

装軌車両の旋回時の運動に関する考察

伊 藤 信 孝

Discussion on The Tracked Vehicle under Steering Motion

Nobutaka Iro

I. 緒 言

走行路面を選ばないという利点から履帯を走行部に有する車両は特に建設機械、農業機械、林業機械に多く見られるが

- (1) 一般公道を走れない構造のものが多い。
- (2) 重量が大きく運搬が困難なうえに走行速度が遅い。
- (3) 管理作業に不適である。

などの理由から農業機械としては今一つ普及が伸びない状況にある。

農業機械ではコンバイン、運搬車に装軌式走行部を有するものが多く、コンバインに至っては100%が履帯装備といって過言でない。しかしながら農業機械であることから次の点で建設機械や林業機械とは異った配慮が必要である。すなわち

- (1) 圃場表土を乱さないこと。
- (2) 旋回運動にともなう走行部の沈下、はまり込みがないこと。
- (3) 旋回動作がスムーズに行われること。すなわち旋回時間の短縮に加えて旋回抵抗を減少させる工夫が配慮されねばならない。
- (4) 直進性に秀れていること。
- (5) 重量が小さいこと。
- (6) さらにトラクタ等ではけん引性能が良いこと。
- (7) 安価であること。

などがその考慮すべき項目と考えられる。

著者はコンバインの基本的機能と形態に関して上部旋回方式が良いことを提案した^{1)~3)}。上部旋回方式が自動化、省エネルギー、安全性の面から、さらには保守(maintenance)、管理(serviceability)の面からも秀れていることは別報^{4)~5)}にても指摘した。本報では上部旋回方式

とは異なる従来の装軌式走行部について既述の考慮すべき項目を満たすための具体的な工夫、機構について若干の例を紹介しつつ報告する。

装軌式車両の走行性、旋回理論に関する研究は北野^{6)~7)}、林⁸⁾らの研究にみられ、コンバインの走行部についての考察も江崎^{9),9)}、坂井¹⁰⁾らの研究にみられる。しかしながら、これらの報告は既存の装軌型走行部に新なる機構を施したりすることなく車両に関する要素(重心、車重等)や走行部の諸元(接地幅、接地長、軌間幅)を変化させたときの諸要素間の関係を誘導したものや、旋回理論を展開し実用的な旋回半径の予測等を行っているもの、および直進時のけん引性能、走行性能の向上について示唆を与えているものは多いが旋回時の旋回抵抗削減に具体的な方策を打ち出しているものは少ない。

したがってここでは車両の直進時の走行性は無論のこと、旋回時の旋回抵抗軽減に対する具体的な方法について詳述するものである。

またコンバインの収穫作業における所要総走行距離を算定し、そのうち直進走行距離、旋回のための走行距離、後進のための走行距離などについて計算し走行部の耐久性、実際面での履帯幅の決定などについて触れる。

II. 装軌車両の直進・旋回時の考察

1. 履帯直進時の推力

Fig. 1 に示すような駆動片側履帯について考える。図において微小部分を dA (斜線を施した部分) とするとこの dA に作用する推力 f_i は

$$f_i = p\mu_t dA \quad \dots (1)$$

で表わされる。ただし μ_t は土と履帯の粘着係数とし μ_t, p は接地部において全て一定とする。

(1)式は次のように表わされる。

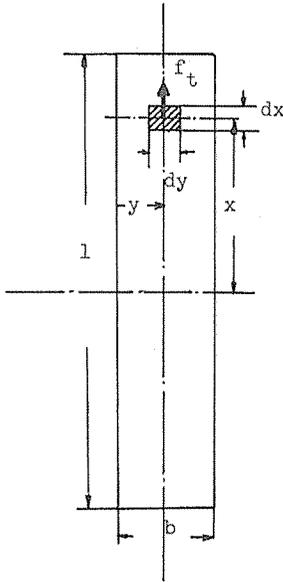


Fig. 1 推力の算定

Fig. 1. Estimation of the thrust force.

$$f_t = p\mu dx dy$$

接地部全体が発生する推力を F_t で表わすとそれは

$$F_t = \int_A p\mu_i dA = \int_0^{l/2} \int_{-l/2}^{l/2} p\mu_i dx dy \quad \dots (2)$$

上式において推力 F_t を増すには (1) 接地圧力, (2) 粘着係数, (3) 履帯幅, (4) 接地長のいずれかを増す必要がある。

2. 履帯の旋回抵抗モーメント

装軌車両が信地旋回運動を行うとき、外側履帯は駆動されるが内側履帯は制動される。いま内側履帯のみをとりだして考えることにする。

接地長 l , 接地幅 b の履帯の旋回抵抗モーメントは次のように求められる。斜線を旋した微小部分に作用する力 P は Fig. 2 より

$$P = \mu p b dx \quad \dots (3)$$

ただし μ : 履帯と土のまさつ係数

p : 接地圧力 (ここでは履帯のいたるところで一定とする)

したがって履帯を $\overline{oo'}$ 軸まわりに旋回させるに要するモーメントは次式となる。

$$M_t = 2 \int_0^{l/2} \mu b p x dx = \frac{1}{4} \mu p b l^2 \quad \dots (4)$$

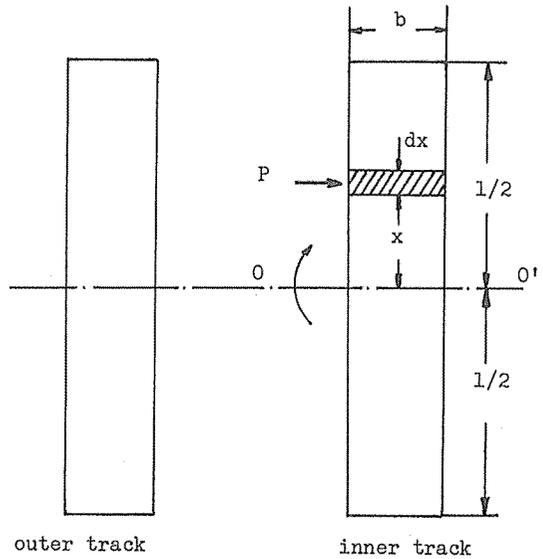


Fig. 2 操舵運動下の内側履帯に作用する抵抗

Fig. 2. Resistant force acting about inner track under steering motion (right turn for this case).

よって上式において $l \rightarrow 0, p \rightarrow 0, b \rightarrow 0$ のいずれかのとき $M_t \rightarrow 0$ となる。したがって接地長 l , 接地幅 b , 接地圧 p を小さくすることは旋回抵抗を減ずるに有利であることがわかる。また上式を書き変えると次のようになる。

$$M_t = \frac{1}{4} \mu L l \quad \dots (5)$$

ただし $L = \frac{W}{2}$

W : 車両総重量

結局車両総重量 W を小さくするか、接地長 l を小さくするのが良いことがわかる。しかし重量 W はある程度は減らせるものの、けん引作業時 (主として直進走行時) には必要なためあまり減じることができない。また接地面積 A を小さくすることも旋回に都合が良く、接地面積 A を点または線接触にした方が旋回には有利である。

3. 走行抵抗の算定

Bekker による 走行抵抗の算定式は土の締め固めに要する抵抗を礎にしており以下のように示される。

接地圧 p と沈下量 z の関係を次式で与える¹²⁾。

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_s \right) z^n = k_s z^n \quad \dots (6)$$

