

ロータリ耕トラクタ用三点リンク・耕うん部駆動系の機構学的最適化

池 見 隆 男

(農学部農業機械学研究室)

Mechanical Optimization of Three-Point Linkage and Tiller Drive System for Rotary Tilling Tractor

Takao IKEMI

Laboratory of Agricultural Machinery, Faculty of Agriculture

Abstract : It was proved that the non-linear optimization method is possible to be applied to mechanism synthesis of the three-point linkage and tiller drive system for rotary tilling tractor. The results may be summarized as follows:

(1) The design variables are the position of upper link point, length of upper link, length of mast, horizontal distance from lower link hitch point to center of driving shaft follower lock pin and mast angle.

(2) $\sum |1 - \Psi|$ is suitable to the objective function for optimization.

(3) Powell method is suitable to the numerical calculation.

(4) The optimum mechanism constants are selected from the solutions with various initial values of the design variables.

(5) The value of Ψ is within the permitted limit in the lifting range of rotary tiller.

(6) The virtual hitch point in tilling is obtained within the suitable range.

緒 言

我が国の中・小形トラクタの耕うん部装着用三点リンクは、プラウ等他の作業機装着用のそれとは異なる独自の寸法要素をもっている¹⁾。三点リンク系と、作業機駆動系のトラクタ PTO 軸から作業機入力軸への、フック継手 2 個からなる動力伝達軸とは密接な関係がある²⁾。すなわち、耕うん部の上昇空転時に、駆動系の回転変動による耕うん部の異常振動が発生せず、しかも耕うん作業中、耕うん軸が可能な限り等速回転できるような系の寸法要素が、要求されるというものである。

本報では、上記条件を満足するような三点リンク・耕うん部駆動系の機構定数（各部寸法）の最適決定に資するため、各寸法要素間の相互の影響および最適化計算法について報告する。

三点リンク機構と耕うん部駆動系の関係

この関係は、別報²⁾に既述したが、さらに詳細に再述する。

1. 2重フック継手を有する動力伝達軸の回転特性 ロータリ耕うん部の駆動には、一部に等速ジョイントを有する伝動軸を用いるものもあるようであるが、一般には 2 個のフック継手をもつ伝動軸が利用されている。いわゆるドライブシャフトといわれるもので、以下この耕うん部駆動用動力伝達軸をドライブシャフトと称することにする。

ドライブシャフトは、Fig. 1 に示すように、継手 2 個と原動軸、中間軸および従動軸からなり、

原動軸、従動軸は中間軸に、その両端の継手のフォーク形が同一平面上にあるように連結されている。また、ロータリ耕うん部駆動の場合、PTO 軸側の原動軸と耕うん部入力軸（PIC 軸と称する）側従動軸は、耕うん部の昇降に際し、中間軸に対して同一垂直平面内において屈折するとみなされる。

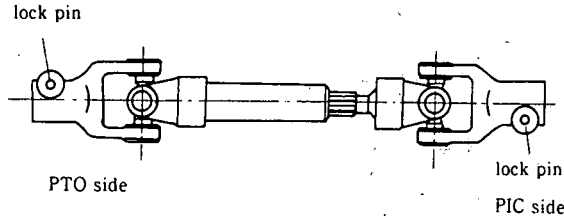


Fig. 1. Driving shaft for rotary tiller.

原動軸と中間軸および中間軸と従動軸の関係は、知られるとおり、Fig. 2 において次のように表される³⁾。

$$\tan \theta_3 = \cos \psi_1 \cdot \tan \theta_1 \quad (1)$$

また、

$$\tan \theta_3 = \cos \psi_2 \cdot \tan \theta_2 \quad (2)$$

ここに、 θ_1 、 θ_2 、 θ_3 ：それぞれ原動軸、従動軸、中間軸の回転角、 ψ_1 ：中間軸の原動軸に対する折れ角、 ψ_2 ：従動軸の中間軸に対する折れ角。

したがって、(1)、(2)式より

$$\theta_2 = \tan^{-1} \left(\frac{\cos \psi_1}{\cos \psi_2} \tan \theta_1 \right) \quad (3)$$

従動軸の回転角速度および回転角加速度は、 t を時間として微分公式より、

$$\begin{aligned} \omega_2 &= \frac{d\theta_2}{dt} \\ &= \frac{\frac{\cos \psi_1}{\cos \psi_2}}{\cos^2 \theta_1 - \left(\frac{\cos \psi_1}{\cos \psi_2} \right)^2 \sin^2 \theta_1} \cdot \frac{d\theta_1}{dt} \\ &= \frac{\frac{\cos \psi_1}{\cos \psi_2}}{1 - \left\{ 1 - \left(\frac{\cos \psi_1}{\cos \psi_2} \right)^2 \right\} \sin^2 \theta_1} \cdot \omega_1 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \alpha_2 &= \frac{d\omega_2}{dt} \\ &= \frac{\frac{\cos \psi_1}{\cos \psi_2} \left\{ 1 - \left(\frac{\cos \psi_1}{\cos \psi_2} \right)^2 \right\} \sin 2\theta_1}{\left[1 - \left\{ 1 - \left(\frac{\cos \psi_1}{\cos \psi_2} \right)^2 \right\} \sin^2 \theta_1 \right]^2} \cdot \omega_1^2 \end{aligned} \quad (2)$$

$$+ \frac{\frac{\cos \psi_1}{\cos \psi_2}}{1 - \left| 1 - \left(\frac{\cos \psi_1}{\cos \psi_2} \right)^2 \right| \sin^2 \theta_1} \cdot \frac{d^2 \theta_1}{dt^2} \quad (5)$$

ここに、 ω_1 、 ω_2 ：それぞれ原動軸および従動軸の回転速度、 α_2 ：従動軸の回転角加速度。
PTO 軸の回転速度は、問題となる耕うん部上昇時には無負荷となるので、ほとんど変動しないとみてよい。したがって、(5)式の右辺第二項において

$$\frac{d^2 \theta_1}{dt^2} \cong 0$$

となり、第二項は無視できる。また、

$$\Psi = \frac{\cos \psi_1}{\cos \psi_2}$$

とおくことにより、(1)および(2)式は次のようになる。

$$\omega_2 = \frac{\Psi}{1 - (1 - \Psi^2) \sin^2 \theta_1} \cdot \omega_1 \quad (6)$$

$$\alpha_2 = \frac{\Psi(1 - \Psi^2) \sin 2\theta_1}{\left| 1 - (1 - \Psi^2) \sin^2 \theta_1 \right|^2} \cdot \omega_1^2 \quad (7)$$

(6)、(7)式は、従動軸の速度および加速度が原動軸および従動軸の折れ角のそれぞれの余弦の比 Ψ の関数として表されることを示すものである。以下この Ψ を余弦比と称することにする。

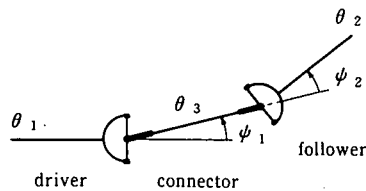


Fig. 2. Schematic diagram of driving shaft.

