(19)日本国特許庁(JP)　(12)特　許　公　報(B2)　(11)特許番号

特許第4331806号
(P4331806)

(45)発行日　平成21年9月16日(2009.9.16)　(24)登録日　平成21年6月26日(2009.6.26)

(51)Int.Cl.		F I		
F16H 47/04	(2006.01)	F16H	47/04	D
B60K 17/10	(2006.01)	B60K	17/10	F
F16H 61/02	(2006.01)	F16H	61/02	
F16H 59/40	(2006.01)	F16H	59:40	
F16H 59/54	(2006.01)	F16H	59:54	

請求項の数 1　(全 18 頁)　最終頁に続く

(21)出願番号　特願平10-304545
(22)出願日　平成10年10月26日(1998.10.26)
(65)公開番号　特開2000-127780(P2000-127780A)
(43)公開日　平成12年5月9日(2000.5.9)
審査請求日　平成16年7月16日(2004.7.16)

(73)特許権者　000006781
ヤンマー株式会社
大阪府大阪市北区茶屋町１番３２号
(74)代理人　100080621
弁理士　矢野　寿一郎
(72)発明者　常陸　純一
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
(72)発明者　久保田　幸雄
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
(72)発明者　坂本　訓彦
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

最終頁に続く

(54)【発明の名称】油圧－機械式変速機のブレーキ制御方法

(57)【特許請求の範囲】
【請求項１】
少なくとも一方が可変容量の油圧ポンプと油圧モータを具備する油圧式無段変速機を用いた油圧伝動部と、油圧伝動部と機械伝動部の両方に接続された遊星歯車部を用いた差動機構を具備する油圧－機械式変速機において、該油圧式無段変速機の油圧モータの油圧モータ出力軸の駆動力により、駆動軸が駆動される場合をＨＳＴモード、エンジンからの入力軸の駆動力と、前記油圧モータ出力軸の駆動力の遊星歯車部における合成駆動力により駆動軸が駆動される場合をＨＭＴモードとすると、ＨＳＴモードにおいては、ＨＭＴクラッチを切断し、ＨＳＴクラッチを接続し、ＨＭＴモードにおいては、ＨＳＴクラッチを切断し、ＨＭＴクラッチを接続すべく構成し、ブレーキペダルによるブレーキ作用時に、前記ブレーキペダルを操作すると、該ＨＳＴモードの走行時においてはＨＳＴクラッチを、ＨＭＴモードの走行時においてはＨＭＴクラッチを切断して開放し、駆動力の伝達を遮断した後に駆動軸に制動力を掛け、前記ブレーキ作用状態からブレーキ開放状態への移行時には、回転検出器により該駆動軸の回転数を検出し、前記油圧式無段変速機の油圧ポンプ及び油圧モータの変速比を、前記駆動軸の回転数である目標変速比に調整した後、前記ＨＭＴクラッチとＨＳＴクラッチを接続すべく制御する構成とし、即ち、ブレーキペダルの踏込みが解除されると、前記回転検出器により検出した駆動軸の速度比である実際の速度比の値を目標変速比にセットし、該目標変速比から油圧ポンプ又は油圧モータの傾斜角を算出し、コントローラが前記ポンプ・モータ斜板制御器を介して油圧ポンプ又は油圧モータの斜板角を制御し、該目標変速比と、ＨＳＴモードとＨＭＴモードの切換点である（Ｘ

）点における変速比とを比較し、該目標変速比が（Ｘ）点における変速比より大きければ、ＨＭＴモードとすべくＨＭＴクラッチを接続し、動力を伝達してＨＭＴ走行を行い、該目標変速比が（Ｘ）点における変速比より小さければ、ＨＳＴモードとすべくＨＳＴクラッチを接続して、動力を伝達しＨＳＴ走行を行い、前記ＨＭＴクラッチとＨＳＴクラッチによる動力切断状態から、ブレーキペダルを離して駆動力を復帰させる場合には、動力伝達側の速度比と駆動軸の実際の速度比とを合わせて、更に、ＨＳＴモード、ＨＭＴモードの判定を行った後、ＨＭＴクラッチ又はＨＳＴクラッチを再嵌合させることを特徴とする油圧－機械式変速機のブレーキ制御方法。

【発明の詳細な説明】

【０００１】

【発明の属する技術分野】

本発明は、油圧－機械式変速機に関する。

【０００２】

【従来の技術】

従来のブレーキ制御方法は、ブレーキ作用時において、該ブレーキの作用量に応じたＨＳＴポンプ及びＨＳＴモータの速度比を算出し、該ＨＳＴポンプ及びＨＳＴモータの斜板の傾斜角度を制御するように構成していた。

【０００３】

【発明が解決しようとする課題】

しかし、前記従来技術においては、ブレーキの作用量を検出し、連続可変出力を行うセンサが必要であり、構造が複雑で、コストが高くなっていた。また、機構が複雑になるため故障の原因ともなっていた。また、駆動力とブレーキ作用が競合するため、クラッチの寿命を短くする原因にもなっていた。

【０００４】

【課題を解決するための手段】

以上が本発明の解決する課題であり、次に課題を解決するための手段を説明する。

【０００５】

少なくとも一方が可変容量の油圧ポンプと油圧モータを具備する油圧式無段変速機を用いた油圧伝動部と、油圧伝動部と機械伝動部の両方に接続された遊星歯車部を用いた差動機構を具備する油圧－機械式変速機において、該油圧式無段変速機の油圧モータの油圧モータ出力軸の駆動力により、駆動軸が駆動される場合をＨＳＴモード、エンジンからの入力軸の駆動力と、前記油圧モータ出力軸の駆動力の遊星歯車部における合成駆動力により駆動軸が駆動される場合をＨＭＴモードとすると、ＨＳＴモードにおいては、ＨＭＴクラッチを切断し、ＨＳＴクラッチを接続し、ＨＭＴモードにおいては、ＨＳＴクラッチを切断し、ＨＭＴクラッチを接続すべく構成し、ブレーキペダルによるブレーキ作用時に、前記ブレーキペダルを操作すると、該ＨＳＴモードの走行時においてはＨＳＴクラッチを、ＨＭＴモードの走行時においてはＨＭＴクラッチを切断して開放し、駆動力の伝達を遮断した後に駆動軸に制動力を掛け、前記ブレーキ作用状態からブレーキ開放状態への移行時には、回転検出器により該駆動軸の回転数を検出し、前記油圧式無段変速機の油圧ポンプ及び油圧モータの変速比を、前記駆動軸の回転数である目標変速比に調整した後、前記ＨＭＴクラッチとＨＳＴクラッチを接続すべく制御する構成とし、即ち、ブレーキペダルの踏込みが解除されると、前記回転検出器により検出した駆動軸の速度比である実際の速度比の値を目標変速比にセットし、該目標変速比から油圧ポンプ又は油圧モータの傾斜角を算出し、コントローラが前記ポンプ・モータ斜板制御器を介して油圧ポンプ又は油圧モータの斜板角を制御し、該目標変速比と、ＨＳＴモードとＨＭＴモードの切換点である（Ｘ）点における変速比とを比較し、該目標変速比が（Ｘ）点における変速比より大きければ、ＨＭＴモードとすべくＨＭＴクラッチを接続し、動力を伝達してＨＭＴ走行を行い、該目標変速比が（Ｘ）点における変速比より小さければ、ＨＳＴモードとすべくＨＳＴクラッチを接続して、動力を伝達しＨＳＴ走行を行い、前記ＨＭＴクラッチとＨＳＴクラッチによる動力切断状態から、ブレーキペダルを離して駆動力を復帰させる場合には、動力伝

達側の速度比と駆動軸の実際の速度比とを合わせて、更に、ＨＳＴモード、ＨＭＴモードの判定を行った後、ＨＭＴクラッチ又はＨＳＴクラッチを再嵌合させるものである。

【０００６】

【発明の実施の形態】

次に本発明の実施形態について説明する。図１は油圧－機械式変速機の正面図、図２はＡ－Ａ線断面図、図３は油圧－機械式変速機のブロック図、図４は油圧－機械式変速機の出力と油圧ポンプおよび油圧モータの吐出量の関係を示す図、図５は変速状態に対応したクラッチの作動状況を示す図、図６はクラッチ切換指示制御フローチャート図、図７は時間と速度比の関係図、図８は時間を軸としたクラッチの制御出力図、図９は指示速度比制御フローチャート図、図１０は容積補正分担制御フローチャート図、図１１は速度比指示レバーの操作量と目標速度の対応関係図、図１２はコントローラ１００の制御図、図１３はブレーキ制御フローチャート図、図１４は中立制御フローチャート図である。

