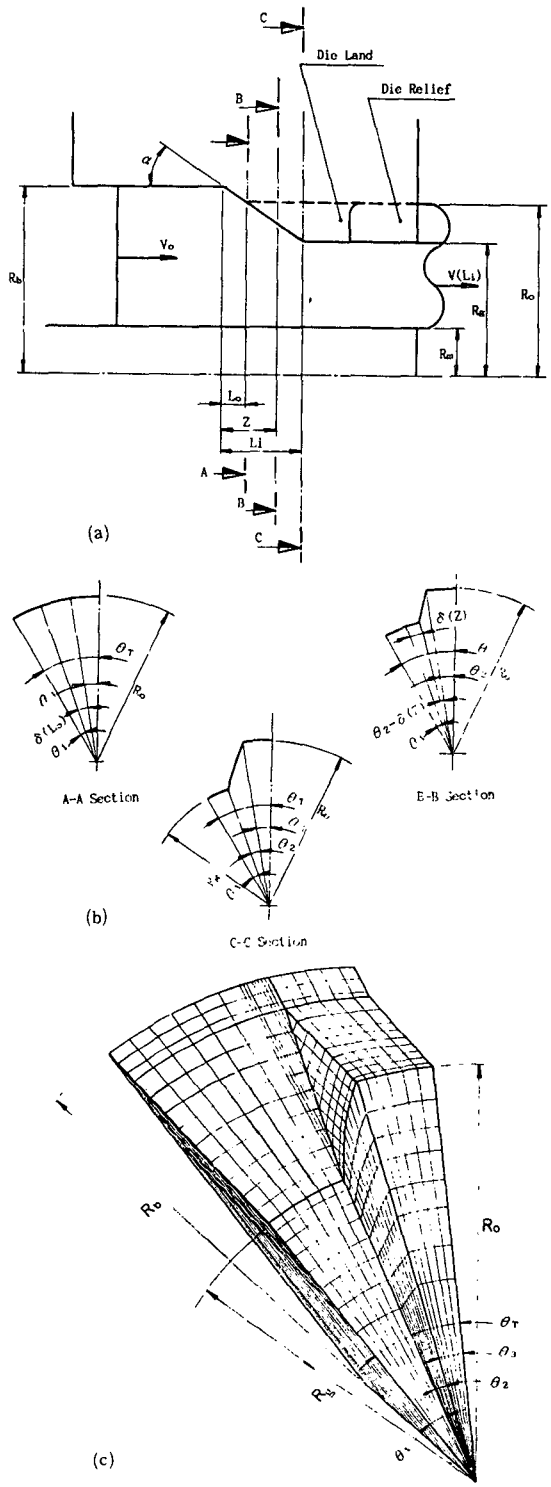


Fig. 1 The sectional geometry of die (a) longitudinal, (b) crosssectional and (c) aspects of gear tooth deformation

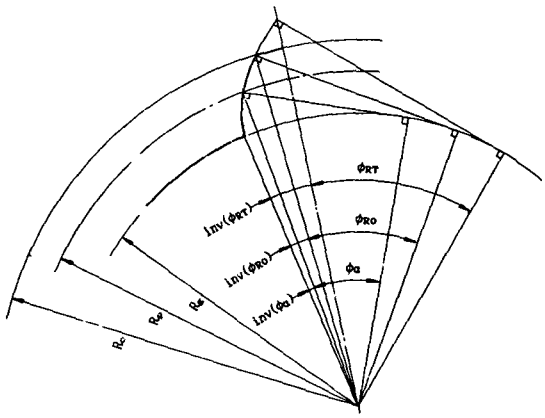


Fig. 2 Pressure angel for each radius

$$\text{inv}(\phi_{RT})=t_{RP}/2R_P+\text{inv}(\phi_a) \quad (7)$$

$$\text{inv}(\phi_{RT})=\theta_{23} \quad (8)$$

여기서 ϕ_{RT}는 Fig. 2에서 치의 중심선과 인벌류트 곡선과의 교점에서의 압력각이다.

따라서

$$\theta_1=\theta_T-\theta_{23} \quad (9)$$

가 되어 기초원부의 각도가 구해진다. 한편 치선에서의 압력각 ϕ_{RO}는 다음 식에서 구한다.

$$\phi_{RO}=\cos^{-1}(R_g/R_0) \quad (10)$$

따라서

$$\theta_2(=\text{inv}(\phi_{RO}))=\tan\phi_{RO}-\phi_{RO} \quad (11)$$

이 되고 그 결과 치선부의 각도 θ_3는 $\theta_3=\theta_{23}-\theta_2$로 계산된다.

(2) 형상함수의 정의

(i) 제1변형영역의 형상함수

다이입구에서 부터 치가 형성되기 직전의 단면까지($Z=L_0$)는 일반적인 원추형 다이와 같이 변형되는 영역으로 이 영역에서의 형상함수는 다음과 같다.

$$RS_1(r,\ \theta,\ Z)=\frac{R_g-R_b}{L_i}Z+R_b \quad (12)$$

단, $0\le Z\le L_0,\ \gamma(Z)\le\theta\le\theta_T+\gamma(Z)$

(ii) 제2변형영역의 형상함수

상계해석에서 치가 성형되는 영역의 형상함수는 기초원부(Ⅱ-1), 인벌류트부(Ⅱ-2) 및 치선부(Ⅱ-3)의 세가지 영역으로 다시 나뉘어지고, 각각의 영역 구별은 $Z=L_0$인 점까지는 나타나지 않고, 이후 압출이 진행되면서 나타나 다이랜드부($Z=L_i$)에 이르면 완전한 치형이 성형되고 기초원부, 인벌류트부 및 치선부로 구별지워지면서 기어성형이 끝난다. 각 영역에 대한 형상함수는 다음과 같다.

