

# 수동 변속기용 평치차 및 헬리컬 치차 설계

## Spur and Helical Gear Design for Manual Transmission

이 강 현\*  
Kahng Hyun Lee

### 1. 서 론

여기에서는 자동차용 수동변속기에 사용되는 평치차 및 헬리컬 치차에 대해서 설계조건과 설계절차 및 방법에 관해서 논하고자 한다.

자동차용 변속기의 치차 설계자는 gear box 내의 좁은 공간에서 가장 정속하고 튼튼하고, 소형·경량화된 치차를 설계하기 위해서는 module, 공구압력각, 치높이, 치선원경 등이 표준에서 벗어나는 특수 Cutter를 이용하여 제작되도록 치차 설계를 할 수 밖에 없으나 자동차용 치차가 대량 생산되는 점에 비추어 볼 때 특수 Cutter를 사용하는데 드는 비용은 문제가 되지 않는다고 본다.

표준치차의 경우에는 대부분의 설계자료가 표 또는 그래프로 주어져 있어 간단히 설계가 가능하지만 위와 같은 조건을 만족시키는 치차를 설계하기 위해서는 module, 공구압력각, 치높이, 치선원경, 전위량, 중심거리, 비틀림각, 기어재질 및 열처리에 대한 성격을 잘 이해하고 각각의 수치를 결정하여야 한다.

### 2. 설계조건

자동차용 수동변속기에 사용되는 치차를 설

계하기 위해서는 다음과 같은 설계조건이 필요하다.

- 1) 변속비
- 2) 설계목표 torque 및 마력
- 3) 소요 내구 수명
- 4) gear box의 크기
- 5) 윤활·냉각방법
- 6) 기어재질 및 열처리
- 7) 기어 정도(精度)
- 8) 윤활유 종류
- 9) 기어의 종류 및 배열

### 3. 설계절차 및 방법

#### 3.1 축간거리 및 치폭

수동변속기 설계시 축간거리는 매우 중요한 치수로서 다음의 식을 이용하여 축간거리를 계산한다.<sup>1,2)</sup> (1단 기어를 기준으로 해서)

$$A^2 F = \frac{363}{K} \cdot \frac{P}{N_p} \cdot \frac{(M_G + 1)^3}{M_G} \quad (1)$$

여기서,

A = 축간거리 (mm)

F = 유효치폭 (mm)

P = 설계목표 마력

\* 현대자동차㈜ 마북리연구소

$N_P, N_G$  = pinion, gear 의 회전속도 (rpm)

$M_G$  = 변속비 =  $N_G / N_P$

$$K = \frac{W}{F d_P} \cdot \frac{M_G + 1}{M_G}$$

$W$  = tangential load (kg) =  $2T_P / d_P$

$T_P$  = 설계목표 torque (kg·m)

$d_P$  = pinion 맞물림 피치원경 (mm)

이때  $K$  값은 자료에 나와 있는 값을 참고할 수 있으나, 소형 경량화된 치차설계를 위해서는 현재 생산되는 수동변속기의  $K$  값을 계산하여 설계시 이  $K$  값을 이용하는 것이 바람직하다.

식(1)에서 보는 바와 같이 치차의 치폭이 커지면, 즉 변속기의 전장이 길어지면 축간거리는 짧아져서 전체적인 변속기의 모양은 직경이 작고 전장이 긴 형태가 되며, 반대로 치폭이 작으면 전체적인 변속기의 모양은 직경이 크고 전장이 짧은 형태가 된다.

따라서 치폭을 결정할 때는 이 점을 고려하여 설계하고자 하는 변속기가 engine room에 탑재가 용이하도록 하여야 한다. 또 치폭은 치차의 강도와 관계가 깊으므로 여기에서 정한 치폭은 구체적인 치차 응력계산을 통해서 조정되어 진다.

