

# 상승저항력을 고려한 로터리경운작업을 위한 승용트랙터의 설계

## Tractor Design for Rotary Tillage Considering Lift Resistance

坂井純\*      尹汝斗\*\*      崔重燮\*      鄭昌柱\*\*\*  
J. Sakai      Y. D. Yoon      J. S. Choe      C. J. Chung

### Summary

The purpose of this study is to develop design equations to calculate optimum specifications and dimensions such as weight, engine horsepower, etc. of the tractor necessary to perform stable rotary tillage.

The main results of this study are as follows.

1. A wheel-lug ought to receive a special resistance in downward direction which resists the lug's upward motion on wet sticky soil surface. The authors introduce a new academic name of the "lift resistance(上昇抵抗力, 상승저항력)" for such a force which resists retraction of a wheel lug from the soil in the upward trochoidal motion. This force is composed of the frictional force acting on the trailing and the leading lug side, and the "perpendicular adhesion(鉛直付着力, 연직부착력)" acting on the lug face and the undertread face on adhesive soil.
2. The "lift resistance ratio(上昇抵抗力係數, 상승저항력계수)" and the "perpendicular adhesion ratio(鉛直付着力係數, 연직부착력계수)" were defined, which are something similar to the definition of the motion resistance ratio, the traction coefficient, etc.
3. The design equation of the optimum weight of a rotary tiller mounted on the tractor derived by calculating the forces acting on the rotary blades.
4. The design equations to calculate optimum specifications and dimensions such as weight, engine horsepower, etc. of the tractor necessary to perform stable rotary tillage were derived.

It becomes clear that the optimum weight of a rotary tiller and a tractor can be estimated in planning design by means of putting about 21 design factors of the target into the equation.

These equations are useful for planning design to estimate the optimum dimensions and specifications of a rotary tiller as well as a tractor by the use of known and/or unknown design parameters.

---

\* 日本 九州大學 農學部 農業工學科

\*\* 中央公업(株)

\*\*\* 서울대학교 농업생명과학대학 농공학과

## 1. 서론

기존의 트랙터공학 이론에 따르면, 상하방향의 진동이 없이 등속으로 주행하는 트랙터의 轉輪에 작용하는 외력에는, 동하중(dynamic load), 피견인력(towed force), 구름저항(motion resistance), 접지하중반력(vertical soil reaction)이 있고, 구동륜의 경우에는 동하중, 정미추진력(net traction), 엔진으로부터 전달되는 토오크, 구름저항, 접지하중반력이 있다.

그러나, 최근의 저자들의 연구에 의해, 점질토양 위를 주행하는 차륜에 작용하는 외력에는 이 힘들외에, 상승저항력(lift resistance)이라는 또 하나의 외력이 있으며, 이 외력의 크기는 침하가 큰 점질 토양, 즉 아시아지역의 논토양에서는 무시할 수 없을 정도로 크다는 것이 실험에 의해서 증명되었다.

따라서, 지금까지의 차륜공학 및 트랙터공학은 그 정확성을 증가시키고, 보다 향상된 성능을 발휘할 수 있는 차량 및 트랙터의 설계를 위해서 새롭게 검토되지 않으면 안될 것이며, 특히 벼농사가 주인 아시아지역에서의 그 중요성은 더욱 커질 수 밖에 없다.

또한, 로터리 경운은 1차경운(primary tillage)과 쇄토작업(pulverizing)을 1행정으로, 특히, 논에서는 1차경운, 쇄토, 씨레질(puddling), 균평작업(leveling)을 1행정으로 수행할 수 있어서 한국과 일본을 비롯한 아시아지역에서 그 보급이 급속히 확산되고 있다.

이에, 본 논문은 로터리작업을 하는 트랙터에 작용하는 외력을 이용하여 수평등속운동을 하는 기체의 평형조건식을 구함으로써, 트랙터의 주요사양을 기획설계할 수 있는 이론식을 도출하고자 하였다.

