(19)日本国特許庁(JP)　(12)公表特許公報(A)　(11)特許出願公表番号
特表2005-502008
(P2005-502008A)
(43)公表日　平成17年1月20日(2005.1.20)

(51)Int.Cl.[7]	F I	テーマコード（参考）
F16H 61/00	F16H 61/00	3J552
F16H 59/06	F16H 59/06	
// F16H 59:18	F16H 59:18	
F16H 59:42	F16H 59:42	
F16H 59:44	F16H 59:44	

審査請求 未請求　予備審査請求 有　（全 72 頁）　最終頁に続く

(21)出願番号　特願2003-525174(P2003-525174)
(86)(22)出願日　平成14年8月22日(2002.8.22)
(85)翻訳文提出日　平成16年3月1日(2004.3.1)
(86)国際出願番号　PCT/GB2002/003885
(87)国際公開番号　WO2003/021135
(87)国際公開日　平成15年3月13日(2003.3.13)
(31)優先権主張番号　0121069.9
(32)優先日　平成13年8月31日(2001.8.31)
(33)優先権主張国　英国(GB)
(31)優先権主張番号　01307445.5
(32)優先日　平成13年8月31日(2001.8.31)
(33)優先権主張国　欧州特許庁(EP)

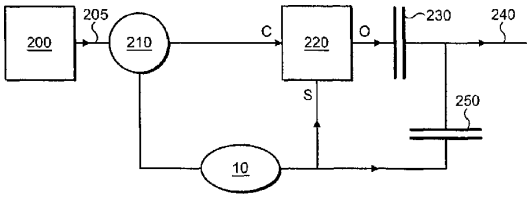
(71)出願人　301037257
トロトラック・（ディベロップメント）・リミテッド
イギリス国・ピイアール２６　７ユーエックス・ランカシャー・レイランド・アストン　ウェイ・１
(74)代理人　100064621
弁理士　山川　政樹
(72)発明者　フラー，ジョン・ウィリアム・エドワード
イギリス国・プレストン　ピイアール１８エディエックス・ブロードゲイト・２５

Fターム(参考)　3J552 MA09 MA30 NA01 NB01 NB05 PA22 RB20 RB26 SA46 UA07 VA74W VB02W VC01W VD02W

最終頁に続く

(54)【発明の名称】連続可変トランスミッションおよびその動作方法

(57)【要約】
トランスミッション入力と、トランスミッション出力と、少なくとも１つのクラッチ（２３０、２５０）を介してトランスミッションの入力（２０５）と出力（２４０）の間に結合され、それにより連続可変伝達比で入力と出力の間で駆動力を伝達するように配置された連続可変比率ユニット（バリエータ）とを含む連続可変トランスミッションを開示する。バリエータは、油圧制御回路（５０）に接続され、したがって該制御回路による調節が可能でありかつバリエータ比の変化の影響も受ける油圧制御圧力を受ける。バリエータは、該制御圧力に対応するバリエータ・リアクション・トルクを提供するようにその比を調節するように構成および配置される。トランスミッションは、バリエータに加えられるトルク荷重を制御することによってクラッチが制御圧力とリアクション・トルクとに影響を及ぼすように、クラッチが係合しているときにクラッチのトルク容量を調節する手段（３１１、３１１）をさらに含む。



【特許請求の範囲】
【請求項１】
トランスミッション入力と、トランスミッション出力と、少なくとも１つのクラッチを介してトランスミッションの入出力の間に結合され、連続可変伝達比で入力と出力の間で駆動力を伝達するように配置された連続可変比率ユニット（バリエータ）とを含む連続可変トランスミッションであって、前記バリエータが油圧制御回路に接続され、その制御回路で調節されるとともにバリエータ比の変化の影響も受ける油圧制御圧力を受け、さらに前記バリエータは、前記制御圧力に対応するバリエータ・リアクション・トルクを発生させるためにその比を調節するように構成および配置され、前記トランスミッションが、バリエータに加えられるトルク荷重を制御することによってクラッチが制御圧力とリアクション・トルクとに影響を及ぼすように、クラッチが係合しているときにクラッチのトルク容量を調節する手段をさらに含む連続可変トランスミッション。
【請求項２】
トルク要求量に応じてクラッチのトルク容量を設定する制御エレクトロニクスをさらに含む請求項１に記載の連続可変トランスミッション。
【請求項３】
前記制御エレクトロニクスが、運転者操作制御に接続され、そこからの信号に応じてトランスミッションのトルク要求量を計算する請求項２に記載の自動車で使用する連続可変トランスミッション。
【請求項４】
前記制御エレクトロニクスが、バリエータ比を監視する手段に接続され、クラッチのトルク容量を設定する際にバリエータ比をさらに考慮に入れる請求項２または３に記載の連続可変トランスミッション。
【請求項５】
少なくとも２つの異なるレジームで動作することができ、前記制御エレクトロニクスが、クラッチのトルク容量を設定する際に伝達レジームをさらに考慮に入れる先行する請求項のいずれかに記載の連続可変トランスミッション。
【請求項６】
前記制御エレクトロニクスが、クラッチのトルク容量を、トランスミッションから要求されたトルクを伝達するのに必要なレベルを選択したマージン分だけ超えるレベルに設定する制御モードを提供する請求項２から５のいずれかに記載の連続可変トランスミッション。
【請求項７】
所望の制御圧力を確立し、それに応じて制御回路を設定する制御エレクトロニクスをさらに含み、前記制御エレクトロニクスが、バリエータ荷重の変化による制御圧力の所望レベルからの偏移がクラッチの滑りによって抑制されるようにクラッチを調節する働きもする先行する請求項のいずれかに記載の連続可変トランスミッション。
【請求項８】
前記エレクトロニクスが、所望の制御プロファイルに基づいて制御圧力を維持するようにクラッチを制御する請求項７に記載の連続可変トランスミッション。
【請求項９】
トランスミッション入力と、トランスミッション出力と、少なくとも１つのクラッチを介してトランスミッションの入出力の間に結合され、連続可変伝達比で入力と出力の間で駆動力を伝達するように配置された連続可変比率ユニット（バリエータ）とを含み、前記バリエータが油圧制御回路に接続され、その制御回路からの制御圧力に対応するバリエータ・リアクション・トルクを発生させるためにその比を調節するように構成かつ配置された連続可変トランスミッションを動作させる方法であって、前記制御回路を制御して、バリエータ比の変化の影響を受ける調節可能な油圧制御圧力をバリエータに加えるステップと、バリエータに加えられるトルク荷重を制御することによってクラッチが制御圧力とリアクション・トルクとに影響を及ぼすように、クラッチが係合している間にクラッチのトル

ク容量を調節するステップとを含む方法。
【請求項１０】
トランスミッションのトルク要求量に応じてクラッチのトルク容量を設定するステップをさらに含む請求項９に記載の方法。
【請求項１１】
前記トランスミッションが自動車用のものであり、前記方法が、運転者操作制御からの信号に応じてトランスミッションのトルク要求量を計算するステップをさらに含む請求項１０に記載の方法。
【請求項１２】
バリエータ比を監視するステップを含み、クラッチのトルク容量を設定する際にバリエータ比をさらに考慮に入れることを含む請求項９から１１のいずれかに記載の方法。
【請求項１３】
前記トランスミッションが少なくとも２つの異なるレジームで動作することができ、前記方法が、クラッチのトルク容量を設定する際に伝達レジームをさらに考慮に入れることを含む請求項９から１２のいずれかに記載の方法。
【請求項１４】
少なくとも一部の時間の間、クラッチのトルク容量が、トランスミッションから要求されたトルクを伝達するのに必要なレベルを選択したマージン分だけ超えるレベルに設定される請求項９から１３のいずれかに記載の方法。
【請求項１５】
所望の制御圧力を確立するステップと、それに応じて制御回路を設定するステップと、バリエータ荷重の変化による制御圧力の所望レベルからの偏移がクラッチの滑りによって抑制されるようにクラッチを調節するステップとを含む請求項９から１４のいずれかに記載の方法。
【請求項１６】
所望の制御プロファイルに基づいて制御圧力を維持するようにクラッチを制御するステップを含む請求項９から１５のいずれかに記載の方法。
【請求項１７】
クラッチを介してトランスミッション出力に接続することができる連続可変比率ユニット（バリエータ）を有する連続可変トランスミッションのクラッチを制御する油圧装置であって、高圧の作動油を供給する第１の供給手段と、制御した圧力の作動油を供給する第２の供給手段と、前記第１の供給手段をクラッチに接続してクラッチの状態を切断状態から係合状態に変化させ、その後第１の供給手段をクラッチから切り離し、第２の供給手段をクラッチに接続してクラッチを係合状態に維持するバルブ手段とを含む油圧装置。
【請求項１８】
前記バルブ手段が、クラッチを第１の供給手段に接続した状態とクラッチを第２の供給手段に接続した状態とを切り替える第１のバルブを含む請求項１７に記載の油圧装置。
【請求項１９】
前記第１のバルブが、クラッチの流体圧力に応じて制御される請求項１８に記載の油圧装置。
【請求項２０】
前記第１のバルブが、クラッチの流体圧力と第２の流体供給手段からの圧力に対応する相反する信号に応じて制御される請求項１８に記載の油圧装置。
【請求項２１】
前記第１のバルブが、クラッチの流体圧力が第２の流体供給手段からの圧力に達する前に第１の流体供給手段から第２の流体供給手段に切り替えるように制御される請求項２０に記載の油圧装置。
【請求項２２】
前記第１のバルブが、クラッチと第２の供給手段からとられる相反する圧力信号によって制御されるパイロット制御弁である請求項２０または２１に記載の油圧装置。

【請求項２３】
前記バルブ手段が、第１の供給手段からクラッチ前の経路に接続され、かつこの経路を開くことで切断状態から係合状態へのクラッチ状態の変化を開始する働きをする電気制御弁を含む請求項１８から２２のいずれかに記載の油圧装置。
【請求項２４】
前記電気制御弁が、第１のバルブからクラッチまでの経路内にあり、前記第１のバルブが、第１の供給手段と第２の供給手段の一方を選択的に電気制御弁に接続し、かつクラッチが切断されているときには第１の供給手段を電気制御弁に接続する状態に休止するように配置されている請求項２３に記載の油圧装置。
【請求項２５】
前記電気制御弁が、第１のバルブに圧力信号を加えて第１のバルブを移動させて第１の供給手段からクラッチまでの経路を開くことによってクラッチの状態変化を開始するように構成されている請求項２３に記載の油圧装置。
【請求項２６】
前記圧力信号が第２の供給手段からとられる請求項２５に記載の油圧装置。
【請求項２７】
前記圧力信号に対して、クラッチからとった別の圧力信号が対抗し、クラッチ圧力が上昇するにつれて第１のバルブが戻ってクラッチを第２の供給手段に接続する請求項２４または２５に記載の油圧装置。
【請求項２８】
前記電気制御弁が、その１つの位置にあるときにクラッチをドレンに接続してクラッチを切り離す３ポート２位置バルブである請求項２３から２７のいずれかに記載の油圧装置。
【請求項２９】
第２の供給手段からの圧力が、クラッチが係合状態にある間にトランスミッションの動作パラメータに応じて制御される請求項１７から２８のいずれかに記載の油圧装置。
【請求項３０】
第２の供給手段からの圧力が、トランスミッションにトルク・スパイクが発生した場合にクラッチを滑らせるように制御される請求項２９に記載の油圧装置。
【請求項３１】
クラッチのトルク容量をトランスミッションのトルク要求量に応じて制御するように第２の供給手段からの圧力が調節される請求項１７から３０のいずれかに記載の油圧装置。
【請求項３２】
クラッチのトルク容量が、伝達レジーム、トルク要求量、バリエータ比に関連づけて制御される請求項２９から３１のいずれかに記載の多レジーム・トランスミッション用の油圧装置。
【請求項３３】
電子制御ユニットによって第２の供給手段からの圧力が制御される請求項１７から３２のいずれかに記載の油圧装置。
【発明の詳細な説明】
【技術分野】
【０００１】
本発明は、連続可変トランスミッション（ＣＶＴ）およびその制御方法に関する。
【０００２】
本発明は、自動車のトランスミッションに特に適用可能であるが、これに限定されるわけではない。
【背景技術】
【０００３】
従来、ＣＶＴは何らかの形の伝達比可変ユニット（バリエータ）を用いて、所要の伝達比の連続変化を実現している。バリエータは、ギアと１つまたは複数のクラッチとを介してトランスミッションの入出力の間に結合される。本発明は、トロイダル・レース・ローリ

ング・トラクション型のバリエータを用いたトランスミッションに関連して開発したものであるが、その他のタイプのバリエータに適用することもできる。

【０００４】

バリエータでは、駆動力は、互いに係合させられている可動部品間の摩擦係合によって伝達される。したがって、例えば、トロイダル・レース・ローリング・トラクション型のバリエータでは、１つの回転ディスクから別のディスクへの駆動力の伝達は、これらのディスクの間に挟まれたローラによって、より一般的には１組のローラによって行われる。バイアス力を加えると（例えばディスクの一方を他方に向かって押すことによる。代わりにローラ自体をディスクに向かってバイアスすることもある）、ローラとディスクの間に圧力が生じ、それにより駆動力の伝達が可能となる。実際には、この場合にはローラとディスクとは「トラクション流体」の薄膜で隔てられており、必要な摩擦はこの膜の剪断力により生じる。

【０００５】

バリエータが伝達することができるトルクは、特にバイアス力の関数として限定される。さらに、大きなトルクを扱うときには大きな力が必要となるが、このような大きなバイアス力を維持するとエネルギー効率が低下し、部品寿命も短くなるので、バイアス力は通常動作中に変化させる。

【０００６】

バリエータの設計における長く認識されている要件の１つは、バイアス力と処理中のトルクとの間に不整合が生じないようにすることである。これは、バイアス力に関連して過度なトルク荷重がバリエータにかかると、バリエータの可動部品間で許容できないレベルの滑りが生じ、その結果としてバリエータに障害が生じる、またはバリエータが破損する恐れがあるからである。

【０００７】

いわゆる「トルク制御式」バリエータは、バリエータのリアクション・トルクが自動的に調整されるので、この点に関していくつかの利点がある。「伝達比制御式」バリエータとトルク制御式バリエータとを比較してみると有効である。前者では、所要のバリエータ駆動比は一般に電子式コントローラによって決定され、制御信号が入力されると、バリエータがその所定の比を採用する。トルク制御式バリエータも制御信号を受信しなければならないが、この場合には、実際のバリエータ比は、制御信号のみによって決まるわけではない。その代わりに、このバリエータは、制御信号がバリエータに作用するトルクによって相殺される比率を自動的に採用する。したがって、制御信号は、所定の比率に対応するのではなく、バリエータのトルクの選択した差に対応する。

【０００８】

図１に示すバリエータ１０を参照してこの原理を説明する。このバリエータは、フル・トロイダル型バリエータであり、大まかな構造は当業者には周知である。２枚の入力ディスク１２、１４を、それらと共に回転する駆動軸に取り付ける。これらのディスクは、中央の出力ディスク２６の対応する部分トロイダル表面２２、２４と向き合って一対のトロイダル空洞を形成する部分トロイダル表面１８、２０をそれぞれ有する。出力ディスクは、シャフト１６とは無関係に回転できるようにジャーナル軸受になっている。シャフト１６および入力ディスク１２、１４を介して入力されるエンジンその他の原動機からの駆動力は、トロイダル空洞内に配置された１組のローラを介して出力ディスクに伝達される。代表として１つのローラ２８しか図示していないが、通常は、各空洞内にこのようなローラが３つ設けられる。ローラをディスクと係合させるための前述のバイアス力は、一方のディスク１４に作用する油圧ピストン／シリンダ装置１５によって両入力ディスク間に加えられる「端末荷重」の形で与えられる。各ローラは、それぞれのキャリッジ３０にジャーナル軸受で支持される。キャリッジ自体は複動油圧アクチュエータ３２に連結され、これにより制御並進力がローラ／キャリッジの組合せに加えられる。当業者には周知のように、ローラ／キャリッジの組合せは、バリエータの軸を中心とする円に沿った並進運動だけでなく、アクチュエータ３２の位置によって決まるチルト軸の周りで回転して、ディスク