### 3.2 module

자동차용 수동변속기에 쓰이는 module 은 대개 1.5 ~ 3.0 정도이며 현재는 기어재질, 열처리 및 shot peening 처리의 발달로 module 이 작아지는 경향이다. 또한 정속한 치차설계를 하기 위해서는 소 module 을 사용하여 물림율을 증가시키나 이때 치차에 걸리는 응력이 커지므로 이 응력이 기어재질의 허용한도를 넘지 않도록 주의하여야 한다.

### 3.3 압력각

공구압력각은 14.5°, 17.5°, 20° 등이 주로 사용되며 1단 치차와 같이 강도가 중요시 되는 경우는 큰 압력각을 그리고 소음이 중요시 되는 경우는 작은 압력각을 택한다.

### 3.4 비틀림각

비틀림각은 20° ~ 35°가 주로 사용되고 있으며, 소형이면서 정속한 치차 설계를 위해서는 가능한 한 큰 비틀림각을 택한다. 그러나 비틀림각이 커지면 치차에 작용하는 추력도 커지므로 큰 추력을 미치는 1단 치차의 경우에는 추력의 크기를 고려하여 비틀림각을 정한다.

### 3.5 전위량의 합

전위량의 합은 pinion과 gear 의 전위량의 합을 의미하며 치차 설계시 매우 중요한 요소중의 하나이다. 하중이 적게 걸리고 소음이 중요시 되는 치차를 설계할 때는 전위량의 합을 작게, 그 반대로 하중이 크게 걸리는 치차 강도가 중요시 되는 경우에는 전위량의 합을 크게 하는 것이 중요하다. 이 전위량의 합은 -1.5mm ~ +4mm 까지 주로 사용된다.

### 3.6 잇수비

설계조건에 변속비에 부합하는 잇수비를 결정하기 위해서는 먼저 잇수의 합을 위에서 정해진 축간거리, module, 압력각, 비틀림각, 전위량의 합을 이용하여 다음 식으로 계산한다.

$$(Z_1 + Z_2) \frac{m_s \cos \alpha_{os}}{\cos \alpha_{bs}} = 2A \quad (2)$$

$$\text{inv } \alpha_{bs} = 2 \tan \alpha_{on} \left( \frac{x_{n1} + x_{n2}}{Z_1 + Z_2} \right) + \text{inv } \alpha_{os} \quad (3)$$

여기서,  $Z_1 + Z_2$  = 잇수의 합

$m_s$  = trans. module (mm)

$\alpha_{os}$  = trans. 압력각 (deg.)

$\alpha_{bs}$  = trans. operating pressure angle (deg.)

$A$  = 축간거리 (mm)

$\alpha_{on}$  = 공구 압력각 (deg.)

$x_{n1} + x_{n2}$  = 전위계수의 합 = 전위량의 합 / normal module

위 두 식에서 미지수는  $\alpha_{bs}$ 와  $(Z_1 + Z_2)$ 이고 방정식도 2개이므로 미지수인  $\alpha_{bs}$ 와  $(Z_1$

+  $Z_2$ )를 계산해 낼 수 있다(비선형 방정식을 푸는 program package 이용).

잇수의 합을 계산해 내면 이 잇수의 합으로 설계조건에 부합하는 잇수비를 찾아낸다. 여기에서 설계조건에 부합하는 잇수비를 찾기 어려울 때에는 앞에서 정해진 축간거리, module, 압력각, 비틀림각, 전위량의 합을 조금씩 변경해서 이때의 잇수의 합을 계산하고 잇수비를 찾아낸다. 대체로 소 module을 사용하는 경우에는 잇수의 합이 커서 쉽게 설계조건에 부합되는 잇수비를 찾아낼 수 있으나, 강도가 중요시 되어 큰 module을 사용하는 경우에는 잇수의 합이 작아지므로 설계조건에 부합하는 잇수비를 찾기가 곤란한 경우가 많다.

### 3.7 전위량 분배

전위량은 우선 pinion과 gear의 기초원에 서의 원호 치두께가 같도록 분배한다. 그러나 이렇게 분배된 전위량이 물림율이나 bending stress 등에 문제가 될 때에는 재조정한다.

