

타이어工學(7)

—타이어의 動的特性—

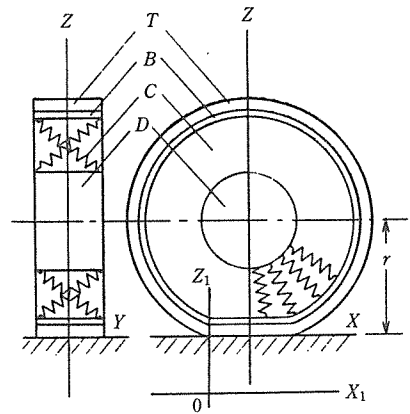
白 南 哲*

6. Cornering特性的 理論

(1) 슬립角이 작은 경우

Cornering特性的 理論은 주로 옆미끄러짐角 α 가 일정하거나 서서히 변화한 경우에 발생하는 橫力 F_y 와 Self Aligning Torque M_z 에 관한 理論이며, Fiala의 理論을 擴張시킨 理論을 적용시켜 설명한다.

Fiala가 타이어의 Cornering特性的 理論을 解析하기 위하여 사용한 模型化 타이어는 [그림 6.1]에 나타난 바와 같이 剛體圓板 D 의 둘레에 圓環狀의 빔 B 가 용수철 C 에 의하여 받쳐져 있다. 圓環狀의 빔 外側에는 彈性體 T 가 있다. 剛體圓板 D 가 실제 車輪의 림에 해당하는 부분이고, 용수철 C 가 타이어의 카카스부에 해당하는 부분이며, 빔의 半徑 方向과 橫方向(Y 方向)의 變位에 비례한 힘을 발생한다. 圓環狀의 빔 B 가 래디알 타이어에서는 벨트(브레카)에 해당하며, 바이어스타이어에서는 브레카 또는 카카스의 接地部에 해당하는 부분이다. 이 빔 B 는 Z 軸 둘레에 有限 구부림剛性を 가지고 있어 Z 軸 둘레의 斷面 2次모멘트를 I_z , 彈性係數를 E 라고 한다.



[그림 6.1] Fiala의 模型化 타이어

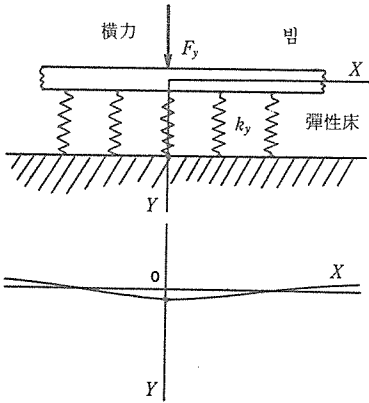
彈性體 T 는 트레드 고무부에 해당하는 부분이며, 接觸面이 單位面積을 갖고 있는 고무 블록으로 되어 있고, 이 고무 블록의 Y 방향에 橫彈力定數를 C_y 라 한다.

이 타이어模型의 빔에 橫力 F_y 가 加해졌을 때의 變形狀態는 대체로 彈性的인 床위에 놓여진 빔[그림 6.2 참조]의 屈曲問題와 同一하게 풀 수 있다. 彈性床의 彈性係數를 k_y 라고 하면 빔이 集中力 F_y 에 의하여 휘 때 그 힘을 나타내는 방정식은 다음과 같다.

$$EId^4y / dx^4 + k_y y = 0 \dots\dots\dots(6.1)$$

이 방정식의 풀이는 힘이 좌우대칭이고 $x=0$ 에서 $dy/dx=0$ 이며, 無限遠에서 힘은 작으

*慶熙大學校 工科大學 教授



[그림 6.2] 彈性床에 놓인 빔의 구부림變形

며, 應力을 積分한 값이 外力과 같다는 것을 고려하면, 다음과 같이 된다.

$$y = \frac{\lambda}{2k_y} F_y e^{-\lambda x} (\cos \lambda x + \sin \lambda x) \dots\dots(6.2)$$

여기에서 $\lambda = \sqrt[4]{k_y / 4EI}$

위의 식을 전개하여 2次式으로 近似시켜 接地面의 前端을 原點으로 한 座標 $x_1 - y_b$ 로 나타내면

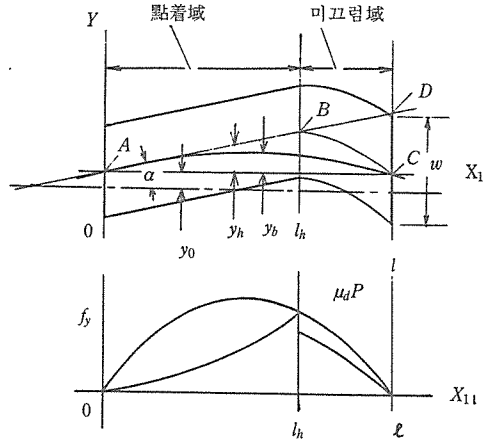
$$y_b = \frac{\delta}{C_y} F_y \frac{x_1}{l} (1 - \frac{x_1}{l}) \dots\dots\dots(6.3)$$

여기에서 $\delta = C_y \lambda^3 l^2 / 2k_y$

l : 接地길이

다음에 슬립角 α 로 轉動中인 타이어의 接地部에서의 트레드 베이스와 트레드 表面의 變形을 [그림 6.3]에 나타냈다.