ただし $k_s = (k_c/b + k_s)$

車両が土の締め固め抵抗 R_c に打ち勝って、履帯の接地長 l の距離だけ進むに等しい仕事量は

わるから、

$$\left. \begin{aligned} R_i &= \frac{\varepsilon+1}{\varepsilon-1} \cdot \frac{B}{2} \\ R_o &= \frac{\varepsilon+1}{\varepsilon-1} \cdot \frac{B'}{2} \end{aligned} \right\} \dots(11)$$

ただし $B' = o_0 o_i$
 o_0 : 外側瞬間中心
 o_i : 内側 "

で(11)式の ε は縦すべりを考慮しない ε を用いる。

5. 旋回馬力と旋回時の走行部の検討¹⁴⁾

装軌車両の旋回によって消費される馬力は一般に次式で表わされる。(Fig. 6 参照)

$$N_0 = N'_0 + N''_0 \dots(12)$$

ただし N'_0 : 直進抵抗の克服に消費される馬力
 N''_0 : 旋回抵抗の克服に消費される馬力

$$N'_0 = \frac{1}{270\eta_m} (F_{c_o} v_o + F_{c_i} v_i) \dots(13)$$

$$N''_0 = \frac{2M_c}{270\eta_m} \left(\frac{v_o - v_i}{B} \right) \dots(14)$$

ただし F_{c_i}, F_{c_o} : 直進時走行抵抗
 F_i : 制動力
 F_o : 駆動力
 M_c : 旋回抵抗モーメント

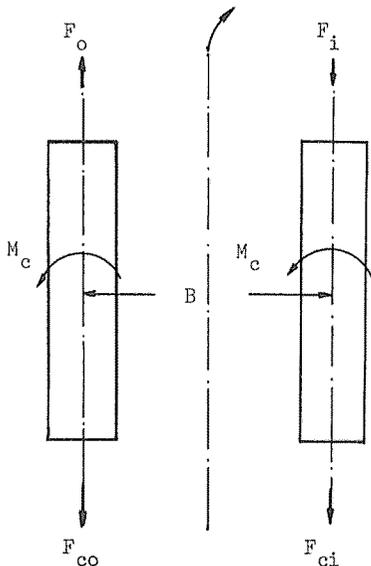


Fig. 6 操舵時の履帯に作用する力

Fig. 6. Forces acting about crawlers under steering.

遠心力を考慮しないと

$$\left. \begin{aligned} F_o &= F_{c_o} + \frac{2M_c}{B} \\ F_i &= -F_{c_i} + \frac{2M_c}{B} \end{aligned} \right\} \dots(15)$$

$$\therefore N_0 = \frac{1}{270\eta_m} (F_o v_o - F_i v_i) \dots(16)$$

信地旋回時では $v_i = 0$ より N_0 は最大になる。

信地旋回時の駆動力 F_o は Fig. 7 において

$$F_o = \frac{1}{B} (2F_o B + 2M_{i_o} + M_{b_o f} + M_{b_o r} + 2M_{t_i} + 2M_{b_i}) \dots(17)$$

ただし F_{i_o} : 外側履帯の縦方向の抵抗
 M_{i_o} : 外側履帯の旋回抵抗モーメント
 $M_{b_o f}$: 外側履帯前半分の排土抵抗モーメント
 $M_{b_o r}$: 外側履帯後半分の排土抵抗モーメント
 M_{t_i} : 内側履帯の前半分の排土抵抗モーメント
 M_{i_o} : 外側履帯の後半分の排土抵抗モーメント
 M_{b_i} : 内側履帯の排土抵抗モーメント

上式において軌間幅 B を増すと駆動力 F_o は小さく
 てすむことがわかる。すなわち軌間幅 B を増すことは

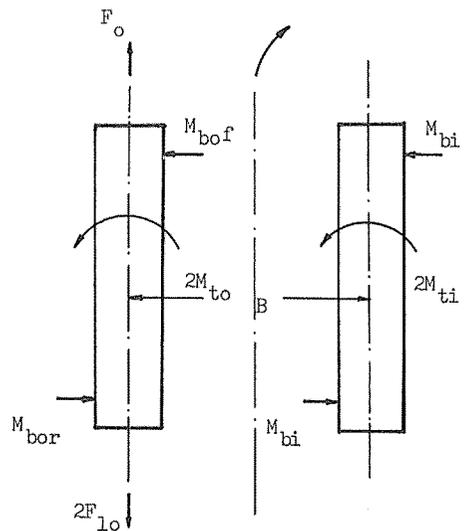


Fig. 7 操舵時の履帯に作用する力

Fig. 7. Forces acting about crawlers under steering.

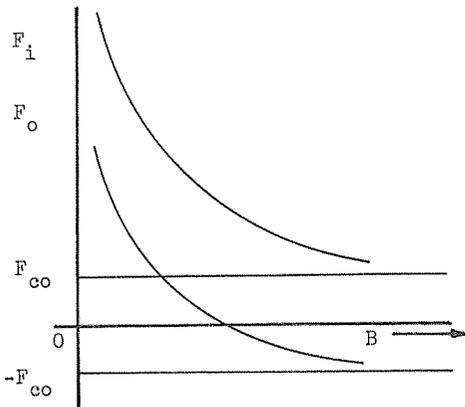


Fig. 8 車両の幅 (軌間) B の増加にもとづく F_i, F_o の変化

Fig. 8. Change of F_i and F_o due to the increase of the width B , of the vehicle.

旋回半径を増すことにもなり駆動力 F_o は小さくてもよいことになる。また (17) 式の関係を図示すると F_o, F_i は B の増加とともに漸減し最終的には F_{co} 。または $-F_{co}$ に収束する。(Fig. 8 参照)

従って F_o, F_i は軌間幅 B との間に反比例の関係にあり、 F_i, F_o は B の変化に対して双曲線的に変化することがわかる。 F_o は外側履帯の駆動力であり、スプロケットの半径 r_s を考慮すればスプロケットの駆動トルク T は

$$T = F_o r_s \quad \dots (18)$$

であり $T \propto F_o$ (T は F_o に比例する) である。

いま接地長 l を固定して軌間幅 B を変化させたときのスプロケット駆動軸トルク T の変化は、それを直線近似すると実験結果より概略次のような様相を呈す¹⁵⁾。(Fig. 9 参照)

この図より軌間幅 B を大きくすれば T は小さくなり、また接地長 l を小さくしても T を小さくすることができる。さらにシュー (Shoe) の幅 b は、旋回時には小さい方がよい。

一般に市販コンバイン等では $B/l = 0.6 \sim 0.8$ の付近にあるから、旋回時におけるトルクのみを考えると履帯幅 b は小さい程良く、また接地長 l も小さい程良い。

履帯幅 b を固定して l を小さくし、最終的に l を無限小にすれば履帯は点または線接触することになる。この場合は剛体輪など車輪の場合に相当し、車輪は履帯よりも旋回時には有利な走行装置といえる。従って旋回時

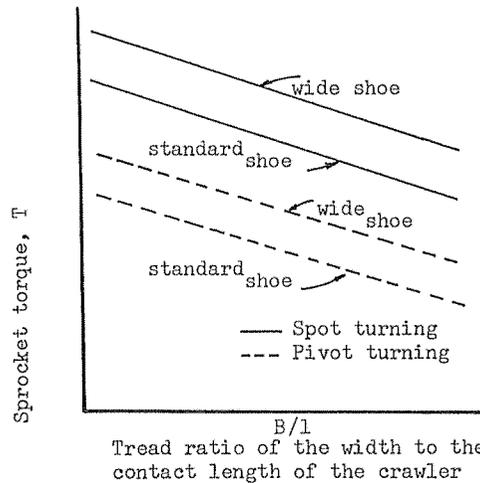


Fig. 9 スプロケットトルクと (軌間幅/接地長) 比の関係

Fig. 9. Relationship between sprocket torque and tread ratio of the width to the contact length of the crawler B/l .