### 3.8 치선원경

치선원경은 다음의 식에 의해 계산하는데 물림율을 증가시켜 정속한 치차 설계를 위해서  $k$ 를 아래와 같이 고려한다.

$$d_{k1} = Z_1 m_s + 2 m_n + 2 (y - x_{n2}) m_n + 2ST + 2 k m_n \quad (4)$$

$$d_{k2} = Z_2 m_s + 2 m_n + 2 (y - x_{n1}) m_n + 2ST + 2 k m_n \quad (5)$$

여기서,

$$y = \frac{1}{m_n} \left( A - \frac{(Z_1 + Z_2) m_s}{2} \right)$$

$d_{k1}, d_{k2}$  = pinion, gear의 치선원경 (mm)

$Z_1, Z_2$  = pinion, gear의 잇수

$A$  = 축간거리 (mm)

$m_n$  = normal module (mm)

$m_s$  = trans. module (mm)

$x_{n1}, x_{n2}$  = pinion, gear의 전위계수

$ST$  = semi-topping 양 (반경방향) (mm)

$$k = \begin{cases} \text{강도가 중요시 되는 경우: } 0 \sim 0.05 \\ \text{소음이 중요시 되는 경우: } 0.1 \sim 0.15 \end{cases}$$

### 3.9 Top Land

치끝이 너무 뾰족하면 기어운반시 이 부분이 다른 기어치면에 손상을 가할 우려가 있으며 또 이부분이 응력집중을 받기가 쉽고 열처리하는데도 어려움이 있으므로 적어도 top land는 1mm (helical gear의 경우 trans. plane에서) 이상되게 한다. 다음의 식에 의해 계산한 top land가 작으면 치선원경이나 전위량을 작게 한다.

$$S_{ks} = d_k \left( \frac{S_{os}}{d_o} + \text{inv } \alpha_{os} - \text{inv } \alpha_{ks} \right) \quad (6)$$

여기서,

$S_{ks}$  = top land (mm)

$$S_{os} = \left( \frac{\pi}{2} + 2 x_n \tan \alpha_{on} \right) m_s$$

$$\alpha_{ks} = \cos^{-1} \left( \frac{d_g}{d_k} \right)$$

$d_g$  = 기초원경 (mm)

$d_k$  = 치선원경 (mm)

$d_o$  = 피치원경 (mm)

$\alpha_{os}$  = trans. 압력각 (deg.)

$m_s$  = trans. module (mm)

$x_n$  = 전위계수

$\alpha_{on}$  = 공구 압력각 (deg.)

### 3.10 물림율

물림율은 helical gear의 경우 profile 물림율과 face width 물림율의 두가지가 있는데 profile 물림율은 저단기어는 1.3 이상 고속 단 기어는 1.5 이상이 되게 하고, face width 물림율은 적어도 1 이상이 되게 하며 다음의 식을 이용하여 계산한다.

$$\epsilon_p = \frac{1}{2\pi} \left\{ Z_1 (\tan \alpha_{kes1} - \tan \alpha_{bs}) + Z_2 (\tan \alpha_{kes2} - \tan \alpha_{bs}) \right\} \quad (7)$$

$$\epsilon_b = b_{ef} \cdot \tan \beta_0 / (\pi m_s) \quad (8)$$

여기서,

$\epsilon_p$  = profile 몰림을

$\epsilon_b$  = face width 몰림을

$\alpha_{bs}$  = trans. operating pressure angle (deg.)

$Z_1, Z_2$  = pinion, gear의 잇수

$b_{ef}$  = 유효치폭 (mm)

$\beta_o$  = 비틀림각 (deg.)