## 2. 상승저항력

### 가. 상승저항력과 연직부착력

기존의 차량 및 트랙터공학의 이론에 따르면,

등속주행하고 있는 트랙터의 4바퀴에 작용하는 수직방향의 외력은, 연직방향으로 작용하는 차량의 중량과 그 중량에 반하여 연직상방으로 작용하는 토양으로부터의 반력이 있으며, 이 두힘은 차량이 정지중이거나 주행중이거나 관계없이 항상 같을 수 밖에 없다. 그러나, 필자들의 연구결과에 따르면 점질토양 위를 주행하는 차륜에는 차륜의 회전운을 방해하고자 하는 거의 연직방향으로 작용하는 저항력이 있어서, 연직상방의 토양반력은 차량의 중량과 이 저항력을 합한 합력과 그 크기가 같게 된다. 필자들은 이 힘을 [상승저항력(上昇抵抗力, lift resistance)]이라고 명명할 것을 제안하였다.

이 상승저항력은, 그림1에 나타내었듯이, 점착력이 있는 토양위를 주행하고 있는 차륜의 리그(abcd), 또는 답면하부면(undertread face, de)이 트로코이드운동에 의해 하강운동으로부터 상승운동으로 변화할 때 주행방향에 대해 거의 수직으로 작용하고 있는 부착력( $A_p$ ) - 필자는 이 힘을 [연직부착력(鉛直착着力, perpendicular adhesion)]이라고 명명하였음 - 과 리그가 상승할 때 리그 측면과 압축된 토양사이에 발생하는 마찰력의 연직하방성분( $F_p$ )의 합력이다.

### 나. 상승저항력계수 및 연직부착력계수

상승저항력 및 연직부착력이 무시할 수 없을

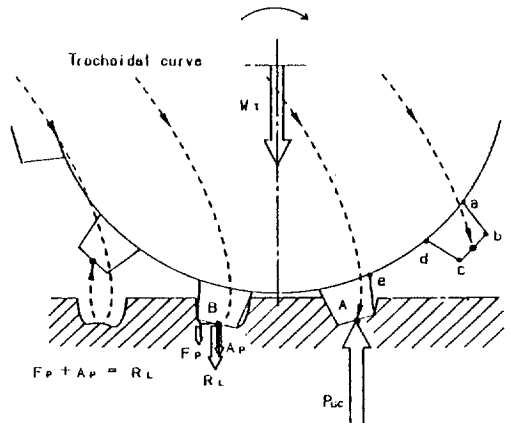


Fig. 1 The lift resistance and the perpendicular adhesion

정도로 크게 발생하는 점질성토양위에서 운행되는 트랙터 및 차량의 운동해석에 이 힘들을 도입하기 위해서 구름저항계수(motion resistance)의 정의에 기초하여 다음과 같이 [상승저항력계수(上昇抵抗力係數, lift resistance ratio,  $\phi_n$ )]와 [연직부착력계수(鉛直付着力係數, perpendicular adhesion ratio,  $\xi_n$ )]를 정의하였다.

$$\phi_n = S_L / (R_D - S_L) = S_L / L_D \dots\dots\dots (1)$$

$$\xi_n = A_p / (R_D - S_L) = A_p / L_D \dots\dots\dots (2)$$

여기에서,

$R_D$  : 연직상방토양반력(upward soil reaction)

$S_L$  : 상승저항력(lift resistance)

$A_p$  : 연직부착력(perpendicular adhesion)

$L_D$  : 접지면 동하중(dynamic load)

그러나, 상승저항력의 발생위치와 연직상방 토양반력의 발생위치가 다른 것과, 추진력 등의 발생메카니즘을 고려하면 상승저항력계수  $\phi$  및 연직부착력계수  $\xi$ 는 다음과 같이 정의하는 것이 타당하다고 생각된다.

$$\phi = S_L / R_D \dots\dots\dots (3)$$

$$\xi = A_p / R_D \dots\dots\dots (4)$$

필자들은 식(1) 및 (2)의  $\phi_n$  및  $\xi_n$ 을 [외관상승저항력계수(apparent lift resistance ratio)] 및 [외관연직부착력계수(apparent perpendicular adhesion ratio)]로, 식 (3) 및 (4)의  $\phi$ 와  $\xi$ 는 [실상승저항력계수(actual lift resistance ratio)] 및 [실연직부착력계수(actual perpendicular adhesion ratio)]로 이름붙일 것을 제안한다.