には点または線接触の方が旋回のための抵抗が小さくてすむ。(Fig. 10 参照) しかし直進時には全重量の約1/2が1点もしくはわずかの接地部に集中することになるから沈下が大きくなり走行抵抗も大きくなって不都合である。したがって旋回抵抗を削減するためには旋回時に内側履帯をピボット支持してやると効果が大きい。実際にはすべりがあるため信地旋回の時車両の最小旋回半径 R_{min} は $R_{min} \approx B$ であるが、極力最小旋回半径で旋回させるためには内側履帯を1点でまたは微小接地面積で支持し外側履帯を駆動させるのが良い。しかしコンバインでは稲列条端での旋回動作でなく、直進での刈取走行が約85~95 (%) (圃場の形状により若干異なる。これについては後記する) であるから、この状態において適

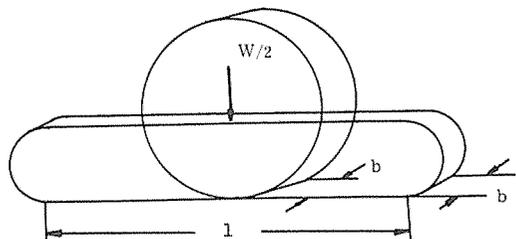


Fig. 10 接地長の変化による車輪と履帯

Fig. 10. Wheel and track depending on the change of the contact length.

切な履帯幅 b , および接地長 l が設定されねばならない。

直進時においては履帯幅 b を広くすることは締め固め抵抗 R_c を少なくするために効果的であることは(8)式より明白である。すなわち

$$R_c = \frac{1}{b(n+1)(k_c + bk_\phi)^{1/n}} \left(\frac{L}{2l} \right)^{\frac{n+1}{n}} \quad \dots(8)$$

において b を大にすると上式の分母は大となり R_c は小さくなる。もちろん b を拡げることにより車両重量も増すがその増分が著しくない場合は R_c の増加は少い。従って b を大きくし、接地面積を拡げて接地圧を低くすることは浮上性(floatation)を良くし、走行性を改善し、かつけん引性能も向上させることができる。

このことは湿地、超湿地、超々湿地ブルドーザ等における走行性向上対策において見られることである。

III. 直進走行時の履帯幅の検討

1. 走行能係数の概念とその導入¹⁶⁾

先に走行性向上の対策として接地面積を大にすることその1方法であることを述べた。しかし接地面積を増すには履帯幅および接地長を増すことになり結果的には走行部に重量増を強いることになる。しかしながらこの重量増に伴う走行抵抗の増加よりもこうした対策によって得られるけん引力の増加の方が大きいならば全体としては走行性を向上させたことになる。この考え方を走行能係数(Trafficability Index)として定義し、導入することによりけん引力と走行抵抗および走行装置の評価が可能である。以下走行能係数について述べる。

車両の走行抵抗は内部抵抗と外部抵抗からなり後者は走行装置の改良工夫によりかなり減ずることができるが前者はわずかながらも全くゼロにすることは出来ない。したがって結果的に走行抵抗はゼロにならない。また走行路面の状態によりこれは変化するから、従来のように走行抵抗の大小を論ずるのではなく、全体としてどの程度走行性が良くなったかという効率の概念を入れる必要がある。

車両の発生する推力は

$$H = F + R \quad \dots(19)$$

ただし H : 車両走行部の発生する推力

F : けん引力

R : 走行抵抗

であるからこれより効率 η を求めると

$$\eta = \frac{F}{H} = \frac{F}{F+R} = \frac{1}{1+R/F} = \frac{1}{1+\tau} \quad \dots(20)$$

ただし τ : 走行能係数 (R/F)

η : 効率 (ただし百分率表示ではない)

これより $\tau = R/F$ を小さくすることによって効率 η はよくなるのがわかる。したがって $R=0$ の走行部を装備するか、もしくは R に多少の増加を許しても F をはるかに大きくできる走行部を装備することが走行性改善になる。要は伝達効率を上げてやることに等しい。

2. 履帯幅の決定

車両が走行不能に陥る原因の1つは走行部が沈下し動けなくなる場合が多い。この沈下量 z はスプロケットの半径 r_s との間にほぼ次の関係がある。すなわち

$$r_s \geq z \quad \dots(21)$$

の関係が成り立たねばならない。また車両の地上高 h との間に

$$z = kh \quad \text{ただし } (0 < k < 1.0) \quad \dots(22)$$

の関係があると考えられる。

すなわち沈下量が増し、車両の地上高 h が少くなると、車両ははまりこんだ上に脱出不能に陥る。従って沈下量 z は(21)、(22)式の範囲内になければならない。いま z がこの範囲にあると仮定して直進時の履帯幅 b を決定する。

接地面積 A および接地圧力 p は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} A &= 2bl \\ p &= \frac{W}{A} = \frac{W}{2bl} \end{aligned} \right\} \quad \dots(23)$$

接地圧力 p はまた(6)式より

$$p = \left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z^n = k_s z^n \quad \dots(24)$$

であるから(23)と(24)を等値すると

$$\left(\frac{k_c}{b} + k_\phi \right) z^n = \frac{W}{2bl} \quad \dots(25)$$

これを変形し b について求めると次のようになる。

$$b = \frac{1}{k_\phi} \left(\frac{W}{2lz^n} - k_c \right) \quad \dots(26)$$

上式において土質を表す定数 k_c , k_ϕ , n , 車両重量 W , 接地長 l , 沈下量 z が既知のとき履帯幅 b が求められる。従って(26)式で与えられる履帯幅 b より狭い履帯幅を有するコンバインは、旋回時は有利であるが直進時は不

利となるばかりか所要の浮上性 (floatation) さえ維持が困難になる。ここでの検討は Bekker 式によるものであり、直進時の締固め抵抗からの算定にとどまるものである。

3. 実際の計算例

某企業のモデルに次の諸元を備えたコンバインがあるので例として採用し履帯幅を検討したものを次に示す。

すなわち接地長 $l=960$ mm, 車両重量 $W=1123$ kg, 軌間幅 $B=770$ mm, 履帯幅 $b=330$ mm, また k_c, k_ϕ, n の値は土の種類により表 1 のようであるとする。

表 1 k_ϕ, k_c, n の値
Table 1. Values of k_ϕ, k_c and $n^{(3)}$.

	sand	sandy loam	clay
k_ϕ	0.42	0.26	0.12
k_c	6.6	0.45	2.1
n	1.2	0.97	0.79

粘土質土壌を例にとると

$$p = \left(\frac{2.1}{b} + 0.12 \right) z^{0.79} = \frac{1123}{2 \times b \times 96}$$