【０００７】

図１および図２において、油圧－機械式変速機（以下ＨＭＴとする）４０の構成について説明する。該ＨＭＴ４０はＨＳＴ（油圧式無段変速機）２１および遊星歯車部７を備えるミッション３０により構成されている。ＨＳＴ２１はＨＳＴケース３１およびセンターセクション３２に内包される油圧ポンプ２２および油圧モータ２３を備えており、該センターセクション３２はミッション３０のケース３３に固設されている。

【０００８】

該ＨＳＴ２１には入力軸２５が挿嵌貫通されており、該入力軸２５には油圧ポンプ２２の可動斜板２２ａおよびシリンダブロック２２ｂが挿嵌されている。該シリンダブロック２２ｂは入力軸２５に相対回動不能に挿嵌されており、入力軸２５とともにシリンダブロック２２ｂが駆動される構成になっている。該シリンダブロック２２ｂにはプランジャーポンプ２２ｃが複数摺動自在に配設されている。該プランジャーポンプ２２ｃの先端には、前記可動斜板２２ａが当接しており、該可動斜板２２ａの傾斜角を調節することにより、油圧ポンプ２２の作動油の吐出量を調節可能に構成されている。油圧ポンプ２２により吐出された作動油はセンターセクション３２に設けられた油路を介して油圧モータ２３に送油される。

【０００９】

ＨＳＴ２１の油圧モータ２３には油圧モータ出力軸２６が挿嵌されており、該油圧モータ出力軸２６の一端はＨＳＴケース３１に回動自在に枢支されている。油圧モータ出力軸２６には油圧モータ２３の可動斜板２３ａおよびシリンダブロック２３ｂが挿嵌されており、該シリンダブロック２３ｂは油圧モータ出力軸２６に相対回動不可に構成されている。該シリンダブロック２３ｂにはプランジャーポンプ２３ｃが複数摺動自在に配設されており、該プランジャーポンプ２３ｃの先端には前記可動斜板２３ａが当接しており、該可動斜板２３ａの傾斜角を調節することにより、油圧モータ２３の容量を調節可能に構成されている。該構成により、前記油圧ポンプ２２より送油される作動油量に対しての回転速度を調節する構成になっている。

【００１０】

次にミッション３０の構成について説明する。該ミッション３０はミッションケース３３により被装されており、該ミッションケース３３には入力軸２５、油圧モータ出力軸２６、駆動軸２７および出力軸１８が配設され、回動自在に支持されている。また、ミッションケース３３内には遊星歯車より構成される遊星歯車部７が設けられており、該ミッションケース３３内において遊星歯車部７はクラッチ部３５とケース３４により分割されている。遊星歯車部７は後述するサンギヤ１、プラネタリーギヤ２・３、入力ギヤ４、キャリヤ６により構成されており、該キャリヤ６に固設したギア５は遊星歯車部７とともにケース３４によりクラッチ部３５より隔離される構成となっている。

【００１１】

クラッチ部３５には前記油圧モータ出力軸２６上に挿嵌されたクラッチ１１および駆動軸２７上に挿嵌されたクラッチ１２が配設されている。該クラッチ１１のクラッチハウジ

ングは油圧モータ出力軸２６上に固設されており、クラッチ１１のクラッチボックスは油圧モータ出力軸２６に挿嵌された転がり軸受に挿嵌されている。クラッチ１１のクラッチボックスにはギヤ１４が固設されており、該クラッチ１１を接続することにより油圧モータ出力軸２６とともにギヤ１４が駆動される。また、該クラッチ１２のクラッチハウジングは駆動軸２７上に固設されており、クラッチ１２のクラッチボックスは駆動軸２７に挿嵌された転がり軸受に挿嵌されている。クラッチ１２のクラッチボックスにはギヤ１６が固設されており、ラッチ１２を接続することにより駆動軸２７とともにギヤ１６が駆動される。

【００１２】

ミッションケース３３内においてケース３４により遊星歯車部７がクラッチ部３５から隔離される構成をとるので、遊星歯車部７をクラッチ１１・１２より発生するスラッジ等より保護することができ、該遊星歯車部７の耐久性を向上している。

【００１３】

入力軸２５にはサンギヤ１が挿嵌固定されており、動力伝動パイプ２８が相対回動可能に挿嵌されている。前記遊星歯車部７は入力軸２５および動力伝動パイプ２８に挿嵌された構成になっている。遊星歯車部７のキャリア６に固設されたギヤ５は駆動軸２７に挿嵌固定されたギヤ９に噛合しており、該ギヤ９は出力軸１８に挿嵌固定されたギヤ１９に噛合している。該構成により前記ギヤ５の駆動力がギヤ９・１９を介して出力軸１８に伝達される構成になっている。

【００１４】

図３において、エンジン２４の出力はＨＳＴ２１、遊星歯車部７のどちらか一方もしくはＨＳＴ２１および遊星歯車部７を介して駆動軸２７に伝達される。エンジン２４には入力軸２５の一端が接続されており、該エンジン２４の出力は入力軸２５を介してＨＳＴ２１に導入される。ＨＳＴ２１は油圧ポンプ２２および油圧モータ２３により構成されており、該油圧ポンプ２２および油圧モータ２３は容量を可変に構成されている。このため、該油圧ポンプ２２もしくは油圧モータ２３の容量を調節することにより、油圧ポンプ２２に対する油圧モータ２３の駆動比を調節することができる。油圧ポンプ２２には前記入力軸２５が接続しており、該入力軸２５により油圧ポンプ２２が駆動される。上記の構成によりエンジン２４の出力は入力軸２５を介してＨＳＴ２１の油圧ポンプ２２を駆動し、該油圧ポンプ２２により油圧モータ２３が駆動される。該油圧モータ２３には油圧モータ出力軸２６が接続されており、該油圧モータ２３により駆動される構成になっている。

【００１５】

また、前記入力軸２５の他端は遊星歯車部７に接続している。遊星歯車部７はサンギヤ１、プラネタリーギヤ２、プラネタリーギヤ３、キャリヤ６および入力ギヤ４により構成されている。該サンギヤ１は入力軸２５の他端に挿嵌固定されており、該サンギヤ１にはプラネタリーギヤ２が噛合している。プラネタリーギヤ２はプラネタリーギヤ３に噛合しており、プラネタリーギヤ３は入力ギヤ４に噛合している。前記プラネタリーギヤ２・３はそれぞれキャリヤ６に固設された枢軸に回動自在に枢支されており、サンギヤ１に対して公転する構成になっている。

【００１６】

また、遊星歯車部７において、プラネタリーギヤ２およびプラネタリーギヤ３は三対配設されており、プラネタリーギヤ２およびプラネタリーギヤ３は前記キャリア６の回動中心を同心円とした円周上を回動する構成になっている。サンギヤ１の外周上にはプラネタリーギヤ２が噛合しており、キャリヤ６の回動中心に対して該プラネタリーギヤ２より外側にプラネタリーギヤ３が配設されている。また、キャリヤ６にはギヤ５が固設されており、サンギヤ１、入力ギヤ４、キャリヤ６およびギヤ５の回動中心は同一直線上に位置するように構成されている。キャリヤ６に固設した前記ギヤ５は駆動軸２７の一端に挿嵌固定されたギヤ９に噛合しており、該ギヤ９に駆動力を伝達可能に構成されている。該ギヤ９は出力軸１８に挿嵌固定されたギヤ１９に噛合している。該構成により前記ギヤ５の駆動力がギヤ９・１９を介して出力軸１８に伝達される構成になっている。

