

## 直視式すべり率計とそのけん引負荷制御への適用

伊藤 信孝・竹内 章博・馬淵 久志・山本 昭裕

Slip meter for direct indication and its application to draft control.

Nobutaka ITO, Akihiro TAKEUCHI, Hisashi MABUCHI and Akihiro YAMAMOTO

目次	
I. 緒言	287
II. 理論的考察	287
1. すべり率・負荷制御系	287
2. すべり率	288
III. 走行時のトラクタの挙動	290
1. すべり沈下	290
2. トラクタの重量転移	290
IV. 試作制御系各部の詳細	295
1. 電気装置の概要	295
2. すべり率演算用速度検出部	295
3. すべり率演算部	296
4. 比較器リレー駆動部	297
5. 油圧装置	298
V. けん引力試験	298
VI. 制御系の実走行試験	300
1. 測定項目	300
2. 試験方法	300
3. 試験結果	300
4. ブラウ昇降速度	304
VII. 総括および問題点	304
1. 耕深の測定	304
2. 仮想けん引点の位置	305
3. 制御下でのブラウの挙動	305
VIII. すべり率・負荷制御系のシミュレーション	306
IX. 摘要	309

## I. 緒言

現在市販のトラクタの多くに装備されているドラフト・コントロール装置は、機械的方式により作業機にかかる負荷を上部リンクへの圧縮力で感知し、その大きさに比例した量だけ作業機（ブラウ）を昇降させてけん引負荷を制御するシステムを採用している。

本研究では、トラクタ駆動輪のすべり率とけん引力の関係を利用して電気的に検出したすべり率を設定すべり率と比較し、すべり率の関数としてのけん引力を制御する方式を開発し、その定置実験、実機装着時の圃場試験について一連の報告を行ってきた。<sup>1) ~5)</sup>

本報ではこれまでの成果の蓄積を基に、制御系のコンパクト化、周波数-電圧変換方式によるすべり率検出装置の試作とそれを用いた制御系評価のための圃場実験に主眼をおき、実用化のための可能性についての基礎的資料について報告する。

## II. 理論的考察

## 1. すべり率・負荷制御系

これまでの研究では、交流発電機（AC Generator Tachometer）を2個用い、それぞれをトラクタの前輪と後輪（駆動輪）に装着し、それぞれの出力電圧の差から前、後輪の回転周速度差を検出、演算してすべり率を求め、設定すべり率との比較によってけん引負荷を制御する方式を採用してきたが、ここでは交流発電機に代って光電式のパルス発生器を2個設置し、それぞれの出力パルスを周波数-電圧変換（以下FV変換器という）してすべり率演算部の入力とした。トラクタ運転者にけん

引作業時のすべり率が直読できる様なアナログ型のスリップ・メータを試作し、モニタ装置として、また圃場実験に先立つすべり率設定調整用として用いた。Fig. 1に

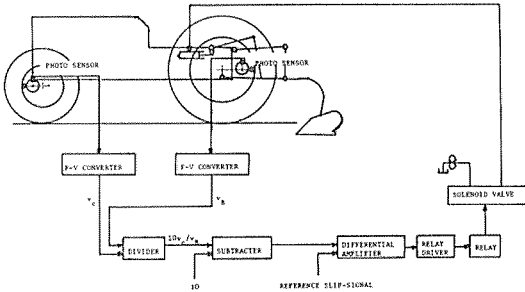


Fig. 1 Block diagram of slip-draft control system.

本報で使用したすべり率・負荷制御系のブロック線図を示す。すなわち前輪と後輪（以下駆動輪を意味する）にとりつけた光電式速度センサから、それぞれの回転速度を検出し、FV変換器を通過した2つの電圧信号よりすべり率を演算し、予じめ用意した設定すべり率と比較し、その差に応じて油圧装置を電気的に操作して作業機（プラウ）を昇降させ、けん引負荷を制御する方式である。なお図中  $v_b$ 、 $v_c$  はそれぞれトラクタ後輪、前輪の周速度に比例したFV変換器出力である。

2. すべり率

トラクタ駆動輪のすべり率は一般に次のように定義、測定される。

$$S = \frac{\ell_0 - \ell}{\ell_0} \times 100 (\%) \quad \dots(1)$$

ただし  $\ell_0$  : 駆動輪が無負荷で進行する距離 (m)

$\ell$  : 駆動輪が負荷を受けて進行する距離 (m)

上式で求められるすべり率は、トラクタがある一定距離移動する間の平均値的すべり率である。けん引作業下にあるトラクタ駆動輪のすべり率は、厳密に観察すればその1回転の間でも一定ではなく、従って瞬時のすべり率は(1)式の  $\ell_0$ 、 $\ell$  を速度表示してすべり率を定義すると、次の様に書きかえられる。

$$S = \frac{R \frac{d\theta_r}{dt} - r \frac{d\theta_f}{dt}}{R \frac{d\theta_r}{dt}} \times 100 (\%) \quad \dots(2)$$

ただし R : 駆動輪の有効半径 (m)

r : 前輪の有効半径 (m)

$\frac{d\theta_r}{dt}$  : 駆動輪の回転角速度 (rad/sec)

$\frac{d\theta_f}{dt}$  : 前輪の回転角速度 (rad/sec)

けん引負荷が増してもトラクタ機関出力に余裕があれば  $dQ/dt = \text{const.}$  であるから(2)式は次のようになる。

$$S = \frac{R\omega - r \frac{d\theta_f}{dt}}{R\omega} \times 100 (\%) \quad \dots(2)'$$

ただし  $\omega = \frac{d\theta_r}{dt}$

この場合は作業に先だち無負荷でテスト走行し、そのときの前輪からのFV変換出力を  $R\omega = v_b = \frac{R}{t} \int \frac{d\theta_f}{dt} dt$  として固定しておけば、前輪に設置した1個のセンサーから実走行速度を検出するだけですべり率を演算し負荷制御を行うことができる。すなわち無負荷時での走行速度をメモリー設定しておくことにより、センサーを1個節約できるので実用化の上で有望と考えられる。ただし反面、これまでの研究が時々刻々に変化する前後両輪の回転速度を用いてすべり率を演算し、その信号を基に負荷制御するフィードバック機構を有するクローズドループシステム (Closed loop system) であったのに対し、この方式を用いる場合は基準電圧  $v_b$  を固定するためオープンループシステム (Open loop system) となる。

(2)式はまた次のように書くことができる。

$$s_d = \frac{v_b - v_c}{v_b} \times 100 (\%) \quad \dots(2)''$$

ただし  $s_d$  : トラクタ駆動輪の瞬時のすべり率 (%)

$v_b$  : 駆動輪の回転速度に比例したFV変換器出力 (V)

$v_c$  : 前輪の回転速度に比例したFV変換器出力 (V)

$v_b$ 、 $v_c$  は時間とともに変化するから(2)''の厳密な表示は次のようになる。

$$S_d = \frac{v_b(t) - v_c(t)}{v_b(t)} \times 100 (\%) \quad \dots(2)'''$$

ただし  $v_b(t)$ 、 $v_c(t)$  は  $v_b$ 、 $v_c$  の時間関数表示である。

駆動輪の発生するけん引力は、タイヤラグによる土壤

の剪断力に起因するところが多く、土壌の剪断力はまた車軸荷重と接地圧力の影響を受ける。Bekker は Fig. 2 (a) に示す装置を用いて土壌の剪断試験を行い、土壌

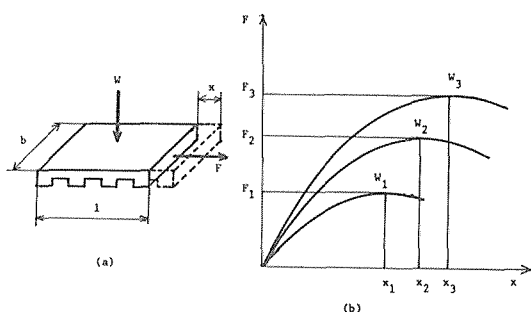


Fig. 2 Shearing test of the soil proposed by Bekker

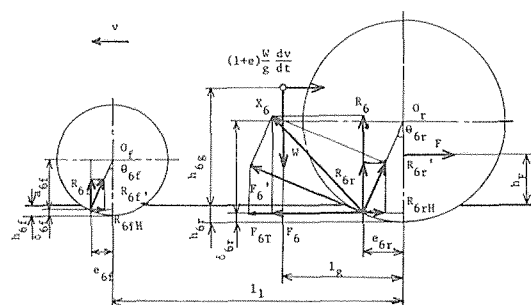


Fig. 3 Force equilibrium diagram when the horizontal traction load is applied.

の剪断変位と剪断力の間にはFig. 2 (b) に示す関係のあることを指摘している。しかし農業機械の側から土を観察するとき、その剪断速度は通常の土質試験におけるそれとは大きく異なる。すなわちトラクタ駆動輪が土壌を剪断し、その反力としてけん引力を発生する場合も例外でなく、その剪断速度は回転周速度 (=Rω) にほぼ等しいと考えられる。

三菱 R301 型トラクタを用いたけん引試験のデータをもとにして、けん引力とすべり率の関係をみると次のようである。すなわち従来のように(1)式で得られる平均値的すべり率とけん引力の関係は速度別に求めると次のようであった。

$$\left. \begin{aligned} F &= 1573.50(1 - \exp(-s/61.158)) \quad (\text{L-4速}) \\ F &= 1252.63(1 - \exp(-s/43.764)) \quad (\text{H-1速}) \\ F &= 1020.51(1 - \exp(-s/26.131)) \quad (\text{H-2速}) \end{aligned} \right\} \dots(3)$$

ただし上式は従来のけん引試験に基づいて得られたけん引力とすべり率のデータを飽和曲線型指数関係で回帰

した実験式である。けん引力はすべり率の関数として表示されるものの走行速度に無関係であるが、供試トラクタの搭載機関の最高出力に限度があるため、走行速度の増加とともに最大けん引力も減少する。上記回帰式の一般的表示は次のとおりである。

$$F = F_0 (1 - \exp(-s/k)) \quad \dots(4)$$

ただし  $F_0$  : トラクタ駆動輪が発生しうる最大けん引力 (kg)

上式における  $F_0$  はまた次式にても求められる。

$$F_0 = \frac{T_e i_p \eta_{ms}}{R} \quad \dots(5)$$

ただし  $T_e$  : 機関最大出力点に対応するクランク軸トルク (kg · m)

$i_p$  : 機関-最終駆動装置間の総減速比

$R$  : 駆動輪有効半径 (m)

$\eta_{ms}$  : 機関-最終駆動装置間の機械効率 (%)

供試トラクタ (R301) では上記データは次のとおりである。

$T_e$ (最大トルク)	: 11.9kg · m / 1800r. p. m
$N_e$ (最大出力)	: 35PS / 2200r. p. m
$R$ (駆動輪有効半径)	: 0.57m
$i_p$ (総減速比)	: L-4速 1800/20.3 = 88.6
〃	: H-1速 1800/25.5 = 70.59
〃	: H-2速 1800/31.3 = 57.51

一方従来のけん引性能試験と異り、定常状態で走行中のトラクタに負荷車として別のトラクタをけん引させ、段階的ではなく、連続的に徐々に負荷を増していったときの駆動輪の回転速度と前輪の回転速度からすべり率を演算し、同時に記録したけん引力との関係を時間間隔1秒毎に集録してそれらの関係を数式表示すると次のようになった。

$$\left. \begin{aligned} F' &= 1573.50(1 - \exp(-s/61.212)) \quad (\text{L-4速}) \\ F' &= 1252.63(1 - \exp(-s/43.986)) \quad (\text{H-1速}) \\ F' &= 1020.51(1 - \exp(-s/32.378)) \quad (\text{H-2速}) \end{aligned} \right\} \dots(6)$$

すなわち(6)式は(2)式より得られる瞬時のすべり率とけん引力の関係を表示するものである。(3)式と(6)式の対比から相互の差異を次式にて求めると以下ようになった。すなわちその差異をDにて表わすと

$$D = \frac{1}{n} \sum |F - F'| \quad \dots(7)$$

ただし  $n$  : データの個数 (この場合は  $n = 25$ )

$$D = 0.25 \quad (L-4速)$$

$$D = 1.46 \quad (H-1速)$$

$$D = 61.05 \quad (H-2速)$$

上記Dの値は走行速度H-2速において最も大きな値を有しているものの、トラクタ車輪の転動抵抗より小さい。ただし転動抵抗は次の式に準じて求めた。一般に普通の圃場において、車輪のころがり抵抗係数は約0.1であるから

$$f_r = \mu_r W = 0.1 \times 1790 = 179 \text{ (kg)} > D = 61.05$$

ただし  $f_r$  : トラクタ車輪の転動抵抗 (kg)

$\mu_r$  : ころがり抵抗係数

W : 車両重量 (kg)

従って従来のけん引試験より求めたすべり率と、けん引負荷を受けて過渡時の走行状態にあるトラクタの前後両輪の回転速度から算出した瞬時のすべり率との間には大きな差異はなく、あっても高々車輪の転動抵抗以下の値であるため、同一のすべり率においてほぼ  $F \doteq F'$  と考えて差支えない。

### III. 走行時のトラクタの挙動

けん引作業時のトラクタはほとんどの場合重量転移を生じ、駆動輪接地荷重は静止時の状態よりも作業時の方が大きい。ここではトラクタのすべり沈下、および重量転移について考察する。

