

(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2004-526916

(P2004-526916A)

(43) 公表日 平成16年9月2日(2004.9.2)

(51) Int. Cl.⁷
 F 1 6 H 15/38
 F 1 6 H 61/00
 // F 1 6 H 101:04

F I
 F 1 6 H 15/38
 F 1 6 H 61/00
 F 1 6 H 101:04

テーマコード (参考)
 3 J 0 5 1
 3 J 5 5 2

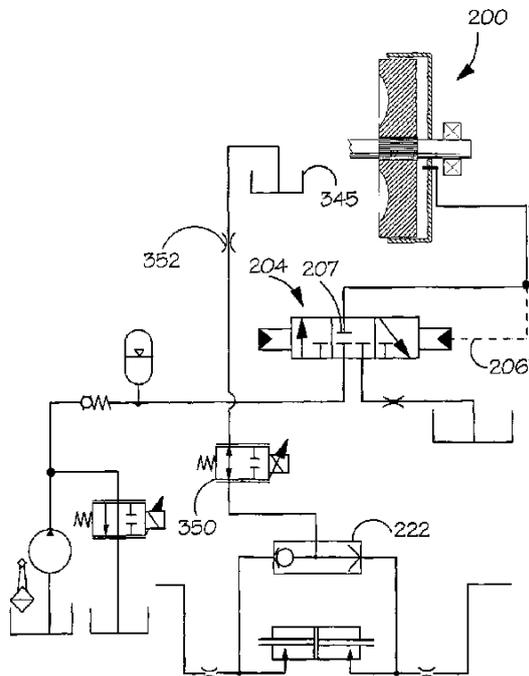
審査請求 未請求 予備審査請求 有 (全 63 頁)

| | | | |
|---------------|------------------------------|----------|---|
| (21) 出願番号 | 特願2002-578052 (P2002-578052) | (71) 出願人 | 301037257 トトロラック・(ディベロップメント)・リミテッド |
| (86) (22) 出願日 | 平成14年4月2日 (2002.4.2) | | |
| (85) 翻訳文提出日 | 平成15年9月1日 (2003.9.1) | | |
| (86) 国際出願番号 | PCT/GB2002/001551 | | イギリス国・ピアール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 |
| (87) 国際公開番号 | W02002/079675 | (74) 代理人 | 100064621 弁理士 山川 政樹 |
| (87) 国際公開日 | 平成14年10月10日 (2002.10.10) | | |
| (31) 優先権主張番号 | 0107823.7 | (72) 発明者 | グリーンウッド, クリストファー・ジョン イギリス国・ランカシャー ピアール5 3ダブリュエス・プレストン・レイランド・フォスデイル モス・113 |
| (32) 優先日 | 平成13年3月29日 (2001.3.29) | | |
| (33) 優先権主張国 | 英国 (GB) | (72) 発明者 | フラワー, ジョン・ウィリアム・エドワード イギリス国・プレストン ピアール1 8ディエックス・ブロードゲイト・25 最終頁に続く |
| (31) 優先権主張番号 | 0125733.6 | | |
| (32) 優先日 | 平成13年10月26日 (2001.10.26) | | |
| (33) 優先権主張国 | 英国 (GB) | | |

(54) 【発明の名称】 バリエータの油圧制御回路

(57) 【要約】

トロイダルレース回転牽引タイプのバリエータを備えたバリエータ組立体が開示される。バリエータは、入力ディスク及び出力ディスクと、油圧ローラ制御アクチュエータによって作用され、ディスク間に配置されて一方のディスクから他方のディスクにトルクを伝達するローラと、ディスクとローラとを互いに相手に向かって付勢し、これによりトルク伝達を可能にする端部荷重を加えるために、端部荷重圧力にて流体が供給される油圧端部荷重手段(200)とを有する。この組立体は、ローラ制御アクチュエータがローラに調節可能なリアクション・フォースを加えるために、そのローラ制御アクチュエータに接続されるリアクション圧力供給手段を更に含む。本発明によれば、リアクション圧力と端部荷重圧力とにตอบสนองして端部荷重圧力を制御し、これにより端部荷重とリアクション圧力との間の関係を維持する油圧影響弁手段(204)と、端部荷重とリアクション圧力との間の関係を調節するための調節手段(350)とが設けられる。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

入力ディスク及び出力ディスクと、油圧ローラ制御アクチュエータによって作用され、前記ディスク間に配置されて一方のディスクから他方のディスクにトルクを伝達するローラと、前記ディスクと前記ローラとを互いに相手に向かって付勢する端部荷重を加え、これによりトルクを伝達させるために端部荷重圧力にて流体が供給される油圧端部荷重手段と、前記ローラ制御アクチュエータが前記ローラに調節可能なリアクション・フォースを加えるために、前記ローラ制御アクチュエータに接続されるリアクション圧力供給手段とを有する、トロイダルレース回転牽引タイプのバリエータを備えるバリエータ組立体であって、前記組立体が、さらに、前記リアクション圧力及び前記端部荷重圧力にตอบสนองして前記端部荷重圧力を制御し、これにより前記端部荷重と前記リアクション圧力との間の関係を維持する油圧駆動弁手段と、前記端部荷重と前記リアクション圧力との間の関係を調節するための調節手段とを備えるバリエータ組立体。

10

【請求項 2】

前記調節手段の効果が前記端部荷重圧力を減少させることであり、従ってその調節手段の不作動時には前記端部荷重圧力が増大することを特徴とする請求項 1 に記載のバリエータ組立体。

【請求項 3】

前記弁手段が、前記端部荷重圧力に関係する入力と前記リアクション圧力に関係する入力とを比較し、その比較に応じて前記端部荷重圧力を制御するように機能することを特徴とする請求項 1 又は 2 に記載のバリエータ組立体。

20

【請求項 4】

前記弁手段が、前記リアクション圧力供給手段への接続部から得られる油圧リアクション圧力入力信号を受け取るパイロット作動弁を含むことを特徴とする先行の請求項のいずれかに記載のバリエータ組立体。

【請求項 5】

前記ローラ制御アクチュエータが複動形であって、第 1 と第 2 のリアクション圧力供給手段に接続されており、その第 1 と第 2 のリアクション圧力供給手段からの圧力は前記ローラに加わる力を決定する際に互いに反対方向にされ、別の弁装置が、前記第 1 と第 2 のリアクション圧力供給手段にわたって接続されて、これら 2 つの圧力の高い方の圧力を前記弁手段に導くことを特徴とする先行の請求項のいずれかに記載のバリエータ組立体。

30

【請求項 6】

前記弁手段が、前記調節手段からの別の入力として端部荷重調節信号を受け取り、これにตอบสนองして前記端部荷重圧力を変更するように構成されていることを特徴とする請求項 3 に記載のバリエータ組立体。

【請求項 7】

前記弁手段が弁スプールを含み、前記調節手段が調節可能な付勢力を前記弁スプールに加えるためのアクチュエータを含むことを特徴とする請求項 6 に記載のバリエータ組立体。

