

# 動力耕耘機의 傾斜地牽引 및 走行特性에 關한 研究 (Ⅱ)

—動力耕耘機—트레일러系의 橫滑動 및 動橫轉倒限界—

## Study on the Travel and Tractive Characteristics of the Two-Wheel Tractor on the General Slope Ground (Ⅱ)

—Dynamic Side-overturn of the Tiller-trailer System—

宋 鉉 甲\* · 鄭 昌 柱\*\*  
Song, Hyun Kap · Chung, Chang Joo

### Summary

Power tiller is a major unit of agricultural machinery being used on farms in Korea. About 180,000 units are introduced by 1977 and the demand for power tiller is continuously increasing as the farm mechanization progress. Major farming operations done by power tiller are the tillage, pumping, spraying, threshing, and hauling by exchanging the corresponding implements. In addition to their use on a relatively mild slope ground at present, it is also expected that many of power tillers could be operated on much inclined land to be developed by upland enlargement programme. Therefore, research should be undertaken to solve many problems related to an effective utilization of power tillers on slope ground

The major objective of this study was to find out the travelling and tractive characteristics of power tillers being operated on general slope ground

In order to find out the critical travelling velocity and stability limit of slope ground for the side sliding and the dynamic side overturn of the tiller and tiller-trailer system, the mathematical model was developed based on a simplified physical model. The results analyzed through the model may be summarized as follows;

(1) In case of no collision with an obstacle on ground, the equation of the dynamic side overturn developed

$$\text{was: } \sum_{i=1}^n W_i a_s \left( \cos\alpha \cos\phi - \frac{C_1 V^2 \sin\phi}{g R \cos\beta} \right) - I_{AB} \frac{V^2}{Rr} = 0$$

\* 忠北大農大  
\*\* 서울大農大

In case of collision with an obstacle on ground, the equation

was:

$$\sum_{i=1}^n W_i a_i \left\{ \cos\alpha(1-\sin\phi_1) - \frac{C_1 V^2 \cos\phi_0}{g R \cos\beta} \right\} - \frac{1}{2} I_{TP} \left( \frac{2kV_2}{d_1+d_2} \right) - I_{AB} \frac{V^2}{Rr} \left( \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{180} \phi_2 \right) = 0$$

(2) As the angle of steering direction was increased, the critical travelling velocities of side sliding and dynamic side overturn were decreased.

(3) The critical travelling velocity was influenced by both the side slope angle and the direct angle. In case of no collision with an obstacle, the critical velocity  $V_C$  was 2.76-4.83m/sec at  $\alpha=0^\circ$ ,  $\beta=20^\circ$ ; and in case of collision with an obstacle, the critical velocity  $V_{CC}$  was 1.39-1.5m/sec at  $\alpha=0^\circ$ ,  $\beta=20^\circ$ .

(4) In case of no collision with an obstacle, the dynamic side overturn was stimulated by the carrying load but in case of collision with an obstacle, the danger of the dynamic side overturn was decreased by the carrying load.

(5) When the system travels downward with the first set of high speed the limit of slope angle of side sliding was  $\beta=5^\circ-10^\circ$  and when travels upward with the first set of high speed, the limit of angle of side sliding was  $\beta=10^\circ-17.4^\circ$ .

(6) In case of running downward with the first set of high speed and collision with an obstacle, the limit of slope angle of the dynamic side overturn was  $=12^\circ-17^\circ$  and in case of running upward with the first set of high speed and collision of upper wheels with an obstacle, the limit of slope angle of dynamic side overturn collision of upper wheels against an obstacle was  $\beta=22^\circ-33^\circ$  at  $\alpha=0^\circ-17.4^\circ$ , respectively.

(7) In case of running up and downward with the first set of high speed and no collision with an obstacle, the limit of slope angle of dynamic side overturn was  $\beta=30^\circ-35^\circ$ .

(8) When the power tiller without implement attached travels up and down on the general slope ground with first set of high speed, the limit of slope angle of dynamic side overturn was  $\beta=32^\circ-39^\circ$  in case of no collision with an obstacle, and  $\beta=11^\circ-22^\circ$  in case of collision with an obstacle, respectively.

## 要 約

動力耕耘機는 構造上 不安定要素를 많이 가지고 있기 때문에 一般傾斜地에서 旋回走行하는 경우에 橫滑動 및 橫轉倒의 危險性이 크며 特히 傾斜開墾地는 地面狀態가 均一하지 못하기 때문에 橫轉倒事故率이 크다. 安全作業이란 觀點에서 뿐만 아니라 傾斜地機械化의 促進을 위하여 이런 問題의 科學的 研究가 絶실히 要請된다. 따라서 作業機 裝着없는 單一動力耕耘機와 動力耕耘機-트레일러系가 一般傾斜地를 旋回走行하는 경우 二方向 傾斜角, 旋回方向角, 障礙物有無, 積載荷重別로 橫滑動 및 動橫轉倒限界를 찾아 내기 위하여 橫轉倒 限界走行速度

에 關한 數學的인 模型을 開發하고 이 模型을 通하여 安全限界 傾斜度를 찾으려 한다.

## 1. 理論分析

가. 一般斜傾地面の 幾何學的 關係의 設定

二輪트랙터-트레일러系가 一般傾斜地面에 놓였을 때의 힘의 平衡關係를 유도하기 위하여 우선 系가 平面에 놓였다고 생각했을때 系의 進行方向을 X軸, 系의 側方向을 Y軸, XY平面에 垂直한 軸方向을 Z軸으로 잡는다.

또한 一般傾斜面에 있어서는 二輪트랙터-트레일러系의 進行方向傾斜角을  $\alpha$ , 側方向傾斜角을  $\beta$ 로

하였으되  $\alpha$  혹은  $\beta$ 만을 갖는 傾斜面을 單一傾斜面이라 하였으며  $\alpha, \beta$ 를 同時에 갖는 경사면을 二方向 傾斜面이라고 定義하였다.

上向의 傾斜面을 正의  $\alpha$ 각 下向의 傾斜面을 負의  $\alpha$ 각으로 하였다.

따라서  $XY$  座標系에서  $Y$ 軸을 回轉軸으로  $\alpha$ 만큼 回轉시켜 생기는 座標系는  $X_\alpha Y Z_\alpha$ 가 되고  $X_\alpha$ 軸을 回轉軸으로 하여  $\beta$ 만큼 回轉시킨 座標系는  $X_\alpha Y_\beta Z_{\alpha\beta}$ 가 된다. (Fig. 1. 1-a, 1-b 參照)

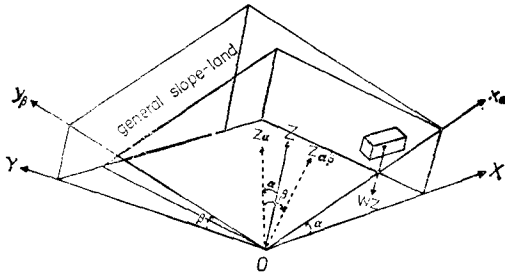


Fig. 1. Coordinate system for the general slope ground established for this study.

나. 座標變換法에 依한 荷重 벡터  $\vec{W}$ 의 各方向 分力 解析

Fig. 1.에서 보는바와 같이  $XYZ$ 를 基準座標系로 하여 二方向 傾斜를 이루고 있는  $X_\alpha Y_\beta Z_{\alpha\beta}$ 座標系까지 二段階로 座標를 變換하여 이 最終座標系에 놓이게 될 荷重 벡터  $\vec{W}$ 의 各方向 分力을 解析코자 한다.

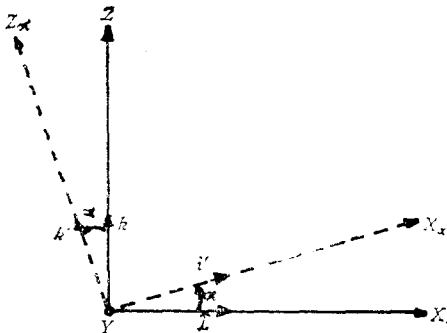


Fig. 1-a. Rectangular coordinate system rotated by angle  $\alpha$  about  $Y$  axis.

Fig. 1-a와 같이  $Y$ 軸을 中心軸으로  $X, Z$ 軸을  $\alpha$ 角 만큼 回轉하여 一段階座標變換을 하기 위하여  $\hat{j}, \hat{k}$ 를  $X, Y, Z$ 軸에 對한 單位 벡터로 하고  $\hat{i}', \hat{k}'$ 를

$X_\alpha, Z_\alpha$ 軸에 對한 單位 벡터로 하면 이들 座標系에 對한  $\vec{W}$ 벡터의 各方向 分力은 다음과 같은 式으로 表示된다.

$$\vec{W} = W_{X_\alpha} \hat{i}' + W_Y \hat{j} + W_{Z_\alpha} \hat{k} = W_X \hat{i} + W_Y \hat{j} + W_Z \hat{k} \quad (1)$$

(1)式에  $\hat{i}', \hat{j}, \hat{k}'$ 를 dot product하면  $W_{X_\alpha}, W_Y, W_{Z_\alpha}$ 에 대한 다음과 같은 式을 얻는다.

$$\left. \begin{aligned} W_{X_\alpha} &= W_X \hat{i}' \cdot \hat{i}' + W_Y \hat{j}' \cdot \hat{i}' + W_{Z_\alpha} \hat{k}' \cdot \hat{i}' \\ W_Y &= W_X \hat{i}' \cdot \hat{j} + W_Y \hat{j}' \cdot \hat{j} + W_{Z_\alpha} \hat{k}' \cdot \hat{j} \\ W_{Z_\alpha} &= W_X \hat{i}' \cdot \hat{k}' + W_Y \hat{j}' \cdot \hat{k}' + W_{Z_\alpha} \hat{k}' \cdot \hat{k}' \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

(2)式을 行列式으로 表示하면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} W_{X_\alpha} \\ W_Y \\ W_{Z_\alpha} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \hat{i}' \cdot \hat{i}' & \hat{j}' \cdot \hat{i}' & \hat{k}' \cdot \hat{i}' \\ \hat{i}' \cdot \hat{j} & \hat{j}' \cdot \hat{j} & \hat{k}' \cdot \hat{j} \\ \hat{i}' \cdot \hat{k}' & \hat{j}' \cdot \hat{k}' & \hat{k}' \cdot \hat{k}' \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} W_X \\ W_Y \\ W_Z \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (3)$$

(3) 式의 단위 벡터의 dot product로 表示되어 있는 座標變換媒介行列(transfer matrix)을 方向餘弦으로 表示하면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} W_{X_\alpha} \\ W_Y \\ W_{Z_\alpha} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \cos \alpha & 0 & \sin \alpha \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin \alpha & 0 & \cos \alpha \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} W_X \\ W_Y \\ W_Z \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (4)$$

Fig. 1-b와 같이  $X_\alpha$ 軸을 中心軸으로  $Y, Z_\alpha$ 軸을  $\beta$ 角만큼 回轉하여 第二段階 座標變換을 하기 위하여

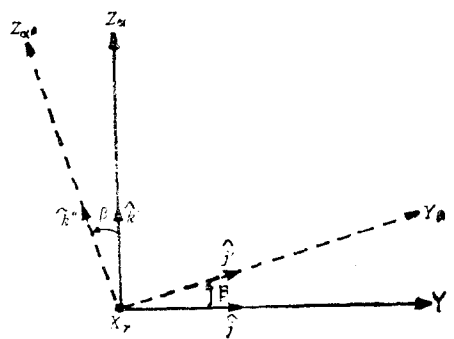


Fig. 1-b. Rectangular coordinate system rotated by angle  $\beta$  about  $X_\alpha$  axis.