に対するローラの「チルト角」を変化させ、それによりバリエータの駆動比を変化させることになる。このチルト軸は、精密にはラジアル平面内にはないことに留意されたい。むしろ、チルト軸はラジアル平面に対して角度をなしており、この角度を「キャスタ角」と呼ぶ。

【０００９】

上記のように構成することにより、バリエータのトルクが制御される。アクチュエータ３２は、調節可能な力をローラに加える。２枚のディスクもまた、それぞれローラに力を加える。平衡を保つためには、アクチュエータがローラの運動の接線方向に加える力が、ディスクからローラに加わるいわゆる「リアクション・フォース」と等しくなければならない。アクチュエータの力とリアクション・フォースとが等しくない場合には、この不均衡によってローラが円形経路に沿って移動してローラのチルト角が変化し、その結果バリエータ比が変化して、２つの力が再度釣り合う位置にローラが到達するので、この不均衡はすぐに打ち消される。従って、バリエータ比は、アクチュエータの力だけでなく、バリエータの両側のトルクによっても決まる。

【００１０】

アクチュエータの力（すなわちリアクション・フォース）は、バリエータに出入りするトルクの合計に比例すると表現すると分かりやすい。より一般的にいえば、バリエータに加えられる制御信号（アクチュエータの力、またはアクチュエータ３２内の２つの油圧の差）によって、バリエータに出入りするトルクの合計（「リアクション・トルク」）が決まる。

【００１１】

アクチュエータ３２は、図１ａに示す油圧回路５０に接続される。この油圧回路によって、アクチュエータ内の作動油の圧力を調節し、それに応じてリアクション・フォースを調節することができる。図示の例では、アクチュエータは複動型であり、反対向きに作用する２つの流体圧力を受ける。図１は、ピストンを１つ備えたアクチュエータを示している。図１ａは若干異なり、対向する２つのピストン５２、５４をそれぞれのシリンダ５６、５８内に用いたアクチュエータ３２を示している。ただし、アクチュエータの機能はいずれの場合も同様である。回路５０では、一対の電子制御弁６０、６２を用いて、一対の流体ラインＳ１、Ｓ２のそれぞれにおいて背圧を発生させる。流体ラインＳ１、Ｓ２には、それぞれのポンプ６４、６６によって一定の流体流が供給される。これらの弁を調節することにより、ライン内の背圧が調節され、これによりリアクション・フォースが調節される。２本のラインの圧力差によってリアクション・フォースが決まるので、この圧力差が前述のバリエータへの制御信号となる。「高圧ウィンズ弁」を用いて２本のラインのうち高圧のラインをライン７０を介して端末荷重装置１５に接続すると、リアクション・フォースに概ね合わせて端末荷重を変化させることができる。

【００１２】

したがって、定常状態では、制御信号（油圧）は弁の状態によって決まる。ただし、バリエータのトルクの釣り合いが変化してバリエータ比が変化した場合には、油圧およびリアクション・フォースは修正される。例えば、運転者が車両を制動すると、トランスミッションの出力のトルクに変化が生じ、バリエータ比と、それに対応するローラ２８およびそれらのアクチュエータ３２の運動とを変化させることが必要になる。流体は、アクチュエータの一方の側に流入し、他方の側から流出しなければならない。この流れ自体が、所要のローラ運動に対抗する油圧回路内の圧力変化を生じさせる。すなわち、制御信号はバリエータの影響を受ける。その効果は、ローラの運動をある程度減衰させるものであり、ほとんどの動作条件下では有利であり、振動に対するバリエータの安定性に寄与する。実際には、くびれまたは「オリフィス」を回路に組み込んで、流体流を制限することによってこの減衰効果を増大させることもできる。

【００１３】

しかし、トルクの釣り合いの変化がきわめて急激である場合には、例えば車両を緊急停止した場合には、問題が生じることもある。トランスミッション出力のきわめて急激な減速

には、それに応じた伝達比の急速な変化によって対応する必要があるが、油圧回路内の背圧は、所要のローラ運動に抵抗するものであり、十分な速度でバリエータを調節することができなくする可能性がある。その結果として、大きな過渡的なトルク荷重（「トルク・スパイク」）がバリエータにかかることがある。この状態では、バリエータのリアクション・トルクは、依然としてアクチュエータ３２の油圧に密接に従う。しかし、この状態では、これらの油圧は、油圧回路のバルブ設定だけでなくバリエータ比の変化速度によっても決まる。ラインＳ１／Ｓ２の両端間の圧力差が急激に大きくなると、それに応じて大きなバリエータのリアクション・トルクが生じる。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【００１４】

トルク・スパイクの１つの危険性は、バリエータのバイアス力（端末荷重）の過渡応答が増大したトルクと一致しない場合には、バリエータの過度な滑りによってバリエータに障害が生じる可能性があることである。バリエータの滑りが回避されても、バリエータ比の変化速度が不十分であれば、緊急停止中にエンジン速度が低下することになり、その結果として場合によってはエンジンが停止することになる。

【００１５】

こうした難点は、急制動を行った場合にだけ見られるわけではない。例えば、最初は凍結した路面に静止している車両を加速してタールマカダム舗装面に移動させる場合を考えてみる。これは凍結した補助道路が舗装した主要道路に合流する場合に見られる。車両を加速するには、ローラ２８を適切な方向にバイアスするようにバリエータ回路の各バルブを設定し、ホイールにトルクを加えて氷の上で回転させる。車両のホイールで必要とされるトルクは低く、それに応じて伝達比は高い。しかし、車両の被動ホイールがタールマカダム面と接触してグリップが強くなると、ホイールの速度は大幅に低下する。より大きなホイール・トルクとより低い伝達比が必要になり、この調節が急速に必要となる。しかし、バルブの設定は、正のホイール・トルクが必要であるという要件に基づくものであり、この調節を行うのに必要なバリエータ・ローラ２８の運動には対抗するものであり、この状態は、バリエータ内の滑りにつながる可能性がある。

【００１６】

バリエータの応答時間の問題およびバイアス力（端末荷重）をバリエータ・リアクション・トルクと一致させる問題は、低温でバリエータの作動油の粘度が上昇することにより顕著になる。自動車は、きわめて寒い条件下でも一応は動作しなければならない。既知のバリエータの設計では、油圧系にもローラ／ディスク境界におけるトルク伝達にも同じ「トラクション流体」を使用する。既知のトラクション流体は、低温で著しい粘度の上昇を示す。これにより、バリエータ比の変化によって油圧系内で生じる背圧が上昇する（さらにそれによりバリエータの応答が遅くなる）可能性があり、また、リアクション・トルクの変化とそれに応じたバイアス力（端末荷重）の調節との間の遅延が増大する可能性もある。

【００１７】

現在のところ、トランスミッションの１つまたは複数のクラッチを適切に制御することによって上記の問題の１つまたは複数に対処することができることが分かっている。

【課題を解決するための手段】

【００１８】

本発明の第１の態様によれば、トランスミッション入力と、トランスミッション出力と、少なくとも１つのクラッチを介してトランスミッションの入出力の間に結合され、それにより連続可変伝達比で入力と出力の間で駆動力を伝達するように配置された連続可変比率ユニット（バリエータ）とを含む連続可変トランスミッションであって、該バリエータが油圧制御回路に接続され、したがってその制御回路による調節が可能でありかつバリエータ比の変化の影響も受ける油圧制御圧力を受け、バリエータが、制御圧力に対応するバリエータ・リアクション・トルクを提供するようにその比を調節するように構成および配置

され、トランスミッションが、バリエータに加えられるトルク荷重を制御することによってクラッチが制御圧力とリアクション・トルクとに影響を及ぼすように、クラッチが係合しているときにクラッチのトルク容量を調節する手段をさらに含む、連続可変トランスミッションが提供される。

【００１９】

クラッチの制御は、クラッチが係合しているが滑ってはいないときに有効である。

【００２０】

「クラッチ」という用語は、この文脈では、摩擦係合を介してバリエータを駆動可能にトランスミッション出力に結合する任意の装置を指す。例えば、ギア列の何らかの要素に取り付けたブレーキがこの機能を担う本発明を実施する装置を思いつく可能性もあるが、このような装置も本発明の範囲内である。しかし、代表的な実施形態では、回転板が交互に配置され、これらの回転板を合わせたときにそれらの間でトルクが伝達される従来のクラッチを利用する。

【００２１】

このトランスミッションは、トルク要求量に応じてクラッチのトルク容量を設定する制御エレクトロニクスを備えることが好ましい。クラッチのトルク容量は、通常は、特定の付加的な変数によって決まる。

【００２２】

トランスミッションのトルク要求量は、従来なら加速ペダルである運転者が操作する制御に基づいて決定されることが好ましい。

【００２３】

制御エレクトロニクスは、バリエータ比を監視する手段に接続され、クラッチのトルク容量を設定する際にバリエータ比をさらに考慮に入れることが好ましい。

【００２４】

好ましい実施態様では、トランスミッションは、少なくとも２つの異なるレジームで動作することができ、その際、制御エレクトロニクスは、クラッチのトルク容量を設定する際に伝達レジームをさらに考慮に入れる。

【００２５】

別の好ましい実施態様では、制御エレクトロニクスは、クラッチのトルク容量を、トランスミッションから要求されたトルクを伝達するのに必要なレベルを選択したマージン分だけ超えるレベルに設定する制御モードを提供する。

【００２６】

別の好ましい実施形態では、トランスミッションは、所望の制御圧力を確立し、それに応じて制御回路を設定する制御エレクトロニクスを含み、この制御エレクトロニクスは、バリエータ荷重の変化による制御圧力の所望レベルからの偏移がクラッチの滑りによって抑制されるようにクラッチを調節する働きもする。

【００２７】

このエレクトロニクスは、制御プロファイルに沿って制御圧力を所望レベルに戻すようにクラッチを制御することが好ましい。

【００２８】

本発明の第２の態様によれば、トランスミッション入力と、トランスミッション出力と、少なくとも１つのクラッチを介してトランスミッションの入出力の間に結合され、それにより連続可変伝達比で入力と出力の間で駆動力を伝達するように配置された連続可変比率ユニット（バリエータ）とを含み、該バリエータが油圧制御回路に接続され、該制御回路からの制御圧力に対応するバリエータ・リアクション・トルクを提供するようにその比を調節するように構成かつ配置された連続可変トランスミッションを動作させる方法であって、該制御回路を制御して、バリエータ比の変化の影響を受ける調節可能な油圧制御圧力をバリエータに加えるステップと、バリエータに加えられるトルク荷重を制御することによって、クラッチが係合している間に、クラッチが制御圧力とリアクション・トルクとに影響を及ぼすようにクラッチのトルク容量を調節するステップとを含む方法が提供される

。
【００２９】
本発明のさらに別の態様は、特にいわゆる多レジーム型のトランスミッションにおける所要のクラッチ制御の実装に関する。
【００３０】
２つ以上の異なるレジームで動作可能なＣＶＴにバリエータを組み込むことにより、バリエータ自体によって得られる範囲より大きな伝達比範囲を実現することことは周知である。単なる一例であるが、バリエータの出力がエピサイクリック・ミキサに導かれてそこで調整される低レジーム、およびバリエータの出力が一定伝達比のギア列を介してトランスミッションの出力シャフトに導かれる高レジームを有するトランスミッションを記載する国際特許出願ＰＣＴ／ＧＢ９７／００９３８号を参照されたい。
【００３１】
このようなトランスミッションでは、車両が静止しているときにバリエータをホイールから切り離す必要がない。その代わりに、エピサイクリック・ミキサを使用して、トランスミッションの入力とバリエータが回転してもその出力と車両のホイールが静止している「ギヤ・ニュートラル」状態を形成する。前述の１つまたは複数のクラッチの機能は、１つのレジームまたは別のレジームを結びつけ、それらの間の切換を行うことである。レジームの切換を滑らかにかつ機械的衝撃を生じることなく行うことが重要である。当技術分野では周知のように、必要とされる滑らかな切換は、クラッチの要素（例えば、従来型のクラッチでは交互配置されたクラッチ板）が相対的に移動していないときにクラッチ状態を変化させることによって実現することができる。これは同期レジーム変化と呼ばれる。必要とされるクラッチの同期運動は短い時間しか起きないので、滑らかな変化を行うには、クラッチの状態の正確なタイミングと制御が必要である。好ましい手法は、高圧の作動油をクラッチに当てることによって急速にクラッチを係合させることである。
【００３２】
したがって、（ｉ）クラッチが係合状態の時にクラッチのトルク容量を制御するという要件、および（ii）クラッチの状態を切断状態から係合状態に迅速に変化させるという要件を満足する際にさらに別の問題がある。
【００３３】
本発明の第３の態様は、クラッチを介してトランスミッションの出力に接続することができる連続可変比率ユニット（バリエータ）を有する連続可変トランスミッションのクラッチを制御する油圧装置である。これは、高圧の作動油を供給する第１の供給手段と、制御した圧力の作動油を供給する第２の供給手段と、該第１の供給手段をクラッチに接続してクラッチの状態を切断状態から係合状態に変化させ、その後第１の供給手段をクラッチから切り離し、第２の供給手段をクラッチに接続してクラッチを係合状態に維持するバルブ手段とを含む。
【００３４】
バルブ手段は、クラッチを第１の供給手段に接続した状態とクラッチを第２の供給手段に接続した状態とを切り替える第１のバルブを含むことが好ましい。
【００３５】
第１のバルブは、クラッチの流体圧力に応じて制御することができる。
【００３６】
これにより、このバルブは、第１の供給手段から第２の供給手段への制御遷移を行うことができる。
【００３７】
さらに詳細には、第１のバルブは、クラッチの流体圧力および第２の流体供給手段からの圧力に対応する反対の信号に応じて制御することができる。
【００３８】
この実施形態では、このバルブは、クラッチの流体圧力が第２の流体供給手段からの圧力に達する前に第１の流体供給手段から第２の流体供給手段に切り替えるように制御される