一般の機械では、 $\Psi = 1$ または $\Psi \cong 1$ の状態で使用されるが、ロータリ耕トラクタの場合、作業中 PTO を回転させながら耕うん部を昇降させるので、耕うん部の持ち上げ高さとともに Ψ は変化する。 Ψ が 1 から離れるほど、 ω_2 および、 α_2 は、 ω_1 が一定とすれば、 θ_1 の変化に従って大きく変動する。特に、従動軸角加速度 α_2 は原動軸 1 回転につき 2 回の周期で変動する。この加速度の極値が大きくなると、耕うん部を励振し、異常振動を生じることがある²⁾。

このため、耕うん部昇降可動範囲において、 Ψ ができ得る限り 1 に近い値を取るように、駆動系を含む三点リンク系の寸法を決定する必要がある。

2. 三点リンクと耕うん部駆動系の関係 近年、日本で普及しているロータリ耕うん部用和式三点リンク・耕うん部駆動系を略図で示せば Fig. 3 のようになる。

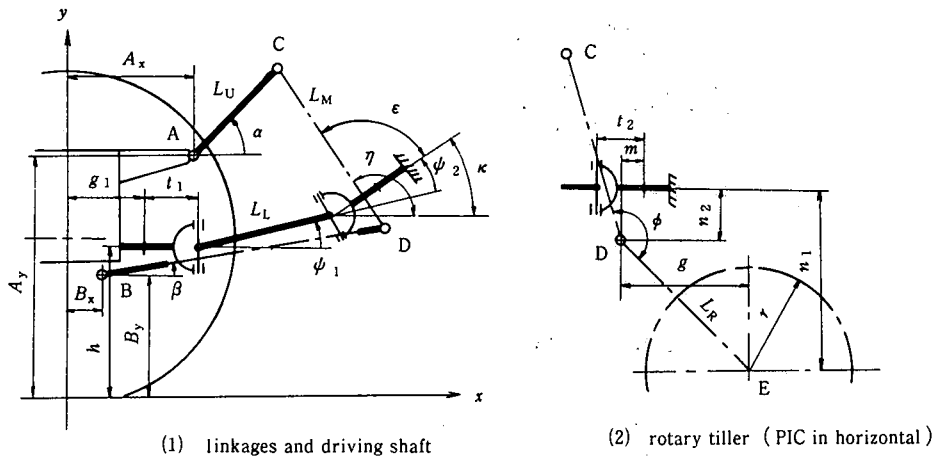


Fig. 3. Dimensions of linkage system and rotary tiller.

トラクタは、ロータリ耕うん幅が後輪幅よりも広く、水平未耕地を走行しながら耕うんする通常の状態について考えることとする。

つまり、トラクタ本体と耕うん部は、相対的な左右の横振れはないものとする。したがって、系は進行方向垂直平面における二次元投影寸法のみ取り扱えばよい。

用いる記号はつぎの通りである。

A_x, A_y : 後車軸中心直下の接地点を原点とする上部リンク取付け点の座標

B_x, B_y : 同様に下部リンク取付け点の座標

L_U, L_L : それぞれ上部リンクおよび下部リンク取付け点からヒッチ点までの長さ

L_M : 上部リンクヒッチ点から下部リンク左右ヒッチ点間中心までの距離

L_R : 下部リンクヒッチ点と耕うん軸中心を結ぶ直線の長さ

ϕ : L_M と L_R のなす角度 (マスト角)

r : 耕うん刃先端回転円半径

H : 耕うん刃先端回転円の地上高

α, β : それぞれ上部リンクおよび下部リンクの水平からの傾き角

κ : ドライブシャフト従動軸の水平からの傾き角

ψ_1, ψ_2 : それぞれドライブシャフトの原動軸および従動軸の折れ角

g : PIC 軸(耕うん部入力軸)水平時の下部リンクヒッチ点から耕うん軸中心までの水平距離

m : 同様に、下部リンクヒッチ点からドライブシャフト従動軸ロックピンまでの水平距離

n_1, n_2 : 同様に、それぞれ耕うん軸中心および下部リンクヒッチ点から PIC 軸までの垂直距離

g_1 : 原点からドライブシャフト原動軸ロックピンまでの水平距離

h : PTO 軸の高さ

t_1, t_2 : それぞれ原動軸および従動軸の十字軸中心からそれぞれのロックピンまでの距離

ドライブシャフト従動軸の水平に対する傾き角は、Fig. 3 よりマスト CD の水平に対する傾き角 η と PIC 軸となす角 ϵ から与えられる。

$$\eta = \tan^{-1} \frac{A_y - B_y + L_U \sin \alpha - L_L \sin \beta}{A_x - B_x + L_U \cos \alpha - L_L \cos \beta} + \pi \quad (8)$$

$$\epsilon = \phi - \tan^{-1} \frac{n_1 - n_2}{g}$$

$$\kappa = \eta - \epsilon$$

であるから,

$$\kappa = \tan^{-1} \frac{n_1 - n_2}{g} + \tan^{-1} \frac{A_y - B_y + L_U \sin \alpha - L_L \sin \beta}{A_x - B_x + L_U \cos \alpha - L_L \cos \beta} - \phi + \pi \quad (9)$$

ドライブシャフトの原動, 従動両十字軸中心の座標をそれぞれ

$$(S_{1x}, S_{1y}), (S_{2x}, S_{2y})$$

とすると, Fig. 4 より,

$$S_{1x} = g_1 + t_1$$

$$S_{1y} = h$$

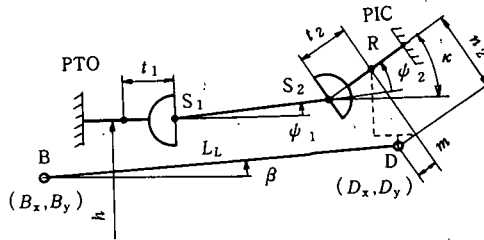


Fig. 4. Schematic diagram of driving shaft and lower link.

また, 下部リンクヒッチ点の座標を (D_x, D_y) とすると,

$$D_x = B_x + L_L \cos \beta$$

$$D_y = B_y + L_L \sin \beta$$

Fig. 4 において, 従動軸ロックピン位置 R の座標 (R_x, R_y) は,

$$R_x = D_x - (n_2 \sin \kappa - m \cos \kappa)$$

$$R_y = D_y + (n_2 \cos \kappa + m \sin \kappa)$$

であるから,

$$\begin{aligned} S_{2x} &= R_x - t_2 \cos \kappa \\ &= B_x + L_L \cos \beta - n_2 \sin \kappa + m \cos \kappa - t_2 \cos \kappa \\ S_{2y} &= R_y - t_2 \sin \kappa \\ &= B_y + L_L \sin \beta + n_2 \cos \kappa + m \sin \kappa - t_2 \sin \kappa \end{aligned}$$

したがって、原動軸の折れ角は,

$$\psi_1 = \tan^{-1} \frac{S_{2y} - S_{1y}}{S_{2x} - S_{1x}}$$

より、次のように表される。

$$\psi_1 = \tan^{-1} \frac{B_y + L_L \sin \beta + (m - t_2) \sin \kappa + n_2 \cos \kappa - h}{B_x + L_L \cos \beta + (m - t_2) \cos \kappa - n_2 \sin \kappa - g_1 - l_1} \quad (10)$$