であり、いま簡単のため沈下量 $z=1$ cm とすると

$$\left(\frac{2.1}{b} + 0.12 \right) 1.0^{0.79} = \frac{1123}{2 \times 96 \times b}$$

$$\therefore b = (5.84 - 2.1) / 0.12 = 31.17 \text{ (cm)}$$

砂質ロームでは同じように $z=1$ cm として

$$b = 12.4 \text{ (cm)}$$

また砂についても同一の条件で求めると

$$b = -1.81 \text{ (cm)}$$

となって砂についての値は論外であるので粘土質、砂質ロームについて得られた履帯幅 b の値が対象としたコンバインの履帯幅 (ここでは 330 mm) 以下でなければならない。すなわち計算で得られた値より大きな値を採用する必要があるから

$$b \geq b \text{ (計算値)} \quad \dots (27)$$

であれば直進時の走行性は保証される。この観点から計算に用いたコンバインの履帯幅を検討すると

$$b (= 330 \text{ mm}) \geq b \text{ (計算値の最大値} = 311.7 \text{ mm)}$$

であり条件を満足している。

ただし直進時にはこれだけの履帯幅が必要であるが、旋回時にはできる限り幅、接地長ともに小さい方がよいことは既述した。従って直進時には b, l ともに大きく旋回時には b, l ともに小さくなるのが望ましい。しかし一般に走行時に履帯幅 b を可変にすることは難しいが接地長 l を可変にすることは比較的容易であり可能である。次に 2~3 の例をあげてその方法を紹介する。

IV. 旋回時の抵抗の軽減

1. 接地長可変のための方法

Fig. 11 はアイドラ A とスプロケット B とトラックローラからなる装軌型走行部を示す。この図において A 点, B 点はそれぞれ A', B' 点への移動が可能な機構を有するものと仮定すると、軟かい不整地、軟弱地での直進走行時には A', B' の位置にアイドラ およびスプロケットを降ろして接地長 l を l' として接地面積を拡げて接地圧を小さくし、走行性を良くするとともにけん引性能を向上するが、旋回時には A, B の位置にあげて接地長を l から l' に縮めることによって旋回抵抗を小さくすることができる (ただし $l \rightarrow l'$ は内側履帯のみに対して行う)。軍需用車両ではこの機構を傾斜地、不整地での車体の姿勢制御に利用しているが旋回に利用しても効果は大きい。ただしこの場合アイドラ、スプロケットの上下が車体の姿勢と独立して行われないと左右の履帯の高さが異なり、重心の移動から不安定な姿勢となり不都合が生じる。

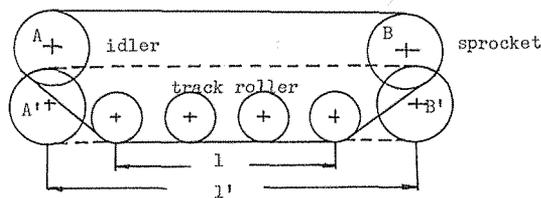


Fig. 11 履帯接地長の可変法

Fig. 11. Method of varying the contact length of the crawler.

Fig. 12 は接地長 l で走行している履帯を旋回時に中央にとりつけた油圧シリンダをもって中央のトラックローラを路面におしつけ、 l を小さくして P 点で線接触せしめる方法である。もちろんこの操作を行うためには操舵動作と油圧シリンダの動きが同期していることが必要である。

Fig. 13 は同じように下部のトラックローラを地面に押しつけて接地部を少なくする方式であるが、ここでは履帯の長さが常に一定であることから予じめトラックキャリアを上の方に若干上げると同時にトラックローラを接地長が l になるように配置しておく。そして旋回時にはトラックキャリアと中央のトラックローラを路面に押しつける方向に変位させて接地長を l' にするものである。

Fig. 14 も同様にトラックローラを左右に変移させて接地長を変えるものである。同時にキャリアローラは下方にいくらか変位し履帯の全長を一定に保つようにしてある。

hydraulic cylinder

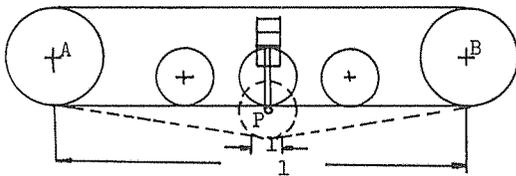


Fig. 12 履帯接地長の可変法

Fig. 12. Method of varying the contact length of the crawler.

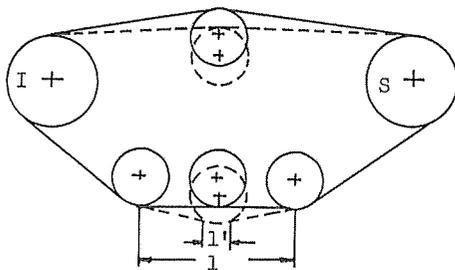


Fig. 13 履帯接地長の可変法

Fig. 13. Method of varying the contact length of the crawler.

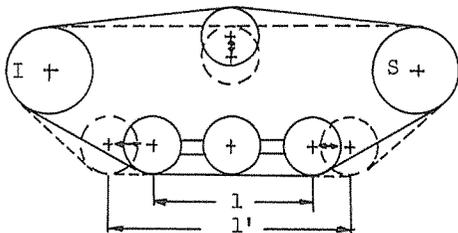


Fig. 14 履帯接地長の可変法

Fig. 14. Method of varying the contact length of the crawler.

V. コンバインの走行

1. コンバインの走行

コンバインが圃場で収穫作業を行う場合、圃場の形状によっても異なるが、どの程度直進走行をし、また旋回にはどの程度の距離が費されているかについて考察する。

先に装軌車両の旋回時の旋回抵抗を減じる方策を例をあげて紹介したが、ある面積の圃場で旋回に要する走行距離が直進に比して極端に少ないならば、わざわざそうした装置を設けてまで旋回抵抗を少くしなくてもよい。むしろ若干旋回時には抵抗が多いが現在のままにしておく方がコスト的に助かるという考えも成りたつ。これらのことも含めてここではコンバインの収穫作業時における走行の中で

- (1) 全走行距離
- (2) 直進に要する走行距離
- (3) 旋回に要する走行距離

について検討する。

表2に計算に用いたコンバインの諸元を示す。

表2 計算に用いたコンバインの諸元

Table 2. Specification of the combine used for the computation.

Total length of combine	2.62 m
Cutting width	0.60 m
Turning radius	3.40 m

コンバインの走行距離は圃場の面積によって異なるが、同じ面積の圃場でも形状によっても異なる。したがって圃場の形状比を縦 (length) と横 (width) の比によって定義し、この比を変化させつつ走行距離の変化を考察する。

直進走行距離率、旋回走行距離率を次式によって定義する。

$$\text{直進走行距離率} = \frac{\text{直進走行距離}}{\text{形状比、面積が与えられた任意の圃場での全走行距離}} \times 100 (\%)$$

$$\text{旋回距離率} = 100 - \text{直進走行距離率} (\%)$$

従って同じ面積であっても形状比は異なるから正方形圃場 (length/width=1.0) から長方形圃場 (length/width=3.0) まで面積を 10a 毎に 1ha まで計算した結果の 1 例を Fig. 15 に示す。図において STRAIGHT, CURVE はそ

AREA (アール) = 50
 TOTAL LENGTH (メートル) = 2.62
 CUTTING WIDTH (メートル) = .6
 TURNING RADIUS (メートル) = 3.4