ことが好ましい。
【００３９】
したがって、第１の供給手段からの流体が急速にクラッチを充填した後で、第２の供給手段によるクラッチの制御へ滑らかに移行することができる。
【００４０】
第１のバルブは、クラッチと第２の供給手段からの反対の圧力信号を受けるパイロット制御弁として構成されることが好ましい。
【００４１】
本発明の特に好ましい実施態様では、このバルブ手段は、第１の供給手段からクラッチ前の経路に接続され、かつこの経路を開くことで切断状態から係合状態へのクラッチ状態の変化を開始する働きをする電気制御弁をさらに含む。
【００４２】
この電気制御弁は電磁弁にすることができる。
【００４３】
このような実施態様では、電気制御弁は、第１のバルブからクラッチまでの経路内にあり、この第１のバルブは、第１の供給手段と第２の供給手段の一方を選択的に電気制御弁に接続し、かつクラッチが切断されているときには第１の供給手段を電気制御弁に接続する状態に休止するように配置される。
【００４４】
したがって、この電気制御弁は、第１のバルブからクラッチまでの流れに対して開くことによって、第１の供給手段からクラッチまでの流れを生じさせ、クラッチを係合状態にする。このように構成することにより、クラッチの充填に必要な流れを迅速に開始することができるが、この流れは両方のバルブを流れなければならない。
【００４５】
代替の実施態様では、電気制御弁は、第１のバルブに圧力信号を加えて第１のバルブを往復させて第１の供給手段からクラッチまでの経路を開くことによってクラッチの状態変化を開始するように構成される。
【００４６】
この実施形態には、第１の供給手段からクラッチまでの流路がバルブを１つだけ、すなわち第１のバルブだけ含んでいればよいという利点がある。
【００４７】
所要の圧力信号は、第２の供給手段からとられることが好ましい。さらに、この圧力信号に対して、クラッチからとった別の圧力信号が対抗し、クラッチ圧力が上昇するにつれて第１のバルブが戻ってクラッチを第２の供給手段に接続することが好ましい。
【００４８】
第２の供給手段からクラッチに加えられる流体圧力の調節は、トランスミッションのパラメータに応じて行われることが好ましい。電子制御ユニット（ＥＣＵ）が、当該パラメータを監視し、ヒューズ圧力を設定することが好ましい。
【００４９】
好ましくは、その効果として、第２の供給手段からの圧力がトルク要求量に応じて調節されることが好ましい。多レジーム・トランスミッションでは、これは、圧力と、したがってクラッチのトルク容量とを、伝達レジーム、油圧式バリエータ・アクチュエータにかかる差圧およびバリエータ比の関数として制御することによって行うことができる。
【００５０】
本発明の特に好ましい実施形態では、システムは、クラッチが係合している間にクラッチのトルク容量を繰り返し調節する。このような反復調節は、例えば電子的制御の下で行われ、実際には連続プロセスにすることができる。
【発明を実施するための最良の形態】
【００５１】
例示のみを目的として、添付の図面を参照しながら本発明の具体的な実施形態について述

べる。

【００５２】

バリエータ１０とその他のトランスミッション構成部品との関係は、図２から理解することができる。図示のトランスミッションは、高レジーム、低レジームのいずれでも動作可能である。エンジンまたはその他の原動機２００は、入力シャフト２０５およびギア２１０を介して、バリエータ１０の入力側およびＣで示すエピサイクリック・ミキサ２２０のキャリアの双方を駆動する（適切なエピサイクリック・ミキサの構造は当業者には周知であり、ここでは詳細には述べない）。ミキサの太陽歯車は、Ｓで示すようにバリエータの出力によって駆動される。したがって、エピサイクリック・ミキサの出力Ｏは、バリエータ比で変化するが、トランスミッションの低レジームではバリエータ比とは異なる。低レジームは、ミキサ出力を前方に伝達するクラッチ２３０によってトランスミッションの出力シャフト２４０に結合される。低レジームは、バリエータ１０、ギア２１０、エピサイクリック・ミキサ２２０を含むループ内で動力が循環するので、「動力循環」レジームと呼ばれることもある。

【００５３】

高レジームでは、低レジーム・クラッチ２３０が切り離され、バリエータ出力が高レジーム・クラッチ２５０を介して出力シャフト２４０に伝達され、したがってエピサイクリック・ミキサは迂回される。

【００５４】

いずれのレジームでも、係合したクラッチ２３０または２５０が滑ると、入力シャフト２００と出力シャフト２４０が切り離され、こうしてトルク・スパイクに関連する諸問題を回避することができることは明らかであろう。

【００５５】

この実施形態では、クラッチは従来の油圧作動型のものである。また、トルク・スパイクが起きている間に滑りを発生させることができるように係合状態のクラッチに加える適切に制御された油圧を発生する供給手段として働く回路３００を図３に示す。ここで、弾性的に変化する容積を有する従来型のアキュムレータ３０２は、ポンプ３０４と、必要なアキュムレータ圧力が得られたときに開いてポンプ出力を抜く逃がし弁３０６とによって高圧に維持される。必要なアキュムレータ圧力を実現するための、さらにエネルギー効率の良いその他の装置も当業者には既知であり、それらを利用することもできる。ポンプ出力は、逆止め弁３０８を介してアキュムレータに供給される。アキュムレータはさらに減圧弁３１０の入力ポートに接続され、この弁の出力ポートはこの回路の「ヒューズ圧力」出力ＦＰとなっている。「ヒューズ圧力」という用語は、本明細書では、クラッチに加えられる制御された圧力を指す。

【００５６】

この出力の圧力は、弁３１０のソレノイドに加えられる信号を変調する電子制御ユニット（ＥＣＵ）３１１によって制御され、その結果生じるこの弁のスプールにかかる力は、３１２に示すようにこの弁の出力からとるパイロット圧力信号によって対抗される。ソレノイドの信号によって決まる圧力に達すると、この圧力による力はソレノイドの力を超え、スプールが移動して弁３１０を閉じ、これによりその出力がアキュムレータから切り離される。弁３１０が閉じているときには、圧力を降下させることができるように、弁の出力から流れが出るための制限された経路を設けなければならない。これを３１４に示すが、既存のシステムでは、トランスミッションのサンプ３１６に戻る漏れが十分な流れを提供する。

【００５７】

レジームの変化中以外は、回路３００からのヒューズ圧力出力ＦＰは、係合したクラッチ２３０または２５０に加えられ、ＥＣＵが決定したクラッチ係合力を維持するようにＥＣＵ３１１によって制御される。

【００５８】

ＥＣＵ３１１は、様々な車両動作パラメータに関する入力を受信し、これらのパラメータ

の組合せの選択に応じてヒューズ圧力を設定することができる。ＥＣＵ３１１を使用してヒューズ圧力を制御することで、トルク・スパイクによる油圧バリエータ制御回路内の圧力スパイクがヒューズ圧力に影響を及ぼさないようにすることができる。仮にそうでなければ、本発明の目的を達成することができなくなる可能性もある。

【００５９】

レジームが変化すると、一方のクラッチが係合し、もう一方が切り離される。この変化は、上述のように同期動作の間に素早く行われることが望ましく、クラッチ・ヒューズ圧力は、現在のシステムでは、必要な速度でのクラッチ係合を実現するには不十分である。

【００６０】

図４は、この問題を克服する油圧回路４００を示す図である。この図には簡略にするためにクラッチを１つしか示していないが、このクラッチは、レジームの変化（高から低またはその逆）に応じて低レジーム・クラッチ２３０または高レジーム・クラッチ２５０のいずれにもなることを理解されたい。アキュムレータ４０２は、高圧供給手段として働き、ポンプ４０４および連動する逃がし弁４０６によって高圧に維持される。ヒューズ圧力回路（図３に詳細に示す）は、ここではブロック３００で示す。ダブル・パイロット作動式方向弁４０８は、高圧アキュムレータ４０２またはヒューズ圧力回路３００のいずれかを、クラッチ２３０または２５０に流体接続された３ポート２位置電磁弁４１０に接続する働きをする。反対のパイロット圧力信号は、それぞれ４０９および４１１で示すように、クラッチおよびヒューズ圧力回路３００からパイロット作動弁４０８に供給される。

【００６１】

回路４００は、以下のように動作する。電磁弁４１０は、消勢状態では、クラッチを直接サンプ４１２に接続する働きをするので、クラッチ２３０、２５０は切り離される。クラッチが切り離され、したがって大気圧に保たれている間は、ライン４１１を介してパイロット作動弁４０８に作用するヒューズ圧力に対抗するのは、スプールに作用するばねバイアス力のみである。ヒューズ圧力による力の方が優勢であり、パイロット作動弁４０８は、電磁弁４１０の閉じたポートをアキュムレータ４０２に接続する位置にある。したがって、電磁弁４１０は、アキュムレータからの流れを妨げる。

【００６２】

電磁弁４１０がバイアスされてクラッチが係合すると、パイロット作動弁４０８と電磁弁４１０の双方を通る流れが生じ、高圧アキュムレータは急速にクラッチを充填する。クラッチの圧力は急速に上昇し、これによりクラッチは急速に係合する。クラッチの圧力がヒューズ圧力による力とパイロット作動弁４０８のスプールにかかるばねバイアス力との差を超えると、スプールが移動してクラッチ２３０、２５０をヒューズ圧力回路３００に接続する。ばねバイアス力により、この弁の移動は、クラッチが回路３００からのヒューズ圧力に達する前に起こる。その後、クラッチ圧はヒューズ圧力まで上昇し、これによりパイロット作動弁のスプールにかかる力が増大してこれがヒューズ位置に保持され、必要に応じてクラッチがヒューズ圧力回路３００に接続される。こうして、クラッチは次のレジーム変化が起こるまで係合状態に保たれる。

【００６３】

クラッチを切り離すには、電磁弁４１０を消勢し、それによりクラッチにかかっている圧力を弁４１０を介してタンクに逃がし、ヒューズ圧力が再びクラッチの圧力を超えるようにする。これにより、パイロット作動弁は、電磁弁４１０がアキュムレータ４０２に接続される位置に戻る。

【００６４】

この回路の利点としては、クラッチ減圧経路が弁を１つしか介さないために減圧が迅速に行われること、また、クラッチの加圧が開始されたときにパイロット作動弁４０８が既にアキュムレータ４０２に接続されており、係合している間に必要とされる移動が１回だけであることが挙げられる。ただし、弁を２つ組み込んだクラッチ加圧経路は限定的なものであり、これによりクラッチ充填時間が長くなる、すなわち切断状態から係合状態へのクラッチの状態変化が遅くなる可能性がある。

【００６５】
代替の油圧回路５００を図５に示す。この場合も、アキュムレータ５０２は、ポンプ５０４とこれと関連づけられた弁５０６によって加圧される。この回路のダブル・パイロット作動式方向制御弁５０８は、アキュムレータ５０２からクラッチ２３０、２５０への直接経路５０７と、３ポート２位置電磁弁５１０を介してヒューズ圧力回路３００に続く経路とを制御する。ダブル・パイロット作動式方向制御弁を制御するためには、２つの弁５０８と５１０の間の回路の１点から第１のパイロット圧力信号をとり、ライン５１１を介してパイロット作動弁５０８に与える。第１の信号と反対の第２のパイロット圧力信号は、パイロット作動弁５０８のクラッチ側からライン５０９を介してとる。この第２のパイロット信号は、クラッチ流体圧力となっている。回路５００は以下のように動作する。

【００６６】
電磁弁５１０が消勢された状態で、ヒューズ回路３００は分離されており、ダブル・パイロット作動式方向制御弁５０８は、そのばねバイアス力によって決まる位置に休止している。この位置で、ダブル・パイロット作動式方向制御弁５０８は電磁弁５１０をクラッチ２３０、２５０に接続しており、クラッチは電磁弁５１０を介してサンプにつながり、したがって減圧され、切り離された状態である。

【００６７】
電磁弁５１０がバイアスされてクラッチが係合すると、パイロット作動弁のスプールの一端でパイロット通路５１１を介してヒューズ圧力が上昇し、このスプールが、アキュムレータ・クラッチ加圧位置に移動し、この位置で、ライン５０７を介してクラッチ２３０、２５０をアキュムレータ５０２に接続する。この時点で、流れはパイロット作動弁５０８のみを通って流れるので、アキュムレータ５０２はクラッチ２３０、２５０を加圧する。これにより、図４の回路に比べて制限の少ない経路が得られ、したがってより早い充填時間を達成することができる。

【００６８】
クラッチの圧力がヒューズ圧力による力とパイロット作動弁５０８のスプールにかかるばねバイアス力との差を超えると、このバルブは移動して、クラッチ２３０、２５０をヒューズ圧力回路３００に直接接続する。その後、クラッチ圧力はヒューズ圧力まで上昇し、それによりパイロット作動弁５０８のスプールにかかる力も増大し、これがヒューズ位置に保持される。

【００６９】
クラッチを再度切り離すときには電磁弁５１０を消勢する。パイロット作動弁５０８は同じ位置にとどまり、クラッチは電磁弁５１０を介して再度サンプに接続される。

【００７０】
図５の回路では、クラッチ加圧経路は１つの弁しか介さず、パイロット作動弁５０８は、通常は電磁弁よりはるかに大きな開口を有するので、図４の回路に比べて充填時間を改善することができる。クラッチを充填するためには、パイロット作動弁５０８はアキュムレータの供給と戻しに合わせて移動しなければならず、これにより多少の遅延が生じる。しかし、この弁は同程度の大きさの電磁弁よりは高速である可能性が高い。ただし、減圧経路は１つではなく２つのバルブを含む。したがって、減圧時間は、図４の回路を用いた場合より長くなる可能性がある。

【００７１】
図４および図５に示す回路の代替案としては、図３に示すタイプの回路を使用して、弁３１０を適切にソフトウェア制御することにより、クラッチ圧力を制御し、最初に高圧を形成して迅速なクラッチ係合を実現することが挙げられる。

【００７２】
クラッチ圧力と、ひいてはそのトルク容量とを制御することで、トランスミッションの動作が大幅に柔軟になる。クラッチは、実質的には、トランスミッションのトルク制御の第２段階となる。さらに、以下で説明するように、クラッチを使用して、バリエータ制御信号、すなわちバリエータのアクチュエータ３２に加えられる制御圧力を制御することがで

きる。

【００７３】

この実施形態では、ヒューズ圧力と、したがって係合したクラッチのトルク伝達能力とは、（１）トルク要求量、（２）バリエータ比、および（３）伝達レジームの関数として制御される。

【００７４】

トルク要求量はＥＣＵ３１１によって決定され、ＥＣＵ３１１は、図６にきわめて概略的に示すように、図示の例では運転者が操作した加速ペダル６００の位置やバリエータ比６０２（直接検知することも、エンジン速度や伝達レジーム、ホイール速度などその他の測定量から推測することもできる）を含む様々な動作パラメータに関する入力を受信する。ＥＣＵ３１１は、例えば油圧ラインＳ１、Ｓ２内の弁６０、６２、および伝達レジームを制御する回路５００などの上述のバルブ装置に制御出力を送信する。

【００７５】

ＥＣＵ３１１は、バリエータのリアクション・トルクの要求量を確立する。これは、エンジンとトランスミッションの制御戦略全体の一部である。ＥＣＵは、通常は、ペダル６００の位置を被動ホイールにおけるトルク要件と解釈し、様々な動作パラメータを考慮に入れた上で、必要なホイール・トルクが効率的に提供されるようにエンジンとトランスミッションを制御する。バリエータに与えられる主な制御信号は、バリエータのリアクション・トルクに対応するラインＳ１、Ｓ２内の油圧であり、弁６０、６２は、ＥＣＵ３１１がこれらの圧力を調節するための１つの手段を提供する。

【００７６】

トルク要求量は、係合したクラッチ２３０、２５０が伝達する一定レベルのトルクに対応する。係合状態のクラッチの両端間のトルクとバリエータのリアクション・トルクの間の関係は高レジームと低レジームとで異なり、ＥＣＵ３１１が考慮するもう１つの要因である。

【００７７】

したがって、ＥＣＵ３１１は、係合状態のクラッチが伝達しなければならないトルクのレベルを確立することができる。現在好ましい制御戦略は、ヒューズ圧力と、ひいてはクラッチのトルク容量とを、例えば１０パーセントなど、選択したマージン分だけ必要レベルより高く設定することである。

【００７８】

したがって、クラッチの両端間のトルクがＥＣＵ３１１が確立した必要量またはその近傍に維持される間は、クラッチに滑りは生じない。しかし、運転者が突然制動したことによってトルク・スパイクが生じた場合のように、係合状態のクラッチの両端間のトルクが必要レベルを超えて上昇した場合には、クラッチが滑る。

【００７９】

トルク・スパイクに応答してＥＣＵ３１１が直ちにクラッチ圧力を調節する必要はないことに留意されたい。その代わりに、要求されたトルクの伝達に必要なレベルのすぐ上のレベルに常にクラッチを維持することにより、クラッチが常にスパイクに応答して滑ることができる状態にしておく。この応答は、能動的というよりはむしろ受動的といえる。これは、トルク・スパイクは一般にＥＣＵや油圧系が反応できない速さで起こるので有利である。クラッチによる受動応答は瞬間的に起こるので、システムは十分な速さでトルク・スパイクに反応することができる。トルク・スパイクを検出し、その後それに応じてトランスミッションを調節することによる能動応答は、スパイクからの保護を行えるだけの速さで行うことができない。クラッチの調節はループで実行され、実質的には準連続プロセスである。

