

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局



(43) 国際公開日  
2001年8月9日 (09.08.2001)

PCT

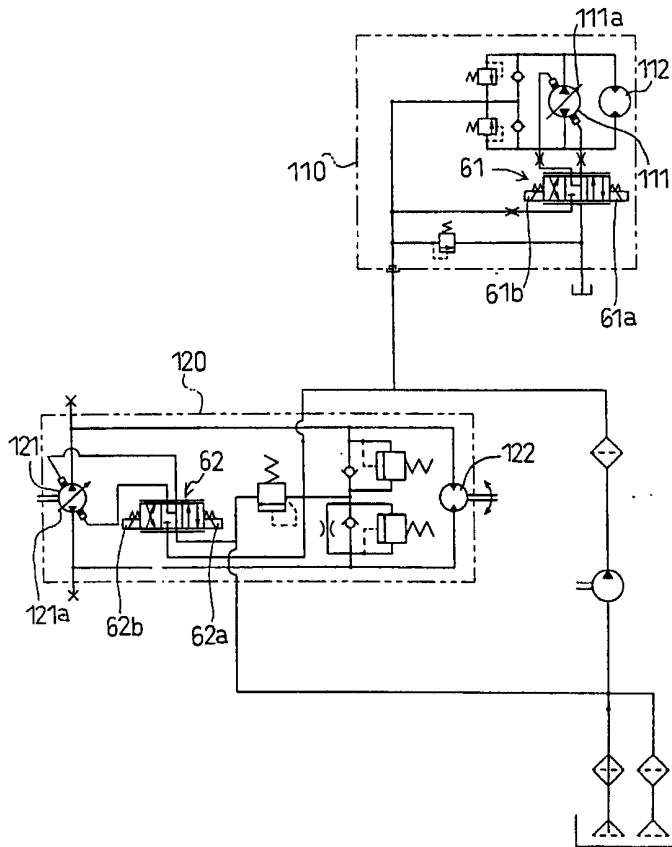
(10) 国際公開番号  
WO 01/56864 A1

- (51) 国際特許分類: B62D 11/10
- (21) 国際出願番号: PCT/JP00/09063
- (22) 国際出願日: 2000年12月20日 (20.12.2000)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:  
特願2000-26377 2000年2月3日 (03.02.2000) JP  
特願2000-26378 2000年2月3日 (03.02.2000) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): ヤンマーディーゼル株式会社 (YANMAR DIESEL ENGINE CO., LTD.) [JP/JP]; 〒530-0013 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 Osaka (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 北坂雄治 (KITASAKA, Yuji) [JP/JP]. 長谷部健 (HASEBE, Takeshi) [JP/JP]. 加藤勝則 (KATOU, Katsunori) [JP/JP]. 三輪敏之 (MIWA, Toshiyuki) [JP/JP]; 〒530-0013 大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマーディーゼル株式会社内 Osaka (JP).
- (74) 代理人: 矢野寿一郎 (YANO, Juichiro); 〒542-0081 大阪府大阪市中央区南船場一丁目11番9号 長堀八千代ビル8階 矢野内外国特許事務所 Osaka (JP).
- (81) 指定国 (国内): AU, CN, KR, US.
- (84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE).

[続葉有]

(54) Title: HYDRAULICALLY DRIVEN TRAVELING VEHICLE

(54) 発明の名称: 油圧駆動式走行車両



(57) Abstract: A hydraulically driven traveling vehicle comprising a pair of right and left driving axles (driving sprockets) differentially connected to each other by a differential mechanism, the input section of the differential mechanism having the output rotation of traveling HST (110) transmitted thereto, both driving sprockets having mutually opposite two-flow output rotations separately transmitted thereto from a revolving HST (120), thereby effecting travel driving and revolving, electromagnetic solenoids (61a, 61b, 62a, 62b) serving as output regulating means for the traveling HST and revolving HST being provided so that the manipulated variables and directions of a speed change lever and a revolution operating tool are converted into electric signals, on the basis of which electric signals the output current values of the electromagnetic solenoids are controlled, causing the respective output rotary speeds of the HSTs to correspond to the output current values, wherein the respective output current values of the electromagnetic solenoids (61a, 61b) of the traveling HST and the electromagnetic solenoids (62a, 62b) of the revolving HST are controlled on the basis of both the electric signal resulting from the operation of the speed change operating tool and the electric signal resulting from the operation of the revolution operating tool.

[続葉有]

WO 01/56864 A1



添付公開書類：  
— 国際調査報告書

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

---

(57) 要約:

左右一対の駆動車軸（駆動スプロケット）同士を差動装置にて差動連結し、差動装置の入力部に、走行用HST(110)の出力回転を伝動するとともに、両駆動スプロケットに、旋回用HST(120)からの互いに逆方向の二分流の出力回転を各別に伝動することにより、走行駆動及び旋回するものであり、走行用HST及び旋回用HSTの各出力調整手段としてそれぞれ電磁ソレノイド(61a・61b・62a・62b)を設けており、変速レバー及び旋回操作具の操作量や方向を電気信号に変換し、電気信号に基づいて電磁ソレノイドの出力電流値を制御し、出力電流値に対応した速度でそれぞれのHSTの出力回転速度を現出するものとしており、走行用HSTの電磁ソレノイド(61a・61b)、及び、旋回用HSTの電磁ソレノイド(62a・62b)の各出力電流値が、それぞれ、変速操作具の操作による電気信号、及び旋回操作具の操作による電気信号の両方に基づいて制御される油圧駆動式走行車両。

## 明 細 書

## 油圧駆動式走行車両

## 技術分野

本発明は、例えば、左右一対のクローラ式走行装置を備え、それぞれの駆動軸を差動装置にて差動連結してあるクローラ式走行車両等の走行車両であって、走行用油圧式無段変速装置（以下、「走行用H S T」）へ入力して左右のクローラ式走行装置を走行駆動するとともに、旋回用油圧式無段変速装置（以下、「旋回用H S T」）を該差動装置に入力することにより、左右の駆動車輪（クローラ式走行装置においては、左右の駆動スプロケット軸）の駆動回転数を異ならせて旋回を行う構造の油圧駆動式走行車両に関する。

## 背景技術

例えば、国際公開公報WO 9 8 / 1 2 0 9 8号において、左右一対のクローラ式走行装置を備え、それぞれの駆動軸を差動装置にて差動連結しており、走行用H S Tへ入力して左右のクローラ式走行装置を走行駆動するとともに、旋回用H S Tを該差動装置に入力することにより、左右クローラ式走行装置の駆動回転数を異ならせて旋回を行う構造の車両が開示されていて、公知となっている。

この中で、走行用H S T及び旋回用H S Tの各可動斜板の位置制御用にそれぞれ油圧サーボ機構が備えられており、それぞれに電氣的に制御される自動制御弁と手動制御弁とが備えられている。手動制御弁は、走行用H S Tのそれは変速レバー（ペダル等の場合も考えられる）と、旋回用H S Tのそれはハンドル（本例では丸形ハンドルとなっているが、レバー等も考えられる）と、それぞれ機械的リンク機構にて連動関係されていて、それぞれの操作手段の操作で手動制御弁が制御されることにより、各可動斜板が位置制御されるようになっている。なお、自動制御弁は、このように手動で制御される可動斜板の位置補正用に設けられているものと思われる。

なお、走行用H S Tは主変速装置として用い、走行用H S Tと差動装置との間

の伝動系として、複数の変速用ギアや油圧クラッチを用いた有段式の副変速機構が介設されていることが多い。この場合、前述の走行用H S Tの出力を制御する変速レバーを主変速レバーとし、更に、これとは別に設けた副変速操作手段（レバーやスイッチ等）にて該副変速機構の速度段を選択するものとしている。この引用文献にて開示されている車両もこのようになっている。

ところで、走行用H S Tと旋回用H S Tの出力が個別に制御されていると、即ち、走行用H S Tの可動斜板の制御がハンドル操作より独立し、或いは旋回用H S Tの可動斜板の制御が変速レバーの操作より独立した状態であるとする、ハンドル操作角度と関係なく、変速レバーにて設定した速度のままに旋回する。従って、高速度で走行している時にハンドルを最大に切っても減速しないため、旋回が不安定となり、危険も伴う。

また、旋回用H S Tの出力が、変速レバーの設定に関係なく、一律にハンドル舵角によって決まってしまうものにする、同じハンドル舵角であっても、走行用H S Tの旋回用H S Tに対する相対出力比が、高速時には大きくなるので、旋回半径が大きくなってしまい、逆に低速時には該相対出力比が小さくなって、旋回半径は小さくなるので、旋回操作のフィーリングや旋回精度が悪くなる。

また、旋回用H S Tの出力は、旋回外側のクローラ式走行装置を増速させ、旋回内側のクローラ式走行装置を減速させるのに用いられることにより、車両の旋回が行われるわけであって、舵角を大きくしていくほどに旋回内側のクローラ式走行装置の駆動速度が小さくなり、やがて0となり、更に舵角を大きくすると、今度は逆転する。このように、旋回内側のクローラ式走行装置を停止或いは逆転させながら旋回する状態が所謂ブレーキターンである。前述のように、旋回用H S Tの出力が走行用H S Tの出力と無関係であると、ブレーキターンの開示時、即ち旋回内側のクローラ式走行装置が停止する時の舵角は、走行用H S Tの出力の違いによって移動することとなる。従って、ブレーキターンを行う際には、走行速度に合わせて自分でハンドル操作角度を調節しなければならず、操作が煩雑になる。

そこで、前述の引用文献にて開示されている車両においては、変速レバーと走行用H S Tの可動斜板の位置制御用の手動制御弁との間のリンク機構と、ハンドル

と旋回用H S Tの可動斜板の位置制御用の手段制御弁との間のリンク機構とを、機械的に連動関係させ、ハンドル操作角度に対応して走行速度を変更するようにしている。基本的には、ハンドル舵角を大きくするほど走行用H S Tの出力を小さくして機体中心実速度が減速するようにしており、更に、その減速の度合いが変速レバーのストロークが大きいほど（最大速度位置に近づくほど）大きくなるようにして、最大舵角付近では、変速レバーの設定位置にかかわらず、機体中心実速度が殆ど同じになるようにしている。

しかし、この連動関係構造では、走行用H S Tの出力は、変速レバー位置やハンドル舵角に応じて変化するものの、旋回用H S Tの出力は、ハンドル舵角のみに応じて変化する。即ち、同一舵角においては、旋回用H S Tの出力は、走行用H S Tの出力が増減するにもかかわらず一定であり、任意舵角毎の旋回用H S Tと走行用H S Tとの間の相対出力比は、やはり変速レバー位置によって変化するので、正確に任意舵角毎に、変速レバー位置、即ち、走行速度の違いにかかわらず、旋回半径を一定にするということとはできない。また、前述のブレーキターンの開始時の舵角を一定にするという目的も果たせていない。

これらを実現させるのに、引用文献に開示されている機械的リンク機構に更に改良を加えるには、機構が益々複雑になり、配置スペースも拡大し、コスト的にも高くなるので、小型のクローラ式走行車両に適用するには不向きである。

また、該引用技術では、ハンドル操作角度が極小さい間は、走行速度が略一定であるようになっているものの、所定の操作角度より大きくなると、比例的に走行速度が減少するため、例えば、ハンドル操作角度がある程度大きい場合には、ハンドル操作角度の増大に対する走行速度の減少比が理想的であってもハンドル操作角度が小さい場合には、その減少比では大きく感じてしまう。つまり、あまりハンドル操作角度が大きくないうちにおいては、ちょっとハンドルを切っただけで大きく速度が減少するような感じを与え、旋回半径も必要以上に小さくなってしまう。

このように、機械的に走行用H S Tの出力と旋回用H S Tの出力とを関連させる場合には、制御にどうしても精密性が欠け、精密性を高めるとなれば、一層、煩雑な構造が必要であり、スペース面でもコストの面でも望ましくない。

また、このようなH S Tを有する走行車両においては、クラッチを切るのに代えて、変速レバーを中立位置にして、走行用H S Tの出力を停止するとともに、ハンドルを直進位置に戻して、旋回用H S Tの出力も停止させてから、最終的にブレーキをかけて確実に左右車軸を制動するという手順を踏む。しかし、急ブレーキを要する時には、このような走行用H S T及び旋回用H S Tの中立操作を経ずにブレーキを掛けるので、駆動車軸の摩耗が早まってしまうのみならず、制動後の走行用H S Tや旋回用H S Tの中立操作を忘れると、ブレーキを解除させた時に、急激に走行用H S Tや旋回用H S Tの出力が、ブレーキ作動前の状態に戻ってしまうことになる。しかし、ブレーキ操作に伴って一々変速レバーもハンドルも中立操作するのは面倒である。

また、一方で、変速レバーは走行速度を無段階に調節するものなので、運転手にはレバー位置と速度との関係が掴み難い。そのため、変速レバーを中立位置に戻して機体を停止した後、走行駆動を再開する際、停止前の速度を再現し難かった。

## 発明の開示

本発明の第一の目的は、左右一対の駆動車軸（例えば、左右クローラ走行装置の駆動スプロケット軸）同士を差動装置にて差動連結し、該差動装置の入力部に走行用H S Tの出力回転を伝動するとともに、該両駆動車軸に、旋回用H S Tからの互いに逆方向の二分流の出力回転を各別に伝動することにより、走行駆動及び旋回するものであり、運転手の操作具として、前後進の各走行速度を設定するための変速操作具と、右左折の各旋回半径を設定するための旋回操作具（例えば丸形ハンドル）とを備えている走行車両であって、複雑な機械式リンク機構を必要とせずに、コンパクトで簡単、かつ低コストな構造により、該変速操作具や該旋回操作具の操作に対応して、良好な旋回フィーリングを実現するような走行用H S T及び旋回用H S Tの出力を制御できるものを提供することである。

本発明は、第一の目的を達成すべく、まず、該走行用H S T及び該旋回用H S Tの各出力調整手段としてそれぞれ電磁ソレノイドを設けており、該変速操作具及び旋回操作具の操作量や方向を電気信号に変換し、該電気信号に基づいて該電

磁ソレノイドの出力電流値を制御し、該出力電流値に対応した速度でそれぞれのH S Tの出力回転速度を現出するものとしており、該走行用H S Tの電磁ソレノイド、及び、該旋回用H S Tの電磁ソレノイドの各出力電流値が、それぞれ、該変速操作具の操作による電気信号、及び該旋回操作具の操作による電気信号の両方に基づいて制御されるようにしている。

変速操作具及び旋回操作具より走行用及び旋回用各H S Tの可動斜板に機械的リンク機構を介装するのではなく、変速操作具及び旋回操作具の位置に関する電気的情報により電磁ソレノイドの出力電流を制御することで、各H S Tの出力を制御するので、構造の簡素化、コンパクト化、低コスト化の要望を実現できる。

簡単かつコンパクトな具体的構造としては、走行用H S T及び旋回用H S Tそれぞれの出力調整手段を、油圧サーボ機構であるものとし、該油圧サーボ機構の油圧制御手段としての電磁比例弁に前記の電磁ソレノイドを備えるようにすることが考えられる。

旋回フィーリングを良くするため、前記の走行用H S Tの電磁ソレノイドの出力電流値の制御により、旋回操作具を直進設定位置から右左折極限位置まで操作する間、走行用H S Tの出力速度は、該旋回操作具の直進設定位置からある程度の範囲までは直進時の出力速度と殆ど変わらず、それを過ぎてから、加速度的に減少していくようにしている。これにより、舵角が小さい間は、走行速度をさほど落とさず、直進時の速度のままで小幅に旋回することができ、舵角が大きくなると、走行速度を加速度的に落として、安全かつ快適に、旋回半径の小さな旋回や急旋回、更にはブレーキターンを行うことができるのである。

また、この走行用H S T及び旋回用H S Tの電磁ソレノイドの出力電流値の制御により、旋回内側の駆動車軸の速度は、旋回操作具を直進位置から旋回半径を小さくする方に操作する間、減速していくが、この速度が0になる時の旋回操作具の設定位置を一定にすることで、ブレーキターン開始時の舵角が一定となり、運転手が正確にブレーキターンの開始する舵角を認識した上で旋回操作を行うことができる。従って、旋回操作において、運転手が思った以上に早くブレーキターンが開始してしまっ、ショックを感じるというような事態を回避することができる。

また、走行用H S Tの電磁ソレノイドの出力電流値の制御に該っては、走行用H S Tにおいて、直進時の出力速度に対する前記旋回操作具の任意設定位置毎の出力速度の割合は、前記変速操作具の設定位置の変化にかかわらず、一定であるものとしている。従って、該変速操作具を様々な速度位置に設定する場合において、その設定速度から、旋回操作具をある角度まで切る場合の機体中心速度を予測することができる。