$\hat{i}', \hat{j}', \hat{k}'$ 를  $X_\alpha, Y_\beta, Z_{\alpha\beta}$ 軸에 對한 單位 벡터로 하고 第一段階座標變換에서와 같은 方法으로  $X_\alpha Y_\beta Z_{\alpha\beta}$ 座標系에서  $X_\alpha Y_\beta Z_{\alpha\beta}$ 座標系로 變換하면 荷重 벡터  $\vec{W}$ 의 各分力은 다음과 같은 行列式으로 表示된다.

$$\begin{Bmatrix} W_{X_\alpha} \\ W_{Y_\beta} \\ W_{Z_{\alpha\beta}} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \hat{i}' \cdot \hat{i}' & \hat{j}' \cdot \hat{i}' & \hat{k}' \cdot \hat{i}' \\ \hat{i}' \cdot \hat{j}' & \hat{j}' \cdot \hat{j}' & \hat{k}' \cdot \hat{j}' \\ \hat{i}' \cdot \hat{k}' & \hat{j}' \cdot \hat{k}' & \hat{k}' \cdot \hat{k}' \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} W_{X_\alpha} \\ W_{Y_\beta} \\ W_{Z_\alpha} \end{Bmatrix} \dots\dots\dots (5)$$

(5) 式에 단위 벡터의 dot products로 表示되어 있는 二段階座標變換媒介行列(second transfer matrix)을 方向餘弦으로 表示하면 다음과 같다.

$$\begin{Bmatrix} W_{X\alpha} \\ W_{Y\beta} \\ W_{Z\alpha\beta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\beta \sin\beta & \sin\beta \\ 0 & -\sin\beta \cos\beta & \cos\beta \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} W_{X\alpha} \\ W_Y \\ W_{Z\alpha} \end{Bmatrix} \dots\dots(6)$$

(6) 式에 (4) 式을 代入하면 XYZ 기준 좌표계에서  $X_\alpha Y_\beta Z_{\alpha\beta}$  最終 좌표계의 變換이 完成되며 다음 式으로 表示된다.

$$\begin{Bmatrix} W_{X\alpha} \\ W_{Y\beta} \\ W_{Z\alpha\beta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos\beta \sin\beta \\ 0 & -\sin\beta \cos\beta \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \cos\alpha & 0 & \sin\alpha \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin\alpha & 0 & \cos\alpha \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} W_X \\ W_Y \\ W_Z \end{Bmatrix} \dots\dots(7)$$

(7) 式에 있는 두 座標變換媒介行列을 곱하면 다음 式을 얻는다.

$$\begin{Bmatrix} W_{X\alpha} \\ W_{Y\beta} \\ W_{Z\alpha\beta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \cos\alpha & 0 & \sin\alpha \\ -\sin\beta \sin\alpha & \cos\alpha & \sin\beta \cos\alpha \\ -\cos\beta \sin\alpha - \sin\beta & \cos\beta \cos\alpha & \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} W_X \\ W_Y \\ W_Z \end{Bmatrix} \dots\dots(8)$$

XYZ의 基準座標系에서 荷重 W는 Z軸의 負方向 垂直分力  $W_Z$ 값만을 가지므로  $W_X=W_Y=0$ 임을 考慮하면 式(8)은 다음 式으로 된다.

$$\begin{Bmatrix} W_{X\alpha} \\ W_{Y\beta} \\ W_{Z\alpha\beta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \cos\alpha & 0 & \sin\alpha \\ -\sin\beta \sin\alpha & \cos\alpha & \cos\alpha \sin\beta \\ -\cos\beta \sin\alpha - \sin\beta & \cos\beta \cos\alpha & \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -W_Z \end{Bmatrix} \dots\dots(9)$$

最終 座標系  $X_\alpha Y_\beta Z_{\alpha\beta}$  혹은  $xyz$ 에 놓인 荷重 벡터의 各方向分力은 (9) 式으로부터 다음과 같이 整理된다.

$$\left. \begin{aligned} W_{X\alpha} &= W_x = -W_Z \sin\alpha \\ W_{Y\beta} &= W_y = -W_Z \cos\alpha \sin\beta \\ W_{Z\alpha\beta} &= W_z = -W_Z \cos\alpha \cos\beta \end{aligned} \right\} \dots\dots(10)$$

一般 傾斜地面에 놓인 荷重 벡터  $\vec{W}$ 를 各方向分力項으로 表示하면 (10) 式에 依하여 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned} \vec{W} &= \vec{W}_{X\alpha} + \vec{W}_{Y\beta} + \vec{W}_{Z\alpha\beta} = \vec{W}_x + \vec{W}_y + \vec{W}_z \\ \therefore \vec{W} &= -W_Z (\hat{i} \sin\alpha + \hat{j} \cos\alpha \sin\beta + \hat{k} \cos\alpha \cos\beta) \end{aligned} \dots\dots(11)$$

다. 動橫轉倒 解析

動力耕耘機 트레일러가 一般 傾斜地面을 直線 및 曲線 走行할 때 動橫轉倒 限界를 決定하여 주는 要因

에는 重心位置, 荷載荷重, 走行速度, 走行裝置 등의 內的 要因과 路面 혹은 耕地面狀態, 旋回方向角 障礙物 크기 등의 外的 要因을 들 수 있다. 이 要因들은 多樣하여 不規則性을 가지므로 理論的 解析의 便宜上 다음과 같은 몇 가지 假定을 設定하였다.

- ① 動力耕耘機-트레일러系는 動力耕耘機, 運轉員, 트레일러의 三部分의 組合으로 成立되어 있으며
- ② Hitch point에서 드로우버의 回轉은 左右方向만을 허용하는 간단한 一自由度系로 하였고
- ③ 障礙物이 없는 경우의 傾斜表面 狀態는 均一하다고 가정하였으며 한편 表面狀態가 不規則하고 石片이 있는 경우를 考慮하여 位意의 固體形 障礙物이 動力耕耘機와 트레일러의 山側車輪에 同時에 衝突하는 것으로 하였다.
- ④ 左右車輪의 不等沈下로 인한 車體傾斜角 增加는 地面 傾斜角에 포함시켰고,
- ⑤ 曲線 走行線速度에 依한 遠心力이 傾斜面 外側으로 作用하도록 旋回 走行方向을 定하였고,
- ⑥ 경운기의 溪谷側車輪 接地點과 트레일러의 溪谷側車輪 接地點을 연결하는 直線을 橫轉倒軸으로 하였다.

以上과 같은 條件下에서 角運動量과 力積의 原理와 일-에너지 방정식(work and energy equation)의 두가지 方法으로 動橫轉倒 運動方程式을 誘導하였다.

1) 動橫轉倒 運動方程式

① 角運動量과 力積에 依한 運動方程式

外力에 依한 偶力  $M^0$ 을 Fig. 2-a, b를 참고로 하여 求하면 다음과 같다.

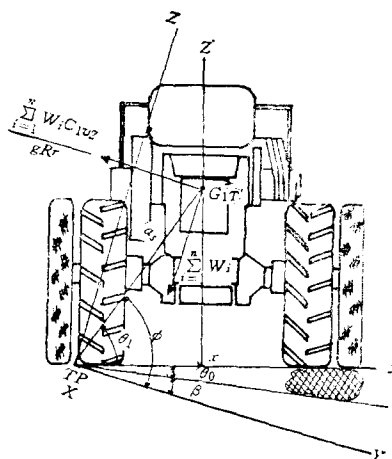


Fig. 2-a. The running state of tiller-trailer system on the slope ground in case of collision of an obstacle.

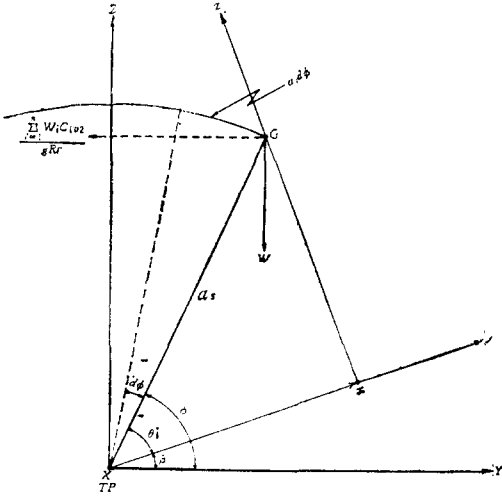


Fig. 2-b. The force balance of dynamic side overturn of tiller-trailer system on the fixed and moving coordinate system.

$$\vec{M}_0 = \vec{a}_s \times \left( -\sum_{i=1}^n \vec{W}_i + \frac{C_1 \sum_{i=1}^n W_i v^2}{gRr} \right)$$

$$= (\hat{j}a_s \cos\theta_1 + \hat{k}a_s \sin\theta_1) \times \left\{ -\left( \hat{i} \sum_{i=1}^n W_i \sin\alpha + \hat{j} \sum_{i=1}^n W_i \cos\alpha \sin\beta + \hat{k} \sum_{i=1}^n W_i \cos\alpha \cos\beta \right) + \left( \hat{j} \sum_{i=1}^n W_i \frac{C_1 v^2}{gRr} \cos\beta + \hat{k} \sum_{i=1}^n W_i \frac{C_1 v^2}{gRr} \sin\beta \right) \right\}$$

또한 Gyroscopic Effect에 의한 偶力을  $M_g$ 라고 하면  $\vec{M}_g = (I_A + I_B) \omega_y \hat{j} \times \omega_z \hat{k}$

여기서  $\omega_y$ : tiller와 trailer 車輪의 回轉角速度  
 $\omega_z$ : 全體系의 旋回에 依한 車輪의 Z方向 回轉角速度  
 $C_1 = \cos\delta$ : 遠心力과 橫轉倒方向間의 餘弦(뒤에 유도되었음)

지금 全體偶力을  $\vec{M}_T$ 라고 하면

$$\vec{M}_T = \vec{M}_0 + \vec{M}_g = (\hat{j}a_s \cos\theta_1 + \hat{k}a_s \sin\theta_1) \times \left\{ -\left( \hat{i} \sum_{i=1}^n W_i \sin\alpha + \hat{j} \sum_{i=1}^n W_i \cos\alpha \sin\beta + \hat{k} \sum_{i=1}^n W_i \cos\alpha \cos\beta \right) + \left( \hat{j} \sum_{i=1}^n W_i \frac{C_1 v^2}{gRr} \cos\beta + \hat{k} \sum_{i=1}^n W_i \frac{C_1 v^2}{gRr} \sin\beta \right) \right\} + (I_A + I_B) \omega_y \hat{j} \times \omega_z \hat{k} \dots (12)$$

$$W_i \frac{C_1 v^2}{gRr} \sin\beta) + (I_A + I_B) \omega_y \hat{j} \times \omega_z \hat{k} \dots (12)$$

이  $M_T$ 를  $x$ 軸에 關한 偶力  $M_{Tx}$ 으로 나타내기 위하여 橫轉倒方向인  $x$ 軸에 關한 偶力만을 (12) 式으로부터 정리하면 다음과 같다.

$$\vec{M}_{Tx} = \hat{i} \sum_{i=1}^n W_i \left( -a_s \cos\alpha \cos\phi + \frac{C_1 v^2}{gRr} a_s \sin\phi \right) + \hat{i} I_{AB} \frac{v^2}{R_r} \dots (13)$$

여기서  $R$ : 旋回走行半徑

$r$ : tiller와 trailer의 車輪半徑

$R_r = R \cos\beta$ :  $R$ 를 水平面上에 투영한 旋回半徑

$I_A$ : 動力耕耘機(power tiller)車輪의 極慣性모멘트

$I_B$ : 트레일러 車輪의 極慣性모멘트

$I_{AB}$ : 橫轉倒에 對한 全體系의 慣性모멘트

$$\omega = \frac{d\phi}{dt} \text{ 橫轉倒 角速度}$$

全體系의 橫轉倒角運動量(Angular momentum)을  $H_{Ox}$ 라고 하면

$$H_{Ox} = I_{TP} \omega = I_{TP} \frac{d\phi}{dt} \dots (14)$$

角運動量과 力積의 關係는  $M_{Tx} = \frac{d}{dt} H_{Ox}$ 로 나타낼 수 있으므로 이를 (13) (14)式에 代入하면 다음과 같은 動橫轉倒運動方程式을 얻는다.