また、従動軸の折れ角は,

$$\kappa = \psi_1 + \psi_2$$

であるから,

$$\psi_2 = \kappa - \psi_1 \quad (11)$$

ドライブシャフトの折れ角 ψ_1 , ψ_2 は, (9), (10), (11) 式のように, 上部リンクおよび下部リンクの傾き角 α , β の関数として表されるが, α , β は互いに独立ではなく, 次のような関係にある。

Fig. 5 において,

$$\begin{aligned} L_M^2 &= \{B_x + L_L \cos \beta - (A_x + L_U \cos \alpha)\}^2 \\ &\quad + \{A_y + L_U \sin \alpha - (B_y + L_L \sin \beta)\}^2 \\ &= (A_x - B_x - L_L \cos \beta)^2 + (A_y - B_y - L_L \sin \beta)^2 + L_U^2 \\ &\quad + 2 L_U (A_x - B_x - L_L \cos \beta) \cos \alpha + 2 L_U (A_y - B_y - L_L \sin \beta) \sin \alpha \end{aligned}$$

なる関係がある。

$$X = A_x - B_x - L_L \cos \beta$$

$$Y = A_y - B_y - L_L \sin \beta$$

と置くことにより, 上式は三角法の公式より,

$$L_M^2 = L_U^2 + X^2 + Y^2 + 2 L_U (Y \sin \alpha + X \cos \alpha)$$

$$= L_U^2 + X^2 + Y^2 + 2 L_U \sqrt{X^2 + Y^2} \sin(\alpha + \tan^{-1} X / Y)$$

$$\begin{aligned} \therefore \alpha &= \sin^{-1} \frac{L_M^2 - L_U^2 - X^2 - Y^2}{2 L_U \sqrt{X^2 + Y^2}} - \tan^{-1} \frac{X}{Y} \\ &= \sin^{-1} \frac{L_M^2 - L_U^2 - X^2 - Y^2}{2 L_U \sqrt{X^2 + Y^2}} - \sin^{-1} \frac{X}{\sqrt{X^2 + Y^2}} \end{aligned}$$

すなわち,

$$\begin{aligned} \alpha &= \sin^{-1} \frac{L_M^2 - L_U^2 - (A_x - B_x - L_L \cos \beta) - (A_y - B_y - L_L \sin \beta)^2}{2 L_U \sqrt{(A_x - B_x - L_L \cos \beta)^2 + (A_y - B_y - L_L \sin \beta)^2}} \\ &\quad - \sin^{-1} \frac{A_x - B_x - L_L \cos \beta}{\sqrt{(A_x - B_x - L_L \cos \beta)^2 + (A_y - B_y - L_L \sin \beta)^2}} \end{aligned} \quad (12)$$

したがって、 ψ_1 、 ψ_2 は α または β を与えることにより得られるが、耕うん部の地上高から求める方が合理的である。

耕うん刃先端の地上高と上下両リンクの傾き角の関係は、次のように求められる。

Fig. 5 より、耕うん刃先端の地上高は、

$$H = B_y + L_L \sin \beta - r - L_R \sin \delta$$

である。

$$\phi = \gamma + \delta + \pi / 2$$

$$\begin{aligned} \gamma &= \sin^{-1} \frac{B_x + L_L \cos \beta - (A_x + L_U \cos \alpha)}{L_M} \\ &= \cos^{-1} \frac{A_y + L_U \sin \alpha - (B_y + L_U \sin \beta)}{L_M} \end{aligned}$$

であるから、

$$\begin{aligned} H &= B_y + L_L \sin \beta - r - L_R \sin(\phi - \gamma - \pi / 2) \\ &= B_y + L_L \sin \beta - r + L_R (\sin \phi \cos \gamma + \cos \phi \sin \gamma) \end{aligned}$$

故に、耕うん刃先端の地上高と上下両リンクの傾き角の関係は、

$$(7)$$

$$H = B_y + L_L \sin \beta - r + \frac{L_R}{L_M} \{ (B_x + L_L \cos \beta - A_x - L_U \cos \alpha) \sin \phi + (A_y + L_U \sin \alpha - B_y - L_L \sin \beta) \cos \phi \} \quad (13)$$

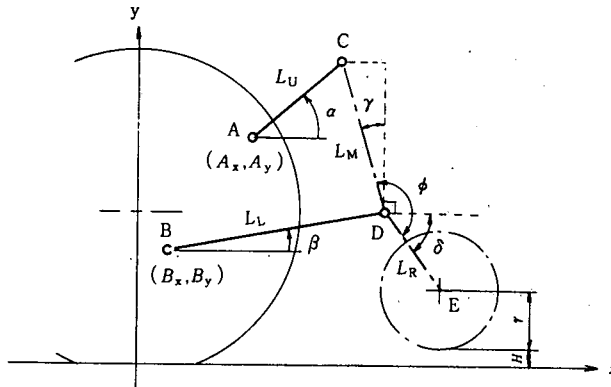


Fig. 5. Schematic diagram of linkages and rotary blades tip circle.

で表される。

以上によって、耕うん刃先端の地上高または耕深（負符号）を与えることにより、ドライブシャフトの両軸の折れ角が求められる。

三点リンク・耕うん部駆動機構の総合

ロータリ耕うん部駆動機構は、少なくとも次の3条件を満たす必要がある⁴⁾。

- (1) 耕うん刃先端最低部の地上高は450mm以上であること。
- (2) 耕うん作業中における耕うん軸は可能な限り等速回転すること。
- (3) 耕うん部昇降中の無負荷回転時に異常振動や打音のないこと。

である。

これらの条件のうち、(2)、(3)はドライブシャフトの回転特性に支配される条件であり、特に、(3)は耕うん深度から最上昇位置までに関与するものである。

三点リンク・耕うん部駆動系において、上記条件を満足させるには、前述のドライブシャフトの余弦比が耕うん刃先端位置の高低に関係なく、 $\Psi = 1$ であることが理想であるが、平行リンク以外には実現不可能である。したがって、可能な限り Ψ を1に近づけるように、三点リンク・耕うん部駆動系の機構定数を決定することでこれを満足させる必要がある。

そこで、機構定数の内変数として取り扱うことのできるものを選定し、設計変数として、 Ψ ができ得る限り1に近くなるような、いい換えれば、 $|1 - \Psi|$ が最小になるような解を求める。

実験の結果、 Ψ 値の安全範囲は0.96~1.04であり、 $|1 - \Psi|$ では0.04以下と求められているので、これを満足するような解を求めればよい²⁾。

これは、 $|1 - \Psi|$ を目的関数とする最適化問題となる。

三点リンク・耕うん部駆動系の設計変数

三点リンク・ロータリ耕うん部駆動系において、三点リンクヒッチ空間に関する主要設計諸元項目は40項目に達する¹⁾。

この内、三点リンク、ドライブシャフトおよび耕うん部の昇降運動を直接支配する要素は、Fig. 3における記号で示せば、 $A_x, A_y, B_x, B_y, L_U, L_L, L_M, \phi, m, n_1, n_2, g, g_1, h, t_1, t_2$ の16要素である。