#### 1. すべり沈下

静止状態にある車輪に駆動力を供給すると、車輪は回転方向に進行する。このとき車両にけん引負荷がある場合は、車輪はすべりを生じ同時に沈下も増す。トラクタ駆動輪のすべり沈下の現象は次のように表示することができる。

$$\frac{dH}{dt} = K_0 \frac{H}{H_0} (H_0 - H) \quad \dots(9)$$

ただし  $t \geq 0$

$$H = h_1 + h_s$$

$$H_0 = h_0 + h_s$$

$h_s$  : 車軸荷重による静的初期沈下量 (mm)

$h_0$  :  $h_s$  を考慮しない場合の最終沈下量 (mm)

$h_1$  :  $h_s$  を考慮しない場合の任意の時刻における沈下量 (mm)

$K_0$  : 定数 ( $\text{sec}^{-1}$ )

(9)式を積分し、初期条件  $t = 0$  のとき  $H = h_s$  を代入して整理すると

$$H = \frac{H_0}{1 + \frac{h_0}{h_s} e^{-K_0 t}} \quad (t \geq 0) \quad \dots(10)$$

となる。

上式は  $t \geq 0$  で初期沈下量  $h_s$  を考慮に入れた場合の沈下量  $H$  の過渡的状态を示しており、 $t \leq 0$  のときの沈下量は  $h_s$  である。

#### 2. トラクタの重量転移

Fig. 3は2輪駆動トラクタがけん引負荷をけん引しながら走行しているときの力学的平衡を示す。水平方向の力のつり合いより

$$\sum H = 0; \quad F_0 = R_{0f} + F + (1+e) \frac{W}{g} \frac{dv}{dt} \quad \dots(11)$$

上式における右辺第3項は加速抵抗で、 $e$ はトラクタ機体内の回転部質量による補正係数である。力  $F_0$  はトラクタ駆動輪の発生する接線方向反力  $F_0'$  と駆動輪の車軸中心に向かう路面の反力  $R_{0r}$  の合力  $X_0$  の水平方向成分である。また  $R_{0f}$  は前輪の車軸中心に向かう路面反力  $R_{0f}'$  の水平方向成分で  $F$  はけん引抵抗である。また鉛直方向のつり合いより

$$\sum V = 0; \quad W = R_{0f} + R_0 \quad \dots(12)$$

ただし  $W$  : トラクタ重量 (kg)

$R_{0f}$  :  $R_{0f}'$  の鉛直方向成分 (kg)

$R_0$  :  $X_0$  の鉛直方向成分 (kg)

さらに前輪の接地反力の作用点の移動距離  $e_1$  は車輪の有効半径  $r_0$  ところがり抵抗係数  $\mu_r$  によって次のように表わせる。

$$e_1 = \mu_r r_0 \quad \dots(13)$$

駆動輪の接地反力の作用点Bまわりのモーメントのつり合いを考えると次の様になる。

$$\begin{aligned} W(\ell_0 - e_{0r}) &= (1+e) \frac{W}{g} \frac{dv}{dt} (h_{0g} + h_{0r} - \delta_{0r}) \\ &+ R_{0f} (e_{0f} + \ell_1 - e_{0r}) + R_{0f} (\delta_{0f} + h_{0r} \\ &- h_{0f} - \delta_{0r}) + F(h_r + h_{0r} - \delta_{0r}) \end{aligned} \quad \dots(14)$$

上式において  $h_f$ ,  $h_r$  は初期沈下量  $h_s$  を考慮した場合の最終沈下量で(9)式における  $H_0$  と同義である。 $\delta_f$ ,  $\delta_r$  は車輪の最下点から各接地反力作用点までの鉛直方向距離であり、 $R_{6f}$  は  $R'_{6f}$  の鉛直方向成分である。(12)式と(14)式より  $R_{6f}$  を消去し、 $R_6$  について解くと次式を得る。

$$R_6 = \frac{1}{e_{6f} + l_1 - e_{6r} + \tan \theta_{6f} (\delta_{6f} + h_{6r} - h_{6f} - \delta_{6r})} \left[ (1+e) \frac{W}{g} \frac{dv}{dt} (h_{6s} + h_{6r} - \delta_{6r}) + W \{ e_{6f} + l_1 - e_{6r} + (\delta_{6f} + h_{6r} - h_{6f} - \delta_{6r}) \tan \theta_{6f} \} + F (h_f + h_{6r} - \delta_{6r}) - W (l_s - e_{6r}) \right] \quad \dots(15)$$

さらに(12)式より

$$R_{6f} = W - R_6 \quad \dots(12')$$

だから、これを(11)に代入すれば

$$F_6 = (W - R_6) \tan \theta_{6f} + F + (1+e) \frac{W}{g} \frac{dv}{dt} \quad \dots(16)$$

となり  $F_6$  と  $R_6$  より合力  $X_6$  が求められる。さらに  $\tan^{-1} \frac{F_6}{R_6}$  と  $\theta_{6f}$  により  $R'_{6f}$ ,  $R_{6r}$ ,  $R_{6rn}$  が求められる。

試作の制御系ではトラクタの3点ヒッチに攪土板プラウを装着し、このプラウによってトラクタにけん引負荷をかけている。負荷が小さく駆動輪のすべりが少いときは、すべり信号は設定すべり信号よりも小さく、ソレノイド弁は油圧シリンダからの回路をタンク側に開いており、3点リンクは自由リンク状態となり、プラウは鉛直方向に作用する力のつり合いによって運動する。

この自由リンク状態での力学的解析を以下のように行う。

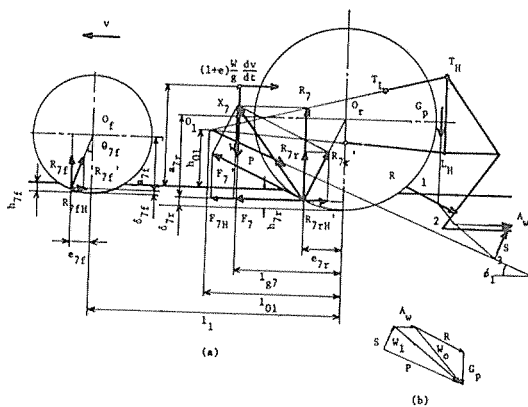


Fig. 4 Force equilibrium of three point linkage hitch system (a) and force vector diagram (b).

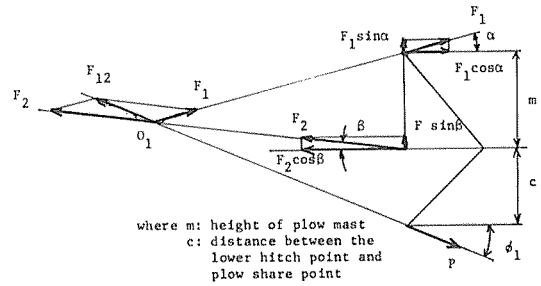


Fig. 5 Force equilibrium diagram of three point linkage hitch. (free link)

Fig. 4 において  $G_p$  はプラウの重量 (kg),  $R$  はプラウ面のみへの抵抗 (kg) で、自由3点リンクヒッチの定常耕うん時の仮想けん引点  $O_1$  におけるプラウのトラクタへの総抵抗  $P$  (kg) を求める。ただしここでは定常走行状態を考えているので過渡的に関する項は図示してあるもの考慮しないものとする。Fig. 4 (a) の  $G_p$  と  $R$  の交点 1 を通り、Fig. 4 (b) の  $G_p$  と  $R$  の合力  $W_0$  に平行な直線 1, 2 を引き、地側板の抵抗  $A_w$  (kg) の作用線との交点を 2 とする。2 を通り Fig. 4 (b) の  $W_0$  と  $A_w$  の合力  $W_1$  に平行に 2, 3 を引き、ヒールにかかる力  $S$  の作用線との交点を 3 とする。Fig. 4 (b) において  $W_1$  の両端から  $S$  に平行線および  $\overline{3O_1}$  に平行線を引けば、その閉三角形より  $S$  および  $P$  の大きさが求まる。

本研究では上部、下部 3 本のリンクにはりつけたストレインゲージによって測定した値を用いて  $P$  を求めた。その手順を以下に示す。

寺尾<sup>8)</sup>によれば Fig. 5 の力学的平衡条件から水平方向のつり合いを考えると、

$$F_2 \cos \beta - F_1 \cos \alpha - P \cos \phi_1 = 0 \quad \dots(17)$$

また鉛直方向のつり合いより

$$F_1 \sin \alpha + F_2 \sin \beta = P \sin \phi_1 \quad \dots(18)$$

LH点まわりのモーメントのつり合いより

$$F_1 \cos \alpha \cdot m = P \cos \phi_1 \cdot c \quad \dots(19)$$

上式より

$$F_1 = \frac{c \cos \phi_1}{m \cos \alpha} P \quad \dots(20)$$

これを(17)式に代入すると次式を得る。

$$F_2 = P \frac{\cos \phi_1}{\cos \beta} \left( 1 + \frac{c}{m} \right) \quad \dots(21)$$

これら  $F_1$ ,  $F_2$  を(18)式に代入し両辺を  $\cos \phi_1$  ( $\neq 0$ ) で除し  $\phi_1$  を求めると

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left\{ \frac{c}{m} \tan \alpha + \left(1 + \frac{c}{m}\right) \tan \beta \right\} \quad \dots(22)$$

各ヒッチ点における抗力 $F_1, F_2$ が既知の場合には、仮想ヒッチ点 $O_1$ におけるけん引角 $\phi_1$ は次式で求められる。<sup>8)</sup>

$$\phi_1 = \tan^{-1} \frac{F_2 \sin \beta + F_1 \sin \alpha}{F_2 \cos \beta - F_1 \cos \alpha} \quad \dots(23)$$

したがって $F_1, F_2$ の合力である総抵抗 $P$ は次式にて求められる。

$$P = \sqrt{(F_2 \sin \beta + F_1 \sin \alpha)^2 + (F_2 \cos \beta - F_1 \cos \alpha)^2} \quad \dots(24)$$

3点リンクの下部リンクはプラウ装着時に同一平面上にないが、解析ではトラクタ進行方向中心を通る垂直平面内におじれの位置にある2本の下部リンクをそのおじれ角の中心に1本の仮の下部リンクとしてまとめ、同一垂直平面に上部リンクおよびプラウマストを含めるものとする。総抵抗 $P$ の水平方向分力 $P_h$ は次式により求められる。

$$P_h = k_p \cdot h_p \cdot b_p \quad \dots(25)$$

ただし  $P_h$ :  $P$ の水平方向成分 (kg)

$k_p$ : 土壌の比抵抗 (kg/cm<sup>2</sup>)

$h_p$ : プラウの耕深 (cm)

$b_p$ : プラウの耕巾 (cm)

Fig. 4は自由3点リンクが定常耕うん状態にあるときの力のつり合いを考えたが、プラウが一定耕深になるまでの過渡的現象はCowellによれば次のように展開できる。<sup>9)</sup>

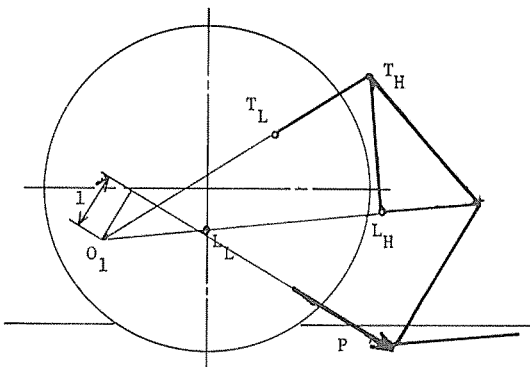


Fig. 6 Transient motion behavior of plow under free link condition.

Fig. 6のように総抵抗 $P$ が $O_1$ を通らず、 $P$ の作用線との間に $\ell$ の距離があるとモーメント $P\ell$ によってプラウが土壌中にもぐり込み、 $P$ の作用線と $O_1$ が一致するときプラウは安定する。本制御系ではプラウの上昇速度はほ

ぼフローコントロール弁によって決まる油圧シリンダの伸縮速度により求められるが、下降状態にあるプラウは自由リンク時と同じ状態になるため、その沈下速度はトラクタの移動速度とプラウの耕深によって決まる。

Fig. 7に示すようにプラウが平衡状態にある耕深 $Y_c$ からのプラウの位置は、プラウの地側板底面と水平面とのなす角 $\theta$ 、および3点リンクの仮想ヒッチ点とプラウのシェア・ポイントまでの水平距離 $\ell$ の積で求められる。すなわち

$$\ell \theta = Y_c - Y \quad \dots(26)$$

この理論では仮想ヒッチ点からプラウのシェアポイント

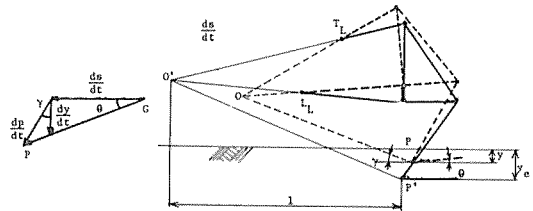


Fig. 7 Plow penetration behavior under free link condition.