これとともに、旋回用H S Tの電磁ソレノイドの出力電流値の制御に該って、旋回操作具の任意設定位置毎における、走行用H S Tの出力速度に対する旋回用H S Tの出力速度の割合は、前記変速操作具の設定位置の変化にかかわらず一定値に維持されているようにしている。これにより、変速操作具による設定速度にかかわらず、旋回操作具の任意設定位置、即ち任意舵角において、旋回半径が一定になる。即ち、高速走行時にも低速走行時にも、これだけ旋回操作具を操作すればこの旋回半径を得られるということが運転手に把握でき、容易に精度の高い旋回を得ることが可能となり、旋回フィーリングが向上するのである。

なお、このように、直進時の出力速度に対する旋回操作具の任意設定位置毎の出力速度の割合、及び、旋回操作具の任意設定位置毎における、走行用H S Tの出力速度に対する旋回用H S Tの出力速度の割合を、変速操作具の設定位置の変化にかかわらず一定にすることで、前述の、旋回内側の駆動車軸の速度が0となるブレーキターン開始時の舵角を一定にする効果も得ることができる。

更には、前述のように旋回用H S Tの出力速度が制御されると、低速走行時も高速走行時も、同じ旋回半径を得るのに同じだけ旋回操作具を操作しないといけませんが、これは、低速走行時においては却ってハンドルの切れが悪いような印象を与えるものになってしまう。そこで、本発明においては、変速操作具の設定位置が、一定位置より低速側にある場合には、旋回操作具の任意設定位置毎における旋回用H S Tの出力速度の、走行用H S Tの出力速度に対する割合を、前記の一定値よりも大きくする。これにより、低速走行時には同一舵角でも高速時に比べて旋回半径を小さくし、ハンドルの切れをよくして、微速による旋回操作性を高めることができる。なお、変速操作具が該一定位置より高速側にある時は、前述のように走行用H S T及び旋回用H S Tの出力速度が制御されて、任意舵角毎

の旋回半径やブレーキ開始時の舵角が、走行速度の変化にかかわらず一定に維持される。

本発明の第二の目的は、前述のように走行用H S T及び旋回用H S Tの出力回転速度を、変速操作具及び旋回操作具の位置検出に基づく電磁ソレノイドの出力電流値の制御により制御することとした走行車両において、急な変速操作具の操作にかかわらず、急激な速度の変化を回避して、安全性や快適性を確保するものである。

この第二の目的を達成すべく、本発明は、走行用H S Tの出力速度制御用の電磁ソレノイドの出力電流値の変位速度に上限値を設け、変速操作具の操作速度に対応する該出力電流値の変位速度が該上限速度を上回る時は、該出力電流値を該上限速度で変位させるものである。

本発明の第三の目的は、制動操作をするだけで、それに伴って、他に変速操作具や旋回操作具の操作をすることなく、自動的に走行用H S T及び旋回用H S Tが中立になるようにして、運転手の操作を簡素化するとともに、このような制御システムを簡単かつコンパクトな構造で備えた走行車両を提供するものである。

この第三の目的を達成すべく、本発明は、前記の両駆動車軸を制動させるためのブレーキを該両駆動車両への伝動系に設けるとともに、該ブレーキを作動させるためのブレーキ操作具（例えば、足踏みペダル）を設けており、該ブレーキ操作具を、予め設定された中立設定位置までストロークさせると、前記電磁ソレノイドの出力電流値を制御して、走行用H S T及び旋回用H S Tの出力速度を0にするものである。これにより、ブレーキ作動時において、駆動車軸の摩耗を低減するとともにブレーキ解除時の急な発進を回避するための両H S Tの中立操作が自動的に行われるので、運転手のブレーキ操作時の手間を軽減するとともに、変速操作具や旋回操作具はブレーキ作動前の状態に維持されているので、ブレーキを解除すれば、ブレーキ作動前の走行速度及び旋回角度を再開させることができる。

ブレーキ操作に伴う自動的な走行用H S T及び旋回用H S Tの中立制御システムの具体的構造として、該ブレーキ操作具が前記の中立設定位置までストロークした時に切り換わるスイッチを設け、該スイッチの切換を電気信号にて検出する

ことにより、前記の電磁ソレノイドの出力電流値を制御して、走行用H S T及び旋回用H S Tの出力速度を0にするよう構成する。このように、簡単でコンパクトかつ低コストの構造により、前記のブレーキ作動時の両H S Tの中立制御を得ることができるのである。

この構造において、ブレーキ操作具が、中立設定位置以上のストロークから中立設定位置より小さいストロークに変化した際における走行用H S T及び旋回用H S Tの出力速度を復帰させるための電磁ソレノイドの出力電流値の変位速度を一定以下に抑えることにより、ブレーキ解除に伴う走行速度や旋回角度の急激な再現が回避され、安全性を確保できる。

また、ブレーキ操作具のストローク域において、ブレーキを作動させる制動設定位置よりも小さなストローク位置に前記の中立設定位置を設定することで、ブレーキ操作具の操作に伴う作動は、まず両H S Tの中立制御がなされ、次いでブレーキが掛かるという二段作動となり、ブレーキが掛かる時には、ある程度両H S Tの出力が低減されているか、または0となっているので、両駆動車両やブレーキの摩耗も低減され、また、減速から制動に至る無理のない制動過程を得ることができる。

そして、この制御構造においては、ブレーキ操作具が前記中立設定位置に達した際における走行用H S T及び旋回用H S Tの出力速度を0にするための電磁ソレノイドの出力電流値の変位速度を一定以下に抑えることで、走行速度が徐々に減速して、やがて制動に至るという無理のない制動過程が確実に実現される。

そして、本発明の第四の目的は、前述のように走行用H S T及び旋回用H S Tの出力を電気制御するものとした走行車両において、エンジン始動時に不測の急発進が起こらないように安全性を確保するものである。

この第四の目的を達成すべく、本発明は、ブレーキ操作具を制動設定位置までストロークし、かつ、前記変速操作具が中立位置であることが確認されることにより、エンジンの始動が可能となるものとしている。従って、ブレーキがかかっており、かつ、走行用H S Tが中立の状態でなければ、エンジンがかからないので、エンジン始動時の不測の急発進は回避できるのである。

本発明の以上の、或いはその他の目的、特徴、利益は、添付の図面を基とした

以下の詳細な説明によって、より一層明白になるであろう。

### 図面の簡単な説明

第1図は、本発明に係る走行車両の一態様としてのクローラトラクタの全体側面図であり、第2図は、該クローラトラクタにおけるエンジンから左右駆動スプロケットまでの走行及び旋回用駆動系のスケルトン図であり、第3図は、該クローラトラクタにおける電磁比例弁を用いた走行用HST及び旋回用HSTの油圧回路図であり、第4図は、該電磁比例弁制御用の電気制御系統図であり、第5図は、直進時設定速度をVとした時の舵角 $\theta$ に対する機体中心実速度 $V_c$ 、旋回内側実速度 $V_i$ 、旋回外側実速度 $V_o$ 、旋回出力速度 $V_s$ のグラフであり、第6図は、第5図の機体中心実速度 $V_c$ を実現するための、直進時設定速度をVとした時の舵角 $\theta$ に対する機体中心基準速度 $V_{c1}$ 及び機体中心付加速度 $V_{c2}$ のグラフであり、第7図は、主変速レバーのストロークHに対する旋回出力速度VSを設定するための駆動係数Kのグラフであり、第8図は、ソレノイド電流値Iに対する走行用HSTの出力回転数 $T_N$ 及び旋回用HSTの出力回転数 $S_N$ のグラフであり、第9図は、主変速レバーのストロークHに対する主変速レバー用角度センサの検出電圧値TVのグラフであり、第10図は、ハンドルの舵角 $\theta$ に対するハンドル用角度センサの検出電圧値SVのグラフであり、第11図は、検出電圧値TVに対する直進時における前進用ソレノイド及び後進用ソレノイドの出力電流値 $T I_F \cdot T I_R$ のグラフであり、第12図は、ある主変速設定速度時の検出電圧値SVに対する右折用ソレノイド及び左折用ソレノイドの出力電流値 $S I_R \cdot S I_L$ のグラフであり、第13図は、電圧値TV・SVから出力電流値 $T I_{FC} \cdot T I_{RC} \cdot S I_R \cdot S I_L$ を求めるための基本フローチャート図であり、第14図は、電圧値TV・SVから前後進用出力電流値 $T I_{FC} \cdot T I_{RC}$ を求めるルーチンR1のフローチャートであり、第15図は、電圧値TV・SVから右左折用出力電流値 $S I_R \cdot S I_L$ を求めるルーチンR2のフローチャートであり、第16図は、走行用HSTのソレノイド電流値TIの変位速度に上限値を設定した場合の、同一時間t軸における主変速レバー位置検出センサの電圧値TVと該電流値TIとのグラフであり、第17図は、ブレーキペダルからブレーキ装置までのリ

ンク機構を示す側面図であり、第18図は、ブレーキペダルとブレーキペダルスイッチとの位置関係を示す主要部側面図であり、第19図は、ブレーキペダルの踏み込みに際して、ブレーキペダルスイッチの切換により両HSTの出力速度を0にする制御を行う制御フローチャート図であり、第20図は、ブレーキペダルの踏み込みに際して、ブレーキペダル位置センサの検出により両HSTの出力速度を0にする制御を行う制御フローチャート図であり、第21図は、制動状態と走行用HSTの中立とを確認した上で、エンジン起動を可能とする場合の制御フローチャートである。

### 発明を実施するための最良の形態

まず、本発明に係るクローラ式走行車両の一実施例であるクローラトラクタの概略構成について説明する。

第1図に示すように、クローラ式走行装置1を機体の左右に一对設けており、機体前部にエンジン3が配設され、ボンネット4にて覆われている。

ボンネット4の後方にはキャビン9が立設されている。該キャビン9内の前部にはダッシュボード50が立設されていて、該ダッシュボード50に操舵用の丸形ハンドル7及びブレーキペダル51が装備されている。同じくキャビン9内の運転席8の近傍には、前後進切換えや走行速度の無段変速を行うための主変速レバー77、また、第4図に示す副変速スイッチ76等が設けられている。

左右各クローラ式走行装置1の構成は、車両本体下方の左右各部にクローラフレーム2を支持し、該クローラフレーム2の前端部に支持した駆動プロケット11と後端部に支持したアイドル12、そして、駆動プロケット11とアイドル12との間にて該クローラフレーム2に支持した複数の転輪13に、クローラベルト14を巻回したものとなっている。

第1図及び第2図に示すように、エンジン3の後方には、主変速装置としての走行用HST110が配設されており、その後方にはミッションケース5が配設されていて、この中に、本例では二段の副変速ギア機構が収納されている。本例の副変速は、合計で三段となっており、キャビン8内に設けられた副変速レバー(図示せず)により、副変速クラッチ5aを切り換えて、該副変速ギア機構を低

速ギア設定状態と高速ギア設定状態とに設定可能とし、更に該副変速レバーを低速ギア設定状態にセットした場合において、副変速スイッチ76を低速一段設定状態と高速二段設定状態との間で切り換えることができる。この副変速スイッチ76は、走行用HST110の油圧ポンプ111の可動斜板111aの傾動についての設定を切り換えるものであり、後に詳述する。

機体前部には差動装置132を収納する差動装置ハウジング131が配設されており、該差動ハウジング131の左右各側に最終減速ギア134を収納する最終減速ギアボックス133を配設し、各最終減速ギアボックス133の外側にそれぞれ駆動スプロケット11を配設している。

本実施例においては、差動装置132は、左右一對のプラネタリギア機構となっている。即ち、太陽ギア軸81を左右方向に配設し、その左右各端に入力太陽ギア82を固設するとともにキャリア83を遊嵌しており、一方、最終減速ギアボックス133内の最終減速ギア134に連動連結される駆動車軸86を該走行駆動入力軸81と同一軸芯状に配設し、該差動装置ハウジング131内における駆動車軸86の端部に出力太陽ギア85を固設しており、該キャリア83には遊星ギア84を枢支して、入力太陽ギア82及び出力太陽ギア85に噛合させている。

なお、第2図においては、差動装置132の左側のプラネタリギア機構、左側の最終減速ギアボックス133及び最終減速ギア134、左側の駆動スプロケット11のみを開示しており、機体右側のこれらの部材については省略している。

差動装置ハウジング131内において、太陽ギア軸81にベベルギアを介して連動連結される走行駆動入力軸130が配設されていて、該差動装置ハウジング131より後方に突設されており、ミッションケース5より前方に突設されるトランスミッション出力軸6と、該走行駆動入力軸130との間に、ユニバーサルジョイントを介して伝動軸72が介設されている。こうして、エンジン3の動力を、主変速装置としての走行用HST110、ミッションケース5内の副変速ギア機構を経た後、伝動軸72を介して入力太陽ギア82に入力している。

一方、エンジン3の前方には、ギアケース80及び旋回用HST120が配設されており、エンジン3の動力が、ギアケース80内のギア機構、旋回用HST

120の油圧ポンプ121に入力される。旋回用HST120において、該油圧ポンプ121に流体連結されている油圧モータ122の旋回用出力軸122aが差動装置ハウジング131内に突入しており、ベベルギア機構135を介して該旋回用出力軸122aの回転駆動を、互いに逆方向に回転する二つの駆動の流れに分岐させており、それぞれの駆動の流れを、ギアを介して、該差動装置132の左右各プラネタリ機構におけるキャリア83に入力している。即ち、左右各キャリア83は、旋回用HST120の出力の入力部となっている。

こうして、該差動装置132の左右各プラネタリギア機構において、遊星ギア84は、走行用HST110の出力による入力太陽ギア82からの駆動力と、旋回用HST120の出力によるキャリア83からの駆動力との合流により、入力太陽ギア81の回りで公転かつ自転し、その回転が出力太陽ギア85に伝わって駆動車軸86を出力回転し、最終的に各駆動スプロケット11に伝わる。

また、左右一対のキャリア83には、旋回用HST120の出力により、互いに逆方向の回転駆動力が付与されるので、一方のキャリア82の駆動力は入力太陽ギア82の回転に付加され、他方のそれは入力太陽ギア82の回転より差し引かれる。こうして、左右駆動車軸86の一方を増速し、他方を減速することにより、旋回が行われるのである。

第2図乃至第4図により、走行用HST110及び旋回用HST120の構造及びその制御システムについて説明する。

走行用HST110は、可変容量型の走行用油圧ポンプ111と走行用油圧モータ112とを流体連結してなるものである。走行用油圧ポンプ111は、エンジン3の動力にて駆動され、その可動斜板111aの制御位置に応じた流動方向及び量の圧油を走行用油圧モータ112に送油し、これにより走行用油圧モータ112の出力回転方向及び出力回転数を制御する。

旋回用HST120は、可変容量型の旋回用油圧ポンプ121と旋回用油圧モータ122とを流体連結してなるものである。旋回用油圧ポンプ121は、エンジン3の動力にて駆動され、その可動斜板121aの制御位置に応じた流動方向及び量の圧油を旋回用油圧モータ122に送油し、これにより旋回用油圧モータ122の出力回転方向及び出力回転数を制御する。

本実施例では、可動斜板 1 1 1 a ・ 1 2 1 a の位置制御用にそれぞれ油圧サーボ機構を設け、各油圧サーボ機構を、それぞれ、電磁ソレノイドの出力電流に応じて位置制御される走行用電磁比例弁 6 1 ・ 旋回用電磁比例弁 6 2 にて油圧制御する。

第 4 図の如く、可動斜板 1 1 1 a を位置制御する走行用電磁比例弁 6 1 には、前進駆動用と後進駆動用とにそれぞれ対応する二つのソレノイド 6 1 a ・ 6 1 b が具備されていて、電磁比例弁 6 1 及び後述の電磁比例弁 6 2 を制御する H S T コントローラ 1 4 1 の出力インターフェイス 1 4 1 b (D/A 変換器) に接続され、そして、主変速レバー 7 7 の位置を検出するための角度センサ 7 8 がコントローラ 1 4 1 の入力インターフェイス 1 4 1 a (A/D 変換器) に接続されている。

主変速レバー 7 7 を操作すると、角度センサ 7 8 にて中立位置からの向き及び操作角度が検出され、これに基づくコントローラ 1 4 1 の制御により、二つのソレノイド 6 1 a ・ 6 1 b のうち一方に、検出操作角度に応じた量の電流が流されて、可動斜板 1 1 1 a を、主変速レバー 7 7 の操作位置に応じた位置にするのである。

なお、前記の副変速スイッチ 7 6 が H S T コントローラ 1 4 1 の入力インターフェイス 1 4 1 a (A/D 変換器) に接続されていて、前記の副変速レバーを低速ギア設定にしている状態で、低速一段位置と低速二段位置の二位置に切換可能としている。コントローラ 1 4 1 においては、該副変速スイッチ 7 6 の各設定状態に応じての可動斜板 1 1 1 a の前進・後進用最大傾斜角度と、その範囲内で主変速レバー 7 7 のシフト角度 (即ち角度センサ 7 8 の変位置) に対する可動斜板 1 1 1 a の傾斜角度比とを設定している。即ち、主変速レバー 7 7 のフルストローク位置 (前進・後進最大速度位置) に対応する可動斜板 1 1 1 a の最大傾斜角度 (言い換えると、ソレノイド 6 1 a ・ 6 1 b の最大電流値) を、副変速スイッチ 7 6 を低速一段に設定している場合には小さくし、低速二段に設定している場合には大きくして、それぞれの可動斜板 1 1 1 a の傾動範囲内で、主変速レバー 7 7 のシフト角度に対する可動斜板 1 1 1 a の傾動角度 (即ち、ソレノイド 6 1 a ・ 6 1 b の電流値) を割り当てている。