路面上의 한 점은 직선 ABD 上을 이동하고 트레드 베이스上的 한 점은 AC 上을 이동하는 것으로 한다. 이에 대하여 트레드 고무 블록의 表面上的 한 점은 點 A 에서 路面과 接하고 B 點까지 이동한 후 미끄러지면서 C 點으로 이동한다. 區間 AB 를 粘着域, 區間



[그림 6.3] 타이어 接地部의 變形과 應力

BC 를 미끄럼域이라고 한다. 粘着域에서의 트레드 T 의 트레드 表面과 트레드 베이스와의 變位로부터 Y 軸方向의 應力 f_y 는 다음과 같이 된다.

$$f_y = C_y (x_1 \tan \alpha - y_b) \dots\dots\dots(6.4)$$

이것으로부터 粘着域內의 橫力 F'_y 는 應力 f_y 를 原點에서 미끄러지기 시작하는 점 l_h 까지 積分함으로써 다음 식과 같이 된다. 단, w 는 接地幅이다.

$$F'_y = C_y \int_0^{l_h} w \left\{ x_1 \tan \alpha - \frac{\delta}{C_y} F_y \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l} \right) \right\} dx_1 \dots\dots\dots(6.5)$$

粘着域內의 Z 軸 둘레의 모멘트 M'_z 는 應力 f_y 가 Z 軸 둘레에 만드는 모멘트를 積分함으로써 다음과 같이 된다.

$$M'_z = C_y \int_0^{l_h} w \left(x_1 \tan \alpha - \frac{\delta}{C_y} F_y \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l} \right) \right) (x_1 - l/2) dx_1 \dots\dots\dots(6.6)$$

模型化 타이어의 接地面의 모양은 직사각형이고, 接地壓分布는 橫方向으로 均一하며, 圓周方向은 다음의 2次式으로 나타내는 것으로 가정한다.

$$p = 4p_m \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l} \right) \dots\dots\dots(6.7)$$

接地壓力을 接地面全體에 대하여 積分한 것과 荷重 F_z 가 같게 되는 것에서 다음의 關係式을 이끌어낼 수 있다.

$$F_z = \frac{2}{3} p_m l w \dots\dots\dots(6.8)$$

미끄럼域의 摩擦力이 接地壓力에 비례하는 것에서 미끄럼域內에서의 橫力 F''_y 는 미끄럼 摩擦力을 積分함으로써 다음과 같이 된다. 단, 미끄럼 摩擦係數를 μ_d 라고 한다.

$$F''_y = \int_{l_h}^l 4 w \mu_d p_m \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l} \right) dx_1 \dots\dots\dots(6.9)$$

미끄럼域內의 Z軸 둘레의 모멘트 M''_z 는 미끄럼 摩擦力이 中心軸(Z軸) 둘레에 만드는 모멘트를 積分함으로써 다음과 같이 된다.

$$M''_z = \int_{l_h}^l 4 w \mu_d p_m \frac{x_1}{l} \left(1 - \frac{x_1}{l} \right) \left(x_1 - \frac{l}{2} \right) dx_1 \dots\dots\dots(6.10)$$

單位面積當 트레드 고무에 작용하는 橫力이 單位面積當 最大摩擦力까지 커진 뒤에 미끄러짐이 발생하기 시작하는 것으로 하면 미끄러지기 시작하는 점 l_h 는 (6.4), (6.7) 式으로부터 다음 式과 같이 이끌어낼 수 있

다. 단, 最大摩擦係數를 μ_s 로 한다.

$$l_h = l \left(1 - \frac{C_y l w \tan \alpha}{4 w \mu_s p_m + \delta F_y} \right) \dots\dots\dots(6.11)$$

이상의 사실로부터 타이어에 발생하는 橫力 F_y 와 Self Aligning Torque M_z 는 (6.5), (6.9)式 및 (6.6), (6.10)式을 積分함으로써 다음 式과 같이 된다.

$$\begin{aligned} F_y &= F'_y + F''_y \\ &= C_y l_h^2 w \left\{ \frac{1}{2} \tan \alpha - \frac{\delta F_y}{C_y l} \left(\frac{1}{2} - \frac{l_h}{3l} \right) \right\} \\ &\quad - 4 \mu_d w p_m l \left\{ \frac{1}{6} - \frac{l_h^2}{2l^2} + \frac{l_h^3}{3l^3} \right\} \dots\dots\dots(6.12) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_z &= M'_z + M''_z \\ &= C_y l_h^2 w \left(\frac{l}{4} - \frac{l_h}{3} \right) \tan \alpha + \frac{l_h^2}{l^2} \\ &\quad \left(\frac{\delta F_y}{4} + w \mu_d p_m \right) (l - l_h)^2 \dots\dots\dots(6.13) \end{aligned}$$

