

# 動力耕耘機의 安定性 向上을 위한 走行 및 旋回에 關한 研究(II) Motion Analysis of Power Tiller for Stability Improvement

## 動力耕耘機-트레일러 시스템의 運動모델의 開發 Development of A Mathematical Model of Motion for Power tiller-Trailer System

朴 金 柱\*, 柳 寬 熙\*\*, 鄭 昌 柱\*\*  
K. J. Park\*, K. H. Ryu\*\*, C. J. Chung\*\*

### Summary

A 10-degree of freedom mathematical model of motion for power tiller-trailer system was developed. This model can predict motion characteristics of power tiller trailer system while travelling over smooth and irregular ground surfaces under various operating conditions. The model provide, the fundamental data needed to improve the stability of power tiller-trailer systems.

### 1. 緒 論

動力耕耘機는 1986年 末 現在, 그 普及 臺數가 60萬臺에 이르는 우리나라 機械化 農業의 中樞의 役割을 遂行하는 機種으로서 耕耘, 整地, 播種, 防除, 運搬 等の 多樣한 作業에 利用되고 있다. 그러나 動力耕耘機는 安全의 側面에서 볼 때 매우 不安定한 構造로 되어 있으며 비교적 많은 事故를 誘發하고 있다. 이들 事故 中 트레일러를 附着하고 運搬作業을 하는 過程에서 發生한 事故가 全體의 30% 以上을 차지하며 그중 50% 以上이 顛覆 事故인 것으로 報告된 바 있다.<sup>1)</sup> 특히 傾斜地나 不均一한 路面 위 에서 運行할 境遇에 그 危險은 더욱 커진다. 動力耕耘機가 廣範圍한 農作業에 利用되고 있고 또한 앞으로 傾斜地의 機械化가 要求되고 있는 時點에서, 各種 作業條件과 設計條件에서 動力耕耘機의 安定性에 대한 全般的인 評價와 함께 動力耕耘機 自體의 構造의 缺陷을 改善해 나가는 것이 絶실히 要望되고 있다.

動力耕耘機의 安定性을 評價하는 方法으로서 實

際의 動力耕耘機를 가지고 試驗하는 方法과 數學的 運動모델을 통하여 運動狀態를 豫測하는 方法이 있는데 각각의 特性과 長短點을 갖고 있다. 前者는 正確性和 現實性을 가지고는 있지만 多樣한 條件에서 試驗을 하기 위해서는 많은 時間과 費用이 要求될 뿐만 아니라 試驗中에 큰 事故를 일으킬 危險을 內包하고 있다. 반면에 後者는 時間的, 經濟的으로 有利할 뿐만 아니라 多樣한 設計 및 運轉條件 또는 顛覆 等の 事故가 豫想되는 條件에서도 迅速한 評價를 可能케 한다.

數學的 運動모델을 利用하여 農業機械의 運動特性을 밝히려는 研究는 주로 歐美에서 乘用 트랙터를 그 對象으로 遂行되었다. 國內에서는 鄭<sup>2)</sup> 등이 1986年度에 動力耕耘機의 安定性 向上을 위한 基礎 研究로서 動力耕耘機 本體에 대한 數學的 運動모델을 開發하였다. 그러나 이 모델은 바퀴와 軀體에 作用하는 힘들에 대한 解析을 包含하지 않았기 때문에 傾斜地에서 障礙物을 通過하는 등 動力耕耘機의 實際的인 運動狀態를 豫測하기에는 不適合하다.

動力耕耘機의 顛覆事故가 대부분 트레일러를 동

\*安城農業專門大學 農業機械科

\*\*서울大 農大 農工學科

반한 運搬作業에서 發生한다고 判斷할 때, 動力耕耘機-트레일러를 하나의 시스템으로 한 運動모델의 開發이 要求되고 있다. 本 研究는 지난해의 研究의 延長線에서 動力耕耘機-트레일러 시스템의 運動모델을 開發하여 運搬作業時 動力耕耘機의 運動特性을 究明하는데 그 目的이 있다. 本 運動모델은 모델檢定을 通하여 그 有効性이 立證된다면 시뮬레이션을 통하여 여러가지 地形條件, 運轉條件, 動力耕耘機의 構造 등의 變化에 따른 運動狀態의 變化를 豫測할 수 있으므로 動力耕耘機 安定性 向上을 위한 構造 改善과 安全 運行에 必要한 基礎資料를 提供할 수 있다.

## 2. 運動모델 開發

### 가. 基本概念 및 假定

動力耕耘機-트레일러 시스템의 運動方程式은 그 시스템을 몇개의 部分으로 分離하여 各部分에 대한 運動方程式을 구하고 이를 다시 組合함으로써 얻어질 수 있다. 本 研究에서는 動力耕耘機-트레일러 시스템을 다음과 같이 각각 動的 特性을 갖는 4개의 部分으로 分離하여 運動方程式을 誘導하였다.

- 1) 動力耕耘機 本體
- 2) 左側 바퀴
- 3) 右側 바퀴
- 4) 트레일러

위의 4개 部分은 各各 獨立된 運動과 또한 相互 구속된 運動을 하고 있으며 各 部分의 獨立의 運動을 表現하기 위한 自由度는 10個로서 그 具體의 內容은 表1과 같다.

表1에서와 같이 動力耕耘機 本體는 3次元 空間

Table 1. Degree of freedom of power tiller-trailer system.

Component	Translational motion	Rotational motion
Main body	3	3
Left wheel	0	1
Right wheel	0	1
Trailer	0	2
Total	3	7

에서 3方向의 並進運動과 3方向의 回轉運動을 하며, 양쪽 바퀴는 車軸을 中心으로 1方向의 相對的 回轉運動, 트레일러는 hitch點을 中心으로 本體에 대하여 2方向의 相對的 回轉運動을 하는 것으로 假定하였다.

動力耕耘機-트레일러 시스템을 4개 部分으로 分離하여 各 部分에 作用하는 外力, 各 地點사이의 變位 및 使用되는 座標系 등을 그림1에 나타내었다. 各 各에 대한 定義는 表2에 나타내었다.

運動方程式의 誘導過程에서 使用되는 座標系는 空間上에 固定되어 항상 變化하지 않는 空間固定座標系와 動力耕耘機 本體 또는 트레일러에 固定되어 本體의 移動과 함께 變化하는 移動座標系가 並用되었다.

空間固定座標系는 그림1에서와 같이 空間上의 任意의 點을 基準하여 右手法則에 따라 차례로  $I_1, I_2, I_3$  軸을 設定하고 各 方向의 單位벡터를  $\vec{e}_{11}, \vec{e}_{12}, \vec{e}_{13}$  로 表示하였다. 動力耕耘機의 並進運動 變位와 角

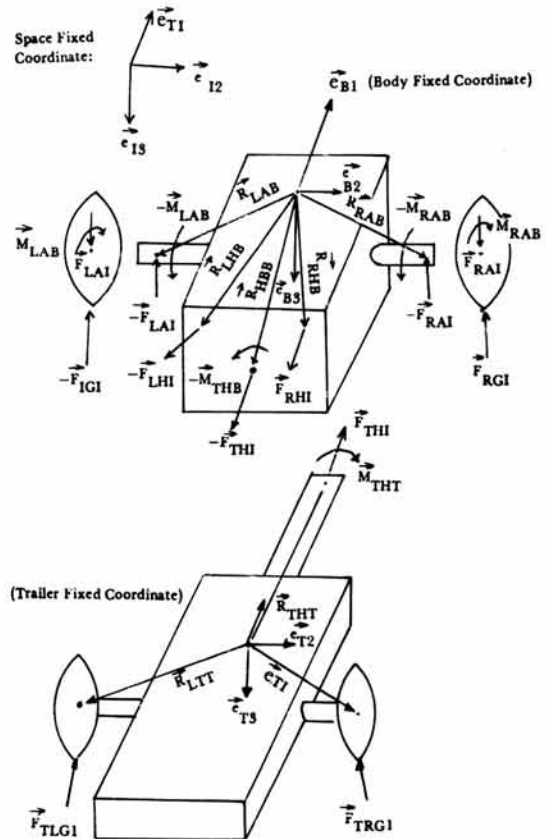


Fig. 1. Schematic diagram of power tiller-trailer system.