従って、低速一段設定時には、主変速レバー 7 7 のシフトに対する可動斜板 1 1 1 a の相対傾動比が小さくなり、車速の微速度調節がやりやすくなる。低速二段設定時には可動斜板 1 1 1 a の該相対傾動比が低速一段設定時よりも大きくなるので、ある程度加速度を得たい場合に低速二段設定にして、主変速レバー 7 7 のシフトに対し、ある程度大きく速度の変化を得られるようにすればよい。

可動斜板 1 2 1 a を位置制御する旋回用電磁比例弁 6 2 には、左折用と右折用とにそれぞれ対応する二つのソレノイド 6 2 a ・ 6 2 b が具備されていて、コントローラ 1 4 1 の出力インターフェイス 1 4 1 b (D/A 変換器) に接続されており、ハンドル 7 の操作角度を検出するための角度センサ 7 9 が、コントローラ 1 4 1 の入力インターフェイス 1 4 1 a (A/D 変換器) に接続されている。

ハンドル 7 を回動操作すると、角度センサ 7 9 にて中立位置 (直進設定位置) からの向き及び操作角度が検出され、これに基づくコントローラ 1 4 1 の制御にて、二つのソレノイド 6 2 a ・ 6 2 b のうち一方に、検出操作角度に応じた量の電流が流されて、可動斜板 1 2 1 a を、ハンドル 7 の回動方向及び回動角度に応じた位置にするのである。

更に、後述の如く、舵角によって走行速度を変化させるように設定している (後述の機体中心実速度  $V_c$  を参照。) ので、角度センサ 7 9 の検出に基づき、可動斜板 1 1 1 a、即ちソレノイド 6 1 a ・ 6 1 b も制御される。また、一方で、主変速レバー 7 7 による設定速度によって旋回用 H S T 1 2 0 の出力を変化させる (後述の旋回出力速度  $V_s$  を参照。) ので、角度センサ 7 8 の検出に基づき、可動斜板 1 2 1 a、即ちソレノイド 6 2 a ・ 6 2 b も制御される。

更に、ブレーキペダル 5 1 の踏み込み量を検出するブレーキペダルセンサ 3 1 と、ブレーキペダル 5 1 が踏み込まれて制動設定状態になった時に ON するブレーキペダルスイッチ 3 2 とが、コントローラ 1 4 1 の D/A 変換器に接続されており、ブレーキペダル 5 1 の踏み具合によって両油圧モータ 1 1 2 ・ 1 2 2 の出力回転数を変更する。これについては後に詳述する。

次に、旋回時の速度制御について説明する。なお、以後において、速度とは、エンジン回転数 (或いはスロットル) を一定に保持している状況において、主変速レバー 7 7 の設定位置によって決定される値を言うものとする。

第5図は、ハンドル7の直進位置（中立位置）からの左右各側への回動角度 $\theta$ （以後、舵角 $\theta$ ）に対しての、機体の左右中心部の実速度（機体中心実速度） $V_c$ 、旋回外側のクローラ式走行装置1の実速度（旋回外側実速度） $V_o$ 、旋回内側のクローラ式走行装置1の実速度（旋回内側実速度） $V_i$ 、及び、旋回HST120の駆動による旋回外側のクローラ式走行装置1の増速度（旋回出力速度） $V_s$ のグラフを表している。副変速は、高速設定、低速一段設定、低速二段設定のいずれでもよい。

舵角 $\theta$ が $\theta_1$ 以下の範囲（ $0 < \theta \leq \theta_1$ ）は、ハンドル7の遊び範囲であり、この間でハンドル7が回動しても、旋回HST120が駆動しないようになっていて（即ち、旋回出力速度 $V_s$ が0に保持されて）、機体各部の速度 $V_c \cdot V_o \cdot V_i$ は、直進時の走行速度 $V$ のまま保持される。

舵角 $\theta$ が遊び角 $\theta_1$ を超えると、旋回用HST120は、舵角 $\theta$ の増大に略比例して、機体内側と機体外側の各駆動プロケット11をそれぞれ旋回出力速度 $V_s$ にて等分に減速・増速して、機体内側実速度 $V_i$ ・機体外側実速度 $V_o$ を現出する（数式I）。

$$\text{数式 I} \cdots V_o = V_c + V_s, \quad V_i = V_c - V_s$$

ここで、機体中心実速度 $V_c$ は旋回外側実速度 $V_o$ と旋回内側実速度 $V_i$ との平均値ではあるが、旋回用HST120による機体内外の駆動プロケット11の減速量と増速量とが等分なので、実質的に機体中心実速度 $V_c$ は、各舵角 $\theta$ に応じた走行用HST110の出力によるものである。即ち、HSTコントローラ141の設定により、走行用HST110の出力回転数が、基本的には舵角 $\theta$ （ $\geq \theta_1$ ）が増大するにつれて減少するように制御しているので、機体中心実速度 $V_c$ も舵角 $\theta$ （ $\geq \theta_1$ ）が増大するにつれて減少しているのである。

ここで、走行用HST110の出力回転数が舵角 $\theta$ （ $\geq \theta_1$ ）に対し、比例的に減少するとすると、機体中心速度は、第6図で示す右下がりの直線グラフを呈する。これを機体中心基準速度 $V_{c1}$ と称する。

各舵角 $\theta$ （ $\geq \theta_1$ ）に対する機体中心基準速度 $V_{c1}$ は、例えば、最大舵角 $\theta$

$\theta_{MAX}$  の時に直進時速度  $V$  の  $p_1$  倍 ( $0 < p_1 < 1$ ) になるように設定すると、数式Ⅱのようにして求めることができる。

$$\begin{aligned} \text{数式Ⅱ} \cdots V_{c1} &= V - (V - p_1 \times V) \times (\theta - \theta_1) / (\theta_{MAX} - \theta_1) \\ &= V \times \{1 - (1 - p_1) \times (\theta - \theta_1) / (\theta_{MAX} - \theta_1)\} \\ &\text{但し、} \theta_1 \leq \theta \leq \theta_{MAX} \end{aligned}$$

この舵角  $\theta$  に対する機体中心基準速度  $V_{c1}$  の推移に従えば、舵角  $\theta$  が小さい間も、大きい間も、機体中心速度  $V_c$  の減速率は変わらないこととなる。しかし舵角  $\theta$  が大きい時（例えば最大角  $\theta_{MAX}$  にした時）に機体中心の速度が丁度適当に減速されているとしても、舵角  $\theta$  が小さいうちは、直進走行に近いので、機体中心速度を殆ど直進時と同一の方がよい。そして、ある程度舵角  $\theta$  が大きくなるにつれて徐々に減速し、最大舵角  $\theta_{MAX}$  に近づいた時点で減速率を大きくして、急旋回を実現させることが望ましい。

そこで、第6図の如く、各舵角  $\theta$  に応じて機体中心基準速度  $V_{c1}$  に加えるべき補正值、即ち、機体中心速度付加量  $V_{c2}$  を設定して、機体中心実速度  $V_c$  を次の数式Ⅲにより求めるものである。

$$\text{数式Ⅲ} \cdots V_c = V_{c1} + V_{c2}$$

これによって、第5図に示すような機体中心実速度  $V_c$  のグラフを得るのである。

$0 \leq \theta \leq \theta_1$  においては  $V_{c2} = 0$  とする。そして、 $\theta \geq \theta_1$  においては、 $V_{c2}$  を、仮に直進時の速度  $V$  を1とした場合に、例えば、舵角  $(\theta - \theta_1)$  を変数として、 $\theta = \theta_1 + (\theta_{MAX} - \theta_1) / 2 = (\theta_{MAX} + \theta_1) / 2$  の時に最大値  $V_{c2_{MAX}}$ 、 $\theta = \theta_1$  及び  $\theta = \theta_{MAX}$  の時に0になるような二次関数  $f_1(\theta - \theta_1)$  で求めることができるものとするのが考えられる。更に、最大値  $V_{c2_{MAX}}$  を直線時の速度  $V$  に対して比例的に増減するものとし、 $V_{c2}$  を数式Ⅳにより求めるものとする。

$$\text{数式IV} \cdot \cdot \cdot V_{c2} = V \times f_1(\theta - \theta_1)$$

関数式  $f_1(\theta - \theta_1)$  を設定するにあたって、 $\theta_1 \leq \theta < \theta_1 + (\theta_{MAX} - \theta_1) / 2 = (\theta_{MAX} + \theta_1) / 2$  の時は、 $V_{c2} = V - V_{c1}$  として、舵角  $\theta$  が增大するのと比例して減少する  $V_{c1}$  の減少度合いと略同一の度合いで増大することで、 $V_c$  が殆ど直線時の速度  $V$  で推移するようにする。やがて  $V_{c2}$  の舵角  $\theta$  に対する増加度合いが減少し、舵角  $\theta$  が  $(\theta_{MAX} + \theta_1) / 2$  を超えてからは、舵角  $\theta$  が增大するほどに加速度的に減少することによって、 $V_c$  が、舵角  $\theta$  が增大するほどに徐々に減少し、舵角  $\theta$  が最大値  $\theta_{MAX}$  に近づくとつれ加速度的に大きく減少して、最大舵角  $\theta_{MAX}$  で  $V_c = V_{c1}$  となるのである。

このようにして求められる機体中心実速度  $V_c$  は、直進時の速度  $V$  の変化にかかわらず、任意舵角  $\theta$  毎における直進時の速度  $V$  に対する比が一定である。従って、主変速レバー 77 を様々な速度位置に設定する場合において、その設定速度から、ハンドル 7 をある角度まで切る場合の機体中心速度を予測することができる。例えば、ハンドル 7 をある一定の角度  $\theta_{FIX}$  まで回動すれば、常に機体中心実速度  $V_c$  は  $V / 2$  になる、即ち、直進速度  $V$  が  $10 \text{ km/s}$  ならば  $5 \text{ km/s}$  に、直進速度  $V$  が  $20 \text{ km/s}$  ならば  $10 \text{ km/s}$  になるという具合に予測できるわけである。

次に、舵角  $\theta$  に対する旋回用 H S T 1 2 0 の出力制御、即ち旋回出力速度  $V_s$  の制御について説明する。第 5 図に示す如く、舵角  $\theta < \theta_1$  の場合は、 $V_s = 0$  のままである。そして、 $\theta_1 \leq \theta \leq \theta_{MAX}$  の時、まず、最大舵角  $\theta_{MAX}$  の時の旋回出力速度  $V_{sMAX}$  が求められ、これを最大値として、 $V_s$  は、舵角  $\theta$  が増大するにつれ、直線的に増大するものとしている。

この最大旋回出力速度  $V_{sMAX}$  は、例えば、第 5 図に示すように、直線時走行速度  $V$  の  $p_2$  倍として、舵角  $\theta$  が  $\theta_1$  から  $\theta_{MAX}$  まで増加する間に直線的に 0 から  $V \times p_2$  まで増加するものとする。即ち、 $V_s$  は次の数式 VI によって求められる。

$$\text{数式VI} \cdots V_s = V \times p_2 \times (\theta - \theta_1) / (\theta_{\text{MAX}} - \theta_1)$$

$$\text{但し、} \theta_1 \leq \theta \leq \theta_{\text{MAX}}$$

ここで、旋回内側実速度  $V_i$  が 0 となる時、即ち、ブレーキターの開始時の舵角  $\theta$  を  $\theta_2$  とし、これを直進時の速度  $V$  にかかわらず、一定に保持しようとするれば、数式 II、III、IV 及び前述の  $V_{c2}$  の関数式より数式 VII が成立する。

$$\text{数式VII} \cdots V - (V - p_1 \times V) \times (\theta_2 - \theta_1) / (\theta_{\text{MAX}} - \theta_1) + V \times f_1 (\theta_2 - \theta_1) = V \times p_2 \times (\theta_2 - \theta_1) / (\theta_{\text{MAX}} - \theta_1)$$

従って、数式 VII' により、 $p_2$  を求めることができる。

$$\text{数式VII}' \cdots p_2 = \{1 + f_1 (\theta_2 - \theta_1)\} \times (\theta_{\text{MAX}} - \theta_1) / (\theta_2 - \theta_1) - 1 + p_1$$

この数式 VII が成立するように  $p_2$  を設定し、これに基づいて  $V_{s\text{MAX}}$  を設定することにより、ブレーキター開始時の舵角  $\theta$  は、 $\theta_2$  に固定される。

また、以上のように、 $V_{c1}$ 、 $V_{c2}$ 、 $V_s$  は、直進時の速度  $V$  に比例するので、任意の各舵角  $\theta$  ( $\geq \theta_1$ ) において、機体中心実速度  $V_c$ 、旋回内側実速度  $V_i$  及び旋回外側実速度  $V_o$  は、直進時の速度  $V$  に比例して増減する。即ち、直進時の速度  $V$  の変化にかかわらず、前述の如く、任意舵角  $\theta$  毎における直進速度  $V$  に対する走行用 HST 110 の出力速度の比 ( $V_c/V$ ) が一定であり、更に任意舵角  $\theta$  における走行用 HST 110 に対する旋回用 HST 120 の出力速度の比 ( $V_s/V_c$ ) が一定であるので、直進時の速度  $V$  の如何にかかわらず、旋回半径を一定にすることができるのである。

但し、このように  $V_s$  を設定すると、直進速度  $V$  が低速の時、即ち、主変速レバー 77 を低速位置にしている時には、 $V_s$  が過度に小さくなって、所謂ハンドルの切れが悪くなってしまう。そこで、主変速レバー 77 が低速の時には、最大旋回出力速度  $V_{s\text{MAX}}$  を  $V \times p_2$  よりも大きくして、それにより求められる各舵

角  $\theta$  毎の旋回出力速度  $V_s$  を大きくする。そのため、 $V_{s\text{MAX}} = K \times V \times p_2$  とし、 $K$  を旋回用 H S T 1 2 0 の駆動係数として、以下のように設定する。

まず、各副変速段時における主変速レバー 7 7 の中立位置からの前進・後進域における各ストロークを  $H$  とし、最大ストロークを  $H_{\text{MAX}}$ （前進時と後進時とで同一とする。）、更に、あるストローク  $H_2$  を設定（前進時と後進時とで同一とする。）し、 $H_2 \leq H \leq H_{\text{MAX}}$  の場合は、 $K = 1$  とし、 $0 \leq H < H_2$  の場合には  $K = f_2(H) > 1$  とする。

この関数  $f_2(H)$  は、 $H = 0$  の時に駆動係数  $K$  が最大値  $K_{\text{MAX}}$ 、 $H = H_2$  の時に 1 となるような、例えば二次関数式とすることが考えられる。

第 7 図は、こうして求められる主変速レバー 7 7 の中立位置からのストローク  $H$  に対する旋回用 H S T 駆動係数の相関図を示している。

この駆動係数  $K$  を用いて  $V_s$  を算出する。これは、次の数式 IV' により求められる。

$$\text{数式 VI' } \dots V_s = K \times V \times p_2 \times (\theta - \theta_1) / (\theta_{\text{MAX}} - \theta_1)$$

$$\text{但し、} \theta_1 \leq \theta \leq \theta_{\text{MAX}}$$

このようにして旋回出力速度  $V_s$  を求めることで、主変速レバー 7 7 のストローク  $H$  を  $H_2$  よりも大きく（高速側に）している時は、前述の如く、主変速レバー位置、即ち直進時の速度の如何にかかわらず任意の舵角において旋回半径が一定になり、また、ブレーキターン開始時の舵角が一定になるという効果が得られる。そして、主変速レバー 7 7 の位置  $H$  を  $H_2$  よりも低速側にしている時には、高速側にしている時に比べて、主変速レバー位置  $H$  が低いほど任意舵角における旋回半径が小さくなり、また、ブレーキターン開示時が早くなる（ブレーキターン開示時の舵角  $\theta$  が  $\theta_2$  よりも小さくなる）ものの、これにより逆に低速走行時における旋回感覚を良好にするという効果を得られるのである。

各任意舵角  $\theta$  毎における機体中心実速度  $V_c$ 、旋回内側実速度  $V_i$  及び旋回外側実速度  $V_o$  を算出するための数値  $V_{c1}$ 、 $V_{c2}$ 、 $V_s$  に関する数式 II、III、IV、VI、VII で表される演算は、主変速レバー位置  $H$  を検出する角度センサ 7 8 及