$m_s$  = trans. module (mm)

$$\alpha_{kes1} = \cos^{-1} \left( \frac{d_{g1}}{d_{kef1}} \right)$$

$$\alpha_{kes2} = \cos^{-1} \left( \frac{d_{g2}}{d_{kef2}} \right)$$

$$d_{kef1} = d_{k1} - 2ST_1$$

$$d_{kef2} = d_{k2} - 2ST_2$$

$d_{k1}, d_{k2}$  = pinion, gear의 치선원경 (mm)

$d_{g1}, d_{g2}$  = pinion, gear의 기초원경 (mm)

$ST_1, ST_2$  = pinion, gear의 semi-topping 양 (반경방향) (mm)

몰림을 증가시키기 위해서는 다음과 같은 방법이 있다.

① pinion, gear의 치선원경을 크게 한다.

이때 특히 주의해야 할 사항은 치의 top land가 너무 작아지지 않도록 하고 치끝에서의 contact stress에도 유의한다.

② 전위량의 합이 더 작아지도록 축간거리를 조정한다.

③ 더 작은 압력각을 사용한다.

④ 소 module을 사용한다.

⑤ operating pressure angle을 작게 한다.

⑥ 유효치폭을 크게 한다.

⑦ 비틀림각을 크게 한다.

### 3.11 치 높이

3.8항에서 정해진 치선원경을 이용하여 다음식에 의해 치높이를 계산한다.

$$H = \frac{d_{k1}}{2} + \frac{d_{k2}}{2} - A + km_n \quad (9)$$

여기서,

$H$  = 치높이 (mm)

$d_{k1}, d_{k2}$  = pinion, gear의 치선원경 (mm)

$A$  = 축간거리 (mm)

$m_n$  = normal module (mm)

$k$  = top clearance 계수 (0.25 ~ 0.35)

### 3.12 Contact Diameter

Contact diameter를 아래 식으로 계산한다. 이때 Contact diameter는 기초원경보다 커야 한다.

$$d_{c1} = 2\sqrt{r_{g1}^2 + (A \sin \alpha_{bs} - \sqrt{r_{kef2}^2 - r_{g2}^2})^2} \quad (10)$$

$$d_{c2} = 2\sqrt{r_{g2}^2 + (A \sin \alpha_{bs} - \sqrt{r_{kef1}^2 - r_{g1}^2})^2} \quad (11)$$

여기서,

$d_{c1}, d_{c2}$  = pinion, gear의 contact diameter (mm)

$r_{g1}, r_{g2}$  = pinion, gear의 기초원 반경 (mm)

$A$  = 축간거리 (mm)

$\alpha_{bs}$  = operating pressure angle (deg.)

$r_{kef1}, r_{kef2}$  = pinion, gear의 유효치선원 반경 (mm)

### 3.13 Undercut check

① protuberance가 없는 rack cutter 또는 hob로 치차를 가공할 때는 다음의 식을 만족하여야 undercut가 일어나지 않는다.

$$Ded. - c \leq \frac{d_o}{2} \sin^2 \alpha_{os} \quad (12)$$

여기서

$$Ded. = \text{dedendum} = \frac{d_o}{2} - \frac{d_k}{2} + H$$

$$C = r_c (1 - \sin \alpha_{on})$$

$r_c$  = cutter tip radius (mm)

$\alpha_{on}$  = 공구 압력각 (deg.)

$d_o$  = 피치원경 (mm)

$d_k$  = 치선원경 (mm)

$H$  = 치높이 (mm)

$\alpha_{os}$  = trans. 압력각 (deg.)

이때 undercut가 발생하면 dedendum을 작게 한다.