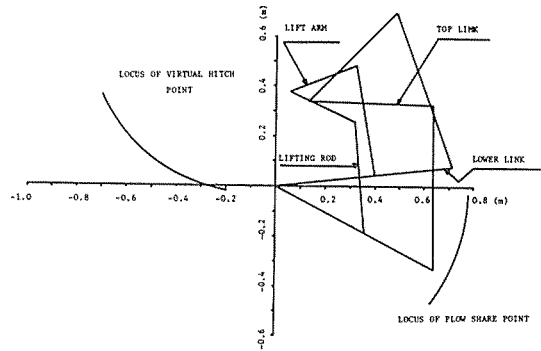


Fig. 8 Motion loci of the virtual hitch point and share point of plow mounted on the three point linkage (in case of free link).

とまでの水平距離 $\ell$ を耕深の変化の範囲が微小であると仮定することにより一定としているが、Fig. 7の如くプラウが平衡耕深に近くなるほど $\ell$ の変化は著しくなる。

Fig. 8は時間とともに変化する $\ell$ および $Y$ を求めるとともに仮想ヒッチ点とプラウシェアポイントの軌跡を示す。

さてFig. 7の速度ベクトルの hodograph より次の関係を得る。

$$\frac{dY}{dt} = \frac{ds}{dt} \cdot \theta \quad \dots(27)$$

上式に(26)式を用いて  $\theta$  を消去すれば,

$$\frac{dY}{dt} = \frac{ds}{dt} \cdot \frac{Y_e - Y}{\ell} \quad \dots(28)$$

$\frac{ds}{dt}$  はトラクタの実作業速度  $v_c$  であり, (28)式により自由リンクに装着のブラウの下降時過渡現象を表現できる。再度Fig. 4 (a) について過渡時の場合も考慮に入れた力学的平衡を考えると次のようになる。水平方向のつり合いより

$$F_7 = R_{7fH} + P \cos \phi_1 + (1+e) \frac{W}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \quad \dots(29)$$

鉛直方向のつり合いより

$$W + P \sin \phi_1 = R_7 + R_{7f} \quad \dots(30)$$

駆動輪の接地反力の作用点まわりのモーメントのつり合いを考えると次式を得る。

$$\begin{aligned} & W(\ell_{g7} - e_{7r}) + P \sin \phi_1 (\ell_{o1} - e_{7r}) \\ & = R_{7f} (e_{7f} + \ell_1 - e_{7r}) + R_{7fH} \\ & (h_{7r} - \delta_{7r} - h_{7f} + \delta_{7f}) + P \cos \phi_1 \\ & (h_{o1} + h_{7r} - \delta_{7r}) + (1+e) \frac{W}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \\ & (h_{7g} + h_{7r} - \delta_{7r}) \end{aligned} \quad \dots(31)$$

(30)と(31)式より  $R_{7f}$  を消去して,  $R_7$  について求めると次式となる。

$$\begin{aligned} R_7 = & \frac{1}{e_{7f} + \ell_1 - e_{7r} + \tan \theta_{7f} (h_{7r} - \delta_{7r} - h_{7f} + \delta_{7f})} \\ & \{ (W + P \sin \phi_1) [ e_{7f} + \ell_1 - e_{7r} + \ell_1 - e_{7r} + \tan \theta_{7f} \\ & (h_{7r} - \delta_{7r} - h_{7f} + \delta_{7f}) ] + P \cos \phi_1 (h_{o1} + h_{7r} - \delta_{7r}) \\ & + (1+e) \frac{W}{g} \frac{dv}{dt} (h_{7g} + h_{7r} - \delta_{7r}) - W (\ell_g - e_{7r}) \\ & - P \sin \phi_1 (\ell_{o1} - e_{7r}) \} \end{aligned} \quad \dots(32)$$

いま制御系がすべりの増加を感知し, リフトアームをわずかに回転してブラウを持ち上げた場合, すなわち下部リンクを油圧で拘束した場合について考える。

この状態ではFig. 4 (b) における  $S$  が小さいかもしくはゼロとなり, 総抵抗  $P'$  は  $O_1$  から  $O_2$  に移動して作用する。(注:  $P'$  は固定3点リンク使用時の総抵抗を表わす。)

自由3点リンクヒッチの場合と同じようにして総抵抗  $P'$  を求めると次のようになる。土壌がブラウに作用する抵抗の合力はブラウのシェアポイントの前端に位置するが, その作用線を仮想ヒッチ点とブラウのシェアポイントを結ぶ線と仮定しても解析には重大な影響はないと考えられるので, この仮定のもとにFig. 9 について力学的平衡を考えると, 水平方向の力のつり合いより

$$F_4 \cos \beta + F_5 \cos \gamma = F_3 \cos \alpha + P' \cos \phi_2 \quad \dots(33)$$

鉛直方向のつり合いより

$$F_4 \sin \beta + F_5 \sin \gamma + F_3 \sin \alpha = P' \sin \phi_2 + F_6 \quad \dots(34)$$

ブラウシェアポイントのまわりのモーメントのつり合いより

$$\begin{aligned} & a F_6 + F_5 \cos \gamma (c + b \tan \beta) + F_4 \cos \beta (c + a \tan \beta) \\ & = a F_4 \sin \beta + b F_5 \sin \gamma + (m + c) F_3 \cos \alpha \end{aligned} \quad \dots(35)$$

上式より  $F_6$  を求めると次式を得る。

$$F_6 = \frac{m+c}{a} \cos \alpha \cdot F_3 + \left( \sin \beta \frac{c+a \tan \beta}{a} \cdot \cos \beta \right) \cdot$$

$$F_4 + \frac{1}{a} \{ b \sin \gamma - \cos \gamma (c + b \tan \beta) \} F_5 \quad \dots(36)$$

(33)式より  $P'$  を求めると

$$P' = \frac{1}{\cos \phi_2} (F_4 \cos \beta + F_5 \cos \gamma - F_3 \cos \alpha) \quad \dots(37)$$

(34)に(36), (37)を代入すると  $\phi_2$  が求まる。すなわち

$$\phi_2 = \tan^{-1} \left\{ \frac{F_4 \sin \beta + F_5 \sin \gamma + F_3 \sin \alpha - F_6}{F_4 \cos \beta + F_5 \cos \gamma - F_3 \cos \alpha} \right\} \quad \dots(38)$$

となる。

ただしFig. 9 において  $F_3, F_4$  はそれぞれ上部, 下部リンクに作用する抗力で  $F_6$  はLL点に鉛直に作用する力である。また  $F_5$  はリフティング・ロッドに作用する力である。 $\phi_2$  は固定リンク使用時の総抵抗  $P'$  の水平面となす角である。

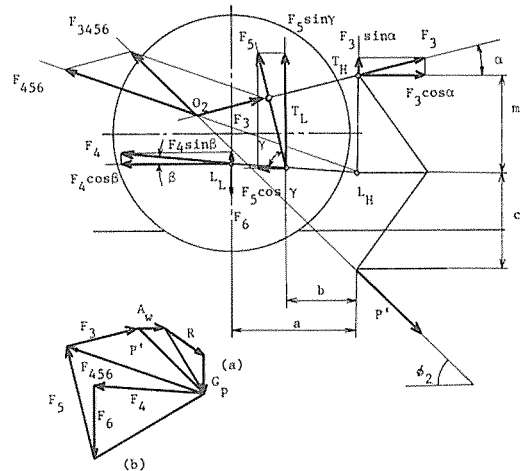


Fig. 9 Force equilibrium diagram of three point linkage hitch system with the plow mounted.

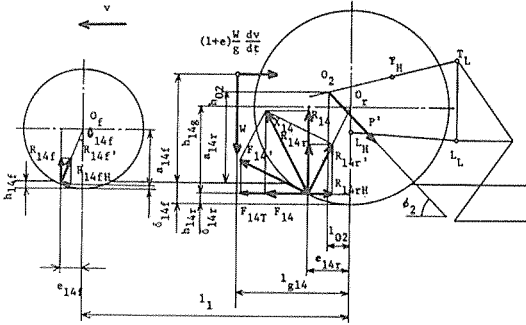


Fig. 10 Force equilibrium diagram of hydraulically controlled three point linkage hitch system with plow mounted.

以上のことを基にFig.10における力学的平衡を考えると次のようになる。水平方向のつり合いより

$$F_{14} = R_{14fH} + P' \cos \phi_2 + (1+e) \frac{W}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \quad \dots(39)$$

鉛直方向のつり合いより

$$W + P' \sin \phi_2 = R_{14} + R_{14f} \quad \dots(40)$$

駆動輪の接地反力の作用点まわりのモーメントのつり合いより

$$W(\ell_{r14} - e_{14r}) + P' \sin \phi_2 (\ell_{o2} - e_{14r}) = R_{14f}(e_{14f} + \ell_1 - e_{14r}) + R_{14r}h(\delta_{14r} - h_{14f} + \delta_{14f}) + P' \cos \phi_2 (h_{o2} + h_{14r} - \delta_{14r}) + (1+e) \frac{Wdv}{g dt} (h_{14r} + h_{14r} - \delta_{14r}) \quad \dots(41)$$

(40), (41)式より \$R\_{14f}\$ を消去して \$R\_{14}\$ について整理すると

$$R_{14} = \frac{1}{e_{14f} + \ell_1 - e_{14r} + \tan \theta_{14f} (h_{14r} - \delta_{14r} - h_{14f} + \delta_{14f})} \{ (W + P' \sin \phi_2) \cdot [ \ell_{14f} + \ell_1 - e_{14r} + \tan \theta_{14f} (h_{14r} - \delta_{14r} - h_{14f} + \delta_{14f}) ] + P' \cos \phi_2 (h_{o2} + h_{14r} - \delta_{14r}) (1+e) \frac{W}{g} \cdot \frac{dv}{dt} (h_{14r} + h_{14r} - \delta_{14r}) - W(\ell_{r14} - e_{14r}) - P' \sin \phi_2 (\ell_{o2} - e_{14r}) \} \quad \dots(42)$$

トラクタの発揮するけん引力の大きさは専ら駆動輪の接地荷重と土のせん断力によりほぼ決定される。従ってすべり率によるけん引負荷制御を考える上で、この駆動輪接地荷重の影響を無視することはできない。

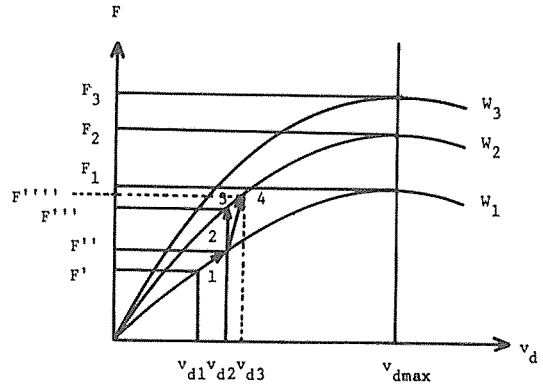


Fig. 11 Relationship between slipping speed, slippage, pulling force and the load on powered wheel axle.

Fig.11は駆動輪接地荷重が \$W\_1, W\_2, W\_3\$ と変化した場合けん引力の駆動輪すべり速度による変化の様子を説明するものである。

いまトラクタが駆動輪接地荷重 \$W\_1\$ で、けん引力 \$F'\$ がけん引抵抗と釣り合っているとき、駆動輪のすべり速度が \$v\_{d1}\$ であるとする。(図中①の点がこれに相当する)この状態でけん引抵抗が極くわずかに増加した場合を考えると、このけん引抵抗の増加が先に考察した駆動輪接地荷重に殆ど影響しない場合には、車輪のすべり速度はわずかに増加し、けん引力 \$F''\$ において釣り合うものと考えられる。従ってつり合い点は①から②に移る。しかしそれ以上のけん引抵抗が作用した場合には、駆動輪接地荷重は重量転移により急激に増加するから、つり合い点は②から③に移動する。③におけるすべり速度 \$v\_{d3}\$ でのけん引力 \$F'''\$ とけん引抵抗が釣り合えばトラクタの駆動輪のすべりは増加しないことになるが、実際にはけん引抵抗によって生じる重量転移は車体の慣性効果を受け、駆動輪接地荷重の変動として表われるまでには時間的に遅れがあり、従ってつり合い点は②から④へ移動し、すべり速度 \$v\_{d3}\$ でのけん引力 \$F'''\$ とけん引抵抗が釣り合えばすべりは増加しない。しかしこれはけん引抵抗が増加した直後であって、その後それ以上にけん引抵抗が増加しなければつり合い点は④から③へ移り安定すると考えられる。以上の様に、けん引抵抗とトラクタの発揮するけん引力との間には狭い範囲で一種の自律作用があると考えられるが、この範囲以上のけん引抵抗が作用すると、トラクタのすべり速度は急増し \$v\_{dmax}\$ 以上になれば人為的に駆動輪接地荷重



を増さない限り作業は不能になるので、この時点までにすべり速度（結局はすべり率につながるが）を検出し、駆動輪接地荷重を制御すれば駆動輪のむだなすべりを防ぎけん引力を有効に利用することができる。

IV. 試作制御系各部の詳細

1. 電気装置の概要

既述の様にこれまでの報告において試作した電気装置をさらにコンパクト化して実用化に近づけるためにかなりの部分を改良した。製作した装置の電気回路図をFig. 12に示す。

2. すべり率演算用速度検出部

これまでの報告においては駆動輪の回転速度出力電圧（以下理論車速という） $v_0$ はトラクタ変速機の減速比により駆動輪回転速度と同期するPTO軸回転速度から算出し、一方実作業速度 $v$ はトラクタ左側腹部に取りつけた実作業速度検出用の第5輪の回転速度をVベルトプーリ

機構によりACジェネレータ・タコメータを増速して検出した。その場合理論車速をPTO軸回転速度として検出するために、第5輪から検出する実作業速度信号レベルよりも理論車速信号レベルの方が高くなるため、駆動輪にすべりが無くともすべり信号演算ノードには常に両者の信号電圧差が生じ解析が困難になるため、理論車速側のみ可変抵抗を信号アテネータ (attenuator) として挿入し、駆動輪にすべりが無い場合にはすべり信号電圧もゼロ (V) になる様にしたが、すべり信号電圧を比較して差動増幅回路を動作させるようにしているため、設定電圧、すべり信号電圧を加えた値に設定しておけばアテネータは不要となる。しかし実際にはトラクタの実作業速度が低いためにACジェネレータ・タコメータで検出するためには回転速度が低く、Vベルトプーリを用いた機械的増速機構を用いても完全な性能保証回転数まで上げることが困難なことや、回転速度と出力電圧の間に広範囲にわたって完全な線形関係が得難く、またトラクタの枕地での旋回の際に第5輪を持ちあげねばならぬなど

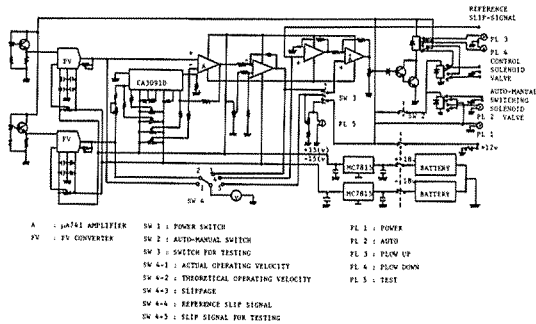


Fig. 12(a) Electronic circuit diagram for slip draft control.