이들 式의 오른쪽에는 F_y 가 포함되어 있기 때문에 $\alpha=0$ 의 점에서 順次近似法에 따라 전개하면 다음 式과 같이 된다.

$$\begin{aligned} F_y &= K_y \tan \alpha - \frac{K_y^2}{3 \mu_s F_z} \left(1 + \frac{\delta l}{6} \right) \\ &\quad \left(2 - \frac{\mu_d}{\mu_s} \right) \tan^3 \alpha + \frac{K_y^3}{27 \mu_s^2 F_z^2} \left(1 + \frac{11}{6} \delta l \right. \\ &\quad \left. + \frac{5}{18} \delta^2 l^2 \right) \left(3 - 2 \frac{\mu_d}{\mu_s} \right) \tan^3 \alpha \dots\dots\dots(6.14) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_z &= \left(1 + \frac{\delta l}{6} \right)^2 l \left\{ \frac{K_y}{6(1 + \delta l/6)} \tan \alpha - \frac{K_y^2}{6 \mu_s F_z} \right. \\ &\quad \left. \left(2 - \frac{\mu_d}{\mu_s} \right) \tan^2 \alpha + \frac{K_y^3}{27 \mu_s^2 F_z^2} \left\{ \frac{9}{2} + \frac{33}{4} \delta l \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - 6 \frac{\mu_d}{\mu_s} \left(\frac{1}{2} + \frac{4}{3} \delta l \right) \right\} \tan^3 \alpha - \frac{K_y^4}{324 \mu_s^3 F_z^3} \right. \\ &\quad \left. \left[8 + \frac{68}{3} \delta l + \frac{29}{9} \delta^2 l^2 - \frac{\mu_d}{\mu_s} \left\{ 6 + 5 \delta l \right. \right. \right. \end{aligned}$$

$$+ \frac{13}{6} \delta^2 l^2 - \frac{\mu_d}{\mu_s} \delta l \left(1 + \frac{\delta l}{6} \right) \tan^4 \alpha \dots \dots \dots (6.15)$$

다만, Cornering Stiffness는

$$K_y = \frac{w C_y l^2}{2(1 + \delta l/6)}$$

(6.14), (6.15)식에서 摩擦係數는 일정하고, 트레드 베이스는 구부러지지 않는다고 하면 $\mu_s = \mu_d = \mu$, $\delta = 0$ 로 놓음에 따라서 Fiala의 식과 같은 다음의 식을 이끌어낼 수 있다.

$$F_y = K_y \tan \alpha - \frac{K_y^2}{3 \mu F_z} \tan^2 \alpha + \frac{K_y^3}{27 \mu^2 F_z^2} \tan^3 \alpha \dots \dots \dots (6.16)$$

$$M_z = l \left\{ \frac{K_y}{6} \tan \alpha - \frac{K_y^2}{6 \mu F_z} \tan^2 \alpha + \frac{K_y^3}{18 \mu^2 F_z^2} \tan^3 \alpha - \frac{K_y^4}{162 \mu^3 F_z^3} \tan^4 \alpha \right\} \dots \dots \dots (6.17)$$

이들 식은

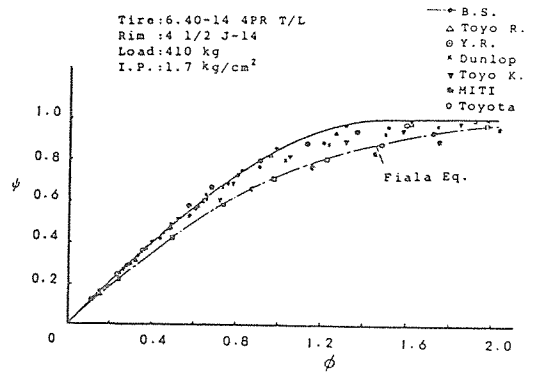
$$\phi = \frac{K_y}{F_z} \tan \alpha, \quad \psi = \frac{F_y}{\mu F_z}, \quad \psi' = \frac{M_z}{\mu F_z l}$$

로 함으로써 無次元化式으로 된다.

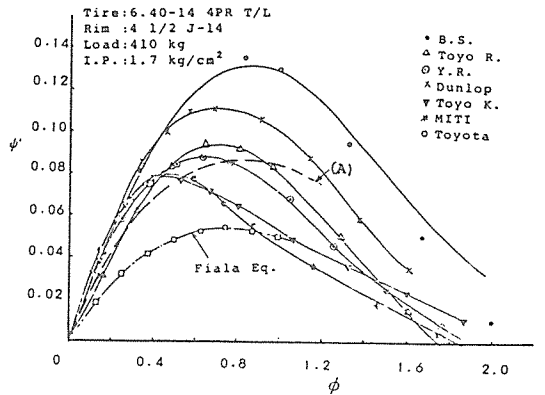
$$\psi = \phi - \phi^2/3 + \phi^3/27 \dots \dots \dots (6.18)$$

$$\psi' = \phi/6 - \phi^2/6 + \phi^3/18 - \phi^4/162 \dots \dots \dots (6.19)$$

日本自動車技術會, 操縱性安定性研究委員會의 보고에 의하면 8대의 타이어試驗機에 의하여 얻은 試驗結果와 無次元化式을 써서 傾向을 비교하면 [그림 6.4], [그림 6.5]와 같이 되고, Cornering特性 ψ 는 비교적 잘 일치하지만, Aligning特性 ψ' 에는 상당한 차이가 있음을 알 수 있다. 또한 그림 가운데