【請求項 8】

前記アクチュエータが、スプリング部材を介して前記弁スプールに結合されていることを特徴とする請求項 7 に記載のバリエータ組立体。

40

【請求項 9】

前記リアクション圧力と前記端部荷重圧力の内の一方を入力圧力として受け取り、この圧力を変更して前記入力圧力の関数である出力圧力を生成し、その出力圧力を前記弁手段に加える圧力変更装置を更に含むことを特徴とする先行の請求項のいずれかに記載のバリエータ組立体。

【請求項 10】

前記圧力変更装置が 2 つの絞り弁を含み、その絞り弁が直列に接続され、前記入力圧力がその絞り弁を介して圧力シンクにつながっており、前記絞り弁の一方が可変であり、前記出力圧力が前記 2 つの絞り弁の間から得られることを特徴とする請求項 9 に記載のバリエ

50

ータ組立体。

【請求項 1 1】

前記圧力変更装置への前記入力圧力は、前記リアクション圧力であることを特徴とする請求項 9 又は 1 0 に記載のバリエータ組立体。

【請求項 1 2】

前記弁手段が少なくとも 2 つの状態を有し、各状態において、前記弁手段が前記端部荷重手段をそれぞれ、

(1) 高压流体源と、

(2) 圧力シンクと、

に接続する働きをすることを特徴とする先行の請求項のいずれかに記載のバリエータ組立体。 10

【請求項 1 3】

前記弁手段は、その弁手段が前記端部荷重手段を隔離する働きをする別の状態を有することを特徴とする請求項 1 2 に記載のバリエータ組立体。

【請求項 1 4】

前記圧力シンクが、大気圧のドレインを含むことを特徴とする請求項 1 2 又は 1 3 に記載のバリエータ組立体。

【請求項 1 5】

前記圧力シンクが、前記リアクション圧力供給手段への接続部を含むことを特徴とする請求項 1 2 又は 1 3 に記載のバリエータ組立体。 20

【請求項 1 6】

前記圧力シンクへの接続部が、前記弁手段の流体流量を制限する働きをする流れ絞り弁を介することを特徴とする請求項 1 2 ~ 1 5 のいずれかに記載のバリエータ組立体。

【請求項 1 7】

前記調節手段が、測定されたバリエータ動作パラメータに応じて電子的に制御されることを特徴とする先行の請求項のいずれかに記載のバリエータ組立体。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0 0 0 1】

本発明は、トロイダルレース回転牽引タイプの連続可変変速比装置（バリエータ）を制御するための油圧回路に関し、より具体的には、そのバリエータにおける端部荷重を制御するための油圧回路に関する。 30

【背景技術】

【0 0 0 2】

トロイダルレース回転牽引タイプのバリエータ自体は公知である。回転自在に同軸に取り付けられたディスクの相対する面によって、1 つ又はより典型的には 2 つのトロイダル空間又は部分トロイダル空間が形成され、その空間内に配置されたローラによってディスク間に駆動力が伝達される。このようなバリエータにおいては、各々のローラをキャリッジに取り付け、そのキャリッジを制御された油圧力を受けるピストンに接続することはよく知られている。いわゆる「トルク制御」動作は、油圧をほぼ接線方向に（バリエータディスクの軸線に対して）沿って加え、軸線を中心とする円形経路に沿ってローラ／キャリッジを移動させることにより、公知の方法で達成することができる。ローラは歳差運動することが許され（つまり、ローラの軸線は回転できる）、又ローラは、よく知られているようにその軸線がディスクの軸線と常に交差するように歳差運動を行う。この結果、ローラが円形通路に沿って移動する時、ローラは歳差運動も行い、ローラの傾きが変化し、それによりバリエータの変速比が変化する。ローラは、ピストンによってローラに加わる力が、ローラと隣接するディスクとの境界において生成される（いわゆる「牽引流体」の膜の剪断により）反対向きの「リアクション」フォースと均衡する位置をとる。バリエータによって伝達されるトルクはこのリアクション・フォースの関数である。定常状態においては、油圧とリアクション・フォースとが均衡する。 40 50

【 0 0 0 3 】

バリエータによるトルク伝達を可能にするために、ローラとディスクとの境界には圧力が存在しなくてはならない。「フルトロイダル」型のバリエータにおいては、この圧力は典型的には、バリエータディスクの1つにローラに向けてディスクを付勢する「端部荷重」を加えるように作用する油圧アクチュエータによって供給される。端部荷重の大きさはバリエータの効率と性能とに重要な影響を及ぼす。作動中に端部荷重を変化させることは知られている。この点に関する1つの重要なパラメータは、牽引係数である。法線力を、ローラとディスク間の境界でその境界に垂直な方向に沿って、ディスクの1つに対してローラにより（及び勿論、ローラに対してディスクにより）加えられる力であると定義すると、牽引係数 μ は、単純に牽引力（RF）と法線力（NF）との比である。

10

$$\mu = R F / N F$$

【 0 0 0 4 】

法線力は、ローラ/ディスク境界の平面に対して垂直な方向に作用し、この方向は1つの特定ローラ位置（バリエータの1：1駆動比に相当）においてのみ端部荷重の作用方向と平行な方向であるので、一般に法線力は、端部荷重と正確には等しくないという点に留意されたい。一般に端部荷重と法線力とは、ローラ角度の余弦を通じて関係付けられる。

【 0 0 0 5 】

不必要に高い端部荷重、従って高い法線力に対応する過度に低い牽引係数は、ローラ/ディスク境界において大きなエネルギー損失を生じるため非効率的である。同様に過度に高い牽引係数もエネルギーに関して非効率的であり、更にバリエータの故障、つまり場合によってはローラをその適正位置から急速に逸脱させるローラ/ディスク境界における過度なスリップにつながる恐れがある。この不測の事態に備えることが必要である。

20

【 0 0 0 6 】

いわゆる「フルトロイダル」バリエータにおいては、ローラ/ディスク境界におけるエネルギー損失は、（1）スリップと（2）スピンの観点から考察することができる。スリップには、ローラとディスクとの回転速度における不一致に対応する、ローラ/ディスク境界におけるローラ/ディスク表面の円周方向に沿った相対的運動が含まれる。スリップ損失は、スリップの度合いが増すにつれて増大する。スピンには、ローラ/ディスク境界におけるこの2つの表面の相対的な角運動が含まれる。スピンはバリエータの幾何学的構造から生じ、スピンの度合いはこの幾何学的構造、すなわちローラの位置とバリエータ速度とによって決まる。しかしながら、スピンの起因するエネルギー損失は、法線力の大きさによって影響を受け、従って牽引係数に関係している。牽引係数に関する効率の変化を表す曲線は、スリップ損失とスピン損失との間の最良の折り合いを表すピークを有することが知られている。これは、バリエータを最適効率で作動させるために考慮されなくてはならない。