② pinion cutter 로 가공할 때

치차를 pinion cutter 로 가공할 때는 다음의 식을 만족하여야 undercut 가 일어나지 않는다.<sup>3)</sup>

$$d_{kh} \leq 2 \sqrt{(A_h \sin \alpha_{hs})^2 + r_{gh}^2} \quad (13)$$

여기서

$d_{kh}$  = pinion cutter 의 치선원경 (mm)

$$\text{inv } \alpha_{hs} = 2 \tan \alpha_{on} \left( \frac{x_n + x_{hn}}{Z + Z_h} \right) + \text{inv } \alpha_{os}$$

$$y_h = \frac{Z + Z_h}{2 \cos \beta_o} \left( \frac{\cos \alpha_{os}}{\cos \alpha_{hs}} - 1 \right)$$

$$A_h = \left( \frac{Z + Z_h}{2 \cos \beta_o} + y_h \right) m_n$$

$r_{gh}$  = pinion cutter 의 기초원 반경 (mm)

$\alpha_{on}$  = 공구 압력각 (deg.)

$\alpha_{os}$  = trans. 압력각 (deg.)

$Z$  = 잇수

$x_n$  = 전위계수

$Z_h, x_{hn}$  = pinion cutter 의 잇수, 전위계수

$\beta_o$  = 비틀림각 (deg.)

$m_n$  = normal module (mm)

$A_h$  = 기어와 pinion cutter 와의 중심거리 (mm)

3.14 True involute form diameter

① protuberance 가 없는 rack cutter 또는 hob 로 가공할 때<sup>4)</sup>

$$d_{TIF} = \frac{d_g}{\cos E} \quad (14)$$

여기서,

$$E = \tan^{-1} \left[ \tan \alpha_{os} - \frac{4(\text{ded} - C)}{d_o \sin 2\alpha_{os}} \right]$$

$d_{TIF}$  = true involute form diameter (mm)

$d_g$  = 기초원경 (mm)

$d_o$  = 피치원경 (mm)

$\alpha_{os}$  = trans. 압력각 (deg.)

ded = dedendum (mm)

$C = r_c (1 - \sin \alpha_{on})$

$\alpha_{on}$  = 공구 압력각 (deg.)

$r_c$  = cutter tip radius (mm)

② pinion cutter 로 가공할 때<sup>5)</sup>

$$d_{TIF} = \sqrt{d_g^2 + (d_g \tan \alpha_Q)^2} \quad (15)$$

여기서,

$$d_Q = \tan^{-1} \{ (1+i) \tan \alpha_{hs} - i \tan \alpha_{khs} \}$$

$$i = \frac{Z_h}{Z}$$

$$\text{inv } \alpha_{hs} = 2 \tan \alpha_{on} \left( \frac{x_n + x_{hn}}{Z + Z_h} \right) + \text{inv } \alpha_{os}$$

$$\alpha_{khs} = \cos^{-1} \left( \frac{d_{gh}}{d_{kh}} \right)$$

$Z$  = 잇수

$x_n$  = 전위계수

$Z_h, x_{hn}$  = pinion cutter 의 잇수, 전위계수

$d_{kh}, d_{gh}$  = pinion cutter 의 치선원경, 기초원경 (mm)

$d_g$  = 기초원경 (mm)

$\alpha_{on}$  = 공구 압력각 (deg.)

$\alpha_{os}$  = trans. 압력각

이때 3.12 항에서 구한 contact diameter 가 여기에서 구한 true involute form diameter 보다 커야 한다. 이것을 만족하지 않으면 치선원경을 줄인다.

3.15 미끄럼율<sup>6)</sup>

① pinion (구동기어)

치원에서

$$S_R = \frac{\ell_2 (R_1 + R_2)}{R_2 (R_1 \sin \alpha_{bs} - \ell_2)} \quad (16)$$

치선에서

$$S_R = - \frac{\ell_2 (R_1 + R_2)}{R_2 (R_1 \sin \alpha_{bs} + \ell_1)} \quad (17)$$

② gear (종동기어)

치선에서

$$S_R = - \frac{\ell_2 (R_1 + R_2)}{R_1 (R_2 \sin \alpha_{bs} + \ell_2)} \quad (18)$$

치원에서

$$S_R = \frac{\ell_1 (R_1 + R_2)}{R_1 (R_2 \sin \alpha_{bs} - \ell_1)} \quad (19)$$