[그림 6.4] 實驗値와 Fiala의 理論式과의 비교 (橫力의 無次元化式에 의한 表示)



[그림 6.5] 實驗値와 Fiala의 理論式과의 비교 (Self Aligning Torque의 無次元化式에 의한 表示)

(A)의 曲線은 (6.15)式을 사용하였으며, 前者보다 비교적 잘 일치하고 있다.

(2) 슬립角이 큰 경우

(1)의 Cornering特性에 대한 설명은 슬립角이 작은 경우의 近似計算에 의한 解析解를 구하는 방법에 대한 것이다. 이에 대하여 여기에서는 슬립角이 큰 경우에 대하여 ① 벨트 전체가 橫力에 따라 캠버角이 붙은 것 같이 비틀어질 것, ② 벨트 전체가 Self Aligning Torque에 따라 슬립角이 變化한 것같이

비틀어질 것, ③ 미끄럼摩擦係數가 速度에 따라 變化할 것, ④ 接地壓力分布를 래디알 타이어에 가까운 n 次($n=4$)의 拋物線에 近似할 것 등의 補正을 고려한 數値解를 구하는 방법에 대해서 설명한다.

① 벨트의 橫力에 의한 구부림變形

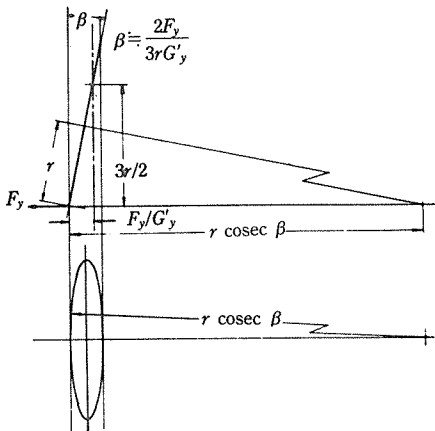
벨트에 橫力이 작용한 경우의 變形은 다음 式과 같이 구할 수 있다.

$$C_0 = \frac{\lambda}{2k_y(1 - e^{-2\pi\lambda r} \cos 2\pi\lambda r)}$$

$$\phi_0 = \frac{1}{\pi r^2} \left(\frac{1}{k_y} - 2C_0 A_1 \right) \dots\dots\dots(6.20)$$

그러나, 여기에서는 좀더 簡略化하여 생각하여, 橫力에 따라 벨트 전체로 기울어짐으로 인한 變形과 그것에 (6.3)式에 나타난 局部的인 變形이 겹친 것으로서 近似한다.

벨트 전체의 기울기에 의한 變形은 $\alpha = \frac{rF_y}{B_{mz}}$ 와 [그림 6.6]에 나타난 바와 같이 되며, 接地域內의 接地前端을 지나는 구부



[그림 6.6] 橫力에 의한 벨트 전체의 變形

림曲線 y_c 는 다음의 近似式으로 주어진다.

$$y_c = \frac{4F_y l^2}{3r^2 G'_y} \frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l} \right) \dots\dots\dots(6.21)$$

G'_y : 타이어 body의 橫剛性

이에 대하여 橫力에 의한 빔의 구부림變形 y_b 는 (6.3)式으로부터

$$y_b = \frac{\delta}{C_y} F_y \frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l} \right)$$

$$\delta = C_y \lambda^3 l^2 / 2k_y, \quad \lambda = \sqrt[4]{k_y / 4EI_z} \dots\dots(6.22)$$

여기에서 벨트의 橫曲變形은 이 兩者가 겹친 것으로 近似시키면 다음과 같이 된다.

$$y = \left(\frac{\delta}{C_y} + \frac{4I_z}{3r^2 G'_y} \right) F_y \frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l} \right) \dots(6.23)$$

더우기 G'_y 는 近似的으로 $y_0 = \frac{F_y}{2\pi k_y r}$ 式에 따라 타이어幅을 省略하면 다음과 같이 된다.

$$G'_y = \frac{2}{3} \pi k_y r \dots\dots\dots(6.24)$$

r : 타이어 半徑

② 垂直軸 둘레의 Torque에 의한 비틀림 變形

벨트에 垂直軸 둘레의 Torque가 작용한 경우의 비틀림變形은 다음의 式으로 구할 수 있다.

$$y = M_z B_0 \{ e^{-\lambda x} (C \cos \lambda x + \sin \lambda x) - e^{-\lambda(2\pi r - x)} \{ C \cos \lambda(2\pi r - x) + \sin \lambda(2\pi r - x) \} \}$$

$$+ M_z \phi_1 r \sin \left(\frac{x}{r} \right) \dots\dots\dots(6.25)$$

그러나, 여기에서는 스틸 벨트의 구부림 剛性이 매우 크기 때문에 벨트 전체가 垂直軸 둘레에 비틀리는 것으로 近似한다.