SHAPE OF THE FIELD			THE CONVENTIONAL COMBINE				THE COMBINE EQUIPPED WITH TURN TABLE			
W	D	W/D	TOTAL	STRAIGHT	CURVE	(%)	TOTAL	STRAIGHT	CURVE	(%)
70.7	70.7	1	10779.1	9563.1	1215.9	88.7	8837.6	8344	493.6	94.4
74.1	67.4	1.1	10668.4	9505.8	1162.5	89.1	8851.5	8378.1	473.3	94.6
77.4	64.5	1.2	10545.2	9436.1	1109.1	89.4	8817.6	8364.5	453.1	94.8
80.6	62	1.3	10457.5	9391.1	1066.4	89.8	8819.4	8382.5	436.8	95
83.6	59.7	1.4	10354.9	9331.2	1023.6	90.1	8786.2	8365.5	420.6	95.2
86.6	57.7	1.5	10299.9	9308.3	991.6	90.3	8806.1	8397.6	4.8.5	95.3
89.4	55.9	1.6	10233.4	9273.8	959.6	90.6	8800.8	8404.5	396.3	95.4
92.1	54.2	1.7	10152.9	9225.3	927.5	90.8	8771.9	8387.7	384.1	95.6
94.8	52.7	1.8	10057.5	9161.9	895.5	91	8720.5	8348.5	372	95.7
97.4	51.2	1.9	10030	9155.8	874.1	91.2	8744.6	8380.7	363.8	95.8
100	49.9	2	9993.7	9140.9	852.7	91.4	8753.4	8397.6	355.7	95.9
102.4	48.7	2.1	9948.2	9116.7	831.4	91.6	8747.8	8400.1	347.6	96
104.8	47.6	2.2	9892.8	9082.8	810	91.8	8728.3	8388.7	339.5	96.1
107.2	46.6	2.3	9827.4	9038.7	788.6	91.9	8695.5	8364	331.4	96.1
109.5	45.6	2.4	9853.3	9075.3	778	92.1	8758.7	8431.3	327.4	96.2
111.8	44.7	2.5	9770.3	9013.7	756.6	92.2	8703.2	8383.9	319.2	96.3
114	43.8	2.6	9785	9039	745.9	92.3	8749	8433.8	315.2	96.3
116.1	43	2.7	9684.2	8959.6	724.6	92.5	8672.3	8365.2	307.1	96.4
118.3	42.2	2.8	9686.9	8972.9	713.9	92.6	8702	8398.9	303	96.5
120.4	41.5	2.9	9685	8981.8	703.2	92.7	8725.2	8426.1	299	96.5
122.4	40.8	3	9678.5	8986	692.5	92.8	8741.9	8447	294.9	96.6

Fig. 15 計算結果の1例 (直進, 旋回距離の計算)

Fig. 15. One of the examples of the computed results.

表4 プログラムに用いた記号と語句の説明

Table 4. Explanation of symbols and terms used in program.

W	:	width of the field (m)
D	:	length of the field (m)
TOTAL	:	total distance combine travelled (m)
STRAIGHT	:	distance spent for straight travelling (m)
CURVE	:	distance spent for turing (m)
THE CONVENTIONAL COMBINE	:	commercial type combine
THE COMBINE EQUIPPED WITH TURN TABLE	:	turn table type combine

れぞれ直進, 旋回での 走行距離を示す。さらに表4に Fig. 15 の記号を示す。またこれらの計算結果のうち 10a, 20a, 50a, 70a, 1ha について図示したのが Fig. 16 (a) から Fig. 16 (e) である。なお図において形状比は W/D として表示してある。

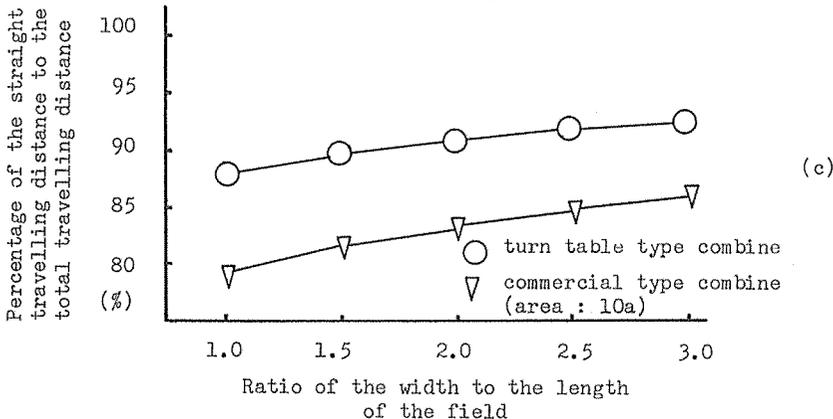
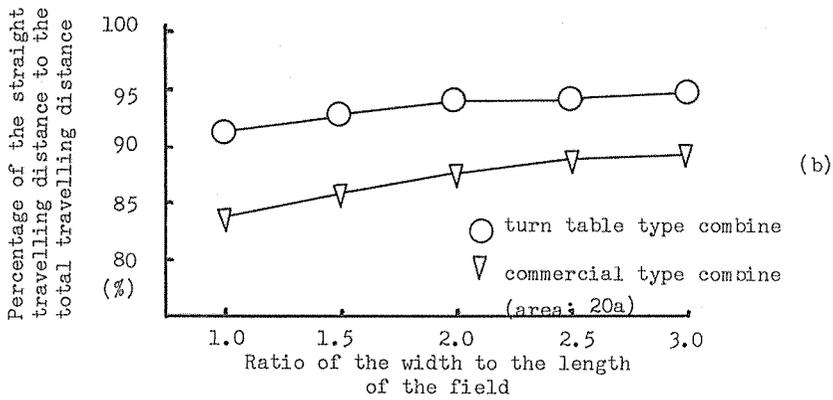
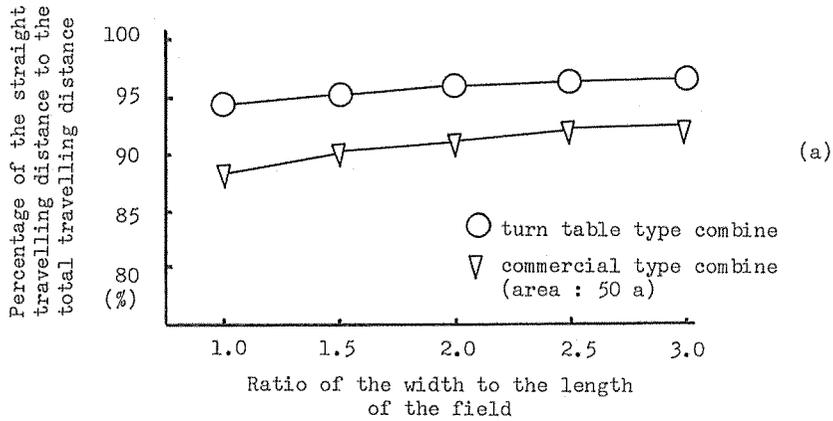
これらの図から次のことがわかる。

- (1) 市販コンバイン, 上部旋回コンバインの双方について圃場の形状比が1.0~3.0に大きくなるに従い, 直進走行の割合が増している。これは長方形圃場になる程旋回の回数が減少するからである。なお上部

旋回方式では稲列条端で 180° 上部を旋回させて往復するが、この場合も直進走行として計算に含めてあることは言うまでもない。

(2) 圃場の面積が大きくなるにつれて旋回に要する走行距離が減少する。10a から 1ha の面積の範囲では直進走行距離率は市販のコンバインで約80~95%で

あり上部旋回コンバインでは約88~98%となり、旋回に要する走行距離は多い場合でもたかだか20%といえる。圃場基盤整備で行われる圃場の形態は形状比3で面積 30a,あるいは形状比2で面積 50a が一般的であるからこの場合の値を見てみると表3のようになる。いずれの圃場面積でも市販コンバインに