Table 2. Variable notation

Item	Symbol	Notation
Mass	$m_B$	mass of body
	$m_W$	mass of wheel
	$m_T$	mass of trailer
Force	$F_{LA}$	Force on left wheel at axle
	$F_{RA}$	Force on right wheel at axle
	$F_{TH}$	Force on trailer at hitch point
	$F_{LH}$	Force on left handle
	$F_{RH}$	Force on right handle
	$F_{LG}$	Force on left wheel at ground
	$F_{RG}$	Force on right wheel at ground
	$F_{TLG}$	Force on left trailer wheel at ground
	$F_{TRG}$	Force on right trailer wheel at ground
	Velocity	$V_B$
$V_T$		Velocity of trailer mass center
$\omega_B$		Angular velocity of main body
$\omega_T$		Angular velocity of trailer
Moment of inertia	$I_{BB}$	Mass moment of inertia of main body
	$I_{LB}$	Mass moment of inertia of left wheel
	$I_{RB}$	Mass moment of inertia of right wheel
Moment	$I_{TT}$	Mass moment of inertia of trailer
	$M_{LA}$	Moment on left wheel at axle
	$M_{RA}$	Moment on right wheel at axle
Position	$M_{TH}$	Moment on trailer at hitch point
	$R_{LA}$	Position from body center to left wheel center
	$R_{RA}$	Position from body center to right wheel center
	$R_{HB}$	Position from body center to hitch point
	$R_{TH}$	Position from hitch point to trailer mass center
	$R_{LT}$	Position from trailer mass center to left trailer wheel
	$R_{RT}$	Position from trailer mass center to right trailer wheel
	$R_{LH}$	Position from body center to left handle
	$R_{RH}$	Position from body center to right handle
Coordinate	B	Main body fixed axis
	T	Trailer body fixed axis
	I	Space fixed axis

變位는 모두 이 空間固定座標系에서 나타내었다.

移動座標系는 動力耕耘機 本體에 固定되어 있는 本體固定座標系와 트레일러에 固定되어 있는 트레일러固定座標系가 使用되었다. 本體固定座標系는 本體의 質量中心을 지나고 車軸과 平行한 軸을  $B_2$  軸 (右 車軸 方向이 +方向),  $B_2$  軸과 直角으로서 얻인 프레임과 平行한 軸을  $B_1$  軸 (前進 方向이 +方向),  $B_1$ ,  $B_2$  軸과 共通으로 垂直인 軸을  $B_3$  軸 (地表面 方向이 +方向) 으로 設定하고 各 方向의 單位벡터를  $\vec{e}_{B1}$ ,  $\vec{e}_{B2}$ ,  $\vec{e}_{B3}$  로 表示하였다. 트레일러 固定座標系는 트레일러의 質量中心을 지나고 車軸과 平行한 軸을  $T_2$  軸 (右 車軸 方向이 +方向),  $T_2$  軸과 直角으로서 積載프레임과 平行한 軸을  $T_1$  軸 (前進 方向이 +方向),  $T_1$ ,  $T_2$  軸과 共同으로 垂直인 軸을  $T_3$  軸 (地表面 方向이 +方向) 으로 設定하고 各 方向의 單位벡터를  $\vec{e}_{T1}$ ,  $\vec{e}_{T2}$ ,  $\vec{e}_{T3}$  로 表示하였다.

運動方程式의 誘導過程에서 어느 한 座標系에서 表現된 벡터량은 다른 座標系에서의 값으로 變換되어야 하는 境遇가 있으며 이는 座標變換行列을 利用하여 遂行된다.

座標變換行列은 두 座標系 사이의 回轉角으로부터 決定된다. 本體固定座標系의  $B_1$ ,  $B_2$ ,  $B_3$  軸이 空間固定座標系  $I_1$ ,  $I_2$ ,  $I_3$  軸과 各  $\phi$ ,  $\theta$ ,  $\psi$ 의 回轉角을 가질 때 B座標系에서의 벡터량  $\vec{p}$ 는 I座標系에서  $\vec{q}$ 로 다음과 같이 表現된다.

$$[\vec{q}] = \begin{bmatrix} \cos\psi \cos\theta & \cos\psi \sin\theta \sin\phi & \cos\psi \sin\theta \cos\phi \\ & -\sin\psi \cos\phi & +\sin\psi \sin\phi \\ \sin\psi \cos\theta & \sin\psi \sin\theta \sin\phi & \sin\psi \sin\theta \cos\phi \\ & +\cos\psi \cos\phi & -\cos\psi \sin\phi \\ -\sin\theta & \cos\theta \sin\phi & \cos\theta \cos\phi \end{bmatrix} [\vec{p}] \quad (1)$$

動力耕耘機의 運動은 各 部分의 質量 및 質量貫性모멘트, 타이어의 댐핑 및 彈性係數, 外力과 地表面의 條件 등 여러가지 因子에 의하여 影響을 받으며 매우 複雜한 運動을 나타내므로 모든 條件을 考慮한 완벽한 運動모델을 開發하기란 쉽지 않다. 따라서 다음과 같은 假定에서 運動모델을 誘導하였다.

1) 動力耕耘機 및 트레일러를 支持하는 地表面은 變形되지 않는다.

2) 動力耕耘機-트레일러 시스템은 相互간에 相對運動을 하는 4個의 部分으로 分離되며 各 部分은 剛體이다.

3) 動力耕耘機, 트레일러는 各各 左右 對稱이다.

4) 바퀴에 작용하는 土壤反力은 單一點에서 作用한다.

5) 運動中 空氣抵抗은 無視한다.

6) 바퀴는 그 質量中心을 지나며 本體의 B<sub>1</sub>, B<sub>2</sub>, B<sub>3</sub>軸에 各各 平行한 軸이 이루는 面에 대하여 對稱이다.

나. 本體의 運動方程式

動力耕耘機 本體는 左右 2個의 바퀴와 트레일러를 除外한 部分으로서 左右의 車軸, 트레일러 hitch 點 및 핸들로부터 外力을 받아 空間上에서 3方向의 並進運動과 3方向의 回轉運動을 한다.