여기서,

$S_R$  = 미끄럼율

$R_1, R_2$  = pinion, gear의 맞물림 피치원 반경 (mm)

$\alpha_{bs}$  = 맞물림 압력각 (deg.)

$$\ell_1 = \sqrt{r_{kef1}^2 - r_g^2} - R_1 \sin \alpha_{bs}$$

$$\ell_2 = \sqrt{r_{kef2}^2 - r_g^2} - R_2 \sin \alpha_{bs}$$

$r_{kef1}, r_{kef2}$  = pinion, gear의 유효치선원 반경 (mm)

$r_{g1}, r_{g2}$  = pinion, gear의 기초원반경 (mm)  
미끄럼율이 너무 크면 치선원경을 줄인다.

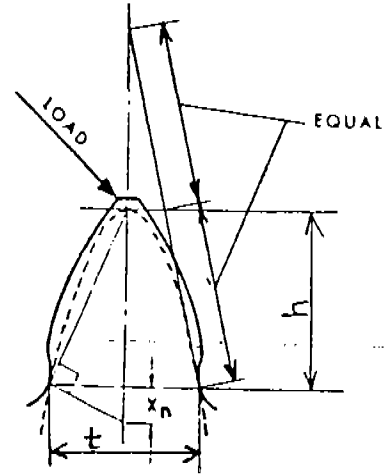


그림 1 치직각 평면

### 3. 16 응력집중계수

응력집중계수는 Dolan & Broghamer의 식으로 다음과 같이 계산한다.<sup>7)</sup>

$$K_f = H + \left(\frac{t}{r_f}\right)^L \left(\frac{t}{h}\right)^M \quad (20)$$

여기서,

$K_f$  = 응력집중계수

$H = 0.18 - 0.008(\alpha_{bn} - 20)$

$L = H - 0.03$

$M = 0.45 + 0.010(\alpha_{bn} - 20)$

$t, h$  - 그림 1 참조

$\alpha_{bn}$  = operating normal 압력각 (ded.)

$r_f$  = minimum fillet radius at root circle (mm)

### 3. 17 Bending Stress

bending stress는 Almen-Straub식에 응력집중계수를 고려하여 다음과 같이 계산한다.<sup>8)</sup>

$$S_b = K_f \frac{3\pi T_1 \times 1000}{Z_1 B N_a X_n} \quad (21)$$

여기서,

$S_b$  = bending stress (kg/mm<sup>2</sup>)

$T_1$  = 구동기어의 torque (kg-m)

$Z_1$  = 구동기어의 잇수

$B$  = 축방향과 평행한 치폭 (mm)

$N_a$  = trans. plane에서의 물림 작용선 길이 (mm)

$X_n$  = 치형계수 (normal plane에서 구함)

하중이 치끝에 작용하는 것으로 하여 치직각 평면에서 치형계수  $X_n$ 을 계산한다.<sup>7)</sup>

bending stress의 판단은 기어의 사용수명, 기어재질, 열처리, shot peening 유무에 따라 달라지며 이에 대한 자료가 없을 시는 기존 자료의 S-N graph를 이용할 수도 있으나 소형-경량화된 치차설계를 위해서는 이미 생산된 기어의 bending stress 계산 및 내구 시험을 통해 자체적인 S-N graph를 작성하여 이용하는 것이 바람직하다.

bending stress를 S-N graph에 따라 판단한 결과

① pinion, gear 모두 stress가 큰 경우는 내구성이 더 좋은 기어재질을 사용하거나 shot peening 처리를 하며 그래도 강도가 불만족이면 module, 압력각, 전위량의 합을 크게 하거나 치선원 직경, 치높이를 작게 한다.

② pinion 또는 gear 어느 한쪽의 stress가 과다하게 클 때는 전위량을 재분배한다.

③ pinion, gear 모두 stress가 너무 안전할 때는 module, 압력각, 전위량의 합을 더 작게 하거나 치선원경을 크게 하여 더 정숙한 치차를 설계한다.