[그림 3.8]에 나타난 바와 같이 벨트의 垂直軸 둘레의 비틀림剛性을 G'_{mz} 로 하면 Self Aligning Torque M_z 에 의해 [그림 3.8]에 나타난 바와 같이 벨트 전체가 垂直軸 둘레에 비틀려 벨트의 슬립角 α 가 다음과 같이 變

화한다.

$$\alpha = \alpha_0 - M_z / G'_m \dots\dots\dots(6.26)$$

α_0 : 휠의 슬립角

③ 고무의 摩擦係數의 速度에 의한 變化
고무의 미끄럼 摩擦係數의 速度에 의한 變化로서 (5.3)式과 同一한 다음 式을 적용한다.

$$\mu_d = \mu_0 - \alpha V' \dots\dots\dots(6.27)$$

V' : 트레드 고무의 미끄럼 速度

Cornering時의 타이어의 接地面形狀은 [그림 6.3]에서와 같이 路面上의 點이 速度 V 로 點 B 에서 點 D 까지 移動하는 사이에 트레드는 點 D 에서 點 C 까지 미끄러지며 그 미끄럼은 미끄럼域($l_h - l$)內에서만 發生하므로 미끄럼 速度의 平均 V' 는 타이어의 進行速度를 V 로 하면 다음과 같이 된다.

$$V' = l V \sin \alpha / (l - l_h) \dots\dots\dots(6.28)$$

이 식을 위의 式에 代入하면,

$$\mu_d = \mu_0 - \alpha V l \sin \alpha / (l - l_h) \dots\dots\dots(6.29)$$

또한 여기서는 計算을 簡略化하기 위하여 고무 블록의 摩擦係數가 最大 摩擦로부터 미끄럼 摩擦로 옮겨가는 時間을 省略하여 (5.2) 式의 ϵ 는 ∞ 로 한다.

④ 周方向의 接地壓의 分布의 形은 다음의 n 次의 拋物線에서 近似한다.

$$p = \frac{n+1}{n} \frac{2^n F_z}{l^{n+1} w} \left\{ \left(\frac{l}{2} \right)^n - \left(x - \frac{l}{2} \right)^n \right\} \dots\dots\dots(6.30)$$

다만, n 은 래디알 타이어의 경우 $n=4$ 가 가장 가깝다.

이상에서 接地前端에서 距離 x 點에 發生하는 相對橫變位 Δy 는 (6.4)式과 (6.22)式으로부터

$$\Delta y = x \tan \alpha - \left(\frac{\delta}{C_y} + \frac{4l^2}{3r^2 G'_y} \right) F_y \frac{x}{l} \left(1 - \frac{x}{l} \right) \dots\dots\dots(6.31)$$

미끄러지기 시작하는 點 l_h 는 이것에 의한 應力과 最大 摩擦力이 같아지는 點이므로 이 式과 (6.30)式으로부터 다음 式을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} & \frac{n+1}{n} \frac{2^n F_z \mu_s}{l^{n+1} w} \left\{ \left(\frac{l}{2} \right)^n - \left(x - \frac{l}{2} \right)^n \right\} \\ & = C_y \left[x \tan \alpha - \left(\frac{\delta}{C_y} + \frac{4l^2}{3r^2 G'_y} \right) F_y \left(\frac{x}{l} \right) \left(1 - \frac{x}{l} \right) \right] \dots\dots\dots(6.32) \end{aligned}$$

l_h 는 이 式의 解로서 計算機에 의하여 손쉽게 求할 수 있다. 다만, $l_h < 0$ 인 경우 $l_h = 0$ 로 한다.

이것에서 粘着域內의 橫力 F'_y 는 (6.5)式과 마찬가지로 하여

$$\begin{aligned} F'_y & = C_y l_h^2 w \left\{ \frac{1}{2} \tan \alpha - \left(\frac{\delta}{C_y} + \frac{4l^2}{3r^2 G'_y} \right) \right. \\ & \left. \frac{F_y}{l} \left(\frac{1}{2} - \frac{l_h}{3l} \right) \right\} \dots\dots\dots(6.33) \end{aligned}$$

粘着域內의 Z 軸 둘레의 모멘트 M'_z 는 (6.6) 式과 마찬가지로 하여

$$\begin{aligned} M'_z & = C_y l_h^2 w \left(\frac{l_h}{3} - \frac{l}{4} \right) \tan \alpha + \left(\delta + \frac{4l^2 C_y}{3r^2 G'_y} \right) \\ & \frac{F_y w l_h}{4l^2} (l_h - l)^2 \dots\dots\dots(6.34) \end{aligned}$$