3方向의 並進運動은 뉴톤의 第2法則을 適用하여 空間固定座標系에서 本體 中心에 對한 運動方程式을 수립하면 다음 式과 같다.

$$m_B \vec{V}_{BI} = \vec{W}_{BI} - \vec{F}_{THI} - \vec{F}_{LAI} - \vec{F}_{RAI} + \vec{F}_{LHI} + \vec{F}_{RHI} \dots\dots\dots(2)$$

위 방정식으로부터 구한 速度  $\vec{V}_{BI}$ 는 空間固定座標系에서 表現한 값이기 때문에 이를 다시 積分하면 中心點의 變位  $\vec{X}_{BI}$ 를 구할 수 있다.

$$\vec{X}_{BI} = \vec{V}_{BI} \dots\dots\dots(3)$$

本體의 回轉運動方程式은 本體固定座標系에서 樹立하였으며, Euler 方程式을 適用하여 式(4), (5), (6)으로 나타낸다.

$$I_{BB11}\dot{\omega}_{BB1} + I_{BB13}(\dot{\omega}_{BB3} + \omega_{BB1}\omega_{BB2}) + (I_{BB33} - I_{BB22})\omega_{BB2}\omega_{BB3} = -M_{THB1} - M_{LAB1} - M_{RAB1} + M_{LHB1} + M_{RHB1} + (R_{LHB} \times F_{LHB})_1 + (R_{RHB} \times F_{RHB})_1 - (R_{HBB} \times F_{THB})_1 - (R_{LAB} \times F_{LAB})_1 - (R_{RAB} \times F_{RAB})_1 \dots\dots\dots(4)$$

$$I_{BB22}\dot{\omega}_{BB2} + (I_{BB11} - I_{BB33})\omega_{BB1}\omega_{BB3} + I_{BB13}(\omega_{BB3}^2 - \omega_{BB1}^2) = -M_{THB2} - M_{LAB2} - M_{RAB2} + M_{LHB2} + M_{RHB2} + (R_{LHB} \times F_{LHB})_2 + (R_{RHB} \times F_{RHB})_2 - (R_{HBB} \times F_{THB})_2 - (R_{LAB} \times F_{LAB})_2 - (R_{RAB} \times F_{RAB})_2 \dots\dots\dots(5)$$

$$I_{BB33}\dot{\omega}_{BB3} + I_{BB13}(\dot{\omega}_{BB1} - \omega_{BB2}\omega_{BB3}) + (I_{BB22} - I_{BB11})\omega_{BB1}\omega_{BB2}$$

$$= -M_{THB3} - M_{LAB3} - M_{RAB3} + M_{LHB3} + M_{RHB3} + (R_{LHB} \times F_{LHB})_3 + (R_{RHB} \times F_{RHB})_3 - (R_{HBB} \times F_{THB})_3 - (R_{LAB} \times F_{LAB})_3 - (R_{RAB} \times F_{RAB})_3 \dots\dots\dots(6)$$

위의 回轉 運動方程式은 本體固定座標系에서 세워진 것이므로 空間固定座標系에서 動力耕耘機의 角變位는 위 方程式에서 얻어진 角速度를 直接 積分하여 구할 수는 없다. 一般的으로 Euler 角 方程式은 移動座標系에서 얻어진 角速度를 가지고 空間固定座標系에서의 角變位를 구하는데 利用되며 다음과 같이 나타낸다.

$$\dot{\phi} = \omega_{BB1} + (\omega_{BB2} \sin\phi + \omega_{BB3} \cos\phi) \tan\theta, \theta < 90^\circ \dots\dots\dots(7)$$

$$\dot{\theta} = \omega_{BB2} \cos\phi - \omega_{BB3} \sin\phi \dots\dots\dots(8)$$

$$\dot{\psi} = (\omega_{BB2} \sin\phi - \omega_{BB3} \cos\phi) / \cos\theta, \theta < 90^\circ \dots\dots\dots(9)$$

위의 式에서  $\phi, \theta, \psi$ 는 각각 I<sub>1</sub>과 B<sub>1</sub>軸, I<sub>2</sub>와 B<sub>2</sub>軸, I<sub>3</sub>와 B<sub>3</sub>軸이 이루는 角으로서 動力耕耘機 本體의 角變位를 나타낸다.

다. 바퀴의 運動方程式

動力耕耘機의 左右 바퀴는 車軸을 中心으로 相對的 回轉運動을 하며, 바퀴에 作用하는 外力은 車軸과 接地點에서 發生한다.

左右 바퀴의 運動方程式은 Lagrangian 方程式을 適用하여 구하였으며 運動狀態를 表現하기 위한 座標系는 바퀴의 質量中心을 지나며 本體固定座標系와 平行한 座標系를 利用하였다.

엔진에서 바퀴까지 動力이 傳達되는 過程의 減速比를 N이라고 하면 엔진의 回轉速度( $\omega_E$ )는 다음과 같다.

$$\omega_E = N\omega_{LB2} = N\omega_{RB2} = \frac{N}{2}(\omega_{LB2} + \omega_{RB2}) \dots\dots\dots(10)$$

2個의 바퀴와 엔진 및 傳動裝置가 回轉하는 동안 갖는 運動에너지는 다음과 같다.

$$K.E = \frac{1}{2} I_{LB22} \omega_{LB2}^2 + \frac{1}{2} I_{RB22} \omega_{RB2}^2 + \frac{1}{2} I_{E22} \omega_E^2 \dots\dots\dots(11)$$

여기서 I<sub>E22</sub>: 엔진에서 車軸에 이르는 傳動裝置의 有效 極慣性 모멘트

(10)式을 (11)式에 代入하면 다음과 같다.

$$K.E = \left(\frac{1}{2} I_{LB22} + \frac{1}{8} I_{E22} N^2\right) \omega_{LB2}^2 + \left(\frac{1}{2} I_{RB22} + \frac{1}{8} I_{E22} N^2\right) \omega_{RB2}^2 + \frac{1}{4} I_{E22} N^2 \omega_{LB2} \omega_{RB2} \dots\dots\dots (12)$$

위 式을 Lagrangian 運動方程式에 適用하여 左右 각 바퀴의 車軸에 대한 回轉 運動方程式을 세우면 다음과 같다.

$$I_{LB22} \dot{\omega}_{LB2} + I_{E22} \frac{N^2}{4} (\dot{\omega}_{LB2} + \dot{\omega}_{RB2}) = M_{LGB2} - M_{LAB2} \dots\dots\dots (13)$$

$$I_{RB22} \dot{\omega}_{RB2} + I_{E22} \frac{N^2}{4} (\dot{\omega}_{LB2} + \dot{\omega}_{RB2}) = M_{RGB2} - M_{RAB2} \dots\dots\dots (14)$$

위 式에서  $M_{LGB2}$ ,  $M_{RGB2}$ 는 土壤反力에 의한 모멘트이고  $M_{LAB2}$ ,  $M_{RAB2}$ 는 車軸토크이다. 車軸토크는 엔진토크( $T_E$ ), 減速比( $N$ ) 및 動力傳達效率( $\eta$ )의 關係式으로 다음과 같이 나타낸다.

$$M_{LAB2} = M_{RAB2} = \frac{\eta N T_E}{2} \dots\dots\dots (15)$$

動力耕耘機 本體에 대한 左右 바퀴의 角運動 變位는 角速度를 直接 積分하여 구한다.

$$\dot{\theta}_{LB2} = \omega_{LB2} \dots\dots\dots (16)$$

$$\dot{\theta}_{RB2} = \omega_{RB2} \dots\dots\dots (17)$$

車軸 中心의 回轉運動을 除外한 바퀴의 其他 運動은 本體의 運動에 拘束되어 있으며 다음과 같은 關係를 가지고 있다.

$$\vec{V}_{LI} = \vec{V}_{BI} + (\vec{\omega}_{BI} \times \vec{R}_{LAI}) \dots\dots\dots (18)$$

$$\vec{V}_{RI} = \vec{V}_{BI} + (\vec{\omega}_{BI} \times \vec{R}_{RAI}) \dots\dots\dots (19)$$

$$\vec{\dot{V}}_{LI} = \vec{\dot{V}}_{BI} + (\vec{\dot{\omega}}_{BI} \times \vec{R}_{LAI}) + \vec{\omega}_{BI} \times (\vec{\omega}_{BI} \times \vec{R}_{LAI}) \dots\dots\dots (20)$$

$$\vec{\dot{V}}_{RI} = \vec{\dot{V}}_{BI} + (\vec{\dot{\omega}}_{BI} \times \vec{R}_{RAI}) + \vec{\omega}_{BI} \times (\vec{\omega}_{BI} \times \vec{R}_{RAI}) \dots\dots\dots (21)$$

$$\omega_{LB1} = \omega_{RB1} = \omega_{BB1} \dots\dots\dots (22)$$

$$\dot{\omega}_{LB1} = \dot{\omega}_{RB1} = \dot{\omega}_{BB1} \dots\dots\dots (23)$$

$$\omega_{LB3} = \omega_{RB3} = \omega_{BB3} \dots\dots\dots (24)$$

$$\dot{\omega}_{LB3} = \dot{\omega}_{RB3} = \dot{\omega}_{BB3} \dots\dots\dots (25)$$

라. 트레일러 運動方程式

트레일러는 히치점에서 本體와 連結되어 있으며 히치점을 中心으로 하여 本體의  $B_1$ ,  $B_3$ 軸에 대하여 相對的 回轉運動을 하는 것으로 假定하였다. 트레일러에 作用하는 外力은 양쪽 트레일러 바퀴에서의 土壤反力, 히치점에서의 牽引力 및 모멘트이다.