### 3. 로터리경운시의 승용트랙터의 필요 기체중량

트랙터의 표준적인 작업상태는 엔진의 전 출력을 이용하여 수평포장면의 경운작업을 일정속도로 수행하는 것이므로, 이러한 표준작업 상태에서 안정된 작업을 수행 가능하도록 기체의 주요 사양을 결정하는 것이 가장 기본적인 설계이다.

또한, 트랙터의 동력취출축(PTO축)의 매분회

전수(rpm) 및 엔진출력은 대부분 결정되어 있고, 특히, 승용트랙터에는 규격화되어 있는 사양인바, 이러한 주어진 사양을 이용하여, 표준작업 상태에서 경운성능을 충분히 발휘할 수 있는 로터리작업기 및 트랙터의 필요중량을 산출하고자 한다.

#### 가. 로터리경운저항 및 경운저항력의 가상작용점

로터리경운작업을 할 때, 토양으로부터 로터리날에 전해져오는 경운저항력을 모식화하면 그림2와 같이 나타낼 수 있다.

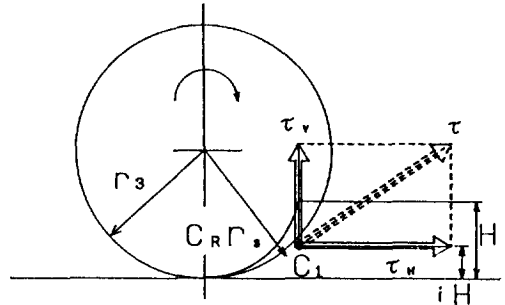


Fig. 2 Rotary tilling resistance

그림 2에서의 기호는 각각 다음과 같은 의미를 지닌다.

$\tau$  : 로터리경운저항의 합력(resultant force of all rotary tillage resistance)

$\tau_v$  : 합력  $\tau$ 의 수직성분(도상력, 跳上力)

$\tau_H$  : 합력  $\tau$ 의 수평성분(경진력, 耕進力)

한편, 경운저항합력의 작용점-필자는 [로터리경운저항합력의 가상작용점(virtual acting point of rotary tilling resistance)]이라고 명명함-의 위치는 경운날 회전 외주원보다도 조금 외측에 존재하는데, 경운날 회전반경을  $r_R$ 이라고 하면 축중심으로 부터 가장작용점  $C_I$ 까지의 거리  $R_C$ 는

$$R_C = C_R \cdot r_R \dots\dots\dots (5)$$

로 나타낼 수 있다. 이 때,  $C_R$ 을 [가상작용점의 반경계수]라고 명명하면, 이 반경계수  $C_R$ 은 로

터리날의 형상등에 따라 다소 차이가 있으나 통상 1.0-1.04의 값을 갖는다.

또한, 경심을 H라고 하면, 경반으로부터 가상 작용점 C<sub>1</sub>까지의 거리 H<sub>1</sub>은,

$$H_1 = i H \dots\dots\dots (6)$$

라고 표시할 수 있는데, 이 때, i는 통상 1/3-1/2의 범위에 있고, 일본식 로터리날의 경우에는 0.4 정도이다.

일반적으로 마력수(ps)와 회전수(rpm)가 주어졌을 경우의 회전체의 원주방향의 접선회전력(kg)은 다음식으로 구할 수 있다.

$$\tau_1 = 71620 N_e \rho / (r n) \dots\dots\dots (7)$$

여기에서,

N<sub>e</sub>: 엔진출력, ps

ρ: 엔진으로부터 회전체까지의 전동기계 효율

r: 회전체의 반경, cm

n: 회전체의 매분 회전수, rpm

엔진출력등을 공학단위로 표시한 것은 아직까지 트랙터 등 출력을 나타낼 때 거의 마력(ps)을 사용하고 있는 점을 감안하여 실제문제에 바로 이용할 수 있는 설계식을 유도하기 위함이었다.

따라서 로터리경운저항합력 τ(kg)는,

$$\tau = 71620 N_e \rho_e / (C_R r_R n) \dots\dots\dots (8)$$

와 같이 나타낼 수 있는데, 여기에서 C<sub>R</sub>은 전술한바와 같이 반경계수, r<sub>R</sub>은 경운날 회전원의 반경이다. 또한 엔진으로부터 로터리축까지의 전동기계효율 ρ<sub>e</sub>는 대개 0.85-0.99의 범위에 있다.