【００１７】
前記入力ギヤ４は動力伝動パイプ２８の一端において該動力伝動パイプ２８の外周上に一体的に挿嵌固定されており、該動力伝動パイプ２８の他端の外周上にはギヤ１０が挿嵌固定されている。該ギヤ１０には油圧モー出力軸２６に挿嵌されたギヤ１４が噛合している。該ギヤ１４には油圧モータ出力軸２６に挿嵌固定されたクラッチ１１のクラッチボックスに固設されており、該クラッチ１１を作動させることにより該油圧モータ出力軸２６とともにギヤ１４が駆動される構成になっている。また、油圧モータ出力軸２６の一端の外周上にはギヤ１５が挿嵌固定されており、該ギヤ１５は駆動軸２７に挿嵌したギヤ１６に噛合している。該ギヤ１６は駆動軸２７に挿嵌固定されたクラッチ１２のクラッチボックスに固設されており、該クラッチ１２を作動させることによりギヤ１６により、駆動軸２７に駆動力を与えギヤ１６とともに駆動軸２７を回動させる構成になっている。
【００１８】
上記構成において、クラッチ１１が切られており、クラッチ１２が作動し、ギヤ１６と駆動軸２７が接続されている場合には、前記ＨＳＴ２１の油圧モータ出力軸２６の駆動力により駆動軸２７が駆動される。前記エンジン２４の出力はＨＳＴ２１において変速され油圧モータ出力軸２６より出力される。該油圧モータ出力軸２６が駆動されることにより、ギヤ１５が駆動され、該ギヤ１５に噛合したギヤ１６が駆動される。該ギヤ１６にはクラッチ１２のクラッチボックスが固設されており、該クラッチ１２が作動しているため、ギヤ１６と駆動軸２７が接続される。これにより、油圧モータ出力軸２６の出力により駆動軸２７が駆動される。即ち、クラッチ１１の接続を切り、クラッチ１２を作動させることにより、ＨＳＴ２１により変速された駆動力のみにより前記駆動軸２７を駆動する。そして、該駆動軸２７の駆動力がギヤ９・１９を介して出力軸１８に伝達される。
【００１９】
また、クラッチ１１が作動し、ギヤ１４と油圧モータ出力軸２６が接続され、クラッチ１２の接続が切られている場合には、入力軸２５の駆動力と油圧モータ出力軸２６の駆動力が遊星歯車部７において合成され、該遊星歯車部７において合成された出力により駆動軸２７が駆動される。サンギヤ１には入力軸２５を介してエンジン２４の出力が伝達され、該サンギヤ１により入力軸２５の駆動力が遊星歯車部７に導入される。また、油圧モータ出力軸２６の駆動力はクラッチ１１の接続によりギヤ１４を介してギヤ１０に伝達される。該ギヤ１０により動力伝動パイプ２８が駆動され、該動力伝動パイプ２８の他端に一体に形成された入力ギヤ４が駆動される。該入力ギヤ４により油圧モータ出力軸２６の駆動力が遊星歯車部７に伝達される。該遊星歯車部７において入力軸２５と油圧モータ出力軸２６の駆動力が合成され、キャリヤ６が駆動される。該キャリヤ６の駆動力は該キャリヤ６に固設されたギヤ５によりギヤ９に伝達され、ギヤ９により駆動軸２７に伝達される。これにより、入力軸２５により遊星歯車部７に伝達された駆動力とＨＳＴ２１により変速された駆動力により駆動軸２７が駆動される。そして、該駆動軸２７の駆動力がギヤ９・１９を介して出力軸１８に伝達される。
【００２０】
また、入力軸２５の近傍には動力源回転数検出器１０４が配設されており、該入力軸２５の回転数を検出可能に構成されている。駆動軸２７の一端に挿嵌固定されたギヤ９近傍にも回転検出器１０３が配設され、該ギヤ９の回転数を検出する構成になっている。動力源回転数検出器１０４および回転検出器１０３はコントローラ１００に接続されており、該動力源回転数検出器１０４および回転検出器１０３の検出値が該コントローラ１００に入力される構成になっている。
【００２１】
該コントローラ１００には速度表示器および電磁弁１０５・１０６が接続されており、コントローラ１００により制御される。該速度表示器には前記動力源回転数検出器１０４および回転検出器１０３の検出値より速度が算出され、表示される構成になっている。また、該コントローラ１００に接続された電磁弁１０５・１０６により前記クラッチ１１およびクラッチ１２の作動が制御される構成になっている。コントローラ１００において、

前記動力源回転数検出器１０４および回転検出器１０３の検出値により演算がなされ、該コントローラ１００により電磁弁１０５・１０６が制御されクラッチ１１・１２の切断もしくは接続がなされ駆動状態の切換えが行われる。即ち、コントローラ１００によりＨＭＴ４０の駆動速度に応じて自動的に駆動状態の切換えを行うことができ、円滑な変速が実現される。

【００２２】

前記駆動方法において、ＨＳＴ２１の油圧モータ出力軸２６の駆動力により駆動軸２７が駆動される場合をＨＳＴモード、入力軸２５の駆動力と油圧モータ出力軸２６の駆動力の合成駆動力により駆動軸２７が駆動される場合をＨＭＴモードとする。ＨＳＴモードにおいては前述のごとくクラッチ１１が切られており、クラッチ１２が接続されている。また、ＨＭＴモードにおいては前述のごとくクラッチ１１が接続されており、クラッチ１２が切られている。図４においてグラフ４１は油圧ポンプ２２の作動油吐出量を示すものであり、グラフ４２は油圧モータ２３の作動油吐出量を示すものであり、グラフ４３はＨＭＴ４０の出力を示すものである。グラフ４３において、中立点Ｎより左を後進駆動、右を前進駆動とする。また、中立点Ｎにおいては出力は０であり、駆動が行われない。該構成において後進側の全域および前進側の低出力の範囲においてはＨＳＴモードにより駆動され、中出力および高出力の範囲においてはＨＭＴモードにより駆動される。

【００２３】

次にグラフ４３に対応した油圧ポンプ２２の作動油吐出量を示すグラフ４１において油圧ポンプ２２の吐出量の制御構成について説明する。前記グラフ４３の中立点Ｎに対応する点において油圧ポンプ２２の吐出量は０であり、吐出量０より下方が吐出量がマイナスであり、上方がプラスである。また、点Ｐ１および点Ｐ２は油圧ポンプ２２における最小吐出量である。即ち、点Ｐ１および点Ｐ２における油圧ポンプ２２の吐出量は最大のマイナス吐出量である。グラフ４２において油圧モータ２３の作動油の吐出量は点Ｐ２より後進側においては減少し、点Ｐ１より前進側においても減少する構成になっており、点Ｐ１とＰ２の間においては吐出量が一定に保たれている。

【００２４】

即ち、中立点Ｎより後進側に出力を増す場合には、油圧ポンプ２２の吐出量をマイナス側に増すことにより、油圧モータ２３を後進側に駆動する出力を増している。即ち油圧ポンプ２２の可動斜板２２ａをマイナス側に傾斜させることにより、油圧ポンプ２２の作動油の吐出をマイナス側に増すものである。油圧モータ２３の吐出量は一定に保たれているので、該油圧ポンプ２２の吐出量がマイナス側に増すことにより油圧モータ２３がさらにマイナス側に駆動される。

【００２５】

出力を後進側にさらに増し、点Ｐ２よりも後進側に出力を行う場合には、油圧ポンプ２２の吐出量を点Ｐ２における吐出量に維持し、油圧モータ２３の吐出量を減少させる。これにより、油圧ポンプ２２と油圧モータ２３の相対的な吐出量が変化し、油圧モータ２３の吐出量に対して油圧ポンプ２２の吐出量が増大する。即ち、油圧モータ２３の出力がマイナス側にさらに増すこととなる。上記のごとく後進側に出力制御を行う際に油圧ポンプ２２と油圧モータ２３の吐出量を調節することにより、後進側への出力範囲を増すことが可能である。

【００２６】

次に、前進側に出力を増す場合について説明する。中立点Ｎより前進側に出力を増す場合には、油圧ポンプ２２の吐出量を増すことにより行われる。ＨＳＴ２１の油圧モータ２３の吐出量が一定であるため、該油圧ポンプ２２の吐出量を増すことにより、油圧モータ２３の吐出量に対して油圧ポンプ２２の吐出量が増大し、油圧モータ２３の回転が増す。ＨＳＴモードにおいては、ＨＳＴ２１のみにより駆動が行われるため、油圧モータ２３の出力が増すことにより、出力回転が増す。また、後進域より前進域への変速および前進域より後進域への変速の際にはクラッチ操作を必要としない。後進全域および前進低速域においてはＨＳＴ２１による変速を行うので、該後進全域および前進低速域においてはクラ

ッチ操作を必要としない。このため、後進全域および前進低速域において円滑な変速操作を行うことができ、微妙な速度調停を行いやすいＨＳＴ２１により変速を行うので操作性がよい。

【００２７】

前進側出力範囲において、該油圧ポンプ２２の吐出量をさらに増すと、点ＸにおいてＨＳＴモードによる出力と、該油圧ポンプ２２の吐出量に対応するＨＭＴモードによる出力が一致する。即ち、前進側の出力を増して行く場合にはこの点ＸにおいてＨＳＴモードよりＨＭＴモードへの切換が行われる。また、ＨＭＴモードにて出力している状態より出力を減少させ、出力が点Ｘより減少する場合にはＨＭＴモードよりＨＳＴモードに切換がおこなわれる。

【００２８】

該ＨＳＴモードよりＨＭＴモードへの切換は前述のごとく、クラッチ１１とクラッチ１２の接続と断続を制御することにより行われる。即ち図５に示されるごとく、ＨＳＴモードよりＨＭＴモードに切り換える場合には、クラッチ１１を切れた状態より接続した状態に作動させるとともに、クラッチ１２を接続した状態より切れた状態に作動させる。逆に、ＨＭＴモードよりＨＳＴモードに切り換える場合には、クラッチ１２を切れた状態より接続した状態に作動させるとともに、クラッチ１１を接続した状態より切れた状態に作動させる。上記のごとくクラッチ１１・１２を制御することにより、点Ｘにおける駆動モードの切換を行うことができる。