$T_1$  및  $T_3$ 軸에 대한 트레일러 運動方程式은 트레일러 固定座標系에서 樹立하였으며, Euler 方程式을 適用하여 다음과 같이 나타낸다.

$$I_{TT11} \dot{\omega}_{TT1} + I_{TT13} (\dot{\omega}_{TT3} + \omega_{TT1} \omega_{TT2}) + (I_{TT33} - I_{TT22}) \omega_{TT2} \omega_{TT3} = M_{TGT1} - (R_{THT} \times F_{THT})_1 \dots\dots\dots (26)$$

$$I_{TT33} \dot{\omega}_{TT3} + I_{TT13} (\dot{\omega}_{TT1} - \omega_{TT2} \omega_{TT3}) + (I_{TT22} - I_{TT11}) \omega_{TT1} \omega_{TT2} = M_{TGT3} - (R_{THT} \times F_{THT})_3 \dots\dots\dots (27)$$

本體에 대한 트레일러의 回轉角變位는 다음 式으로 구한다.

$$\dot{\theta}_{TT1} = \omega_{TT1} - \omega_{BB1} \dots\dots\dots (28)$$

$$\dot{\theta}_{TT3} = \omega_{TT3} - \omega_{BB3} \dots\dots\dots (29)$$

위 2方向의 相對的 回轉運動을 除外한 트레일러의 其他 運動은 本體의 運動에 拘束되어 있으며 다음과 같은 關係를 가지고 있다.

$$\vec{V}_{TI} = \vec{V}_{BI} + \vec{\omega}_{BI} \times \vec{R}_{HBI} + \vec{\omega}_{TI} \times \vec{R}_{THI} \dots\dots\dots (30)$$

$$\vec{\dot{V}}_{TI} = \vec{\dot{V}}_{BI} + \vec{\dot{\omega}}_{BI} \times \vec{R}_{HBI} + \vec{\omega}_{BI} \times (\vec{\omega}_{BI} \times \vec{R}_{HBI}) + \vec{\dot{\omega}}_{TI} \times \vec{R}_{THI} + \vec{\omega}_{TI} \times (\vec{\omega}_{TI} \times \vec{R}_{THI}) \dots\dots\dots (31)$$

$$\omega_{TT2} = \omega_{BB2} \dots\dots\dots (32)$$

$$\dot{\omega}_{TT2} = \dot{\omega}_{BB2} \dots\dots\dots (33)$$

마. 總 運動方程式

動力耕耘機-트레일러 시스템의 總 運動方程式은 위의 4個 部分이 갖는 獨立的 運動方程式과 相互間의 拘束條件을 結合함으로써 自由度가 10인 方程式이 된다. 이들 方程式은 各 部分間의 連結點에 作用하는 힘과 모멘트들이 作用·反作用의 原理에 의하여 서로 상쇄되고 土壤反力, 自體의 重量, 外力 등의 條件과 各 部分間의 變位, 速度, 加速度 成分을 包含하는 非線型 2階 聯立微分方程式이다.

이들 10個의 2階 微分方程式을 다시 1階 方程式



다시 3個의 交點에서 垂線을 그어 地表面과 만나는 點을 찾는다. 이 地表面과 만나는 3點이 同一한 平面 위에 놓여 있는지 如否에 따라 地表面의 條件은 決定된다. 이 3點이 同一 平面에 있어야 할 條件式은 다음과 같으며 이들 式中 하나의 條件이라도 成立하지 않으면 바퀴 밑의 地表面은 不均一하다고 判斷한다.

$$\vec{U}_{GI} \cdot \vec{U}_{PII} = 1 \dots\dots\dots(34)$$

$$\vec{U}_{GI} \cdot \vec{U}_{P2I} = 1 \dots\dots\dots(35)$$

$$(\vec{X}_{PII} - \vec{X}_{WGI}) \cdot \vec{U}_{GI} = 0 \dots\dots\dots(36)$$

$$(\vec{X}_{P2I} - \vec{X}_{WGI}) \cdot \vec{U}_{GI} = 0 \dots\dots\dots(37)$$

여기서

$\vec{U}_{GI}$  : 바퀴 垂直下方 交點에서 地表面에 垂直方向 單位벡터

$\vec{U}_{PII}$  : 45° 前方 交點에서 地表面에 垂直方向 單位 벡터

$\vec{U}_{P2I}$  : 45° 後方 交點에서 地表面에 垂直方向 單位 벡터

$\vec{X}_{WGI}$  : 바퀴 垂直下方 交點의 變位

$\vec{X}_{PII}$  : 45° 前方 交點의 變位

$\vec{X}_{P2I}$  : 45° 後方 交點의 變位

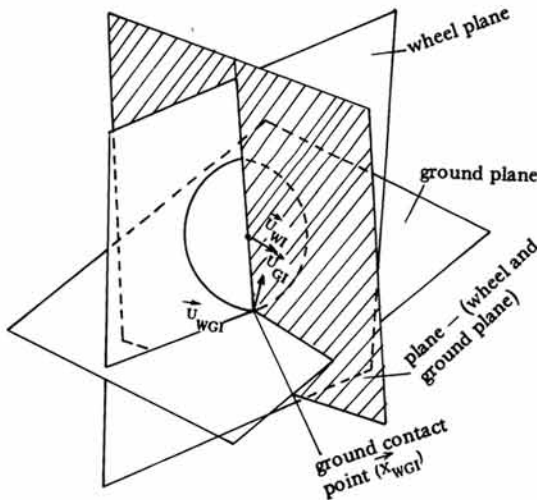


Fig. 3. Determination of ground contact point on the regular surface.

2) 均一 地表面에서의 接地點

接地點은 바퀴의 變形量을 計算하여 土壤反力을

推定할 뿐만 아니라 土壤反力의 作用點이 되기 때문에 正確한 位置를 要求한다.

均一 地表面에서의 接地點은 그림3에서와 같이 3개의 平面 즉, ① 바퀴면, ② 地表面 및 ③ 바퀴의 中心을 지나고 바퀴면과 地表面에 共通으로 垂直한 平面의 交點으로 定義한다. 接地點을 구하기 위한 3個의 平面의 交點方程式은 다음과 같다.

$$(\vec{X}_{WGI} - \vec{X}_{CI}) \cdot \vec{U}_{WI} = 0 \dots\dots\dots(38)$$

$$(\vec{X}_{WGI} - \vec{X}_{CI}) \cdot \vec{U}_{WGI} = 0 \dots\dots\dots(39)$$

$$(\vec{X}_{WGI} - \vec{X}_{GI}) \cdot \vec{U}_{GI} = 0 \dots\dots\dots(40)$$

여기서

$\vec{U}_{WI}$  : 바퀴면에 垂直한 單位벡터

$\vec{U}_{GI}$  : 지표면에 垂直한 單位벡터

$\vec{U}_{WGI}$  :  $\vec{U}_{WI} \times \vec{U}_{GI}$  의 값

$\vec{X}_{WGI}$  : 接地點의 變位

$\vec{X}_{CI}$  : 바퀴 中心點의 變位

$\vec{X}_{GI}$  : 地表面上의 임의의 點의 變位

3) 不均一 地表面에서의 接地點

不均一한 地表面에서의 接地點은 不均一 平面을 均一 平面으로 假想한 等價地表面을 設定함으로써 얻어진다. 즉, 等價地表面은 不均一한 地表面과 同一한 影響을 바퀴에 주는 假想的인 均一平面이다. 等價地表面은 다음과 같은 假定에서 구한다.