따라서 경운저항합력의 수직성분 τ<sub>v</sub> 및 수평성분 τ<sub>H</sub>는 각각 다음식으로 나타낼 수 있다.

$$\tau_v = 71620 N_e \rho_e \phi_1 / (C_R r_R n) \dots\dots\dots (9)$$

$$\tau_H = 71620 N_e \rho_e \phi_2 / (C_R r_R n) \dots\dots\dots (10)$$

여기에서 φ<sub>1</sub>은 "로터리경운저항력의 수직성분계수(도상력계수, coefficient of lift-up force of rotary tiller)" 로, 그 값은 약 0.7~1.0의 범위에 있다.<sup>5)</sup>

φ<sub>2</sub>는 로터리경운저항력의 수평성분계수(경심력계수, coefficient of drive-forward force of rotary tiller)로 그 값은 1.0~1.4의 범위에 있다.<sup>5)</sup>

### 나. 로터리 경운작업시의 승용트랙터의 적정증량

#### 1) 로터리 작업기의 적정증량

로터리작업시의 승용트랙터에 작용하는 외력은 상부링크와 하부링크의 교점인 가상히치점(virtual hitch point)을 이용하여 그 해석이 가능하다.

그림 3은 로터리경운작업을 하고 있는 승용트랙터의 로터리작업기에 작용하는 외력 및 트랙터의 치수를 나타낸 그림으로 플라우 전인작업을 할 때와는 달리, 로터리경운작업을 하고 있는 트랙터 본체는 로터리 경운저항에 의한 추력을 받게 되는 점에 주의를 기울일 필요가 있다.

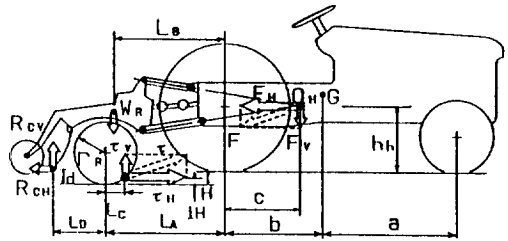


Fig. 3 The forces acting on the rotary tiller

트랙터는 4륜구동이고, 로터리작업기에 부착되어 있는 미륵에는 외력이 전혀 작용하지 않고, 일정한 속도로 작업을 하고 있으며, 3점링크는 浮動式이라고 가정하여 먼저 로터리작업기의 적정증량부터 산출한다. 미륵에 외력이 작용하지 않는다고 가정한 것은, 이 때 엔진으로부터 전해져오는 동력을 가장 효율적으로 로터리 작업에 이용하게 되기 때문으로 만일, 미륵에 외력이 작용하게 되면 필요없는 동력 손실이 발생한다.

로터리틸러 커버는 파쇄된 흙이 뒤로 튀어 오르는 것을 방지하는 동시에, 파쇄된 지표면을 평탄하게 고르는 역할을 하게 되므로 지면으로부터 상당한 힘을 받게 된다. 핸드트랙터의 경우에는 커버가 고무이므로 커버에 작용하는 외력은 무시해도 좋으나, 승용트랙터의 경우에는 평탄작업을 하기 위해 무거운 철판을 가동식으로 장착시켜 놓아, 20마력 트랙터용의 폭 1.2~3m의

로터리틸러인 경우 30~40kg의 토양반력이 커버에 작용하게 되므로 무시할 수 없다.

가상히치점을 포함한 로터리작업기에 작용하는 힘의 균형을 생각하면,

$$F_{H'} = \tau_{H'} - R_{CH} \dots\dots\dots (11)$$

$$F_{V'} = \tau_{V'} \div W_R + R_{CV} \dots\dots\dots (12)$$

여기서,

$F_{H'}$  : 트랙터 본체가 로터리작업기에 미치는 외력의 수평성분 ( $|F_{H'}| = |F_H|$ )

$F_{V'}$  : 트랙터 본체가 로터리작업기에 미치는 외력의 수직성분 ( $|F_{V'}| = |F_V|$ )

$W_R$  : 3점링크와 구동축을 포함한 로터리작업기의 중량

$R_{CV}$  : 로터리틸러 커버에 작용하는 지면으로부터의 수직반력

$R_{CH}$  : 로터리틸러 커버에 작용하는 지면으로부터의 수평마찰저항

가상히치점  $O_H$ 에 대해 모우멘트를 취하면,

$$(c + L_B) W_R + \tau_{H'}(h_h + H - iH) = (c + L_A - L_C) \tau_{V'} + (c + L_A + L_B) R_{CV} + (h_h + H - d)R_{CH} \dots (13)$$