다음에 미끄럼域內의 橫力 F''_y 는,

$$F_y'' = \frac{n+1}{n} \frac{2^n F_z \mu_d}{l^{n+1}} \int_{l_h}^l \left[\left(\frac{l}{2}\right)^n - \left(x - \frac{l}{2}\right)^n \right] dx$$

$$= \frac{n+1}{n} \frac{2^n F_z \mu_d}{l^{n+1}} \left\{ \left(\frac{l}{2}\right)^n (l - l_h) - \frac{1}{n+1} \left\{ \left(\frac{l}{2}\right)^{n+1} - \left(l_h - \frac{l}{2}\right)^{n+1} \right\} \right\} \dots\dots\dots(6.35)$$

미끄럼域内の Z 軸 둘레의 모멘트 M_z'' 는,

$$M_z'' = \frac{n+1}{n} \frac{2^n F_z \mu_d}{l^{n+1}} \int_{l_h}^l \left[\left(\frac{l}{2}\right)^n - \left(x - \frac{l}{2}\right)^n \right] \left(x - \frac{l}{2}\right) dx$$

$$= \frac{n+1}{n} \frac{2^n F_z \mu_d}{l^{n+1}} \left\{ \left(\frac{l}{2}\right)^n (l - l_h) - \frac{1}{n+1} \left\{ \left(\frac{l}{2}\right)^{n+1} - \left(l_h - \frac{l}{2}\right)^{n+1} \right\} \right\} \dots\dots\dots(6.36)$$

미끄럼域内の Z 軸 둘레의 모멘트 M_z'' 는,

$$M_z'' = \frac{n+1}{n} \frac{2^n F_z \mu_d}{l^{n+1}} \int_{l_h}^l \left[\left(\frac{l}{2}\right)^n - \left(x - \frac{l}{2}\right)^n \right] \left(x - \frac{l}{2}\right) dx = \frac{n+1}{n} \frac{2^n F_z \mu_d}{l^{n+1}} \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{l}{2}\right)^n \left[\left(\frac{l}{2}\right)^2 - \left(l_h - \frac{l}{2}\right)^2 \right] - \frac{1}{n+2} \left\{ \left(\frac{l}{2}\right)^{n+2} - \left(l_h - \frac{l}{2}\right)^{n+2} \right\} \right\} \dots\dots\dots(6.37)$$

이것에서 全橫力 F_y 와 Self Aligning Torque M_z 는 윗 式의 合(和)이 되어

$$F_y = C_y l_h^2 w \left\{ \frac{1}{2} \tan \alpha - \left(\frac{\delta}{C_y} + \frac{4l^2}{3r^2 G_y'} \right) \frac{F_y}{l} \left(\frac{1}{2} - \frac{l_h}{3l} \right) \right\} + \frac{n+1}{n} \frac{2^n F_z \mu_d}{l^{n+1}} \left\{ \left(\frac{l}{2}\right)^n (l - l_h) - \frac{1}{n+1} \left\{ \left(\frac{l}{2}\right)^{n+1} - \left(l_h - \frac{l}{2}\right)^{n+1} \right\} \right\} \dots\dots\dots(6.38)$$

$$M_z = C_y l_h^2 w \left(\frac{l_h}{3} - \frac{l}{4} \right) \tan \alpha + \left(\delta + \frac{4l^2 C_y}{3r^2 G_y'} \right) \frac{F_y l^2 h}{4l^2} (l_h - l)^2 + \frac{n+1}{n} \frac{2^n F_z \mu_d}{l^{n+1}} \left\{ \frac{1}{2} \left(\frac{l}{2}\right)^n \left[\left(\frac{l}{2}\right)^2 - \left(l_h - \frac{l}{2}\right)^2 \right] - \frac{1}{n+2} \left\{ \left(\frac{l}{2}\right)^{n+2} - \left(l_h - \frac{l}{2}\right)^{n+2} \right\} \right\} \dots\dots\dots(6.39)$$

다만, $\mu_d = \mu_0 - \alpha \frac{lV}{l - l_h} \sin \alpha \dots\dots\dots(6.40)$

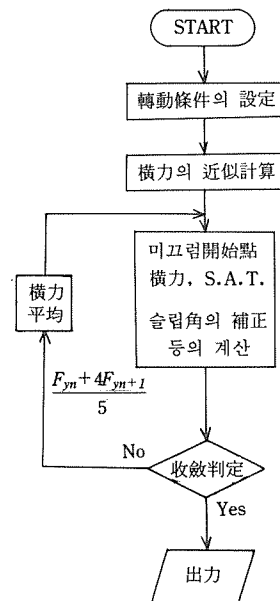
이것에서 Cornering Force F_y' 는 轉動抵抗成分을 省略하여