가) 바퀴가 不均一한 地表面 위에서 荷重에 의하여 變形되어 排除한 體積과 等價地表面이 排除시키는 體積은 同一하다.

나) 土壤反力의 값은 바퀴가 變形되어 排除한 體積에 比例한다.

다) 바퀴는 바퀴 中心에서 半徑方向으로 스프링이 2° 간격으로 排列되어 있는 탄성체와 같다.

위의 假定으로부터 바퀴에 作用하는 土壤反力의 方向은 2° 간격으로 排列된 各各의 스프링이 不均一한 地表面에 接觸·壓縮되어 받는 힘의 合力으로 나타난다.

任意的 스프링이 不均一 地表面에 의하여 壓縮되어 變形된 狀態는 그림 4와 같이 나타나며 스프링의 變形된 길이는 다음 式으로 구한다.

$$d_{r2} = \frac{l_1}{l_1 - l_2} \cdot d_{r1} \dots\dots\dots(41)$$

여기서

- $dr_2$  : 實際 地表面에 의하여 스프링의 變形된 길이
- $dr_1$  : 任意로 假定한 變形된 길이
- $l_1$  : 스프링이 變形되지 않은 圓周上的 假想點에서 地表面까지의 垂直距離
- $l_2$  : 任意로 假定한 變形된 스프링의 끝 點에서 地表面까지 垂直距離

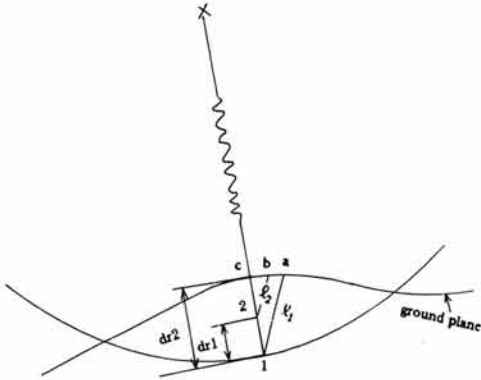


Fig. 4. Spring deformation on the irregular ground surface.

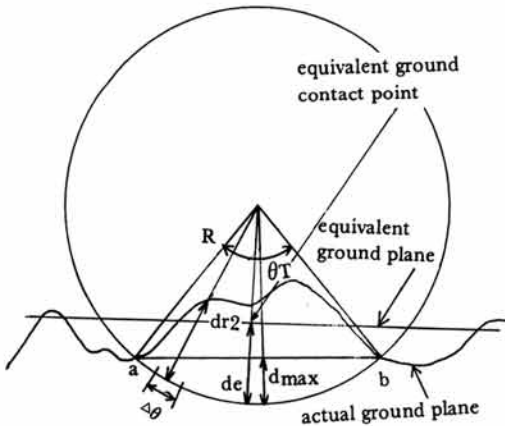


Fig. 5. Determination of equivalent ground plane and ground contact point.

바퀴가 不均一한 地表面 위에 놓여 있을 때 排除한 面積(바퀴가 얇은 圓板이라고 假定하면 排除한 體積은 面積이 됨)은 그림 5에서와 같이 바퀴가 地表面과 接觸된 點 a, b 사이를 一定한 間隔(2°)으로 排列된 스프링의 變形量에 의하여 다음과 같이 구

한다.

$$A_{IR} = \sum_{i=1}^N (R \cdot dr_2 - \frac{1}{2} dr_1^2) \cdot \Delta\theta \dots\dots\dots(42)$$

여기서

$A_{IR}$  : 不均一한 地表面上에서 바퀴가 排除한 面積

$R$  : 바퀴의 半徑

$dr_2$  : 임의의 스프링의 變形된 量

$\Delta\theta$  : 스프링 1個가 점유한 角(2°)

$N$  : 地表面 a, b 사이에 있는 스프링의 數

扁平한 平面에서 바퀴가 變形되어 地表面과 接觸하는 바퀴圓周의 中心角이  $\theta$ 일 때 最大變形量( $d_{max}$ ) 및 바퀴가 排除한 面積( $A_{IR}$ )은 다음 式으로 구한다.

$$d_{max} = R (1 - \cos \frac{\theta}{2}) \dots\dots\dots(43)$$

$$A_{IR} = \frac{1}{2} R^2 (\theta - \sin\theta) \dots\dots\dots(44)$$

不均一한 地表面 위에서 바퀴가 排除한 面積  $A_{IR}$ 과 같은 面積을 排除시키는 均一한 平面을 假想했을 때 이 平面이 等價地表面이고 이 平面에서 바퀴의 變形된 길이는 다음 式으로 구한다.

$$d_{IR} = \frac{A_{IR}}{A_R} \cdot d_{max} \dots\dots\dots(45)$$

4) 車輪力

바퀴의 接地點과 變形量이 決定되면 車輪力은 地表面의 不均一성과는 關係없이 타이어의 스프링 常數 및 댐핑계수, 바퀴의 運動特性에 의하여 決定된다.

바퀴가 半徑方向으로 排列된 스프링과 댐퍼(damper)로 構成되어 있다고 假定하면 接地點에서 半徑方向으로 作用하는 힘은 바퀴의 變形된 길이와 바퀴 中心의 接地點에 대한 相對速度에 의하여 式(46)과 같이 spring force와 damping force로 構成된다.

$$F_r = - (F_s + F_d) \dots\dots\dots(46)$$

여기에서  $F_r$  : 半徑方向으로 作用하는 힘

$F_s$  : spring force

$F_d$  : damping force

위 式에서  $F_s$ 는 靜的인 狀態에서 半徑方向으로 加해진 힘과 變形量과의 關係로부터 구할 수 있고  $F_d$ 는 타이어의 댐핑계수와 바퀴 中心의 接地點에 대한 相對速度에 의하여 式(47)과 같이 구하며, 이는



바퀴가 地表面에 接觸하여 壓縮·變形된 狀態에서 變形量의 값이 減少하는 運動을 할 境遇에만 發生한다.

$$F_d = C_d (\vec{V}_{CI} \cdot \vec{U}_{RI}), d > 0 \text{ 및 } \vec{V}_{CI} \cdot \vec{U}_{RI} < 0 \quad (47)$$

여기서  $C_d$  : 타이어 댐핑계수  
 $\vec{V}_{CI}$  : 바퀴 中心의 速度  
 $\vec{U}_{RI}$  : 바퀴 中心에서 接地點을 向한 單位 벡터

위에서 구한  $F_r$ 은 半徑方向으로 作用한 힘에 不過하고 實際로 바퀴가 走行하는 동안 받는 힘은 이외에도 구름저항력, 土壤推進力, 側方向力을 包含하고 있으며 이들 全體의 힘은 式(48)과 같이 3方向의 成分으로 分解된다.

$$\vec{F}_I = F_n \vec{U}_{nI} + F_c \vec{U}_{cI} + F_s \vec{U}_{sI} \quad \dots\dots\dots (48)$$

여기서  $\vec{F}_{II}$  : 바퀴에 作用하는 全體의 힘  
 $F_n \vec{U}_{nI}$  : 地表面에 垂直方向의 힘  
 $F_c \vec{U}_{cI}$  : 바퀴 圓周方向의 힘  
 $F_s \vec{U}_{sI}$  : 바퀴 側面方向의 힘

위 式에서 各 方向의 힘은 半徑方向의 힘과 바퀴의 運動條件으로부터 구한다.