【００２９】

出力が点Ｘを越えて、ＨＭＴモードにより駆動駆動が行われる場合には、油圧モータ２３が遊星歯車部７に供給する出力とエンジン２４の回転が機械的に伝達される入力軸２５が遊星歯車部７に供給する出力の差が出力される。即ち、ＨＭＴモードにおいては、入力軸２５と油圧モータ２３に出力差が大きくなるほど出力が増大する。Ｘ点より前進側の出力において、油圧ポンプ２２の吐出量を減少させ、油圧モータ２３の出力を減少させると、前記入力軸２５は一定に維持されているため、該油圧モータ２３と入力軸２５の出力差が差が増す。これにより、出力回転が増す。

【００３０】

更に、油圧ポンプ２２の吐出量を減少させ、該油圧ポンプ２２の吐出量がＰ１に達した場合には、該油圧ポンプ２２の吐出量はＰ１に維持され、油圧モータ２３の吐出量が減少する。該油圧ポンプ２２の吐出量が一定であり、油圧モータ２３の吐出量が減少するため、油圧モータ２３に対する油圧ポンプ２２の吐出量が相対的に増大する。これにより、油圧モータ２３が増速する。グラフ４１・４２に示すごとく、該油圧モータ２３はマイナス側に出力を増大しているため、前記入力軸２５の遊星歯車部７への入力と油圧モータ２３の遊星歯車部７への入力の差が増し、出力が増大する。

【００３１】

上記構成のごとく、油圧ポンプ２２の吐出量を調節し、油圧モータ２３の出力を制御するとともに、更に出力を増す場合には油圧ポンプ２２の吐出量を一定に維持し、油圧モータ２３の吐出量を調節し、油圧ポンプ２２と油圧モータ２３の相対的な吐出量の変化により出力を調節することにより、吐出量の少ない油圧ポンプおよび油圧モータにおいても調節可能な出力の範囲が増大する。このため、ＨＳＴ２１をコンパクトに構成することができる。また、ＨＳＴモードとＨＭＴモードの出力が一致する出力点Ｘにおいて、ＨＳＴモードとＨＭＴモードの切換を行うため、円滑な出力モードの切換を行うことができる。

【００３２】

また、上記の構成において後進域の全域および前進低速域においてはＨＳＴ２１により出力がなされ、前進中速域から高速域にかけてはＨＭＴ（油圧－機械式変速機）４０により駆動されるので、小型の車両等に該ＨＭＴ４０を搭載することにより、該小型の車両の使用状況に応じた変速を行うことができる。また、変速域が小型の車両に対応しているため、該小型の車両の取り扱い性が向上する。

【００３３】

さらに、前進および後進域においてはＨＳＴ２１により駆動されるので、倍速度範囲において微妙な速度設定を行うことができ、作業の質を向上することが出来る。また、前進中速域から高速域にかけてはＨＭＴ４０により駆動されるので、円滑は変速を行うと同時にエンジンの出力の損失を減少し、出力を向上すると共に、燃費が向上し、経済的である。さらに変速機構をシンプルに構成できる。

【００３４】

以下において、コントローラ１００等を中心とした変速、速度段切換、ブレーキ等の制御構造について図３及び図６乃至図１３を用いて説明する。図３に示すように、前記出力軸１８にはブレーキパック１１０が配設され、ブレーキペダル１４０の踏込みによりメカニカルリンク１４１を介してブレーキパック１１０を制御し、出力軸１８にブレーキ作用を発生させるよう構成している。また、ブレブレーキスイッチ１１１はブレーキペダル１４０の踏込みにより作動信号をコントローラ１００に出力するよう構成している。

【００３５】

また、前記コントローラ１００には、走行操作レバーである速度比指示レバー１２０、ポンプ斜板制御器１２１、モータ斜板制御器１２２が連動されており、該速度比指示レバー１２０とコントローラ１００間には速度比指示レバー１２０の操作量を検出する位置センサ１２０ａが配設されている。そして位置センサ１２０ａの検出結果を入力したコントローラ１００が、該ポンプ・モータ斜板制御器１２１・１２２にそれぞれ傾斜角度を出力することにより、該ポンプ・モータ斜板制御器１２１・１２２に連動した前記油圧ポンプ・モータ２２・２３の可動斜板２２ａ・２２ｂを調節し、ＨＳＴ２１の回転出力を制御している。

【００３６】

また、該コントローラ１００には電磁弁１０５・１０６が連動しており、該電磁弁１０５・１０６を制御して前記クラッチ１１・１２の断接を制御している。さらに、前記駆動軸２７に固設されたギヤ９には、駆動軸２７の回転数及び回転方向を検出可能に回転検出器１０３が配設されており、該回転検出器１０３により駆動軸２７の回転数及び回転方向をコントローラ１００で入力可能としている。

【００３７】

以上の構成により、前述したＨＳＴモードとＨＭＴモードとの速度段切換制御方法について図６乃至図８を用いて説明する。前述したように、ＨＳＴモードによる出力と、ＨＭＴモードの出力が一致している点Ｘにおいて速度段切換えを行えば、切換操作によるショックを低減することが可能であるが、速度段切換えはコントローラ１００からの指示により電磁弁１０５・１０６を介して前記クラッチ１１・１２を作動することにより行われるため、電気的な遅れ時間と機械的な遅れ時間が生ずる。このため、点Ｘにおける切換え速度比Ｖｘを検出してから速度段切換指示を出した場合、タイミングのずれが生じ、切換え動作によるショックが発生する。

【００３８】

そこで、遅れ時間を加味した速度段切換えの制御方法について図６のフローチャートを用いて説明する。まず、コントローラ１００は処理２３２において、動力源回転数検出器１０４よりエンジン２４の回転数を、作動油センサ１３１より油圧機用の作動油タンク１３０の作動油温を検出し入力する。そして入力したエンジン回転数及び作動油温を入力値として遅れ時間算出マップから遅れ時間ｈを算出する。なお、遅れ時間算出マップは、エンジン回転数及び作動油温と、クラッチ１１・１２の電気的、機械的な作動所要時間とを対応させたマッピングである。

【００３９】

そして、処理２３３において遅れ時間ｈを時間刻みとしてシミュレーション計算を行い、時間ｔにおけるｈ秒後の速度比Ｖ（ｔ＋ｈ）を予測する。ここでは例としてミルン法による予測計算を行っているが、遅れ時間ｈを時間刻みとしているので、その他の様々なシミュレーション計算が可能となっている。次に条件分岐２３４において、予測計算したｈ秒後の速度比Ｖ（ｔ＋ｈ）と、Ｘ点における切換え速度比Ｖｘとの大小を比較し、速度比

Ｖ（ｔ＋ｈ）が速度比Ｖｘよりも大であれば（つまりｈ秒後には切換え到達点Ｘに達すると予測される）、処理２３５においてクラッチ１１を作動させる。これにより、前述したギヤ１４が油圧モータ出力軸２６により駆動され、ＨＭＴモードによる動力が駆動し始める。

【００４０】

そして、条件分岐２３６において現在の速度比Ｖ（ｔ）と切換え速度比Ｖｘとの大小を比較する。ここで速度比Ｖ（ｔ）が速度比Ｖｘより小さい場合には、制御ループの終端２３８を経て、開始２３１に戻り次制御ループに入る。そして再び処理２３６において速度比Ｖ（ｔ）が速度比Ｖｘより大となることで、処理２３７へ進み、クラッチ１２を切断する。これにより、前記油圧モータ出力軸２６からギヤ１５・１６を介して駆動軸２７への駆動伝達が遮断され、ＨＳＴモードによる動力が遮断される。また、処理２３４において速度比Ｖ（ｔ＋ｈ）が切換え速度比Ｖｘより小さければ、条件分岐２３６へ進み、速度比Ｖ（ｔ）の判定を行い、以降ループ制御が行われる。

【００４１】

つまり、前記遅れ時間ｈをシミュレーション計算の時間刻みとし、該時間刻みより、ある時間ｔにおけるｈ秒後の速度比Ｖ（ｔ＋ｈ）を予測計算し、速度比Ｖ（ｔ＋ｈ）が、速度段切換えの最適速度比である速度比Ｖｘに到達するかどうかの判定を行うのである。そして速度比Ｖ（ｔ＋ｈ）が速度比Ｖｘに到達することが予想されれば、直ちにクラッチ１１を接続し、ＨＭＴモードによる駆動を開始する。そして、制御ループを続行し、現時点での速度比Ｖ（ｔ）が速度比Ｖｘに到達した時点で、直ちにクラッチ１２を切断し、ＨＳＴモードによる駆動を遮断するのである。図７は時間と速度比の関係を表すグラフであり、図８は速度段切換え制御によるクラッチ１１及びクラッチ１２の接続状態を表す図である。そして、時間Ｔｘは速度比がＶｘに到達する予測時間であり、図８はクラッチ１１が時間Ｔｘのｈ時間前に作動され、時間Ｔｘに到達した時点でクラッチ１２が切断されることを示している。