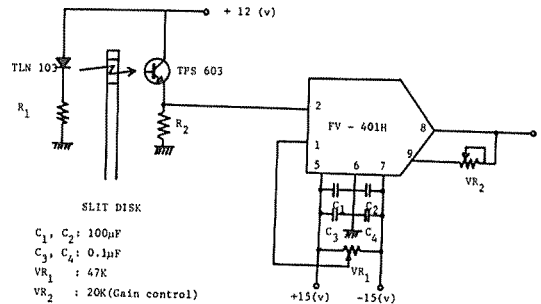


Fig. 13 Circuit diagram for sensing the rotational speed of the wheel.

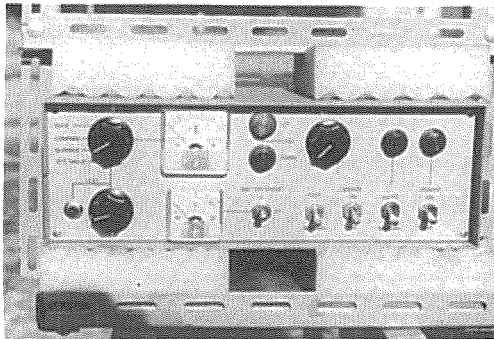


Fig. 12(b) Whole view of the electronic device consisting of the amplifier, comparator and relay driving unit.

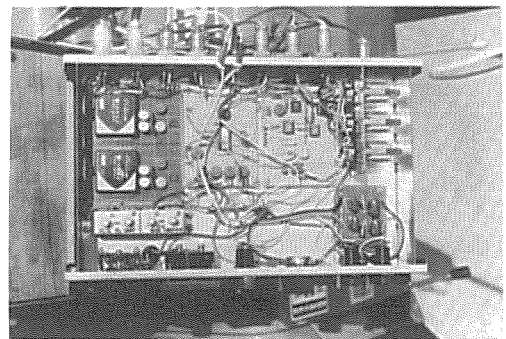


Fig. 12(c) Backside view of the electronic device.

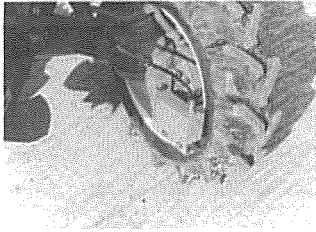


Fig. 14(a)  
Photo-electric type sensor for detecting the rotational speed of the wheel, mounted on the front wheel.

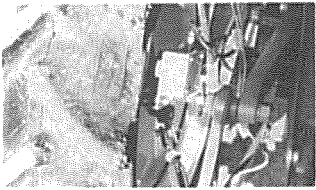


Fig. 14(b)  
Photo-electric type sensor for detecting the rotational speed of the wheel, mounted on the rear wheel

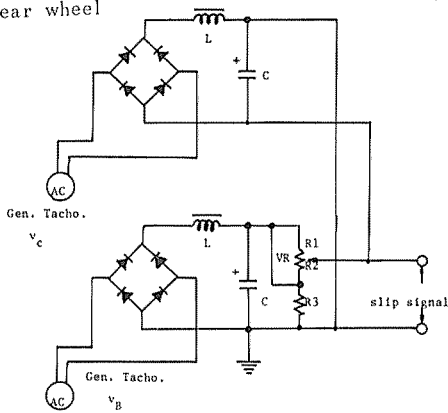


Fig. 15 Circuit diagram of slip detecting unit.

の不都合があった。従って本研究では実作業速度検出用第5輪を取り外し、前輪より直接実作業速度検出を行うように工夫し、後輪にも理論車速検出用光学的センサーを設置した。Fig.13にその詳細を示す。

このセンサーは光源（タングステンランプ又は発光ダイオード）とフォト・トランジスタおよびスリット円板からなり、スリット円板が断続的に光源を遮断することにより円板の回転数に比例した周波数のパルス信号をフォト・トランジスタから得、このパルス信号を周波数電圧変換回路に入れば円板の回転速度に比例した電圧信号を取り出すことができる。センサー取付位置はFig.14に示す様に前輪後輪のリムの内側にタイミングベルトを装着し、タイミング歯車と歯車増速機構によって回転数の増

速をはかり、規定範囲内の信号出力電圧を得ることができ仕組みになっている。これまでも回転数差の検出<sup>10)</sup>方法としては電気的方法、水圧または油圧による方法、<sup>10)</sup>遠心力を利用した機械的方法<sup>11)</sup>、まさつ円板法<sup>12)</sup>などが考えられたが、すべり率・制御の検出制御機構として成功を見たものはない。応答性、制御の容易さ、油圧とのマッチングの点から電気的方法が最も望ましいと考えられる。

### 3. すべり率演算部

前報までのすべり率演算部はFig.15に示す構造からなり、理論車速信号電圧はアテネータとしての可変抵抗器VRによって減衰され、実作業速度信号のマイナス端子と接続されている。この可変抵抗器の抵抗値をR<sub>v</sub>(KΩ)とし、中間タップにてR<sub>1</sub>とR<sub>2</sub>に分けられると考えれば、R<sub>1</sub>とR<sub>2</sub>は並列接続となり、これに抵抗R<sub>3</sub>が直列に接続されているものと考えられる。従ってアテネータによる減衰率をr<sub>0</sub>とすれば

$$r_0 = \frac{R_3}{V_r + R_3} \quad (r_0 < 1) \quad \dots(43)$$

である。

よって減衰された理論車速信号をe'<sub>b</sub>とすると

$$e'_b = e_b - iV_r \quad \dots(44)$$

よってすべり信号電圧e<sub>s</sub>は

$$e_s = e'_b - e_c \quad \dots(45)$$

ただしe<sub>c</sub>: 実作業速度信号 (=v<sub>c</sub>)

となる。

しかし実際には回路の構造上、相互の信号の作用により上式に示す様な単純な相互関係によって表わすことはむずかしくe<sub>s</sub>は理論車速信号e<sub>b</sub>と実作業速度信号e<sub>c</sub>の2つの独立した変化量により決定されるものと考えられ、各々ベクトルとして関係式を求めると次の様になる。

$$e_s = \frac{e_b + e_c}{(1 + 1/r_0)} - e_c \quad \therefore e_s = \frac{e_b r_0 - e_c}{1 + r_0} \quad \dots(46)$$

Fig.16においてすべり信号ベクトルe<sub>s</sub>が存在するとするY軸を考える。理論車速信号電圧、実作業信号電圧を各々e<sub>b</sub>、e<sub>c</sub>で表現し、両者は離れて存在し相対する方向を有するものとする。それぞれの距離がともに1に等しい場合、両者のベクトルの先端を結ぶ直線のY軸との交点は0となり、従ってすべり信号e<sub>s</sub>は0となりこれがすべり速度ゼロ（すなわちすべり率ゼロ）に対応する。これまで試作した装置では理論車速信号電圧の方が実作業速度信号より大きく、さらにアテネータにより減衰率r<sub>0</sub>

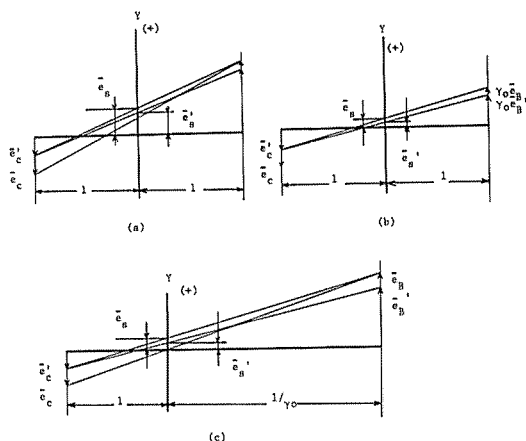


Fig. 16 Vector diagram of slippage output signal.

( $<1$ ) で減衰されるため理論的距離は $1/r_0$ になるとすればFig.16(c)のようになると考えられる。同図(a)では理論車速信号電圧 $\vec{e}_b$ が一定で、実作業速度 $\vec{e}_c$ になった場合両ベクトル先端を結ぶ線とY軸との交点はすべり信号電圧の正方向に移動し、すべり速度に対応するすべり電圧 $\vec{e}_s$ が生じる。トラクタに過負荷が加わる場合も理論車速信号 $\vec{e}$ が $\vec{e}_b$ に減少すると考えられ、すべり信号は $\vec{e}_s$ に落ちると考えられる。

これまでのすべり率演算では、すべり率を理論車速電圧 $v_b$ と実作業速度電圧 $v_c$ との差で表示し、それを制御のための信号として用いていたため厳密なすべり率の定義とは異っていた。またトラクタの変速機段数の選定により作業速度を変えると出力電圧も変化し、すべり率設定値に対応する電圧信号を再調整せねばならなかった。さらに実作業走行時にどの程度のすべり率が発生しているかをモニターする装置がなかったため、運転者にとって不都合であったこと等を改善すべく本報では(2)''あるいは(2)'''で定義されるすべり率演算を行わせるために減算部と除算部からなるすべり率演算部を製作した。その回路図をFig.17に示す。

除算器はマルチプライヤCA3091Dとオペアンプ $\mu A741$ からなり、理論車速に対応する電圧 $v_b$ と実作業速度に対応する電圧 $v_c$ の2入力に対し $10v_c/v_b$ なる出力を得る。減算器はオペアンプ $\mu A741$ の1個からなり、除算器の出力 $10v_c/v_b$ を10Vから差し引いた電力が出力され、この電圧が本来のすべり率に対応する。この回路を備えた装置では、理論式に合ったすべり率制御が可能で、トラクタの変速段数がいかにあろうとすべり率を再調整する必

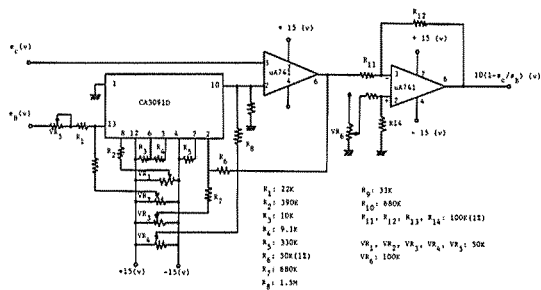


Fig. 17 Circuit diagram of slippage calculator.

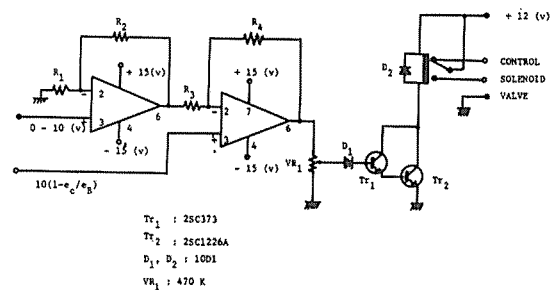


Fig. 18 Circuit diagram for comparator and relay.

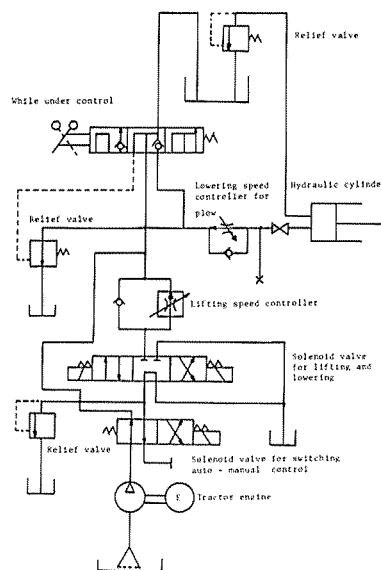


Fig. 19(a) Hydraulic circuit diagram for the control of lifting and lowering of the implement.