地表面에 垂直方向의 힘( $F_n$ )은 式(49)로 구한다.

$$F_n = F_r (\vec{U}_{nI} \cdot \vec{U}_{RI}) \quad \dots\dots\dots (49)$$

圓周方向의 힘( $F_c$ )은 驅動輪과 非驅動輪에 따라서 算出式이 달라진다. 非驅動輪인 境遇에는 單純한 구름저항력으로 나타나고 이는 구름저항계수( $C_r$ )와 垂直力의 곱으로서 구한다.

$$F_c = C_r F_n \quad \dots\dots\dots (50)$$

구름저항계수는 地表面의 Cone 指數(CI), 바퀴의 荷重 等の 要因에 의하여 달라지며 다음 式으로 表現한다.

$$C_r = \frac{1.2}{C_n} + 0.04 \quad \dots\dots\dots (51)$$

여기서  $C_n = \frac{CIbd}{W} \left( \frac{\text{cone 指數} \times \text{바퀴폭} \times \text{길이}}{\text{하중}} \right)$

또한  $C_r$ 의 값은 바퀴가 走行할 때 슬립각(slip angle)에 의해서도 變化하며 地表面이 단단하여 變形되지 않는다면 다른 값과는 關係없이 주로 슬립각( $\alpha$ )만의 함수가 된다.

$$C_r = -(A + B\alpha) \quad \dots\dots\dots (52)$$

여기에서 A와 B는 타이어와 地表面의 特性에 따라 달라지는 常數이다.

슬립각( $\alpha$ )은 接地點이 움직이는 方向과 바퀴면이 순간적으로 이루는 角으로서 다음 式으로 구한다.

$$\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{\vec{V}_{GI} \cdot \vec{U}_{SI}}{\vec{V}_{GI} \cdot \vec{U}_{CI}} \right) \quad \dots\dots\dots (53)$$

여기서  $\vec{V}_{GI}$  : 接地點의 速度  
 $\vec{U}_{SI}$  : 바퀴 側方向의 單位 벡터  
 $\vec{U}_{CI}$  : 바퀴 圓周方向의 單位 벡터

驅動輪의 境遇  $F_c$ 는 구름저항력에 牽引力을 追加하여 구한다. 牽引力은 けん인계수와 垂直力의 곱으로 定義된다. けん인계수는 바퀴의 슬립(wheel slip)의 함수로서 다음과 같이 나타낸다.

$$C_t = A (1.0 - e^{-B \cdot \text{slip}}) \quad \dots\dots\dots (54)$$

여기에서 A와 B는 타이어와 地表面의 特性에 따라 달라지는 常數이다.

側方向의 힘은 地表面에 包含되면서 바퀴면에 垂直으로 作用하는 힘으로서 다음 式으로 구한다.

$$F_s = C_s F_n \quad \dots\dots\dots (55)$$

여기서 側方向 分力係數  $C_s$ 는 走行中 바퀴의 슬립각에 따라 變化한다.

사. 遠心力

動力耕耘機-트레일러 시스템이 旋回運動을 할 때 本體 및 트레일러에 各各 遠心力이 發生하며 이 힘은 旋回走行速度 및 旋回半徑에 따라 決定된다.

旋回半徑은 動力耕耘機 本體와 트레일러가 순간적으로 이루는 水平方向의 角( $\theta$ )에 따라 決定된다.

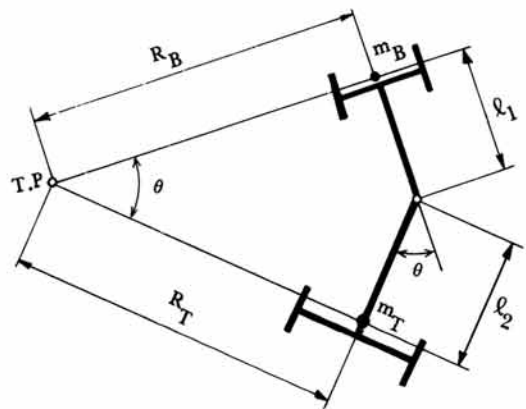


Fig. 6. Determination of turning radius.

그림 6에서와 같이 動力耕耘機 本體와 트레일러의 質量中心에서 ힷ치점까지의 길이를 각각  $l_1, l_2$  라고 하고 순간적으로 두 物體가 이루는 角을  $\theta$  라고 하면 動力耕耘機 本體와 트레일러의 旋回半徑은 각각 式 (56)과 (57)로 求한다.

$$R_B = \frac{l_1 + l_2 / \cos\theta}{\tan\theta} \dots\dots\dots (56)$$

$$R_T = \frac{l_2 + l_1 / \cos\theta}{\tan\theta} \dots\dots\dots (57)$$

여기서,  $R_B$  : 本體의 旋回半徑

$R_T$  : 트레일러의 旋回半徑

旋回半徑이 求해지면 本體에 대한 遠心力은 式(58) 트레일러에 대한 遠心力은 式(59)로 求한다.

$$F_{CB} = \frac{m_B V_{BB1}^2}{R_B} \dots\dots\dots (58)$$

$$F_{CT} = \frac{m_T V_{TT1}^2}{R_T} \dots\dots\dots (59)$$

아. ힷ치점에 作用하는 힘

運動方程式의 誘導過程에서 트레일러는 本體에 대하여  $B_1, B_2$  軸 方向으로 相對的인 回轉運動을 하는 것으로 假定하였다. 그러나 어느 一定한 範圍를 超過하면 더이상 相對的인 回轉運動을 할 수 없도록 制限되어 있다.  $B_2$  軸 方向의 回轉範圍는 거의  $180^\circ$ 에 가까운 값인데 비해서  $B_1$  軸 方向의 回轉範圍는 ힷ치의 設計方法에 의하여 달라질 수 있으나 일반적으로  $20^\circ$  정도의 작은 값이다.

따라서 動力耕耘機 本體 또는 트레일러의 한쪽 바퀴가 障礙物을 通過할 때  $B_1$  軸 方向의 回轉運動

이 限界값에 이르는 境遇가 있다. 自由로운 相對的인 回轉運動은 이 限界값의 範圍內에서만 可能하고 限界값에 이르면 本體와 트레일러가 一體로 回轉한다.

그림 7은 動力耕耘機 本體와 트레일러가 連結된 ힷ치부에서  $B_1$  軸 方向의 相對的인 回轉運動 變位와 限界 回轉角( $\theta_m$ )에 이르렀을 때 作用하는 힘들을 나타내고 있다.

限界 回轉角에 이르렀을 때 本體와 트레일러 사이의 接觸點은 上下 2個의 點이며 回轉方向에 따라 달라진다.