下部リンクおよびPTO軸に関する要素として、 B_x, B_y, L_L, g_1, h は規格または規格参考値によって制限が加えられている。これらの寸法を自由に取ると、耕うん部がトラクタ本体に対し極端に離れたり、接近しすぎたりすることもあり得るので、設計変数としては不適當である。

ドライブシャフトの寸法 t_1, t_2 は、構造機能および強度上の制限がある。また、耕うん部の n_1 は、耕うん刃先端回転円半径と耕うん部入力軸位置との関係から耕うん軸伝動部の構造に影響するので、自由に取り得る寸法ではなく、 n_2 も下部リンクヒッチ点との関係から規制される。 g は、下部リンクヒッチ点と耕うん軸の水平位置を規制するもので、小さいほど耕うん部の全長は短くなる。

以上から、寸法的に比較的自由度の高い $A_x, A_y, L_U, L_M, \phi, m$ の6要素が設計変数として適當と思われる。

最適化計算法

三点リンク系の総合 (synthesis) は、前述の目的関数を最小化することによって得られる。この目的関数は超越関数からなるので、最小化には非線形最適化法を適用する。しかし、解析的手法は利用が困難なので、数値計算による方法を用いることにする。

非線形最適化計算法としては、従来から数多くの方法が研究されており^{5) 6)}、どれが最適の方法であるかの判定は困難である。最も簡単な方法は、いわゆる格子探索法であるが、変数の多い場合、膨大な計算量となるので、パーソナルコンピュータには不向きであろう。水文統計の分野でよく利用されている方法に、Powellの共役方向法やDavidson-Fletcher-Powell法がある⁷⁾。

Powellの共役方向法は、目的関数を最小化する過程で、その応答面の共役方向の探索によって、極めて能率的な計算ができるものである⁵⁾。

本報では、このPowellの共役方向法を利用して、設計変数の最適化計算を行うことにする。

1. 目的関数 この計算の目的は、耕うん部昇降可動範囲における各点の $|1 - \Psi|$ が、でき得る限り小さくなるような設計変数の値を決めることにある。しかし、全範囲の $|1 - \Psi|$ が厳密に最小になるようにするのは不可能に近い。ここで、 Ψ は前述のドライブシャフト折れ角の余弦比である。

そこで、それぞれの点の $|1 - \Psi|$ の和または平均値が最小になるようにする。

すなわち、目的関数 f は、任意の点の Ψ を Ψ_i 、点の数を n とすれば、

$$f = \sum_{i=1}^n |1 - \Psi_i| \quad (14)$$

または

$$f = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |1 - \Psi_i| \quad (15)$$

である。

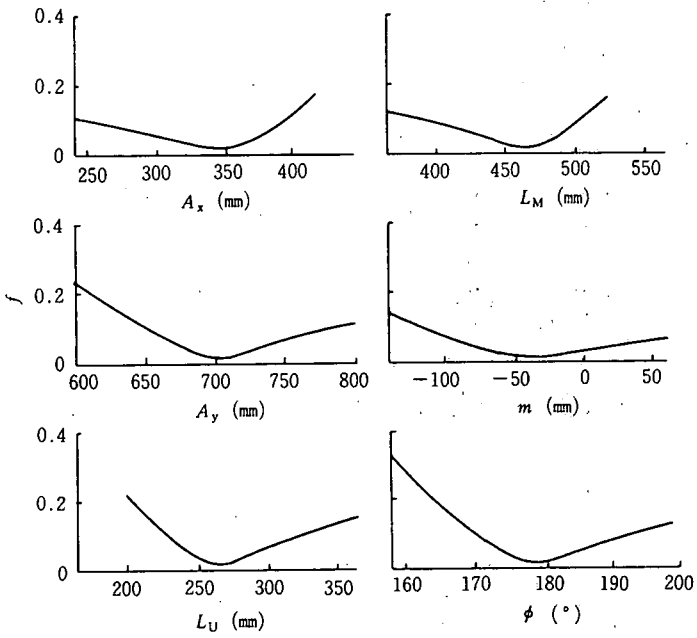


Fig. 6. Relation between design variables and objective functions.

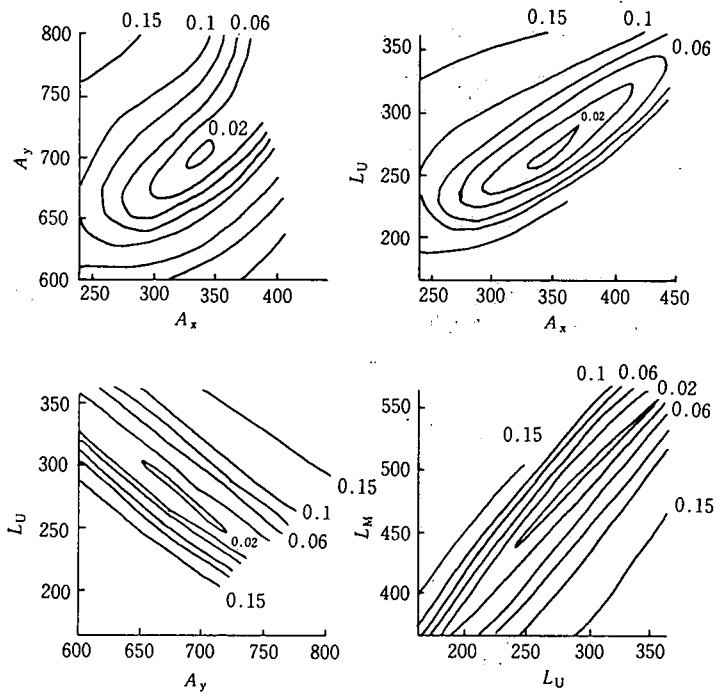


Fig. 7. Contour diagram of objective function.

ここでは、目的関数として(14)式を採用した。

目的関数は、設計変数の関数として取り扱われるが、その特徴の例を Fig. 6 および Fig. 7 に示す。

1 変数単独の変化では、Fig. 6 のように、上部リンク取付け点高さ A_y および上部リンクの長さ L_U の影響がかなり大きい。マスト角 ϕ の影響もかなり大きいですが、 $170 \sim 190^\circ$ ではそれほど大きくない。

2 変数による場合も、Fig. 7 に示すように、やはり A_y または L_U との組み合わせが、目的関数 f の変化の大きいことを示している。

2. 制約条件 上部リンク取付け点の位置が低い場合、耕うん部の最大上昇位置またはその途中で、ドライブシャフトが上部リンク取付け点に接触することがある。PTO 軸の位置は変更できないので、上部リンク取付け点の高さに下限を設ける必要がある。すなわち、上部リンク取付け点の高さに制約が加わる。

この高さの下限は、大体において14.7kW (20 P S) 級以下のトラクタで650mm, 25.7kW (35 P S) 級以下のトラクタでは700mmが目安となる。

また、計算の途中で設計変数の値を変化させるが、その値によってはリンク系を構成できない組み合わせも生じる。この場合、リンク傾き角の解が得られないので、計算は中断することになるが、ペナルティ関数の導入でこれを回避することができる⁸⁾。ペナルティ関数は、制約条件を満たさない点において大きな値を与える。