びハンドル舵角 $\theta$ を検出する角度センサ79の検出値を基に、コントローラ141にて行われ、こうして算出した各任意舵角毎における機体中心実速度 $V_c$ 、旋回内側実速度 $V_i$ 及び旋回外側実速度 $V_o$ を現出すべく、走行用電磁比例弁61及び旋回用電磁比例弁62を制御するのである。

実際には、電圧値で表される角度センサ78・79の検出値に基づいて、各電磁比例弁61・62のソレノイドを励磁するための電流値を求める手順が必要である。これについて第8図乃至第15図より説明する。

電磁ソレノイド61a・61b・62a・62bは、同じ規格で、その出力電流 $I$ の有効域は、0アンペア（ampere）から $I_{MAX}$ アンペア（ampere）まで共通である。

第8図の如く、走行用HST110の出力回転数 $T_N$ （単位はrpm）は、前進用電磁ソレノイド61aの出力電流値である前進用電流値 $T I_F$ 及び後進用電磁ソレノイド61bの出力電流値である後進用電流値 $T I_R$ （総じて、走行駆動用電流値 $T I$ とする。）が0（ampere）から $I_{MAX}$ （ampere）まで増大するのに応じて、基本的に、0から $T N_{MAX}$ まで比例的に増大する。即ち $T N = k_1 \times T I$ （ $k_1$ は比例定数）である。

更に、旋回用HST120の出力回転数 $S_N$ （単位はrpm）は、右折用電磁ソレノイド62aの出力電流値である右折用電流値 $S I_R$ 及び左折用電磁ソレノイド62bの出力電流値である左折用電流値 $S I_L$ （総じて、旋回用電流値 $S I$ とする。）に応じて、基本的に、0から $S N_{MAX}$ まで比例的に増大する。即ち、 $S N = k_2 \times S I$ （ $k_2$ は比例定数）である。

なお、電流値 $I$ の最小値0付近における $T N = 0$ 、 $S N = 0$ が維持されている区間、及び最大値 $I_{MAX}$ 付近における $T N = T N_{MAX}$ 、 $S N = S N_{MAX}$ が維持されている区間は無視してよい。

角度センサ78による主変速レバー位置を示す電圧値を $T V$ （単位はボルト“volt”）とし、角度センサ79によるハンドル舵角を示す電圧値を $S V$ （単位はボルト“volt”）とする。

第9図は、主変速レバー77の中立位置からのストローク $H$ （前進設定域へのストロークを前進ストローク $F H$ ・後進設定域へのストロークを後進ストローク

RHとする。)と角度センサ78の検出電圧値TVとの関係を示している。主変速レバーストロークHは、中立位置を0とし、後進最大ストロークをRH<sub>MAX</sub>、前進最大ストロークをFH<sub>MAX</sub>とすると、後進最大ストロークRH<sub>MAX</sub>より、中立ストローク0を経て、前進最大ストロークFH<sub>MAX</sub>にするまで、電圧値TVは最小値TV<sub>MIN</sub>より比例的に増大して、中立ストロークH=0に対応する中間値TV<sub>N</sub>を経て、最大値TV<sub>MAX</sub>に至る。

第10図は、ハンドル舵角θと角度センサ79の検出電圧値SVとの関係を示している。ハンドル舵角θを、中立位置(直進位置)でθ=0とし、右折時の舵角をRθ(≥0)、左折時の舵角をLθ(≥0)とし、ハンドル7を回動して、左折最大舵角Lθ<sub>MAX</sub>より左折舵角Lθを減少させていき、中立位置(θ=0)を経て、右折舵角Rθを増大させて右折最大舵角Rθ<sub>MAX</sub>にまで回動する間、電圧値SVは、最小値SV<sub>MIN</sub>より比例的に増大して、中立位置に対応する中間値SV<sub>N</sub>を経て、最大値SV<sub>MAX</sub>に至る。

第11図は、直進時、即ち、 $0 \leq \theta \leq \theta_1$  においての、角度センサ検出電圧値TVに対する前進用電流値TI<sub>F</sub>及び後進用電流値TI<sub>R</sub>の設定グラフである。まず、変速レバー77の中立位置を中心に、後進ストローク位置RH<sub>1</sub>より前進ストローク位置FH<sub>1</sub>までのストローク領域を中立設定域(即ち直進速度V=0の領域)としており、RH<sub>1</sub>に対応する角度センサ79の電圧値をTV<sub>R1</sub>とし、FH<sub>1</sub>に対応する電圧値をTV<sub>F1</sub>として、検出電圧値TVについて、TV<sub>R1</sub><TV<TV<sub>F1</sub>である時は、電流値TI<sub>F</sub>・TI<sub>R</sub>を0に維持する。

そして、角度センサ検出電圧値TVがTV<sub>F1</sub>から前進最大速度に対応する最大値TV<sub>MAX</sub>に至るまで、前進用電流値TI<sub>F</sub>を0から最大電流値IT<sub>MAX</sub>まで比例的に増大させ、一方、角度センサ検出電圧値TVがTV<sub>R1</sub>から後進最大速度に対応する最小値TV<sub>MIN</sub>に至るまで、後進用電流値TI<sub>R</sub>を0から最大電流値IT<sub>MAX</sub>まで比例的に増大させている。

即ち、a(>0)を固定の比例定数として、検出電圧値TVにより、直進用電流値TI<sub>F</sub>またはTI<sub>R</sub>を次の数式Ⅷにより求めることができる。

$$\text{数式Ⅷ} \cdots TV \leq TV_{R1} \text{の時、} TI_R = -a \times (TV - TV_{R1})$$

$$T I_F = 0$$

$$T V_{R1} < T V < T V_{F1} \text{の時、} T I_F = T I_R = 0$$

$$T V \geq T V_{F1} \text{の時、} T I_F = a \times (T V - T V_{F1})$$

$$T I_R = 0$$

従って、前述の機体中心実速度  $V_c$  を求めるための数式Ⅱ～Ⅳにおいて、舵角  $\theta$ （右折時は  $R\theta$ 、左折時は  $L\theta$ ）は、第10図に示すグラフをもとに、電圧値  $SV$  により算出することができる。そして、直進時速度  $V$  を  $T I_F$  または  $T I_R$  に置き換え、更に、これを数式Ⅷにより、電圧値  $TV$  に基づく値に置き換え、前進時の  $V_{c1}$  を前進用基準電流値  $T I_{FC1}$  に、後進時の  $V_{c1}$  を後進用基準電流値  $T I_{RC1}$  に、前進時の  $V_{c2}$  を前進用付加電流値  $T I_{FC2}$  に、後進時の  $V_{c2}$  を後進用付加電流値  $T I_{RC2}$  にそれぞれ置き換えることによって、前進時における任意舵角  $\theta$  毎の機体中心実速度  $V_c$  を現出するための前進用電流値  $T I_{FC}$ 、そして、後進時における任意舵角  $\theta$  毎の機体中心実速度  $V_c$  を現出するための後進用電流値  $T I_{RC}$  を、電圧値  $TV$  により求めることができる。

従って、第6図の舵角  $\theta$  に対する機体中心基準速度  $V_{c1}$  のグラフは、舵角  $R\theta$  または  $L\theta$  に対する前進用または後進用基準電流値  $T I_{FC1}$  ・  $T I_{RC1}$  のグラフに、舵角  $\theta$  に対する機体中心付加速度  $V_{c2}$  のグラフは、舵角  $R\theta$  または  $L\theta$  に対する前進用または後進用付加電流値  $T I_{FC2}$  または  $T I_{RC2}$  のグラフに置き換えることができる。

なお、第11図の中で、電圧値  $T V_{F2}$  は前述の駆動係数  $K$  の決定に関わる主変速レバー77の前進時のストローク  $H_2$ （ $F H_2$  とする）に該当する電圧値であり、電圧値  $T V_{R2}$  は、同じく後進時のストローク  $H_2$ （ $R H_2$  とする）に該当する電圧値である。第7図のストローク  $H$  に対する駆動係数  $K$  のグラフは、電圧値  $TV$  を  $T V_N$  から  $T V_{MAX}$  まで増大させる時の駆動係数  $K$  のグラフ、または、電圧値  $TV$  を  $T V_N$  から  $T V_{MIN}$  まで減少させる時の駆動係数  $K$  のグラフに置き換えることができる。

次に、数式Ⅶ' に基づく数式Ⅵ' において、 $V_s = SN$ 、 $V = TN$  を代入すると、任意角度  $\theta$  毎における旋回用  $HST120$  の出力回転数  $SN$  を、直進設定時

の走行用HST110の出力回転数TNにより求める数式ができる。更に、前述のように、 $TN = k_1 \times TI$ なので、この直進設定時の出力回転数TNに、 $k_1 \times TIF$  または  $k_1 \times TIR$  を代入し、そして、 $SN = k_2 \times SI$ を代入する。以上のことから、舵角 $\theta$ 及び電圧値TVにより電流値SIを求める式ができる。第10図に示すグラフにより、任意舵角 $\theta$ （右舵角R $\theta$ 及び左舵角L $\theta$ ）に相当する電圧値SVを当てはめることで、次のように、電圧値SVによって右折用電流値SIR及び左折用電流値SILを求める数式を得ることができる。

数式IX・・・ $SV \leq SV_{L1}$ の時、 $SIR = 0$

$$SIL = -K \times TIF \times b \times (SV - SV_{L1})$$

$$\text{または、} SIL = -K \times TIR \times b \times (SV - SV_{L1})$$

$SV_{L1} < SV < SV_{R1}$ の時、 $SIL = SIR = 0$

$SV \geq SV_{R1}$ の時、 $SIL = 0$

$$SIR = K \times TIF \times b \times (SV - SV_{R1})$$

$$\text{または、} SIR = K \times TIR \times b \times (SV - SV_{R1})$$

この数式IXの中で、 $b (> 0)$ は、前述の如く、数式VII'に基づく数式VI'にて、 $Vs = k_2 \times SI$ 、 $V = k_1 \times TIF$  または  $V = k_1 \times TIR$  を代入し、第10図のグラフによる電圧値SVと右舵角R $\theta$ 及び左舵角L $\theta$ との関係に基づいて得られる固定の比例定数である。

更に、 $TIF$  または  $TIR$  は、数式VIIIにより、電圧値TVに基づいて算出される。従って、主変速レバー77の角度センサ78の検出電圧値TV及びハンドル7の角度センサ79の検出電圧値SVに基づいて、右折用電流値SIRまたは左折用電流値SILを得ることができるのである。

この数式IXをもととして、第12図に示すように、主変速レバー77をある設定位置にした時に、角度センサ検出電圧値SVに対する右折用電流値SIR及び左折用電流値SILの設定グラフを得ることができる。前述の数式IXにおける $K \times TIF \times b$ 及び $-K \times TIR \times b$ が、このグラフの傾きに該当する。従って、このグラフの傾き、及び最大電流値 $ISMAX$ は、主変速レバー77により設定され

る直進速度 $V$ （即ち、角度センサ78の検出電圧値 $TV$ ）の変化に伴って、更には、該主変速レバー77の一定の設定域（ $RH_2 < H < FH_2$ ）の時に可変となる駆動係数 $K$ の変化に伴って変化する。

次に、主変速レバー77及びハンドル7の操作による走行用HST110・旋回用HST120の出力制御の流れを説明するため、角度センサ78・79の検出に基づく電磁比例弁61・62の各ソレノイドの電流制御の流れを第13図乃至第15図にて説明する。

基本的には、第13図で示す制御の流れにより走行用電磁比例弁61及び旋回用電磁比例弁62を出力制御する。即ち、角度センサ78より電圧値 $TV$ を入力し（ステップS101）、角度センサ79より電圧値 $SV$ を入力して（ステップS102）、走行用電磁比例弁61の電流出力ルーチンR1（ステップS103）、及び旋回用電磁比例弁62の電流出力ルーチンR2（ステップS104）を経て、走行用HST110及び旋回用HST120の出力を制御するのである。

走行用電磁比例弁61の電流出力ルーチンR1について、第14図より説明する。まず、入力した電圧値 $TV$ を前述の数式Ⅷに当てはめ、 $TV_{R1} < TV < TV_{F1}$ の時（ステップS201）は、前進用電流値 $TI_F$ 、後進用電流値 $TI_R$ ともに0とし、直進速度を0とする（ステップS202）。 $TV \geq TV_{F1}$ の時（ステップS203）は、検出電圧値 $TV$ に基づき、前方直進速度 $V$ を現出するための前進用電流値 $TI_F = a \times (TV - TV_{F1})$ を設定する（ステップS204）。なお、後進用電流値 $TI_R$ は0である（第14図において省略）。 $TV \leq TV_{R1}$ の時（ステップS215）は、検出電圧値 $TV$ に基づき、後方直進速度 $V$ を現出するための後進用電流値 $TI_R = a \times (TV - TV_{R1})$ を設定する（ステップS216）。なお、前進用電流値 $TI_F$ は0である（第14図において省略）。

前進時、後進時の各場合において、電圧値 $SV$ の検出により、 $SV_{R1} < SV < SV_{F1}$ であれば（ステップS205・S217）、直進走行として、機体中心実速度 $V_C$ を現出する前進用電流値 $TI_{Fc}$ または後進用電流値 $TI_{Rc}$ をそれぞれ直進設定の電流値 $TI_F \cdot TI_R$ に維持する（ステップS206・S218）。

前進時において、 $SV \geq SV_{R1}$ であれば（ステップS207）、右旋回であるとして、第9図のグラフをもとに右舵角 $R\theta$ を算出して、数式Ⅱ、Ⅳにおける $\theta$

に $\theta = R\theta$ を代入する（ステップS 2 0 8）。 $SV \leq SV_{L1}$ であれば（ステップS 2 0 9）、左旋回であるとして、第9図のグラフをもとに左舵角 $L\theta$ を算出して、数式II、IVにおける $\theta$ に $\theta = L\theta$ を代入する（ステップS 2 1 0）。更に、 $V = T I_F$ 、 $V_{c1} = T I_{FC1}$ 、 $V_{c2} = T I_{FC2}$ 、 $V_c = T I_{FC}$ として（ステップS 2 1 1）、数式IIより機体中心基準速度 $V_{c1}$ を現出するための機体中心基準電流値 $T I_{FC1}$ を算出し（ステップS 2 1 2）、数式IVより機体中心付加速度 $V_{c2}$ を現出するための機体中心付加電流値 $T I_{FC2}$ を算出し（ステップS 2 1 3）、数式IIIにより、前進時の任意舵角毎の機体中心実速度 $V_c$ を現出するための実際の電磁ソレノイド6 1 aの出力電流値 $T I_{FC}$ を算出する（ステップS 2 1 4）。

後進時において、 $SV \geq SV_{R1}$ であれば（ステップS 2 1 9）、右旋回であるとして、第9図のグラフをもとに右舵角 $R\theta$ を算出して、数式II、IVにおける $\theta$ に $\theta = R\theta$ を代入する（ステップS 2 2 0）。 $SV \leq SV_{L1}$ であれば（ステップS 2 2 1）、左旋回であるとして、第9図のグラフをもとに左舵角 $L\theta$ を算出して、数式II、IVにおける $\theta$ に $\theta = L\theta$ を代入する（ステップS 2 2 2）。更に、 $V = T I_R$ 、 $V_{c1} = T I_{RC1}$ 、 $V_{c2} = T I_{RC2}$ 、 $V_c = T I_{FC}$ として（ステップS 2 2 3）、数式IIより機体中心基準速度 $V_{c1}$ を現出するための機体中心基準電流値 $T I_{RC1}$ を算出し（ステップS 2 2 4）、数式IVより機体中心付加速度 $V_{c2}$ を現出するための機体中心付加電流値 $T I_{RC2}$ を算出し（ステップS 2 2 5）、数式IIIにより、後進時の任意舵角毎の機体中心実速度 $V_c$ を現出するための実際の電磁ソレノイド6 1 bの出力電流値 $T I_{RC}$ を算出する（ステップS 2 2 6）。

次に、旋回用電磁比例弁6 2の電流出力ルーチンR 2について、第15図より説明する。

まず、駆動係数 $K$ を決定すべく入力した電圧値 $TV$ を測定する（S 3 0 1）。 $TV_{R2} \leq TV \leq TV_{F2}$ の時、電圧値 $TV$ を前進ストローク $FH$ または後進ストローク $RH$ に置き換えて $K = f_2$ （ $FH$ ）または $K = f_2$ （ $RH$ ）とする（ステップS 3 0 2）。 $TV > TV_{F2}$ または $TV < TV_{R2}$ の時は $K = 1$ である（ステップS 3 0 3）。

次に、主変速レバー 77 が前進設定かどうかを判定すべく、電圧値  $TV_{F1}$  に対する検出電圧値  $TV$  の大小を測定する（ステップ S 304）。 $TV < TV_{F1}$  の時は、更に、後進設定かどうかを判定すべく、電圧値  $TV_{R1}$  に対する検出電圧値  $TV$  の大小を測定する（ステップ S 305）。この測定で後進設定でなければ、中立設定であるとして、前進用・後進用の電流値  $TI_F \cdot TI_R$  はともに 0 とする（ステップ S 306）。