트레일러 質量中心으로부터 上下 接觸點까지의 變位는 空間固定座標系에서 다음과 같이 나타낸다.

$$\begin{aligned} R_{UHTI} &= -R_{THI} - R_{BAR} \cdot \sin(\theta_m) \cdot \text{sign}(\theta_{TT1}) \cdot \\ A_{TI}^{-1} \vec{e}_{T2} &- R_{BAR} \cdot \cos(\theta_m) \cdot A_{TI}^{-1} \vec{e}_{T3} \dots\dots\dots (60) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{LHTI} &= -R_{THI} + R_{BAR} \cdot \sin(\theta_m) \cdot \text{sign}(\theta_{TT1}) \cdot \\ A_{TI}^{-1} \vec{e}_{T2} &+ R_{BAR} \cdot \cos(\theta_m) \cdot A_{TI}^{-1} \vec{e}_{T3} \dots\dots\dots (61) \end{aligned}$$

여기서  $\vec{R}_{UHTI}$  : 上部 接觸點까지의 變位

$\vec{R}_{LHTI}$  : 下部 接觸點까지의 變位

$R_{BAR}$  : ힷ치바의 半徑

本體와 트레일러가 限界 回轉角에 이르는 순간 相互에 反力이 作用하는데 이 힘은 두 物體 사이가 스프링과 댐퍼로 連結되어 있는 것으로 假定하여 구하였다. 즉 物體가 限界回轉角을 超過하여 接觸部에서 상호 壓縮되어 있을 때에 壓縮된 스프링에 의한 彈性力과 그 때의 相對速度의 影響을 받은 댐핑력이 動力耕耘機 本體와 트레일러에 서로 反對 方向으로 作用한다.

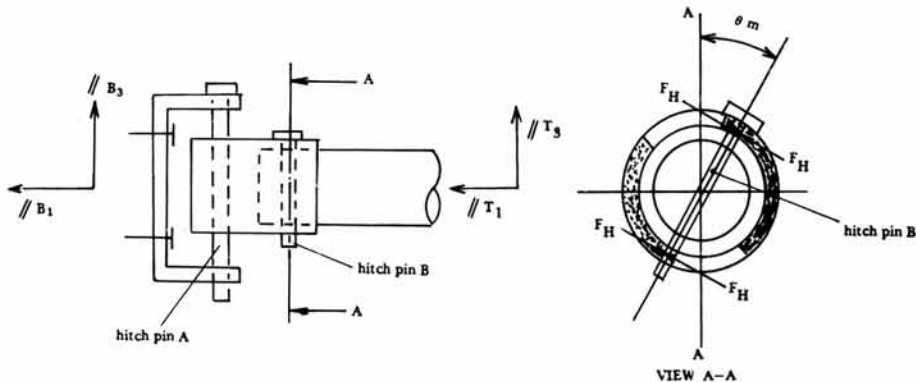


Fig. 7. Reaction force at hitch point when trailer rotate over limit angle in  $B_1$  direction.

$$F_H = k_H D_H + c_H V_H \dots\dots\dots (62)$$

여기서  $F_H$  : ھitch點에서의 反力  
 $D_H$  : 接觸部의 壓縮 變形量  
 $V_H$  : 接觸部의 相對速度  
 $k_H$  : 스프링 常數  
 $c_H$  : 댐핑계수

이 힘을 트레일러 座標系의  $T_2, T_3$ 軸 方向의 分力으로 分解하면 다음과 같다.

$$F_{HH} = F_H \cdot \cos(\theta_m) \dots\dots\dots (63)$$

$$F_{HV} = F_H \cdot \sin(\theta_m) \dots\dots\dots (64)$$

다시 座標變換 매트릭스를 利用하여 위의  $F_H$ 를 空間固定座標系에서의 값으로 나타내면 다음과 같다.

$$\vec{F}_{UHTI} = -F_{HH} \text{sign}(\theta_{TT1}) A_{TI}^{-1} \cdot \vec{c}_{T2} + F_{HV} A_{TI}^{-1} \vec{c}_{T3} \dots\dots\dots (65)$$

$$\vec{F}_{LHTI} = F_{HH} \text{sign}(\theta_{TT1}) A_{TI}^{-1} \cdot \vec{c}_{T2} + F_{HV} A_{TI}^{-1} \vec{c}_{T3} \dots\dots\dots (66)$$

따라서 트레일러의 本體에 대한 回轉이 限界角에 이르렀을 때 接觸部에서 트레일러에 作用하는 모멘트는 다음과 같다.

$$\vec{M}_{UHTI} = \vec{R}_{UHTI} \times \vec{F}_{UHTI} \dots\dots\dots (67)$$

$$\vec{M}_{LHTI} = \vec{R}_{LHTI} \times \vec{F}_{LHTI} \dots\dots\dots (68)$$

接觸部에서 動力耕耘機 本體에 作用하는 모멘트는 위의 값과 같으나 作用方向이 反對이다.

### 3. 運動方程式의 解 및 컴퓨터 프로그래밍

#### 가. 運動方程式의 解

動力耕耘機-트레일러 시스템의 運動方程式은 自由度가 10인 非線型 聯立微分方程式이다. 이 중에서 8個의 變數는 相互 結合(couple)되어 있으며 2個의 變數는 다른 變數와 獨立되어 있다.

먼저 서로 結合되어 있는 變數에 대한 方程式을 行列式으로 表現하면 다음과 같다.

式(69)의 運動方程式은 行列 [A]의 逆을 구하여 이

$$\begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} & a_{16} & a_{17} & a_{18} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} & a_{26} & a_{27} & a_{28} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} & a_{36} & a_{37} & a_{38} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} & a_{47} & a_{48} \\ a_{51} & a_{52} & a_{53} & a_{54} & a_{55} & a_{56} & a_{57} & a_{58} \\ a_{61} & a_{62} & a_{63} & a_{64} & a_{65} & a_{66} & a_{67} & a_{68} \\ a_{71} & a_{72} & a_{73} & a_{74} & a_{75} & a_{76} & a_{77} & a_{78} \\ a_{81} & a_{82} & a_{83} & a_{84} & a_{85} & a_{86} & a_{87} & a_{88} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{V}_{BI1} \\ \dot{V}_{BI2} \\ \dot{V}_{BI3} \\ \dot{\omega}_{BB1} \\ \dot{\omega}_{BB2} \\ \dot{\omega}_{BB3} \\ \dot{\omega}_{TT1} \\ \dot{\omega}_{TT3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \\ b_4 \\ b_5 \\ b_6 \\ b_7 \\ b_8 \end{bmatrix} \dots\dots(69)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{V}_{BI1} \\ \dot{V}_{BI2} \\ \dot{V}_{BI3} \\ \dot{\omega}_{BB1} \\ \dot{\omega}_{BB2} \\ \dot{\omega}_{BB3} \\ \dot{\omega}_{TT1} \\ \dot{\omega}_{TT3} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_1 \\ B_2 \\ B_3 \\ B_4 \\ B_5 \\ B_6 \\ B_7 \\ B_8 \end{bmatrix} A^{-1} \dots\dots\dots(70)$$

를 兩邊에 곱하면 式(70)과 같이 表現된다.

위의 8個의 變數에  $\dot{\omega}_{LB1}, \dot{\omega}_{RB1}$ 를 包含하여 運動方程式에 나타난 10個의 變數는 모두 加速度成分인 2階 微分方程式이므로 이를 20個의 1階 微分方程式으로 展開하여, 그 解는 4次 Runge-Kutta 方法에 의하여 구하였다.

#### 나. 컴퓨터 프로그래밍

##### 1) 主 프로그램

主 프로그램은 動力耕耘機 및 트레일러의 固有한 常數, 初期條件 等の 시뮬레이션 遂行에 必要한 資料를 入力한다. 固有常數는 BLOCK DATA 文을 利用하여 入力하였으며 初期値와 運轉條件은 READ 文을 利用하여 入力하였다.

初期値를 方程式에 適合하도록 變換하거나 方程式의 解를 求하여 出力하는 作業을 하기 위해서 各 各의 副프로그램을 呼出하도록 하였다.

##### 2) 副 프로그램

가) RK4 : Runge-Kutta 式을 適用하여 20個의 1階 微分方程式의 解를 구하고 出力한다.

나) START : 主 프로그램에서 入力된 初期値를 方程式에 適合한 값으로 變換시켜 준다.