要はない。

#### 4. 比較器リレー駆動部

比較器はすべり率検出電圧と設定すべり率に相当する

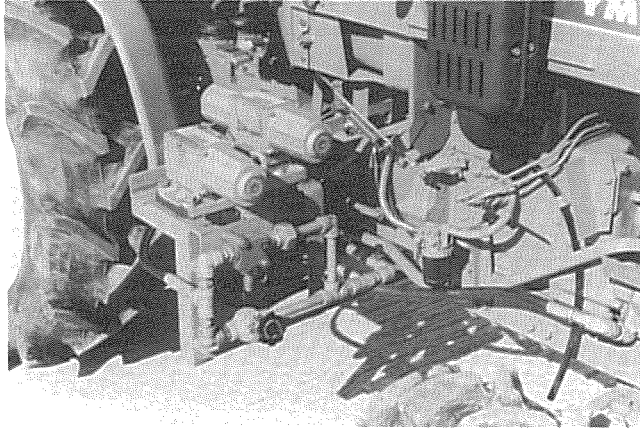


Fig. 19(b) Whole view of the hydraulics piping.

電圧との差を比較増幅するものであり、2個のオペアンプA741を用いた回路で構成されている。その回路図をFig. 18に示す。

### 5. 油圧装置

油圧回路はこれまでのものをそのまま利用した。その構成はトラクタ内蔵の油圧ポンプと3点リンク制御弁の間に2個のソレノイド弁とチェック弁、流量制御弁を組み込んだ回路から成り立っている。作業機昇降制御用3位置ソレノイド弁の他に2位置ソレノイド弁を油圧ポンプ直後に位置させ、手動用のバイパス回路と制御用回路とを並列に結び、コントロールボックスの自動手動切換スイッチと連動させることにより、リンク昇降の手動制御を容易にした。制御専用回路にはチェック弁と流量制御弁を並列に接続した3点リンク上昇速度制御回路を設け、制御系作動中のリンク上昇速度を調整できるようにしてある。修正改良して使用した油圧回路をFig. 19に示す。

## V. けん引力試験

瞬時のすべり率 $s_a$ とそのときのけん引力 $F$ の関係を求めることを目的としてけん引力試験を行った。供試トラクタ後部にけん引負荷車としてのもう一つのトラクタをロードセルを介してワイヤロープでつなぎ、けん引力のストレインアンプ出力とすべり率演算増幅器出力を電磁オシログラフに記録した。試験はけん引負荷車のエンジンをかけずに供試トラクタの各変速段数でけん引し、エンジンが定格回転速度(2600r.p.m)に達するのを待って、負荷車にブレーキを除々に作動させ、 $s_a$ が100%す

なわち実作業速度 $v_e=0$ に至るまでの変化を観察した。変速段数は実際のプラウ耕作速度を前提とし3種類の走行速度について試験した。すなわち副変速、主変速の組み合わせを次のようにした。(表1)

副変速 (Sで表わす)	主変速 (Mで表わす)	走行速度 (m/s)
S-3	M-2	1.26m/s (4.54km/h)
S-3	M-1	0.97m/s (3.49km/h)
S-2	M-3	0.82m/s (2.95km/h)

表1 副変速と主変速の組み合わせと走行速度  
(いずれもエンジン回転数2600rpmのとき)

また実験圃場は砂質土の畑地として農学部キャンパス内の残地圃場を、水田として粘土質土壌の付属農場を利用した。山中式土壌硬度計による土壌硬度は畑地で4.7kg/cm<sup>2</sup>、水田では3.0kg/cm<sup>2</sup>であった。上記土壌硬度および走行速度におけるそれぞれの土壌でのけん引力試験の結果をFig. 20(a)~Fig. 20(f)に示す。

けん引力とすべり率の間にはFig. 21に示す様な関係が見られる。すなわち両者の関係を表わす曲線が①ピーク値を有する場合と②そうでない場合の2通りがある。

Fig. 20(a)からFig. 20(f)の結果から水田での試験結果は①の様相を呈し、畑地でのそれは②の場合に相当すると考えられる。

車輪のすべり速度を $v_d$ とすると $v_d$ は土の剪断方向速度 $v_s$ と車輪の沈下速度の和と考えられる。内部まさつ角 $\phi$ の大なる土壌(砂質)の畑地ではFig. 22のすべり面I-IIの傾斜はゆるくなり沈下速度ベクトルも小さく、 $\triangle ABC$ は細く小さくなるが、逆に $\phi$ のほとんど無いような粘

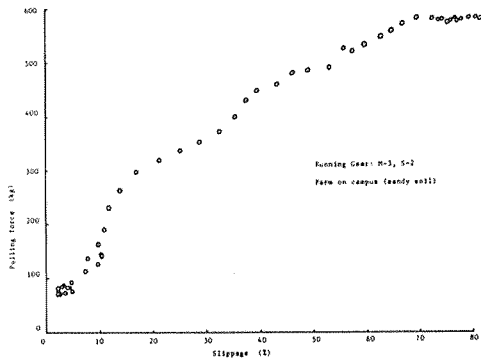


Fig. 20(a) Relationship between pulling force and slippage.

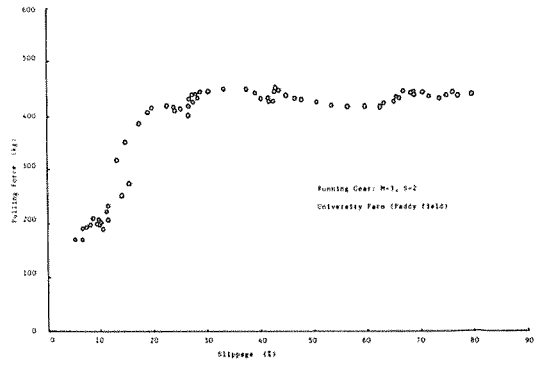


Fig. 20(d) Relationship between pulling force and slippage.

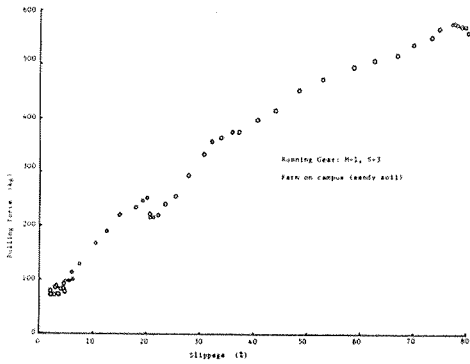


Fig. 20(b) Relationship between pulling force and slippage.

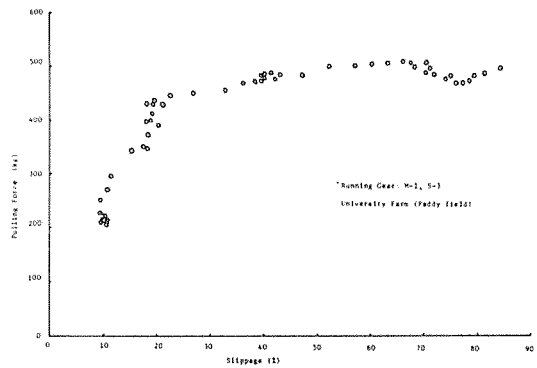


Fig. 20(e) Relationship between pulling force and slippage.

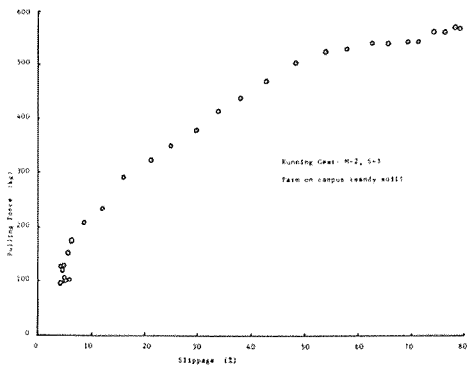


Fig. 20(c) Relationship between pulling force and slippage.

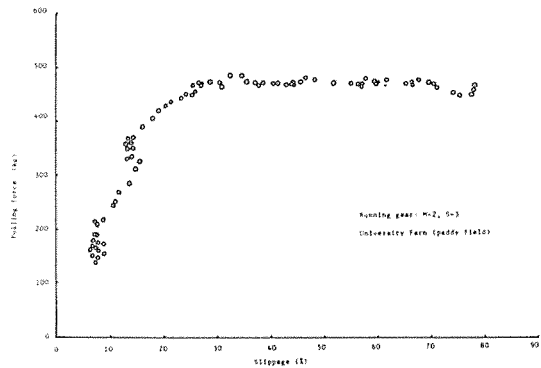


Fig. 20(f) Relationship between pulling force and slippage.

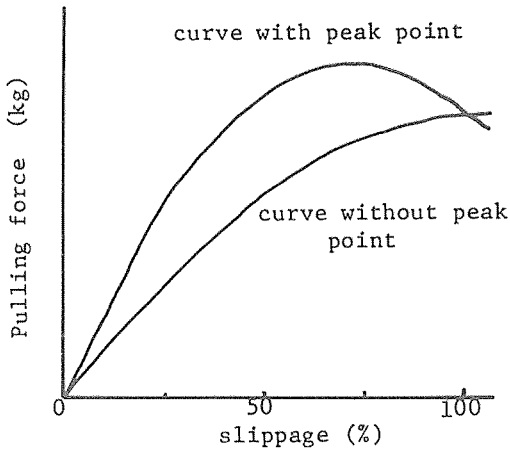


Fig. 21 General expression of the relationship between the pulling force and slippage.

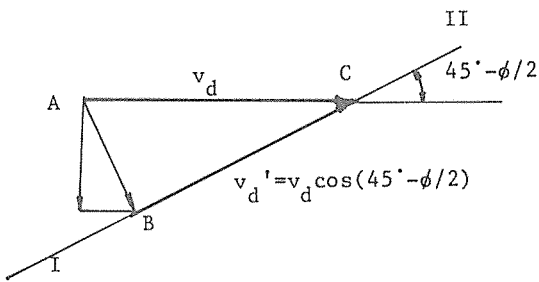


Fig. 22 Vector diagram of slip and sinkage at the interface between powered wheel and soil.

土では傾斜が急になり車輪の沈下速度も大きくなる。すなわちすべり速度 $v_d$ が同じなら車輪の沈下は水田の方が激しく、けん引力は畑地より小さいといえる。このことは前掲のけん引力—すべり率の関係を示す Fig.20(a)～Fig.20(f)からも実証できる。

VI. 制御系の実走行試験

1. 測定項目

試験時次の項目について測定、記録した。

- i) すべり率演算部出力 ( $v_b$ ,  $v_c$ からのすべり率演算出力)
- ii) リレー ON, OFF 作動信号出力
- iii) 3点リンク (上部リンク1, 下部リンク2) に作用する力

iv) 作業機昇降時のリフトアーム回転角

上記測定項目のうち i) についてはセンサーの機械的振動等による雑音を除去するためFV変換器出力をローパスフィルターを通して除算部に入力した。また iii) についてもストレインアンプ出力をフィルターを通して電磁オシログラフに記録した。iv) についてはリフトアームの根元に取りつけた回転型ポテンショメータにて測定記録した。

2. 試験方法

試験は電気、油圧装置を作動の状態にしてトラクタを走行させ、エンジン定格回転2600 rpmに維持しつつ約20秒間のブラウ耕起作業時の上記測定項目について測定記録した。なお試験条件の組み合わせは表2に示すとおりである。また圃場の土壌硬度は山中式土壌硬度計にて測定した。

表2. 試験条件組み合わせ表

条件	設定すべり率 (%)	副変速	主変速	試験番号
非制御		2	3	1
		3	1	2
		3	2	3
流量制御 弁開度 大	10	2	3	4
		3	1	5
		3	2	6
	30	2	3	10
		3	1	11
		3	2	12
流量制御 弁開度 小	10	2	3	13
		3	1	14
		3	2	15
	20	2	3	16
		3	1	17
		3	2	18
	30	2	3	19
		3	1	20
		3	2	21

3. 試験結果

Fig.23(a)～Fig.23(i)に記録波形の一部を示す。これらの図において、上部リンクにかかる力は圧縮力、下部リンクに作用するそれは引張力であり、リフトアーム角度はリフトアームが水平な位置にあるときゼロ度とし上向きに回転した場合を正、下向きに回転した場合を負とし

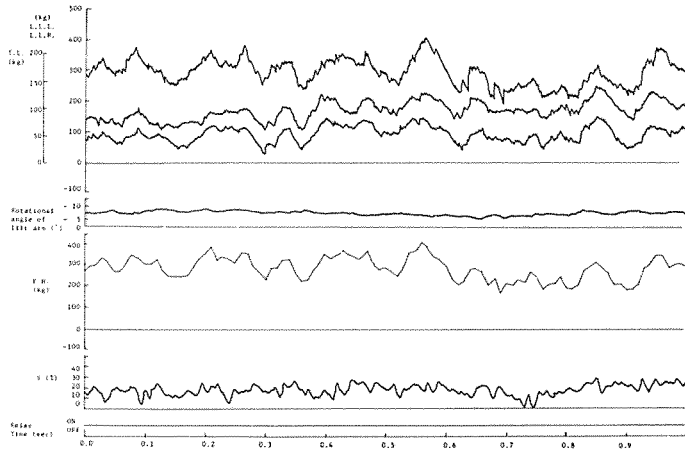


Fig. 23(a) One of the examples of the recorded oscillograph.