*기초원부 변형영역(Ⅱ-1)

$$RS_{II-1}(r,\ \theta,\ Z)=\frac{R_g-R_b}{L_i}Z+R_b \quad (13)$$

단, $L_0\le Z\le L_i,\ \gamma(Z)\le\theta\le\theta_1+\delta(Z)+\gamma(Z)$

여기서 미변형된 인벌류트부의 각도 $\delta(Z)$는 다음과 같이 하여 구해진다.

압출이 진행된 임의 점에서의 압력각을 $\phi_R(Z)$라고 하면

$$\phi_R(Z)=\cos^{-1}\left[\frac{R_g}{\frac{R_g-R_b}{L_i}Z+R_b}\right]$$

가 되며,

$$\text{inv}[\phi_R(Z)]=\tan\phi_R(Z)-\phi_R(Z) \quad (14)$$

따라서

$$\delta(Z)=\text{inv}[\phi_R(Z)]$$

가 된다.

*인벌류트 변형영역(Ⅱ-2)

$$RS_{II-2}(r,\ \theta,\ Z)=\frac{R_g}{\cos\phi_R}$$

단, $L_0\le Z\le L_i,\ \theta_1+\delta(Z)+\gamma(Z)\le\theta\le\theta_1+\theta_2+\gamma(Z)$

여기서 $\theta-\gamma(Z)-\theta_1[=\text{inv}(\phi_R)]=\tan\phi_R-\phi_R$이다.

*치선부 변형영역(Ⅱ-3)

$$RS_{II-3}(r,\ \theta,\ Z)=R_0 \quad (15)$$

단, $L_0\le Z\le L_i,\ \theta_1+\theta_2+\gamma(Z)\le\theta\le\theta_T+\gamma(Z)$

2.3 변형률속도 및 에너지 소비율의 계산

(1) 변형률속도와 내부에너지 소비율

원주좌표계($r,\ \theta,\ Z$)에서 다이내의 임의점에 대한 변형률속도 앞 절에서의 동적가용속도장에 의하여 다음과 같이 계산된다.

$$\dot\varepsilon_r(r,\ \theta,\ Z)=\frac{\partial V_r(r,\ \theta,\ Z)}{\partial r}$$

$$\dot\varepsilon_\theta(r,\ \theta,\ Z)=\frac{1}{r}\frac{\partial V_\theta(r,\ \theta,\ Z)}{\partial\theta}-\frac{V_r(r,\ \theta,\ Z)}{r}$$

$$\dot\varepsilon_z(r,\ \theta,\ Z)=\frac{\partial V_z(r,\ \theta,\ Z)}{\partial Z}$$

$$\dot\varepsilon_{r\theta}(r,\ \theta,\ Z)=\frac{1}{2}\left[\frac{1}{r}\frac{\partial V_r(r,\ \theta,\ Z)}{\partial\theta}+\frac{\partial V_\theta(r,\ \theta,\ Z)}{\partial r}-\frac{V_r}{r}\right]$$

$$\dot\varepsilon_{\theta z}(r,\ \theta,\ Z)=\frac{1}{2}\left[\frac{\partial V_\theta(r,\ \theta,\ Z)}{\partial\theta}+\frac{1}{r}\frac{\partial V_z(r,\ \theta,\ Z)}{\partial\theta}\right]$$

$$\dot{\varepsilon}_{rz}(r,\ \theta,\ Z)=\frac{1}{2}\left[\frac{\partial V_r(r,\ \theta,\ Z)}{\partial Z}+\frac{\partial V_z(r,\ \theta,\ Z)}{\partial r}\right]$$

식 (16)의 변형률속도에서 유효변형률속도는 다음과 같다.

$$\dot{\bar{\varepsilon}}=(2/\sqrt{3})\{(\dot{\varepsilon}_r{}^2+\dot{\varepsilon}_\theta^2+\dot{\varepsilon}_Z^2)/2+\dot{\varepsilon}_{rz}{}^2+\dot{\varepsilon}_{rz}{}^2+\dot{\varepsilon}_{ze}{}^2+\dot{\varepsilon}_{er}{}^2\}^{1/2} \quad (17)$$

내부에너지 소비율은 각각의 영역에 대하여 식 (17)에서 구한 유효변형률속도를 체적에 대하여 적분하고, 재료의 유동응력($\bar{\sigma}$)을 곱하여 구한 다음 이들을 합하여 반 피치에 대한 내부에너지 소비율을 계산한다.