ステップ S 304 で前進設定と判定された場合は、数式 VIII により、 $TI_F = a \times (TV - TV_{F1})$  として、検出電圧値  $TV$  より前方直進設定速度  $TI_F$  を算出する（ステップ S 307）。なお、 $TI_R$  は 0 である（第 15 図では省略）。ステップ S 305 で後進設定と判定された場合は、数式 VIII により、 $TI_R = -a \times (TV - TV_{R1})$  として、検出電圧値  $TV$  より後方直進設定速度  $TI_R$  を算出する（ステップ S 313）。なお、 $TI_F$  は 0 である（第 15 図では省略）。

前進・後進それぞれの場合において、ハンドル 7 が右折設定かどうかを判定すべく、電圧値  $SV_{R1}$  に対する検出電圧値  $SV$  の大小を測定する（ステップ S 308、S 314）。 $SV < SV_{R1}$  の時は、更に、左折設定かどうかを判定すべく、電圧値  $SV_{L1}$  に対する検出電圧値  $TV$  の大小を測定する（ステップ S 309、S 315）。この測定で左折設定でなければ、直進設定であるとして、右折用・左折用の電流値  $SI_R \cdot SI_L$  は、ともに 0 とする（ステップ S 310、S 316）。

前進・後進各場合において、 $SV \geq SV_{R1}$  であれば右旋回であるとして、数式 IX により、右折用電流値  $SI_R$  を算出する（ステップ S 311、S 317）。左折用電流値  $SI_L$  は 0 である（第 15 図にて省略）。そして、 $SV \leq SV_{L1}$  であれば左旋回であるとして、数式 IX により、右折用電流値  $SI_L$  を算出する（ステップ S 312、S 318）。右折用電流値  $SI_R$  は 0 である（第 15 図にて省略）。

こうして、主変速レバー 77 の角度センサ 78、及び、ハンドル 7 の角度センサ 79 の検出に対応して、走行用電磁比例弁電流出力カルーチン R1 より、機体中心実速度  $V_c$  に該当するソレノイド 61a の電流値  $TI_{cf}$  またはソレノイド 61b の電流値  $TI_{cr}$ 、及び、旋回出力速度  $V_s$  に該当するソレノイド 62a の電流

値 $S I_R$  またはソレノイド62bの電流値 $S I_L$ を算出して、それぞれのソレノイドを出力制御し、回転時における回転側のクローラ式走行装置1の速度 $V_i$ 及び反回転側のクローラ式走行装置1の速度 $V_o$ を得るものである。

以上は、両HST110・120の可動斜板111a・121a制御用電磁比例弁61・62における、主変速レバー77を一定位置にしたまま旋回する場合の制御について説明したものである。

次に、主変速レバー77の増速操作や減速操作の時の走行用電磁比例弁61の制御について説明する。

例えば前方直進時において、主変速レバー77を瞬時に増速シフトして、角度センサ78の検出電圧値 $T V$ を $T V_1$ から $T V_2$  ( $> T V_1$ )へと高めた場合、各検出値 $T V_1$ ・ $T V_2$ に対応する走行用電磁比例弁61の励磁中のソレノイド61aの電流値 $T I_F$ がそれぞれ $T I_{F1}$ ・ $T I_{F2}$ であるとすると、本来ならば該電流値 $T I$ が、 $T I_{F1}$ から $T I_{F2}$ へと、電圧値 $T V$ の変化に同期的に増大し、走行用HST110の出力を一気に増大する。しかし、これではショックが伴って搭乗者に不具合があるだけでなく、部品の破損にも繋がる。

そこで、単位時間 $t$ 。毎の走行用電磁比例弁61（ソレノイド61aまたは61b）の電流値 $T I$ （前進・後進を問わない）の変位量、即ち、電流変位速度 $T I'$ について、 $T I'_{MAX}$ を設定し、主変速レバー77をシフトした時のそのシフト速度、即ち、電圧値 $T V$ の変位速度 $T V'$ に対応する電流変位速度 $T I'$ が上限値 $T I'_{MAX}$ 以内の場合は、電圧値 $T V$ の変化に即時的に走行用電磁比例弁61の出力電流値 $T I$ を変化させ、該電流変位速度 $T I'$ が上限値 $T I'_{MAX}$ を超える場合は、走行用電磁比例弁61の出力電流値 $T I$ は、電流変位速度 $T I'_{MAX}$ に基づいて変位させる。

言い換えれば、主変速レバー77のシフト速度が、電流変位速度上限値 $T I'_{MAX}$ に該当する速度を超える場合は、シフト完了後の検出される電圧値 $T V$ に該当する電流値 $T I$ に近づくように単位時間毎に電流値 $T I$ を $T I'_{MAX}$ だけ増加或いは減少させていくのである。

第16図は、同一時間 $t$ 軸の電圧値 $T V$ 及び電流値 $T I$ の変化を示すものである。なお、この場合には電流変位速度上限値 $T I'_{MAX}$ の値を、増速時と減速時

とで同一としているが、異ならせてもよい。また、前進時と後進時とで異ならせてもよい。更に、シフトが前進・後進両域間に跨がる場合にも適応できる。

こうして、主変速レバー 77 を急激に操作した場合にも、走行用 H S T 1 1 0 の出力の変位速度は一定以下に抑えられ、車両の急激な加速や減速を回避することができる。

なお、この電流変位速度上限値  $T I'_{MAX}$  は、後述の制動操作時における走行用 H S T 1 1 0 及び旋回用 H S T 1 2 0 の中立制御及び制動前の出力復帰制御においても、それぞれのソレノイドの電流変位速度として用いることができる。

次に、本発明における制動制御について説明する。従来、ブレーキ操作と H S T の中立操作とは別個であって、H S T 出力調整用の変速レバーを中立位置に戻す操作を行う一方で、駆動スプロケットを確実に制動すべくブレーキをかける（通常、ペダルの踏み操作）という手順が必要である。また、急ブレーキ時には、変速レバーを中立位置に戻す余裕がなく、駆動した状態のまま駆動スプロケットにブレーキをかけるので、制動摩擦が発生して、関連部材の摩耗が生じる要因となる。

本発明においては、ブレーキペダル 5 1 の操作一つで、H S T の中立操作とブレーキの操作とを二段に行うことができるものとしている。即ち、ブレーキペダル 5 1 にクラッチペダルとしての機能を兼備させている。

まず、ブレーキペダル 5 1 とその位置検出用のセンサ、及び該ブレーキペダル 5 1 とブレーキ装置 5 8 との間に介設されるリンク機構 4 0 の構造について、第 1 7 図より説明する。

ブレーキペダル 5 1 は、ダッシュボード 5 0 内に左右方向に配設されたペダル支持軸 5 2 を支点として回動自在に吊設された足踏みペダルであり、バネ 5 9 により上方に付勢されている。

一方、ブレーキ装置 5 8 は、例えば、湿式多板型であって、第 2 図の如く、差動装置ハウジング 1 3 1 内において、伝動軸 7 2 に連結された差動装置 1 3 2 の入力軸 1 3 0 回りに配設されており、該入力軸 1 3 0 を直接に制動することにより、左右両クローラ式走行装置 1 の駆動スプロケット 1 1 を同時に制動するものである。

本例のブレーキ装置 5 8 は、入力軸 1 3 0 を軸芯方向（即ち前後方向）に押し引きする（これは、ベベルギアのバックラッシュ範囲内で可能である）ことにより、制動・解除を切り換えられるものとなっており、この入力軸 1 3 0 の押し引きのため、該入力軸 1 3 0 とブレーキペダル 5 1 との間に、第 1 7 図に示されるブレーキリンク機構 4 0 が設けられている。

このブレーキリンク機構 4 0 について説明する。ペダル支持軸 5 2 の下方には左右方向の第一回動支点軸 5 4 が配設されており、該ペダル支持軸 5 2 を中心に該ブレーキペダル 5 1 と一体に回動するアーム 5 1 a と、該第一回動支点軸 5 4 を中心に回動可能なアーム 5 4 a とを略鉛直方向の連結ロッド 5 3 にて枢結し、該ブレーキペダル 5 1 の回動により、連結ロッド 5 3 が略上下方向に押し引きされるようになっている。

更に、該第一回動支点軸 5 4 を中心に、該アーム 5 4 a と一体状に回動可能なアーム 5 4 b が設けられている。一方、入力軸 1 3 0 の、差動装置ハウジング 1 3 1 より後方に突出した部分の上方に、左右方向の第二回動支点軸 5 6 が配設されており、該第二回動支点軸 5 6 を中心として、互いに一体状に回動可能なアーム 5 6 a 及びアーム 5 6 b が設けられている。アーム 5 4 b とアーム 5 6 a は、略前後方向の連結ロッド 5 5 により連結され、アーム 5 6 b と該入力軸 1 3 1 a とが、略鉛直方向のロッド 5 7 により枢結されている。なお、アーム 5 6 a は、該アーム 5 6 a に固設されているピンを連結ロッド 5 5 先端の長孔 5 5 a に嵌入することにより、該連結ロッド 5 5 に連結されるものとなっており、該長孔 5 5 a 内における該アーム 5 6 a のピンの摺動範囲により、ブレーキペダル 5 1 の遊びを現出している。

こうして、ブレーキペダル 5 1 が回動すると、それに連動して連結ロッド 5 3 が略上下方向に押し引きされ、連結ロッド 5 5 が略前後方向に押し引きされ、更にロッド 5 7 が前後揺動して、入力軸 1 3 0 が前後に摺動するように、ブレーキリンク機構 4 0 が構成されているのである。

ブレーキ装置 5 8 はブレーキペダル 5 1 が下方回動角度を増大させるほどにその制動力を高め、第 1 8 図に示す最大踏み込み位置近傍位置 P 2 で略完全に左右駆動プロケット 1 1 を制動する。

第17図の如く、ブレーキペダル51近傍において、ブレーキペダル51の回動角度（踏み込み量）を検出すべく、ブレーキペダル位置センサ31が配設されている。本例ではブレーキペダル位置センサ31はブレーキペダル51の上端近傍に配設されているが、所定の目的が果たせるならばどの位置でもよい。

また、該ブレーキペダル51が所定位置まで踏み込まれるとONするブレーキペダルスイッチ32が配設されている。第17図の実施例では、ブレーキペダルスイッチ32はブレーキペダル51が最大踏み込み位置近傍位置P2まで踏み込んだ時にONするように位置設定されているが、それよりも浅い踏み込み位置P1にてONするように配設してもよい。

このブレーキペダルスイッチ32は、走行用HST110・旋回用HST120の出力速度を強制的に0にするためのスイッチである。HST110・120の各可動斜板111a・121aが主変速レバー51やハンドル7に機械的なりんく機構で連結されている場合には、両HST110・120が中立位置に戻る場合には、主変速レバー77が中立位置に、ハンドル7が直進設定位置に戻る筈である。しかし、本発明では、主変速レバー77及びハンドル7の操作位置を電氣的に検出し、その検出値に基づいて、各可動斜板制御用油圧サーボ機構における電磁比例弁61・62を電氣的に制御することで、可動斜板111a・121aを動かすので、主変速レバー77及びハンドル7の位置と可動斜板111a・121aの位置との関係が固定されていない。即ち、走行用HST110がブレーキペダル51の回動によって強制的に中立になっても、主変速レバー77が中立位置になることはない。従って、ブレーキペダル51を踏んで、走行用HST110を中立にした後、ブレーキペダル51の踏み込みを解除すると、主変速レバー77がブレーキペダル51の踏み込み前のままの位置なので、停止前の走行速度を容易に再現することができる。

また、本発明においては、前述のように任意舵角毎の走行用HST110の出力、即ち、機体中心実速度 $V_c$ と、旋回用HST120の出力、即ち、旋回用出力速度 $V_s$ とが制御されるので、ブレーキペダル51の踏み込み前にハンドル7が右折または左折に設定されていれば、ブレーキペダル51を解除した時に、そのハンドル切り角に応じた一定の旋回半径で車両が旋回を再開することとなる。

第19図により、ブレーキペダルスイッチ32のON・OFF判定によるHSTの出力制御について説明する。

角度センサ78・79の検出電圧値TV・SVが入力されている状態において（ステップS401・S402）、ブレーキペダルスイッチ32のON・OFFが判定され（ステップS403）、該スイッチ32がOFFの場合、両検出電圧値TV・SVに基づいて、前述の走行用HST110の電磁比例弁出力ルーチンR1、及び旋回用HST120の電磁比例弁出力ルーチンR2により、ソレノイド出力電流値TI・SIが制御される（ステップS404・405）。一方、ブレーキペダル51の踏み込みによりブレーキペダルスイッチ32がONすると、角度センサ78・79の検出値、即ち主変速レバー77の位置及びハンドル7の回動角度に関係なく、HSTコントローラ141により、走行用電磁比例弁61における励磁中のソレノイド61a或いは61bの電流値TI、及び旋回用電磁比例弁62における励磁中のソレノイド62a或いは62bの電流値SIが強制的に0となり（ステップS406・S407）、両可動斜板111a・121aが中立位置となって、各HSTの油圧モータ112・122の出力回転が停止する。

第19図の実施例においては、ブレーキペダル51が最大踏み込み近傍位置P2まで踏み込まれた時にブレーキペダルスイッチ32がONするので、ブレーキ装置58が作動すると、両HST110・120が殆ど中立になるのが同時である。

これに代わって、最大踏み込み近傍位置P2よりも浅い踏み込み位置P1までブレーキペダル51を踏み込んだ時にONするようブレーキペダルスイッチ32を位置設定した場合、ブレーキペダル51を最大踏み込み位置まで踏み込む過程にて、両HST110・120が中立状態になってからブレーキ装置58が作動することとなる。即ち、ブレーキペダル51の操作に伴って、HSTの中立制御とブレーキ作動が段階的になされるようにしている。

更に、前述の第16図で示す実施例のように、電流値の減少速度TI'を一定値以下に抑制する（第16図のTI'\_{MAX}を採用してもよい）ことによって、走行用HST110及び旋回用HST120の出力を中立に戻す際における減速度

を規制することにより、車両速度は徐々に減速して最終的に完全な制動状態になるというように制御されるので、制動のショックが緩和される。なお、第16図の実施例では前進・後進用電流値 $T I$ のみ言及されているが、旋回中であれば、右折・左折用電流値 $S I$ の減少速度においても同様に、 $T I$ の減少速度と比例して減少させることで、旋回半径を一定に保持したまま減速させることができる。

また、制動に際して主変速レバー77及びハンドル7をそれぞれ中立に戻すことなく、元の位置にしたままなので、ブレーキペダル51を戻して、ブレーキペダルスイッチ32をOFFにすると、再び両検出電圧値 $T V \cdot S V$ に基づくソレノイド出力電流値 $T I \cdot S I$ により走行用 $H S T 1 1 0$ ・旋回用 $H S T 1 2 0$ の出力が制御されて、ブレーキペダル51の踏み込み前の走行速度が得られることとなる。この場合においても、電流値の増加速度を一定値以下に抑制することによって規制することにより、車両速度は徐々に増大して元の速度に戻るため、発進によるショックを緩和できる。

なお、ブレーキペダルスイッチ32に代えて、ブレーキペダル位置センサ31の検出値に基づいて、両 $H S T 1 1 0 \cdot 1 2 0$ の中立制御を行うものとしてもよい。例えば、前述の如く、 $H S T$ 中立制御とブレーキ作動とを段階的に行うとする。ブレーキペダル位置センサ31の検出電圧値 $B V$ がブレーキペダル51を踏み込むにつれ増大するように設定しておき、ブレーキペダル51が初期位置の時に $B V = B V_0$ 、踏み込み位置 $P 1$ の時に $B V = B V_1$ であるものとする。第20図の如く、角度センサ78・79の検出電圧値 $T V \cdot S V$ が入力されている状態において（ステップ $S 5 0 1 \cdot S 5 0 2$ ）、ブレーキペダルセンサ検出電圧値 $B V$ が測定され（ステップ $S 5 0 3$ ）、 $B V_0 \leq B V < B V_1$ の時、両検出電圧値 $T V \cdot S V$ に基づいて、前述の走行用 $H S T 1 1 0$ の電磁比例弁出力ルーチン $R 1$ 、及び旋回用 $H S T 1 2 0$ の電磁比例弁出力ルーチン $R 2$ により、ソレノイド出力電流値 $T I \cdot S I$ が制御される（ステップ $S 5 0 4 \cdot 5 0 5$ ）。一方、ブレーキペダル51の踏み込みにより、 $B V \geq B V_1$ となると、角度センサ78・79の検出値に関係なく、 $H S T$ コントローラ141により、電流値 $T I \cdot S I$ が強制的に0となり（ステップ $S 5 0 6 \cdot S 5 0 7$ ）、両可動斜板111a・121aが中立位置となって、各 $H S T$ の油圧モータ112・122の出力回転