$$I_{TP} \frac{d^2\phi}{dt^2} = \sum_{i=1}^n W_i \left( -a_s \cos\alpha \cos\phi + \frac{C_1 v^2}{gR \cos\beta} a_s \sin\phi \right) + I_{AB} \frac{v^2}{R_r} \dots (15)$$

여기서  $n=4$ : 荷重積載의 경우

$n=3$ : 無荷重의 경우

$n=1$ : 作業機裝着없는 power tiller系

(2) 일-에너지(Work and Energy)方法에 依한 運動方程式

지금 角運動 Energy를  $T$ 라고 하면 (Fig. 2-a, b 참고)

$$T = \frac{1}{2} I_{TP} \left( \frac{d\phi}{dt} \right)^2 = \frac{1}{2} I_{TP} \dot{\phi}^2 \dots (16)$$

Lagrange의 式을 適用하여  $dT$ 를 求하면,

$$dT = \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{\phi}} \right) d\phi - \frac{\partial T}{\partial \phi} d\phi = -\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial}{\partial \dot{\phi}} \left( \frac{1}{2} I_{TP} \dot{\phi}^2 \right) \right) d\phi - \frac{\partial}{\partial \phi} \left( \frac{1}{2} I_{TP} \dot{\phi}^2 \right) d\phi \therefore dT = \frac{d}{dt} (I_{TP} \dot{\phi}) d\phi \dots (17)$$

또한 橫轉倒偶力에 의한 일  $dW$ 는

$$dW = \sum_{i=1}^n W_i (-a_i \cos \alpha \cos \phi \, d\phi + \frac{c_i a_i v^2}{g R r} \sin \phi \, d\phi) + I_{AB} \frac{v^2}{R \cdot r} d\phi \dots \dots \dots (18)$$

따라서 일-에너지方程式  $dT=dW$ 에 (17) (18)식을 代入하여 整理하면 다음과 같은 動橫轉倒方程式을 얻는다.

$$I_{TP} \frac{d^2 \phi}{dt^2} = \sum_{i=1}^n W_i (-a_i \cos \alpha \cos \phi + \frac{c_i a_i v^2}{g R \cos \beta} \sin \phi) + I_{AB} \frac{v^2}{R \cdot r} \dots \dots \dots (19)$$

角運動量과 力積의 原理와 일-에너지 方法에 의하여 分析된 動橫轉倒運動方程式 (15)와 (19)는 서로 잘 一致하며 다시 整理하면 (20)식과 같다.

$$I_{TP} \frac{d\phi^2}{dt^2} + \sum_{i=1}^n W_i a_i \cos \alpha \cos \phi - \frac{\sum_{i=1}^n W_i c_i v^2}{g R \cos \beta} \sin \phi - I_{AB} \frac{v^2}{R \cdot r} = 0 \dots \dots \dots (20)$$

2) 動橫轉倒限界

動力耕耘機-트레일러系의 動橫轉倒限界는 橫滑動限界後에 오는 것을 定常의 現象으로 考憲하여 運轉方向角  $\theta$ 에 따라 變化하는 旋回半徑과 橫轉倒半徑  $a_s$ 를  $\theta$ 와 函數關係를 맺어 動橫轉倒方程式 (20)에 代入하여 障礙物有無에 따라 限界走行速度에 關하여 정리하고 이를 動橫轉倒限界로 하여 常用走行 速度와의 關係에서 動橫轉倒限界傾斜角을 分析할 수 있도록 하였다.

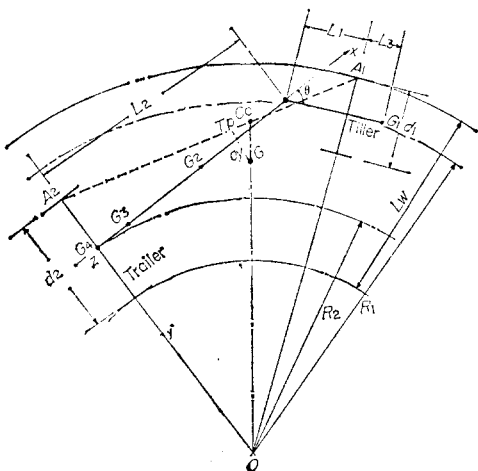


Fig. 3. The tiller-trailer system travelling on the curved farm road.

(1) 경운기-트레일러系의 旋回半徑 및 農路幅

動力耕耘機-트레일러系가 旋回하는 경우 경운기와 트레일러는 半徑이 다른 同心圓弧上을 따라 旋回하게 되며 그 旋回中心은 경운기와 트레일러의 車輪연장선의 交點이 된다. 경운기와 트레일러의 旋回半徑  $R_1$ 과  $R_2$ 를  $\theta$ 의 函數로 求하면 다음과 같다. (Fig. 3 참조)

$$\left. \begin{aligned} R_1 &= (L_1 + \frac{L_2}{\cos \theta}) \cot \theta \\ R_2 &= (L_2 + \frac{L_1}{\cos \theta}) \cot \theta \end{aligned} \right) \dots \dots \dots (21)$$

動力경운기-트레일러系를 위한 農路幅은 다음식으로 表示된다(Fig. 3 참조)

$$L_w = R_1 - R_2 + d_2 + S \dots \dots \dots (22)$$

여기서  $S$ =여유幅

$d_2$ =trailer의 輪距

$L_w$ =農路幅

(22)式에 (21)式을 代入하면

$$L_w = (L_1 - L_2) (1 - \frac{1}{\cos \theta}) \cot \theta + d_2 + S \dots \dots \dots (23)$$

(2) 橫轉倒半徑 :  $a_s$

橫轉倒半徑은 重心 G에서 橫轉倒軸까지의  $yz$ 平面上에서의 거리이며 橫轉倒限界에 影響을 주는 重要한 要因의 하나다. 重心 G와 TP (turning point)의 位置는 積載荷重有無와 運轉方向角  $\theta$ 에 따라 變化하므로 Fig. 2-b와 같이 設定된 移動座標係를 利用하여 다음과 같은 순서로  $a_s$ 를 求하였다.

① 트레일러 車輪軸을  $y$ 軸으로 하고 그 中心點을 原點으로 傾斜面에 對한 垂線을  $x$ 軸, 傾斜面上에서  $y$ 軸의 垂線을  $z$ 軸으로 하는 傾斜地面 變化에 따라 變化하는 移動座標係를 設定한다(Fig. 2-b와 Fig. 3참고).

② 動力耕耘機의 溪谷側車輪의 接地點을  $A_1$  같은 方向의 트레일러車輪의 接地點을  $A_2$ 로 하면 直線  $A_1A_2$ 는 橫轉倒軸이 되며 앞에서 設定한 移動座標係에서 이 直線方程式은 다음과 같다(Fig. 3 參考)

$$y = \left( \frac{y_{A1} + \frac{d_2}{2}}{x_{A1}} \right) (x - x_{A1}) + y_{A1} \dots \dots \dots (24)$$

여기서  $x_{A1}$ ,  $y_{A1}$ 은  $A_1$ 의  $x, y$ 平面上의 座標이며 Fig. 3에 依하여 다음 式으로 表示된다.

$$x_{A1} = L_2 + (L_1 + L_3) \cos \theta + L_3 \sin \theta_{01}$$

$$y_{A1} = -L_3 \cos \theta_{01} + (L_1 + L_2) \sin \theta$$

여기서  $L_1$ : hitch point에서 경운기 車輪軸까지의 거리

$L_2$ : hitch point에서 트레일러 車輪軸까지의

거리

$L_3$ : 경운기 車輪軸에서 경운기 重心까지의  $x$ 방향거리

$d_1$ : 경운기의 輪距

$d_2$ : 트레일러의 輪距

$$L_3 = \sqrt{L_3^2 + \left(\frac{d_1}{2}\right)^2}$$

$$\theta_{01} = \tan^{-1} \frac{d_1}{2L_3} + \theta - 90^\circ$$

③  $x, y$ 平面上에 重心位置  $G$ 와 旋回中心  $O$ 를 지나는 直線의 方程式을 求하면 다음과 같다.

$$y = \left( \frac{\bar{Y}_T - R_2}{\bar{X}_T} \right) x + R_2 \quad \dots\dots\dots (25)$$

여기서  $\bar{X}_T, \bar{Y}_T$ 는 旋回時 重心  $G$ 의 座標이며

$$\bar{X}_T = \frac{\sum_{i=1}^n W_i \bar{X}_i}{\sum_{i=1}^n W_i} \quad \left( \begin{array}{l} \bar{X}_i \text{는 각 부분의 重心까지의 } X \\ \text{方向거리이며} \\ \text{단 } \bar{X}_i = L_i + (L_1 + L_2) \cos \theta \end{array} \right)$$

$$\bar{Y}_T = \frac{W_1(L_1 + L_2) \sin \theta}{\sum_{i=1}^n W_i}$$

④ 橫轉倒軸  $\bar{A}_1\bar{A}_2$ 와 直線  $\overline{OG}$ 과의 交點을  $C_0$ 라 하면 이點의 座標는 다음과 같다.

$$x_{C_0} = \frac{R_2 + \frac{d_2}{2}}{\left( \frac{\frac{d_2}{2} + y_{A1}}{x_{A1}} \right) - \left( \frac{\bar{Y}_T - R_2}{\bar{X}_T} \right)}$$

$$y_{C_0} = \left( \frac{\bar{Y}_T - R_2}{\bar{X}_T} \right) \left\{ \frac{R_2 + \frac{d_2}{2}}{\left( \frac{\frac{d_2}{2} + y_{A1}}{x_{A1}} \right) - \left( \frac{\bar{Y}_T - R_2}{\bar{X}_T} \right)} \right\} + R_2$$

..... (26)

⑤  $G$ 에서 橫轉倒軸  $\bar{A}_1\bar{A}_2$ 에 垂線을 내리고 그 交點을  $TP$ 라 하면  $GTP$ 는  $x, y$ 平面上에서 橫轉倒半徑  $a_y$ 가 된다.  $GC_0$ 와  $GTP$ 가 이루는  $\angle C_0GTP = \delta$ 라 하면  $a_y = GC_0 \cos \delta$ 가 됨을 알 수 있다(그림 3 참고) 여기서  $\delta$ 는  $xy$ 平面上에서 橫轉倒半徑  $a_y$ 를 基準으

로한 遠心力  $\frac{\sum_{i=1}^n W_i v^2}{gR_1}$ 의 方向角이 된다.