$$F_y' = F_y \cos \alpha \dots\dots\dots(6.41)$$

Cornering 抵抗 F_x' 는,

$$F_x' = F_y \sin \alpha + \eta F_z \cos \alpha \dots\dots\dots(6.42)$$

η : 轉動抵抗係數

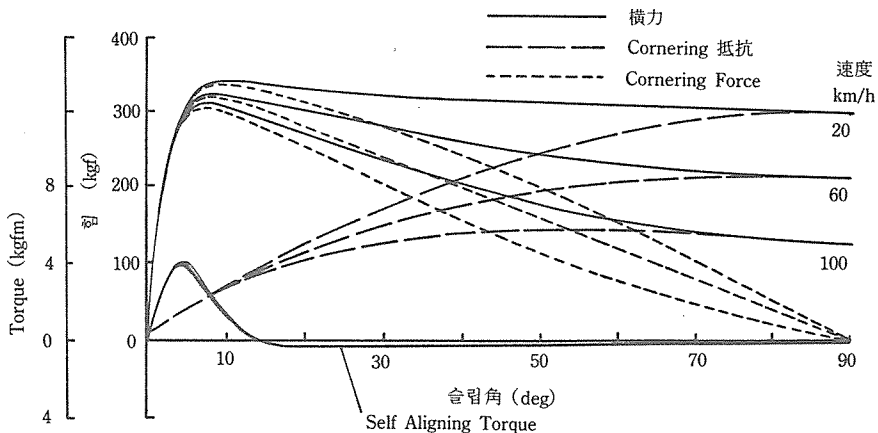


(그림 6.7) 橫力, Self Aligning Torque의 收斂計算 順序圖

```

10 ***** Cornering Force & SAT on Wet Road *****
20 ***** Basic N100 *****
30 CY= 8600000#          'kgf/m3      : Lateral Spring Constant of Tread
40 L=.1                  'm          : Contact Length
50 W=.12                 'm          : Contact Width
60 N=4                   '            : Order of Contact Press.
70 P=2                   'kgf/cm2     : Inner Press.
80 KY=5120*P+5574        'kgf/m2     : Spring Const. of Carcase
90 EI=52.755*5.30578    'kgfm2      : Bending Rigidity
100 RO=.03               '            : Coefficient of Rolling Resistance
110 R=.27                 'm          : Radius of Tire
120 GMZ=4*KY*R^3         'kgfm/rad    : Torsional Rigidity of Tire
130 PAI=3.1415926535898#
140 GY=2/3*PAI*KY*R      'kgf/m       : Lateral Rigidity of Tire
150 RUM=(KY/4/EI)^(1/4)
160 DLT=CY*RUM^3*L^2/2/KY
170 KPY=CY*L^2*W/2/(1+DLT*L/6) 'kgf/rad     : Cornering Stiffness
180 MUS=1.1               '            : Max. Frictin Coefficient
190 MUD0=.8               '            : Dynamic Friction Constant
200 A=.005               'h/km       : Friction Decreasing Constant
210 FZ=300                'kg         : Vertical Load
220 DEF FNLH(N,ALF,LH1,FY)=(N+1)/N*2^N*FZ*MUS/L^(N+1)/W*((L/2)^N-(LH1-L/2)^N)-CY
* LH1*TAN(ALF)+(DLT/CY+4*L^2/R^2/3/GY)*FY/L^2*LH1*(L-LH1)*CY
230 DEF FNFY(N,ALF,LH,FY,MUD)=CY*LH^2*W*((TAN(ALF)/2-(DLT/CY+4*L^2/R^2/3/GY)*FY/L
*((1/2-LH/3/L))+(N+1)/N*2^N*FZ*MUD/L^(N+1))*((L/2)^N*(L-LH)-((L/2)^(N+1)-(LH-L/2)^(
(N+1)))/(N+1))
240 DEF FNMZ(N,ALF,LH,FY,MUD)=CY*LH^2*W*((LH/3-L/4)*TAN(ALF)+(DLT/CY+4*L^2/R^2/3/
GY)*CY*FY*LH^2/4/L^2*(LH-L)^2+(N+1)/N*2^N*FZ*MUD/L^(N+1))*((L/2)^N*((L/2)^2-(LH-L/
2)^2)/2-(L/2)^(N+2)-(LH-L/2)^(N+2))/(N+2))-FZ*RO*FY/GY
250 CLS
260 WINDOW(0,500)-(2,-100) :LINE(0,350)-(0,-100) :LINE(0,0)-(PAI/2,0)
270 FOR V=20 TO 100 STEP 40 'km/h      :Velocity
280 ALFD=0
290 ALFD=ALFD+.5          :IF ALFD>90 THEN GOTO 430
300 ALF1=ALFD*PAI/180
310 FY=KPY*TAN(ALF)      : IF FY>FZ*MUS THEN FY=FZ*MUS
320 ALF=ALF1-MZ/GMZ
330 GOSUB 450
340 LH=LH1 :MUD=MUD0-A*L/(L-LH)*V*SIN(ALF)
350 FY1=FNFY(N,ALF,LH,FY,MUD) :FY2=(FY+4*FY1)/5
360 IF ABS(FY1-FY)<.1 THEN GOTO 390
370 FY=FY2 :MZ=FNMZ(N,ALF,LH,FY,MUD)
380 GOTO 320
390 CF=FY*COS(ALF) :CR=FY*SIN(ALF)+FZ*RO*COS(ALF)
400 PSET(ALF,CF) :PSET(ALF,CR) :PSET(ALF,FY) :PSET(ALF,MZ*20)
410 'LPRINT USING "#####.####":ALFD,FY,CF,CR,MZ
420 GOTO 290
430 NEXT V
440 END
450 J=2 :*****SUB KONN*****
460 LH1=1.1*L
470 LH1=LH1-.1^J :Q=FNLH(N,ALF,LH1,FY) :IF Q=0 GOTO 530
480 IF Q>0 THEN LH1=LH1+.1^J
490 IF Q>0 THEN J=J+1
500 IF J>5 THEN GOTO 530
510 GOTO 470
520 IF LH1<0 THEN LH1=0
530 RETURN
    
```