또한, 식 (5)에서  $C_r = 1$ 이라고 가정하면,

$$L_C = \sqrt{iH(2r_R - iH)} \dots\dots\dots (14)$$

식(13)에 식(9), (10), (14)를 대입하여 정리하면,

$$W_R = 71620 N_e \rho_c \left[ \frac{\{c + L_A - iH(2r_R - iH)\} \phi_1 - \{h_h + H(1 - i)\} \phi_2}{\{C_r r_R n(c + L_B)\} + \{(c + L_A + L_B) R_{CV} + (h_h + H - d) R_{CH}\}} \right] / (c + L_B) \dots\dots\dots (15)$$

실제에 로터리경운작업기의 중량이 식(15)에서 구해진 중량보다 작다면, 그 로터리경운작업기는 엔진출력을 전부 사용하고 있지 못하고, 반대로 클 경우에는 엔진이 견디지 못하고 멈추어버리게 된다.

2) 트랙터의 적정중량

그림4는 로터리경운작업을 하고 있는 승용트랙터의 본체에 작용하는 상승저항력을 포함한 수 외력 및 트랙터의 치수를 나타낸 그림이다.

로터리작업기로부터의 외력은 가상히치점을 통하여 본체에 작용하고 있으며, 트랙터의 작업 조건은 로터리작업기의 중량을 산출할 때와 같은 것으로 가정한다.

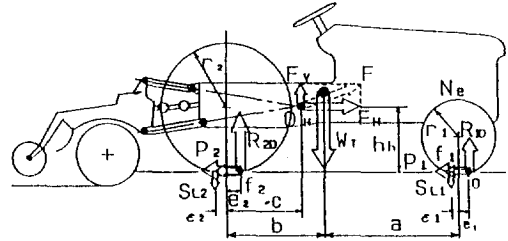


Fig. 4 The forces acting on the rotary tilling tractor

수직성분의 힘의 균형으로부터,

$$W_T + S_{L1} + S_{L2} = R_{1D} + R_{2D} + F_V \dots\dots\dots (16)$$

식(3)으로부터  $S_L = \phi R_D$ 이므로 식(16)은 다음과 같이 다시 정리할 수 있다.

$$R_{1D} = \{W_T - R_{2D}(1 - \phi_2) - F_V\} / (1 - \phi_1) \dots\dots\dots (17)$$

식(16) 및 식(17)에서 기호는 각각 다음과 같은 의미를 지닌다.

$W_T$  : 트랙터의 중량

$R_{1D}, R_{2D}$  : 전륜 및 후륜의 상방수직반력

$S_{L1}, S_{L2}$  : 전륜 및 후륜의 상승저항력

$F_V$  : 로터리작업기로부터 트랙터의 가상히치점에 작용하는 힘의 수직성분

$F_H$  : 로터리작업기로부터 트랙터의 가상히치점에 작용하는 힘의 수평성분

$f_1, f_2$  : 전륜 및 후륜의 구름저항(motion resistance)

$P_1, P_2$  : 로터리경운작업시의 전륜 및 후륜에 작용하는 주행저항

수평성분의 힘의 균형으로부터,

$$F_H = f_1 + f_2 + p_1 + p_2 \dots\dots\dots (18)$$

점 0에 대해 모우멘트를 취하면,

$$(a + e_1) W_T + (e_1 + e_1) S_{L1} + (e_1 + a + b + e_2) S_{L2} = (e_1 + a + b - e_2) R_{2D} + (e_1 + a + b - c) F_V + h_{H1} F_H \dots\dots\dots (19)$$

$S_{L1} = \phi_1 R_{1D}, S_{L2} = \phi_2 R_{2D}$ 를 식(19)에 대입하여

$W_T$ 에 대하여 정리하면,

$$W_T = [-(e_1 + \varepsilon_1) \phi_1 R_{1D} + \{(e_1 + a + b - e_2) - (e_1 + a + b + \varepsilon_2) \phi_2\} R_{2D} + (e_1 + a + b - c) F_V + h_h + F_{H1}] / (a + e_1) \dots\dots\dots (20)$$

식(18)에서 전륜 및 후륜의 정미추진력  $P_1$ 과  $P_2$ 는 각각 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$P_1 = \rho_1 R_{1H} \dots\dots\dots (21)$$

$$P_2 = \rho_2 R_{2H} \dots\dots\dots (22)$$

여기서,  $\rho_1$ 과  $\rho_2$ 는 전륜 및 후륜의 정미추진력 계수(net traction coefficient)이다.