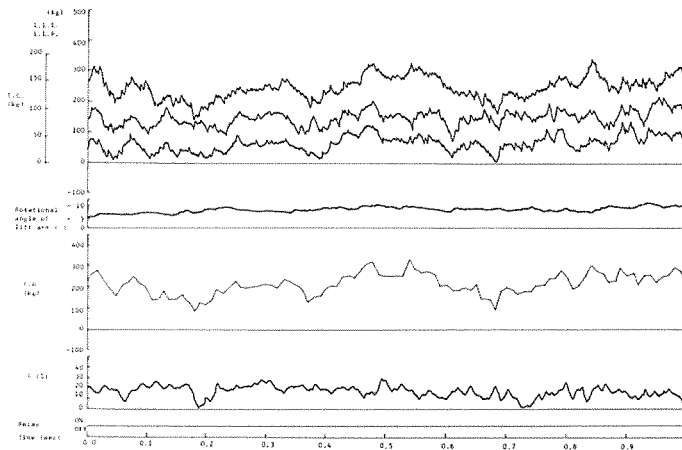


Fig. 23(b) One of the examples of the recorded oscillograph.

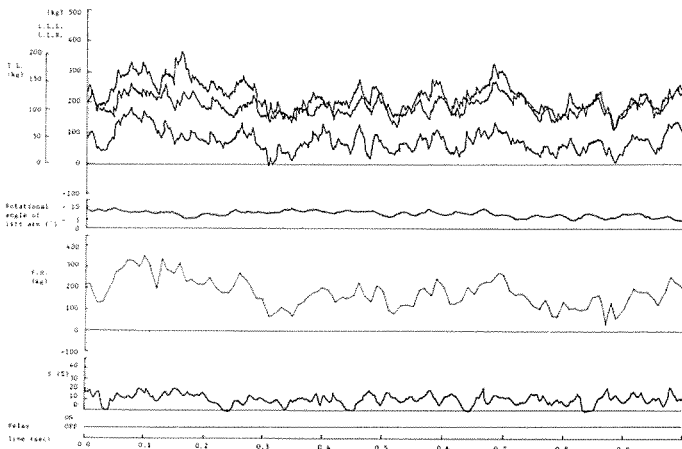


Fig. 23(c) One of the examples of the recorded oscillograph.

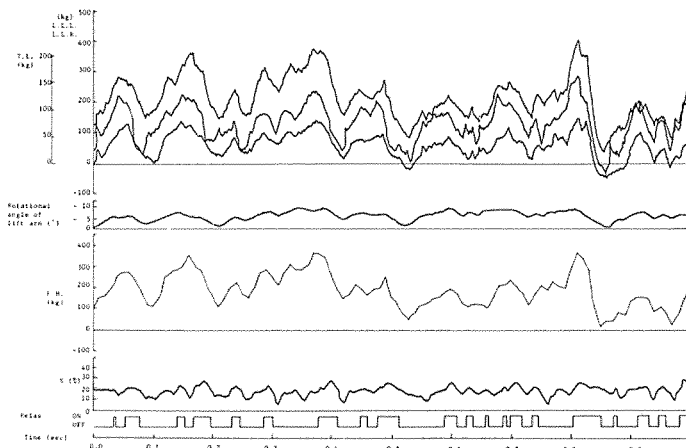


Fig. 23(d) One of the examples of the recorded oscillograph.

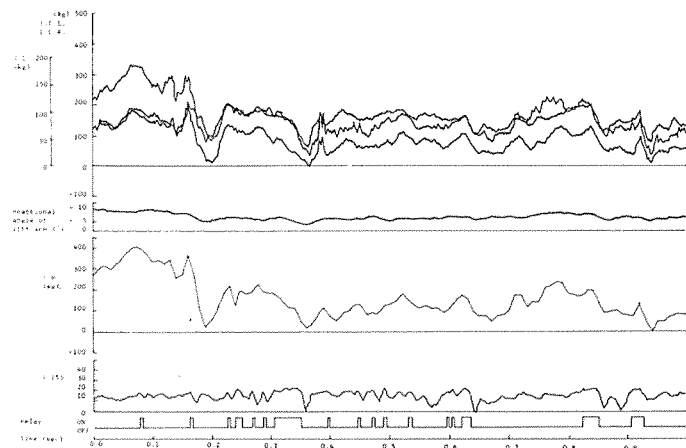


Fig. 23(e) One of the examples of the recorded oscillograph.

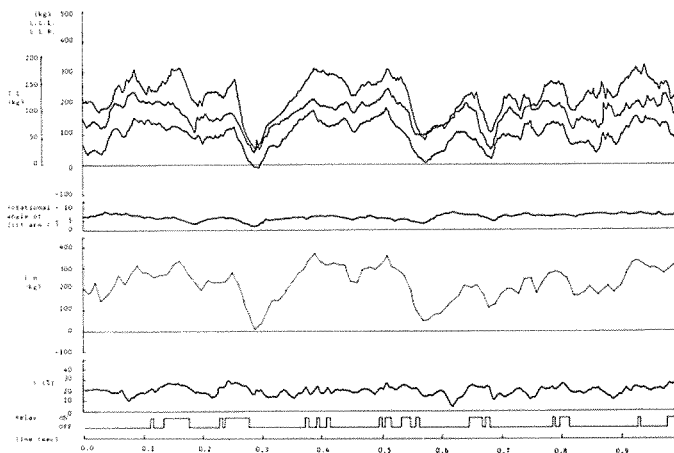


Fig. 23(f) One of the examples of the recorded oscillograph.



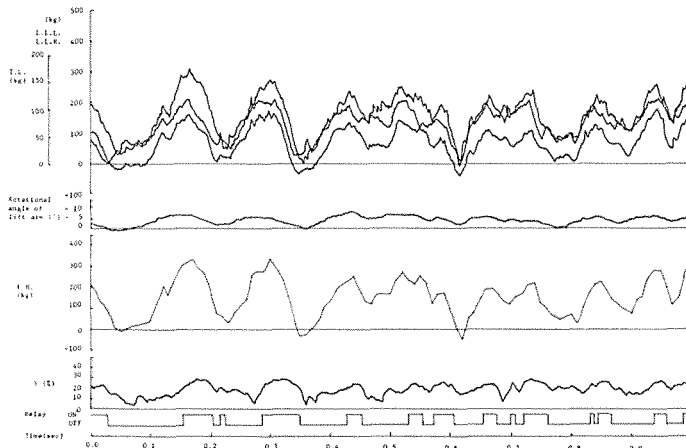


Fig. 23(g) One of the examples of the recorded oscillograph.

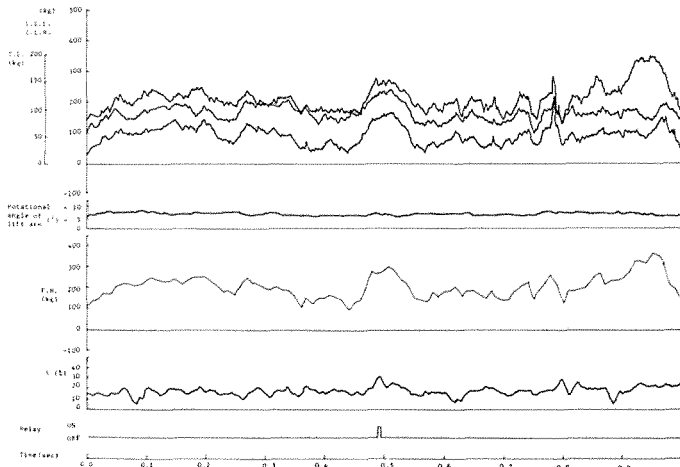


Fig. 23(h) One of the examples of the recorded oscillograph.

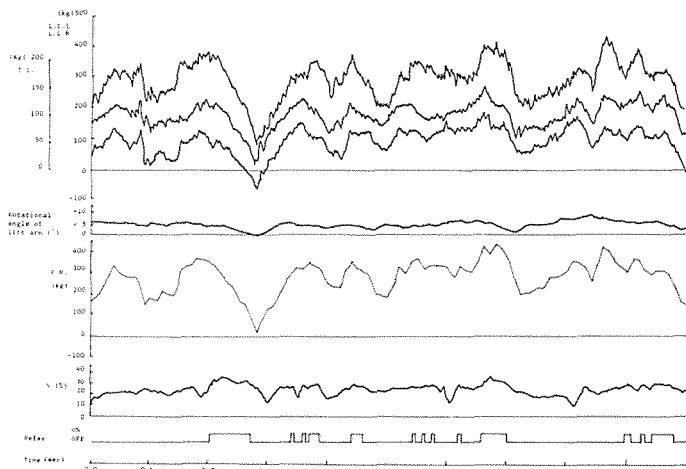


Fig. 23(i) One of the examples of the recorded oscillograph.

た。けん引力FH（けん引抵抗の水平方向分力）は静止時のトラクタの水平方向に対する上部、下部（2本）リンクの傾きをリフトアーム角度より求め、各々のリンクに作用する力を水平方向分力として求め合成したものである。Fig.23(a)~Fig.23(i)において、すべり率の変化とリレーのON-OFF出力信号に注目すると、すべり率が約20%でリレーは作動し、制御系が正常に作動していることが確認できる。そしてそのときの水平けん引成分は約300~500kgに制御されており、土壌条件の若干の相違によりいくらかの差が認められるものの、この値は先のけん引試験において観察されたけん引力とすべり率の関係から判断して満足な程度に制御が行われたと解釈できる。なおFig.23(a)~23(i)において、LLL, LLR, TLはそれぞれ下部リンク左、下部リンク右、上部リンクを意味する。

#### 4. プラウ昇降速度

すべり率・負荷制御系では制御系がうまく作動しているとき、プラウの耕深はほぼ一定に維持されるが、その程度はプラウの昇降速度によって異なり、それがあまりに速いとプラウ耕作後の耕起土壌面の不均一さとなって後の管理作業に影響する。従ってここでは流量制御弁の調整によってプラウの耕起時の昇降速度、特に上昇速度について行った試験結果について述べる。すべり率演算出力信号によりON-OFF作動するリレーをOFF状態に保ったままプラウ耕を行い、ほぼ一定耕深に達したときリレーをON状態にすると同時にその時のプラウの挙動をリフトアーム角変位で記録し、プラウの先端が完全に土中から上りきったときを確認して記録を終った。ただしエンジン回転数は2600r.p.mとし、流量制御弁の開度を大、すなわち流量を大、小の2種類に変化させ、走行時の速度をS3-M1（副変速3速、主変速1速）として計6回試験した。たお記録紙の紙送り速度は20（cm/s）とした。この試験の結果を表3に示す。この表における遅延時間はリレーがON状態になった後耕深が変化し始めるまでの時間、すなわちリレーが作動しプラウが上昇を始める迄の時間をいう。一定の耕起速度において、土中で上昇しつつあるプラウに作用する力にはプラウの重量とプラウ犁体面に作用する土の重量が考えられる。そして耕深の減少に伴う耕起投影面積の減少により、けん引抵抗は減少する。

表3. 流量制御弁開度とプラウ昇降時の遅延時間

実験番号	流動制御弁開度	遅延時間	変速段数
1	小	0.17	S-3, M-1*
2	小	0.14	S-3, M-1
3	小	0.13	S-3, M-1
4	大	0.14	S-3, M-1
5	大	0.14	S-3, M-1
6	大	0.13	S-3, M-1

\* S-3, M-1 (=0.97m/s)

表4. 流量制御弁開度とプラウ上昇速度

実験 No.	プラウ上昇速度 (cm/s)	流量制御弁開度
1	8.31	小
2	8.08	小
3	8.15	小
4	15.23	大
5	13.75	大
6	14.38	大

表4は流量制御弁の開度を小、大の2位置にセットして行ったプラウの上昇速度の測定結果を示す。

上記測定時にはトラクタは定速度で進行しているものの耕深の変化による駆動輪のすべり率の変化、土壌の不均一性から生じる測定値のばらつき、耕深測定装置（リフトアームの回転角変位）の機構的問題点などが含まれるが、一応プラウの上昇速度は流量制御弁の絞り度合に比例すると考えてよい。なお上記測定結果はプラウ耕深11cmにあるプラウが地表面に完全に持ち上がるまでの耕深の変化を時間的変化で除して平均したものである。またプラウの上昇速度の変化はプラウが地表面から出るときにいくらか速くなる。

## Ⅶ. 総括および問題点

圃場実験より試作制御系は満足に作動することが確認できたが未だ若干の問題点が指摘されるのでそれらについて論議検討する。

### 1. 耕深の測定

リフトアーム根元に取りつけたポテンショメータによりリフトアームの回転角を、また上部、下部リンクの移動距離および角変位を測定した。圃場表面からブラウシ

ェアポイントまでの距離を耕深と仮定しポテンシオメータ出力から算定したが、本方式による測定法は次の様な場合に不都合を生じる。例えばブラウの耕深が変化していなくてもトラクタ駆動輪のすべりが激しく、沈下が増すと記録される耕深は深くなる。即ちトラクタ本体がブラウのまわりに相対的に回転し、沈下したことになるが、実際の記録としては耕深が増した様に記録される。従って本方式による耕深測定法はブラウの耕深の変化に対し車輪の沈下が無視しうる程小さい場合に厳密な測定が可能である。