### 3. 18 Contact Stress

Contact stress는 pitch line과 치끝 두곳 모두에서 계산한다.

① pitch line contact stress

Huffaker 가 Hertz 식을 발전시켜 만든 다음의 식으로 계산한다.<sup>8)</sup>

$$S_c = 0.592 \cos \psi \sqrt{\frac{2W_t E}{F \sin(2\phi_n)} \left(\frac{1}{d} + \frac{1}{D}\right)} \quad (22)$$

여기서,

- $S_c$  = pitch line contact stress (kg/mm<sup>2</sup>)
- $\psi$  = 맞물림 피치원에서의 비틀림각 (deg.)
- $W_t$  = 맞물림 피치원에서의 tangential load (kg)
- $E$  = 탄성계수 (kg/mm<sup>2</sup>)
- $F$  = 축방향과 평행한 유효치폭 (mm)
- $\phi_n$  = operating normal pressure angle (deg.)
- $d, D$  = pinion, gear의 operating pitch diameters (mm)

pitch line contact stress의 판단도 bending stress의 경우와 같은 방법으로 한다.

참고로 자료에 나와 있는 판단기준을 소개하면 윤활과 냉각이 정상적으로 되는 열처리 한 강인 경우 다음과 같다.<sup>8)</sup>

- 141 kg/mm<sup>2</sup> 이하 - 무한수명
- 352 kg/mm<sup>2</sup> 이하 - 수동변속기의 1단 기어의 경우
- 246 kg/mm<sup>2</sup> 이하 - 수동변속기의 2단 기어의 경우

contact stress가 너무 크면 유효치폭을 크게 한다.

② 치끝에서의 Contact stress

치끝에서의 contact stress는 다음 식으로 계산하며<sup>9)</sup> 이 stress가 클 경우에는 치선원경을 작게 한다.

$$S_P = 4800 \sqrt{\frac{T_P C \sin \phi_n}{F Z N_P \rho_P (C \sin \phi_t - \rho_P)}} \quad (23)$$

$$S_G = 4800 \sqrt{\frac{T_P C \sin \phi_n}{F Z N_G \rho_G (C \sin \phi_t - \rho_G)}} \quad (24)$$

여기서,

$$\rho_P = \sqrt{r_o^2 - r^2 \cos^2 \phi_t}$$

$$\rho_G = \sqrt{R_o^2 - R^2 \cos^2 \phi_t}$$

$$Z = \rho_P + \rho_G - C \sin \phi_t$$

$S_P$  = pinion tip에서의 contact stress (kg/mm<sup>2</sup>)

$S_G$  = gear tip에서의 contact stress (kg/mm<sup>2</sup>)

$T_P$  = pinion torque (kg-m)

$\phi_n$  = operating normal 압력각 (deg.)

$F$  = 축방향과 평행한 유효치폭 (mm)

$N_P$  = pinion 잇수

$C$  = 축간거리 (mm)

$\phi_t$  = operating trans. 압력각 (deg.)

$r_o, R_o$  = pinion, gear의 유효 치선원 반경 (mm)

$r, R$  = pinion, gear의 맞물림 피치원 반경 (mm)

3. 19 Scoring factor

Scoring factor는 다음 식으로 계산한다.<sup>9)</sup> 그러나 자동차용 기어는 sliding velocity가 매우 작기 때문에 scoring은 거의 일어나지 않는다.

$$(PVT)_P = \frac{\pi n_P}{30} \left(1 + \frac{N_P}{N_G}\right) (\rho_P - r \sin \phi_t)^2 S_P \quad (25)$$

$$(PVT)_G = \frac{\pi n_P}{30} \left(1 + \frac{N_P}{N_G}\right) (\rho_G - R \sin \phi_t)^2 S_G \quad (26)$$

여기서,

$(PVT)_P$  = pinion tip에서의 scoring factor (kg/s)

$(PVT)_G$  = gear tip에서의 scoring factor (kg/s)

$n_P$  = pinion speed (rpm)