【００８０】

トランスミッションは、要求バリエータ・トルクからの任意の偏移からクラッチによって保護される。過度な駆動ライン・トルクを発生する速度の比率変化が発生した場合には、クラッチが滑り、バリエータ比の変化速度を制限することになる。

【００８１】
クラッチのトルク容量を制御することにより、バリエータのリアクション・トルクとラインＳ１、Ｓ２内の制御圧力とを両方とも制御する２次的な手段が得られる。図７および図８は、この点を例証する実験データを示す図である。何れの図も、秒を単位とする時間を横軸にとっている。図８の縦軸の単位は毎分回転数である。図７は、異なるいくつかの量を示しており、縦軸の単位は任意である。線８００はトランスミッション出力の速度を示し、これは、約６００ｒｐｍで開始し、車両の場合に運転者手動ブレーキでが車両のホイールをロックしたときに見られるように、約０．１秒で、時点８０２で固定される（一定レベルまで減速される）ことが分かる。線８０４は、クラッチの滑り、すなわちクラッチの一方の側の他方に対する相対的な回転速度を表す。この試験では、クラッチは、約７．５バールから始まる調整されたヒューズ圧力を受ける。その結果として、トランスミッション出力が固定されると、クラッチは最初に滑る。クラッチの一方の側は６００ｒｐｍで回転し続けるが、他方（トランスミッション出力側）は固定されている。対照的に、線７００で示すバリエータ比は、クラッチの滑りによって瞬間的に変化する必要がない。出力の固定によってバリエータにかかる追加の荷重（クラッチが滑らなければ、バリエータ比のきわめて急速な変化を必要とする）は、クラッチが滑ることによって減少する。どの程度の追加荷重をクラッチがバリエータに伝達しても、この例では約２秒間の間に、バリエータはその比率を徐々に変化させ、トランスミッションの入力速度と出力速度を一致させる。この期間８０８では、バリエータが「追いつく」につれて、クラッチの滑りは徐々に減少する。時点８０９で、バリエータはギヤ・ニュートラルに対応する比率に到達し、この時点でクラッチの滑りがなくなる。

【００８２】
線８１０、８１２は、ラインＳ１、Ｓ２内の圧力を表す。クラッチが滑らなかった場合には、トランスミッション出力の固定後の急速な比率の変化は、これらの圧力の極端かつ急速な変化を生じる。しかし、ここでは圧力はクラッチによって制御され、したがって時点８０２では検知できるほどには変化していない。この点で、この例は若干特殊である。通常は、ある程度の圧力変化が生じることが予想され、その大きさはトルク要求量（弁６０、６２によって設定されるＳ１、Ｓ２内の初期圧力に対応する）とクラッチのトルク容量の間のマージンによって決まる。

【００８３】
クラッチが滑り始めた後は、クラッチがバリエータに伝えるトルク荷重はクラッチのトルク容量と等しい。したがって、バリエータは、トランスミッション出力における外乱から隔離される。その後、クラッチのトルク容量はバリエータ比の変化速度に、したがって要求されるバリエータ制御圧力と実際のバリエータ制御圧力の差に直接影響を及ぼす。

【００８４】
クラッチによる制御モードは、以下のように説明することができる。

【００８５】
ｉ．時点８０２と８０９の間では、滑っているクラッチのトルク容量によって、バリエータ出力に加えられるトルクが決定される。
ii．この印加トルクにより、バリエータ比がシフトし、これに伴ってバリエータのローラおよびそれらのピストン５２、５４が運動する。
iii.その結果生じるバルブ６０、６２の流量の変化により、ピストン５２、５４に作用する圧力に変化が生じ、その結果として、バリエータのリアクション・トルクにも変化が生じる。
iv．クラッチが加えるトルクに対抗する出力トルクを生成する。
ｖ．これにより、トランスミッション出力の突然の減速に対応するようにバリエータ比が調節される速度が決定される。

【００８６】
Ｓ１／Ｓ２圧力差への変化ｄＰは、は、クラッチが加えるトルクのみによって決まるのではなく、バリエータ比にも依存している。所与の出力トルク（クラッチのトルク）によっ

て生じるリアクション・トルク（およびそれに対応するＳ１／Ｓ２圧力差）は、バリエータ比と共に変化する。バリエータ比が低下すると、クラッチによって生じる比率変化に対するバリエータの抵抗は増大する。換言すれば、所与のリアクション・トルクに対して、比率が低下すればバリエータ出力トルクは増大する。したがって、所与のリアクション・トルクに対しては、バリエータ比が低ければより大きなクラッチ容量が必要となる。

【００８７】

したがって、ｄＰを正確に調整するためには、追加の変数、すなわちバリエータ比の関数としてクラッチ・トルク容量を制御することが必要である。線８１４は、クラッチ圧力を表し、これは、バリエータ比が変化するにつれて変化していることが分かる。クラッチ容量の調節は、バリエータ比の変化を吸収できる程度に十分に素早く実行することも必要である。バリエータ比の変化速度自体はクラッチ容量によって制御され、したがって許容可能な限界内に維持することができるので、これは可能である。

【００８８】

バリエータ荷重の変化によってＳ１／Ｓ２圧力差の大きな変化（および対応するバリエータ・リアクション・トルクの大きな変化）が生じることが防止されるので、寒冷気候での始動時など流体の温度が低い場合でも、前述した端末荷重とバリエータ・リアクション・トルクの間の不整合の問題は回避される。このような状態では、クラッチのトルク容量は、実際には、常にクラッチを滑らせるレベルに設定することができ、この始動期間中は、バリエータではなくクラッチが、出力トルクの第１の決定要因となる。

【００８９】

本発明は数多くの可能性を生み出すものであり、上述の実施形態は単なる例示であって、本発明の範囲は添付の特許請求の範囲によって決定されることを理解されたい。

【図面の簡単な説明】

【００９０】

【図１】それ自体は既知であり、本発明によるトランスミッションに組み込むことができる、トロイダル・レース・ローリング・トラクション型バリエータの簡略部分断面図である。

【図１ａ】図１のバリエータを制御する既知の油圧回路を示す図である。

【図２】本発明によって動作可能なトランスミッションの概略図である。

【図３】本発明によるヒューズ圧力制御回路を示す図である。

【図４】本発明によるクラッチ制御回路を示す図である。

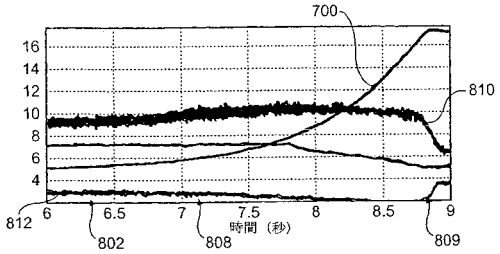
【図５】本発明による別のクラッチ制御回路を示す図である。

【図６】本発明によるトランスミッションの電子制御ユニットへの入力を概略的に示す図である。

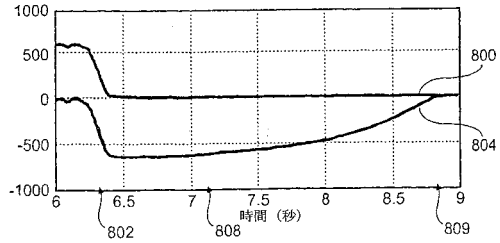
【図７】本発明によるシステムの試験中の様々な動作パラメータの経時変化を示す、実験データを示すグラフである。

【図８】本発明によるシステムの試験中の様々な動作パラメータの経時変化を示す、実験データを示すグラフである。

【図７】


700
810
16
14
12
10
8
6
4
812
6
6.5
7
7.5
8
8.5
9
時間（秒）
802
808
809

【図８】


1000
500
0
-500
-1000
800
804
6
6.5
7
7.5
8
8.5
9
時間（秒）
802
808
809

【国際公開パンフレット】

(12) INTERNATIONAL APPLICATION PUBLISHED UNDER THE PATENT COOPERATION TREATY (PCT)

(19) World Intellectual Property Organization
International Bureau

(43) International Publication Date
13 March 2003 (13.03.2003)

PCT

(10) International Publication Number
WO 03/021135 A1

(51) International Patent Classification[7]: F16H 61/00, F16D 48/06, B60K 41/22

(21) International Application Number: PCT/GB02/03885

(22) International Filing Date: 22 August 2002 (22.08.2002)

(25) Filing Language: English

(26) Publication Language: English

(30) Priority Data:
0121069.9 31 August 2001 (31.08.2001) GB
01307445.5 31 August 2001 (31.08.2001) EP

(71) Applicant (for all designated States except US): TORO-TRAK (DEVELOPMENT) LIMITED [GB/GB]; 1 Aston Way, Leyland, Lancashire PR5 3UX (GB).

(72) Inventor; and
(75) Inventor/Applicant (for US only): FULLER, John, William, Edward [GB/GB]; 25 Broadgate, Preston PR1 8DX (GB).

(74) Agent: W.P. THOMPSON & CO.; Coopers Building, Church Street, Liverpool L1 3AB (GB).

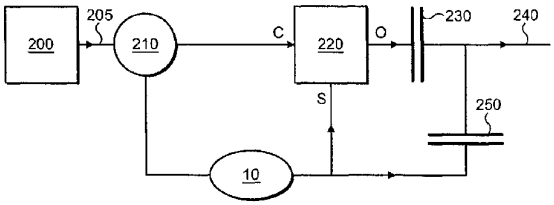
(81) Designated States (national): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(84) Designated States (regional): ARIPO patent (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), Eurasian patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), European patent (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, SK, TR), OAPI patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Published:
— with international search report

For two-letter codes and other abbreviations, refer to the "Guidance Notes on Codes and Abbreviations" appearing at the beginning of each regular issue of the PCT Gazette.

(54) Title: CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION AND METHOD OF OPERATION THEREOF



(57) Abstract: A continuously variable transmission is disclosed comprising a transmission input, a transmission output, and a continuously variable ratio unit ("variator") arranged to be coupled between the transmission input (205) and output (240) by means of at least one clutch (230,250) thereby to enable transfer of drive between the input and the output at a continuously variable transmission ratio. The variator is connected to a hydraulic control circuit (50) and so subject to a hydraulic control pressure which is adjustable by the control circuit and is also influenced by changes in variator ratio. The variator is constructed and arranged such as to adjust its ratio to provide a variator reaction torque which corresponds to the control pressure. The transmission further comprising means (311,310) for adjusting the torque capacity of the clutch while it is engaged so that by controlling torque loading applied to the variator, the clutch influences the control pressure and the reaction torque.

WO 03/021135 A1

DESCRIPTION

CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION AND METHOD OF OPERATION THEREOF

The present invention relates to continuously variable transmissions ("CVTs") and to methods of control thereof.

The invention is especially, but not exclusively, applicable to transmissions in motor vehicles.

CVTs conventionally use some form of ratio varying unit ("variator") to provide the required continuous variation of transmission ratio, the variator being coupled between transmission input and output via gearing and one or more clutches. The present invention has been developed in connection with transmissions using variators of toroidal-race rolling-traction type but is potentially applicable to certain other types of variator.

In a variator drive is transmitted by frictional engagement between moving parts, these parts being biased into engagement with each other. Thus for example in the toroidal-race rolling-traction type variator drive is transmitted from one rotating disc to another by a roller, or more typically a set of rollers, sandwiched between the discs. A biasing force is applied (eg by urging one disc toward the other, although the rollers themselves may instead be biased toward the discs) to create

pressure between the roller and discs and so enable transmission of drive. In fact the rollers and discs are in this case separated by a thin film of "traction fluid" and the required friction is a result of shear in the film.

The torque which can be transmitted by the variator is limited inter alia as a function of the biasing force. Furthermore the biasing force is typically varied in operation since large forces are required when large torque is being handled, but to sustain such a large biasing force would reduce energy efficiency and component lifetime.

One of the long recognised requirements in designing a variator is ensuring that a mismatch does not arise between the biasing force and the torque being handled, since excessive torque loading on the variator, in relation to the biasing force, risks creating an unacceptable level of slip between the variator's moving components and consequent variator failure or damage.

So-called "torque controlled" variators are at some advantage in this regard since the variator reaction torque is automatically regulated. A comparison can usefully be made between "ratio controlled" variators and torque controlled variators. In the former a required variator drive ratio is determined, typically by an electronic controller, and a control signal input to the variator causes it to adopt this predetermined ratio. A torque controlled variator too must receive a control signal but in this case the actual variator ratio is not determined solely thereby. Instead

the variator automatically adopts a ratio in which the control signal is balanced by the torques acting on the variator. Hence the control signal corresponds to a chosen balance of variator torques and not to a predetermined ratio.

This principle will be illustrated by reference to a variator 10 illustrated in Figure 1. This variator is a full toroidal type variator and its general construction will be familiar to those skilled in the art. Two input discs 12,14 are mounted upon a drive shaft for rotation therewith and have respective part toroidal surfaces 18,20 facing toward corresponding part toroidal surfaces 22,24 of a central output disc 26 to define a pair of toroidal cavities. The output disc is journalled such as to be rotatable independently of the shaft 16. Drive from an engine or other prime mover, input via the shaft 16 and input discs 12,14, is transferred to the output disc 26 via a set of rollers disposed in the toroidal cavities. A single representative roller 28 is illustrated but typically three such rollers are provided in each cavity. The aforementioned biasing force to engage the rollers with the discs is provided in the form of an "end load" applied across the input discs by means of a hydraulic piston/cylinder arrangement 15 acting on one of the discs 14. Each roller is journalled in a respective carriage 30 which is itself coupled to a double-acting hydraulic actuator 32 whereby a controlled translational force is applied to the roller/carriage combination. As well as being capable of translational motion along a circle centred on the variator axis, the roller/carriage combination is able to rotate about a tilt axis determined by the positioning of the actuator 32 to change the "tilt angle" of the roller relative to the discs, thereby varying the

variator drive ratio, as is well known to those skilled in the art. Note that the tilt axis does not lie precisely in a radial plane. Instead the tilt axis is angled to the radial plane, this angle being referred to as the "castor angle".

The above described arrangement results in torque control of the variator. The actuator 32 exerts an adjustable force on the roller. The two discs also exert respective forces on the roller. For equilibrium the force applied by the actuator along the tangential direction of motion of the roller must equal the so-called "reaction force" exerted on the roller by the discs. Any inequality between the actuator force and the reaction force is quickly cancelled out because it causes the roller to move along its circular path, resulting in a change in roller tilt angle and consequent change in variator ratio, until the roller reaches a position in which the two forces are once more in balance. Hence variator ratio is dependent not only on the actuator force but also on the torques on either side of the variator.

It is straightforward to show that the actuator force (or equivalently the reaction force) is proportional to the sum of the torques into and out of the variator. More generally stated, the control signal applied to the variator (the actuator force, or correspondingly the difference in two hydraulic pressures in the actuator 32) determines the sum of the torques into and out of the variator (the "reaction torque").