が停止する。

このブレーキペダル位置センサ 3 1 の検出値を用いる場合、両 H S T 1 1 0 ・ 1 2 0 が中立となるまでにブレーキペダル 5 1 の踏み込み位置に応じて電磁比例弁 6 1 ・ 6 2 の励磁中のソレノイドへの電流値 T I ・ S I を下げていくものとしてもよい。これにより、左右駆動スプロケット 1 1 の回転速度の減速具合を、ブレーキペダル 5 1 の踏み込みにより調節することができる。この場合、両 H S T 1 1 0 ・ 1 2 0 がブレーキペダルスイッチ 3 2 の切換で中立になる構成と兼用してもよい。

また、エンジン発進用のセルモータが、ブレーキペダル 5 1 の踏み込みで、両 H S T 1 1 0 ・ 1 2 0 が中立で、かつ、ブレーキ装置 5 8 が作動している時のみ通電するものとしておくことにより、エンジン起動時の安全性を確保することができる。

第 2 1 図は、そのための制御フローチャートである。この場合、最大踏み込み位置 P 2 に対応してブレーキペダルスイッチ 3 2 を設けて、ブレーキ装置 5 8 が制動状態であるかどうかを判定するのとしている。

エンジンが停止している場合（ステップ S 6 0 1）には、ブレーキペダルスイッチ 3 2 が ON されていることで、ブレーキ装置 5 8 が制動状態であることを確認し（ステップ S 6 0 2）、更に、主変速レバー角度センサ 7 8 の検出電圧値 T V により、走行用 H S T 1 1 0 が中立であることを確認した上で（ステップ S 6 0 3）、セルモータが通電可能となり（ステップ S 6 0 4）、これにより、エンジン起動が可能となる。

以上に説明したのは、本発明を実施する上での最良の形態であり、以後の請求の範囲で示す本発明の精神及び範囲より逸脱しない限り、以上に述べた以外の実施の形態が可能である。

#### 産業上の利用可能性

以上のように、本発明は、クローラトラクタやクローラ式走行車両を始め、走行駆動用と、旋回用にそれぞれ H S T を用いて駆動するタイプの走行車両において採用することにより、変速レバー等の変速操作具、及び、丸形ハンドル等の旋

回操作具と、各H S Tの可動斜板との間に、複雑なリンク機構を介設することなく、電気的な制御により、コンパクトで軽量かつ精密で、更には低コストなH S T出力制御系の構成を有する走行車両の提供を実現できる。

## 請 求 の 範 囲

1. 左右一対の駆動車軸同士を差動装置にて差動連結し、該差動装置の入力部に、走行用油圧式無段変速装置の出力回転を伝動するとともに、該両駆動車軸に、旋回用油圧式無段変速装置からの互いに逆方向の二分流の出力回転を各別に伝動することにより、走行駆動及び旋回するものであり、運転手の操作具として、前後進の各走行速度を設定するための変速操作具と、右左折の各旋回半径を設定するための旋回操作具とを備えている油圧駆動式走行車両において、該走行用油圧式無段変速装置及び該旋回用油圧式無段変速装置の各出力調整手段としてそれぞれ電磁ソレノイドを設けており、該変速操作具及び旋回操作具の操作量や方向を電気信号に変換し、該電気信号に基づいて該電磁ソレノイドの出力電流値を制御し、該出力電流値に対応した速度でそれぞれの油圧式無段変速装置の出力回転速度を現出するものとしており、該走行用油圧式無段変速装置の電磁ソレノイド、及び、該旋回用油圧式無段変速装置の電磁ソレノイドの各出力電流値が、それぞれ、該変速操作具の操作による電気信号、及び該旋回操作具の操作による電気信号の両方に基づいて制御されることを特徴とする油圧駆動式走行車両。
2. 前記走行車両の左右一対の駆動車軸は、それぞれ、機体の左右に配したクローラ走行装置の駆動スプロケット軸であることを特徴とする請求の範囲第1項記載の油圧駆動式走行車両。
3. 前記旋回操作具を丸形ハンドルとしていることを特徴とする請求の範囲第1項記載の油圧駆動式走行車両。
4. 前記の走行用油圧式無段変速装置及び旋回用油圧式無段変速装置それぞれの出力調整手段は、油圧サーボ機構であるものとし、該油圧サーボ機構の油圧制御手段としての電磁比例弁に前記電磁ソレノイドを備えていることを特徴とする請求の範囲第1項記載の油圧駆動式走行車両。

5. 前記の走行用油圧式無段変速装置の電磁ソレノイドの出力電流値の制御により、前記旋回操作具を直進設定位置から右左折極限位置まで操作する間、走行用油圧式無段変速装置の出力速度は、該旋回操作具の直進設定位置からある程度の範囲までは直進時の出力速度と殆ど変わらず、それを過ぎてから、加速度的に減少していくことを特徴とする請求の範囲第1項記載の油圧駆動式走行車両。

6. 前記の走行用油圧式無段変速装置の電磁ソレノイドの出力電流値の制御により、該走行用油圧式無段変速装置において、直進時の出力速度に対する前記旋回操作具の任意設定位置毎の出力速度の割合は、前記変速操作具の設定位置にかかわらず、一定であることを特徴とする請求の範囲第5項記載の油圧駆動式走行車両。

7. 前記の旋回用油圧式無段変速装置の電磁ソレノイドの出力電流値の制御により、前記旋回操作具の任意設定位置毎における、該旋回用油圧式無段変速装置の出力速度の、前記走行用油圧式無段変速装置の出力速度に対する割合は、前記変速操作具の設定位置にかかわらず、一定値に維持されていることを特徴とする請求の範囲第6項記載の油圧駆動式走行車両。

8. 前記変速操作具の設定位置が、一定位置より低速側にある場合には、前記旋回操作具の任意設定位置毎における、前記旋回用油圧式無段変速装置の出力速度の、前記走行用油圧式無段変速装置の出力速度に対する割合を、前記の一定値よりも大きくすることを特徴とする請求の範囲第7項記載の油圧駆動式走行車両。

9. 前記の旋回操作具を直進設定位置から左右旋回半径を小さくする方に操作する間、直進設定速度から減速していく旋回内側の駆動車軸の回転速度が0になる時の該旋回操作具の操作位置を一定にしていることを特徴とする請求の範囲第5項記載の油圧駆動式走行車両。

10. 前記走行用油圧式無段変速装置の出力速度制御用の電磁ソレノイドの出力

電流値の変位速度に上限値を設け、前記変速操作具の操作速度に対応する該出力電流値の変位速度が該上限速度を上回る時は、該出力電流値を該上限速度で変位させることを特徴とする請求の範囲第 1 項記載の油圧駆動式走行車両。

1 1. 前記の左右両駆動車軸を制動させるためのブレーキを、該両駆動車両への伝動系に設けるとともに、該ブレーキを作動させるためのブレーキ操作具を設けており、該ブレーキ操作具を、予め設定された中立設定位置までストロークさせると、前記電磁ソレノイドの出力電流値を制御して、走行用油圧式無段変速装置及び前記旋回用油圧式無段変速装置の出力速度を 0 にすることを特徴とする請求の範囲第 1 項記載の油圧駆動式走行車両。

1 2. 前記ブレーキ操作具を足踏みペダルとしていることを特徴とする請求の範囲第 1 1 項記載の油圧駆動式走行車両。

1 3. 前記ブレーキ操作具が前記中立設定位置までストロークした時に切り換わるスイッチを設け、該スイッチの切換を電気信号にて検出することにより、前記電磁ソレノイドの出力電流値を制御して、前記走行用油圧式無段変速装置及び前記旋回用油圧式無段変速装置の出力速度を 0 にすることを特徴とする請求の範囲第 1 1 項記載の油圧駆動式走行車両。

1 4. 前記ブレーキ操作具が、中立設定位置以上のストロークから中立設定位置より小さいストロークに変化した際における前記走行用油圧式無段変速装置及び前記旋回用油圧式無段変速装置の出力速度を復帰させるための電磁ソレノイドの出力電流値の変位速度を一定以下に抑えることを特徴とする請求の範囲第 1 1 項記載の油圧駆動式走行車両。

1 5. 前記ブレーキ操作具のストローク域において、前記ブレーキを作動させる制動設定位置よりも小さなストローク位置に前記中立設定位置を設定していることを特徴とする請求の範囲第 1 1 項記載の油圧駆動式走行車両。

16. 前記ブレーキ操作具が前記中立設定位置に達した際における前記走行用油圧式無段変速装置及び前記旋回用油圧式無段変速装置の出力速度を0にするための電磁ソレノイドの出力電流値の変位速度を一定以下に抑えることを特徴とする請求の範囲第15項記載の油圧駆動式走行車両。

17. 前記ブレーキ操作具を制動設定位置までストロークし、かつ、前記変速操作具が中立位置であることが確認されることにより、エンジンの始動が可能となることを特徴とする請求の範囲第11項記載の油圧駆動式走行車両。