$N_P, N_G$  = pinion, gear의 잇수

\* 기타 용어는 3.18항 참조

3. 20 Backlash

위의 3.1~3.19까지의 전과정을 수행하면서 물림율, stress, scoring factor 등 모든 것

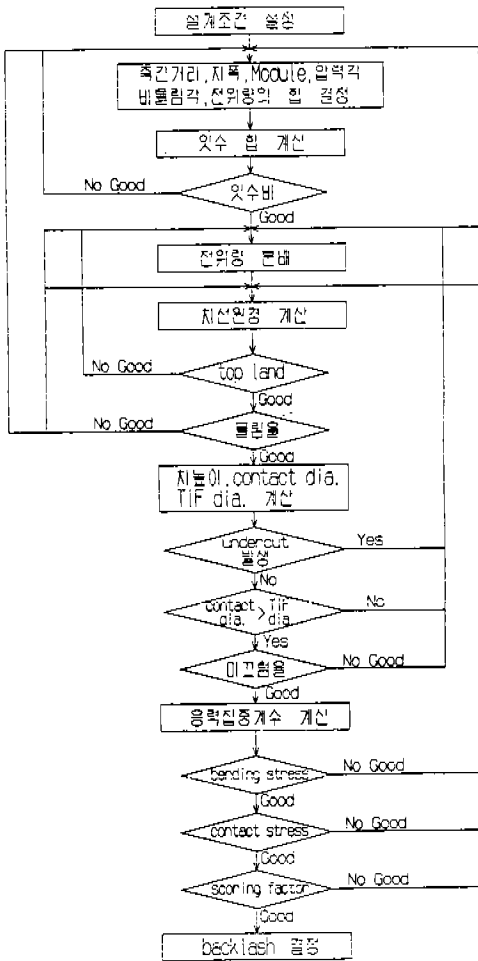


그림 2 치차 설계절차 flow chart

이 만족하다고 판단되면 pinion, gear의 backlash를 정하고 이때의 backlash가 포함된 기어의 치두께를 over ball diameter로 표시한다. 또 축간거리 공차에 의해 생기는 backlash도 계산한다.

이상과 같은 치차 설계절차를 간단하게 flow chart로 그려보면 그림 2와 같다.

#### 4. 결 론

이상과 같은 방법으로 치차설계를 하려면 많은 양의 계산을 신속·정확하게 하여야 하므로 computer를 이용하기 위해 이 설계절

차를 program 할 필요가 있다. computer를 이용하면 trial and error가 가능해지기 때문에 치차설계를 보다 효과적으로 수행할 수 있다.

또 이 설계절차를 이용하여 현재 생산되고 있는 치차에 대해 reverse engineering을 하여 그 치차의 볼림율, top land, 미끄럼율, bending 및 contact stress 등을 자료화 하면 치차설계시 큰 도움이 된다.

끝으로 보다 정속하면서 튼튼하고 소형·경량화된 치차설계를 하기 위해서는 많은 치차 내구시험을 통하여 bending 및 contact stress에 대한 S-N graph를 작성하고 소음시험을 하여 소음정도를 측정 자료화 하는 것이 중요하다. 또한 치차의 강도에 관한 계산식도 좀 더 실제에 가깝도록 꾸준히 계산공식을 발전시켜 나가야 할 것이다.

#### 참 고 문 헌

1. Gear Design, SAE paper No. 680381.
2. Handbook of Practical Gear Design by Darle W. Dudley p. 2. 36~ 2. 38.
3. 치차 편람 해설, p.130
4. Machinery Handbook 치차편.
5. 차동치차와 유성치차의 이론과 설계계산법 (日刊工業社), p. 108.
6. 기계요소 설계 (정석모 著), p. 565~567.
7. AGMA 218. 01.
8. Transmission Gear Design for strength and Surface Durability by E.L.Jones.
9. Handbook of Practical Gear Design by Darle W. Dudley p. 2. 26~ 2. 28.