(그림 6.8) Cornering 特性計算 프로그램例



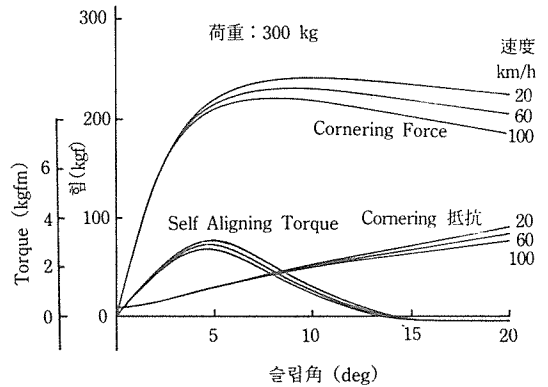
(그림 6.9) 젖은 路面에서의 Cornering 特性의 速度에 의한 變化

이들의 식으로부터 順次近似法에 따라 解析解를 求할 수도 있으나 슬립角이 큰 곳에서는 精度가 나빠진다. 그래서 여기서는 計算機를 써서 求하는 方法에 對하여 說明한다. 윗 식의 兩邊에는 橫力 F_y 가 包含되어 있다. 때문에 計算의 方法은 [그림 6.7]의 順序圖에 나타난 바와 같이 橫力으로서 適當한 값의 F_{y1} 을 구하여 右邊을 計算하고 이것을 F_{y2} 라 한다. 그리고 收束을 빨리 하기 위하여 重疊付平均 $(F_{y1}+4F_{y2})/5$ 를 行하여 이 값을 써서 다시 F_{y3} 을 計算한다. 차례로 이 計算을 반복하여 수렴시켜 F_{yn} 과 $F_{y(n+1)}$ 과의 誤差의 範圍內에서 一致된 값을 橫力 F_y 로 한다. 이렇게 하여 F_y 가 求해지면 미끄럼關始點 l_h 가 決定되고 Self Aligning Torque M_2 가 求해져진다. 또한 다른 補正項은 計算고리 속에 끼워넣으면 된다.

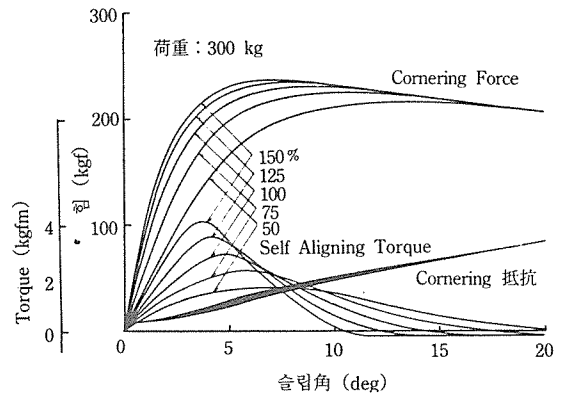
[그림 6.8]은 計算프로그램의 一例이다. 또한, [그림 6.9]는 이것에서 計算한 一例이며, 젖은 路面上에서의 橫力, Cornering Force, Cornering 抵抗과 슬립角의 關係의 速度變化를 나타낸 것이다.

또한 타이어 自身의 轉動抵抗係數는 試驗機의 軸반이抵抗을 포함하여 $\eta=0.03$ 으로 하였다. 또 [그림 6.10]는 Cornering Force와 Self Aligning Torque의 슬립角이 적은 곳을 擴大한 것이다.

이들의 그림으로부터 最大橫力은 速度에 의하여 그다지 變化하지 않으나 完全橫미끄럼時(슬립角 90°)의 橫力은 速度에 따라 크게 變化하는 것을 알 수가 있다. [그림 6.11]은 트레드 고무의 橫彈性定數를 變化시킴으로써 Cornering Stiffness를 變化시켰을 때의 Cornering 特性을 나타낸다.



[그림 6.10] 젖은 路面上에서의 Cornering 特性의 速度에 의한 變化



[그림 6.11] 트레드 고무의 橫彈性定數에 의해 Cornering Stiffness를 變化시킨 경우의 Cornering 特性의 變化

이것에서 Cornering Stiffness가 클수록 Self Aligning Torque의 피크값 및 橫力の 피크값이 커짐을 알 수가 있다.

以上과 같이 古典論에서도 영향이 큰 要因을 補完함으로써 Cornering 特性의 대개의 값과 傾向을 알 수가 있다.