【００４２】

次に、ＨＳＴ２１の制御方法について図４、図９等を用いて説明する。ＨＳＴモード及びＨＭＴモードにおいては、ＨＳＴ２１の油圧ポンプ・モータ２２・２３の吐出量を制御することにより増減速を可能しており、前述したように、図４に示したＰ１・Ｐ２の両側において、吐出量を変化させる対象を油圧ポンプ・モータ２２・２３の間で切り換えるように構成している。

【００４３】

このような構成としている場合、作業者が急激な減速や加速を望む場合であっても、油圧ポンプ２２の吐出量の制御と油圧モータ２３の吐出量の制御をシーケンシャルに行うため、加速・減速時間が長くなってしまう。そこで、図９に示すような指示速度比制御を行うことによりこれらの問題を解消する。

【００４４】

まず、図４においてＰａからＰｂに急減速する場合について説明する。Ｐａにおいて作業者が前記速度比指示レバー１２０を操作して、Ｐｂを目標とした速度比指示を行う。このとき、Ｐｂにおける速度比を実現する油圧ポンプ・モータ２２・２３の吐出量がそれぞれ決定される。そこで、コントローラ１００は同時にポンプ・モータ斜板制御器１２１・１２２に制御命令を出す。これにより、Ｐｂにおける速度比を実現すべく、油圧ポンプ・モータ２２・２３の可動斜板２２ａ・２３ａを同時に傾斜させるのである。

【００４５】

これにより、ＰａからＰｂへの急減速が可能となり、作業者は期待する速度を早く得られることができ、操作性が向上するのである。また、ＰｂからＰａに向けて、急加速する場合においても、上述した同様の操作を行うことで可能となっている。

【００４６】

また、急減速及び急加速を作業者が指示した場合で、図４における速度段切換点Ｘを跨って変速する場合について説明する。図４におけるＰｃからＰａへ向けて急加速する場合

、Ｐｃにおいて作業者が前記速度比指示レバー１２０を操作して、Ｐａを目標とした速度比指示を行う。この時、Ｐａにおける速度比を実現する油圧ポンプ・モータ２２・２３の吐出量がそれぞれ決定される。しかし、Ｐｃにおいて油圧ポンプ２２・２３にＰａにおける吐出量を指示した場合、前述の如くＸ点を跨っているので、ＨＳＴモードからＨＭＴモードへの切換えが行われることになり、モード切換えによるショックが発生し、場合によってはクラッチ１１・１２等の部品を破損する可能性がある。

【００４７】

そこで、ＰｃにおいてＰａの速度比指示が行われた場合、コントローラ１００はポンプ・モータ斜板制御器１２１・１２２に対して点Ｘにおける切換え速度比Ｖｘを指示する。これにより油圧ポンプ・モータ２２・２３が点Ｘにおける速度比に調整され、このとき、前述したＨＳＴモードからＨＭＴモードへの切換えが行われる。そして続いてコントローラ１００はポンプ・モータ斜板制御器１２１・１２２に対してＰａにおける速度比を指示し、同時に油圧ポンプ・モータ２２・２３の可動斜板２２ａ・２３ａを調整して、Ｐｄにおける速度比を得るのである。

【００４８】

このようにして、Ｘ点を跨る急加速においても、一旦、Ｘ点における速度比Ｖｘを経由することで、クラッチ等に負荷を与えることなく急加速が可能となり、低速状態から高速状態への急加速も可能となるのである。また、同様に、ＰａからＰｃへの急減速を行う場合においても、Ｘ点における速度比Ｖｘを経由した後、Ｐｃの速度比を指示することで、ＨＭＴモードからＨＳＴモードへの切換えショックを発生することなく、急減速可能としている。

【００４９】

以上の、ＰａからＰｂ、ＰｃからＰａへの急加速、急減速の例で示した制御フローを図９のフローチャートを用いて説明する。まず、条件分岐２４２において指示された速度比がＸ点を跨っているかどうかの判定を行う。そしてＸ点を跨っていなければ、速度段切換え（ＨＳＴモード、ＨＭＴモードの切換え）が必要でないので、処理２４４において指示された速度比を目標速度比として油圧ポンプ・モータ２２・２３を同時に制御し変速を行う。また、Ｘ点を跨る変速である場合には、処理２４３において暫定目標速度比に切換え速度比Ｖｘをセットする。そして条件分岐２４５において速度段切換えが可能かどうかの判定、つまり前述した速度段切換えのタイミングの判定を行う。そして切換え不可能（ＨＳＴモードとＨＭＴモードの出力が異なる。）であれば、待ち時間ループ２４６を繰り返し、切換え可能となった時点で、処理２４７で速度段切換えを実行し、続いて処理２４８において作業者の指示速度比を目標速度比にセットして、油圧ポンプ・モータ２２・２３を同時に制御し、急加速、急減速を行うのである。

【００５０】

次に、速度段切換え点Ｘ付近におけるＨＳＴモード及びＨＭＴモード切換え規制制御について説明する。前述したように、ＨＳＴモードからＨＭＴモードへの切換え及びＨＭＴモードからＨＳＴモードへの切換えは、速度段切換え点Ｘにおいて行われるものであるが、点Ｘ付近での速度比において走行中に、負荷変動が発生した場合等、外部要因により速度比が変化して自動的に速度段が切り換わる場合がある。これにより点Ｘの付近で頻繁に速度段切換えが発生し、クラッチ１１・１２等に対する負荷が大きくなり、また振動が頻繁に発生し続けるという問題がある。

【００５１】

そこで、これらの問題を解消するために、以下の構成をとる。つまり、点Ｘにおいて速度段の切換え制御が行われるのは、作業者により速度比指示レバー１２０から指示された場合に限り、速度比指示レバー１２０の指示による速度比の変速、若しくは、速度段の切換えが行われた後は、現在の速度段を維持するように制御する。このような制御を行うことで、例えばトラクタの牽引作業等において負荷変動の大きな走行を行っても、速度段の頻繁な切換えは発生せず、安定した走行が可能となる。

【００５２】

次に、容積効率の補正分担制御について説明する。変速部分のＨＳＴ２１は、負荷変動により容積効率が変化するため、作業者が速度比指示レバー１２０を操作して油圧ポンプ・モータ２２・２３を制御しても、期待される速度が得られない場合があり、その補正が必要となる。そこで、図１０のフローチャートより補正分担の制御フローについて説明する。まず条件分岐２５２において、油圧ポンプ２２の可動斜板２２ａの斜板角が最大となっているかどうかの判定を行う。ここで可動斜板２２ａの斜板角が最大となっていなければ、ポンプ斜板制御器１２１に指示を送り可動斜板２２ａを傾斜させ補正を行う。そして可動斜板２２ａの斜板角が最大となっていることを検出すれば、処理２５３においてＨＳＴ２１の油圧モータ２３の可動斜板２３ａの斜板角目標値を算出し、モータ斜板制御器１２２に指示を送り油圧モータ２３の斜板角を制御するのである。

【００５３】

これにより、負荷変動時における補正は、油圧ポンプ２２において補正できる範囲においては油圧ポンプ２２の可動斜板２２ａを制御して補正を行い、可動斜板２２ａの斜板角が最大に達した後は、油圧モータ２３の可動斜板２３ａが補正を受継ぐので、図４におけるＰ１及びＰ２付近で、連続的に補正することが可能となり、ショックや走行違和感を減少させることができるのである。

【００５４】

次に、速度比指示レバー１２０による操作フィーリングの向上方法について説明する。前述の如く作業者により速度比指示レバー１２０が操作されると、位置センサ１２０ａが該速度比指示レバー１２０の操作量（位置または回動角等）を検出し、検出結果をコントローラ１００が入力する。ここでコントローラ１００は入力値２２１から走行車の目標速度２２２を算出するが、該入力値２２１と目標速度２２２の関係２２３は図１１に示すように、位置センサ１２０ａからの入力値２２１により幾つかの領域に分けて変化させている。そして本実施例においては入力値２２１が低速域であった場合には、関係２２３の傾きが小さく、入力値２２１が中速域、高速域となるにつれて、関係２２３の傾きが大きくなるようにしている。

【００５５】

そして、コントローラ１００は関係２２３より算出した目標速度２２２をポンプ・モータ斜板制御器１２１・１２２に出力し、該ポンプ・モータ斜板制御器１２１・１２２により油圧ポンプ・モータ２２・２３の可動斜板２２ａ・２２ｂが目標速度２２２を出力するよう制御されるのである。