즉,

$$J_i=\int_V \bar{\sigma}\bar{\varepsilon}dV \quad (18)$$

(2) 전단에너지 소비율

(i) 다이 입, 출구에서의 전단에너지 소비율

2.1절의 가정 (1)에서 다이 입, 출구는 강소성의 경계이므로 이면이 속도불연속면으로 되고 상대속도 불연속 ΔV_{s1}, 전단에너지 소비율 J_{s1}은 다음과 같이 계산된다.

$$J_{s1}=\int_{s1}\frac{\bar{\sigma}}{\sqrt{3}}\Delta V_{s1}nS_1 \quad (19)$$

$$\Delta V_{s1}=\{V_\theta^2(r,\theta,Z)+V_r^2(r,\theta,Z)\}^{1/2} \quad (20)$$

단, $Z=0$, $Z=L_i$

여기서, dS_1은 속도불연속면의 미소면적을 나타낸다.

(ii) 특이점에서의 전단에너지 소비율

Fig. 1(b)에서 보면 영역 Ⅱ-1과 Ⅱ-2, Ⅱ-2와 Ⅱ-3의 경계는 반경방향 속도불연속면 즉, 특이점을 갖는 면으로 되고, 이면에서의 속도불연속량 ΔV_{s2} 및 전단에너지 소비율 J_{s2}는 다음과 같이 된다.

$$J_{s2}=\int_{s2}\frac{\bar{\sigma}}{\sqrt{3}}\Delta V_{s2}dS_2 \quad (21)$$

$$\Delta V_{s2}=|V_r(r,\ \theta^*+0,\ Z)-V_r(r,\ \theta^*-0,\ Z)| \quad (22)$$

여기서, dS_2는 속도불연속면의 미소면적을 나타내며, $\theta^*=\theta_1+\delta(Z)+\gamma(Z)$, $\theta^*=\theta_1+\theta_2+\gamma(Z)$이다.

(3) 마찰에너지 소비율

마찰손실은 다이면과 다이랜드면에서의 마찰손실이 있으며 상대 미끄름 속도 ΔV_f와 마찰손실일률 J_f는 다음과 같다.

$$J_f=\int_A\frac{\bar{\sigma}m}{\sqrt{3}}\Delta V_f dA \quad (23)$$

$$\Delta V_f=\{V_Z^2(Z)+V_\theta^2(RS,\ \theta,\ Z)+V_r^2(RS,\ \theta,\ Z)\}^{1/2} \quad (24)$$

여기서 dA는 마찰면의 미소면적을, m은 마찰계수를 나타낸다.

(4) 전체에너지 소비율

전체에너지 소비율 즉, 요구되는 압출력은 앞의 (1), (2), (3)에서 구한 반 피치에대한 에너지 소비율을 기어 전체로 확장시켜서 구한다.

즉, 반피치의 에너지 소비율(J_T)은

$$J_T=J_i+J_S+J_f \quad (25)$$

가 되고 전체에너지 소비율(J_{up})은

$$J_{up}=2NJ_T \quad (26)$$

이 된다.

3. 실 험

Table 1과 같은 헬리컬 기어를 압출하기 위하여 전기동으로 전극봉을 만든 다음, 금형과 소재의 탄성변형량, 방전가공시의 과방전량 그리고 래핑 가공여유 등을 고려하여 전극을 설계하고, 호빙 및 세이빙가공하여 기어전극을 제작하였다.

이렇게 제작된 전극과 압출다이 모재를 3축 제어 방전기에 고정시켜 방전가공한 다음 이를 랩핑하여 Fig. 3(a)와 같은 압출금형을 제작하였다. (b)는 방전가공용 전극이다.

이렇게 설계 제작된 금형과 펀치를 조립하여 유압프레스에 고정시켜서 Fig. 4와 같은 실험장치를

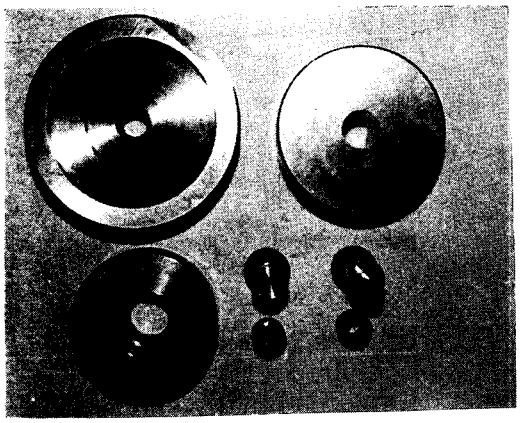
Table 1 Specification of helical gear

Number of tooth (N)	Helix angle (Deg.)	Amount of adendum modi-fication (mm)	Whole depth of tooth (mm)	Amount of bottom clearance (mm)	Transverse pressure angel (Deg.)	Transverse module (M)
20	23.626 (R.H)	−0.0022	3.3161	0.646	21.6664	1.466185

구성하였다.

압출원리는 Fig. 4와 같이 압출장치를 장착시킨 후 ①, ②의 펀치를 제거한 후 빌렛을 넣고 ①, ②의 펀치로써 압력을 가하면 ④와 같은 부분 압출된 기어가 된다. 이때 다시 ①, ②의 펀치를 제거한 후 ③의 빌렛을 넣고 펀치로 압력을 가하면 ⑦과 같이 완전 성형된 기어가 압출되고, 두번째 빌렛은 ④와 같은 부분압출된 기어로 된다. 이와 같은 작업을 반복하면서 기어를 압출한다.