すなわち、ペナルティ関数は次のようになる。

(1) 上部リンク取付け点の制約により

上部リンク取付け点最低地上高を A_L mm とすれば、

$$A_y \geq A_L \text{ のとき } f_{p1} = 0$$

$$A_y < A_L \text{ のとき } f_{p1} = (A_L - A_y)^2 \times 10^{-2}$$

(2) リンク傾き角の解の有無による

$$\text{解があるとき } f_{p2} = 0$$

$$\text{解がないとき } f_{p2} = 5$$

したがって、前述の制約を考慮した目的関数は次のように表される。

$$f = \sum_{i=1}^n |1 - \Psi_i| + f_{p1} + f_{p2} \quad (16)$$

3. 計算手順 Fig. 8 に示すように、次の手順で行う。

(1) 入力

1) 最大上昇高および標準耕深の読み込み 標準耕深を最大耕深としてもよい。

2) 設計変数初期値の読み込み

3) リンク傾き角の計算 最大上昇高に対する上, 下リンク傾き角を, (12), (13) 式から secant 法によって求める。これは、初期値があまり極端な値であると、以後の計算の収束が悪くなるので、上, 下リンク傾き角の存在の有無から、初期値がリンク系を構成できるかどうかによって、その妥当性を判定する。

もし、リンク傾き角の解が得られなければ、再度値を変えて入力し直す。

(2) 目的関数の最小化

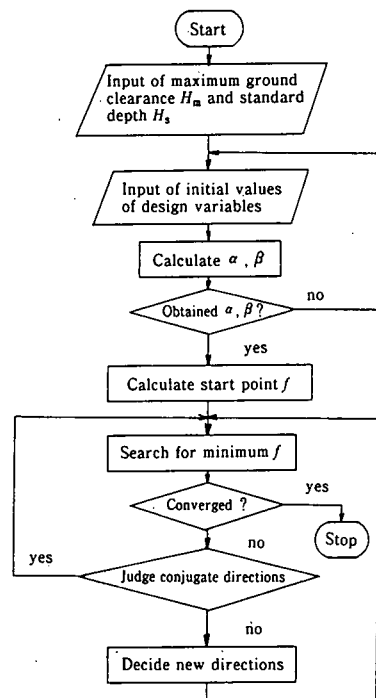


Fig. 8. Flow chart for calculation.

- 1) 目的関数の計算, 予め, 標準耕深 (または最大耕深) H_s から耕うん刃先端最上昇位置 H_m まで等間隔に n 点を取り, 各点の H_i を求めておく。
- ① H_i に対する上, 下リンクの傾き角 α, β を (12), (13) 式から求める。
- ② (7) 式から κ を計算する。
- ③ (10), (11) 式から ψ_1, ψ_2 を計算する。
- ④ $\Psi_i = \psi_1 / \psi_2$ より $|1 - \Psi_i|$ を計算する。
- ⑤ n 点の $|1 - \Psi_i|$ を, ①~④ の計算を繰り返して求め,

$$f = \sum_{i=1}^n |1 - \Psi_i|$$

を計算する。

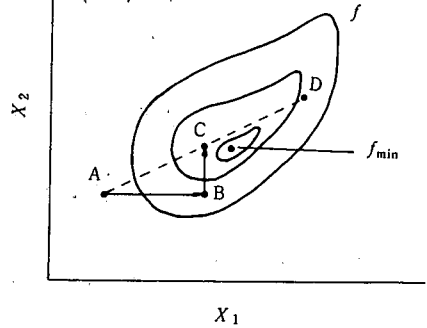


Fig. 9. Search of the minimum point.

- 2) 最小化計算 計算方法の原理および詳細は文献 9), 10), 11) にあるので, 概略を記す。

- ① 設計変数 m 個の内 1 個を取り出し変化させて, 目的関数 f が最小となるその変数の値を求める。次に, その変数はその値に固定し, 他の 1 個の変数について同様の計算を行う。順次この手続きを繰り返し, 全変数について f が最小となる変数の値を計算する。

f が最小となる変数の推定値は f に放物線を当てはめることによって求められる。

- ② Powell の共役方向基準⁹⁾ 2 変数を例にとれば, Fig. 9 のように, 出発点 A から x_1 方向の f の最小点 B を求め, 次に B を出発点として x_2 方向の最小点 C を求める。各点の f の値を f_A, f_B, f_C とし, C 点から AC 方向へ A 点と等距離の点 D を求め f_D とする。

$\Delta_1 = f_A - f_B, \Delta_2 = f_B - f_C$ において, Δ_1, Δ_2 の大きい方を Δ とする。

$$f_D \cong f_A \tag{a}$$

$$(f_A - 2f_C + f_D)(f_A - f_C - \Delta)^2 \cong \frac{1}{2} \Delta (f_A - f_D)^2 \tag{b}$$

(a) または (b) 式を満足すれば, C 点を出発点として, 再び x_1, x_2 方向の最小点の探索を繰り返す。

満足しない場合は, 点 D の方向に最小点が存在するいわゆる共役方向とみなされ, その方向の最小点をさがす。新方向が得られた場合, 次回はその方向を 1 つの方向に採用する。

- ③ 以上を繰り返すことによって, f の最小点を探索する。

収束の判定は, 前回の f の最小値との差が 10^{-5} 程度になったときとすれば十分である。

- 3) 設計変数の順序

目的関数の最小点は, 設計変数の順序にしたがって逐次方向を変えながら探索されるが, その順序によっては最小点に到達できない場合がある。

このため, 初期値の影響も考えて, 多数の計算を行った結果, 6 変数の場合次のような順序が適当であることが判った。すなわち, $L_U, A_x, L_M, A_y, \phi, m$ の順, または, $L_U, A_x, L_M, \phi, m, A_y$ の順である。

設計変数の順序を変えた場合の計算例を Table 1 に示す。目的関数の値は, 収束したとみなした値であり, 初期値, 設計変数の順序によって変わる。

Table 1. Results of calculation for various orders of design variables

Variable	A_x	A_y	L_U	L_M	ϕ	m	f
Initial value	200	700	300	450	180	-50	0.6346
Order of design variables	1	2	3	4	5	6	0.10974
	1	4	2	3	5	6	0.10974
	1	4	3	2	5	6	0.2221
	2	4	1	3	5	6	0.05476
	2	4	3	1	5	6	0.08872
	3	4	1	2	5	6	0.15041
	3	4	2	1	5	6	0.11184
	2	6	1	3	4	5	0.0572

計算結果および考察

現存する出力12.5kW (17 P S) および17.7kW (24 P S) のトラクタ2機種について、標準装備のロータリ耕うん部との組み合わせで計算を行った。

設計変数は、前述の A_x , A_y , L_U , L_M , ϕ , m の6変数としてその最適値を求める。

目的関数 f における耕うん部昇降可動範囲の代表点は、耕深120mmから最上昇位置500mm (実機のそれとは異なる) まで、等間隔4点とした。制約条件は、耕うん部上昇時にドライブシャフトが上部リンク取付け点に接触しないように、 $A_y \geq 700$ mmとした。