30

【 0 0 0 7 】

バリエータを制御する1つの公知の油圧回路は、一对の油圧ラインを使用してローラ制御用ピストンの両側に調節可能な圧力で油圧流体を供給し、これによりリアクション・フォースを変化させることが可能になる。端部荷重の調節を与えるために、「高圧出力」形弁装置が使用され、圧力の高い方のラインから油圧端部荷重アクチュエータの作業チャンバへ流体を供給し、このようにして、リアクション・フォースと法線力との間（より正確には、上述のリアクション・フォースと端部荷重との間のローラ角度による法線力の余弦変化を考慮して）の関係が作り出される。このような1つの装置は、本出願人の先願である欧州特許EPO 894210号及びその米国対応である米国特許第6,030,310号に記載されており、これらは、実用的な端部荷重装置を詳細に開示しており、その特許の内容は米国法において引用により本明細書に組み込まれる。この装置においては、端部荷重アクチュエータは実際に2つの作業チャンバを有し、一方の作業チャンバには、端部荷重を加えるために圧力の高い方のラインから圧力が供給され、もう一方の作業チャンバには、端部荷重を低減させる反対方向の力を発生させるために圧力の低い方のラインから圧力が供給される。このような装置においては、特に端部荷重アクチュエータ内のピストン

40

50

面積を適切に選択することにより、事実上牽引係数を予め設定することができる。

【0008】

ローラ制御アクチュエータに対する端部荷重の油圧的結合により、リアクション・フォースに同期して端部荷重を迅速に変えることが可能になる。自動車の変速機のバリエータは、実際には例えば制動時に急速で激しい「トルクスパイク」を受けるので、この油圧的結合は非常に有利であり、又このようなスパイクに対応するため（及び牽引係数の過度な増大に起因するバリエータの故障を回避するために）オンデマンドで適正な端部荷重を提供するためには、これに対応した迅速な端部荷重調節を必要とする。上に述べた装置においては、トルクスパイクの発生は、高圧側のライン内に対応する圧力増加が生じ、これが端部荷重アクチュエータに対し油圧流体によって自動的に且つ迅速に伝えられる。

10

【0009】

しかしながら、このようなシステムには幾つかの問題がある。幾つかの装置においては、不十分な圧力応答、特にローラのリアクション・フォースに対してバリエータの端部荷重を整合させる際の遅延が生じることが分かっている。バリエータと、端部荷重を変えるために有限量の流体が要求されるバリエータの油圧手段との適合性が不可欠である。流れは、例えば端部荷重アクチュエータの構成要素の撓みによって吸収される。油圧装置内における流れ絞りに関連して、リアクション圧力と端部荷重圧力との間に大きな遅延が生じ、従って端部荷重とリアクション・フォースとの間に遷移不整合が生じる。この不整合は、遷移トルクスパイクの場合におけるようなリアクション・フォースが急速に変化する時に生じる。極端な場合には、これに関連するバリエータが故障する危険性がある。

20

【0010】

欧州特許EP0894210号は、端部荷重圧力を制御するために油圧制御弁を使用した構成を提案している点に留意するべきである。この弁は、端部荷重圧力自体と、バリエータの複動形ローラ制御ピストンの両側からの互いに逆方向の圧力とによって作用されるスプールを有する。このスピールの位置は、これら3つの信号間の均衡によって決まる。端部荷重アクチュエータは、通常は加圧流体を供給するポンプに接続され、弁は、過度の端部荷重圧力に反応してドレインを開放して圧力を低下させるように、端部荷重アクチュエータからの排出を制御する。この構成は、牽引係数を一定レベルに維持することを意図しており、牽引係数調節については何も設けられていない。

【0011】

効率の増大を可能にし、又バリエータの牽引流体の温度のような可変因子を考慮に入れるために、牽引係数の調節を制御できるようにすることが望ましい。牽引流体を始動させると、当初は冷たいが、次第に暖められ、その結果特性が変化する。適正な牽引係数も同様に変化するから、これに対応する端部荷重の変更を実施することが有利であろう。

30

【0012】

温度に応じて牽引流体を調節するこの必要性は、General Motors Corporationに譲渡された先願の米国特許第6,162,144号において既に認められている。この調節を達成するために使用される油圧回路（当該特許の図3参照）は、端部荷重圧力に対抗して働く端部荷重圧力の或る割合の圧力を端部荷重アクチュエータの第2のチャンバに供給し、これにより端部荷重を調節可能に低減するパルス幅変調弁を使用しているだけであり、端部荷重調節における遅延というもう1つの問題には対処していない。これに加えて、この特許において提案されている回路を実際に具体化することは非常に困難であり、特に要求された機能を実施することができるパルス幅変調形弁を設けることは非常に困難であろう。

40

【0013】

ローラ制御ピストンの両側に油圧を供給する2本の油圧供給ラインと、一方の油圧供給ラインから端部荷重アクチュエータに圧力を供給する高圧出力形装置とを有する、上述の公知の形式の油圧回路においては、牽引係数の調節は、2本の油圧供給ライン内の圧力を共に調節し、これによりリアクション・フォースが決定される2本の油圧供給ライン間の圧力差を変えることなく、高い方の圧力（従って端部荷重）を増減することにより達成でき

50

る点に留意されたい。しかしながらこの方法は、端部荷重遅延の問題には対処しておらず、且つバリエータのローラ制御を複雑にする。

【0014】

発明者は、端部荷重遅延と牽引係数調節という2つの問題に対処するためには、上記先行技術には見出されない複動式の端部荷重圧力制御が必要であることに気付いた。

【特許文献1】

欧州特許EP0894210号

【特許文献2】

米国特許第6,030,310号

【特許文献3】

米国特許第6,162,144号

【発明の開示】

【課題を解決するための手段】

【0015】

トロイダルレース回転牽引タイプのバリエータを備えた本発明の第1の態様のバリエータ組立体は、入力ディスク及び出力ディスクと、油圧ローラ制御アクチュエータによって作用され、ディスク間に配置されて一方のディスクから他方のディスクにトルクを伝達するローラと、ディスクとローラとを互いに相手に向かって付勢する端部荷重を加え、これによりトルクを伝達させるために端部荷重圧力にて流体が供給される油圧端部荷重手段と、ローラ制御アクチュエータがローラに調節可能なリアクション・フォースを加えるために、ローラ制御アクチュエータに接続されるリアクション圧力供給手段とを有し、さらに、本バリエータ組立体は、リアクション圧力及び端部荷重圧力にตอบสนองして端部荷重圧力を制御し、これにより端部荷重とリアクション圧力との間の関係を維持する油圧駆動弁手段と、端部荷重とリアクション圧力との間の関係を調節するための調節手段とを備える。

【0016】

好ましい実施形態においては、調節手段の効果は、その調節手段の不作動時に端部荷重圧力が増大するように、端部荷重圧力を減少させることである。

【0017】

好ましくは、弁手段は、端部荷重圧力に関係する入力とリアクション圧力に関係する入力とを比較し、この比較に応じて端部荷重圧力を制御するように機能する。

【0018】

本発明の更に別の実施形態において、弁手段はリアクション圧力供給手段への接続部から得られる油圧リアクション圧力を受け取るパイロット作動弁を含む。

【0019】

本発明の更に別の実施形態においては、ローラ制御アクチュエータは複動形であって、第1と第2のリアクション圧力供給手段に接続されており、そのリアクション圧力供給手段からの圧力は、ローラに加わる力を決定する際に互いに反対方向にされ、別の弁装置が第1と第2のリアクション圧力供給手段にわたって接続されて、これら2つの圧力の高い方の圧力を弁手段に向ける。