한편 시편은 절단후 질소 분위기속에서 780℃로 가열한 다음 3시간 동안 유지시킨후 720℃까지 시간당 30℃씩 냉각하여 720℃에서 6시간 유지한 후 450℃까지 로냉한 다음 공냉하여 완전 어닐링된 빌렛에 윤활제로 인산염을 도포하여 제작하였다. 압출직전에 이황화 몰리브덴(MoS_2)를 분사 도포시켜서 마찰계수 0.06이하가 되도록 윤활 처리하였다.



(a) Die

(b) Electrode

Fig. 3 Parts of helical gear extrusion die and electrode for electric discharge

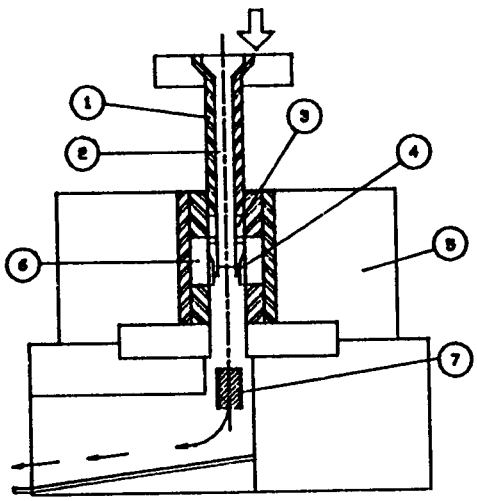


Fig. 4 Assembly of helical gear extrusion die

4. 결과 및 고찰

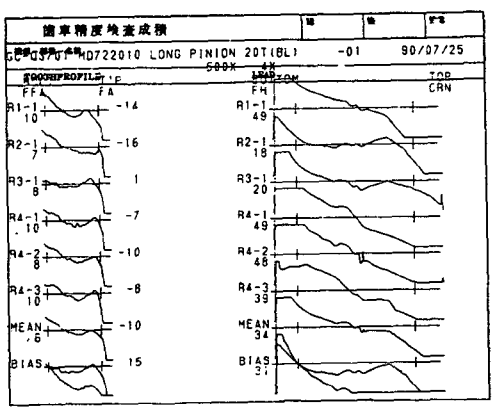
Fig. 4의 실험장치로 Fig. 5(a)와 같은 소재를 압출하여 Fig. 5(b)와 같은 헬리컬 기어를 압출하였다. 이때 사용된 소재의 성분을 Table 2에 나타내었다. Fig. 6(a)에서 압출 후의 치형오차는 KS4급(이하는 KS는 생략)그리고 리이드오차는 8급에 해당되었다. 이를 세이빙하여 Fig. 5(c)와 같은 완성기어로 가공하였다. 세이빙 된 기어의 치형오차와 리이드오차는 Fig. 6(b)와 같으며, Table 3에 그 측정치와 KS규격으로 기어급수를 나타내었다. 세이빙 된 기어의 단일 피치 오차는 3~4급, 인접

(a) (b) (c)

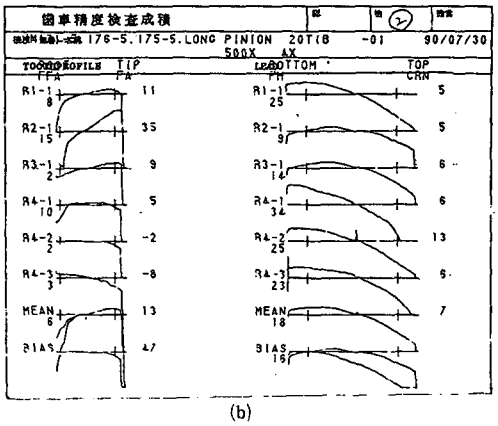
Fig. 5 Aspects of (a) billet (b) extruded helical gear and (c) shaved helical gear

Table 2 Chemical compositions of billet materials

Billet No.	Composition (%)												cf.
	Fe	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo	Al	Cu	V	
1	99.70	<0.01	0.251	0.010	<0.01	<0.01	0.014	<0.01	<0.01	0.013	<0.01	0.01	Pure Fe
2	99.05	0.242	0.394	0.014	<0.01	0.186	0.012	0.027	0.012	0.045	<0.01	<0.01	SM20C
3	97.80	0.148	0.621	<0.01	<0.01	0.185	0.068	0.857	0.149	0.043	0.117	<0.01	SCr21



(a)



(b)

Fig. 6 Measurements of toothprofile error and lead error for (a) extruded helical gear and (b) shaved helical gear

Table 3 Tolerance extruded and shaved helical gear (μm)

Item	Extruded gear		Shaved gear		KS CLASS (4~6)	
	Right	Left	Right	Left	R	L
Measurement over pin (Pin Dia. 2.381mm)			32.654 (mm) measured value		+0 32.694−0.084 (mm) drawing value	
Single pitch error			8	14	3	4
Pitch variation			16	14	4	4
Accumulative pitch error			82	68	6	5
Tooth profile error	9		6	4	2	1
Runout			20		3	
Lead error	34	32	18	28	5	6