Fig.1

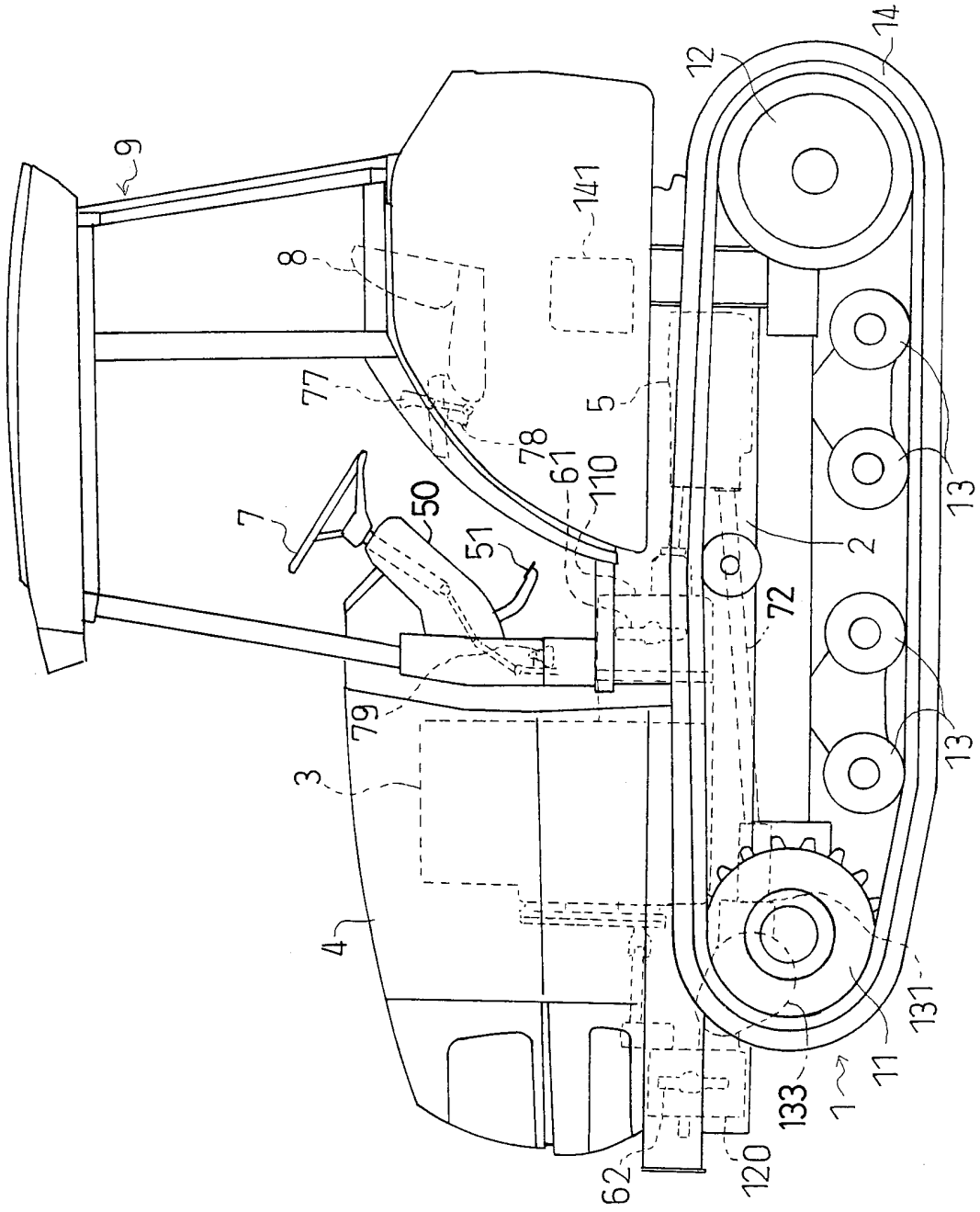


Fig.2

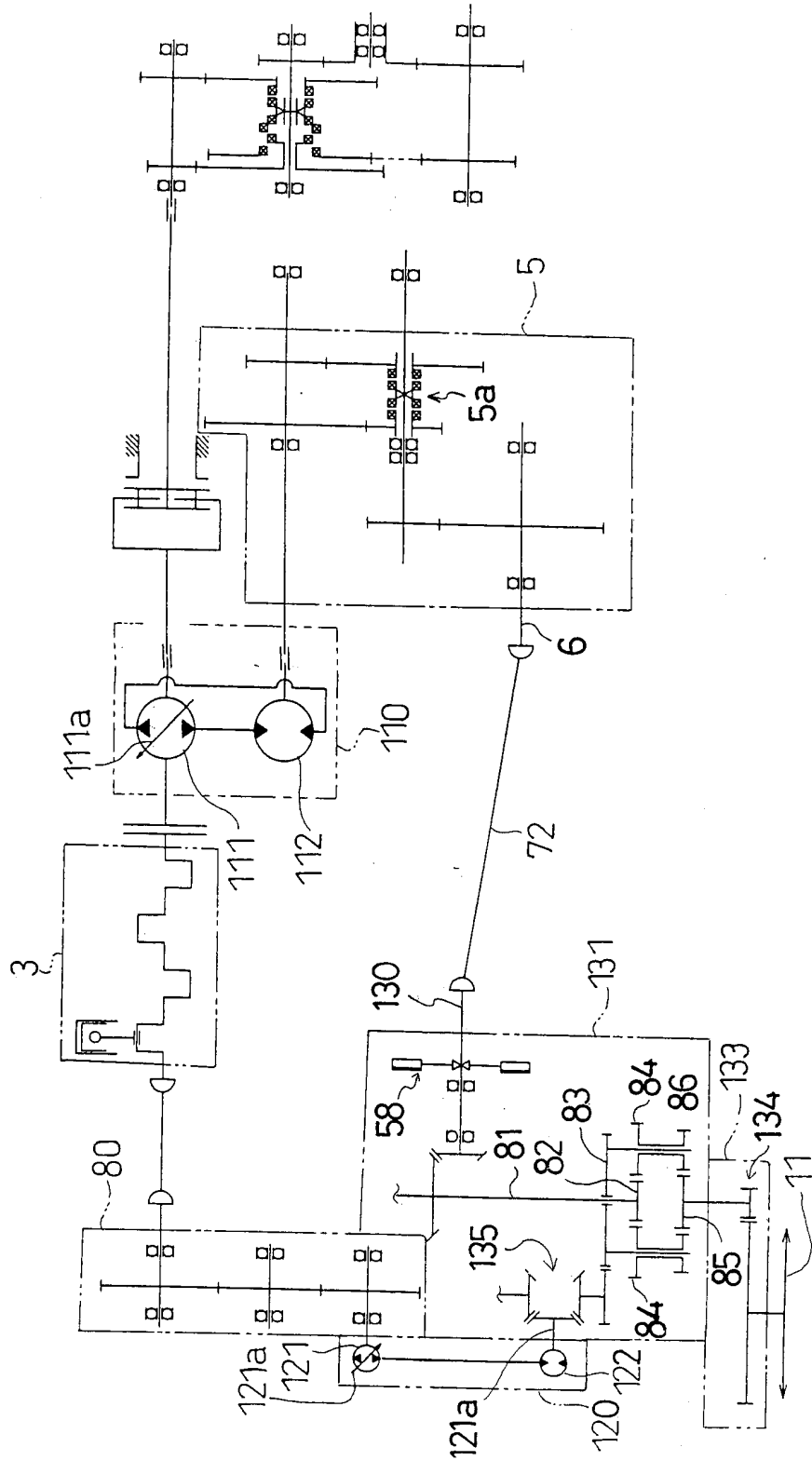


Fig.3

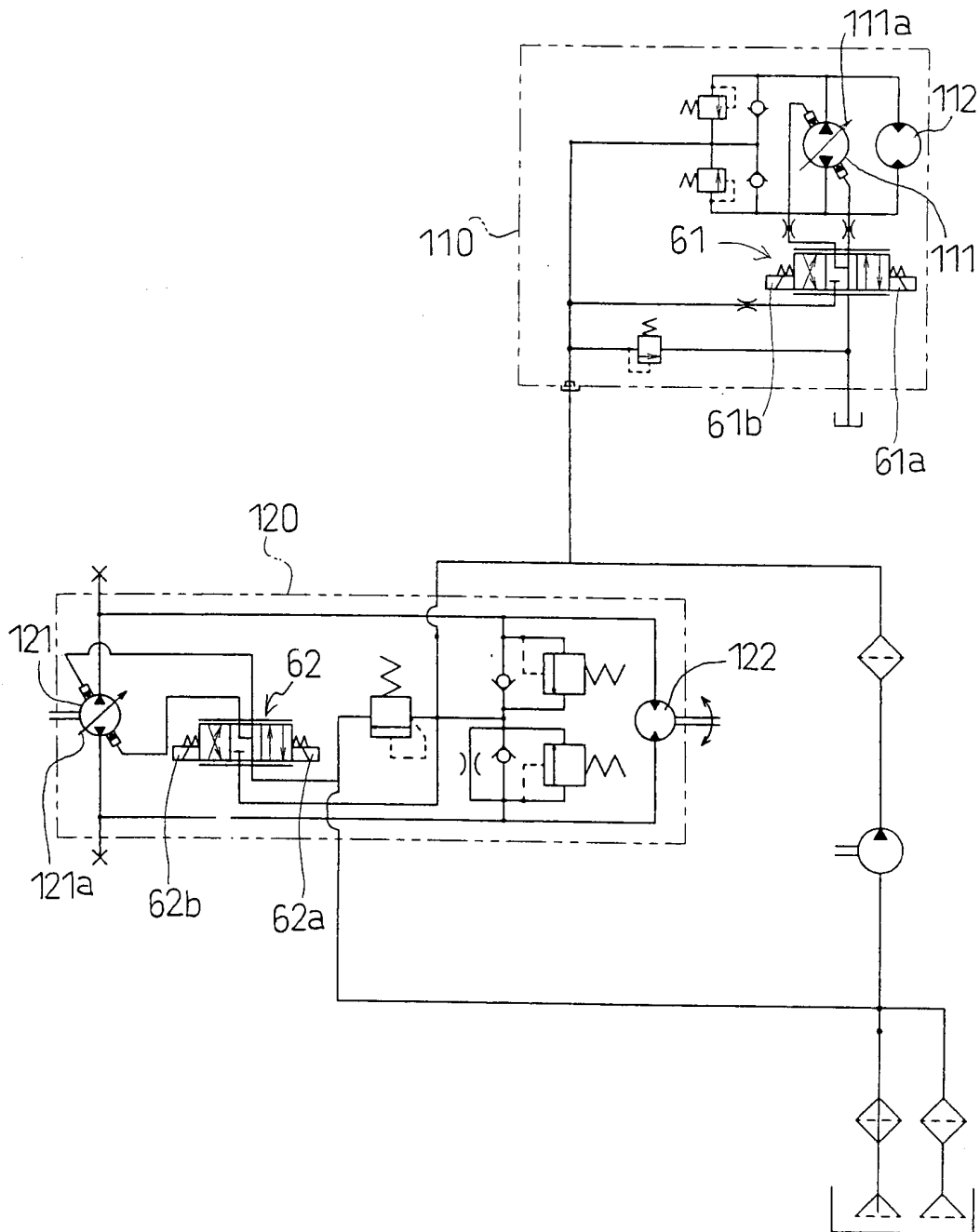


Fig.4

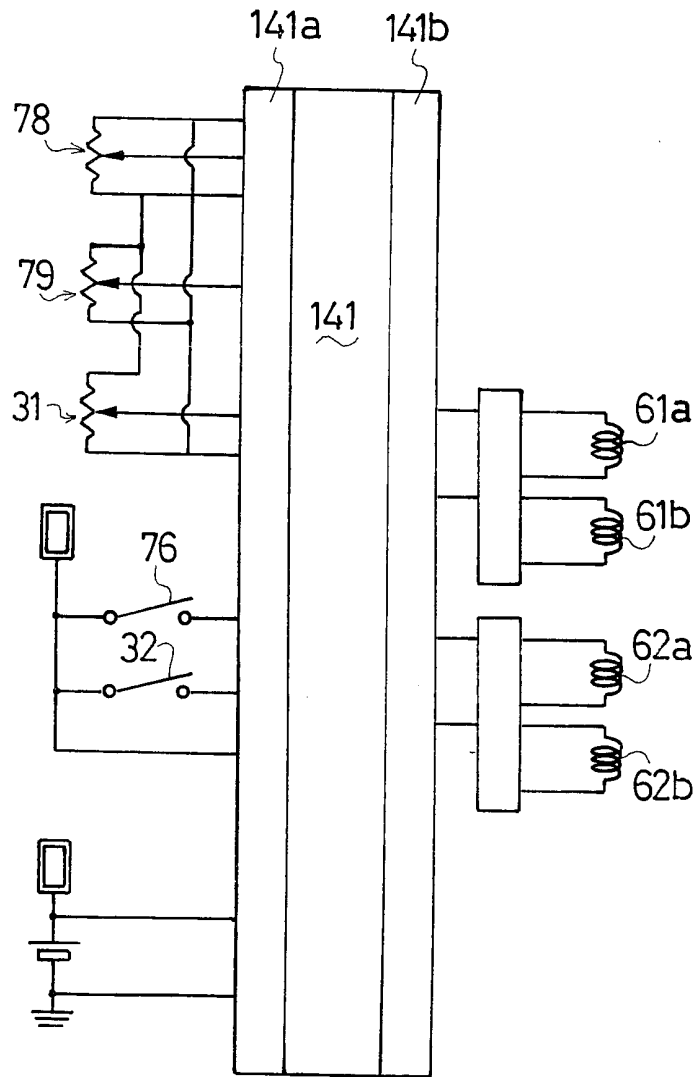


Fig.5

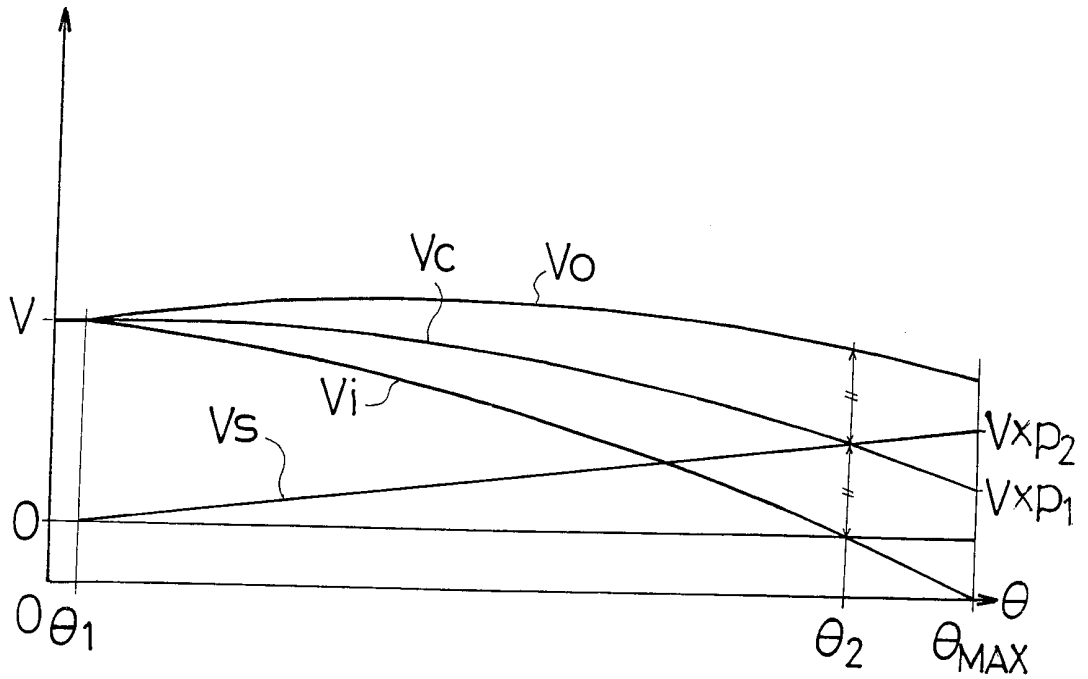


Fig.6

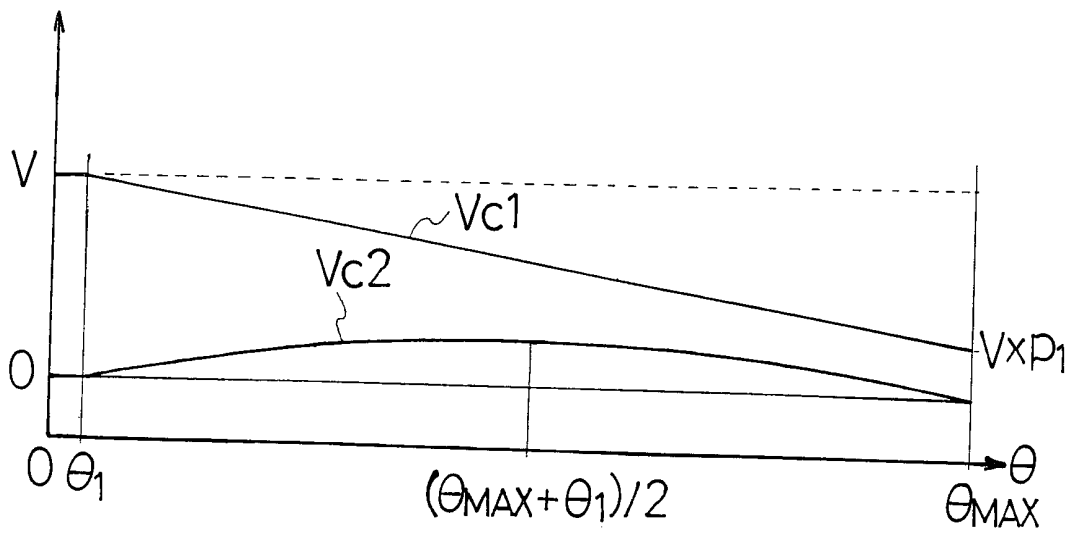


Fig.7

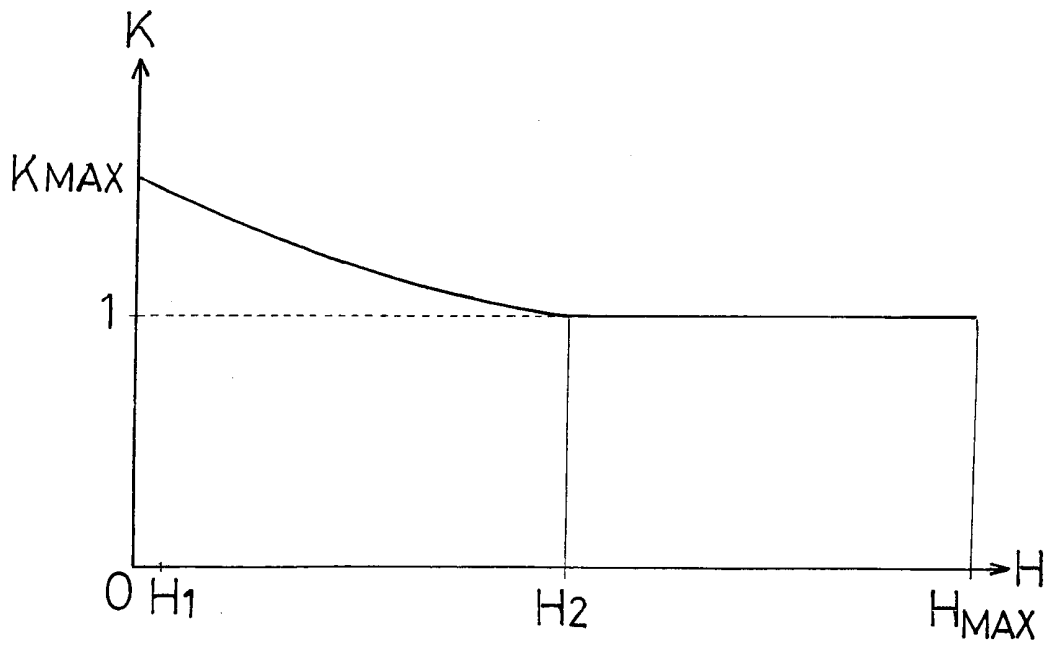


Fig.8

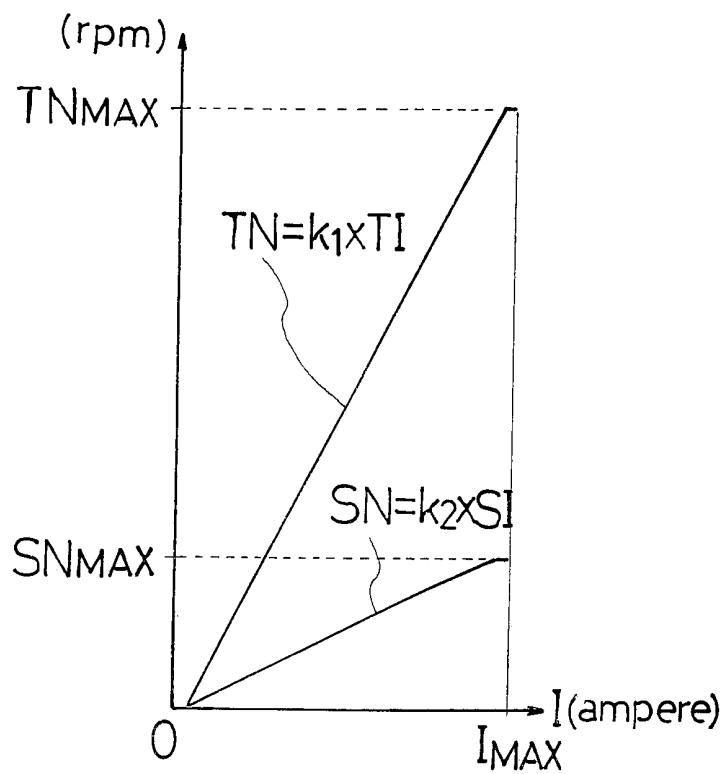


Fig.9

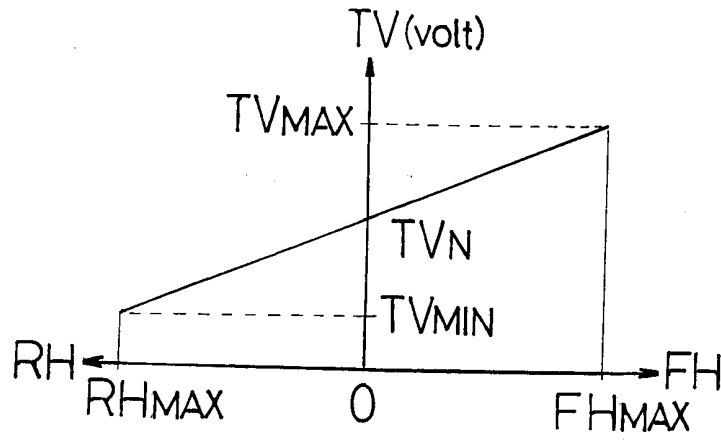


Fig.10

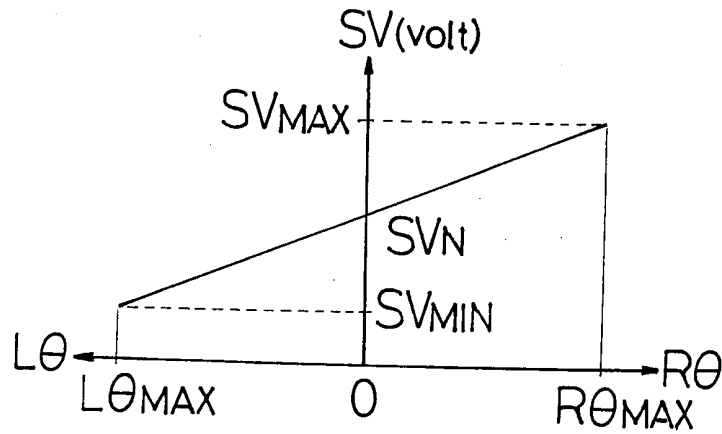


Fig.11

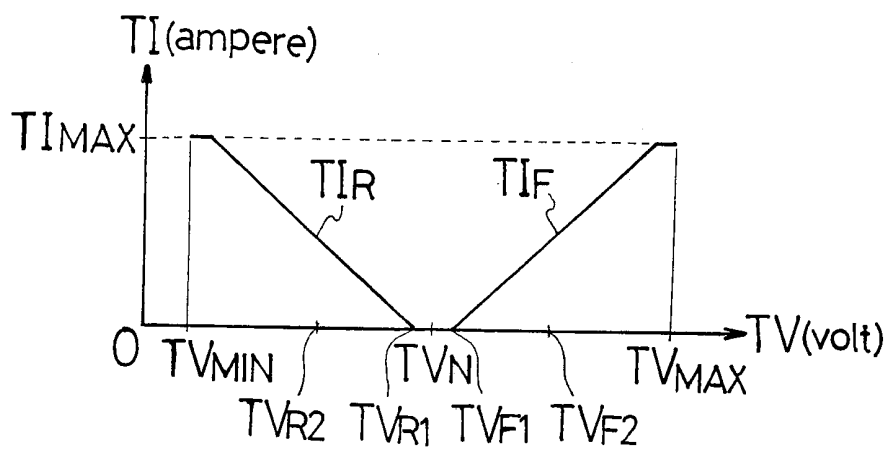


Fig.12

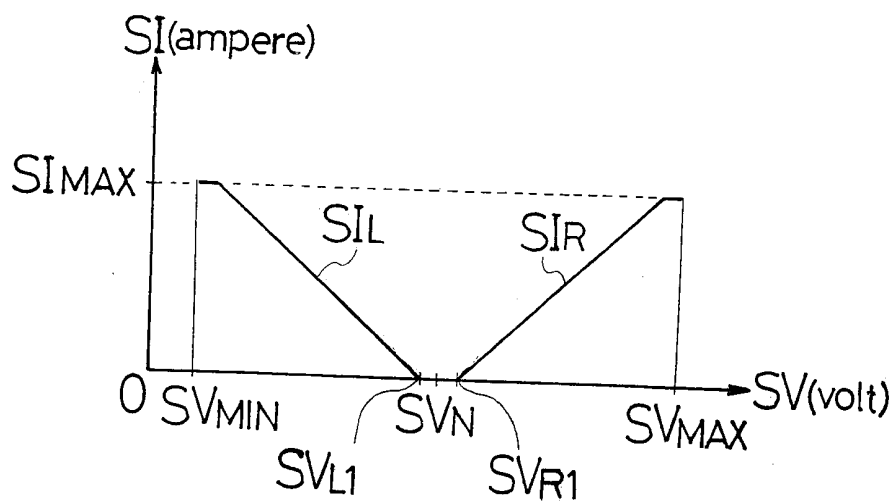


Fig.13

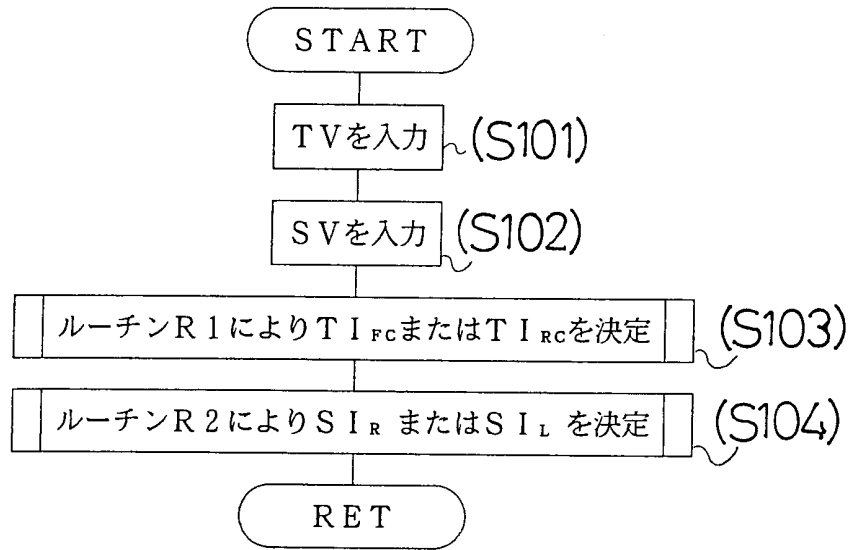






Fig.16

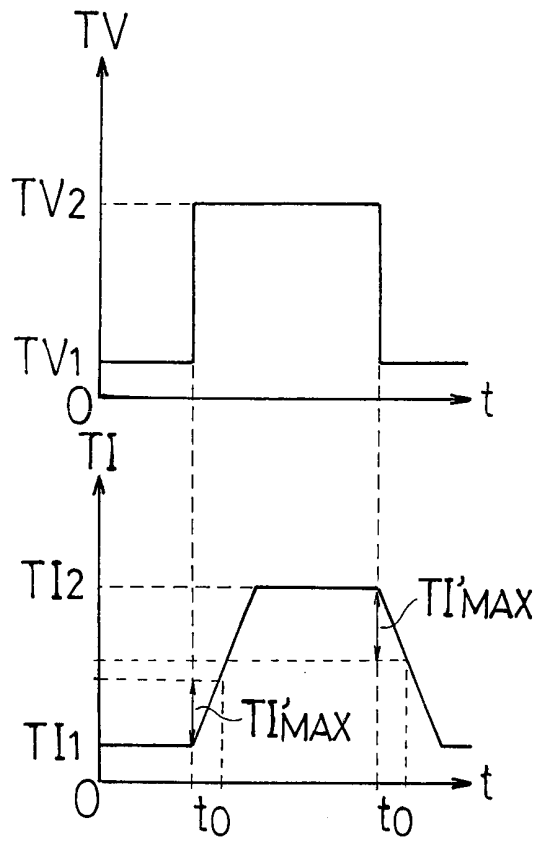




Fig.18

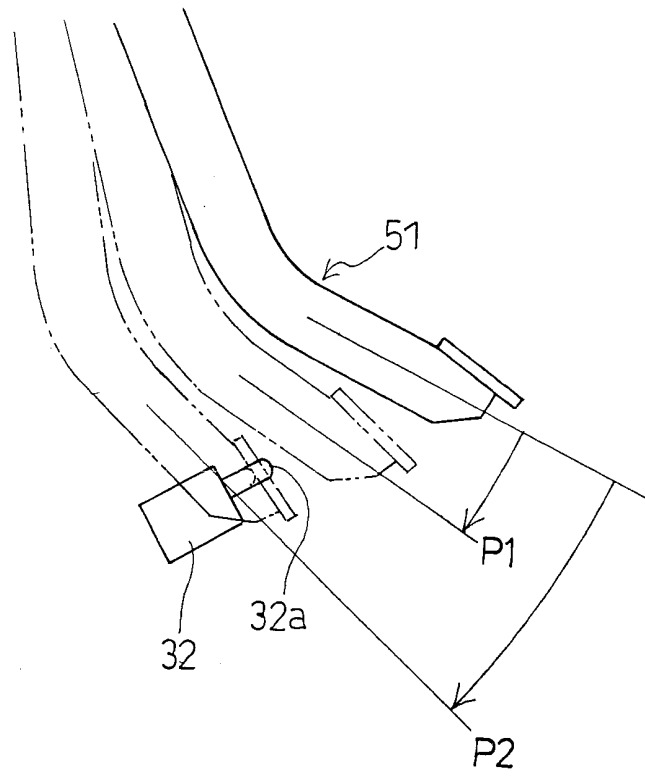


Fig.19

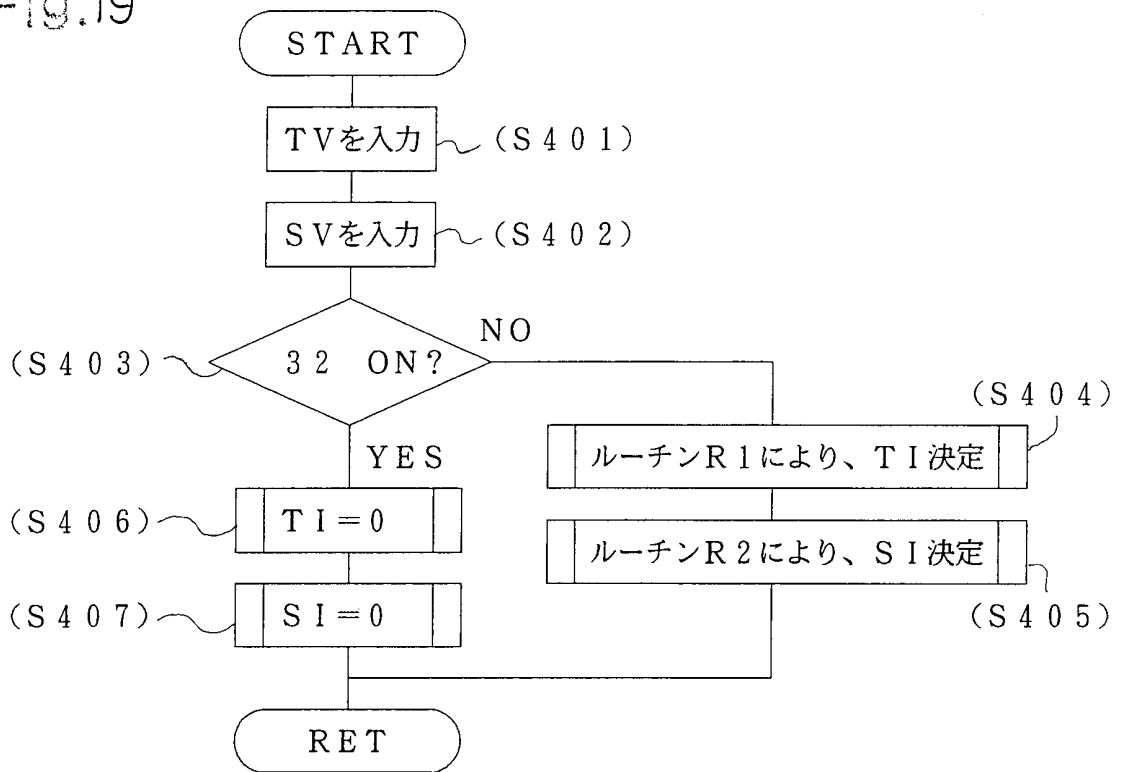


Fig.20

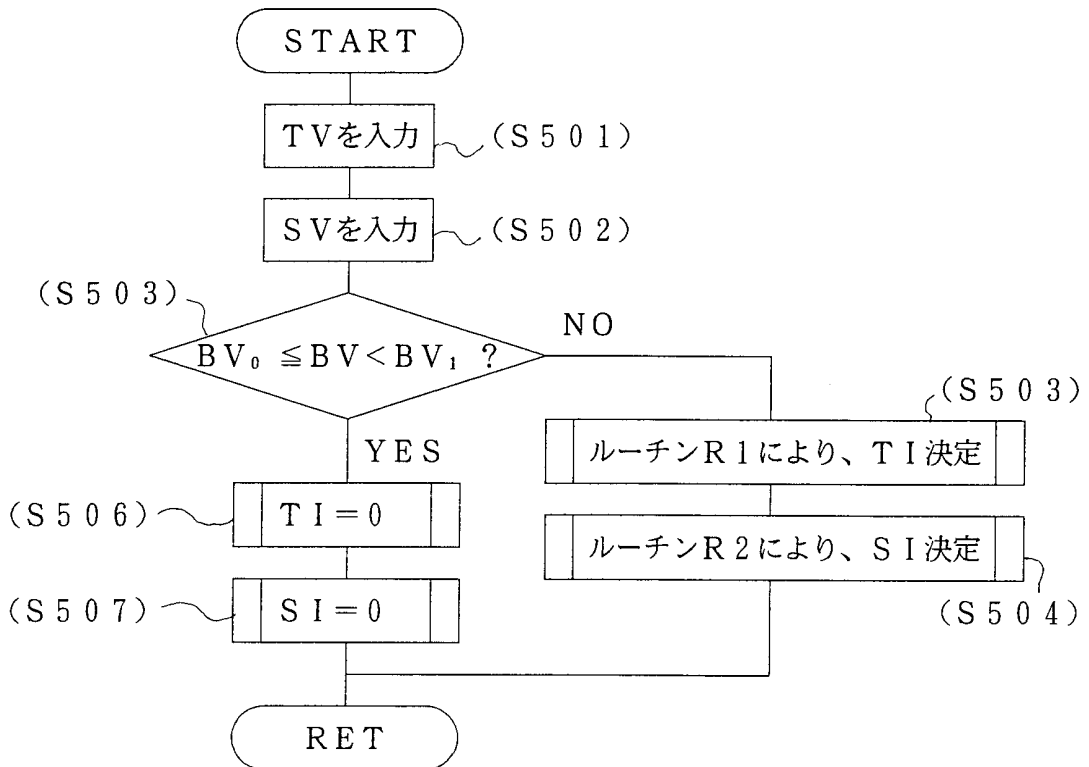
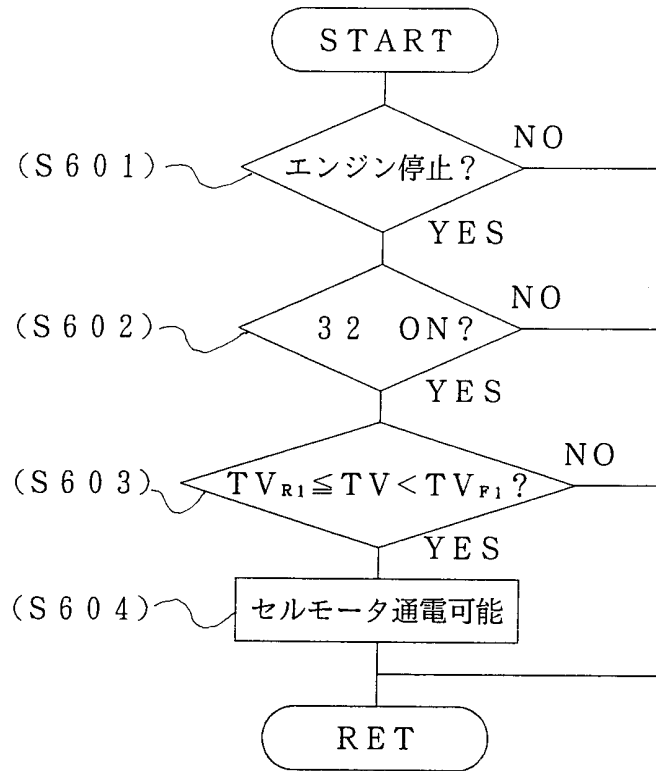


Fig.21



## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP00/09063

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER Int.Cl <sup>7</sup> B62D11/10		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) Int.Cl <sup>7</sup> B62D11/10		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched Jitsuyo Shinan Koho 1926-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2001 Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2001		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP, 10-146126, A (YANMAR AGRICULTURAL EQUIPMENT CO., LTD.), 02 June, 1998 (02.06.98), page 8, left column, line 27 to right column, line 13; Figs. 15 to 17, 19 (Family: none)	1-9 10-17
Y A	JP, 11-49026, A (YANMAR AGRICULTURAL EQUIPMENT CO., LTD.), 23 February, 1999 (23.02.99), Figs. 5, 27 (Family: none)	1-9 10-17
Y A	JP, 11-291931, A (Komatsu Ltd.), 26 October, 1999 (26.10.99), Fig. 6 (Family: none)	1-9 10-17
A	JP, 10-250615, A (KUBOTA Corporation), 22 September, 1998 (22.09.98), Fig. 5 (Family: none)	11-17
A	JP, 6-316225, A (Linde AG.), 15 November, 1994 (15.11.1994), Fig. 1	1-9
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents:		