【0020】

好ましくは、弁手段は、調節手段からの別の入力として端部荷重調節信号を受け取り、これにตอบสนองして端部荷重圧力を変更するように構成される。

【0021】

このような1つの実施形態においては、弁手段は弁スプールを含み、調節手段は調節可能な付勢力を弁スプールに加えるためのアクチュエータを含む。

アクチュエータを、スプリング部材を介して弁スプールに結合させることができる。

【0022】

更に別の好ましい実施形態において、バリエータ組立体は、リアクション圧力と端部荷重圧力の内の一方を入力圧力として受け取り、この圧力を変更して入力圧力の関数である出力圧力を生成し、その出力圧力を弁手段に加える圧力変更装置を更に含む。

10

20

30

40

50

【0023】

圧力変更装置が2つの絞り弁を含み、その絞り弁が直列に接続され、入力圧力がその絞り弁を介して圧力シンクにつながっており、絞り弁の一方が可変であり、出力圧力が2つの絞り弁の間から得られるのが好ましい。

【0024】

弁手段は少なくとも2つの状態を有し、各状態において、その弁手段は端部荷重手段をそれぞれ(1)高圧流体源と、(2)圧力シンクとに接続する働きをする。

【0025】

弁手段は、その弁手段が端部荷重手段を隔離する働きをする別の状態を有することが好ましい。

【0026】

調節手段は、測定されたバリエータ動作パラメータに応じて電子的に制御されることが特に好ましい。

【0027】

トロイダルレース回転牽引タイプのバリエータを備えた本発明の第2の態様のバリエータ組立体は、入力ディスク及び出力ディスクと、そのディスク間に配置されてこれら両ディスクの間で牽引力を伝達するために作動する油圧ピストン作動ローラと、ディスクを付勢して互いに係合させる油圧を加えるための端部荷重手段とを有し、かつ、本バリエータ組立体は、(a)ローラピストンに加わる圧力の関数であるリアクション回路圧力を供給するための手段と、(b)アキュムレータ圧力の油圧流体を収容するアキュムレータと、(c)リアクション回路圧力を端部荷重手段に接続する第1の位置とアキュムレータを端部荷重手段に接続する第2の位置との間で切り換え可能なパイロット弁手段と、を更に備え、弁手段は、端部荷重手段内の圧力の関数である力により第1の位置に付勢され、且つリアクション回路圧力の関数である力により第2の位置に付勢されることを特徴とする。

【0028】

トロイダルレース回転牽引タイプのバリエータを備えた本発明の第3の態様のバリエータ組立体は、入力ディスク及び出力ディスクと、そのディスク間に配置されてこれら両ディスクの間で牽引力を伝達するために作動する油圧ピストン作動ローラと、ディスクを付勢してそのローラに係合させる油圧を加えるための端部荷重手段とを有し、かつ本バリエータ組立体は、(a)ローラピストンに加わる圧力に関するリアクション回路圧力を供給するための手段と、(b)加圧流体源と、(c)リアクション回路圧力を端部荷重手段に接続する第1の位置と、加圧流体源を端部荷重手段に接続する第2の位置との間で切り換え可能なパイロット弁手段と、を更に備え、その弁手段は、端部荷重手段内の圧力と関係する力により第1の位置に付勢され、且つリアクション回路圧力に関する力により第2の位置に付勢されることを特徴とする、バリエータ組立体が提供される。

【発明を実施するための最良の形態】

【0029】

次に、本発明の特定の実施形態について、例としてのみ添付の図面を参照しながら説明する。

図1に概略的に示したバリエータ2は、一对の入力ロータディスク78、79と、1つの出力ロータディスク4と、複数のローラ12とを含む。ローラは当業者に公知の方法でトルクを伝達するために前記入力および出力ロータディスク間に配置されているので、ここでは詳述しない。バリエータ2の端部には、端部荷重組立体5が設けられ、その端部荷重組立体は、その典型的な形態においては簡単な油圧チャンバ6を備え、これに油圧流体が加圧供給される。チャンバ6内の圧力は、ディスク78に対し軸方向に作用し、その結果、ローラ12をディスク4、78、79間で締め付けて、バリエータを介したトルク伝達が可能となる。上述のように、端部荷重の大きさは、適正な牽引係数を達成するために調節されるべきである。

【0030】

次に本発明の実施形態による制御回路7をみると、バリエータのマスタ・ローラ12の軸10は、双頭のローラキャリッジピストン18の中空シャフト16の空洞14内に装着されていることが分かるであろう。このピストンには対向するピストンヘッド20、21が形成され、そのピストンヘッドは油圧荷重下において同軸円筒状キャップ23、24内で摺動し、且つシャフト16の軸線の周りで回転自在である。実際には、単一ヘッドの両面が共に油圧流体に晒される複動ピストンが好ましい場合が多いが、理解を容易にするために、図に示した同等の双頭形ピストン装置を用いた。いずれの場合も、ピストンのリアクション・フォースは、ピストンの2つの面に加えられる油圧の差に応じて決まる。

【0031】

油圧流体入口26、27と油圧流体出口29、30とが、それぞれキャップ23、24の端部壁と側壁とに形成され、一組のスレーブ・ローラキャリッジ・ピストン18の端部キャップには、複数の同様の供給ブランチ25、25aによって、そのブランチ内の絞り弁31、31aを介して流体が供給される。残りのローラの対応するスレーブ・キャリッジ・ピストン18に作用する圧力は、平衡状態において加えられるリアクション・フォースが等しくなるように、キャップ23、24内の圧力と関連付けられている。

10

【0032】

制御回路は、オイルポンプ32、33の形態の2つの油圧流体源を含む。そのオイルポンプ32、33は、油圧流体を油溜め35から、例えば0~50バールの圧力で左側上流流れライン及び右側上流流れライン37、38へ送り出すことができ、これらの上流流れラインは、油圧流体をそれぞれマスタピストン18のシリンダ入口26、27とスレーブピストン18へ送り出す。しかしながらそのポンプは、それぞれの油圧出口29、30に接続された制御弁58、59が十分に制限されなければ、油圧流体をそれらの圧力で供給しない。ライン37、38間の交差接続43は、逆止め弁45、46の「高圧出力」構成及び導管48を介して、出力側が端部荷重機構5の油圧チャンバ6に接続された追加制御回路100と連通している。このことは、追加制御回路100が2つの圧力ライン37、38の内の高い方の圧力(以下においては「リアクション回路圧力」と呼ぶ)で常に流体が供給されることを保証する。

20

【0033】

キャップ23、24からの出口29、30は、下流左側ライン55と右側下流ライン56を介してそれぞれの圧力制御弁58、59の入口につながっている。圧力制御弁は電気油圧式比例圧力制御弁であって、その動作については以下で説明する。制御弁58、59の下流で、左側流体ラインと右側流体ラインは68で結合し、その後の接続部70は変速機の一般の潤滑用流体を供給するように動作できる。これは、圧力開放弁72によって正確な背圧に維持される。