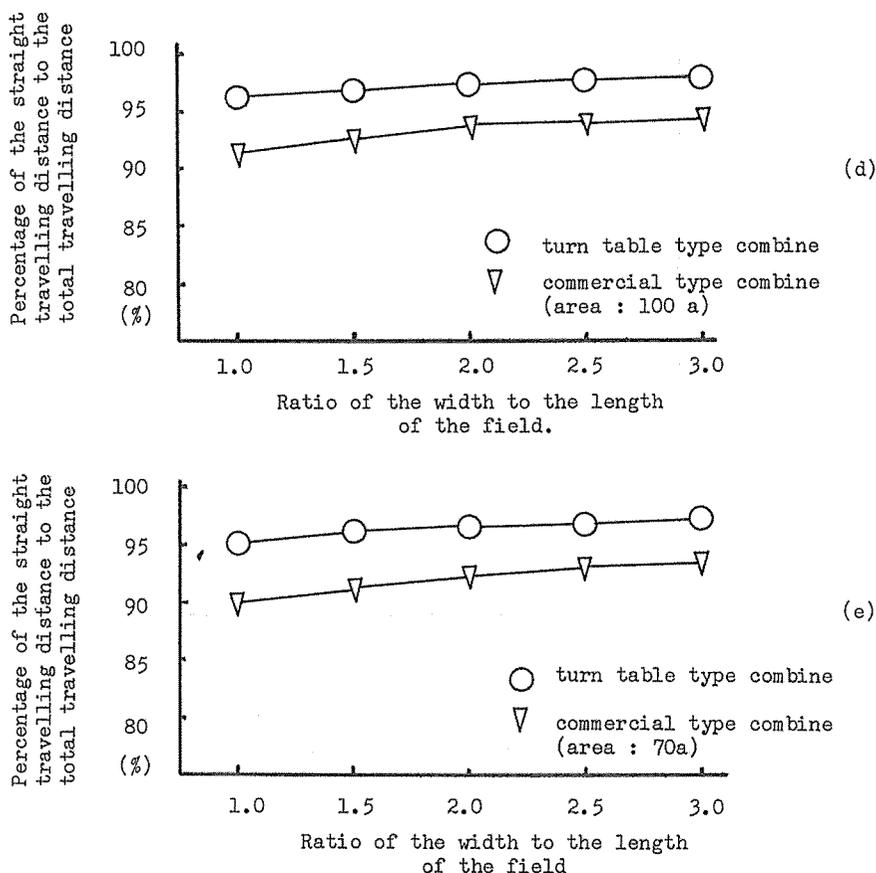


Fig. 16 総走行距離に対する直進走行距離率と圃場の形状比の関係 (a), (b), (c), (d), (e)

Fig. 16. Relationship between percentage of the straight travelling distance to the total travelling distance and the ratio of the width to the length of the field.

表3 コンバイン総走行距離に対する直進走行距離の割合

Table 3. Percentage of the straight traveling distance to the total distance combine travelled.

Area of the field	Field shape ratio	Percentage of the straight travel distance to total distance combine travelled	
		commercial combine	turn table type combine
30a	3	91.1%	95.6%
50a	2	91.4%	95.9%

ついでに90%が、また上部旋回方式については95%が直進走行距離であるために、旋回に要する走行距離はたかだか5~10%程度と考えるとよい。また同一面積で同一形状比における圃場での直進走行距離率

はいずれも上部旋回方式が市販のものより秀れており約7~8%多い。これは換言すると上部旋回式コンバインでは市販のものに比し7~8%旋回のための走行距離が短縮されることに他ならない。これはそれだけ上部旋回方式が旋回時において (1) 走行距離, (2) 旋回に伴う無駄時間を節約し, (3) 旋回動作による圃場表土の攪乱を防止できることを意味する。

2. 圃場の面積と走行距離

圃場の面積が大きくなると自ずとコンバインの走行する距離も大きくなる。一般に圃場が正方形のとき (形状比=1.0) 全走行距離が最も多くなるから圃場の形状比1.0で面積を10aから1haまで変化させたときの全走行距離の変化を示したものがFig. 17である。

市販コンバイン, 上部旋回式コンバインともに面積の

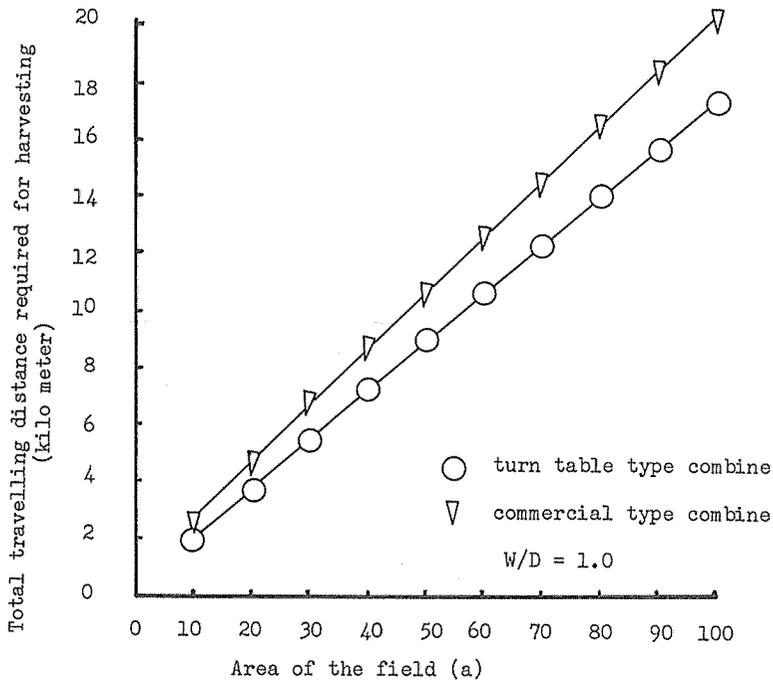


Fig. 17 圃場の形状比 1.0における圃場面積の変化に伴う総走行距離

Fig. 17. Total travelling distance for harvesting varying due to the change of the area of the field (where the ratio of the width to the length of the field is 1.0).