## 2. 仮想けん引点の位置

自由3点リンクの定常状態における仮想けん引点の位置は上部リンクと下部リンクの延長線の交点 (Fig. 4 における $O_1$ 点) で、総抵抗 $P$ の作用線方向は(23)式で求められる。

また油圧で下部リンクを拘束した場合についても、リフティングロッドにストレインゲージをはりつければ(36)式から $F_5$ が求められる。そして $L$ 点に鉛直方向に作用する力 $F_6$ が算出出来る。この場合総抵抗 $P'$ がブラウのシェアポイントに作用するものとする(38)式より仮想けん引点 $O_2$  (Fig. 10) が求められる。

しかしこの油圧による拘束が解除され、自由3点リンク状態となって定常状態に移るまでの仮想けん引点が不明である。

## 3. 制御下でのブラウの挙動

制御装置が作動しているとき、制御系検出部がすべりの増加を検知し下部リンクが油圧で拘束されると、軟弱地では駆動輪の沈下が大きくブラウが上昇するにつれて徐々に沈下が減少する。リフトアームの回転によるブラウの上昇以外にトラクタの後車軸まわりの傾きがブラウ上昇に伴って減少することによってもブラウは圃場面に対して上昇することになる。この両者にはいくらか時間的なずれがあるようで圃場の状態によってはトラクタの傾きの回復が遅れ、トラクタの傾きが回復した時にはブラウが上がり過ぎた状態になっていてブラウが間欠的に上下に運動していたことが観察され、これに対する対処としては土壌条件に適したブラウ上昇速度を選ぶことで解決されよう。

Fig. 23(d), (e), (f)におけるすべり率20%およびFig. 23(g), (h), (i)におけるすべり率30%の試験結果から、リレ

ーがON作動状態に入る直前に耕深が一定しているにもかかわらずけん引力は著しく増加している。リレーがONの状態ではリンクが油圧制御されてブラウが上昇する。その後ブラウの上昇とともに測定値としての耕深は浅く記録されているがけん引力は急激な減少を示している部分がある。

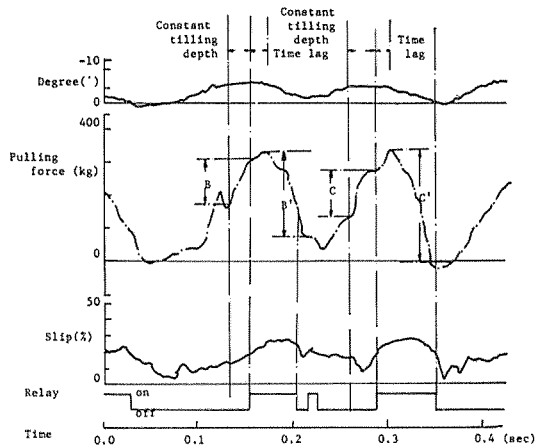


Fig. 24(a) Example of the recorded oscillograph.

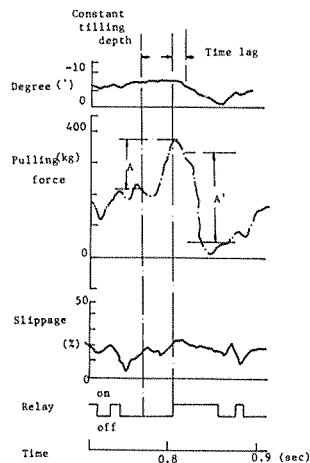


Fig. 24(b) Example of the recorded oscillograph.

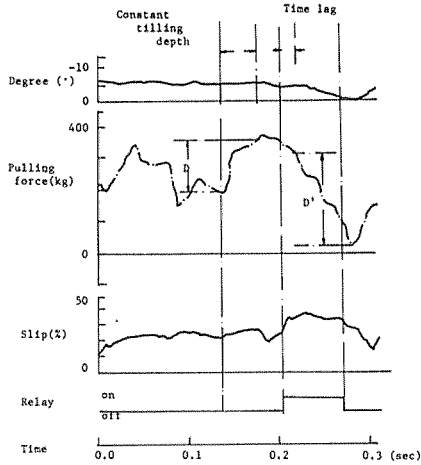


Fig. 24(c) Example of the recorded oscillograph.

こうした現象が顕著に表わされているデータをFig. 24(a)~Fig. 24(c)に示す。各々の図において耕深が一定である時間帯をとりその時間帯におけるけん引力の増加を調べてみると約 100kg以上の変動が観察される。これは駆動輪の沈下とともにプラウが相対的な位置関係によって土中に貫入していると考えられる。従ってプラウのみの耕深を詳細に見れば耕深は増しており、それ故けん引力も増加したと考えられる。

油圧制御されているプラウの上昇過程におけるけん引力の変化(減少)は極端なときは 200kgにも達する。これはプラウが油圧拘束制御されるとともに駆動輪接地荷重が増し、その後プラウの上昇とともに駆動輪接地荷重が減少する。けん引負荷の減少とともに接地圧も減少するのだから沈下量もある関係をもって減少すると考えられる。その結果プラウの上昇によりけん引抵抗に急激な減少が見られることが観察された。またほぼ耕深の変化に似合ったけん引力の変化が見られる箇所はリフトアーム回転角変位測定用ポテンシオメータが実際に近い耕深を示していると考えられるから、この場合は記録されたけん引力に多少の変動は見られるもの設定すべり率に似合ったけん引力が発揮されていると考えてよい。設定すべり率30%におけるけん引力は主変速3×副変速2で 269.4±30kg, 主変速2×副変速3で 331.9±30kgと見なせる。(ただし±30kgは土壤の不均一や凹凸などの影響によるものとする。)

主変速3×副変速2と主変速2×副変速3では設定すべり率におけるけん引力値に約63kgの差が見られるが、これは水田におけるけん引力試験結果を回帰したとき、

すべり率30%付近のけん引力値が約50kgの差を示したことからこの差は重要視すべき値とは考えられない。

VIII. すべり率・負荷制御系のシミュレーション

シミュレーションを行うにあたり次の仮定を設けた。

- i) 土壤は均質で、すべりの増加に伴うトラクタの車輪の沈下はないものとする。
- ii) 作業時の理論車速  $v_0$  は一定とし、プラウ上昇速度も一定とする。

上記仮定のもとにシミュレーションの手順を示す。

リフトアーム角度の初期値を最初に入力しこれよりプラウシエアポイントの位置  $(x_3, y_3)$  を以下のように決める。

Fig. 25においてリフトアームの角度  $\gamma_{1a}$  を入力するのであるが、図においてLL点を原点とし、トラクタ進行方向をX軸の正方向に、また上方向をY軸の正とする。この座標においてTL点、LA点は固定点であり  $l_1, l_2$  は次のように表わされる。

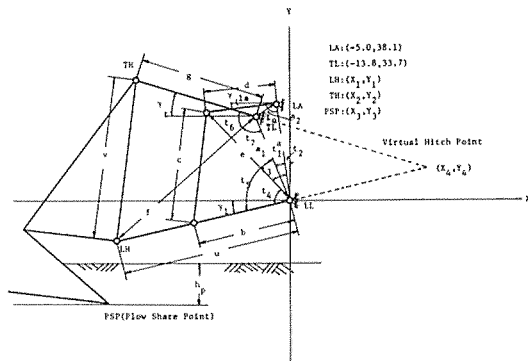


Fig. 25 Analysis diagram for simulating the motion of the three point linkage with the plow mounted.

$$l_1 = \cos^{-1} \left( \frac{a^2 + a_1^2 - a_2^2}{2 a a_1} \right) \quad \dots(46)$$

$$l_2 = \cos^{-1} \left( \frac{38.1}{a} \right) \quad \dots(47)$$

ただし  $a, a_1, a_2$  は供試トラクタ Y M2210 D の実測値より既知で  $a=38.4, a_1=36.4, a_2=9.8$  (単位はcm)である。(47式より  $l_0$  を求めると

$$l_0 = \pi/2 + l_2 \quad \dots(48)$$

また  $d$  も実測値より既知で  $d=29.0$  であるからこれを用いて  $e$  を求めると

$$e = \sqrt{a^2 + d^2 - 2ad \cos(t_0 - \gamma_{1a})} \quad \dots(49)$$

次に  $t_3$ ,  $t_4$  を求めるとそれらは

$$t_3 = \cos^{-1} \left( \frac{a^2 + e^2 - d^2}{2ae} \right) \quad \dots(50)$$

$$t_4 = \cos^{-1} \left( \frac{a^2 + b^2 - c^2}{2eb} \right) \quad \dots(51)$$

ただし  $b$  は実測値より  $b = 45.0$ , (単位はいずれも cm)

(47), (50), (51)式より下部リンク角度  $\gamma_1$  を求めると

$$\gamma_1 = t_2 + t_3 + t_4 - \pi/2 \quad \dots(52)$$

(46), (50), (51)式より  $t_5$  を求めると

$$t_5 = t_3 - t_1 + f_4 \quad \dots(53)$$

この  $t_5$  と  $a_1$ ,  $u$  を用いて  $f$  を求めると

$$f = \sqrt{a^2 + u^2 - 2a_1 u \cos t_5} \quad \dots(54)$$

ただし  $u = 72.0$  cm (実測値)

(54)式と  $g$ ,  $v$  より  $t_6$  を求める。実測値より  $g = 50.5$ ,  $v = 65.5$  (cm) で

$$t_6 = \cos^{-1} \left( \frac{g^2 + f^2 - v^2}{2gf} \right) \quad \dots(55)$$

同様に(54)式と  $a_1$ ,  $u$  より  $t_7$  を求めると

$$t_7 = \cos^{-1} \left( \frac{a_1^2 + f^2 - u^2}{2a_1 f} \right) \quad \dots(56)$$

(46), (47), (55), (56)式より上部リンク角  $\gamma_1$  を求めると

$$\gamma_1 = -(t_7 - t_1 - t_2 + f_6 - \pi/2) \quad \dots(57)$$

ただし上式における負号は上部リンクの直線式を表示するために付したものである。

以上の諸式より L H 点, T H 点の座標  $(x_1, y_1)$ ,  $(x_2, y_2)$  を求めると次の様になる。

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= -\frac{72.0^2}{\sqrt{1.0 + \tan^2(\gamma_1)}} \\ y_1 &= x_1 \tan \gamma_1 \end{aligned} \right\} \quad \dots(58)$$

$$\left. \begin{aligned} x_2 &= -\frac{50.5^2}{\sqrt{1.0 + \tan^2(\gamma_1)}} - 13.8 \\ y_2 &= -\tan(\gamma_1) \sqrt{\frac{50.5^2}{1.0 + \tan^2(\gamma_1)}} + 33.7 \end{aligned} \right\} \quad \dots(59)$$

このシミュレーションモデルではブラウシェアポイントは L H 点と T H 点を結ぶ直線上にあり, L H 点より 25.0 cm 下にあるとしている。従って(58), (59)式より  $x_1 = x_2$  ならばブラウシェアポイント (P S P 点) の X 座標は  $x_1$ ,  $x_2$  と同じで Y 座標は  $y_1 - 25.0$  となる。

$x_1 = x_2$  のとき

$$x_3 = x_1 \quad \dots(60)$$

$$y_3 = y_1 - 25.0 \quad \dots(61)$$

$x_1 \neq y_1$  ならば L H 点と T H 点を結ぶ直線の傾きを  $\frac{dy}{dx}$  とすれば

$$\frac{dy}{dx} = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1} \quad \dots(62)$$

この直線において, L H 点からの距離が既知であるから P S P の座標  $(x_3, y_3)$  は次の様に求まる。

$$x_3 = x_1 - \frac{25.0^2}{\sqrt{1.00 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2}} \quad \dots(63)$$

$$y_3 = -\frac{dy}{dx} \cdot \sqrt{1.0 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} + y_1 \quad \dots(64)$$

さらに L L 点から地表面までの距離は一定 (ここでは 25.0 cm) であるから,  $y_3$  より入力  $\gamma_{1a}$  に相当する耕深  $h_p$  が求まる。

$$h_p = -(y_3 + 25.0) \quad \dots(65)$$

この  $h_p$  を(25)式に代入し, 水平けん引力  $F_h$  を求める。すなわち

$$F_h = k_p \cdot h_p \cdot b_p \quad \dots(66)$$

ただし  $k_p$ : 土の比抵抗 (kg/cm<sup>2</sup>), このシミュレーションでは 0.30, 0.40, 0.50, 0.60 の 4 種類とした。

$b_p$ : 耕幅 (cm), ここでは 35.0 cm 一定とした。

またこの(66)式の  $F_h$  は(25)式の  $P_h$  と同義でけん引抵抗  $P$  の水平方向分力に等しい。そしてこの  $F_h$  に相当するすべり率  $s$  (%) を指数関数で表示して

$$F_h = F_0(1 - e^{-s/Q})$$

$$\therefore s = -Q \log \left( 1 - \frac{F_h}{F_0} \right) \quad \dots(67)$$

ただし  $F_0$ : トラクタの最大出力点におけるエンジン回転数 (r.p.m) において駆動輪が発生し得る可能最大けん引力 (kg) で, ここでは 300.0, 400.0, 500.0 の 3 種類を用いた。

Q: 係数で 12.0, 14.0, 16.0, 18.0, 20.0 の 5 種類を使用した。

(67)式より求められるすべり率  $s$  と設定すべり率  $s_s$  (%)