Table 4 Hardness of billet and extruded gears

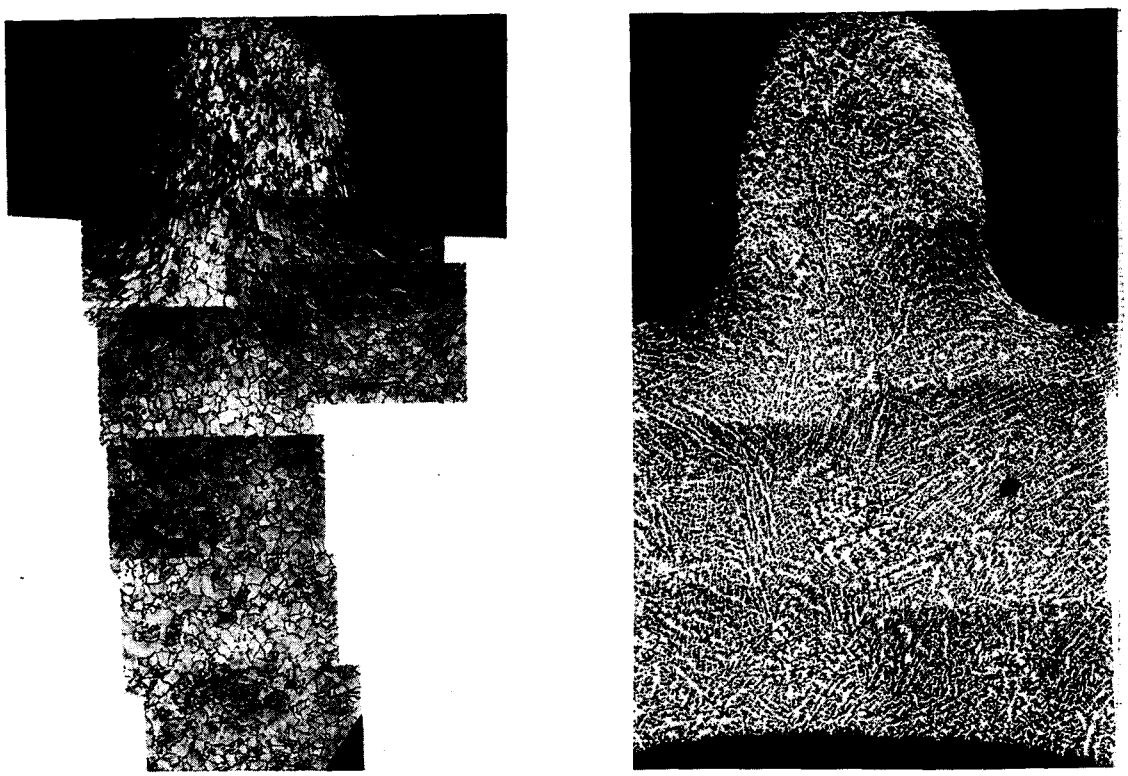
Billet No.	Before extrusion (full anealed)	After extrusion	Hardness increase after extrusion	Material
1	46	89	43	Pure Fe
2	64	98	34	SM20C
3	73	103	30	SCr21

피치오차는 4급, 치골의 흔들림은 3급 그리고 치형 형상 오차는 1~2급에 해당되었다. 따라서 이들을 종합하면 4~6 기어에 해당된다.

압출 전후의 경도치 (H_RB)의 변화를 Table 4에 나타내었다. Table 4에서 완전어닐링된 순철의 경도치는 H_RB 46에서 압출후 H_RB 89로 , 탄소강 (SM 20C)의 경우는 H_RB 64에서 H_RB 98로, 그리고 H_RB 21의 경우 H_RB 72에서 H_RB 103으로 경도치의 증가량이 H_RB 30H_RB 43으로 가공경화가 심하게 일어났음을 알 수 있다.

(a) (b) (c)

Fig. 7 Micro-structure of (a) Billet, (b) Cross-sectional direction of extruded helical gear (c) Longitudinal direction of extruded helical gear after chemical etching with 5% Nital solution (×200)



(a) Solid helical gear (b) Hollow helical gear

Fig. 8 Macro-Structures of extruded gear after chemical etching with Ardler solution (×40)

Fig. 7의 현미경조직 사진에서 보면 열처리되어 구상화 어닐링된 재료 (a)가 압출된 후, 압출축에 수직인 단면에 대한 조직사진 (b)와 같이 반경방향으로의 유동을 관찰할 수 있으며, 길이방향 단면 조직사진 (c)와 같이 압출축 방향으로 늘어선 조직을 관찰할 수 있으며, (b)와 (c)조직이 압출전의 (a)에 비하여 매우 치밀해진 것을 볼수 있다.

Fig. 8의 거시적 조직사진을 보면 (a)의 중실기어는 가장자리 주위는 재료의 유동이 치선부로 향하고는 있지만, 중심부 주위는 이러한 재료의 유동을 관찰할 수 없으며 치저부의 조직은 비교적 치밀하지만 치선부와 중앙부는 치밀하지 못함을 알 수 있다. 치높이도 낮고 인벌류트 형상도 완전하지 못하여 완전한 치로 성형되지 못하였다. (b)의 중공기어는 중앙의 맨드렐부에서 부터 치선부로의 반경방향 유동을 관찰할 수 있으며 치저부의 조직이 가장 치밀하고 치의 조직도 매우 치밀하며 중앙부의 조직 또한 상당히 치밀하게 된 것을 관찰할 수 있다. 치높이와 인벌류트 형상 그리고 치선부의 형상 또한 치선원과 비슷한 것을 알 수 있다. 이는 중공기어 성형시에는 맨드렐이 중심으로의 반경방향 유동을 구속하기 때문으로 생각된다. 이와같이 기어 압출시에는 중실기어보다 중공기어가 성형이 유리함을 알 수 있다.