The actuator 32 is connected to a hydraulic circuit 50, illustrated in Fig 1a, by

means of which hydraulic fluid pressures in the actuator are adjustable to correspondingly adjust the reaction force. In the illustrated example the actuator is of double acting type, receiving two oppositely acting fluid pressures. Fig.1 shows an actuator with a single piston. Fig. 1a differs slightly in showing actuators 32 which use two opposed pistons 52,54 in respective cylinders 56,58, although the function of the actuators is the same in both cases. The circuit 50 uses a pair of electronically controlled valves 60,62 to generate back pressure in a respective pair of fluid lines S1,S2, each of which is fed with a constant flow of fluid by a respective pump 64,66. Adjusting the valves adjusts the back pressure in the lines and hence the reaction force. The difference between the two line pressures determines the reaction force and hence serves as the aforementioned control signal for the variator. By using a "higher pressure wins valve" 68 to connect whichever of the two lines is at higher pressure through a line 70 to the end loading arrangement 15 of Figure 1, the end load can be varied generally in sympathy with the reaction force

Under steady state conditions the control signal - the hydraulic pressures - is thus determined by the states of the valves. However, when a change in torque balance at the variator causes a change in the variator ratio the hydraulic pressures and the reaction force are modified. For example, braking of a vehicle by the driver produces a change in the torque at the transmission output requiring a change in variator ratio and corresponding movement of the rollers 28 and their actuators 32. Fluid must flow into one side of the actuator and out of the other. This flow itself

causes pressure changes in the hydraulic circuit opposing the required roller motion. That is, the control signal is influenced by the variator. The effect is to damp roller motion somewhat and in most operating conditions is beneficial, contributing to variator stability against oscillation. In fact constrictions or "orifices" may be incorporated in the circuit to increase this damping effect by restricting fluid flow.

Problems may arise, however, if the change in torque balance is very abrupt, eg in the event of an emergency stop of a vehicle. The very rapid deceleration of the transmission output needs to be matched by a correspondingly rapid change in transmission ratio but back pressures in the hydraulic circuit resist the required roller motion and may prevent the variator from adjusting with sufficient speed. The result can be a large transient torque loading across the variator (a "torque spike"). In this condition the variator reaction torque still closely follows the hydraulic pressures in the actuators 32. However the pressures are in this condition a function not only of the valve settings in the hydraulic circuit, but also of the rate of variator ratio change . A dramatic rise in the pressure difference across lines S1/S2 results, creating a correspondingly large variator reaction torque.

One danger of a torque spike is that if the transient response of the variator's biasing force (end load) is not matched to the increased torque then excessive slip in the variator can lead to its failure. If variator slip is avoided there remains the

problem that an insufficient rate of change of variator ratio must, during an emergency stop, lead to a reduction in engine speed and so possibly to an engine stall.

Such difficulties are not experienced solely due to rapid braking. Consider for example the case of a vehicle which is initially stationary on an icy road surface and which then accelerates and moves onto a tarmac surface, as might occur where an icy minor road meets a gritted main road. To accelerate the vehicle the valves of the variator circuit are set to bias the rollers 28 in the appropriate direction and torque is applied to the wheels, causing them to spin on the ice. The torque required at the vehicle wheels is low and the transmission ratio correspondingly high. As the vehicle's driven wheels meet the tarmac however and achieve a firmer grip their speed is dramatically reduced. Larger wheel torque and a lower ratio are required and the adjustment is required rapidly. The setting of the valves however, based on the requirement for positive wheel torque, opposes the motion of the variator rollers 28 required to effect the adjustment and this condition could lead to slip within the variator.

The problems of variator response time and of matching the biasing force (end load) to the variator reaction torque are accentuated by the increase in viscosity of the variator's hydraulic fluid caused by low temperatures. Motor vehicles must operate acceptably in very cold conditions. Known variator designs use the same "traction fluid" for hydraulics and for transmission of torque at the roller/disc

interface. Known traction fluids exhibit markedly increased viscosity at low temperatures. This can increase the back pressure produced in the hydraulics by changes in variator ratio (and so slow the variator's response) and also increase lag between changes in reaction torque and corresponding adjustment of biasing force (end load).

It has now been recognised that one or more of the above problems can be addressed by appropriate control of the transmission's clutch or clutches.

In accordance with a first aspect of the present invention there is a continuously variable transmission comprising a transmission input, a transmission output, and a continuously variable ratio unit ("variator") arranged to be coupled between the transmission input and output by means of at least one clutch thereby to enable transfer of drive between the input and the output at a continuously variable transmission ratio, wherein the variator is connected to a hydraulic control circuit and so subject to a hydraulic control pressure which is adjustable by the control circuit and is also influenced by changes in variator ratio, the variator being constructed and arranged such as to adjust its ratio to provide a variator reaction torque which corresponds to the control pressure, and the transmission further comprising means for adjusting the torque capacity of the clutch while it is engaged so that by controlling torque loading applied to the variator, the clutch influences the control pressure and the reaction torque.

The clutch's control is effective when the clutch is engaged but slipping.

The term "clutch" as used in this context refers to any arrangement which, through frictional engagement, causes the variator to be drivingly coupled to the transmission output. One could for example conceive arrangements embodying the present invention in which a brake applied to some element of a gear train carried out this function, and such arrangements are intended to fall within the scope of the present invention. Typical embodiments however utilise a conventional clutch having interleaved rotating plates between which torque is passed when the plates are brought together.

Preferably the transmission is provided with control electronics for setting the clutch torque capacity in dependence upon a torque demand. The clutch torque capacity is typically a function of certain additional variables, however.

The transmission torque demand is preferably determined based on a driver operated control, conventionally an accelerator pedal.

Preferably, the control electronics are connected to means for monitoring variator ratio and additionally take account thereof in setting the clutch torque capacity.

In a preferred embodiment, the transmission is operable in at least two different regimes and the control electronics additionally take account of transmission

regime in setting the clutch torque capacity.

In a further preferred embodiment, the control electronics provide a control mode in which the clutch torque capacity is set at a level which exceeds that required to transmit the torque demanded from the transmission by a chosen margin.

In a further preferred embodiment the transmission comprises control electronics which establish a desired control pressure and set the control circuit in dependence thereupon, the control electronics also serving to adjust the clutch such that excursions of the control pressure from the desired level due to changes in variator loading are controlled by virtue of slipping of the clutch.

Preferably the electronics control the clutch in such a manner as to bring the control pressure back to the desired level along a controlled profile.

In accordance with a second aspect of the present invention there is a method of operating a continuously variable transmission comprising a transmission input, a transmission output, and a continuously variable ratio unit ("variator") arranged to be coupled between the transmission input and output by means of at least one clutch thereby to enable transfer of drive between the input and the output at a continuously variable transmission ratio, the variator being connected to a hydraulic control circuit and being constructed and arranged such as to adjust its ratio to provide a variator reaction torque which corresponds to a control pressure

from the control circuit, the method comprising controlling the control circuit to apply an adjustable hydraulic control pressure to the variator, the control pressure being also influenced by changes in variator ratio, and adjusting the torque capacity of the clutch while it is engaged so that by controlling torque loading applied to the variator, the clutch influences the control pressure and the reaction torque.

A further aspect of the present invention concerns the practical implementation of the required clutch control, particularly in transmissions of so-called multi-regime type.

It is well known to incorporate a variator in a CVT which is operable in two or more different regimes, thereby providing a range of transmission ratios larger than the range available from the variator itself. Purely by way of example, reference is directed to published international patent application PCT/GB97/00938 which describes a transmission having a low regime, in which the variator's output is led to an epicyclic mixer and modified therein, and a high regime in which the variator's output is led to the transmission output shaft through a fixed ratio gear chain.

In such a transmission the variator need not be disengaged from the wheels when the vehicle is stationary. Instead the epicyclic mixer is used to provide a "geared neutral" condition in which its output - and the vehicle wheels - are static despite

rotation of the transmission input and the variator. The function of the aforementioned clutch (or clutches) is to engage one regime or another and to effect a change therebetween. It is important to effect regime changes smoothly and without mechanical shock. As is well known in the art, the required smooth change can be achieved by changing the clutch state when there is no relative motion across its elements (eg its interleaved clutch plates, in the conventional type of clutch). This is referred to as synchronous regime change. The required synchronous motion of the clutch occurs only briefly so achieving a smooth change requires accurate timing and control of the clutch state. The favoured approach is to effect clutch engagement rapidly by application of hydraulic fluid to the clutch at high pressure.

Hence there is a further problem in reconciling the requirements for (i) control of clutch torque capacity while the clutch is in a state of engagement and (ii) rapid change of clutch state from disengaged to engaged.

In accordance with a third aspect of the present invention, there is a hydraulic arrangement for controlling a clutch of a continuously variable transmission having a continuously variable ratio unit ("variator") which can be coupled to a transmission output through the clutch, the arrangement comprising first supply means for supplying hydraulic fluid at high pressure, second supply means for supplying hydraulic fluid at controlled pressure, and valve means for connecting the first supply means to the clutch to effect a change in clutch state from

disengaged to engaged, for subsequently disconnecting the first supply means from the clutch, and for connecting the second supply means to the clutch to maintain the clutch in a state of engagement.

Preferably, the valve means comprises a first valve for switching between connection of the clutch to the first supply means and connection of the clutch to the second supply means.

The first valve may be controlled in dependence upon clutch fluid pressure.

In this way the valve is enabled to effect a controlled transition from the first to the second supply means.

More specifically, the first valve may be controlled in dependence upon opposing signals corresponding to clutch fluid pressure and to pressure from the second fluid supply.

In such an embodiment the valve is preferably controlled such as to switch from the first supply means to the second supply means before the clutch fluid pressure reaches the pressure from the second fluid supply.

Hence after fluid from the first supply means has rapidly filled the clutch, a smooth transition can be made to control of the clutch by the second supply

means.

The first valve is preferably formed as a pilot controlled valve subject to opposing pressure signals from the clutch and from the second supply means.

In an especially preferred embodiment of the present invention, the valve means further comprises an electrically controlled valve which is connected in a path from the first supply means to the clutch and which, by opening this path, serves to initiate the change in clutch state from disengaged to engaged.

The electrically controlled valve may be a solenoid valve.

In such an embodiment, the electrically controlled valve may be in a path from the first valve to the clutch, the first valve being arranged to selectively connect one of the first supply means and the second supply means to the electrically controlled valve, and to rest, when the clutch is disengaged, in the state in which it connects the first supply means to the electrically controlled valve.

Hence the electrically controlled valve, by opening to flow from the first valve to the clutch, enables flow from the first supply means to the clutch to bring the clutch into a state of engagement. This arrangement allows rapid initiation of the flow required to fill the clutch, but this flow must pass through both valves.

In an alternative embodiment, the electrically controlled valve is arranged to initiate the change of clutch state by applying a pressure signal to the first valve to cause it to shuttle to open a path from the first supply means to the clutch.

This embodiment has the advantage that the flow path from the first supply means to the clutch need only contain one valve - the first valve.

The required pressure signal is preferably taken from the second supply means. Still more preferably, the pressure signal is opposed by a further pressure signal taken from the clutch, such that as clutch pressure rises the first valve is caused to shuttle back to connect the clutch to the second supply means.

Adjustment of the fluid pressure applied to the clutch from the second supply means is preferably carried out in dependence upon transmission parameters. An electronic control unit ("ECU") preferably monitors the relevant parameters and sets the fuse pressure.

The effect is preferably to adjust the pressure from the second supply means in dependence upon torque demand. In a multi-regime transmission this may be achieved by controlling the pressure - and hence the clutch torque capacity - as a function of transmission regime, differential pressure upon a hydraulic variator actuator and variator ratio.

In a particularly preferred embodiment of the present invention, the system adjusts clutch torque capacity repeatedly while the clutch is engaged. Such repeated adjustment, implemented e.g under electronic control, may in effect be a continual process.

A specific embodiment of the present invention will now be described, by way of example only, with reference to the accompanying drawings, in which:-

Fig. 1 is a simplified, partly sectional illustration of a toroidal-race rolling traction type variator which is known in itself and which can be incorporated in a transmission according to the present invention;

Fig 1a is a diagram of a known hydraulic circuit for controlling the variator of Fig.1;

Fig. 2 is a symbolic representation of a transmission operable in accordance with the present invention;

Fig. 3 is a diagram of a fuse pressure control circuit according to the present invention;

Fig. 4 is a diagram of a clutch control circuit according to the present invention;

Fig. 5 is a diagram of a further clutch control circuit according to the present invention;

Fig. 6 shows in schematic form certain inputs to an electronic control unit of a transmission according to the present invention;

Figs. 7 and 8 are graphs of experimental data, showing the variation of various operating parameters over time during a trial of a system embodying the present invention.

The relationship of the variator 10 to other transmission components can be appreciated from Fig. 2. The illustrated transmission is operable in either high or low regime. An engine or other prime mover 200 drives, through an input shaft 205 and gearing 210, both the input side of the variator 10 and, as indicated at C, the carrier of an epicyclic mixer 220 (the construction of a suitable epicyclic mixer is well known to those skilled in the art and is not detailed here). The sun gear of the mixer is driven as indicated at S by the variator output. Hence the epicyclic mixer output O varies with the variator ratio but differs from it, providing the low regime of the transmission. Low regime is engaged by a clutch 230 which transmits the mixer output onward to the transmission output shaft 240. This is sometimes referred to as a "power recirculation" regime since power is circulated in a loop comprising the variator 10, gearing 210 and the epicyclic mixer 220.

In high regime, the low regime clutch 230 is disengaged and the variator output is transmitted through a high regime clutch 250 to the output shaft 240, the epicyclic mixer being thereby circumvented.

It will be apparent that in either regime, slippage of the engaged clutch 230 or 250 causes de-coupling of the input and output shafts 200, 240 and in this way problems associated with torque spikes can be avoided.

In the present embodiment the clutches are of conventional hydraulically actuated type and a circuit 300 serving as a supply means for producing a suitably controlled hydraulic pressure for application to the clutch while it is engaged, in order to allow slip to occur during torque spikes, is represented in Fig. 3. Here an accumulator 302 of conventional type having a resiliently variable volume is maintained at high pressure by means of a pump 304 and a relief valve 306 which opens to vent pump output when the required accumulator pressure is obtained. Other, more energy efficient, arrangements for achieving the required accumulator pressure will be known to those skilled in the art and could be utilized. The pump output is fed via a non-return valve 308 to the accumulator which is further connected to an input port of a pressure reducing valve 310, this valve's output port being the circuit's "fuse pressure" output FP. The term "fuse pressure" refers here to a controlled pressure for application to the clutch.

The pressure of the output is controlled by an electronic control unit (ECU) 311

which modulates a signal applied to a solenoid of the valve 310, the resulting force on the valve's spool being opposed by a pilot pressure signal taken as indicated at 312 from the valve's output. When the pressure determined by the solenoid signal is reached the force due to this pressure exceeds the solenoid force and the spool moves to close the valve 310 and hence isolate its output from the accumulator. A limited path for flow away from the valve's output must be provided in order to allow the pressure to fall when the valve 310 is shut and this is represented at 314 although in existing systems leakage back to the transmission's sump 316 provides sufficient flow.

Other than during regime changes, the fuse pressure output FP from the circuit 300 is applied to the engaged clutch 230 or 250 and is controlled by the ECU 311 to maintain a clutch engagement force determined by the ECU.

The ECU 311 receives inputs relating to various vehicle operating parameters and the fuse pressure can be set in response to a chosen combination of these. Using the ECU 311 to control the fuse pressure, it can be ensured that pressure spikes in the hydraulic variator control circuit due to torque spikes do not affect the fuse pressure, which could otherwise defeat the object.

Regime change involves engagement of one clutch and disengagement of the other. It is desired to achieve the change quickly during synchronous operation, as explained above, and the clutch fuse pressure is, in the current systems, inadequate

to achieve the necessary rate of clutch engagement.

Fig. 4 illustrates a hydraulic circuit 400 which overcomes this problem. A single clutch is shown in the figure for simplicity but it is to be understood that this could be either the low or high regime clutch 230, 250 depending on the regime change (high to low or vice versa). An accumulator 402 acts as a high pressure supply means, being maintained at high pressure by a pump 404 and associated relief valve 406. The fuse pressure circuit (illustrated in detail in Fig.3) is here represented by box 300. A double pilot operated directional valve 408 serves to connect either the high pressure accumulator 402 or the fuse pressure circuit 300 to a three-port, two-position solenoid valve 410 hydraulically connected in its turn to the clutch 230, 250. Opposed pilot pressure signals are fed to the pilot operated valve 408 from the clutch and from the fuse pressure circuit 300 as indicated respectively at 409 and 411.