直線  $GO$ 의 기울기  $m_1 = \left( \frac{\bar{Y}_T - R_2}{\bar{X}_T} \right)$ 와 直線  $\bar{A}_1\bar{A}_2$ 의

垂直方向 기울기  $m_2 = \frac{-x_{A1}}{\frac{d_2}{2} + y_{A1}}$ 을 利用하여  $\delta$ 角을

求하면 다음과 같다.

$$\tan \delta = \frac{m_1 - m_2}{1 + m_1 m_2} \quad \left| \begin{array}{l} \left( \frac{\bar{Y}_T - R_2}{\bar{X}_T} \right) + \left( \frac{x_{A1}}{\frac{d_2}{2} + y_{A1}} \right) \\ 1 - \left( \frac{\bar{Y}_T - R_2}{\bar{X}_T} \right) \left( \frac{x_{A1}}{\frac{d_2}{2} + y_{A1}} \right) \end{array} \right| \quad \dots\dots\dots (27)$$

⑥  $yz$ 平面上의 橫轉倒半徑  $a_z$ 는  $xy$ 平面上의 重心位置  $G$ 와  $TP$ 간의 거리  $a_y$ 와 重心  $GT$ 의 높이  $h$ 에 依하였 다음과 같이 求할 수 있다.

$$a_z = \sqrt{h^2 + a_y^2} \quad \dots\dots\dots (28)$$

여기서  $a_y = \sqrt{(y_{C_0} - \bar{Y}_T)^2 + (x_{C_0} - \bar{X}_T)^2} \times \cos \delta$

$C_1 = \cos \delta$ : 橫轉倒 方向에 대한 遠心力의 方向餘弦

$$\bar{h} = \frac{\sum_{i=1}^n W_i h_i}{\sum_{i=1}^n W_i}$$

(3) 障礙物이 없는 경우의 橫轉倒限界速度

障礙物이 없는 경우에는 走行速度와 旋回半徑이 一定할 때 遠心力和 自重은 變化가 없으므로  $\alpha, \beta$ 角으로 이루어지는 傾斜面에서 山側車覆이 離脫하기 始作하면 回復할 수 없게 되므로 傾斜面自體가 橫轉倒의 臨界面이 되며 同時에 動橫轉倒運動方程式의 初期條件이 되므로  $t=0, \phi = \beta + \theta_1, \dot{\phi} = 0$ 를 (20)式에 代入하면 障礙物이 없는 경우의 橫轉倒運動方程式은 다음과 같다.

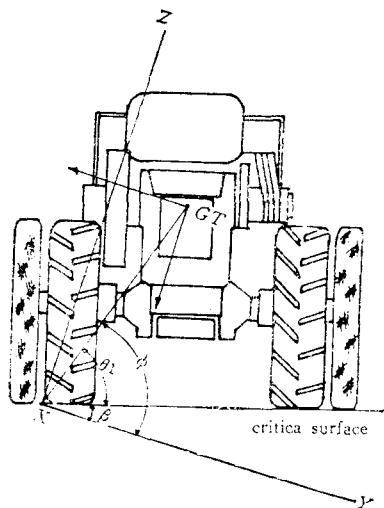


Fig. 4. The tiller-trailer system on the slope ground in case of no collision of an obstacle.

$$\sum_{i=1}^n W_i a_i \cos \alpha \cos \phi - \sum_{i=1}^n W_i \frac{c_i v^2 a_i}{g R \cos \beta} \sin \phi - I_{AB} \frac{v^2}{R r} = 0 \dots (29)$$

여기서  $R = \sqrt{(R_2 - \bar{Y}_T)^2 + \bar{X}_T^2}$

(29) 式으로부터 橫轉倒 限界走行速度  $v_c$ 를 求하던 다음과 같다.

$$v_c = \sqrt{\frac{\frac{a_i \cos \alpha \cos(\beta + \theta_1)}{I_{AB} + \frac{c_i a_i \sin(\beta + \theta_1)}{R \cdot g \cos \beta}}{\sum_{i=1}^n W_i R \cdot r}} \dots (30)$$

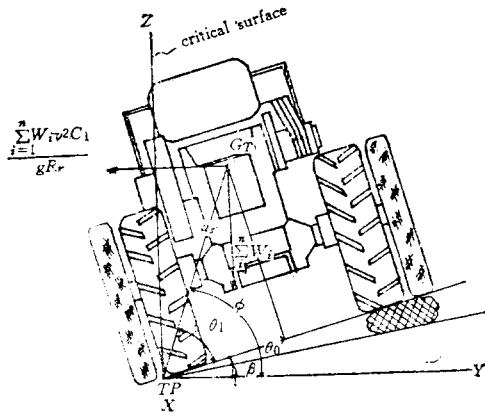


Fig. 5. The tiller-trailer system on the slope ground in case of collision of an obstacle.

(4) 障礙物이 있는 경우의 動橫轉倒限界速度

障礙物은 傾斜 下方向보다 上方向側 車輪에 衝突하는 경우가 轉倒危險이 크므로 여기서 上方向側 障礙物만을 考慮하기로 한다. 車輪이 物에 衝突하면 反撥力에 依하여 순간적으로 橫轉倒 危險이 오게되며  $\phi = \frac{\pi}{2}$  限界를 넘으면 橫轉倒가 일어나지만 그미만의 경우에는 障礙物을 넘는 순간 衝擊力이 소멸되므로 元상태로 回復된다. 이 경우의 橫轉倒 初期條件은 山側車輪이 障礙物위에 올라있는 狀態이며 臨界面은 Fig. 5에서 보여주고 있는 바와 같이  $\phi = \frac{\pi}{2}$ 이다.

(20) 式을 積分하고 初期條件  $t=0, \frac{d\phi}{dt} = w_0, \phi = \phi^0 = \beta + \theta_1 + \theta_0$ 를 代入하면 다음 式을 얻는다(Fig. 5 참고)

$$\frac{1}{2} I_{TP} \left\{ \left( \frac{d\phi}{dt} \right)^2 - W_0^2 \right\} + \sum_{i=1}^n W_i a_i \cos \alpha (\sin \phi - \sin$$

$$\phi_0) + \sum_{i=1}^n W_i \frac{c_i v^2 a_i}{g R \cos \beta} (\cos \phi - \cos \phi_0) - I_{AB}$$

$$\frac{v^2}{R} (\phi - \phi_0) = 0 \dots (31)$$

(31) 式에 다시 橫轉倒臨界面  $\phi = \frac{\pi}{2}, \frac{d\phi}{dt} = 0$ 를 代入하면 橫轉倒限界方程式 (32)를 얻는다.

$$-\frac{1}{2} I_{TP} W_0^2 + \sum_{i=1}^n W_i a_i \cos \alpha (1 - \sin \phi_0) - \sum_{i=1}^n W_i \frac{c_i v^2 a_i}{g R \cos \beta} \cos \phi_0 - I_{AB} \frac{v^2}{R \cdot r} \left( \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{100} \phi_0 \right) = 0 \dots (32)$$

車輪이 障礙物에 衝突하는 순간의 橫轉倒角速度를  $w_0, w_0$ 에 依한 線速度를  $v_0$ , 障礙物 높이 H에 依한 車體傾斜角을  $\theta_0$ 라 하면 다음 關係式을 얻는다.

$$w_0 = \frac{2v_0}{d_i + d_s}$$

$$\theta_0 = \tan^{-1} \frac{H}{d_i} \dots (33)$$

走行速度  $v$ 와 橫轉倒線速度  $v_0$ 와의 關係는 Fig. 6와 角運動量保存法則에 依하여 다음과 같이 表示된다.

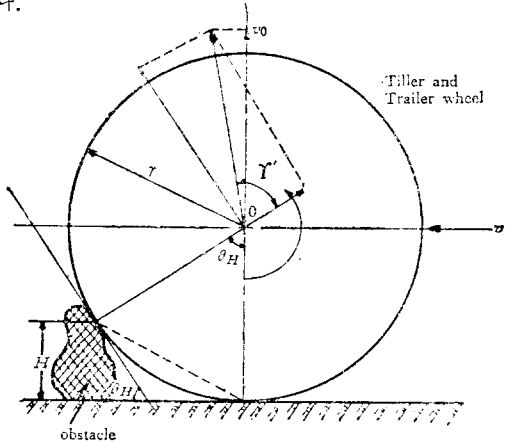


Fig. 6. The relation between travelling and side overturning velocities at the instant of collision of a wheel against a solid obstacle.

$$v_0 = v \cos(\gamma - \theta_H) \sqrt{\left( \frac{2 \cos \theta_H + 1}{3} \right)^2 + e^2 \sin^2 \theta_H} \dots (34)$$

障礙物에 衝動하는 순간의 走行速度方向角  $\theta_H$ 는 Fig. 6에 依하여 다음 關係를 갖는다.

$$\theta_H = 2 \sin^{-1} \sqrt{\frac{H}{2r}} \dots (35)$$

(34) 式을 간단히 하면

$$K = \cos(\gamma - \theta_H) \sqrt{\left( \frac{2 \cos \theta_H + 1}{3} \right)^2 + e^2 \sin^2 \theta_H}$$



$$v_0 = Kv \dots \dots \dots (36)$$

여기서

$e$ : 고무 tire와 固體形障礙物間의 反撥係數이다.

(32) 式에 (33)과 (36)을 代入하면 障礙物衝突時의 動橫轉倒 運動方程式 (37)을 얻는다.

$$-\frac{1}{2}I_{TP} \left( \frac{2Kv}{d_1+d_2} \right)^2 + \sum_{i=1}^n W_i a_i \cos\gamma (1 - \sin\phi_0) - \sum_{i=1}^n W_i \frac{c_1 v^2 a_i}{gR \cos\beta} \cos\phi_0 - I_{AB} \frac{v^2}{R \cdot r} \left( \frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{180} \phi_0 \right) = 0 \dots \dots \dots (37)$$

(37) 式에서 障礙物衝突時에 動橫轉倒限界走行速度  $v_{cc}$ 를 求하면 다음과 같다.

$$v_{cc} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n W_i a_i \cos\alpha (1 - \sin\phi_0)}{\frac{1}{2}I_{TP} \left( \frac{2k}{d_1+d_2} \right)^2 + \sum_{i=1}^n W_i \frac{c_1 a_i \cos\phi_0}{gR \cos\beta} + \frac{I_{AB}}{R \cdot r} \frac{\pi}{2} \left( 1 - \frac{\phi_0}{90} \right)} \dots \dots \dots (38)$$

3) 動力耕耘機-트레일러系의 橫滑動限界

橫滑動은 障礙物이 있는 경우보다 없는 경우가 문제가 되므로 여기서는 障礙物이 없는 경우만을 考慮하기로 한다.

橫滑動이란  $\beta$ 角方向의 미끄럼을 意味하며  $\alpha$ 角方向의 미끄럼은 走行速度 減少에 포함되므로 橫滑動만을 고려하였다.

(1) 橫滑動限界方程式

Fig. 4를 參考로 하여 橫滑動 平衡式을 誘導하면 다음과 같다.

$$\left. \begin{aligned} F_x &= \sum_{i=1}^n W_i \left( \cos\alpha \cos\beta - \frac{c_1 v^2}{gR \cos\beta} \sin\beta \right) \\ F_y &= \sum_{i=1}^n W_i \left( \cos\alpha \sin\beta + \frac{c_1 v^2}{gR} \right) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (39)$$

여기서  $F_y$ : 傾斜面에 平行한  $y$  方向力

$F_x$ : 傾斜面에 垂直한  $x$  方向力

滑動하려는 外力과 滑動面에 作用하는 剪斷抵抗力과의 關係는 Coulomb式에 依하여 다음과 같다.

$$F_y = F_x \times f + AC \dots \dots \dots (40)$$

여기서  $f$ : soil의 内部 摩擦係數 =  $\tan\phi$

$C$ : 土壤粘着力

$A$  = 車輪의 接地面積

$$P = \frac{\sum_{i=1}^n W_i}{A}$$

(40) 式에 (39)式을 代入하면 다음과 같은 橫滑動限界方程式을 얻는다.

$$f \cos\alpha \cos\beta + \frac{C}{P} - \cos\alpha \sin\beta = \frac{c_1 v^2}{gR} (1 + f \tan\beta) \dots \dots \dots (41)$$

(2) 橫滑動限界走行速度

車輪 lug에 依하여 剪斷現象이 일어나는 農耕地와 摩擦抵抗面이 存在하는 다져진 農路의 두 경우를 考慮하여 限界走行速度를 求하였다.