한편, 다이의 형상을 설계 기어의 치곡선인 인벌류트 곡선으로 하여 동적가용속도장을 구하고 이를 Fig. 9와 같은 유통도를 갖는 헬리컬(평)기어 압출을 상계 해석하는 프로그램을 개발하여 계산하였다. 이 프로그램은 Fig. 1(c)와 같은 메쉬 생성 및 변형 형태를 갖고 여기에 식 (2)에서와 같이 나선각에 따른 강체운동량 즉 회전방향속도성분을 갖는다고 생각하여, 입력값에서 나선각의 변화에 따라 평기어(나선각이 0°)와 헬리컬기어(나선각이 0°이상)로 계산되게 되어 있다.

Fig. 10은 다이경사각과 나선각의 변화에 따른 무차원 압출압력($P/\bar{\sigma}$, 이하 압출압력)의 변화를 나타낸 것으로 나선각이 0°일 경우 다이경사각이 증가함에 따라 압출압력이 서서히 감소하다가 20° 이후 70° 사이에서는 거의 변화가 없으며, 나선각이 23.6260°의 경우는 다이경사각의 증가에 따라 급격히 압출압력이 23°이후 70°사이에서는 거의 변화가 없다. 나선각이 35°의 경우는 그 기울기가 보다 급하고 압출압력의 변화가 없는 영역이 45°이후 70°까지로 된다. 어느 경우도 다이경사각이 80°이후는 압출압력이 급격히 증가한다. 이와같이 나선각의 증가에 따라 압출압력이 감소하는 기울기가 크게 되며, 압출압력이 작고 거의 변화가 없는 다

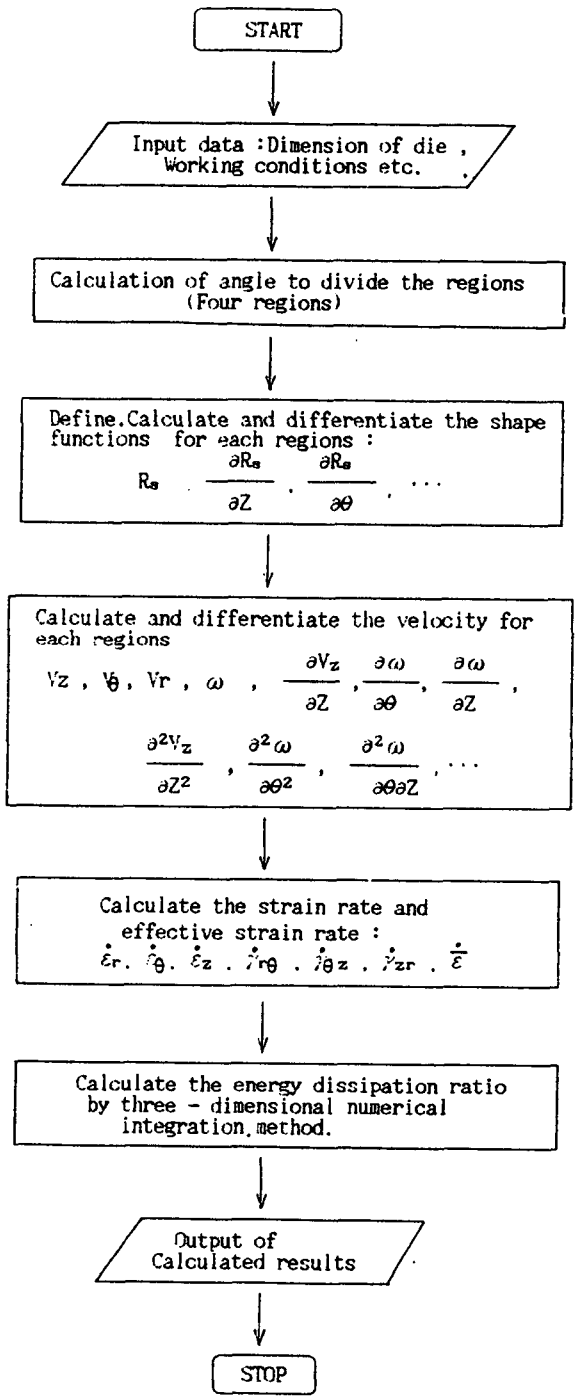


Fig. 9 The flow-chart of numerical solution program

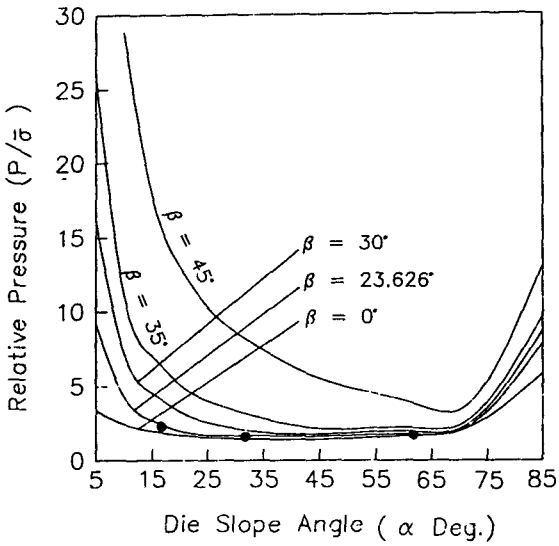


Fig. 10 Relationship between relative pressure and die slope angle for each helix angle at friction coefficient (m) 0.08