増加に対する走行距離の増加はほぼ直線的であり、上部旋回式の方がその勾配が緩やかである。

従って市販コンバインでは圃場面積が10倍になれば全走行距離も10倍になる。上部旋回式コンバインでは約8.5倍に増加する。

3. コンバイン履帯の耐久性

圃場の形状比と面積を考慮し刈取りパターンを加味してコンバインの走行距離を算出することができる。ここではこのようにして算出した結果を用いてコンバイン履帯の耐久性について検討する。

コンバイン走行部の寿命は約500~1000 hr といわれている¹⁷⁾。一般にコンバインが収穫作業にのみ使用されると仮定すると、そのときの平均走行速度は0.6~0.8 m/s であるから0.7 m/s をその平均値として採用すると、この速度は2.5 km/hr に等しいから上記寿命時間より

$$2.5 \text{ km/hr} \times 500 \text{ hr} = 1250 \text{ km}$$

(寿命 500 hr としたとき)

$$2.5 \text{ km/hr} \times 1000 \text{ hr} = 2500 \text{ km}$$

(寿命 1000 hr としたとき)

として耐用期間での走行距離が算定できる。

建設機械では約8000 hr, 50000 km がその耐用時間および距離といわれる¹⁸⁾。

先の結果より市販コンバイン、上部旋回コンバインそれぞれについて1ha を収穫するに要する全走行距離は20 km, 17 km (Fig. 17) であるから

市販コンバインについて

$$1250 \text{ km} / 20 \text{ km/ha} = 62.5 \text{ (ha)}$$

$$2500 \text{ km} / 20 \text{ km/ha} = 125 \text{ (ha)}$$

上部旋回コンバインについて

$$1250 \text{ km} / 17 \text{ km/ha} = 73.5 \text{ (ha)}$$

$$2500 \text{ km} / 17 \text{ km/ha} = 147.0 \text{ (ha)}$$

となり市販コンバインで60~120ha, 上部旋回方式のコンバインで70~147ha が走行部が償却に至るまでの収穫可能面積となる。

コンバイン走行部の耐久性については、それが上部旋回方式のものになると絶えず前後進走行を繰り返し、その都度駆動スプロケットが正逆転して履帯を駆動するこ

となる。こうした往復直進運動にともなう履帯走行部の耐久性について考えてみる。

ちなみにコンバインは建設機械とは異り、重負荷作業をしないことがその耐久性をこうした使用条件下でもそれほど低下させないであろうと考えられるが、一応次の式に基づき前進走行距離、後進走行距離の割合を調べたのが Fig. 18 である。

$$\text{前進走行距離率} = \frac{\text{前進走行距離}}{\text{形状比, 面積が与えられた任意の圃場での全走行距離}} \times 100 (\%)$$

$$\text{後進走行距離率} = 100 - \text{前進走行距離率}$$

また最も前進距離率が大きくなる圃場の形状比3についてその変化の様子を各圃場の面積別にプロットしたのが Fig. 19 である。

この図から次のことがわかる。すなわち市販のコンバインは常にパターン (a) による旋回(注)を強いられるが、

AREA (アール) = 50
 TOTAL LENGTH (メートル) = 2.62
 CUTTING WIDTH (メートル) = .6
 TURNING RADIUS (メートル) = 3.4

パターン (b) による U ターン旋回(注)の後必ず前進走行での刈取り作業が行われるのに対し、上部旋回では稲列条端での旋回が不必要であるため 180° 上部を旋回させたのち後進 (走行部は逆回転走行する) 走行により刈取り作業をする。

したがって前進での走行距離率が少く約50%強である。市販のコンバインに比べると約半分を目安としてよい。このように後進での走行が増すと駆動に適した配置にならない走行形態となり耐久性を悪くすることが考えられる。これについては (1) 走行部の形状 (スプロケット, アイドラ, クローラの配置を含めたレイアウト), (2) 駆動方式, (3) 履帯の材質等が検討されねばならない。ここでの耐久性についての検討は走行距離からのものであることを付記する。

注) パターン (a) による旋回……矩型圃場での刈取りにおいて常に4隅で90°旋回をくり返す刈取り

SHAPE OF THE FIELD			THE CONVENTIONAL COMBINE			THE COMBINE EQUIPPED WITH TURN TABLE				
W	D	W/D	TOTAL	FORWARD	REVERSE (%)	TOTAL	FORWARD	REVERSE (%)		
70.7	70.7	1	10779.1	9940.6	838.4	92.2	8837.6	4964.9	3872.7	56.1
74.1	67.4	1.1	10668.4	9894	774.4	92.7	8851.5	5007.1	3844.3	56.5
77.4	64.5	1.2	10545.2	9824.2	720.9	93.1	8817.6	4957.2	3860.3	56.2
80.6	62	1.3	10457.5	9779.2	678.2	93.5	8819.4	4960.6	3858.7	56.2
83.6	59.7	1.4	10354.9	9719.3	635.5	93.8	8786.2	4947.2	3839	56.3
86.6	57.7	1.5	10299.9	9685.8	614.1	94	8806.1	5001.6	3804.4	56.7
89.4	55.9	1.6	10233.4	9651.2	582.1	94.3	8800.8	4962.1	3838.6	56.3
92.1	54.2	1.7	10152.9	9602.8	550	94.5	8771.9	4995.7	3776.1	56.9
94.8	52.7	1.8	10057.5	9539.4	518	94.8	8720.5	4930.9	3789.6	56.5
97.4	51.2	1.9	10030	9533.3	496.6	95	8744.6	4947.7	3796.8	56.5
100	50	2	9993.7	9518.4	475.3	95.2	8753.4	4957.1	3796.3	56.6
102.4	48.7	2.1	9948.2	9494.2	453.9	95.4	8747.8	4959.3	3788.4	56.6
104.8	47.6	2.2	9892.8	9460.2	432.5	95.6	8728.3	4954.7	3773.5	56.7
107.2	46.6	2.3	9827.4	9426.8	400.5	95.9	8695.5	4943.5	3751.9	56.8
109.5	45.6	2.4	9853.3	9463.5	389.8	96	8758.7	5032.8	3725.8	57.4
111.8	44.7	2.5	9770.3	9391.2	379.1	96.1	8703.2	5011.5	3691.6	57.5
114	43.8	2.6	9785	9427.2	357.8	96.3	8749	4986.3	3762.6	56.9
116.1	42	2.7	9684.2	9337.1	347.1	96.4	8672.3	4953.4	3718.8	57.1
118.3	42.2	2.8	9686.9	9350.4	336.4	96.5	8702	5030.4	3671.5	57.8
120.4	41.5	2.9	9685	9359.2	325.7	96.6	8625.2	4990.7	3734.4	57.1
122.4	40.8	3	9678.5	9374.1	304.4	96.8	8741.9	5063.4	3678.5	57.9

Fig. 18 計算結果の1例 (前進, 後進走行距離の計算)

Fig. 18. One of the examples of the computed results.

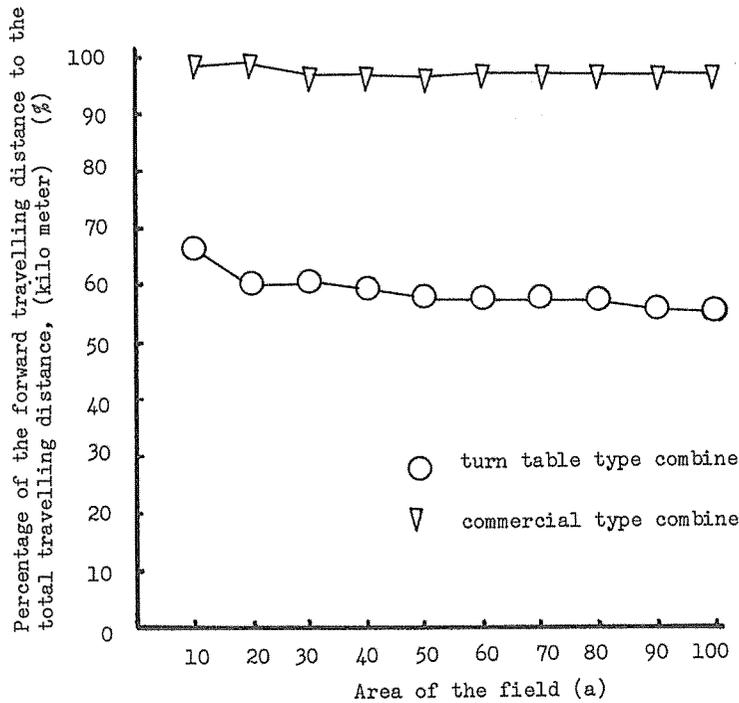


Fig. 19 圃場面積と前進距離率の関係

Fig. 19. Relationship between the forward travelling distance ratio to the total travelling distance and the area of the field.