The circuit 400 operates as follows. With the solenoid valve 410 de-energized, it serves to connect the clutch directly to the sump 412, so that the clutch 230, 250 is disengaged. Fuse pressure acting on the spool of the pilot operated valve 408 through the line 411 is, while the clutch is disengaged and hence at atmospheric pressure, opposed only by the spring biasing acting on the spool. The force due to the fuse pressure dominates and the pilot operated valve 408 rests in a position in which it connects a closed port of the solenoid valve 410 to the accumulator 402. The solenoid valve 410 thus prevents flow from the accumulator.

When the solenoid valve 410 is energized to initiate clutch engagement, the high pressure accumulator rapidly charges the clutch as flow passes through both the pilot operated valve 408 and the solenoid valve 410. Clutch pressure rises rapidly, causing the clutch to engage rapidly, and when the clutch pressure overcomes the difference between the force due to the fuse pressure and the spring bias on the spool of the pilot operated valve 408, the spool shuttles to connect the clutch 230, 250 to the fuse pressure circuit 300. Due to the spring biasing this shuttling of the valve takes place before the clutch reaches the fuse pressure from the circuit 300. The clutch pressure is then increased to the fuse pressure, thereby increasing the force on the pilot operated valve spool and holding it in the fuse position, connecting the clutch to the fuse pressure circuit 300 as required, and the clutch thus remains engaged until the next regime change.

To disengage the clutch the solenoid valve 410 is de-energized, the clutch is consequently dumped to tank through valve 410 and the fuse pressure once again exceeds that in the clutch. The pilot operated valve thus returns to the position whereby the solenoid valve 410 is connected to the accumulator 402.

Advantages of this circuit include the fact that the clutch discharge path is through one valve only, making discharge rapid, and that the pilot operated valve 408 is already connected to the accumulator 402 when clutch charge is initiated and need shuttle only once during engagement. However, the clutch charge path,

incorporating two valves, is restrictive and this could increase clutch fill time - that is, slow down the change of state of the clutch from disengaged to engaged.

An alternative hydraulic circuit 500 is illustrated in Fig. 5. Again, an accumulator 502 is pressurized by a pump 504 and associated valve 506. A double pilot operated directional control valve 508 in this circuit controls a direct path 507 from the accumulator 502 to the clutch 230, 250 and also a path via a three-port, two position solenoid valve 510 to the fuse pressure circuit 300. To control the double pilot operated directional control valve, a first pilot pressure signal is taken, from a point in the circuit between the two valves 508,510, to the pilot operated valve 508 through a line 511. A second pilot pressure signal which opposes the first is taken from the clutch side of the pilot operated valve 508 through a line 509; this second pilot signal is at clutch fluid pressure. The circuit 500 operates as follows.

With the solenoid valve 510 de-energized, the fuse circuit 300 is isolated, and the double pilot operated directional control valve 508 rests in a position dictated by its spring bias in which it connects the solenoid valve 510 to the clutch 230, 250 and the clutch is led through the solenoid valve 510 to sump and is thus discharged and disengaged.

When the solenoid valve 510 is energized to initiate clutch engagement, fuse pressure is raised through a pilot passage 511 on one end of the pilot operated

valve spool, moving it to the accumulator clutch charge position in which it connects the clutch 230,250 to the accumulator 502 through line 507. The accumulator 502 now charges the clutch 230, 250 as flow passes through the pilot operated valve 508 only. This presents a path of reduced restriction compared with the Fig. 4 circuit, and hence faster fill times may be achieved.

When the clutch pressure overcomes the difference between the force due to the fuse pressure and the spring bias on the spool of the pilot operated valve 508, this valve shuttles to connect the clutch 230, 250 directly to the fuse pressure circuit 300. The clutch pressure is then increased to the fuse pressure, thereby increasing the force on the pilot operated valve 508 spool and holding it in the fuse position.

When the clutch is to be once more disengaged, the solenoid valve 510 is de-energized. The pilot operated valve 508 remains in the same position and the clutch is once more connected via the solenoid valve 510 to the sump.

In the Fig. 5 circuit, the clutch charge path is through one valve only and the pilot operated valve 508 typically has a much greater opening than a solenoid valve, so fill time may be improved as compared with the Fig. 4 circuit. The pilot operated valve 508 has to shuttle to the accumulator feed and back in order to fill the clutch, which causes some delay. However, this valve is likely to be faster than a similar sized solenoid valve. However, the discharge path involves two valves rather than one. Therefore the discharge time may be longer than that achieved

using the Fig. 4 circuit.

An alternative to the circuits illustrated in Figures 4 and 5 is to utilise the type of circuit illustrated in Figure 3 to control the clutch pressure throughout and to provide initially high pressure to effect rapid clutch engagement by appropriate software control of the valve 310.

Controlling the clutch pressure, and consequently its torque capacity, allows great flexibility in the transmission operation. The clutch in effect provides a second tier of transmission torque control. Furthermore, as will be explained below, the clutch can be used to control the variator control signal - ie the control pressures applied to the variator actuators 32.

In the present embodiment the fuse pressure, and hence the torque transmitting capacity of the engaged clutch, are controlled as a function of (1) a torque demand, (2) variator ratio and (3) transmission regime.

The torque demand is determined by the ECU 311 which, as Fig.6 shows in highly schematic form, receives inputs relating to various operating parameters including in the illustrated example the position of a driver operated accelerator pedal 600 and the variator ratio 602 (which may be directly sensed or inferred from other measured quantities, eg from engine speed, transmission regime and wheel speed). The ECU 311 also sends control outputs to eg the valves 60,62 in hydraulic lines

S1,S2 and the above described valve arrangements such as 500 controlling transmission regime.

The ECU 311 establishes a demand for the variator reaction torque. This is part of the overall strategy for control of engine and transmission. The ECU typically interprets the position of pedal 600 as a requirement for torque at the driven wheels and, taking account of various operating parameters, controls both engine and transmission in such a manner as to provide the required wheel torque in an efficient manner. The principal control signal to the variator is the hydraulic pressures in lines S1,S2, corresponding to the variator reaction torque, and the valves 60,62 provide one means for the ECU 311 to adjust these pressures.

The torque demand corresponds to a certain level of torque to be transmitted by the engaged clutch 230,250. The relationship between torque across the engaged clutch and variator reaction torque is different in high and low regimes, a further factor for which the ECU 311 makes allowance.

Hence the ECU 311 can establish a level of torque which the engaged clutch is required to transmit. The currently preferred control strategy is to set the fuse pressure - and hence the clutch's torque capacity - above the required level by a chosen margin, eg 10 percent.

Hence while the torque across the clutch remains at or close to the requirement

established by the ECU 311, the clutch does not slip. However if, as in the case of a torque spike due to sudden braking by the driver, torque across the engaged clutch rises above the required level then the clutch slips.

It should be noted that it is not necessary for the ECU 311 immediately to adjust clutch pressure in response to a torque spike. Instead, by maintaining the clutch constantly at a level just above that required to transmit the demanded torque, it ensures that the clutch is constantly ready to slip in response to a spike. The response can be said to be passive rather than active. This is advantageous because torque spikes typically occur more rapidly than the ECU and the hydraulics can respond. The passive response by the clutch can be instantaneous and so allows the system to react to the torque spikes with sufficient rapidity. An active response, reliant on detecting a torque spike and then making adjustments to the transmission in response, cannot be made quickly enough to protect against the spikes. Adjustment of the clutch is carried out in a loop and is in effect a quasi - continuous process.

The transmission is protected by the clutch from any excursions from the demanded variator torque. If a rate of ratio change occurs which generates excessive drive line torque, then the clutch will slip and limit the rate of variator ratio change.

Control of the clutch torque capacity provides a secondary means of controlling

both the variator reaction torque and the control pressures in lines S1 and S2. Figs. 7 and 8 show experimental data exemplifying this point. In both, time in seconds is on the horizontal axis. The units of the vertical axis in Figure 8 are rotations per minute. Figure 7 shows several different quantities and the units on its vertical axis are arbitrary. Line 800 shows the speed of the transmission output which can be seen to start at roughly 600 rpm and to be locked - decelerated to a standstill - in about 0.1 seconds, as might occur in a vehicle when the driver locks the vehicle wheels by hard braking, at time 802. Line 804 represents clutch slip - ie the rate of rotation of one side of the clutch relative to the other. The clutch is subject in this trial to a regulated fuse pressure which begins at roughly 7.5 Bar. Consequently when the transmission output is locked, the clutch initially slips. One side of the clutch continues to rotate at 600 rpm while the other (on the transmission output side) is itself locked. By contrast the variator ratio, indicated by line 700, is not required to change instantaneously due to the slipping of the clutch. Additional loading on the variator due to locking of the output (which would, had the clutch not slipped, have required a very rapid change in variator ratio) is reduced by the clutch slip. What additional load the clutch does transmit to the variator causes it to gradually change its ratio, over a period of roughly two seconds in this example, to match the transmission's input and output speeds. In this period 808, as the variator "catches up", the clutch slip gradually diminishes. At time 809 the variator has reached a ratio corresponding to geared neutral, whereupon clutch slip ceases.

Lines 810 and 812 represent pressures in lines S1 and S2. If the clutch had not slipped, the rapid change of ratio upon locking of the transmission output would have produced an extreme and rapid change in these pressures. However pressures are here controlled by the clutch, and consequently do not change perceptibly at time 802. In this respect the example is a little unusual. Some change of pressures would typically be expected, its magnitude being dependent on the margin between the torque demand (corresponding to the initial pressures in S1 and S2, as set by the valves 60,62) and the clutch torque capacity.

Once the clutch begins to slip, the torque loading it passes on to the variator is equal to the clutch torque capacity. The variator is therefore isolated from disturbances at the transmission output. Clutch torque capacity then directly influences the rate of change of variator ratio and therefore the difference between demanded and actual variator control pressures.

The mode of control by the clutch can be explained as follows

i. Between times 802 and 809 the torque capacity of the slipping clutch determines the torque applied at the variator output;
ii. this applied torque causes a shift in variator ratio with an associated motion of the variator rollers and their pistons 52, 54;
iii. the resulting change in flow rate at the valves 60, 62 produces a change in the pressures acting on the pistons 52, 54 and a resultant change in variator reaction

torque;

iv. creating an output torque in opposition to the torque applied by the clutch;

v. which determines the rte at which the variator ratio adjusts to match the sudden deceleration of the transmission output.

The change dP to the S1/S2 pressure differential is not only a function of the torque applied by the clutch but depends also on variator ratio. The reaction torque - and the corresponding S1/S2 pressure difference - produced by a given output torque (clutch torque) varies with variator ratio. As the variator ratio reduces, the variator's resistance to ratio changes caused by the clutch increases. To put this another way, variator output torque increases as the ratio reduces, for a given reaction torque. Consequently a greater clutch capacity is required at lower variator ratio, for a given reaction torque.

Hence in order to accurately regulate dP it is necessary to control the clutch torque capacity as a function of an additional variable - variator ratio. Line 814 represents clutch pressure which can be seen to change as the variator ratio changes. It is also necessary for the adjustment of clutch capacity to be carried out sufficiently quickly to accommodate changes in variator ratio. This is achievable since the rate of change of the variator ratio is itself controlled by the clutch capacity and so can be kept within acceptable limits.

Because changes in variator loading are prevented from creating large changes in

S1/S2 differential pressure (and correspondingly large changes in variator reaction torque) the aforementioned problem of mismatch between end load and variator reaction torque are avoided, even at low fluid temperatures, as at start up in a cold climate. In such conditions the clutch torque capacity may in fact be set at a level permitting constant clutch slip, the clutch rather than the variator being in this start up period the primary determinant of output torque.

It will be understood that the present invention creates numerous possibilities, the above described embodiments serving only as examples and the scope of the invention being determined by the appended claims.

CLAIMS

1. A continuously variable transmission comprising a transmission input, a transmission output, and a continuously variable ratio unit ("variator") arranged to be coupled between the transmission input and output by means of at least one clutch thereby to enable transfer of drive between the input and the output at a continuously variable transmission ratio, wherein the variator is connected to a hydraulic control circuit and so subject to a hydraulic control pressure which is adjustable by the control circuit and is also influenced by changes in variator ratio, the variator being constructed and arranged such as to adjust its ratio to provide a variator reaction torque which corresponds to the control pressure, and the transmission further comprising means for adjusting the torque capacity of the clutch while it is engaged so that by controlling torque loading applied to the variator, the clutch influences the control pressure and the reaction torque.

2. A continuously variable transmission as claimed in claim 1 comprising control electronics for setting the clutch torque capacity in dependence upon a torque demand.

3. A continuously variable transmission as claimed in claim 2 for use in a motor vehicle wherein the control electronics are connected to a driver operated control and

calculate the transmission torque demand in dependence upon a signal therefrom.

4. A continuously variable transmission as claimed in claim 2 or claim 3 wherein the control electronics are connected to means for monitoring variator ratio and additionally take account thereof in setting the clutch torque capacity.

5. A continuously variable transmission as claimed in any preceding claim which is operable in at least two different regimes and the control electronics additionally take account of transmission regime in setting the clutch torque capacity.

6. A continuously variable transmission as claimed in any of claims 2 to 5 wherein the control electronics provide a control mode in which the clutch torque capacity is set at a level which exceeds that required to transmit the torque demanded from the transmission by a chosen margin.

7. A continuously variable transmission as claimed in any preceding claim comprising control electronics which establish a desired control pressure and set the control circuit in dependence thereupon, the control electronics also serving to adjust the clutch such that excursions of the control pressure from the desired level due to changes in variator loading are controlled by virtue of slipping of the clutch.

8. A continuously variable transmission as claimed in claim 7 wherein the electronics control the clutch in such a manner as to maintain the control pressure on a desired control profile.

9. A method of operating a continuously variable transmission comprising a transmission input, a transmission output, and a continuously variable ratio unit ("variator") arranged to be coupled between the transmission input and output by means of at least one clutch thereby to enable transfer of drive between the input and the output at a continuously variable transmission ratio, the variator being connected to a hydraulic control circuit and being constructed and arranged such as to adjust its ratio to provide a variator reaction torque which corresponds to a control pressure from the control circuit, the method comprising controlling the control circuit to apply an adjustable hydraulic control pressure to the variator, the control pressure being also influenced by changes in variator ratio, and adjusting the torque capacity of the clutch while it is engaged so that by controlling torque loading applied to the variator, the clutch influences the control pressure and the reaction torque.

10. A method as claimed in claim 9 comprising setting the clutch torque capacity in dependence upon a transmission torque demand.

11. A method as claimed in claim 10 wherein the transmission is for a motor vehicle,

the method comprising calculating the transmission torque demand in dependence upon a signal from a driver operated control.

12. A method as claimed in any of claims 9 to 11 comprising monitoring variator ratio and additionally taking account thereof in setting the clutch torque capacity.

13 A method as claimed in any of claims 9 to 12 wherein the transmission is operable in at least two different regimes, the method comprising additionally taking account of transmission regime in setting the clutch torque capacity.

14. A method as claimed in any of claims 9 to 13 in which for at least some of the time the clutch torque capacity is set at a level which exceeds that required to transmit the torque demanded from the transmission by a chosen margin.

15. A method as claimed in any of claims 9 to 14 comprising establishing a desired control pressure and setting the control circuit in dependence thereupon, and adjusting the clutch such that excursions of the control pressure from the desired level due to changes in variator loading are controlled by virtue of slipping of the clutch.

16. A method as claimed in any of claims 9 to 15 comprising controlling the clutch in such a manner as to maintain the control pressure on a desired control profile.