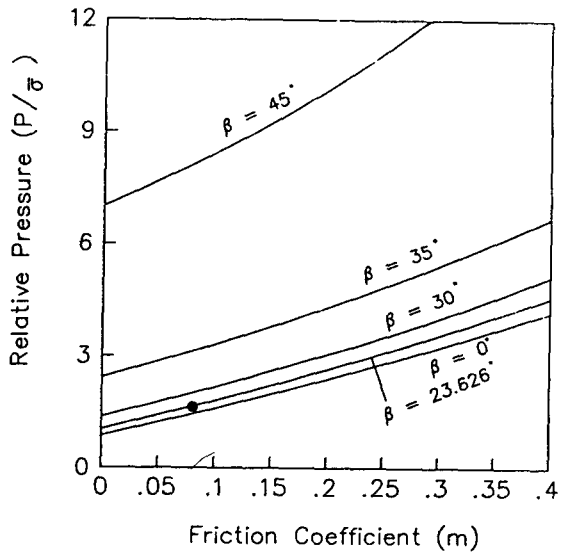


Fig. 12 Relationship between relative pressure and friction coefficient for each helix angle at die slope angle (α) 32Deg.

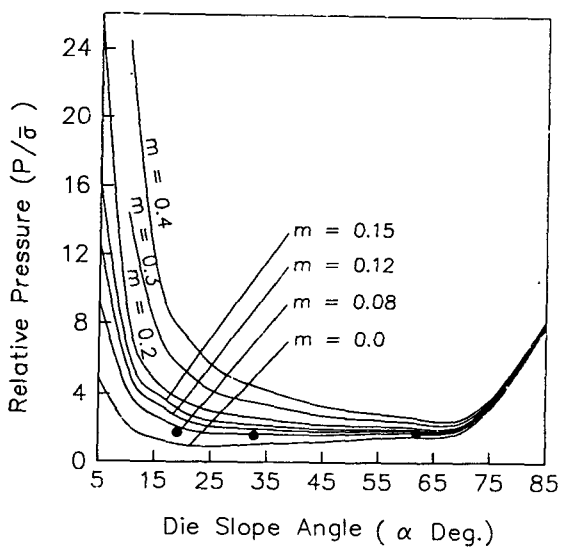


Fig. 11 Relationship between relative pressure and die slope angle for helix angle (β) 23.6260Deg.

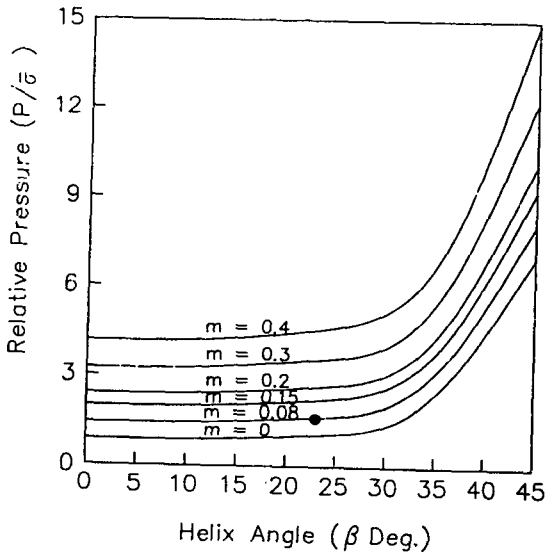


Fig. 13 Relationship between relative pressure and helix angle for each friction coefficient at die slope angle (α) 32Deg.

이경사각의 영역이 줄어든다. 그림에서 ●는 실험결과(나선각 23.6260°)이며 계산결과와 잘 일치하였다.

Fig. 11은 나선각 23.6260°에서 다이경사각과 마찰계수의 변화에 따른 압출압력의 변화를 나타낸 것으로 마찰계수가 0에서는 다이각도가 25°에서 압출압력이 최소가 되어 70°까지 약간씩 증가하며, 0.08에서는 23°이후 거의 변화가 없고, 0.2에서는 다이경사각이 65°부근에서 그리고 0.4에서는 70°부근에서 압출압력이 최소로 된다.