30

【0034】

追加制御回路100は2重パイロット作動形方向制御弁の形態のシャトル弁102を備えている。シャトル弁は、端部荷重ダンプ弁104を介して「高圧出力」弁装置45、46からのリアクション回路圧力を受けるための第1の入口と、本実施形態においては油圧アキュムレータ106として形成された高圧流体源に接続された第2の入口と、端部荷重機構5の油圧チャンバ6に直接接続された出口とを有する。吐出ダンプ弁104は、前進方向(すなわち制御回路100へ向かう方向)への流れは自由に可能であり、リアクション回路への逆流は規制及び限定して、所定レベルを超える如何なる過度な逆流も放出させる流れ制御弁である(例えばその弁は、典型的には0.5リットル/分の最大逆流は可能であるが、これを超える流れは放出する)。

40

【0035】

シャトル弁102は、スプリング108により図1に示した位置に付勢され、この位置において、吐出ダンプ弁104の出力側はシャトル弁102の出口に接続され、そこから更に端部荷重機構5の油圧チャンバ6に接続される。この弁の位置は、更に2つのパイロット圧力によって決定される。第1のパイロット圧力は、ライン110を介して端部荷重機構5の油圧チャンバ6から直接得られ、常にチャンバ6内に存在する油圧に相当する。第

50

2のパイロット圧力は、スレーブピストン18の1つに加えられる2つの圧力の内の高い方の圧力から、ゼロ流れシャトル弁112によりライン111を介して得られる。弁112は、ピストン出口と流れ絞り弁31、31aとの間の好ましくはそのピストン出口にできるだけ近い点における流体圧により作動されるが、これは、これらの圧力がシリンダ18内に存在する実際の圧力を最もよく表すためである。

【0036】

当業者には分かるように、各ピストン18の同じ側に加えられる圧力は同一であるので、2つの異なるスレーブピストン18の両側からの圧力により、弁112を作動させることができる。図面においては参照を容易にするために、圧力は同一ピストンの2つの端部から得ている。或いは、弁112はマスタピストン18の両側からの圧力によって作動させることができるが、これはピストンが油圧端部停止機構を備えている場合には、問題を引き起こす。

10

【0037】

2つのパイロット圧力は、パイロット作動形シャトル弁102に対し相対する方向に作用するから、シャトル弁102は比較器として働き、バリエータ制御シリンダに加えられる圧力の内の高い方の圧力を端部荷重圧力と比較する。シャトル弁102は、流れ絞り弁31、31aによって制限されるスレーブピストン18の1つのピストン内にある圧力にตอบสนองし、且つバリエータ制御シリンダからのパイロット信号は、流れを必要としないことから、弁112からの出力はシリンダ内の圧力の最も正確な指標、従ってリアクション・フォースである。特にこれは、端部荷重が加えられた状態にある時に起る圧力損失（従って遅延）と、端部荷重機構5の油圧チャンバ6内における遅い圧力上昇とに起因する、誤った圧力表示の可能性を排除する。

20

【0038】

上述のように、シャトル弁102はスプリング108によって付勢されているから、アキュムレータ106が端部荷重に接続される他方の位置へとシャトル弁102が移動するには、最大リアクション回路圧力よりもスプリング108の予荷重を超える分だけ（典型的には約1バール程度）端部荷重圧力が低下しなくてはならない。

【0039】

従って、端部荷重圧力がリアクション回路圧力を超える状況、また更にリアクション回路圧力がスプリング108の付勢力よりも小さな量だけ端部荷重圧力を超える状況においては、シャトル弁は、「高圧出力」形の弁装置45、46の出力側を端部荷重機構5のチャンバ6に接続することになる。これは、バリエータからのリアクション回路圧力と端部荷重圧力とが整合した正確な定常状態圧力を保証して、このシステムを定常状態で安定させる。

30

【0040】

端部荷重圧力が、スプリング108の予荷重を超過する分だけリアクション回路圧力よりも低下すると、パイロット作動形シャトル弁102は、他方の位置へと移動して、端部荷重組立体5のチャンバ6をアキュムレータ106に接続する（そのアキュムレータは、典型的には約50～55バールの圧力までチャージされている）。このように、端部荷重チャンバ6は、アキュムレータによりチャージされるが、フルストロークにおける弁102のスプール面積が異なるので、弁102が戻って、端部荷重チャンバ6をリアクション回路供給路に接続するには、端部荷重がリアクション回路圧力を超えて上昇しなくてはならない。

40

【0041】

実際には、シャトル弁102は遷移状態において、2つの極限位置間で往復運動する傾向にあることが分かっている。端部荷重チャンバ6に異なる圧力が加えられる時はいつでも、その結果としてシャトル弁の位置を制御する圧力も変化するので、アキュムレータの圧力が端部荷重チャンバ6に全部加えられるほど長く、シャトル弁がアキュムレータに接続されたままであることは殆どない。

【0042】

50

上記の結果、遷移状態の間にパイロット作動形シャトル弁 102 が往復運動する時、端部荷重が必要とされる最高端部荷重圧力に達するまで階段状に加えられる。リアクション圧力における遷移「スパイク」に対するリアクションは迅速である。このシステムは、小型の機械式弁の使用を可能にし、従って非常に動的である。

【0043】

端部荷重組立体における圧力要求が低下した場合には（バリエータの制御ピストンに加わる圧力が低下した結果として）、端部荷重チャンバ 6 からの流れのあらゆる過剰分（所定限度を超過する分）がリアクション回路内に戻されずに、端部荷重ダンプ弁 104 を介してタンクに放出され、これにより良好な圧力オフ時間を確保する。

【0044】

図 2 ~ 図 10 は、より概略的な形態における様々な別のバリエータ制御回路であって、端部荷重制御に直接関連する構成要素のみを示している。図 2 ~ 図 10 全体を通じて、特定の共通の構成要素を示すために同一の参照符号が使用されている。最初に、その参照符号を全て含んだ図 2 を参照する。端部荷重アクチュエータは符号 200 で示されており、上述のように作業チャンバ 202 を有する。この作業チャンバ 202 には、いずれの場合にも、端部荷重動作圧力を表す油圧パイロット信号を受ける二重パイロット作動形方向制御弁として形成されたシャトル弁 204 を介した動作圧力で流体が供給される。図 2 ~ 図 10 に示された各実施形態において、流体はシャトル弁の第 1 のポート 207 と作業チャンバ 202 に追加的に接続された管路 206 を通じて供給される。図 2 ~ 図 10 は全て、典型的な 1 つのローラ制御ピストン 210 だけを示しており、そのピストンは、そのピストンの両面が、図 1 の回路のブランチ 25、25a に対応するそれぞれのブランチ 214、216 を介して油圧流体を受け取る複動装置を形成しているシリンダ 212 内に概略的に示されている。ローラのリアクション・フォースを制御するためにブランチ 214、216 内で調節可能な圧力を発生させるのに使用される油圧回路の構成要素は、図 2 ~ 図 10 からは省略されているが、図 1 のものと同様とすることができる。ブランチ 214、216 には、ローラ運動を減衰させる機能を有する流れ絞り弁 218、220 がそれぞれ組み込まれている。高圧出力形の弁装置 222 は、典型的なローラ制御シリンダ 212 の両側に接続されたそれぞれの入力を有する。この弁装置 222 が流路 225 を介して高いほうのリアクション回路圧力を最小の遅延にて伝えて、シャトル弁 204 に作用し且つ端部荷重圧力を表す信号に相対する第 2 のパイロット圧力信号として働くことができるように、これらの接続部は、シリンダと各絞り弁 218、220 との間に形成される。図 1 の実施形態と同様に、図 2 ~ 図 10 のそれぞれにおいて、シャトル弁 204 の第 2 のポート 223 は、ポンプ 226 と開放弁 228 と逆止め弁 230 を用いて、当業者にはよく知られた方法で要求圧力に維持する油圧アキュムレータ 224 を備える高圧流体源に接続される。