① 農耕地의 경우

(41)式으로부터 橫滑動限界走行速度  $v_{ss}$ 를 求하면 (42)式과 같다.

$$v_{ss} = \sqrt{\frac{gR \cos\beta (f_1 \cos\alpha \cos\beta - \cos\alpha \sin\beta + \frac{C}{P})}{c_1 (\cos\beta + f_1 \sin\beta)}} \dots \dots \dots (42)$$

② 農路의 경우

다져진 農路에서는 摩擦抵抗面이 存在하므로  $AC = 0$ 가 되어 (41)式으로부터 限界走行速度  $v_s$ 는 (43)式과 같이 된다.

$$v_s = \sqrt{\frac{gR \cos\alpha \cos\beta (f_1 \cos\beta - \sin\beta)}{c_1 (\cos\beta + f_1 \sin\beta)}} \dots \dots \dots (43)$$

여기서  $f_1$ : 農耕地의 토양내부 마찰계수

$f_2$ : 고무 tire와 農路面間의 마찰계수

4) 動力耕耘機의 動橫轉倒限界

作業機裝着없이 動力耕耘機 單獨으로 一般傾斜地를 旋回走行할 때 障害物이 없는 경우와 있는 경우의 動橫轉倒限界走行速度를 求하면 다음과 같다.

(1) 障礙物이 없는 경우

(30) 式에  $n=1$ ,  $a_s = \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 + h^2}$ ,  $I_{AB} \Rightarrow I_A$ ,  $\theta_1 = \tan^{-1} \frac{2h}{d_1}$ 를 代入하면 장애물이 없는 경우의 限界走行速度  $v_{CT}$ 는 다음과 같이 表示된다.

$$v_{CT} = \frac{a_s \cos\alpha \cos(\beta + \theta_1)}{\frac{I_A}{W_1 R \cdot r} + \frac{a_s \sin(\beta + \theta_1)}{R \cdot g \cos\beta}} \dots \dots \dots (44)$$

(2) 障礙物이 있는 경우

(38) 式에  $n=1$ ,  $a_s = \sqrt{\left(\frac{d_1}{2}\right)^2 + h^2}$ ,  $I_{AB} = I_A$ ,  $\frac{d_1+d_2}{2} \Rightarrow d_1$ ,  $I_{TP} = I_{TP1}$ 를 代入하면 장애물이 있는 경우의 限界走行速度  $v_{CTT}$ 가 다음과 같이 表示된다.

$$v_{CTT} = \sqrt{\frac{W_1 a_s \cos\alpha (1 - \sin\phi_0)}{\frac{1}{2}I_{TP1} \left( \frac{k}{d_1} \right)^2 + W_1 \frac{a_s \cos\phi_0}{gR \cos\beta} + \frac{I_A}{R \cdot r} \frac{\pi}{2}}}$$

$$\left(1 - \frac{\phi_0}{90}\right) \dots \dots \dots (45)$$

여기서  $I_{TPT}$  = TP점에 對한 경운기의 慣性모멘트

2. 實驗 및 分析方法

動力耕耘機의 傾斜地走行速度와 障礙物 衝突時의 車輪反撥係數는 그 實測值를 유도된 模型式에 代入 하여야 橫轉倒限界를 예측할 수 있기 때문에 다음 方法으로 이들을 測定하였다.

가. 二方向傾斜地造成 및 走行速度

一般傾斜地走行速度를 測定하기 爲하여  $\alpha, \beta$ 를 同時에 갖는 二方向傾斜地를 얻기는 대단히 힘들기

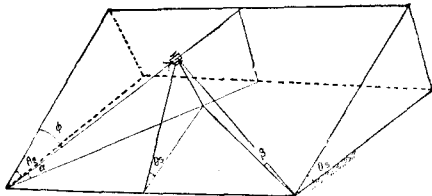


Fig. 7. The cross angle  $\beta$  and the direct angle  $\alpha$  in relation to the angle  $\theta$ , of travelling direction on the single slope ground

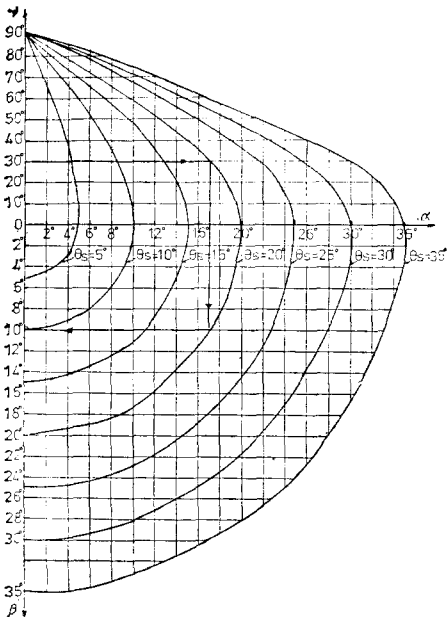


Fig. 8. The relation between the cross angle  $\beta$  and the direct angle  $\alpha$  in accordance with the travelling direction angle  $\theta$ , on each single slope ground

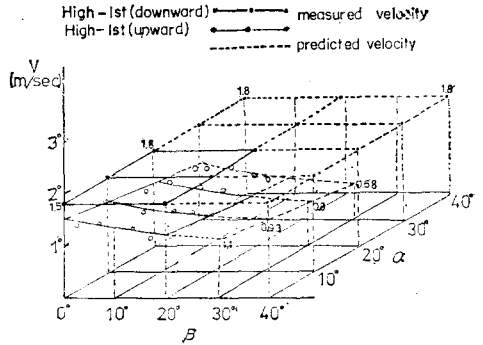


Fig. 9. The relation among the angles of slope ground upward and downward velocity of the tiller at the gear set of the high-first.

때문에 Fig. 7과 같은 一方向傾斜角  $\theta$ ,를 갖는 單一傾斜地를 準備하고 이 경사면에  $\phi$ 角에 依하여 指視되는 방사선 方向으로 走行하면  $\sin\alpha = \cos\beta \sin\theta$ ,  $\sin\beta = \sin\phi \sin\theta$ ,의 關係式에 依하여  $\alpha, \beta$ 를 同時에 갖는 二方向傾斜地가 形成된다. 이와같이 方位角  $\phi$ 가 따라 變化되는  $\alpha, \beta$ 를  $\phi$ 각으로 쉽게 찾을 수 있도록 Fig. 8과 같은  $\phi, \theta, \alpha, \beta$ 의 關係曲線을 만들어 二方向傾斜地走行速度를 單一傾斜地에서 測定할 수 있도록 하였다. 고속일단의 上下速度의 測定結果는 Fig. 9.와 같다.

트레일러의 積載荷重은 적재하지 않은 경우와 最大積載荷重은 적재하지 않은 경우와 最大積載荷重 600kg의 두 경우만 고려하였다.

나. 反撥係數: e

경운기 및 트레일러車輪의 反撥係數를 測定하기 위하여 Fig. 10과 같은 反撥係數測定裝置를 만들었다. 空氣壓 1.5kg/cm<sup>2</sup>의 車輪을 암(arm) 回轉角  $\lambda_0 = 10^\circ \sim 30^\circ$  범위의 位置에서 콘크리트바닥에

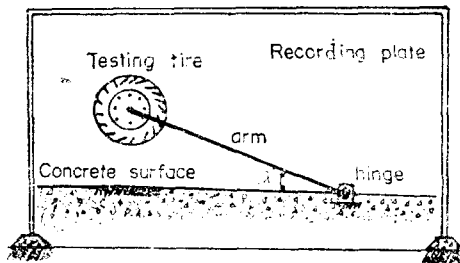


Fig. 10. Measuring system of restitution coefficient between the rubber tire and concrete surface.

自由落下시켜 反撥回轉角  $\lambda$ 를 測定하여  $e = \sqrt{\frac{\sin \lambda}{\sin \lambda_0}}$  式에 넣어 反撥係數를 求하였다.

Table 1. Dimension of power tiller-trailer system and soil factors.

Symbols	Dimension	Unit	Symbols	Dimension	unit
$\sum_{i=1}^3 W_i$	549	kg	$r$	0.3	m
$\sum_{i=1}^4 W_i$	1,149	kg	$h_0$	0.497	m
$L_1$	0.55	m	$h_s$	0.647	m
$L_2$	2.45	m	$I_{AB}$	0.227	kg-m-sec <sup>2</sup>
$L_3$	0.397	m	$I_{TP_0}$	32.02	kg-m-sec <sup>2</sup>
$d_1$	0.77	m	$I_{PT_0}$	69.32	kg-m-sec <sup>2</sup>
$d_2$	1.16	m	$A_0$	0.105	m <sup>2</sup>
$A_0$	0.123	m <sup>2</sup>	$P_0$	10,943	kg/m <sup>2</sup>
$\theta_H$	5.2	degree	$C$	0.01	kg/cm <sup>2</sup>
$H$	0.07	m	$f_l$	0.476	
$e$	0.5		$f_f$	0.35	
$P_0$	5,228.6	kg/m <sup>2</sup>	$\theta$	0~60°	degree

다. 橫滑動 및 動橫轉倒限界傾斜角 分析方法

限界走行速度에 關하여 理論分析에서 誘導한 模型式에 Table 1. 과 같은 諸元을 代入하여 digital computer로 求한 限界走行速度와 경사각  $\alpha, \beta$ 와의 關係曲線을 작성한다. 이 曲線上에 二方向傾斜地에서 實測한 走行速度를 넣어주면 二速度曲線은 서로 교차한다. 이 교차점들이 주  $\alpha, \beta$ 는 각을 限界傾斜角으로 解析하였다.

Annotation

- $\beta$ : cross slope angle.
- $\alpha$ : direct slope angle.
- $W_0$ : total weight of the system without carrying load.
- $W_s$ : total weight of the system with carrying load.
- $L_1$ : the distance between the hitch point and the tiller axis.
- $L_2$ : the distance of  $x$  direction between the hitch point and the trailer axis.
- $L_3$ : the distance  $x$  direction between the tiller axis and its center of gravity.
- $L_4$ : the distance on  $x y$  plane between the center of gravity of the tiller and center of its

wheel.

- $d_1$ : the distance between the left and right wheels of tiller
- $d_2$ : the distance between the left and right wheels of trailer.
- $\theta$ : degree of steering direction.
- $\theta_H$ : direction angle by the obstacle.
- $r$ : radius of tiller and trailer wheels.
- $H$ : the height of obstacle.
- $e$ : coefficient of restitution between tire and obstacle.
- $h_0$ : the height of center of gravity for the system without carrying load.
- $h_s$ : the height of center of gravity for the system with carrying load.
- $I_{AB}$ : moment of inertia of tiller and trailer wheels.
- $I_{TP_0}$ : moment of inertia of the total system without carrying load about overturning axis.
- $I_{TP_s}$ : moment of inertia of the total system with carrying load about overturning axis.
- $A_0$ : contact area between wheels and soil in case of without carrying load.
- $R_r$ : radius of curved farm road.
- $A_s$ : contact area between wheels and soil in case

of with carrying load.

$C$ : cohesion of soil.

$f_o$ : coefficient of friction between the tire and soil road.

$f_f$ : coefficient of internal friction in soil.

$P_o$ : contact pressure between tire and soil in case of without carrying load.

$P_a$ : contact pressure between tire and soil in case of with carrying load.

\* $V_c$  and  $V_{cc}$ : critical travelling velocity of dynamic side overturn of the tiller-trailer system.

$V_{co}$ : in case of without carrying load and without collision of an obstacle.

$V_{c1}$ : in case of carrying load 600kg and without collision of an obstacle.

$V_{coo}$ : in case of without carrying load and collision of an obstacle.

$V_{cco}$ : in case of carrying load 600kg and collision of an obstacle.

\* $V_s$  and  $V_{ss}$ : critical travelling velocity of side sliding of the tiller-trailer system.

$V_{so}$ : in case of without carrying load and without collision of an obstacle on farm road.

$V_{s1}$ : in case of carrying load 600 kg and without collision of an obstacle on farm road.

$V_{sso}$ : in case of without both carrying load and collision of an obstacle on the field.

$V_{ss1}$ : in case of carrying load 600kg and without collision of an obstacle on the field.

\* $V_T$ : critical travelling velocity of dynamic side overturn of the single power-tiller.

$V_{CT}$ : in case of without collision of an obstacle.

$V_{CCT}$ : in case of collision of an obstacle.