다이경사각을 32°로하여 마찰계수와 나선각의 변화에 따른 계산결과는 Fig. 12와 같으며 마찰계수의 증가에 따른 각 나선각에서 압출압력의 변화를 보면 나선각 0°(즉 평기어)의 경우가 나선각이 큰 경우보다 압출압력이 완만하게 증가하는 것을 볼수 있으며 이는 나선각의 증가에 따라 마찰 손실 일률이 크게 증가함을 알 수 있다. 나선각이 23.6260° 일 경우(실제 제작된 금형과 동일) 마찰조건에 따른 무차원 압출압력($P/\bar{\sigma}$)의 변화는 마찰계수(m)가 0일 경우 1.60, 0.08일때 2.61, 0.1일때 2.89, 0.2일때 4.44 그리고 0.4에서 8.76과 같이 마찰조건에 따라 압출압력이 크게 좌우되며, 마찰계수 0.2이상에서는 급격한 압출력의 증가를 나타낸다. 따라서 윤활조건과 다이의 표면조도 등이 압출력에 중대한 영향을 미치는 것을 알 수 있으며 나선각과 마찰손실과도 밀접한 관계가 있음을 알 수 있다. ●는 실험결과를 나타낸 것으로 마찰계수 0.08에서 계산결과와 잘 일치하였다.

Fig. 13에 다이경사각 32°에서 나선각의 변화에 따른 압출압력(압출력)의 변화를 나타내었다.

실제 압출 실험 즉 나선각 23.6260°에서 중공원주빌렛(SCr21)으로 압출시 압출압력(압출력)은 2.07~2.31(56,000~63,000kgf)으로 마찰조건 0.04~0.08에서 2.09~2.61인 해석결과와 잘 근사하였으며, Fig. 13에서 나선각이 0°(평기어)에서부터 증가함에 따라 압출압력은 서서히 증가하지만, 나선각이 30°(m=0.08의 경우)에 이르면 3.24로 다시 35°(m=0.08의 경우)에서는 5.19로 나선각이 30° 이후 급격히 증가하는 경향을 나타낸다. 이는 나선각의 증가에 따라 각속도가 증가하게 되어 반경방향 및 회전방향 속도성분이 증가되기 때문으로 생각된다. 따라서 이와같은 압출력에 대한 금형재료의 강도 등을 종합하여 보면 냉간압출에 의하여 헬리컬 기어를 제조할 경우 나선각이 30°이상인 기어는 제조가 어려운 것을 알 수 있다.

5. 결 론

원주빌렛으로 부터 헬리컬 기어를 냉간압출에 의하여 제조하는 실험과 이를 상계법에 의해 해석한 결과 다음의 결론을 얻었다.

(1) 냉간압출에 의해 헬리컬 기어를 성형하여 세이빙가공을 한 후 KS규격 기어급수 4~6급에 해당되는 헬리컬 기어를 제조하였다.

(2) 치형의 형상을 인벌류트 곡선으로 적용하여 동적가용 속도장을 유도하였으며, 이를 사용하여 기어 압출을 상계해석 할 수 있는 수치해석 프로그램을 작성하였다.

(3) 수치해석 결과 압출압력은 실험치와 잘 일치하였으며, 그리고 나선각이 30°이상인 헬리컬기어는 냉간압출에 의하여서는 제조가 곤란함을 확인하였다.

후 기

본 연구는 삼성공업의 연구비와 한진철사장님 이하 김광주차장, 구본규계장등 관계자 제위의 물심양면의 도움으로 실험을 수행하였습니다. 이에 심심한 감사를 드립니다.

참 고 문 헌

(1) Ohga, K., Kondo, K. and Jitsunari, T., 1985, "Research on Precision Die Forging Utilizing Divided Flow",(5th Report) Bulletin of JSME, Vol. 28, No. 244, pp. 2451~2459.

(2) Dohmann, F. and Traudt, O., "Metal Flow and Tool Stress in Cold Forging of Gear Components", Advanced Technology of Plasticity, Vol. Ⅱ, pp. 1081~1088.

(3) Weck, M., König, W. Gaebbelet, J. and Bartsch, G., 1981, "Prodution of Involut-Toothed Gears by Cold Rolling", NAMRC IX Coference Proceeding, pp. 125~132.

(4) Badawy, A., Schultes, T., Raghupathi, P.S. and Altan, T., 1982, "Gear Tooth Geometry Calculations for Close Tolerance Forging of Spiral Bevel Gears", NAMRC X Coference Proceeding, pp. 191~195.

(5) Krapfenbauer, H., Männedorf, Switzerland, "New Aspects for the Mass Production of Spur Gears by Cold Rolling", Industrial and Production Engineering 3-1984, pp. 39~41.

(6) Samanta, S.K., 1976, "Helical Gear. A Novel Method of Manufacturing It", NAMRC IV Coference Proceeding, pp. 199~205.

(7) Choi, J.C., 1971, "Upper-Bound Solutions to Tube Extrusion Problems Through Curved Dies", Proc. of 12th Midwestern Mechanical Conf., 383.

(8) Yang, D.Y., 1978, "Analysisfor Extrusion of Helical Shapes from Round Billets", Int. J.Mech.Sci. Vol 20, pp. 695~703.

(9) Kiuchi, M., Ishikawa, M., 1984, "Upper Bound Analysis of Extrusion and/or Drawing of L-, T-, and H-Sections", Joul. of JSTP, Vol. 25, No. 282, pp. 722~729.

(10) Stickels, C.A and Samanta, S.K., 1974, "Cold Forming in Gear Manufacture", Metals Engineering.

(11) Samanta. S.K., 1975, "Apparatus and Method for Cold Extrusion of Gear", MI Patent No. 3910091 dated Oct. 1975.

(12) Colbourne, J.R., 1987, "The geometry of Involute Gears", Springer-Verlag New York, pp. 22~49.