"A"	document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"E"	earlier document but published on or after the international filing date	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"L"	document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
"O"	document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means	"&" document member of the same patent family
"P"	document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed	
Date of the actual completion of the international search 13 February, 2001 (13.02.01)		Date of mailing of the international search report 20 February, 2001 (20.02.01)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office		Authorized officer
Facsimile No.		Telephone No.

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP00/09063

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
	& FR, 2701085, A      & GB, 2274902, A & DE, 4303243, A      & US, 5660041, A1	

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))  
 Int. Cl<sup>7</sup> B62D11/10

B. 調査を行った分野  
 調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))  
 Int. Cl<sup>7</sup> B62D11/10

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの  
 日本国実用新案公報 1926-1996  
 日本国公開実用新案公報 1971-1996  
 日本国登録実用新案公報 1994-2001  
 日本国実用新案登録公報 1996-2001

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y A	JP, 10-146126, A (ヤンマー農機株式会社), 2. 6 月. 1998 (02. 06. 98), 第8頁左欄第27-右欄第1 3行, 図15-17, 図19 (ファミリーなし)	1-9 10-17
Y A	JP, 11-49026, A (ヤンマー農機株式会社), 23. 2 月. 1999 (23. 02. 99), 図5, 図27, (ファミリー なし)	1-9 10-17
Y A	JP, 11-291931, A (株式会社小松製作所), 26. 1 0月. 1999 (26. 10. 99), 図6 (ファミリーなし)	1-9 10-17

C欄の続きにも文献が列挙されている。  パテントファミリーに関する別紙を参照。

\* 引用文献のカテゴリー  
 「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献  
 「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日 13. 02. 01  
 国際調査報告の発送日 20.02.01

国際調査機関の名称及びあて先  
 日本国特許庁 (ISA/JP)  
 郵便番号100-8915  
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)  
 小関 峰夫 印  
 3Q 8511  
 電話番号 03-3581-1101 内線 6748

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
A	JP, 10-250615, A (株式会社クボタ), 22. 9月. 1998 (22. 09. 98), 図5 (ファミリーなし)	11-17
A	JP, 6-316225, A (リンデ アクチエンゲゼルシャフ ト), 15. 11月. 1994 (15. 11. 1994), 図1& FR, 2701085, A&GB, 2274902, A&DE, 4 303243, A&US, 5660041, A1	1-9