【００５６】

以上の如くコントローラ１００は関係２２３に基づいて目標速度２２２を算出しているので、従来のように、速度比指示レバー１２０の操作量と目標速度２２２との関係が単純な一次関数でなく、速度比指示レバー１２０の指示位置が低速位置であれば緩やかな増速を行う。これにより、作業者が機体を倉庫等に収容する場合等、低速で微妙な移動を行いたい場合には、作業者の感覚に合致した動作が行えるのである。また、速度比指示レバー１２０の指示位置が高速位置であれば、加速度が大きくなる。これにより、微妙な速度変化を必要としない高速走行中においては有効な増減速が行えるし、低速域から一気に増速したい場合においても作業者の感覚にフィットした速度が得られるのである。

【００５７】

次に、速度比指示レバー１２０の操作速度に応じた目標速度２２２の制御方法について説明する。上述の如く、速度比指示レバー１２０の操作量を位置センサ１２０ａが検出し、コントローラ１００が入力値２２１を入力するが、ここで速度補正手段２２４は、図１２に示すように、入力値２２１から速度比指示レバー１２０の操作速度（ΔＶ／Δｔ）を算出し、該操作速度に係数ｋを乗じた補正値（ｋ×ΔＶ／Δｔ）を出力する。そして入力値２２１に補正値を加算した値を新たな入力値２２１として目標速度２２２を算出するのである。

【００５８】

このような制御を行うことにより、従来は、速く速度比指示レバー１２０を動かしても

、動作が大きくなる位置まで移動させないと、走行速度が期待する速度に上昇せず、操作フィーリングを悪くしていた問題点が解消され、作業者が早く増速させたいことを期待して速度比指示レバー１２０を速い動作で操作した場合には、操作速度を加味した目標速度２２２が設定されるため、作業者の期待する走行速度が設定され、作業者の感覚に合った操作フィーリングが得られるのである。

【００５９】

次に、本発明のブレーキ機構の動作状態を図１３のフローチャートを用いて説明する。まず、条件分岐２０２において、ブレーキスイッチ１１１の状態をコントローラ１００が検出する。そしてＨＳＴモード若しくはＨＭＴモードによる走行中、作業者の操作により前記ブレーキスイッチ１１１がＯＮにされれば、処理２０３でクラッチ１１若しくはクラッチ１２を切断する。これにより、ブレーキパック１１０により出力軸１８にブレー作用が発生するが、ＨＳＴモードの走行時においてはクラッチ１２を、ＨＭＴモードの走行時においてはクラッチ１１を切断することにより、出力軸１８への動力伝達が遮断されるため、ブレーキ作用と駆動力が競合することなく、ブレーキ作用が効率よく発生するし、クラッチ１１・１２の消耗を防止でき、クラッチ１１・１２の耐久性の向上が図られるのである。

【００６０】

次に、条件分岐２０２においてブレーキスイッチ１１１からＯＮ信号を検出しない場合においては、さらに条件分岐２０４において前回の条件分岐２０２の検出結果を判定し、前回ブレーキスイッチ１１１がＯＮ信号を検出していなければ制御ループの終端２１０へ進み、続いて開始２０１から次の制御ループへと進む。つまり、ブレーキスイッチ１１１がＯＮ状態のまま維持されている場合においては、処理は行われず制御ループを繰り返す。

【００６１】

一方、前記条件分岐２０４において前回の条件分岐２０２がＯＮ信号を検出していた場合、つまり前回制御ループにおいてはブレーキスイッチ１１１からＯＮ信号を検出し、現制御ループにおいてはブレーキスイッチ１１１からＯＮ信号を検出しない場合は、処理２０５において実際の速度比の値を目標変速比にセットする。ここで実際の速度比とは、前記回転検出器１０３により検出した駆動軸２７の速度比である。そして処理２０６において該目標変速比から油圧ポンプ・モータ２２・２３の傾斜角を算出し、コントローラ１００が前記ポンプ・モータ斜板制御器１２１・１２２を介して油圧ポンプ・モータ２２・２３の斜板角を制御する。そして、条件分岐２０７において該目標変速比とＸ点における変速比とを比較し、該目標変速比がＸ点における変速比より大きければ、処理２０８においてクラッチ１１を接続し、動力を伝達してＨＭＴ走行を行い、該目標変速比がＸ点における変速比より小さければ、処理２０９においてクラッチ１２を接続して、動力を伝達しＨＳＴ走行を行うのである。

【００６２】

このようにして、クラッチ１１・１２による動力切断状態からブレーキを離して駆動力を復帰させる場合には、動力伝達側の速度比と駆動軸２７の実際の速度比とを合わせてから、さらにＨＳＴモード、ＨＭＴモードの判定を行った後、クラッチ１１・１２を再嵌合させるよう構成しているので、スムーズな動力復帰が可能になるとともに、クラッチ１１・１２等、構成部材に対する衝撃を小さくして耐久性の向上も図れるのである。

【００６３】

最後に、前記速度比指示レバー１２０の中立位置操作時におけるコントローラ１００等による制御方法について図１４のフローチャートを用いて説明する。エンジン２４からの回転駆動力は該速度比指示レバー１２０の操作量によりＨＳＴの油圧ポンプ・モータ２２・２３の斜板角を調整することにより変速され出力されるものであり、本機を停止させる場合には速度比指示レバー１２０を中立位置に操作する。そこで、該速度比指示レバー１２０が中立位置に操作されたことをコントローラ１００が検出すると、まず図における条件分岐２１２においてＨＳＴの油圧ポンプ２２の斜板角が中立位置付近にあるかの判定を

行う。

【００６４】

ここで、油圧ポンプ２２の斜板角が中立位置にない場合には、処理２１７において油圧ポンプ２１７の斜板角が平地における中立静止斜板角となるように制御し、制御フローの終端２１８から開始２１１へ戻り次の制御ループを行う。一方、条件分岐２１２において中立位置付近であることが検出されると、さらに条件分岐２１３において速度比が低速であるかどうかの判定を行い、低速であれば、条件分岐２１４において回転方向の判定を行う。

【００６５】

そして、回転方向が前進であれば処理２１６において、油圧ポンプ２２の斜板角を最小動作斜板角分（油圧ポンプ２２の傾斜板の角度調整可能な最小単位分）だけ減少させる。そして回転方向が後進であれば処理２１５において、油圧ポンプ２２の斜板角を最小動作斜板角分だけ増加させる。つまり、低速で前進状態にある場合は、後進方向にわずかに加速し、低速で後進状態にある場合には、前進方向にわずかに加速するのである。

【００６６】

そして、以上の処理２１５若しくは処理２１６を終えると、中立制御フローの終端２１８から開始２１１に戻り次の制御ループを繰り返す。そして上述した処理を繰り返すことにより、低速前進中の機体は徐々に減速して、やがて低速で後進走行となる。そして低速後進走行状態となった機体は、徐々に増速して、やがて低速で前進走行へ移行する。また、低速後進中の機体においても同様に、低速前進、後進を繰り返す。

【００６７】

このような中立制御を行うことにより、速度比指示レバー１２０中立位置への操作が行われれば、機体は低速走行でわずかに前進、後進を繰り返すが、前記処理２１５・２１６での増速又は減速は、斜板の角度調整可能な最小単位で行われるため、ごく低速状態にある本機は、わずかに前後に微動する程度であり、略停止状態を維持できるのである。そして、この中立制御による停止状態は、駆動軸２７に動力が伝達されているので、傾斜面や坂道で停止した場合でも、確実な停止状態を維持できるのである。また、再び速度比指示レバー１２０を前進または後進の速度比に操作した場合には、クラッチの接続等の動作が不要であるので、発進時の遅れ時間がなくなり、作業者の操作フィーリングが向上し、操作性に優れた中立制御が実現するのである。

【００６８】

【発明の効果】

本発明は、以上のように構成したことにより、次のような効果を奏するものである。

少なくとも一方が可変容量の油圧ポンプと油圧モータを具備する油圧式無段変速機を用いた油圧伝動部と、油圧伝動部と機械伝動部の両方に接続された遊星歯車部を用いた差動機構を具備する油圧－機械式変速機において、該油圧式無段変速機の油圧モータの油圧モータ出力軸の駆動力により、駆動軸が駆動される場合をＨＳＴモード、エンジンからの入力軸の駆動力と、前記油圧モータ出力軸の駆動力の遊星歯車部における合成駆動力により駆動軸が駆動される場合をＨＭＴモードとすると、ＨＳＴモードにおいては、ＨＭＴクラッチを切断し、ＨＳＴクラッチを接続し、ＨＭＴモードにおいては、ＨＳＴクラッチを切断し、ＨＭＴクラッチを接続すべく構成し、ブレーキペダルによるブレーキ作用時には、ＨＭＴクラッチとＨＳＴクラッチを開放し、駆動力の伝達を遮断すべく制御し、前記ブレーキ作用状態からブレーキ開放状態への移行時には、回転検出器により該駆動軸の回転数を検出し、前記油圧式無段変速機の油圧ポンプ及び油圧モータの変速比を、前記駆動軸の回転数である目標変速比に調整した後、前記ＨＭＴクラッチとＨＳＴクラッチを接続すべく制御するので、駆動軸への動力伝達が遮断されるため、ブレーキ作用と駆動力が競合することなく、ブレーキ作用が効率よく発生するし、クラッチの消耗を防止でき、クラッチ等構成部材の耐久性の向上が図られるのである。