### 3. 結果 및 考察

動力耕耘機 및 경운기-트레일러系가 一般傾斜地를 旋回走行하는 경우 장애물 有無時의 橫滑動 및 動橫轉倒限界走行速度와 安全限界傾斜角을 分析考察하던 다음과 같다.

#### 가. 農路幅 : $L_w$

경운기-트레일러系가 走行할 수 있는 最小일차선 農路幅은 (23)式과 같이 表現할 수 있으며 Fig.

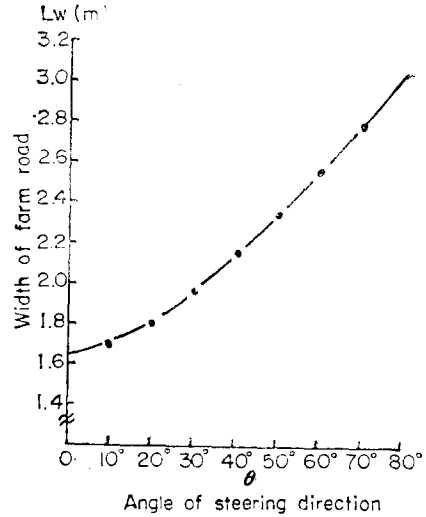


Fig. 11. The relation between the minimum width of farm road and the angle of steering direction.

11과 같이 旋回方向角  $\theta$ 에 따라 曲線의 增加를 보였다.

#### 나. 橫滑動 限界走行速度 : $V_s, V_{ss}$

旋回方向角  $\theta=0$ 인 直線走行時 障礙物이 없는 경우에는 靜止狀態의 橫滑動과 같다. Fig. 12-a, b는 農路와 耕地에서  $\theta=30^\circ \sim 60^\circ$ 로 旋回走行하는 경우의 橫滑動 限界走速度를 表示하여 주고 있으며 農路

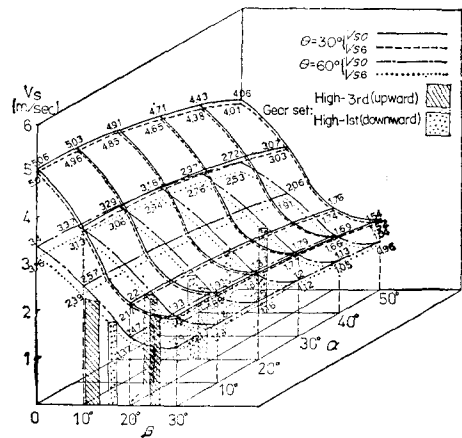


Fig. 12-a. The relation among the slope angles and the critical travelling velocity for the side sliding of tiller-trailer system on the farm road.

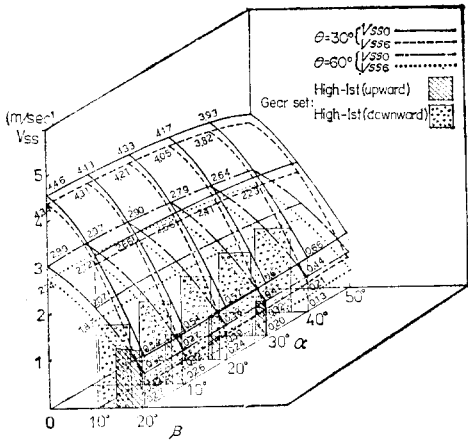


Fig. 12-b. The relation among the slope angles and the critical travelling velocity for the side sliding of tiller-trailer system on the field.

에서 보다 耕地에서 橫滑動이 더 쉽게 일어난다는 것을 Fig. 12a, 와 b를 比較함으로써 쉽게 알 수 있다. 旋回方向角이 클수록 橫滑動 위험이 큰 것을 알 수 있었다.

다. 動橫轉倒 限界 走行速度:  $v_c v_{cc}$

Fig. 13-a, b는 障礙物이 있는 경우와 없는 경우의 旋回方向角  $\theta$ 와 積載荷重 有無에 따라 變하는

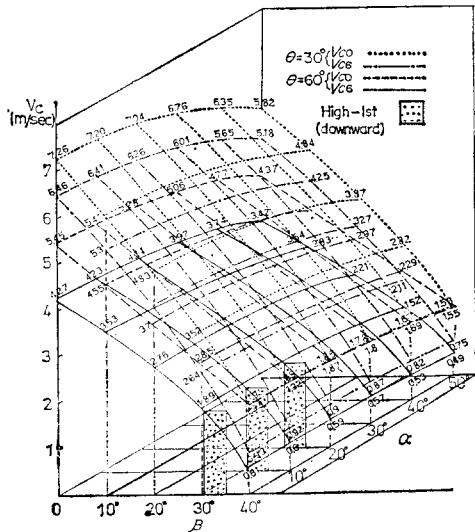


Fig. 13-a. The relation among the slope angles and the critical travelling velocity for the side overturn of tiller-trailer system in case of no obstacle.

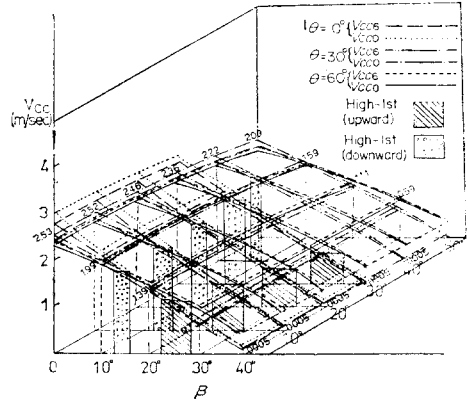


Fig. 13-b. The relation among the slope angles and the critical travelling velocity for the side overturn of tiller-trailer system in case of collision with an obstacle.

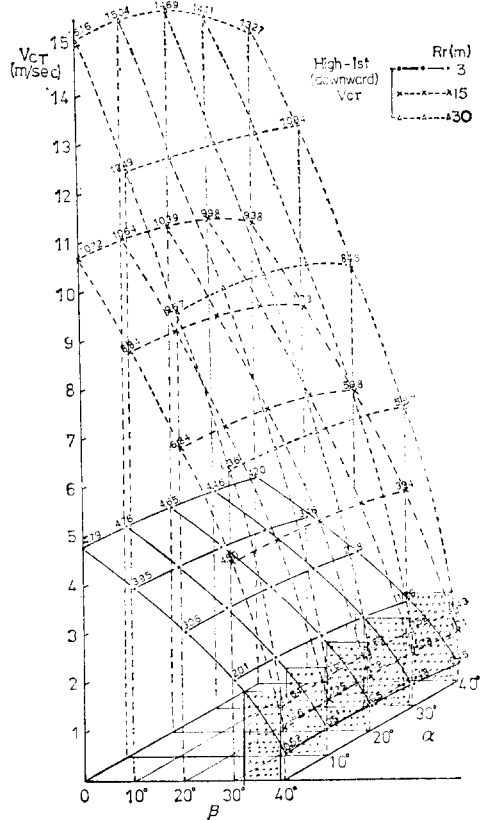


Fig. 13-c. The relation among the slope angles and the critical travelling velocity for the side overturn when the power tiller is travelling without trailer and without meeting an obstacle.

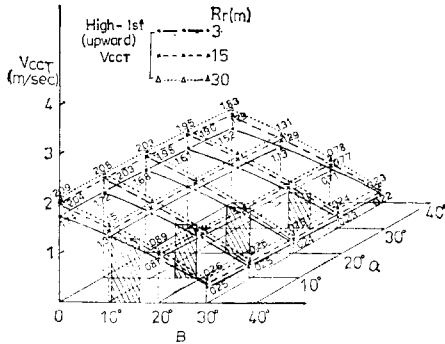


Fig. 13-d. The relation among the slope angles and the critical travelling velocity for the side overturn when power tiller is travelling without trailer and with collision of an obstacle.

動力경운기-트레일러系の 動橫轉倒限界走行速度를 表示하여 주고있다.

限界走行 速度는  $\alpha$ ,  $\beta$ 의 영향을 同時에 받고 있으나  $\beta$ 의 영향을 훨씬 더 많이 받고 있음을 보여 주었다. 障礙物이 있는 경우에는  $\alpha=0$ ,  $\beta=20^\circ$ 에서  $v_c=2.76\sim 4.83\text{m/sec}$ , 이었으며 障礙物이 있는 경우에는  $\alpha=0$ ,  $\beta=20^\circ$ 에서  $V_{cc}=1.39\sim 1.5\text{m/sec}$ 였다.

Fig. 13-c, d는 動力경운기가 單獨으로 走行할 때 장애물에 부딪히는 경우와 부딪히지 않는 경우의 旋回半徑  $R_r$ 에 따른 動橫轉倒限界走行速度  $v_{CT}$ 를 表示하고 있다.

동력경운기-트레일러系에서와 같이 언덕경사각  $\alpha$ 보다 橫傾斜角  $\beta$ 의 영향을 더 많이 받아  $\beta$ 의 增加에 따라  $v_{CT}$ 는 급격히 감소하였다.

라. 積載荷重과 障礙物이 橫滑動 및 動橫轉倒에 미치는 영향

Fig. 14는 積載荷重과 障礙物이 橫滑動과 動橫轉倒에 미치는 영향을 限界走行速度로 表示하여 주고 있다.

障礙物이 없는 경우에는 積載荷重이 橫轉倒를 촉진하였으나 障礙物이 있는 경우에는 積載荷重은 橫轉倒위험을 적게 하였다. 橫滑動은 農路에서 보다 耕地에서 먼저 일어났으며 두 경우 모두 積載荷重은 橫滑動을 促進하였다. 障礙物이 없는 경우에는 항상 橫滑動後에 動橫轉倒가 일어났으나 障礙物이 있는 경우 農路에서는 橫滑動없이 橫轉倒가 일어

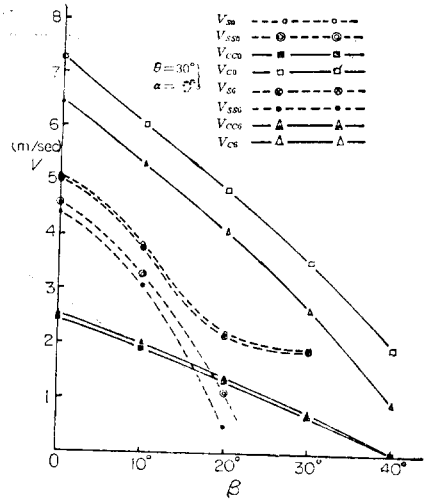


Fig. 14. The critical velocity of the side sliding and that of the dynamic side overturning of tiller-trailer system with the varied  $\beta$  for  $\theta=30^\circ$ ,  $\alpha=0^\circ$

났다. 같은 경우 耕地에서는  $V_{cc}\geq 1.5\text{m/sec}$ ,  $\beta\leq 15^\circ$  범위에서 橫轉倒가 橫滑動없이 일어났으나  $V_{cc}\leq 1.5\text{m/sec}$ ,  $\beta\geq 15^\circ$  범위에서는 橫滑動後에 橫轉倒가 일어났다.

마. 경운기-트레일러계의 橫滑動 및 動橫轉倒 限界傾斜角

1) 橫滑動 限界傾斜角

Fig. 15는 走行速度 高速一段을 基準으로 한 橫

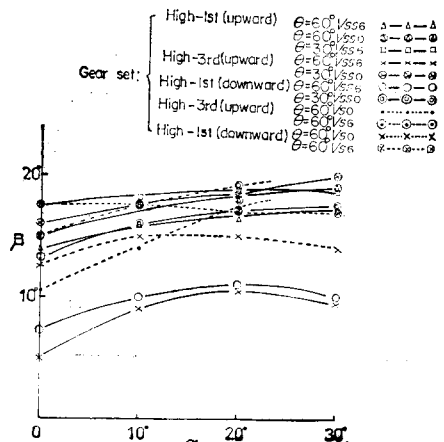


Fig. 15. The angles of  $\beta$  and  $\alpha$  over which the side sliding is occurred on the field and the farm road.