【0045】

これらの図に示された回路は、とりわけシャトル弁の第 3 のポート 232 の接続部に関して互いに相違している。しかしながら、いずれの場合においても、シャトル弁 204 は 3 位置弁であって、その異なる位置において、

- i. 図に示す位置において、各々のポートを他のポートから隔離する、
- ii. 第 1 のポート 207 と第 2 のポート 223 とを接続して、アキュムレータ 224 から端部荷重アクチュエータ 200 の作業チャンバ 202 へ油圧流体圧を送り出す、又は
- iii. 第 1 のポート 207 と第 3 のポート 232 とを接続して、端部荷重作業チャンバ 202 を圧力シンクとして働く回路の一部に接続する、ように働く。

【0046】

これらの回路の全てにおいて、圧力シンクへの経路には流れ絞り弁 234 が組み込まれており、その機能については以下に述べる。

【0047】

ここで特に図 2 を見ると、シャトル弁 204 の第 3 のポート 232 は、流れ絞り弁 234 を介して油溜め 240 につながっているドレインに接続されていることが分かる。図 1 の

10

20

30

40

50

回路におけるようなリアクション回路圧力を端部荷重作業チャンバ202に接続するものは何も備えられていない。それにも拘わらず、シャトル弁204がパイロット入力により2つの圧力を比較する働きをするので、リアクション回路圧力は、端部荷重圧力を制御する影響力を有する。リアクション回路圧力が端部荷重圧力より高くなると、端部荷重が不十分であることが表示され、次いで弁204は上記の位置(ii)(スプールがその最も右側の位置に在る)に移動して、アキュムレータ224を端部荷重アクチュエータ200に接続し、弁が端部荷重を定常レベルに維持する位置(i)に戻る点で所要圧力が達成されるまで、端部荷重を増大させる。逆にリアクション回路圧力が端部荷重圧力と比較して十分に低いレベルまで低下した場合には、弁は位置(iii)に移動して、シャトル弁204に作用する端部荷重圧力とリアクション回路圧力が再び均衡してそのシャトル弁を位置(i)へ戻すまで、流れ絞り弁234を介して端部荷重作業チャンバ202から吐出させる。

【0048】

流れ絞り弁234は、端部荷重減衰率を制御して反復される遷移中の良好な端部荷重牽引を保証し、且つこのシステムに対する外乱周波数がどれ程高くてもアキュムレータ224からの要求された流れを制限する。一定の励振周波数より上では、端部荷重はそのまま高い状態に止まる。定常状態と無限大の周波数状態との間において、最大平均アキュムレータ流れがあり、これは圧力外乱の一定周波数及び一定の大きさにおいて生じる。高圧流体源224、226の容量は、これをベースにして選択することができる。

【0049】

この例示的な実施形態においては、シャトル弁204により行われる端部荷重とリアクション回路圧力との比較に重み付けを行うことが可能であることに留意されたい。2つのパイロット圧力を受ける弁スプールの面積が等しい必要はなく、両面積の比率を使用して牽引係数を設定することができる。又、弁スプールは、典型的には例えば機械式スプリングにより付勢される。

【0050】

図3に示した回路は、流れ絞り弁234から高圧出力形の弁装置222につながっており、従って、ローラ制御回路の高圧側に至る流路250によって圧力シンクが形成される点で図2の回路と異なっている。

【0051】

図4に示した回路は、流れ絞り弁234の代わりに流れ制御(調整)弁260が圧力シンク(この場合も又、弁装置222を介してローラ制御回路に至る流路250である)に至る経路内で使用されるという点を除けば、図3の回路に相当する。流れ制御弁260は、端部荷重吐出速度を制御して、流路250を介してローラ制御回路へ調整された流れを送り、端部荷重吐出流の大部分は、典型的には弁260により放出路262を介して油溜めに放出される。これは、端部荷重吐出時にリアクション回路圧力が中断されるのを防止する。

【0052】

図5に示す回路は、端部荷重吐出が別の高圧出力形弁装置270によって行われるという点で図3の回路と異なり、その弁装置は、流れ絞り弁234からつながる流路272を介して吐出流体を受け、これを出口274、276のいずれか圧力の高い方を介して、関連するローラ流れ絞り弁218、220の外側の主要ローラ制御回路へ送り出す。

【0053】

図6は、図5に示す回路を発展させた回路を示しており、この2つの回路は、図5の流れ絞り弁234が流れ制御弁280で置換えられた点で異なっている。この流れ制御弁280は、図4の回路の弁260と同様の役割を果し、端部荷重吐出速度を制御して、調整された流れを吐出中にリアクション回路に戻し、流れの残りの部分を放出路282を介してタンクへ放出する。これにより、端部荷重吐出時におけるローラ制御回路圧力の中断が防止される。

【0054】

10

20

30

40

50

図7は、図示されたいずれの回路にも適用可能なフェールセーフ機構を示している。バックアップ流路290が、高い方のリアクション回路圧力を、高圧出力形装置222からノーマルクローズ形のチェック弁292に、さらに端部荷重アクチュエータ200に導いている。何等かの理由(例えば、回路の誤動作)により、端部荷重がリアクション圧力に比べて許容できない程低いレベルまで低下し、端部荷重が不十分となりバリエータの牽引不足につながる恐れがある場合には、チェック弁292が開放されて、リアクション回路から端部荷重を加えるのための低抵抗経路が形成される。この実施形態においては差圧スイッチとして形成されている作動センサ294は、変速機の電子制御装置(PCU)に対し問題が発生したことを表示して、変速機を保護するために適正な制御を行わせ、且つ幾つかの実施形態においては運転者に警報信号を提供する。

10

【0055】

上述の各実施形態は、すでに論じた端部荷重遅延の問題に対処した迅速且つ効果的な端部荷重制御を可能にしているが、リアクション回路圧力と端部荷重との間の関係の調節、従ってバリエータ牽引係数の調節を行うために、その実施形態をどのように適用することができるかということをも更に説明するべきである。図8及び図9は、リアクション回路圧力と端部荷重圧力との比較に効果的に「重み付け」し、これによってこの2つの圧力間の関係を調節し、かつ達成される牽引係数とを調節する実施形態を示している。図示された実施形態においては、この比較を実行するためのシャトル弁204を利用して、そのシャトル弁204に他の制御入力を設け、シャトル弁スプールを調節可能に付勢することによって重み付けが行われる。以下の説明から明らかのように、この方法は前述のいずれの回路に対しても適用することができる。