(ここでは 10.0, 20.0, 30.0 (%) の 3 種類を使用) と比較する。  $s > s_s$  ならば(28)式よりブラウ沈降速度  $\frac{dY}{dt}$  を計算する。(28)式における  $l$  を求めるために仮想けん引点の  $x$  座標  $x_4$  を決定する。

$$x_4 = \frac{13.8 \tan(\gamma_f) + 33.7}{\tan(\gamma_f) - \tan(\gamma_t)} \quad \dots(68)$$

(68), (60), (63)式より  $x_5 (= \ell)$  を求めると

$$x_5 = x_4 - x_3 \quad \dots(69)$$

となる。また(28)式における  $\frac{dY}{dt}$ 、すなわち実作業速度  $v_c$  は(67)式と  $v_b$  より次の様に求められる。

$$v_c = v_b(1 - s/100) \quad \dots(70)$$

よってプラウの沈降速度  $\frac{dY}{dt}$  は

$$\frac{dY}{dt} = \frac{v_c}{x_5} (30.0 - P_h) \quad \dots(71)$$

となる。ここでプラウが平衡状態にある耕深を30.0(cm)と仮定した。(65), (71)式より  $dt$  秒後の耕深を

$$Y = h_p + \frac{dY}{dt} \cdot dt \quad \dots(72)$$

とした。

角  $\gamma_{ia}$  を  $\pi/18000.0$ (rad.) 変化させて(65)式の  $h_p$  を求め  $Y$  と比較して許容誤差以内 (ここでは  $< 0.05$ cm とした) になるまで  $\gamma_{ia}$  を変化させその  $h_p$  から  $F_h$ ,  $s$  を求め  $s \geq s_s$  と比較する。  $s \geq s_s$  ならば  $dt$  秒前にリレーがONかOFFかを判別しONならば  $dt$  秒後の耕深を

$$Y = h_p - (\text{プラウの上昇速度}) \cdot dt \quad \dots(73)$$

として  $\gamma_{ia}$  を変化させ、上式の  $Y$  に相当する  $\gamma_{ia}$  を求め  $h_p$ ,  $F_h$ ,  $s$  を求め  $s \geq s_s$  と比較する。  $dt$  秒前にリレーがOFFならば遅延時間以内 (ここでは実測データより0.14(sec)とした) ではプラウは自由沈降状態で、(71)式より  $dY/dt$  を求め(72)式を用いて  $Y$  を計算し、  $\gamma_{ia}$  を変化させてこの  $Y$  に相当する  $\gamma_{ia}$  を求め  $h_p$ ,  $F_h$ ,  $s$  を求める。遅延時間以上になればプラウは上昇状態になり(73)式によりて耕深が求められる。以上のシーケンスを、  $\gamma_{ia} = 0.0$  よりスタートし10.0秒間の  $F_h$  の変化を観察した。 Fig. 26 にシミュレーションの手順を示す流れ図(Flow chart)をまた Fig. 27 に出力例を示す。この図において  $F_0$  は(67)式の  $F_0$  を  $S$  は設定すべり率を、  $PK(M)$  は土壤の比抵抗をまた  $Q(K)$  は(67)式の  $Q$  をそれぞれ表す。仮定においても明記したようにこのシミュレーションでは非常に簡単化した形でのけん引力の変化を時間の経過とともに表示した。仮定より土壤が均質であるとしたからけん引力の変化は即耕深の変化と解釈してよい。最初土壤表面にあるプラウはCowell が提唱するように1次おくれの様相を呈し、あるけん引力の範囲でリミットサイクルを描く。このくり返し波形の振巾はプラウの昇降速度により決定され、速いほど振巾が大きく逆に遅いほど小さい。しかしながら

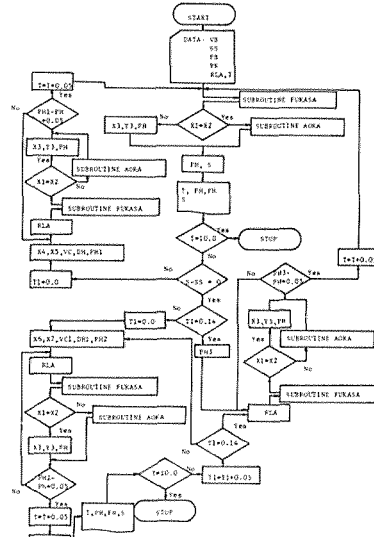


Fig. 26 Flow chart for simulating the slip draft control.

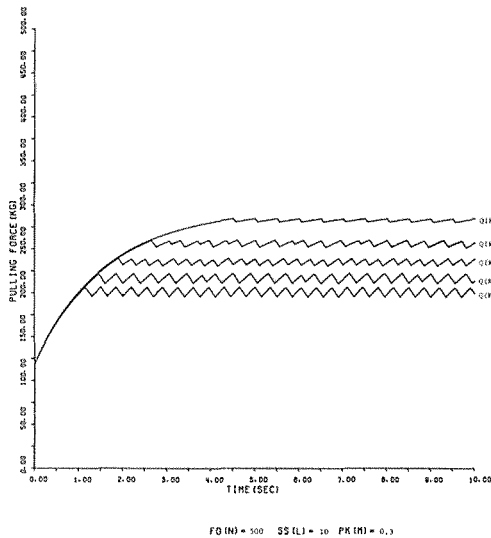


Fig. 27 One of the examples of the simulated curve of pulling force under slip-draft control.

耕起後の圃場表面の均一性について検討するときこのプラウの昇降速度のみでは論じ得ない。すなわちトラクタの走行速度も考慮せねばならない。つまりプラウの昇降速度が速いと耕起後の土壤表面が不均一になるが、走行速度をそれに付随して速くしてやると不均一性を smoothing することができる。よってこの不均一性の度合を走行速度とプラウの昇降速度の比で表わし、その値がある範囲内を超えたときに圃場耕起面の均一性が損われたと考えればよい。この値を  $\theta_d$  で表わせば

$$\theta_d = \tan^{-1} \frac{\text{プラウの昇降速度}}{\text{トラクタの走行速度}} \quad \dots(74)$$

一般に $\theta_d < 5(^{\circ})$ ならば耕起後の土壌表面はほぼ均一になっていると解してよい。

実際には土壌中にあるプラウの昇降により前後車軸荷重が変化し、同時に車輪の沈下が生じ走行抵抗が増減する。したがってけん引力もこの変化によって変化し、この出力例のごとく美しい形では制御されない。しかし最も単純化したモデルによる出力例という見解から判断すると妥当といえる。

### 摘 要

本研究に関する一連の報告において、従来の機械・油圧方式のドラフト・コントロールにかわってすべり率とけん引力の関係を利用した電子油圧方式のけん引負荷制御の可能性を示唆した。これらの報告のなかで制御系としてのシステムは一応形態を整え実用化への問題点としては2～3の点を除いてほぼ解決された。本報ではこれら2～3の点を重点的に補足解決すべく検討と考察を加えた。すなわちこれまでの報告と異り次の点について詳述した。

#### 1) すべり率検出、演算部のコンパクト化と精度の向上。

従来2個のACジェネレータ・タコメータを用いて前後輪の回転数を検出、すべり率を両者の差から求めていたものを光電式の検出部に改良、加算器を用いてすべり率の演算を行わせると共に、トラクタドライバ用に直読式のスリップメータを製作設置した。

#### 2) 従来対地速度は第5輪から、駆動輪回転速度は車速PTOから検出していたが、ここでは直接前後輪のリムにタイミングベルトと歯車を用いて取りつけ検出した。

#### 3) 最も単純化したモデルではあるがシミュレーションモデルを作成し数値実験を行った。

これらの結果次のことが結論される。

- 1) ACジェネレータ・タコメータを用いた検出器に比し光電式のはトラクタの変速段数の変化に即応でき、設定すべり率の設定が容易である。
- 2) 演算したすべり率を直読式スリップメータ(アナログ型)に導きすべり率の設定、作業走行時のすべり率の変化をドライバが直視でき作業そのものが軽減された。これまでの方式では運転者自身がけん引負荷、すべり率がどの程度か予測できなかったが、ス

リップメータの設置によりドライバがおおよそのけん引負荷を知ることができた。またプラウの昇降時にその作動方向を2個のパイロットランプにて指示したためプラウの作動状況が運転者によくわかった。

#### 3) 油圧回路はこれまでのものと若干異なるもの大差はなく応答周波数も同一ソレノイド弁を使用したことより、4～5 Hzもあれば十分に対処できると考えられた。

#### 4) シミュレーションの結果は基本的にプラウ耕時の現象を表現していた。より厳密な表示は車輪の沈下に伴う走行抵抗の増減、土壌パラメータのさらなる挿入により可能と思われる。これについては今後の課題である。

#### 5) 耕起後の土壌表面の均一性はトラクタの走行速度とプラウの昇降速度の比を適当に採択することによって損われない。すなわち $\theta_d = \tan^{-1}$ (プラウの昇降速度/トラクタの走行速度)とすると $\theta_d < 5(^{\circ}\text{degree})$ ならば均一性は損われないと解釈できる。

本制御系の適用はすべり率そのものの検出では田植え等のすべり率の変化に伴う苗の植付密度の均一化のための制御など、すべり率の変化によって作業精度が損われる播種機、田植機などの植付精度の制御に、また同種類の制御方式としてはブルドーザ等の排土板にかかる負荷を履帯のすべり率で検出、制御するなどの応用例が考えられるが、これについてはドップラー効果を利用した対地速度検出器の利用によって一部の企業で実用化の段階にある。あるいは差動歯車式駆動装置を有する農業機械の直進性の制御にすべり率の検出機構が利用できよう。

### 参 考 文 献

- 1) 伊藤信孝, 酒井孝久: トラクタのすべり率・負荷制御に関する研究(第1報), 農機誌37巻1号, 1975, 6月, pp.6-12.
- 2) 伊藤信孝, 酒井孝久他: トラクタのすべり率・負荷制御に関する研究(第2報), 農機誌37巻2号, 1975, 9月, pp.156-163.
- 3) 伊藤信孝他: トラクタのすべり率・負荷制御に関する研究, 三重大農学報, No.50, 1975, 12月, pp.143-172.
- 4) 伊藤信孝, 曾根理仁: トラクタのすべり率・負荷制御, 三重大農学報, No.59, 1979, 12月, pp.103-122.

- 5) 伊藤信孝：トラクタのすべり率・負荷制御に関する研究，油圧技術，Vol.17, No.8, 1978. pp.45-59.
- 6) 長廣仁蔵：ロータリトラクタの基本設計理論の研究，農機産業調査研究所，1971，3月。pp.148.
- 7) 伊藤信孝他：トラクタ駆動輪のすべり沈下について（第4報），農機誌36巻3号，12月，1974. pp.363-373.
- 8) 寺尾日出男：3点ヒッチの力学平衡理論，農機学会北海道支部会報，第16号，1972. pp.9-15.
- 9) P.A. Cowell：Theory for the dynamic behavior of mouldboard ploughs during penetration. J. agric. Engng. Res. (1976) 21. pp.313-323.
- 10) Hans-Jürgen Drexel：Ein Beitrag zur Leistungsübertragung von Ackerschlepper bei schwerem Zug. Berlin. 1970. D83. pp.110-122.
- 11) Kurt Marks：Studie der Möglichkeiten einer Kraftheberregelung nach dem Treibradschlupf. Landtechnische Forschung. 12(1962) 1-15. pp.125-128.
- 12) 岡田芳一：車輪トラクタ用自記スリップ計の試作研究（第1報），農機誌，28巻2号，1966，9月。pp.110-113.

### Summary

In this paper, the slip indicator was designed and constructed for the purpose of monitoring the slippage of the tractor powered wheel during the operation of plowing and of applying the output signal to control the draft force acting on the plow.

In the previous work conducted by one of the authors, two AC generators were attached to front and rear wheels of the tractor to detect their rotational speed, and the slippage was calculated from the output voltage signal proportional to the rotational speed of the wheels. In the use of this type of slip sensor, some difficulty was found in adjusting and resetting the voltage corresponding to the zero slippage, depending on the running gear prior to the operation. A different type of slip sensor was therefore designed and constructed to remedy this disadvantage.

The photo-electric type pulse generator was used to detect the rotational speed of both front and rear wheels through the mechanical amplification by use of gears to obtain the required numbers of pulses per unit rotation of the wheel. The number of pulses generated from the wheels was converted to the frequency and then to the voltage. This output voltage was compared to the set voltage which corresponds to the set slippage. In turn this is properly determined from the relationship between the slippage and the pulling force expressing the different shape due to the soil condition and running device. The difference between the output voltage and set voltage was amplified. Then the relay connected to the hydraulic directional valve to control lifting and lowering the implement mounted on the three point linkage moved on off, depending on the voltage difference.

The slippage calculated from the difference indicated through the monitoring device mounted on the platform located in front of operator's seat. This monitoring device worked quite satisfactorily to help the operator in knowing how much draft force was acting on the implement through the indicated value of the slippage.

The field test was done to validate the accurate response and action of the implement under slip draft control in two kinds of fields, sandy and paddy, after harvesting of rice.

Through the satisfactory result of the field experiments, it was observed that this type of slip draft control system described here would be possible to apply to a commercial tractor without much modification and improvements.

No problems of cost, accuracy or durability for practical use were found.