滑動 限界傾斜角을 表示하여 주고있다.  $\alpha=0$ 일 때 여러가지 제시된 상태와 條件에 따라 橫滑動 限界傾斜角은  $\beta=7^\circ \sim 17.4^\circ$  범위에 있으며  $\alpha$ 가 증가함에 따라  $\beta$ 角은 약간씩 增加하는 경향을 보였다.

이와같은 현상은 언덕일수록 橫滑動 위험이 적다는 사실을 시사하여 주는 것으로 사료된다.

2) 動橫轉倒限界傾斜角

Fig. 16-a.는 橫滑動에서와 같이 高速一段을 基準로 分析한 動橫轉倒限界傾斜角을 表示하고 있다. 高速一段 下向走行 障礙物에 衝突하는 경우  $\alpha=0$ 일 때 動橫轉倒限界傾斜角은 제시된 條件에 따라  $\beta=12^\circ \sim 17^\circ$ 이었으며  $\alpha$ 가 增加함에 따라  $\beta$ 는 감소하는 경향을 보여 언덕 경사는 橫轉倒危險을 증가하여 준다는 사실을 시사하였다. 같은 條件에서 上向走行時 障礙物에 衝突하는 경우에는  $\alpha=0 \sim 17.4^\circ$   $\beta=22^\circ \sim 33^\circ$ 였며  $\alpha$ 가 增加함에 따라 한계경사각  $\beta$ 는 증가하는 경향이 뚜렷하여 上向走行時에는 언덕경사  $\alpha$ 가 증가함에 따라 傾斜도위험이 감소한다는 사실을 보여주었다.

이 두 경우 모두 荷載荷重과 旋回方向角增加는 橫轉倒限界角을 감소시켜 傾斜도위험을 촉진하였다

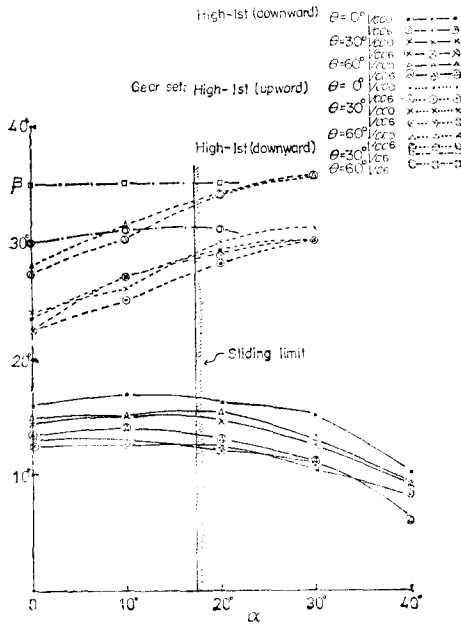


Fig. 16-a. The critical slope angle of the dynamic side overturn of tiller-trailer system in case of meeting with and without an obstacle.

바. 動力경운기 單獨走行時 動橫轉倒 限界傾斜角

Fig. 16-b.는 高速一段을 基準로 上下向으로 走行하는 경우의 動橫轉倒 限界角을 表示하고 있다.

장애물이 없는 경우 高速一段 下向에서 旋回半徑  $R_r$ 가 클수록 언덕 경사각  $\alpha$ 의 영향을 많이 받았으며 橫轉倒限界 橫傾斜角은  $\beta=32^\circ \sim 39^\circ$ 이었다. 장애물이 있는 경우 高速一段 上向에서 언덕경사각  $\alpha$ 가 增加할수록 橫轉倒 限界角  $\beta$ 가 增加하였으며 限界橫傾斜角의 범위는  $\beta=11^\circ \sim 22^\circ$ 이었다.

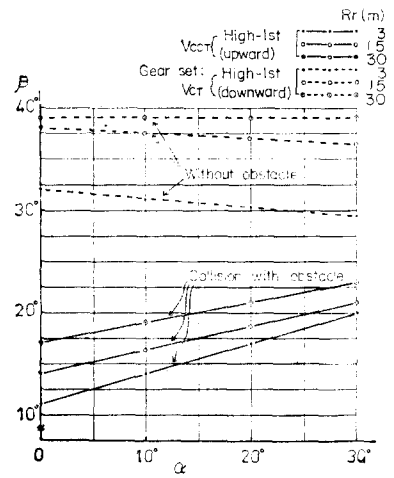


Fig. 16-b. The critical slope angles of the dynamic side overturn when power-tiller only is travelling with and without an obstacle.

4. 結 論

構造上 不安定要素를 많이 가지고 있는 動力耕耘機 및 경운기-트레일러系가 一般傾斜地를 旋回走行하는 경우 橫滑動, 動橫轉倒限界速度 및 安全限界 傾斜角을 動橫轉倒運動에 關한 模型을 通하여 求한 結果는 다음과 같다.

가. 動橫轉倒 運動方程式은 ① 障礙物이 없는 경우

$$\sum_{i=1}^n W_i \alpha_i (\cos \alpha \cos \phi - \frac{c_1 v^2 \sin \phi}{g R \cos \beta}) - I_{AB} \frac{v^2}{R \cdot r} = 0$$

② 障礙物이 있는 경우

$$\sum_{i=1}^n W_i \alpha_i (\cos \alpha (1 - \sin \phi_0) - \frac{c_1 v^2 \cos \phi_0}{g R \cos \beta}) - \frac{1}{2} I_{TP}$$

$$(\frac{2kv}{d_1 + d_2})^2 - I_{AB} \frac{v^2}{R \cdot r} (\frac{\pi}{2} - \frac{\pi}{180} \phi_0) = 0$$

나. 旋回方向角  $\theta$ 가 클수록 橫滑動 및 橫轉倒限界走行速度는 적었다.

다. 動橫轉倒限界走行速度는  $\alpha, \beta$ 의 영향을 동시에 받아  $\alpha, \beta$ 의 증가에 따라 減少하였으며 障碍物이 없는 경우  $\alpha=0, \beta=20^\circ$ 에는  $V_c=2.76\sim 4.83$  m/sec이었고 障碍物이 있는 경우  $\alpha=0, \beta=20^\circ$ 에서  $V_{cc}=1.39\sim 1.5$  m/sec이었다.

라. 障碍物이 없는 경우에는 積載荷重이 橫轉倒를 促進하였으나 障碍物이 있는 경우에는 積載荷重이 倒動橫轉危險을 감소시켰다.

마. 橫滑動限界傾斜角은 高速一段下向走行의 경우  $\beta=5^\circ\sim 10^\circ$ 이었으며 高速一段上向走行時에는  $\beta=10^\circ\sim 17.4^\circ$ 였다.

바. 高速一段下向走行時 障碍物衝突 動橫轉倒限界 傾斜角은  $\beta=12^\circ\sim 17^\circ$ 이었으며 高速一段上向走行時 障碍物衝突橫倒傾斜角은  $\alpha=0\sim 17.4^\circ$ 에서  $\beta=22^\circ\sim 33^\circ$ 이었다.

사. 高速一段上下向走行時 장애물이 없는 경우의 橫轉倒限界傾斜角은  $\beta=30^\circ\sim 35^\circ$ 이었다.

아. 動力경운기 單獨으로 高速一段上下向走行時 장애물이 없는 경우의 橫轉倒限界角은  $\beta=32^\circ\sim 39^\circ$ 이었고 장애물이 있는 경우에는  $\beta=11^\circ\sim 22^\circ$ 이었다.

### 參 考 文 獻

1. Baird, R.W. 1932. The operation of power machinery on terraced land. Agr. Eng. 13 (11) : 286-287
2. Baker, C.J. and R.M. Collins. 1972. A comparison of tractor rear tyres in their resistance to side slip. J. Agr. Eng. Res. 17(1) : 64-70.
3. Balligand, E. 1952. L'équilibre dans l'espace du tracteur agricole et l'amélioration de la traction sur 4 roues motrices. Ph. D. Thesis 1-10. Faulté des sciences agronomiques de l'état-Gembloux Génie Rural.
4. Bekker, M.G. 1958. Mechanics of vehicle movility in off-the-road locomotion. Applied Mechanics Review. 11(8) : 409-411.
5. Bekker, M.G. 1960. Off-the-road locomotion. University of Michigan Press, Ann Arbor, Michigan: 31-35.
6. Bekker, M.G. 1962. Theory of land locomotion. 263-272.

7. Burt, E.C., R.L. Schafer, and J.H. Taylor. 1974. Similitude of a model traction device. Part I - Prediction of the dynamic traction ratio. Trans. of the ASAE. 17(4) : 658-661.
8. Chang, Cheu-Shang and A.W. Cooper. 1969. A study of mechanics of tractor wheels. Trans. of the ASAE. 12(3) : 384-388.
9. Chin, F.K. 1959. Size and effect of settlement of footing in clay. Proc. 7th int Conf. on SMFE, 2 : 53-57.
10. 曹東震, 1974. 機械設計 價覽(上下), 大光最林 : 1567, 1595-1625.
11. Choi, Jae-Kap. 1975. Study of development process of Korean and Western plows and their draft resistances to a various plowing depth and soil condition. Ph. D. Thesis 日本北海道大學 70-80.
12. 鄭昌柱 譯. 1968. 트랙터 操作法. 大韓教科書株式會社, 281-312
13. 鄭昌柱, 1976. 韓國農業機械化의 促進對策에 關한 研究. 서울大學校 農科學附設農業開發研究所.
14. 崔圭洪. 1973. 野山開發農地의 機械化 作業效率增進에 關한 研究. 韓國農工學會誌 15(1) : 73-81
15. Clark and J.B. Liljedahl. 1969. Model studies of single, dual and tandem wheels. Transactions of the ASAE. 12(2) : 240-245.
16. Cleveland, J.B. and R.L. Hartman. 1971. Tractive characteristics of wheeled skidder tires. Trans. of the ASAE. 14(6) : 1024-1026
17. Douglas, Bond. 1951. The influence of foundation size on settlement. Geotechnique, 11 (2) : 121-143.
18. Eddie C. Burt, Robert L. Schafer and James H. Taylor. 1974. Similitude of a model traction device. Part II-Prediction of wheel sinkage. Trans. of the ASAE. 17(4) : 662-665.
19. Frank, M.Z. 1972. Predicting tractor field performance. Trans. of the ASAE. 15(2) : 249.
20. Gibson, H.G. and C.J. Biller, 1974. Side-slope stability of logging tractor and forwarders. Trans. of the ASAE. 19(2) : 245-250.