供試2機種のヒッチ部および耕うん部主要諸元を Table 2 に示す。これらの機種は市販のものであり、ヒッチ部における使用上の問題はないが、計算例として用いた。計算には、設計変数を除く他の機構定数にその値を使用した。

Table 2. Dimensions of hitches and rotary tillers of applied tractors

Tractor	Model 1	Model 2
Power (kW)	12.5	17.7
A_x (mm)	355	358
A_y (mm)	718	682
B_x (mm)	75	7
B_y (mm)	416	440
L_U (mm)	205	226
L_L (mm)	625	736.5
L_M (mm)	413	369
L_R (mm)	372	364.9
ϕ (°)	180.359	190.717
m (mm)	- 54	-139.4
r (mm)	245	250
g (mm)	120	80
g_1 (mm)	178	114
n_1 (mm)	358	356
n_2 (mm)	5	0
t_1 (mm)	75	79
t_2 (mm)	75	79
h (mm)	505	476

1. Model 1 初期値を変え計算した結果を Table 3 に示す。

初期値によって設計変数の解が変わるが、これは目的関数の応答面が、Fig. 7 に示すように複雑であり、また、極小点が存在することによると思われる。したがって、最適解は、これらのいわゆる局所解の中から選ぶことになる。

目的関数の平均値 $f/4$ は、3 例とも 0.04 以下であり、前述の $|1 - \Psi|$ の限界値をかなり下回っている。

Table 3. Results of calculation for various initial values of design variables in Model 1 tractor

Variable	Ex. 1		Ex. 2		Ex. 3	
	initial	final	initial	final	initial	final
A_x (mm)	200	340.5	300	324.1	200	377.5
A_y (mm)	700	700.0	700	703.7	700	700.6
L_U (mm)	300	255.2	300	232.0	250	279.4
L_M (mm)	450	462.4	450	448.0	400	411.2
m (mm)	- 50	- 42.9	- 50	- 49.9	- 50	- 32.3
ϕ (°)	180	180.7	180	180.0	180	167.6
$f/4$	0.1586	0.0140	0.1201	0.0185	0.1917	0.0148

Ex. 1, Ex. 2 について、三点リンクおよびドライブシャフトの昇降運動の概念図を Fig. 10, Fig. 11 に示す。Ex. 1 は、上部リンクの長さおよびマストの長さが Ex. 2 よりやや長い。

図において、▲印は耕深120mmにおける仮想ヒッチ点位置を表す。耕うん時の仮想ヒッチ点位置は、後車軸近傍が望ましいことを既に報告したが¹²⁾、以下の例は全てこれを満足している。

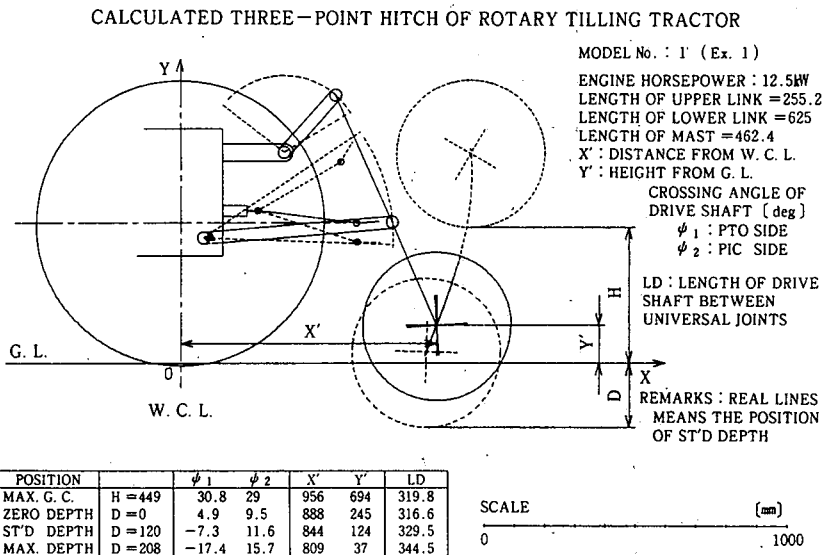


Fig.10. Schematic diagram of motion of calculated linkage system (Model 1 . Ex. 1).

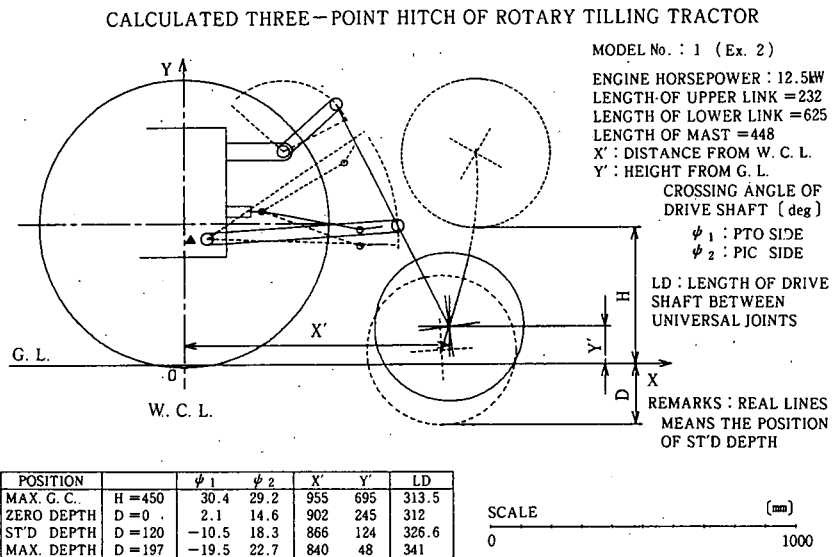


Fig.11. Schematic diagram of motion of calculated linkage system. (Model 1, Ex. 2)

耕うん部昇降可動範囲におけるドライブシャフトの折れ角 ψ_1 , ψ_2 およびその余弦比 Ψ , ドライブシャフト十字軸中心間の長さそれぞれの変化を Fig. 12, Fig. 13 に示す。設計変数は、単位 mm 未満は四捨五入した値を用いた。

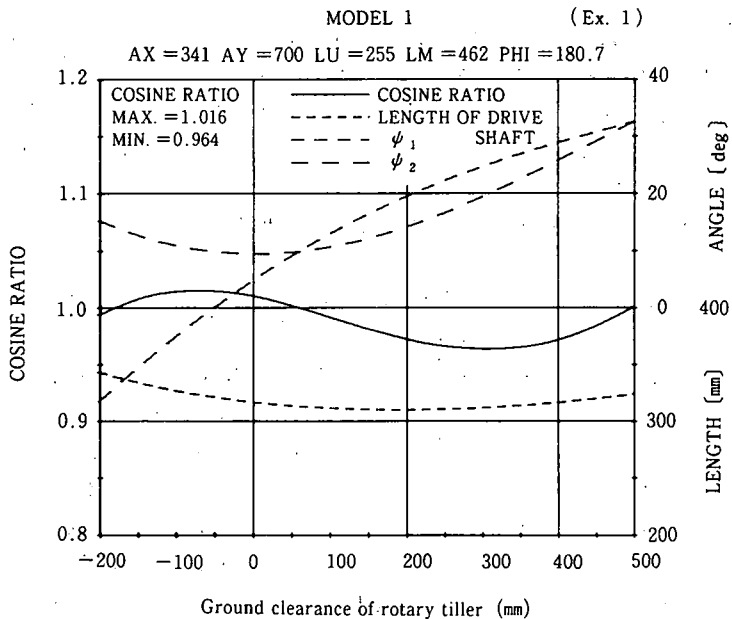


Fig.12. Relation between ground clearance of rotary tiller blades and Ψ , ψ_1 , ψ_2 and driving shaft length of calculated linkage system (Model 1, Ex.1).