17. A hydraulic arrangement for controlling a clutch of a continuously variable transmission having a continuously variable ratio unit ("variator") which can be coupled to a transmission output through the clutch, the arrangement comprising first supply means for supplying hydraulic fluid at high pressure, second supply means for supplying hydraulic fluid at controlled pressure, and valve means for connecting the first supply means to the clutch to effect a change in clutch state from disengaged to engaged, for subsequently disconnecting the first supply means from the clutch, and for connecting the second supply means to the clutch to maintain the clutch in a state of engagement.

18. A hydraulic arrangement as claimed in claim 17 wherein the valve means comprises a first valve for switching between connection of the clutch to the first supply means and connection of the clutch to the second supply means.

19. A hydraulic arrangement as claimed in claim 18 wherein the first valve is controlled in dependence upon clutch fluid pressure.

20. A hydraulic arrangement as claimed in claim 18 wherein the first valve is controlled in dependence upon opposing signals corresponding to clutch fluid pressure and to pressure from the second fluid supply means.

21. A hydraulic arrangement as claimed in claim 20, wherein the first valve is controlled such as to switch from the first fluid supply means to the second fluid supply means before the clutch fluid pressure reaches the pressure from the second fluid supply means.

22. A hydraulic arrangement as claimed in claim 20 or claim 21 wherein the first valve is a pilot controlled valve controlled by opposing pressure signals taken from the clutch and from the second supply means.

23. A hydraulic arrangement as claimed in any of claims 18 to 22 wherein the valve means further comprises an electrically controlled valve which is connected in a path from the first supply means to the clutch and which, by opening this path, serves to initiate the change in clutch state from disengaged to engaged.

24. A hydraulic arrangement as claimed in claim 23 wherein the electrically controlled valve is in a path from the first valve to the clutch, the first valve being arranged to selectively connect one of the first supply means and the second supply means to the electrically controlled valve, and to rest, when the clutch is disengaged, in the state in which it connects the first supply means to the electrically controlled valve.

25. A hydraulic arrangement as claimed in claim 23 wherein the electrically controlled valve is arranged to initiate the change of clutch state by applying a pressure signal to the first valve to cause it to shuttle to open a path from the first supply means to the clutch.

26. A hydraulic arrangement as claimed in claim 25 wherein the aforesaid pressure signal is taken from the second supply means.

27. A hydraulic arrangement as claimed in claim 24 or claim 25 wherein the aforesaid pressure signal is opposed by a further pressure signal taken from the clutch, such that as clutch pressure rises the first valve is caused to shuttle back to connect the clutch to the second supply means.

28. A hydraulic arrangement as claimed in any of claims 23 to 27 wherein the electrically controlled valve is a three port, two position valve which in one of its positions connects the clutch to drain to cause it to disengage.

29. A hydraulic arrangement as claimed in any of claims 17 to 28 wherein pressure from the second supply means is controlled while the clutch is in a state of engagement in dependence upon transmission operating parameters.

30 A hydraulic arrangement as claimed in claim 29 wherein pressure from the second supply means is controlled such as to allow clutch slip in the event of a transmission torque spike.

31. A hydraulic arrangement as claimed in any of claims 17 to 30 wherein pressure from the second supply means is adjusted such as to control clutch torque capacity in dependence upon transmission torque demand.

32. A hydraulic arrangement as claimed in any of claims 29 to 31 for a multi-regime transmission, wherein clutch torque capacity is controlled as a function of transmission regime, torque demand and variator ratio.

33. A hydraulic arrangement as claimed in any of claims 17 to 32, wherein the pressure from the second supply means is controlled by an electronic control unit.

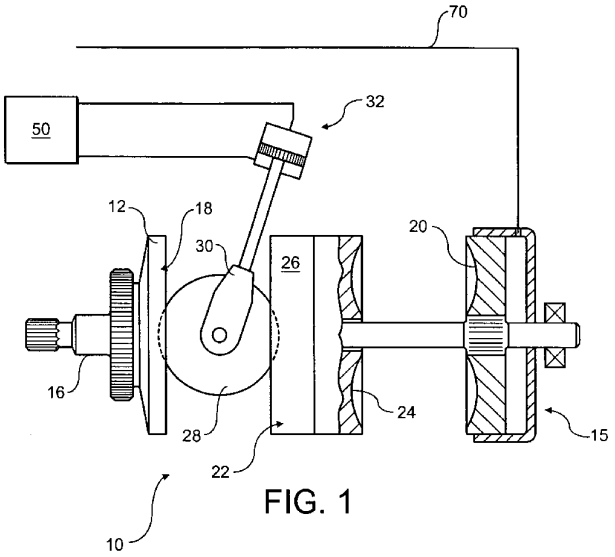


FIG. 1

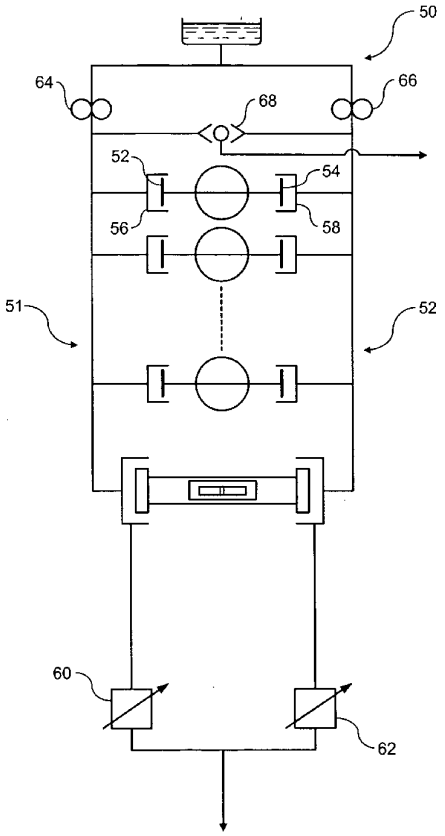


FIG. 1a

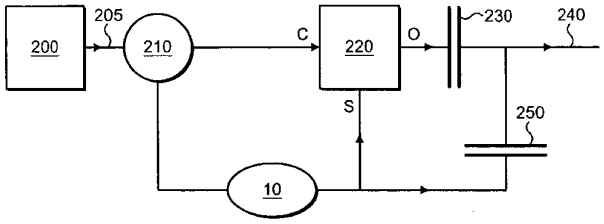

200
205
210
C
220
O
230
240
S
250
10

FIG. 2

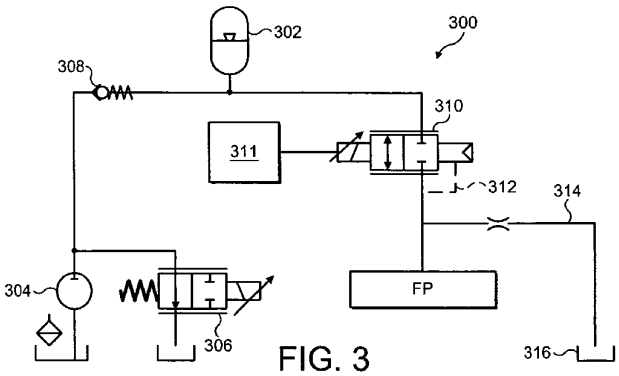

302
300
308
310
311
312
314
304
306
FP
316

FIG. 3

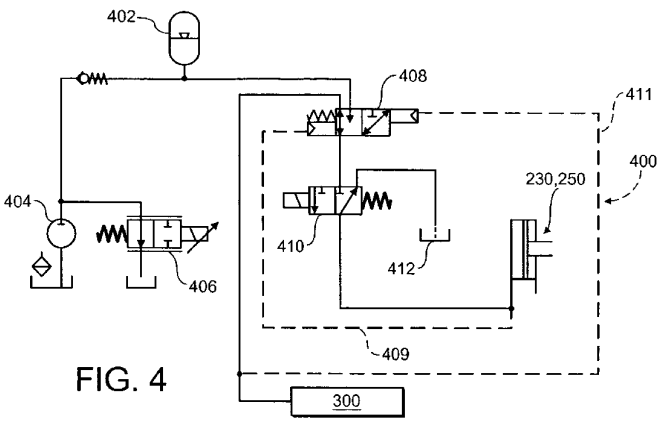

402
408
411
400
230,250
404
410
412
406
409
300

FIG. 4

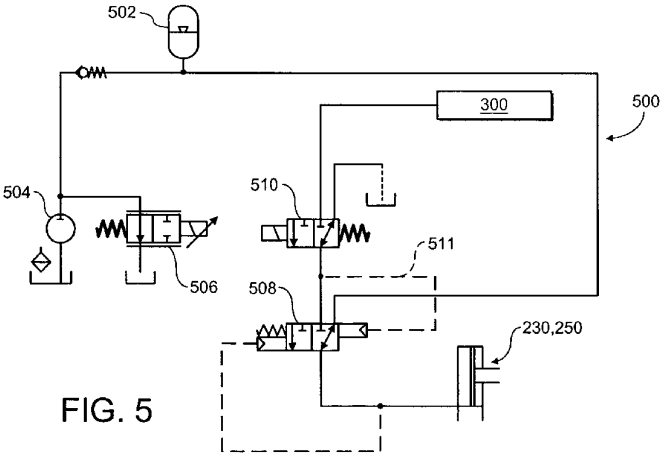

502
300
500
504
510
511
506
508
230,250

FIG. 5

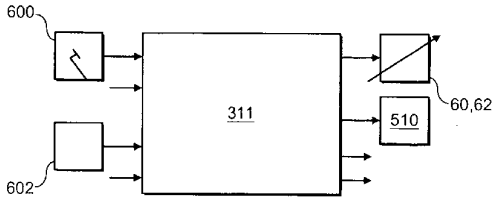


FIG. 6

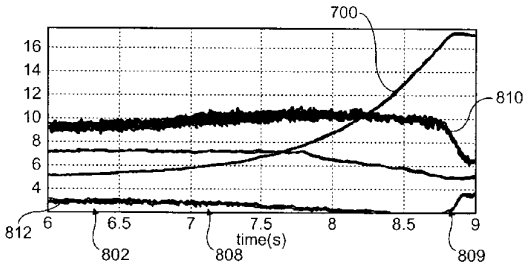


FIG. 7

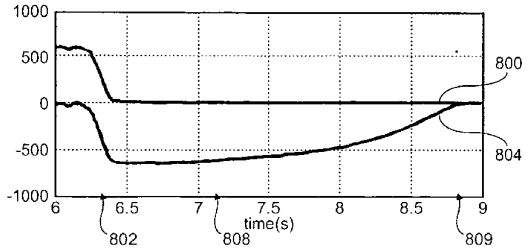


FIG. 8

【手続補正書】
【提出日】平成15年7月3日(2003.7.3)
【手続補正１】
【補正対象書類名】特許請求の範囲
【補正対象項目名】全文
【補正方法】変更
【補正の内容】
【特許請求の範囲】
【請求項１】
トランスミッション入力と、トランスミッション出力と、少なくとも１つのクラッチを介してトランスミッションの入出力の間に結合され、連続可変伝達比で入力と出力の間で駆動力を伝達するように配置された連続可変比率ユニット（バリエータ）とを含む連続可変トランスミッションであって、前記バリエータが油圧制御回路に接続され、その制御回路で調節されるとともにバリエータ比の変化の影響も受ける油圧制御圧力を受け、さらに前記バリエータは、前記制御圧力に対応するバリエータ・リアクション・トルクを発生させるためにその比を調節するように構成および配置され、前記トランスミッションが、クラッチが係合している間にクラッチのトルク容量を調節する手段を設け、さらに、所望の制御圧力を確立し、それに応じて制御回路を設定する制御エレクトロニクスを含み、その制御エレクトロニクスが、さらに、バリエータ荷重の変化による制御圧力の所望レベルからの偏移がクラッチの滑りによって抑制されるように、クラッチが係合している間にクラッチのトルク容量を調節することを特徴とする連続可変トランスミッション。
【請求項２】
トルク要求量に応じてクラッチのトルク容量を設定する制御エレクトロニクスをさらに含む請求項１に記載の連続可変トランスミッション。
【請求項３】
前記制御エレクトロニクスが、運転者操作制御に接続され、そこからの信号に応じてトランスミッションのトルク要求量を計算する請求項２に記載の自動車で使用する連続可変トランスミッション。
【請求項４】
前記制御エレクトロニクスが、バリエータ比を監視する手段に接続され、クラッチのトルク容量を設定する際にバリエータ比をさらに考慮に入れる請求項２または３に記載の連続可変トランスミッション。
【請求項５】
少なくとも２つの異なるレジームで動作することができ、前記制御エレクトロニクスが、クラッチのトルク容量を設定する際に伝達レジームをさらに考慮に入れる先行する請求項のいずれかに記載の連続可変トランスミッション。
【請求項６】
前記制御エレクトロニクスが、クラッチのトルク容量を、トランスミッションから要求されたトルクを伝達するのに必要なレベルを選択したマージン分だけ超えるレベルに設定する制御モードを提供する請求項２から５のいずれかに記載の連続可変トランスミッション。
【請求項７】
前記エレクトロニクスが、所望の制御プロファイルに基づいて制御圧力を維持するようにクラッチを制御する先行する請求項のいずれかに記載の連続可変トランスミッション。
【請求項８】
トランスミッション入力と、トランスミッション出力と、少なくとも１つのクラッチを介してトランスミッションの入出力の間に結合され、連続可変伝達比で入力と出力の間で駆動力を伝達するように配置された連続可変比率ユニット（バリエータ）とを含み、前記バリエータが油圧制御回路に接続され、その制御回路からの制御圧力に対応するバリエータ・リアクション・トルクを発生させるためにその比を調節するように構成かつ配置された

連続可変トランスミッションを動作させる方法であって、所望の制御圧力を確立することと、それに応じて制御回路を設定することとを含み、その際、前記制御圧力がバリエータ比の変化の影響をも受け、さらに、バリエータ荷重の変化による制御圧力の所望レベルからの偏移がクラッチの滑りによって抑制されるように、クラッチが係合している間にクラッチのトルク容量を調節することを含むことを特徴とする方法。

【請求項９】

トランスミッションのトルク要求量に応じてクラッチのトルク容量を設定するステップをさらに含む請求項８に記載の方法。

【請求項１０】

前記トランスミッションが自動車用のものであり、前記方法が、運転者操作制御からの信号に応じてトランスミッションのトルク要求量を計算するステップをさらに含む請求項９に記載の方法。

【請求項１１】

バリエータ比を監視するステップを含み、クラッチのトルク容量を設定する際にバリエータ比をさらに考慮に入れることを含む請求項８から１０のいずれかに記載の方法。

【請求項１２】

前記トランスミッションが少なくとも２つの異なるレジームで動作することができ、前記方法が、クラッチのトルク容量を設定する際に伝達レジームをさらに考慮に入れることを含む請求項８から１１のいずれかに記載の方法。

【請求項１３】

少なくとも一部の時間の間、クラッチのトルク容量が、トランスミッションから要求されたトルクを伝達するのに必要なレベルを選択したマージン分だけ超えるレベルに設定される請求項８から１２のいずれかに記載の方法。

【請求項１４】

所望の制御プロファイルに基づいて制御圧力を維持するようにクラッチを制御するステップを含む請求項８から１３のいずれかに記載の方法。

【請求項１５】

クラッチを介してトランスミッション出力に接続することができる連続可変比率ユニット（バリエータ）を有する連続可変トランスミッションのクラッチを制御する油圧装置であって、高圧の作動油を供給する第１の供給手段と、制御した圧力の作動油を供給する第２の供給手段と、前記第１、第２の供給手段のクラッチへの接続を制御するバルブ装置とを備え、そのバルブ装置が、クラッチへの接続部および第２の供給手段への接続部から反対のパイロット圧力信号を受け、高圧供給手段をクラッチに接続することによってクラッチを係合させ、その後クラッチからのパイロット圧力信号が第２の供給手段からのパイロット圧力信号を超えたときに第１の供給手段をクラッチから切り離し、第２の供給手段をクラッチに接続してクラッチを係合状態に維持するように構成されていることを特徴とする油圧装置。