따라서 식(18)에 식(21) 및 (22)를 대입하여  $R_{2D}$ 에 대해 정리하면,

$$R_{2D} = \{F_{H1} - (f_1 + f_2) - \rho_1 R_{1D}\} / \rho_2 \dots\dots\dots (23)$$

식(17)을 식(23)에 대입하여  $R_{2D}$ 에 대하여 정리하면,

$$R_{2D} = [(1 - \phi_1) \{F_{H1} - (f_1 + f_2)\} - \rho_1 (W_T - F_V)] / [\rho_2 \{1 - \phi_2 \{1 - \phi_1 - \rho_1 (1 - \phi_2)\}\}] \dots\dots (24)$$

식(17)을 식(20)에 대입하면,

$$W_T = [\{(e_1 + a + b - e_2) - (e_1 + a + b + \varepsilon_2) \phi_2 + \phi_1 (e_1 + \varepsilon_1) (1 - \phi_2) / (1 - \phi_1) + (e_1 + a + b - c) F_V + h_h + F_{H1}\} / (a + e_1) \dots\dots\dots (25)$$

식(25)에 식(24)를 대입하여  $W_T$ 에 대해 다시 정리하면,

$$W_T = \langle \{ (e_1 + a + b - e_2) - (e_1 + a + b + \varepsilon_2) \phi_2 + \phi_1 (e_1 + \varepsilon_1) (1 - \phi_2) / (1 - \phi_1) \} (1 - \phi_1) \{ F_{H1} - (f_1 + f_2) + \rho_1 F_V / (1 - \phi_1) \} / [\rho_2 \{ 1 - \phi_1 - \rho_1 (1 - \phi_2) \}] + \phi_1 F_V (e_1 + \varepsilon_1) / (1 - \phi_1) + (e_1 + a + b - c) F_V + h_h + F_{H1} \rangle / \langle (a + e_1) + \rho_1 \{ (e_1 + a + b - e_2) - (e_1 + a + b + \varepsilon_2) \phi_2 + \phi_1 (e_1 + \varepsilon_1) (1 - \phi_2) / (1 - \phi_1) \} / [\rho_2 \{ 1 - \phi_1 - \rho_1 (1 - \phi_2) \}] + \phi_1 (e_1 + \varepsilon_1) / (1 - \phi_1) \rangle \dots\dots\dots (26)$$

또한,

$$e_1 = \mu_1 r_1 \dots\dots\dots (27)$$

$$e_2 = \mu_2 r_2 \dots\dots\dots (28)$$

$$\varepsilon_1 = 2r_1 D_1 - D_1^2 \dots\dots\dots (29)$$

$$\varepsilon_2 = 2r_2 D_2 - D_2^2 \dots\dots\dots (30)$$

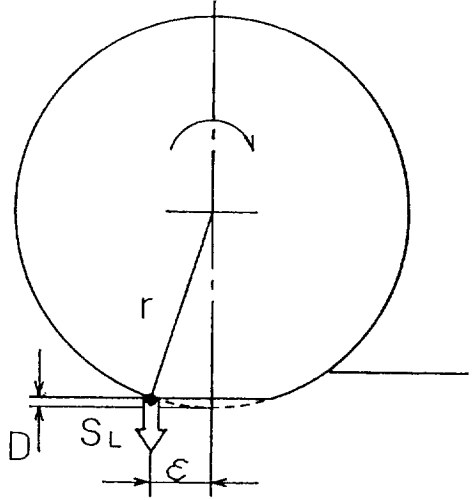


Fig. 5 The deformation of rubber wheel and the acting position of the lift resistance

여기서,

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$  : 전륜 및 후륜의 축중심으로부터 상승 저항력 발생지점까지의 거리(그림5)