旋回パターン。

パターン (b) による旋回……矩型圃場での刈取りにおいて短辺の長さが小さくなりパターン (a) での旋回に要する時間と等しいか又はそれ以下で旋回できる長さになったとき U ターンして隣の条に入る旋回法をいう。

IV. 総 括

装軌車両の走行性を向上させ、さらにけん引性能を増すためには、特に軟弱地では接地面積の増大がはかれるべきであることは衆知である。すなわち接地面積を拡げるとは車両の沈下を少くし走行抵抗を少くするとともにけん引性能も向上させることができる。しかし同時に走行部の重量増が極端であってはならない。走行係数をできるかぎり小さくすべきである。

さて接地面積の増加は直進時におけるけん引性能を向上させるが旋回時にはかえって旋回抵抗を増す結果となる。したがって直進、旋回の両運動時にこれらの不都合を解消するには直進時に接地面積が大きく、旋回時にそれが小さくなる機構が装備されねばならない。この解決

方法としては一般に履帯の幅を可変にすることはむずかしいが、接地長を可変にすることは比較的容易であるためその 2~3 のメカニズムを紹介した。

しかしながら装軌型走行部にこのような接地長可変の機構を付加することは旋回抵抗を軽減するがそれだけのコストアップにもつながる。さらにコンバイン収穫作業にもみられるように旋回に要する走行距離が全走行距離の約 20% 以下となると、これだけのためにそうした装置を付加することが有益か否かということになる。こうした考察が十分になされたのちに現在のコンバインあるいは建設機械が市販されているのかどうかは想像の域を出ない。すなわち有効であるが価格向上につながるから設置しないのか、あるいは旋回動作頻度が少いからその必要性を認めないのか、さらにはこうした方法が未知のまままで今日に至ったものかにははっきりしない。いずれにしても湿地シュー、超湿地シューと履帯幅を大きくすることが軟弱地での走行性を良くし直進時のけん引性能を保持するものの旋回時の抵抗軽減については対処されていないのが現状といえる。

接地面積が小さくなると旋回が容易になる確証は一般の土工作业時にも遭遇することである。すなわち凹凸の多い、しかも岩盤のある硬い地盤では履帯は均一に接地せずしばしば突出している1~2の岩で支持されることがある。このような時、支持されている履帯を制動しつつその履帯の方向にステアリングすると岩で支持されている点をピボット点としてスムーズに旋回できる。またブルドーザでは後部にバックホウ等重量のある作業機を装備しての走行では重心が後部に移動し機体重量の大半が履帯後部で支持され前部は浮いた状態で走行することがしばしばある。このような状態でステアリングをすると事実上接地面積は小さくなっているため容易に旋回ができる。さらにブルドーザ単体で勾配のある坂路を登坂中ステアリング操作をすると、この場合も車体重量は履帯後部で支持された形になっており実質的には接地面積が小さくなっている場合と同じ状態が生じスムーズな操舵、旋回ができる。したがって旋回時には内側(制動側)履帯の接地面積は小さい程良く、線または点接触になる方が好ましいことがわかる。

参 考 文 献

- 1) 伊藤信孝：農業用車両の基本的機能と形態，農機関西支部報，第49号，1981. p. 3~38.
- 2) 伊藤信孝他：農業用車両の基本的機能と形態，農機関西支部報，第51号，1982. p. 1~5.
- 3) 伊藤信孝他：上部旋回型コンバインの開発研究，第6回ピークル・オートメーション・シンポジウム講演論文集，1982.

- 4) 伊藤信孝：湛直を含む稲作機械化についての展望，農機関西支部報，第53号，1983. p. 35~39.
- 5) 伊藤信孝他：上部旋回式コンバインの開発研究，農機関西支部報，第54号，1983. p. 96~98.
- 6) 北野昌則他：装軌式トラクタの旋回理論の研究，農機学会誌，第39巻第3号，1978. p. 271~278.
- 7) 北野昌則他：装軌車両の旋回性能に関する研究(第1報)，自動車技術会論文集，No. 9 (1975) p. 51~57.
- 8) 林 盤男：履帯スリップに基づく装軌車旋回理論実用的解析，日本機械学会講演論文集，No. 740~12, 1974. p. 175~190.
- 9) 江崎春雄他：軟弱地盤におけるコンバインの走行性に関する研究，農機学会講演要旨，1983. p. 2.
- 10) 江崎春雄他：自脱コンバインの重心位置と走行所要動力，農機学会講演要旨，1983. p. 3.
- 11) 坂井 純他：ゴムクローラ型コンバイン走行部の力学的特性に関する研究，農機学会講演要旨，1983. p. 1.
- 12) BEKKER, M. G.: Off-the road locomotion, The Univ. of Michigan Press 1960.
- 13) 杉山 昇：建設機械と土の諸問題，鹿島出版会，1982. p. 122~123.
- 14) 杉山 昇：建設機械と土の諸問題，鹿島出版会，1982. p. 130~131.
- 15) 神谷昌和：装軌車両の旋回時挙動に関する一考察，三重大農学部農機学科修士論文，1983.
- 16) 伊藤信孝：トラクタのけん引性能評価に対する検討，トラクタ総合試験室研究報告，第6号，1982. p. 53~66.
- 17) 某企業より得た資料による.
- 18) 某建機企業より得た資料による.

Summary

In this paper, a practical method of reducing the resistant force acting on the crawlers of the tracked vehicle under steering motion is discussed.

It is well known that the increase of the contact area of the crawlers to soil can improve much the trafficability especially on soft loose ground, maintaining a better floatation of the vehicle in straight travelling.

The enlargement of the contact area of the forcedly braked inner track in steering motion produces resistance against the powered outer track. Therefore the contact area of the inner track should be as small as possible, that is, just enough to support the half of the vehicle weight at one pivoting point in steering motion of the vehicle.

The enlargement of the contact area sometimes leads to the increase of running resistance and wide contact area produces the resistant force against the powered outer track when the inner track is forcedly braked for steering. It can be therefore concluded from this fact that the contact area of the crawlers to soil should be desirably adjusted or controlled, depending on the vehicle's motion behavior for steering and straight travelling.

The contact area of the crawlers should be more in straight travelling, and less in steering. There are two ways of changing the contact area: by shortening the width of grousers, or by varying the contact length of the crawlers. To change the contact length of the crawlers seems to be comparatively easier than to change the width of grousers.

Some of the practical mechanisms of controlling the change of the contact area and reducing the resistant force

occured in steering motion were proposed.

In addition to this, the total distance required for the combine to complete the harvesting operation for any given area of the field was estimated. Based upon this analysis the percentage of the distance spent for straight travelling and for turning due to steering operation was also calculated.

The durability of the combine crawlers was evaluated from the point of estimated total distance which the combine can travel before it can be scrapped. The possibility of applying this method of controlling the contact length of crawlers to the actual tracked vehicle is based on the considerations of (1) less distance required for steered turning compared to the distance required for straight travelling, and (2) excess cost of mounting such a control device.

Further theoretical investigation will be reported in the following work.