【請求項１６】

前記バルブ手段が、クラッチを第１の供給手段に接続した状態とクラッチを第２の供給手段に接続した状態とを切り替え、反対のパイロット圧力信号を受ける第１のバルブを含む請求項１５に記載の油圧装置。

【請求項１７】

前記第１のバルブが、クラッチの流体圧力が第２の流体供給手段からの圧力に達する前に第１の流体供給手段から第２の流体供給手段に切り替えるように制御される請求項１５に記載の油圧装置。

【請求項１８】

前記バルブ手段が、第１の供給手段からクラッチ前の経路に接続され、かつこの経路を開くことで切断状態から係合状態へのクラッチ状態の変化を開始する働きをする電気制御弁を含む請求項１５から１７のいずれかに記載の油圧装置。

【請求項１９】

前記電気制御弁が、第１のバルブからクラッチまでの経路内にあり、前記第１のバルブが、第１の供給手段と第２の供給手段の一方を選択的に電気制御弁に接続し、かつクラッチが切断されているときには第１の供給手段を電気制御弁に接続する状態に休止するように配置されている請求項１８に記載の油圧装置。
【請求項２０】
前記電気制御弁が、第１のバルブに圧力信号を加えて第１のバルブを移動させて第１の供給手段からクラッチまでの経路を開くことによってクラッチの状態変化を開始するように構成されている請求項１８に記載の油圧装置。
【請求項２１】
前記圧力信号が第２の供給手段からとられる請求項２０に記載の油圧装置。
【請求項２２】
前記圧力信号に対して、クラッチからとった別の圧力信号が対抗し、クラッチ圧力が上昇するにつれて第１のバルブが戻ってクラッチを第２の供給手段に接続する請求項１９または２０に記載の油圧装置。
【請求項２３】
前記電気制御弁が、その１つの位置にあるときにクラッチをドレンに接続してクラッチを切り離す３ポート２位置バルブである請求項１８から２２のいずれかに記載の油圧装置。
【請求項２４】
第２の供給手段からの圧力が、クラッチが係合状態にある間にトランスミッションの動作パラメータに応じて制御される請求項１５から２３のいずれかに記載の油圧装置。
【請求項２５】
第２の供給手段からの圧力が、トランスミッションにトルク・スパイクが発生した場合にクラッチを滑らせるように制御される請求項２４に記載の油圧装置。
【請求項２６】
第２の供給手段からの圧力が、トランスミッションのトルク要求量に応じてクラッチのトルク容量を制御するように調節される請求項１５から２５のいずれかに記載の油圧装置。
【請求項２７】
クラッチのトルク容量が、伝達レジーム、トルク要求量およびバリエータ比の関数として制御される請求項２４から２６のいずれかに記載の多レジーム・トランスミッション用の油圧装置。
【請求項２８】
第２の供給手段からの圧力が、電子得制御ユニットによって制御される請求項１５から２７のいずれかに記載の油圧装置。
【請求項２９】
どのレジームでも同じ伝達比を提供するように「同期」伝達比で構成されたギアを備えた多レジーム・トランスミッションであって、同期比でクラッチの状態を変化させる請求項１５から２８のいずれかに記載の油圧装置を含む多レジーム・トランスミッション。
【手続補正２】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】０００９
【補正方法】変更
【補正の内容】
【０００９】
上記のように構成することにより、バリエータのトルクが制御される。アクチュエータ３２は、調節可能な力をローラに加える。２枚のディスクもまた、それぞれローラに力を加える。平衡を保つためには、アクチュエータがローラの運動の接線方向に加える力が、ディスクからローラに加わるいわゆる「リアクション・フォース」と等しくなければならない。アクチュエータの力とリアクション・フォースとの間の不均衡はすぐに打ち消される。従って、バリエータ比は、アクチュエータの力だけでなく、バリエータの両側のトルクによっても決まる。

【手続補正３】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】００１８
【補正方法】変更
【補正の内容】
【００１８】
本発明の第１の態様によれば、トランスミッション入力と、トランスミッション出力と、少なくとも１つのクラッチを介してトランスミッションの入出力の間に結合され、それにより連続可変伝達比で入力と出力の間で駆動力を伝達するように配置された連続可変比率ユニット（バリエータ）とを含む連続可変トランスミッションであって、該バリエータが油圧制御回路に接続され、したがってその制御回路による調節が可能でありかつバリエータ比の変化の影響も受ける油圧制御圧力を受け、バリエータが、制御圧力に対応するバリエータ・リアクション・トルクを提供するようにその比を調節するように構成および配置され、トランスミッションが、クラッチが係合している間にクラッチのトルク容量を調節する手段を設け、さらに、所望の制御圧力を確立し、それに応じて制御回路を設定する制御エレクトロニクスを含み、その制御エレクトロニクスが、バリエータ荷重の変化による制御圧力の所望レベルからの偏移がクラッチの滑りによって抑制されるように、クラッチが係合している間にクラッチのトルク容量を調節することを特徴とする。
【手続補正４】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】００２８
【補正方法】変更
【補正の内容】
【００２８】
本発明の第２の態様によれば、トランスミッション入力と、トランスミッション出力と、少なくとも１つのクラッチを介してトランスミッションの入出力の間に結合され、それにより連続可変伝達比で入力と出力の間で駆動力を伝達するように配置された連続可変比率ユニット（バリエータ）とを含み、該バリエータが油圧制御回路に接続され、該制御回路からの制御圧力に対応するバリエータ・リアクション・トルクを提供するようにその比を調節するように構成かつ配置された連続可変トランスミッションを動作させる方法であって、所望の制御圧力を確立することと、それに応じて制御回路を設定することを含み、前記制御圧力はバリエータ比の変化の影響をも受け、さらに、バリエータ荷重の変化による制御圧力の所望レベルからの偏移がクラッチの滑りによって抑制されるように、クラッチが係合している間にクラッチのトルク容量を調節することを含むことを特徴とする。
【手続補正５】
【補正対象書類名】明細書
【補正対象項目名】００３３
【補正方法】変更
【補正の内容】
【００３３】
本発明の第３の態様は、クラッチを介してトランスミッションの出力に接続することができる連続可変比率ユニット（バリエータ）を有する連続可変トランスミッションのクラッチを制御する油圧装置である。これは、高圧の作動油を供給する第１の供給手段と、制御した圧力の作動油を供給する第２の供給手段と、前記第１、第２の供給手段のクラッチへの接続を制御するバルブ装置とを備え、そのバルブ装置が、クラッチへの接続部および第２の供給手段への接続部から反対のパイロット圧力信号を受け、高圧供給手段をクラッチに接続することによってクラッチを係合させ、その後クラッチからのパイロット圧力信号が第２の供給手段からのパイロット圧力信号を超えたときに第１の供給手段をクラッチから切り離し、第２の供給手段をクラッチに接続してクラッチを係合状態に維持するように構成されていることを特徴とする。

【国際調査報告】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

PCT/GB 02/03885

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 7 F16H61/00 B60K41/22 F16D48/06

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)
IPC 7 F16D F16H B60K

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)
EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US 5 938 557 A (GREENWOOD CHRISTOPHER JOHN) 17 August 1999 (1999-08-17) column 1, line 62 -column 3, line 60 figure 3	1-6,9-14
A	---	7,15,17
Y	DE 199 03 554 A (DAIMLER CHRYSLER AG) 17 August 2000 (2000-08-17) the whole document	1-6,9-14
A	--- EP 1 069 331 A (VAN DOORNES TRANSMISSIE BV) 17 January 2001 (2001-01-17) abstract; figure 1	1,9
A	--- EP 0 458 435 A (BORG WARNER AUTOMOTIVE) 27 November 1991 (1991-11-27) abstract	1,9
	--- -/--	

[X] Further documents are listed in the continuation of box C. [X] Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier document but published on or after the international filing date
"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)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"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
"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
"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.
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report
11 November 2002	18/11/2002
Name and mailing address of the ISA	**Authorized officer**
European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax: (+31-70) 340-3016	Van Prooijen, T

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

PCT/GB 02/03885

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 5 042 325 A (NOGAMI TAKASHI ET AL) 27 August 1991 (1991-08-27) abstract ---	1,9
X A	US 4 674 613 A (SIKORSKI JAMES F) 23 June 1987 (1987-06-23) column 2, line 39 -column 3, line 35 figure 3 ---	17-19, 29-31 32
A	WO 97 40292 A (GREENWOOD CHRISTOPHER JOHN ;PATTERSON MERVYN JOHN GEORGE (GB); TOR) 30 October 1997 (1997-10-30) cited in the application the whole document ---	1,9,17
A	EP 0 315 596 A (SAME SPA) 10 May 1989 (1989-05-10) column 3, line 53 -column 4, line 29 figure 3 ---	17
A	US 5 672 132 A (SCHWAB MANFRED) 30 September 1997 (1997-09-30) column 3, line 3 - line 11 ---	17
A	EP 0 331 522 A (HONDA MOTOR CO LTD) 6 September 1989 (1989-09-06) column 4, line 8 - line 59 -----	17

1

Form PCT/ISA/210 (continuation of second sheet) (July 1992)

International Application No. PCT/GB 02/03885

FURTHER INFORMATION CONTINUED FROM PCT/ISA/ 210

This International Searching Authority found multiple (groups of) inventions in this international application, as follows:

1. Claims: 1-16

   Continuously variable transmission comprising means to adjust the torque capacity of a clutch in its engaged state

2. Claims: 17-33

   A hydraulic arrangement for supplying pressure to a clutch in a continuously variable transmission

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

PCT/GB 02/03885

Box I Observations where certain claims were found unsearchable (Continuation of item 1 of first sheet)

This International Search Report has not been established in respect of certain claims under Article 17(2)(a) for the following reasons:

1. ☐ Claims Nos.:
because they relate to subject matter not required to be searched by this Authority, namely:

2. ☐ Claims Nos.:
because they relate to parts of the International Application that do not comply with the prescribed requirements to such an extent that no meaningful International Search can be carried out, specifically:

3. ☐ Claims Nos.:
because they are dependent claims and are not drafted in accordance with the second and third sentences of Rule 6.4(a).

Box II Observations where unity of invention is lacking (Continuation of item 2 of first sheet)

This International Searching Authority found multiple inventions in this international application, as follows:

see additional sheet

1. ☐ As all required additional search fees were timely paid by the applicant, this International Search Report covers all searchable claims.

2. ☒ As all searchable claims could be searched without effort justifying an additional fee, this Authority did not invite payment of any additional fee.

3. ☐ As only some of the required additional search fees were timely paid by the applicant, this International Search Report covers only those claims for which fees were paid, specifically claims Nos.:

4. ☐ No required additional search fees were timely paid by the applicant. Consequently, this International Search Report is restricted to the invention first mentioned in the claims; it is covered by claims Nos.:

Remark on Protest

☐ The additional search fees were accompanied by the applicant's protest.

☐ No protest accompanied the payment of additional search fees.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

PCT/GB 02/03885

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)			Publication date
US 5938557	A	17-08-1999	GB	2312258	A	22-10-1997
			AU	723256	B2	24-08-2000
			AU	2302297	A	12-11-1997
			BR	9708773	A	03-08-1999
			CA	2251789	A1	30-10-1997
			CN	1221480	A	30-06-1999
			EP	0894211	A1	03-02-1999
			WO	9740296	A1	30-10-1997
			HU	9901965	A2	28-10-1999
			JP	2000509130	T	18-07-2000
			KR	2000010525	A	15-02-2000
			PL	329377	A1	29-03-1999
			RU	2178109	C2	10-01-2002
DE 19903554	A	17-08-2000	DE	19903554	A1	17-08-2000
EP 1069331	A	17-01-2001	EP	1069331	A1	17-01-2001
			AT	217394	T	15-05-2002
			DE	69901441	D1	13-06-2002
			JP	2001065605	A	16-03-2001
			US	6412617	B1	02-07-2002
EP 0458435	A	27-11-1991	US	5006092	A	09-04-1991
			CA	2036153	A1	25-11-1991
			DE	69111693	D1	07-09-1995
			DE	69111693	T2	25-01-1996
			EP	0458435	A2	27-11-1991
			JP	4231765	A	20-08-1992
US 5042325	A	27-08-1991	JP	3041252	A	21-02-1991
			DE	4021520	A1	17-01-1991
US 4674613	A	23-06-1987	NONE			
WO 9740292	A	30-10-1997	GB	2312257	A	22-10-1997
			AU	714997	B2	13-01-2000
			AU	2301397	A	12-11-1997
			BR	9710656	A	17-08-1999
			CN	1368610	A	11-09-2002
			CN	1221479	A	30-06-1999
			DE	69702132	D1	29-06-2000
			DE	69702132	T2	09-11-2000
			EP	0894210	A1	03-02-1999
			EP	0959269	A2	24-11-1999
			ES	2148955	T3	16-10-2000
			WO	9740292	A1	30-10-1997
			JP	2000508745	T	11-07-2000
			JP	2002227953	A	14-08-2002
			KR	2000010524	A	15-02-2000
			US	6030310	A	29-02-2000
			ZA	9703195	A	15-10-1998
EP 0315596	A	10-05-1989	IT	1211449	B	26-10-1989
			EP	0315596	A2	10-05-1989
US 5672132	A	30-09-1997	DE	4324810	A1	26-01-1995
			DE	59407016	D1	05-11-1998
			WO	9503191	A1	02-02-1995

Form PCT/ISA/210 (patent family annex) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

PCT/GB 02/03885

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)		Publication date
US 5672132	A		EP	0710192 A1	08-05-1996
			JP	9500707 T	21-01-1997
EP 0331522	A	06-09-1989	JP	1224553 A	07-09-1989
			JP	2019154 C	19-02-1996
			JP	6033817 B	02-05-1994
			JP	1224549 A	07-09-1989
			JP	1848602 C	07-06-1994
			JP	5059294 B	30-08-1993
			CA	1307132 A1	08-09-1992
			DE	68902850 D1	22-10-1992
			DE	68902850 T2	21-01-1993
			EP	0331522 A2	06-09-1989
			US	4942787 A	24-07-1990

Form PCT/ISA/210 (patent family annex) (July 1992)

フロントページの続き

(51)Int.Cl.[7]	ＦＩ	テーマコード（参考）
Ｆ１６Ｈ　59:70	Ｆ１６Ｈ　59:70	

(81)指定国　AP(GH,GM,KE,LS,MW,MZ,SD,SL,SZ,TZ,UG,ZM,ZW),EA(AM,AZ,BY,KG,KZ,MD,RU,TJ,TM),EP(AT,BE,BG,CH,CY,CZ,DE,DK,EE,ES,FI,FR,GB,GR,IE,IT,LU,MC,NL,PT,SE,SK,TR),OA(BF,BJ,CF,CG,CI,CM,GA,GN,GQ,GW,ML,MR,NE,SN,TD,TG),AE,AG,AL,AM,AT,AU,AZ,BA,BB,BG,BR,BY,BZ,CA,CH,CN,CO,CR,CU,CZ,DE,DK,DM,DZ,EC,EE,ES,FI,GB,GD,GE,GH,GM,HR,HU,ID,IL,IN,IS,JP,KE,KG,KP,KR,KZ,LC,LK,LR,LS,LT,LU,LV,MA,MD,MG,MK,MN,MW,MX,MZ,NO,NZ,OM,PH,PL,PT,RO,RU,SD,SE,SG,SI,SK,SL,TJ,TM,TN,TR,TT,TZ,UA,UG,US,UZ,VC,VN,YU,ZA,ZM,ZW