21. Gilfillan, G. 1967. Attitude of a tractor on slopping land. *J. Agr. Eng. Res.* 12(4) : 293-296.
22. Goering, C.E. and W.F. Buchele. 1967. Computer simulation of and unsprung vehicle. *Trans. of the ASAE.* 10(2) : 272-280.
23. 權五植, 李炳旭, 金普泳, 1976. 内燃機關, 三亞出版社, 66-74.
24. Grencenko, A. 1968. Predicting the performance of wheel tractors in combination with implements. *J. Agr. Eng. Res.* 13(1) : 49-63.
25. Habarta, F. 1971. Determination in relation to safety of operation of the minimal load on the front steering axle of a tractor with implements attached. *J. Agr. Eng. Res.* 16(2) : 126-140.
26. Hanson, T.L., H.P. Johnson and D.F. Young. 1967. Dynamic shearing resistance of soils. *Trans. of the ASAE.* 10(4) : 439-447.
27. Hegedus, E. 1965. Pressure distribution under rigid wheels. *Trans. of the ASAE.* 8(3) : 305
28. Hegedu, E. 1967. Discussion J. of terramechanics. 4(2) : 59-64.
29. 居垣千尋, 山本博昭, 1968, 小型 Crawlerのけん引性能について(第一報). *日本農業機械學會誌*, 30(3)(106)137-141.
30. 伊藤信孝, 増田正三, 1970. 農用車輪のころがり抵抗(第一報). *日本農業機械學會誌* 32(1)10-15
31. 伊藤信孝, 1973. トラクタ 駆動輪のすべり沈下について(第一報). *日本農業機械學會誌* 35(3, 126) 238-244.
32. 伊藤信孝, 1974. トラクタ 駆動輪のすべり沈下について(第二報). *日本農業機械學會誌*. 35(4, 127)335-344
33. 伊藤信孝. 1974. トラクタ 駆動輪のすべり沈下について(第三報). *日本農業機械學會誌* 36(1, 128) 35-41.
34. 伊藤信孝, 杉山桂一, 1975. トラクタ 駆動輪のすべり沈下について(第五報). *日本農業機械學會誌* 36(4,131) 495-504.
35. 伊藤信孝, 1975. トラクタ 駆動輪のすべり沈下について(第六報). *日本農業機械學會誌* 36(4, 131) 505-512.
36. Janosi, Z and B. Hanamoto. The analytical determination of drawbar pull as a function of slip for tracked vehicles in deformable soils, proceedings of 1st Int. Conf. on the mechanics of soil-vehicle.
37. Kacigin, V.V. and V.V. Guskov 1968. The basis of tractors performance theory, *J. of Terramechanics.* 5(3) : 43-66.
38. 上出順, 土屋功位, 1975, トラクタの轉倒に關する研究(第二報). *日本農業機械學會誌*36(4, 138) 513-517.
39. 姜入默, 朴春洙, 1977. 土質力學. 螢雪出版社 183-214.
40. Kereselidze, S.Y., T.B. Khukhuni, and E.B. Shkolnik. 1959. Investigations into the operation of the automatic stabilizer of the USG-12A hillside tractor. *J. Agr. Eng. Res.*, 4(3) : 267-273.
41. 金熙喆, 李載淳, 1976. 最新自動車工學. 東明 377-462
42. Knight J. and D.R. Freitag, 1962. Measurement of soil trafficability characteristics. *Trans. of the ASAE.* 5(2) : 121-125.
43. Koch, J.A., W.F. Buchele, and Marley S.J. 1970. Verification of a mathematical model to predict tractor tipping behavior. *Trans. of the ASAE.* 13(1) : 67-72, 76.
44. Kolozsi, Z. and T.T. McCarthy. 1974. The prediction of tractor field performance. *J. Agr. Eng. Res.*, 19 : 167-172.
45. 長廣仁藏, 1970. ロタリートラクタの基本設計理論の研究(Tractorの轉倒限界) 125.
46. 長廣仁藏 1970. ロタリートラクタの基本設計理論(Tractor-Trailerの研究の運搬作業性能). 152-162.
47. 長廣仁藏, 1970. ロタリートラクタの基本設計理論の研究. 107-114.
48. Liang, Tung and Ching Young. 1966. A microscopic study of tractive performance of a lugged tire operating on sand. *Trans. of the ASAE.* 9(4) : 513-515.
49. Löhr L. 1955. Landtechnik und Landnutzung an Hängen. *Landtechnik.* (10) : 706-709.

50. Lwow, E.E. 1954. Theorie des Schleppers, Verlag Technik.
51. 松山龍男, 川崎健, 藤岡澄行, 前岡邦彦. 1970. 傾斜地にすける四輪トラクタの横轉倒角(第一報) 32(2,113) : 111-116.
52. 松山龍男, 川崎健, 前岡邦彦. 1970. 傾斜地に關する走行型二輪トラクタの横轉倒角, 日本農機誌. 32(1) : 16-22.
53. Mckibben, E.G. 1927. The kinematics and dynamics of the wheel type farm tractor. Agri. Eng. 8(1-7) : 15-93, 119-189.
54. Meriam, J.L. 1975. Dynamics Wiley : 145-154, 267-295.
55. Mitchell, J.K. and C.E. Beer, 1955. Effect of land slope and terrace systems and machine efficiencies. Trans. of the ASAE. 8(2) : 235-237.
56. Nuttal, C.J. and R.P. McGowan. 1961. Scale model of vehicles in soil and snow. Proc. 1st Int. Conf. on mechanics of soil vehicles systems, Int. Soc. for Terrain-Vehicle Systems, Turin. 656-677.
57. 塚田昭, 1975. 土のせん断應力變位曲線表示式に關する考察, 日本農機誌. 37(1,132) : 20-25.
58. Onafeko, O. 1969. Analysis of the rolling resistance losses of wheels operating on deformable terrain. J. Agr. Eng. Res. 14(2) : 176-182.
59. Onafeko and A.R. Reede. 1967. Soil stress and deformations beneath rigid wheels. J. of Terramechanics. 4(1) : 59-80.
60. Osborne, L. E. 1971. A field comparison of the performance of two and four-wheel drive and track laying tractors. J. Agr. Eng. Res. 16(1) : 46-61.
61. 朴商朝, 1972. 道路工学. 文運堂. 6-21.
62. Pershing, R.L. and R.R., Yoerger, 1969. Simulation of tractor for transient response. Trans. of the ASAE. 12(5) : 715-719.
63. Pope, R.G. 1971. The effect of wheel speed on rolling resistance. J. of Terramechanics. 8 (1) : 51-58.
64. Raney, J.P., J.B. Liljedahl, and R. Cohen. 1961. The dynamic behavior of farm tractors. Trans. of the ASAE. 4(2) : 215-218, 221.
65. Reed, I.F., A.W. Cooper, and C.A. Reaves. 1959. Effects of two-wheel and tandem drives on traction and soil compacting stresses. Trans. of the ASAE. 2(1) : 22-25.
66. Richardson, B.Y. and A.W. Cooper. 1970. Effects of articulated steering on tractive performance of a rubber-tired logging tractor. Trans. of the ASAE. 13(5) : 633-635.
67. Rolfes, M. 1958. Der Einfluß von Hang lagen auf Betriebsorganisation und Betriebsführung. Landtechnik. 13(10) : 259-261.
68. Rush, F.S. 1968. Trafficability tests with a two wheel-drive industrial tractor. Trans. of the ASAE. 11(6) : 778-782.
69. Rühman, H. 1957. Anbauzonen am Hang Zweckmäßige Grenzen der Schlepperarbeit. Landtechnik. 12(9) : 159-262.
70. Ryan, K.E. and C.W. Terry. 1960. Four-wheel tractor braking. Trans. of the ASAE. 746-751.
71. Sack, J.W. 1956. Longitudinal stability of the tractors. Agr. Eng. 37(5) : 328-333.
72. Sagi, R., A. Racotch and D.Wolf. 1973. Theoretical considerations in placing the centre of gravity of single-axled trailers. J. Agr. Eng. Res. 18 : 159-165.
73. Sela, A.D. and I.R. Ehrlich. 1972. Load support capacity of flat plate of various shapes in soils. J. of Terramechanics. 8(3) : 1939-69.
74. Schilling, E. 1960. Landmaschinen Band. I. Acherschlepper.
75. Schwanghart, H. 1971. Schlepperumsturz and Prüfung von Umsturz-Schutz-Einrichtungen. Landtech. Forsch 19(1) : 1-5.
76. 芝野保徳, 1970. 小型トラクタの駆動性能に關する研究(第一報)日本農機誌. 32(1,112) : 2-9.
77. 芝野保徳, 1970 小型トラクタの駆動性能に關する研究(第三報)日本農機誌. 32(3) : 163-169.
78. Smith, D.D. 1956. Time study of parallel terraces, Agr. Eng. 37(5) : 342-345.
79. Smith, G.M. L. Gelenn, and Downey. 1968. Advanced engineering dynamics. n Internatio-

- nal Textbook Company 329-334. 67-71, 145-154.
80. Smith, D.W. and J.B. Liljedahl, 1972. Simulation of rearward overturning of farm tractors. Trans. of the ASAE. 15(5) : 818-821.
81. Smith, D.W., J.V. Perumpral and J.B. Liljedahl. 1974. The kinematics of tractor sideways overturning. Trans. of the ASAE. 17(1) : 1-3.
82. Söhne, W. 1957. Verbesserung der Schleppseitenführung am Hang durch Scheibensache. Grundlg. Landtechn. (9) : 113-118.
83. Southwell, P.H. 1964. An investigation of traction and traction aids. Trans. of the ASAE. 7(2) : 190-192.
84. 竹内學, 川崎健, 藤岡澄行, 前岡邦彦, 松山龍男, 1971. 傾斜地における四輪トラクタの横轉倒角(第二報) 日本農機誌, 33(3,118) : 230-238
85. 田邊一, 中尾清治, 1968. 傾斜状態にする車輪抵抗に關する研究(第六報). 日本農機誌. 30(3, 106) 142-147.
86. 田邊一, 中尾清治, 1969. 傾斜状態における車輪の走行抵抗に關する研究(第六報) 日本農機誌 31(2, 109) : 87-92.
87. 田邊一, 中尾清治, 1969. 傾斜状態における車輪の走行抵抗に關する研究(第四報), 日本農機誌, 30(3,106) : 148-152.
88. 田邊一, 中尾清治, 1969. 傾斜状態における車輪の走行抵抗に關する(第五報). 日本農機誌. 31(1,108) : 12-15.
89. Taylor, J.H. and E.C. Burt. 1975. Track and tire performance in agricultural soils. 18(1) : 3-6.
90. Timoshenko and Young. Engineering Mechanics. McGraw-Hill : 399-406.
91. 土屋功位, 上出順一, 赤瀬究. 1973. トラクタの轉倒に關する研究(第一報). 日本農機誌. 34(4,123) : 294-299.
92. Vanden Berg G.E. and I.F. Reed. 1962. Tractive performance of radial-ply and conventional tractor tires. Trans. of the ASAE. 5(2) : 126-132.
93. Wayne, H. Worthington. 1949. Evaluatoin of factors affecting the operating stability of wheel tractors. Trans. of the ASAE. 30(2) : 79-123.
94. Wiendieck, K.W. and K.J. Melzer. 1972. A semiemprical approach to the prediction of pull/load ratio for wheels. Trans. of the ASAE. 15(2) : 239-245.
95. Wismer, R.D. and H.J. Luth, 1974. Off-road traction prediction for wheeled vehicles. Trans. of the ASAE. 17(1) : 8-10.
96. Worthington, W.H. 1949. Evaluation of factors affecting the operating stability of wheel tractor. Agr. Eng. 30(3-4) : 119-123, 179-183.
97. 吉田勳, 1969. Soil thrustに關する考察. 日本農機誌. 31(3,110) : 199-201.
98. 吉田勳. 1975. 砂質地盤上におけるホイール型車輛の最適進行沈下率と仕事について. 日本農機誌. 37(2,133) : 164-170.
99. 吉田勳, 1974. 土壌に對する平板貫入曲線に關する一考察. 日本農機誌. 36(1,128) : 45-50.
100. 吉田勳. 1971. 軟弱な地盤上における soil thrustの算出について. 日本農機誌. 32(4,115) : 262-265.
101. 吉田勳. 1972. 車輪走行に關する實驗的研究(第三報). 日本農機誌. 34(3,122) : 5-7.
102. 吉田勳. 1972. 車輪走行に關する實驗的研究(第四報). (沈下學動). 日本農機誌. 34(3,112) : 214-219.
103. 吉田勳. 1971. 車輪走行に關する實驗的研究(第一報)(靜的沈下と走行沈下). 日本農機誌. 33(1,116) : 15-18.
104. Zoerb, G.C. 1963. A strain gage dynamometer for direct horsepower indication. Agr. Eng. August: 434-437.
105. Zoltan, Janosi. 1962. Theoretical analysis of the performance of tracks and wheels operating on deformable soils. Trans. of the ASAE. 5(2) : 133-146.
106. \_\_\_\_\_ 1973. Agricultura engineers yearbook of the ASAE.