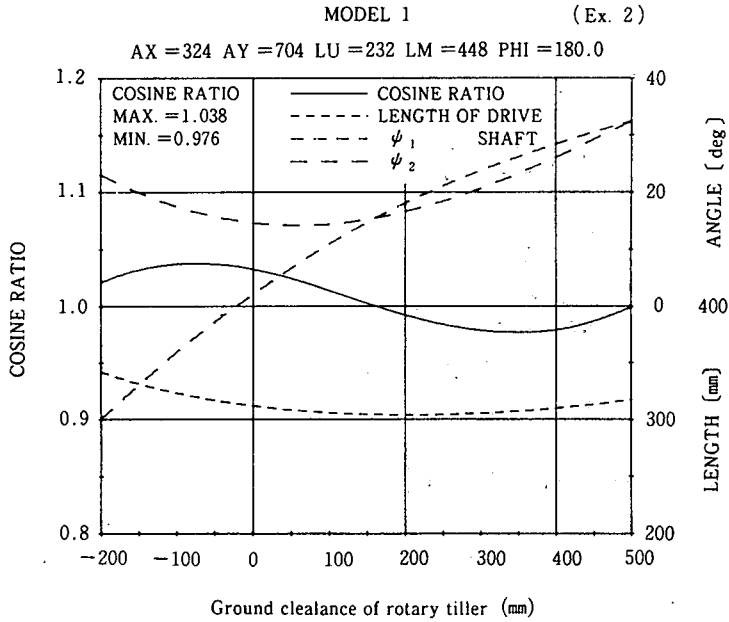


Fig.13. Relation between ground clearance of rotary tiller blades and ψ , ψ_1 , ψ_2 and driving shaft length of calculated linkage system (Model 1, Ex.2).

昇降範囲における Ψ 値は、Ex. 1では最大1.016、最小0.964、Ex. 2では最大1.038、最小0.976となり、いずれの場合も前述の $0.96 \leq \Psi \leq 1.04$ の安全範囲に収まっている。

3つの例のどれを選ぶかは、ヒッチ部の概念図および Ψ 値、ドライブシャフト長の変化から判断すればよい。一般には、Ex. 1、Ex. 2ともに大きな相違はないが、上部リンク寸法およびマスト部寸法の短いEx. 2を選ぶのが妥当であろう。

2. Model 2 Model 1同様、初期値を変えて計算した結果をTable 4に示す。

Table 4. Results of calculation for various initial values of design variables in Model 2 tractor

Variable	Ex. 1		Ex. 2		Ex. 3	
	initial	final	initial	final	initial	final
A_x (mm)	200	380.8	300	359.5	200	369.4
A_y (mm)	700	700.0	700	700.9	700	700.0
L_U (mm)	300	336.7	300	300.9	200	322.0
L_M (mm)	450	480.0	450	421.7	450	459.9
m (mm)	- 50	- 31.0	- 50	- 61.1	- 50	- 42.8
ϕ (°)	180	180.6	180	179.2	180	180.0
$f/4$	0.1282	0.0085	0.0407	0.0111	0.5070	0.0067

Model 2 は, Model 1 より出力が大きくサイズの大きいトラクタであるが, 耕うん部昇降可動範囲において, Ψ 値は前例よりいずれも小さい。上部リンクおよびマスト部の長さが最も長い Ex. 1 を除いて図示すると, Fig. 14, Fig. 15 のようになる。

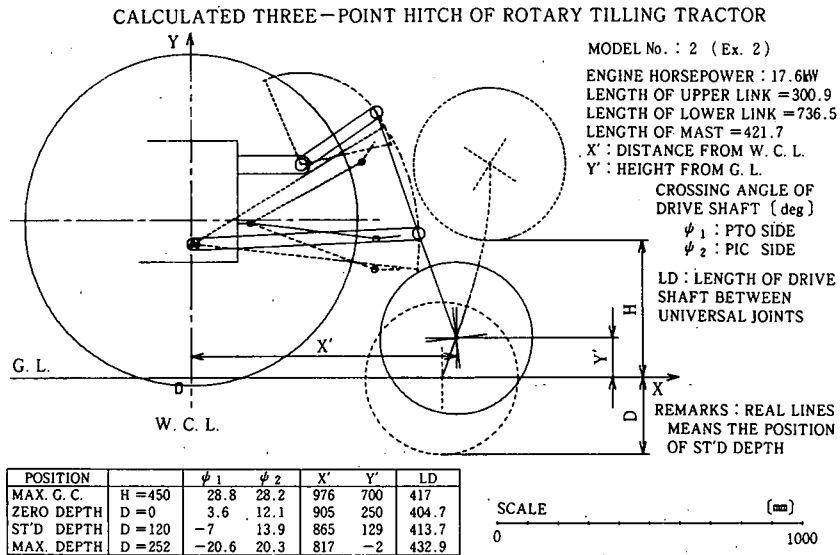


Fig.14. Schematic diagram of motion calculated linkage system (Model 2, Ex.2).

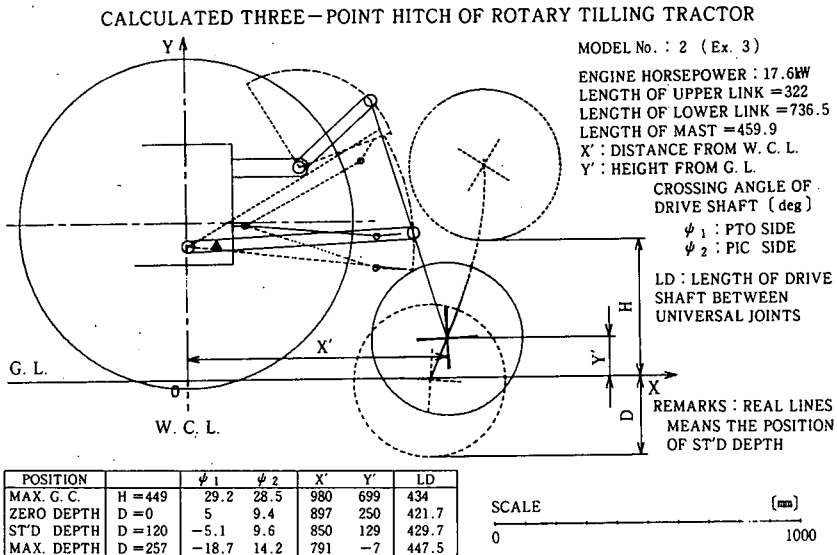


Fig.15. Schematic diagram of motion calculated linkage system (Model 2, Ex.3).