【００６９】

また、前記ブレーキペダルを操作すると、該ＨＳＴモードの走行時においてはＨＳＴク

ラッチを、ＨＭＴモードの走行時においてはＨＭＴクラッチを切断し、駆動軸に制動力を掛け、次に、ブレーキペダルの踏込みが解除されると、前記回転検出器により検出した駆動軸の速度比である実際の速度比の値を目標変速比にセットし、該目標変速比から油圧ポンプ又は油圧モータの傾斜角を算出し、コントローラが前記ポンプ・モータ斜板制御器を介して油圧ポンプ又は油圧モータの斜板角を制御し、該目標変速比と、ＨＳＴモードとＨＭＴモードの切換点である（Ｘ）点における変速比とを比較し、該目標変速比が（Ｘ）点における変速比より大きければ、ＨＭＴモードとすべくＨＭＴクラッチを接続し、動力を伝達してＨＭＴ走行を行い、該目標変速比が（Ｘ）点における変速比より小さければ、ＨＳＴモードとすべくＨＳＴクラッチを接続して、動力を伝達しＨＳＴ走行を行い、ＨＭＴクラッチとＨＳＴクラッチによる動力切断状態からブレーキペダルを離して駆動力を復帰させる場合には、動力伝達側の速度比と駆動軸の実際の速度比とを合わせて、更に、ＨＳＴモード、ＨＭＴモードの判定を行った後、ＨＭＴクラッチ又はＨＳＴクラッチを再嵌合させるので、動力伝達側の速度比と駆動軸の実際の速度比とを合わせてからクラッチを再嵌合させるため、スムーズな動力復帰が可能になるとともに、クラッチ等の構成部材に対する衝撃を小さくして耐久性の向上も図れるのである。

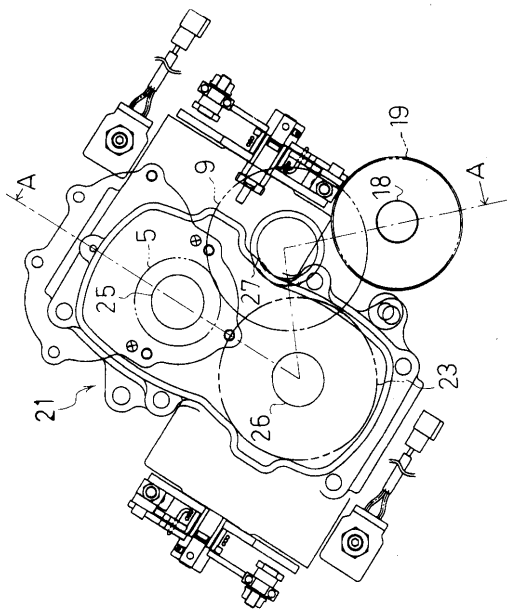
【図面の簡単な説明】

【図１】　油圧－機械式変速機の正面図である。
【図２】　図１におけるＡ－Ａ線断面図である。
【図３】　油圧－機械式変速機のブロック図である。
【図４】　油圧－機械式変速機の出力と油圧ポンプおよび油圧モータの吐出量の関係を示す図である。
【図５】　変速状態に対応したクラッチの作動状況を示す図である。
【図６】　クラッチ切換指示制御フローチャート図である。
【図７】　時間と速度比の関係図である。
【図８】　時間を軸としたクラッチの制御出力図である。
【図９】　指示速度比制御フローチャート図である。
【図１０】　容積補正分担制御フローチャート図である。
【図１１】　速度比指示レバーの操作量と目標速度の対応関係図である。
【図１２】　コントローラの制御図である。
【図１３】　ブレーキ制御フローチャート図である。
【図１４】　中立制御フローチャート図である。

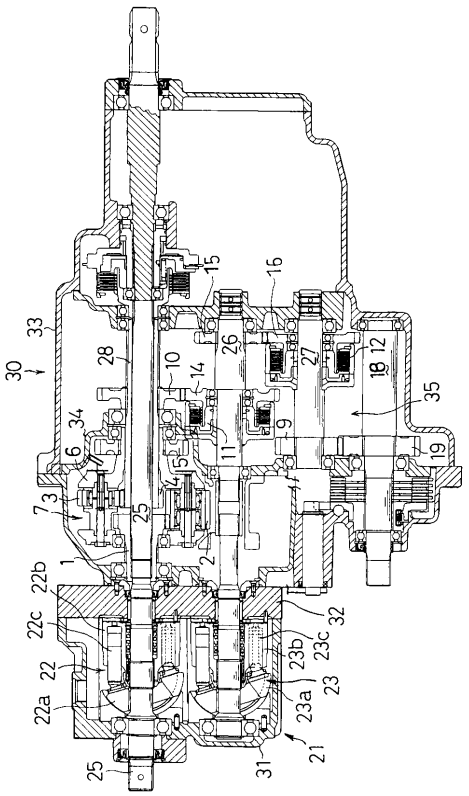
【符号の説明】

２２　油圧ポンプ
２２ａ　（油圧ポンプ）可動斜板
２３　油圧モータ
２３ａ　（油圧モータ）可動斜板
１００　コントローラ
１０３　回転検出器
１０４　エンジン回転数検出器
１０５　電磁弁
１０６　電磁弁
１１０　ブレーキパック
１１１　ブレーキスイッチ
１２０　速度比指示レバー
１２０ａ　位置センサ
１２１　ポンプ斜板制御器
１２２　モータ斜板制御器