다) GROUND : 地表面의 條件 즉, 指定한 地點의 높이 및 傾斜度 等を 表現하여 준다.

라) EXTL : 地表面의 均一 또는 不均一 狀態를

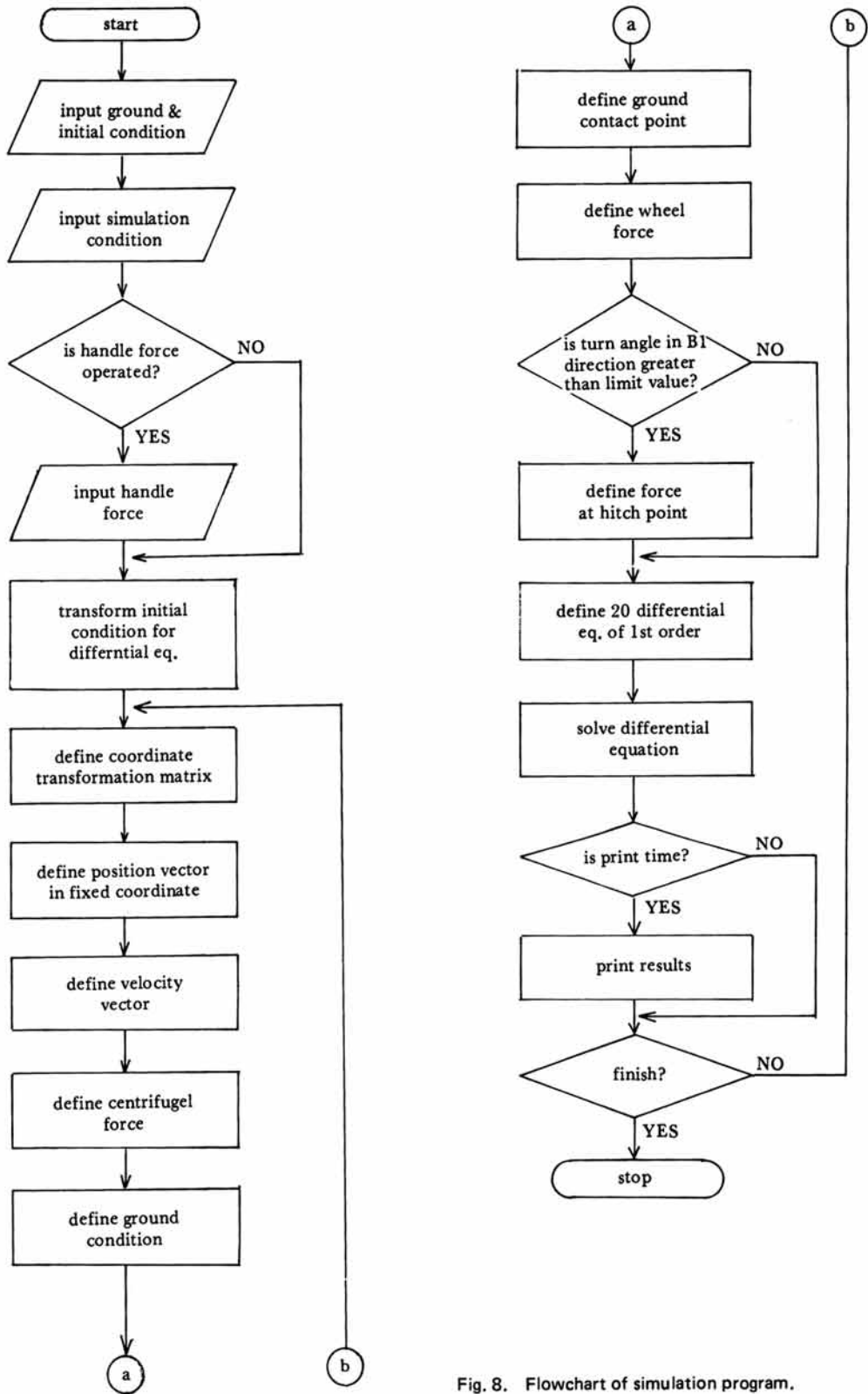


Fig. 8. Flowchart of simulation program.

判斷하여 接地點을 구하고 바퀴의 運動條件 및 車輪力을 決定한다.

마) DIFEQ : 各 바퀴의 車輪力, 遠心力 等の 外力을 決定하고 20個의 1階 聯立微分方程式을 設定한다.

바) HFORCE : 動力耕耘機 핸들에 作用하는 힘을 決定한다.

사) INVERSE : 行列의 逆行列을 구한다.

아) TRANSBI : 固定座標系의 벡터량을 移動座標系에서 表現하기 위한 座標變換行列을 決定한다.

자) TRANSTB : 動力耕耘機 本體에서 트레일러 座標系로 轉換하기 위한 座標變換行列을 決定한다.

차) ESTIM : 2個의 變數 A, B가 서로 相關關係를 가지고 있으며 各 變數에 대한 同一數의 데이타가 주어졌을 때 임의의 A 값에 相應하는 B 값을 Interpolation 技法을 利用하여 推定한다.

#### 4. 結 論

動力耕耘機-트레일러 시스템이 一般 傾斜地에서 한쪽 바퀴가 障礙物을 通過할 때, 또는 一般 傾斜地에서 旋回走行을 할 때 運動狀態를 豫測하기 위하여 數學的 運動모델을 誘導하고 컴퓨터 시뮬레이션 프로그램을 作成하였다.

本 運動모델은 10個의 自由度를 가지고 있으며 動力耕耘機-트레일러 시스템이 주어진 條件에서 走行하고 있을 때 本體의 位置 및 回轉角을 3次元 空間上에서 表現하고, 또한 本體에 대한 바퀴와 트레일러의 相對的 運動速度 및 變位 等 全 시스템의 安定性 評價에 必要한 여러가지 값들을 豫測할 수 있다.

不均一한 地表面에서 運動豫測을 할 수 있도록 바퀴와 地表面 사이의 運動모델을 包含하였다.

앞으로 本 運動모델의 有效性이 實驗的으로 檢定

되어야 하며 또한 運動모델의 誘導過程에서 假定한 事項도 實際와 더 符合되도록 研究되어야 할 것이다.

#### 參考文獻

1. 宋鉉甲, 鄭昌柱. 1977. 動力耕耘機의 傾斜地 牽引 및 走行特性에 關한 研究(第1報). 韓國農業機械學會誌 2卷 1號 pp. 33~48.
2. 洪鍾浩外 4人. 1980. 動力耕耘機 利用實態 調查分析. 韓國農業機械學會誌 第5卷 2號 pp. 58~66.
3. 鄭昌柱外 4人. 1986. 耕耘機의 安定性 向上을 위한 走行 및 旋回에 關한 研究(I). 韓國農業機械學會誌 第11卷 1號 pp. 1~7.
4. 金景旭. 1987. 動力耕耘機의 運動 시뮬레이션을 위한 모델 開發. 韓國農業機械學會誌 第12卷 2號 pp. 1~15.
5. 韓國農業機械學會. 1986. 農業機械年鑑. 韓國農業具工業協同組合.
6. Davis, D.C. and G.E. Rehkugler. 1974. Agricultural wheel-tractor overturns, part I: Mathematical model. Transactions of the ASAE 17(3):477-483.
7. Larson, D.L. 1976. The dynamics of three-dimensional tractor motion. Transactions of the ASAE 19(1), pp.195-200.
8. Rehkugler, G.E. 1976. Simulation of tractor accidents and overturns. Transactions of the ASAE 19(4), pp.602-613.
9. Schwanghart, H. 1968. Lateral forces on steered tires in loose soil. Journal of Terramechanics Vol. 5, No. 1. pp. 9-29.