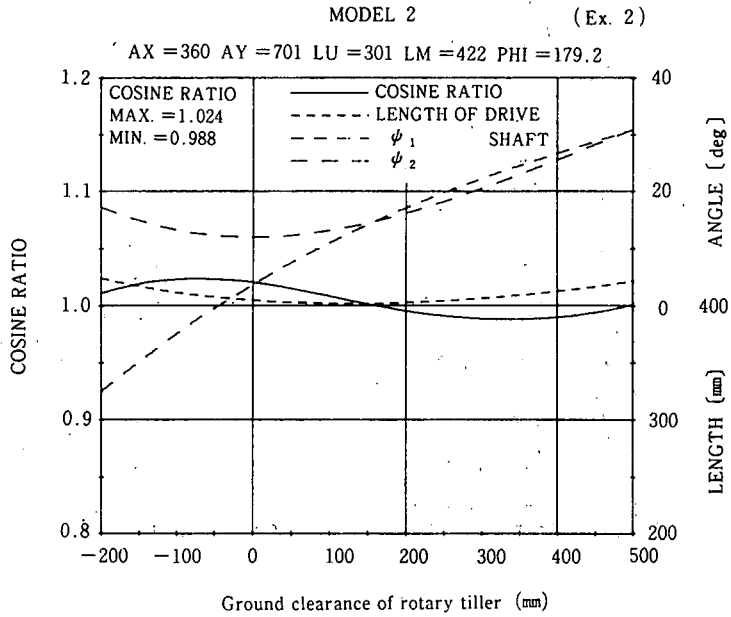


Fig.16. Relation between ground clearance of rotary tiller blades and ψ , ψ_1 , ψ_2 and driving shaft length of calculated linkage system (Model 2, Ex.2).

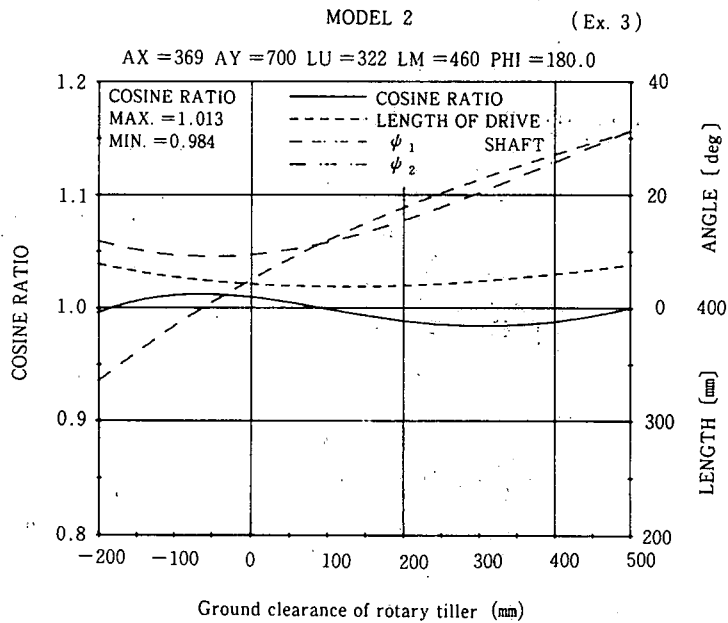


Fig.17. Relation between ground clearance of rotary tiller blades and ψ , ψ_1 , ψ_2 and driving shaft length of calculated linkage system (Model 2, Ex.3).

Ψ 値は、Fig. 16, Fig. 17に示すように、限界値の上限1.04, 下限0.96よりかなり1に近い値になっており、 $E_{x.2}$ では最大1.024, 最小0.988, $E_{x.3}$ では最大1.013, 最小0.984である。

耕うん部持ち上げ姿勢は、Fig. 14と Fig. 15を比較して判るように、ほとんど差はない。仮想ヒッチ点位置も前述の条件を満たしている。

したがって、Model 1 同様、 L_U 寸法および L_M 寸法の短い $E_{x.2}$ が好ましいと思われる。

結 語

ロータリ耕用三点リンク・耕うん部駆動系の機構学的総合の方法に、非線形最適化法の適用が可能なることを明らかにした。結果を要約すれば次の通りである。

- (1) 系の機構定数の決定において、規格や機能、強度の制約の少ない寸法自由度の比較的大きい寸法要素を設計変数として採用した。すなわち、上部リンク取付け点位置 A_x, A_y , 上部リンクの長さ L_U マスト部の長さ L_M , 下部リンクヒッチ点からドライブシャフト従動軸ロックピンまでの水平距離 m , マスト角 ϕ である。
- (2) 最適化目的関数は、 $\sum |1 - \Psi|$ が適当である。
- (3) 計算法は、Powellの共役方向法が適当である。
- (4) 設計変数の計算順序は、 $L_U, A_x, L_M, A_y, \phi, m$ の順が適当である。
- (5) 計算結果は、一般に局所解が得られるので、機構定数は初期値を変えて得られた解の中から選択する。
- (6) 得られる Ψ 値は、耕うん部昇降可動範囲において許容値内に収まる。
- (7) 耕うん時の仮想ヒッチ点位置は、一般に満足すべき位置に得られる。

終わりに、有意義な討論をいただいた九州大学農学部坂井純教授に深く感謝いたします。

また、計算に助言いただいた本学農業工学科松田誠祐助教授並びに研究に協力いただいた九州大学農学研究科昭和56年修士課程修了市来秀之氏、同農業工学科同年卒業南龍一氏および山口順一氏に深謝いたします。

参 考 文 献

- 1) 坂井純・池見隆男・唐沢宏, ロータリ耕用3点リンクに関する基礎研究(第1報). 農機誌, 46(4), 489-494 (1985)
- 2) 坂井純・池見隆男・市来秀之, ロータリ耕用3点リンクに関する基礎研究(第2報). 農機誌, 48(2), 211-218 (1986)
- 3) 稲田重男・窪田雅男・林則行・北郷薫, 機構学, P.121, 朝倉書店, 東京 (1967)
- 4) 坂井純, 和式(ロータリ耕用)3点リンクの現状と問題点, 昭和59年度農機学会動力・作業機部会研究会資料, 18-28 (1984)
- 5) 今野浩・山下浩, 非線形計画法, 日科技連, 東京 (1982)
- 6) 福島雅夫, 非線形最適化の理論, 産業図書, 東京 (1980)
- 7) 角屋陸・永井明博, 流出解析手法(その11). 農土誌, 48(1), 65-70 (1980)
- 8) 西川禎一, 三宮信夫・茨木俊秀, 最適化, P.76, 岩波書店, 東京 (1982)
- 9) Powell, M. J. D., An efficient method for finding the minimum of a function of several variables without calculating derivatives. *Computer Journal*, 7, 155-162 (1964)
- 10) 角屋陸・永井明博, 流出解析手法(その12). 農土誌, 48(2), 51-59 (1980)

- 11) 小林慎太郎・丸山利輔, Powell の共役方向法によるタンクモデル定数の探索. 農土論集, 65, 42-47 (1976)
- 12) 池見隆男, ロータリ耕用三点リンクに関する基礎研究. 高知大学研報告, 34, 29-39 (1986)

(昭和61年7月21日受理)

(昭和61年12月27日発行)