20

【0056】

図8に示す回路は、ソレノイド300がシャトル弁204のスプールに作用して、これに調節可能な付勢力を加え、スプールを端部荷重吐出位置(iii)、つまり図面の左側の位置に向かって押し進めることを除けば、図7の回路に相当する。付勢力の大きさは、変速機のPCU302により制御される。このようにシャトル弁204は、リアクション回路が端部荷重パイロット力及びソレノイドの付勢力の合計を超過した時にのみ端部荷重チャージ位置(ii)をとる。従ってこの装置は、牽引係数を最適レベルにまで増大させるために、PCUが端部荷重レベルに調節可能な負の補正值を導入することを可能にし、これにより効率が增大する。この制御は、入力301としてPCUにより受け取られた、動作温度又は全く平均的なバリエータローラ位置のような測定された動作パラメータに応じて行うことができる。

30

【0057】

ソレノイド300によりシャトル弁204に与えられる付加的な可変入力、端部荷重を低減する働きをするので、この方式の牽引係数制御は「減法的」方式と呼ぶことができるであろう。これはソレノイド300の故障時におけるフェールセーフとなる利点を有する。ソレノイドが故障して付勢力が付加されない場合には、その結果、端部荷重が増大して効率が低下するが、それでもバリエータを機能させるのに十分な端部荷重を提供して、自動車は徐行しながらも最低限の走行を可能にする。

【0058】

図9においては、シャトル弁204をアキュムレータ・チャージ位置(ii)に向かう方向(ソレノイド300の作動方向とは逆)へ付勢するソレノイド310が設けられている。従って、端部荷重パイロット力が十分に大きく、リアクション圧力パイロット力とソレノイド310により加えられる付勢力の合計を上回る場合、弁はアキュムレータ・チャージ位置から移動する。この場合も又、ソレノイドの付勢力はPCU302によって制御され、従ってそのPCU302は端部荷重レベルに正の補正值を設定することができる。この「加法的」制御を同様に使用して、牽引係数を調節して効率を改善することができる。

40

【0059】

図1～図7に示す回路のいずれのシャトル弁204も、例えばソレノイド300又は31

50

0からの追加的な制御信号を受け取って、本発明による牽引係数調節が可能となる。

【0060】

シャトル弁204の機能は様々な方式で実現することができることは、当業者であれば分かるであろう。例えば、このソレノイドは比較的大きく、従って弁の応答速度が低下することになるため、ソレノイドは弁スプールに直接固定しないのが望ましい。より実用的な別の構成は、ソレノイドに調節可能な平均力をスプールに加える働きをさせるように、ソレノイドとスプールとをスプリングを介して結合することである。更に別の構成は、必要な補正值を提供するために、弁204のポートを形成するその弁のスリーブの位置を調節する、ソレノイド又は他の幾つかのアクチュエータを有することである。

【0061】

明らかなように、ソレノイド300、310の機能は、端部荷重圧力とリアクション回路圧力との間の関係を調節することである。しかしながら、そのような調節は、別の方法でも達成することができる。1つの別の構成が、図10に図示されている。前述の回路と同様に、端部荷重アクチュエータ200の作業チャンバ202に供給される圧力は、3位置シャトル弁204によって制御され、そのシャトル弁のスプールは、作業チャンバ202に対する接続部206からの第1のパイロット圧力信号と、高圧出力形装置222からの逆方向の第2のパイロット圧力信号とにより影響を受ける。しかしながら図10の回路においては、この第2のパイロット圧力信号は調節可能である。シャトル弁204のスプールに直接導かれる代わりに、高圧出力形装置222の出力は、第1と第2の流れ絞り弁350、352の一連の組合せを介してドレインに接続される。第2のパイロット圧力信号は、第1の流れ絞り弁350と第2の流れ絞り弁352との間の点に接続された流路354を介して得られ、その絞り弁の一方により、PCU302の制御下で可変の絞り弁が形成される。図10においては、この機能は電子制御形弁の形態を有する第1の流れ絞り弁350によって行われる。

【0062】

第1と第2の流れ絞り弁は、電子回路内の分圧器と同じように機能する。パイロット流れは、絞り弁を連続的に通過するが、この流れは十分に小さくて、高圧出力形装置222から得られるリアクション圧力を大きく変える程ではない。

【0063】

高圧出力形装置からタンク（ここでは参照符号345で表してあり、勿論大気圧状態にある）へ流れる間に、流体はリアクション回路圧力に等しくなるまで圧力低下する。介在する流路における流れ抵抗を無視すれば、この圧力低下は、2つの流れ絞り弁350、352を通過する間に起る。第1の流れ絞り弁350による圧力低下 P_1 と第2の流れ絞り弁352による圧力低下 P_2 の比は、これら2つの流れ絞り弁の流れ抵抗によって決まり、（第1の流れ絞り弁350を形成する弁は調整されないが）リアクション回路圧力の変化に伴う流速の変化に関わりなくほぼ一定である。しかしながら、流れ絞り弁350を調節すると、 P_1 と P_2 の比をこれに対応して調節することが可能となる。

【0064】

このようにして、リアクション回路圧力の調節可能な部分がシャトル弁204に加えられ、第2のパイロット圧力信号として機能する。従って可変絞り弁350を制御することにより、端部荷重とリアクション回路圧力との間の関係を調節することができる。

【0065】

図8及び図9は、この関係を「減法的」及び「加法的」に調節することに関係しているが、図10は、「乗法的」と呼ぶことができる調節を達成する方法を示している。図11は、この区別を明瞭にすることを意図したグラフ図であって、端部荷重ELを縦軸に表し、リアクション回路圧力（又はこれと等価的なバリエータのリアクショントルク）CPを横軸に示している。直線Aは、ソレノイド300、310、又は可変絞り弁350による調節が行われない場合における、シャトル弁204の使用により生じるこれら2つの変数の（理想的な）関係を表している。

【0066】

10

20

30

40

50

端部荷重とリアクション回路圧力との比は一定である。言い換えると、上述の余弦因子を無視すると、直線 A は一定の牽引係数に対応する。直線 B は、図 8 の回路によって行われるような端部荷重の減法的調節の結果を示す。リアクション圧力と端部荷重圧力とに関係する線の傾きは変わらないが、縦方向にオフセットしており、もはや原点を通らない。その結果、一方の圧力と他方の圧力との比はもはや一定ではない。従って牽引係数は、リアクション回路圧力の変化と共に変わる。線 C は加法的調節を示しており、この場合も牽引係数は一定でない。他方、線 D は、図 10 の回路によって行われる乗法的調節を示している。傾きは線 A と異なるが、この線は原点を通っており、その調節の結果は、リアクション回路圧力における変化にかかわらず、それでも牽引係数を一定の新しい値に変更することを示している。

10

【0067】

図 8、図 9、及び図 10 に示す回路は、油圧制御されるシャトル弁を用いて、端部荷重とリアクション圧力との関係を維持していることが理解されるであろう。油圧的に制御することによって、弁は迅速な応答時間を有することができるので、バリエータの非常に高いトルク要求が一時的に生じる、自動車の急激な制動又は加速の場合のような急速「遷移」中であっても、十分な牽引を維持するために、十分に急速に反応することができる。この関係を調節するために働くソレノイド 300 又は絞り弁 350 は、電子的に制御され、従って応答は遅いが、必要な調節（例えば、流体温度に相当）はバリエータの機能を損なうことなくより緩やかに実行することができる。