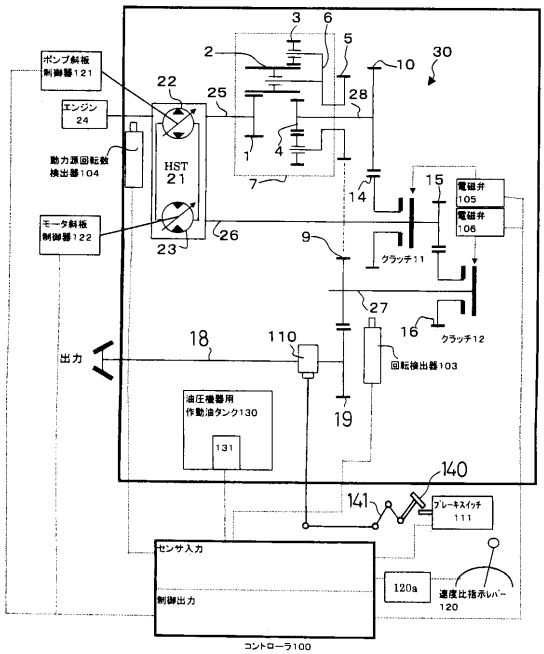
【図１】



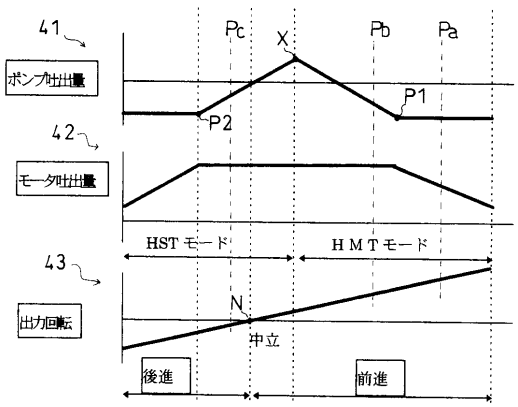
【図２】



【図３】



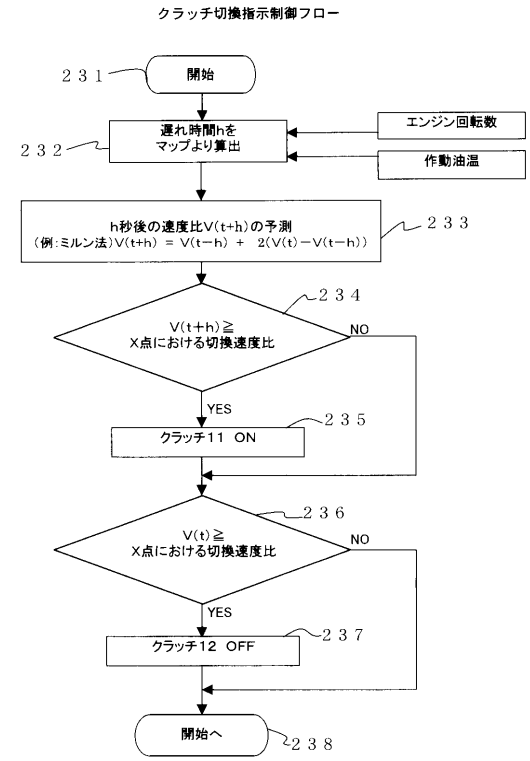
【図４】



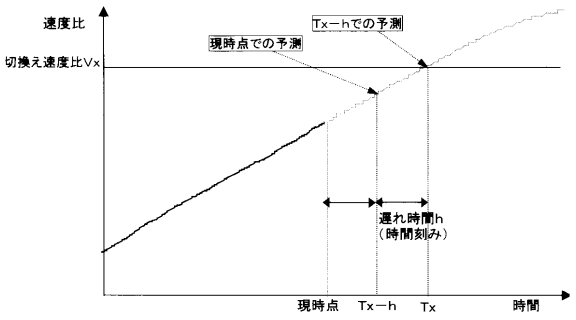
【図５】

	後進・前進低速	前進中・高速
	HST モード	HMT モード
クラッチ11	OFF	ON
クラッチ12	ON	OFF

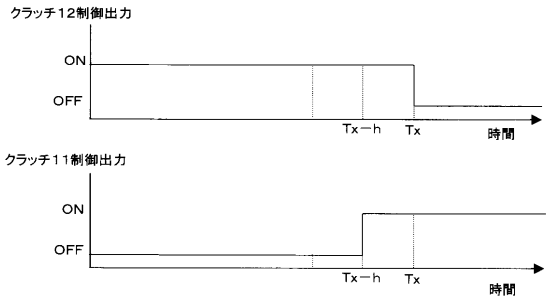
【図６】



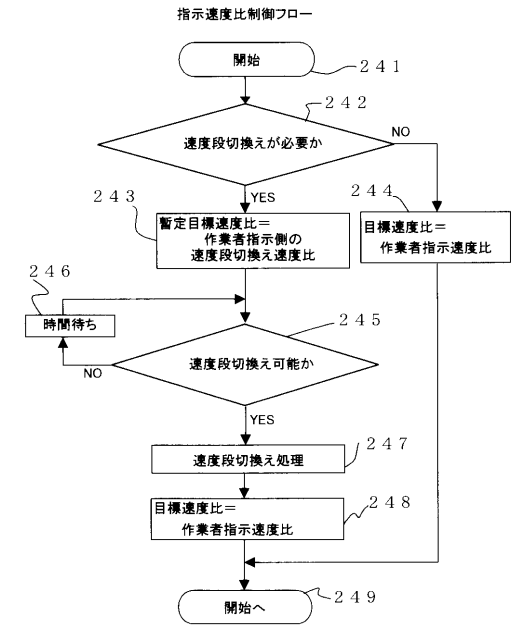
【図７】



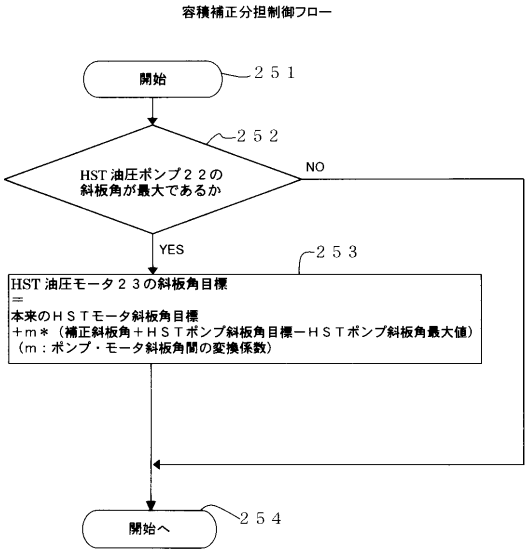
【図８】



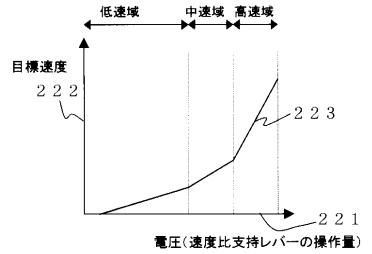
【図９】



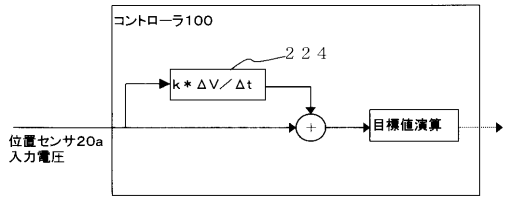
【図１０】



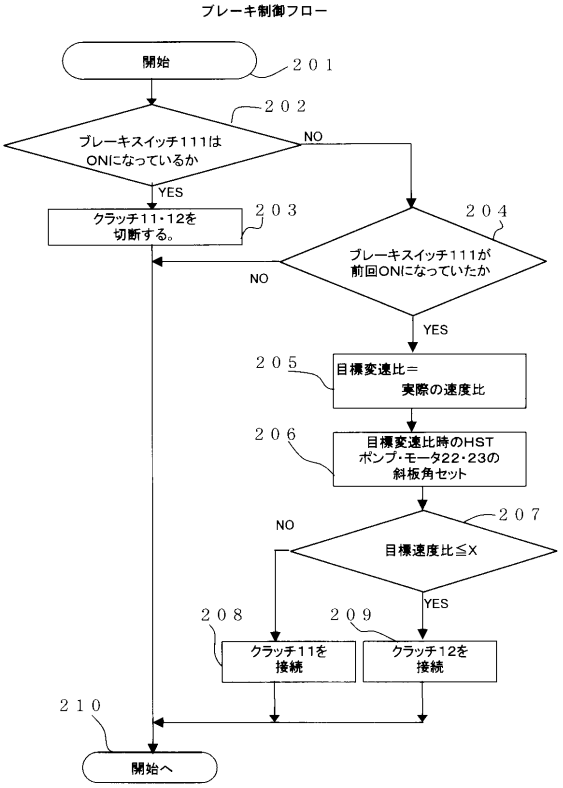
【図１１】



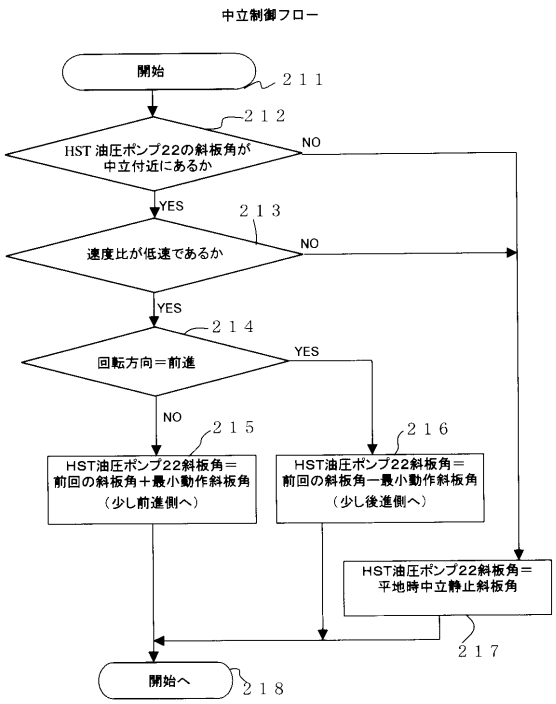
【図１２】



【図１３】



【図１４】



フロントページの続き

(51)Int.Cl.			ＦＩ	
Ｆ１６Ｈ	*59/70*	*(2006.01)*	Ｆ１６Ｈ	59:70
Ｆ１６Ｈ	*61/66*	*(2006.01)*	Ｆ１６Ｈ	101:00

(72)発明者　堀　泰彦
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

審査官　大内　俊彦

(56)参考文献　特開平０８－２７７９０７（ＪＰ，Ａ）
特開平０５－２８０６１６（ＪＰ，Ａ）
特開平０９－１５９００７（ＪＰ，Ａ）
特開昭６２－２１６８４２（ＪＰ，Ａ）
特開平０１－２４４９３０（ＪＰ，Ａ）
特開平０３－０６１７５５（ＪＰ，Ａ）
特開昭６３－２９７１３１（ＪＰ，Ａ）

(58)調査した分野(Int.Cl.，ＤＢ名)
B60K 17/10,
F16H 47/04