$\mu_1, \mu_2$  : 전륜 및 후륜의 구름저항계수(motion resistance ratio, 때로는 "coefficient of rolling resistance"로 부르기도 하나 ASAE standard에는 "motion resistance ratio"로 부르기를 권장하고 있음)

$D_1, D_2$  : 전륜과 후륜타이어의 수직변형량(cm)

식(26)에 식(11), (12), (27) - (30)을 대입하면,

$$W_T = f(N_3, \rho_e, \phi_1, \phi_2, C_R, r_1, r_2, n, W_R, \mu_1, \mu_2, \rho_1, \rho_2, D_1, D_2, \phi_1, \phi_2, a, b, c, h_h) \dots\dots\dots (31)$$

가 되어 이들 값을 대입하므로써 안정된 로터리 경운작업에 필요한 승용트랙터의 적정중량을 산출할 수 있다.

또한, 식(26)을 변형하면, 주어진 트랙터의 중량에 대한 적정엔진출력이나 전륜과 후륜간의 간격등을 결정하는데 유효적절하게 이용될 수 있을 것이다.

4. 요약 및 결론

參考文獻

본 연구는, 점질토양을 주행하는 차륜에는 기존에 알려진 외력들 외에 상승저항력이라는 간과할 수 없는 또 하나의 외력이 작용하고 있다는 사실에 기초하여, 수평등속운동을 하는 기체의 평형조건식을 구함으로써, 트랙터의 주요사양을 기획설계할 수 있는 이론식을 도출하고자 하였다.

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- 가. 트랙터 차륜에 작용하는 외력의 하나로 상승저항력을 도입하고, 상승저항력계수를 정의하였다.
- 나. 로터리날에 작용하는 외력을 산출하므로써 로터리경운작업기의 적정중량을 산출할 수 있는 이론식을 유도하였다.
- 다. 안정된 로터리 경운작업에 필요한 승용트랙터의 적정중량, 엔진출력 등을 산출할 수 있는 설계이론식을 구축하였다.

이들 설계이론식에 필요한 값들은 이미 알려져 있으므로 다양한 조건하에서의 안정된 로터리경운작업에 필요한 트랙터의 적정중량 및 엔진출력 등을 설계하는데에, 본연구에서 구한 설계이론식이 바로 이용될 수 있을 것이다.

(감사의 말)

학술용어의 英譯과, 상승저항력 및 연직부착력에 대한 귀중한 제안을 해주신 미국 USDA, ARS의 Dr. W. R. Gill, Dr. J. H. Talyor 두분에게 깊이 감사드립니다.

1. 坂井純ほか4名. 1991. 車輪ラグに作用する上昇抵抗力について(Ⅰ). 第50回 日本農業機械學會年次大會講演要旨: 45-46.
2. 坂井純ほか5名. 1992. 車輪ラグの運動解析及び車輪に作用する吸着力の測定. 第51回 農業機械學會年次大會講演要旨: 19-20.
3. 坂井純ほか5名. 1993. 車輪の上昇抵抗力及び鉛直付着力. 第52回 日本農業機械學會年次大會講演要旨: 27-28.
4. 坂井純, 田安雄. 1975. トラクタ用ロータリー耕うん刀の設計論(第1報). 三重大學農學部學術報告 49: 165-179.
5. 坂井純. 1977. 로타리耕トラクタ의 耕うん外力의 推定式. 三重大學農學部學術報告 52: 28-37
6. ASAE Standard. 1989. ASAE S296.2 "Uniform terminology for traction of agricultural tractors, self-propelled implements, and other traction and transport devices". ASAE standard 1989: 118-120.
7. Bekker, M.G.. 1955. Theory of land locomotion. Birmingham. Michigan. pp.75, 333.
8. Dwyer, M. J.. 1984. The tractive performance of wheeled vehicles. Journal of terramechanics 21(1): 19-34.
9. Jun Sakai and Cezar G. Salas Sr.. 1977. Graphical studies on resultant Forces of Rotor Tillage Resistances(Part 1). 三重大學農學部學術報告 54: 223-258.
10. J. Sakai, J. S. Choe, T. Kishimoto and Y. D. Yoon. 1993. A proposal of a new model of wheel and tractor Dynamics that includes lift resistance. Proceedings of international conference for agricultural machinery and process engineering. Seoul (4)1176-1185