【図面の簡単な説明】

20

【0068】

【図 1】典型的な、幾分単純化された形態の端部荷重機構を組み込んだバリエータの断面図、及び本発明の特定の特徴を組み込んだバリエータの制御回路の概略図である。

【図 2】本発明の特定の特徴を具現した更に別の制御回路の概略図である。

【図 3】本発明の特定の特徴を具現した更に別の制御回路の概略図である。

【図 4】本発明の特定の特徴を具現した更に別の制御回路の概略図である。

【図 5】本発明の特定の特徴を具現した更に別の制御回路の概略図である。

【図 6】本発明の特定の特徴を具現した更に別の制御回路の概略図である。

【図 7】本発明の特定の特徴を具現した更に別の制御回路の概略図である。

【図 8】本発明を具現した更に別の制御回路の概略図である。

30

【図 9】本発明を具現した更に別の制御回路の概略図である。

【図 10】本発明を具現した更に別の制御回路の概略図である。

【図 11】本発明の動作を説明するグラフ図である。

【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
10 October 2002 (10.10.2002)

PCT

(10) International Publication Number
WO 02/079675 A1

(51) International Patent Classification: F16H 61/00

Christopher, John [GB/GB]; 113 Fossdale Moss, Leyland, Preston, Lancashire PR5 3WS (GB). FULLER, John, William, Edward [GB/GB]; 25 Broadgate, Preston PR1 8DX (GB).

(21) International Application Number: PCT/GB02/01551

(22) International Filing Date: 2 April 2002 (02.04.2002)

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

(25) Filing Language: English

(26) Publication Language: English

(30) Priority Data:
0107823.7 29 March 2001 (29.03.2001) GB
0125733.6 26 October 2001 (26.10.2001) 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, GR, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NO, NZ, OM, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

(71) Applicant (for all designated States except US): TORO-TRAK (DEVELOPMENT) LTD. [GB/GB]; 1 Aston Way, Leyland, Lancashire PR26 7UX (GB).

(84) Designated States (regional): ARIPO patent (GH, GM, KI, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), Eurasian patent (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM).

(72) Inventors; and

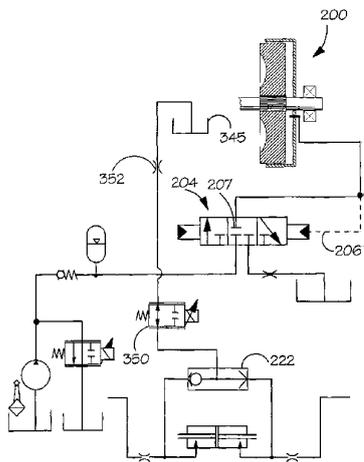
(75) Inventors/Applicants (for US only): GREENWOOD,

[Continued on next page]

(54) Title: HYDRAULIC CONTROL CIRCUIT FOR A VARIATOR



WO 02/079675 A1



(57) Abstract: A variator assembly is disclosed comprising a variator of the toroidal-race rolling-traction type having input and output discs, rollers which are acted on by hydraulic roller control actuators and are positioned between the discs to transmit torque from one disc to the other and hydraulic end loading means (200) supplied with fluid at an end load pressure to apply an end load to bias the discs and the rollers toward each other thereby enabling the transmission of torque. The assembly further comprises reaction pressure supply means connected to the roller control actuators to cause them to apply an adjustable reaction force to the rollers. In accordance with the invention hydraulically influenced valve means (204) are provided which respond to the reaction pressure and the end load pressure to control the end load pressure and thereby maintain a relationship between the end load and reaction pressures. Further adjustment means (350) to adjust the relationship between the end load and reaction pressures.

WO 02/079675 A1 

European patent (AI, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SI, TR), OAPI patent (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

before the expiration of the time limit for amending the claims and to be republished in the event of receipt of amendments

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.

DESCRIPTIONHYDRAULIC CONTROL CIRCUIT FOR A VARIATOR

The present invention relates to a hydraulic circuit for controlling a continuously variable ratio unit ("variator") of the toroidal-race rolling-traction type, and more particularly for controlling an end load in such a variator.

Toroidal-race rolling-traction type variators are in themselves well known. One, or more typically two, toroidal or part toroidal cavities are defined by opposed faces of rotatably, coaxially mounted discs and drive is transmitted between the discs by rollers disposed in the cavities. It is well known in such variators to mount each roller in a carriage and to connect that carriage to a piston subject to a controlled hydraulic force. So-called "torque control" operation can be achieved in well known manner by applying the hydraulic force along a generally tangential direction (with respect to the axis of the variator discs) and allowing the roller/carriage to move along a circular path centred on the axis. The roller is permitted to precess (that is, the roller axis can rotate) and as is well known the roller precesses such that its axis always intersects the disc axis. Consequently when the roller moves along its circular path it also precesses and the change in roller inclination produces a change in variator transmission ratio. The roller adopts a position in which the force applied thereto by the piston is balanced by an opposite, "reaction", force produced (by shear of a film of so-called "traction fluid") at the interfaces between the roller and its neighbouring discs. The torque transmitted by the variator is a function of the reaction force. In the steady state the hydraulic and reaction forces balance.

In order to enable transmission of torque by the variator there must be

2

pressure at the roller/disc interfaces and in variators of the "full toroidal" type this is typically provided by means of a hydraulic actuator which acts on one of the variator discs to apply an "end load" biasing the discs toward the rollers. The magnitude of the end load has an important bearing on variator efficiency and performance. It is known to vary the end load during operation. An important parameter in this regard is the traction coefficient. If we define the normal force to be the force exerted by the roller on one of the discs (and of course by the disc on the roller) at the interface therebetween and along the direction normal to this interface, then the traction coefficient μ is simply the ratio of reaction force (RF) to normal force (NF):

$$\mu = \frac{RF}{NF}$$

Note that the normal force is in the general case not precisely equal to the end load because the normal force acts along a direction perpendicular to the plane of the roller/disc interface, this direction being parallel to the direction of action of the end load only in one particular roller position (corresponding to a 1:1 variator drive ratio). In the general case, the end load and normal force are related through the cosine of the roller angle.

An excessively low traction coefficient, corresponding to an unnecessarily high end load and hence high normal force, gives rise to large energy losses at the roller/disc interface and so is inefficient. An excessively high traction coefficient is also inefficient in energy terms and can lead to variator failure, excessive slip at the roller/disc interface allowing the roller to move, rapidly in some situations, away

from its proper position. It is necessary to guard against this eventuality.

In so called "full toroidal" variators, energy losses at the roller/disc interface can be considered in terms of (1) slip and (2) spin. Slip involves relative motion, along the circumferential direction, of the roller/disc surfaces at their interface, corresponding to a mismatch in rotational speeds of the roller and disc. Slip losses increase as the degree of slip increases. Spin involves relative angular motion of the two surfaces at the roller/disc interface. It arises from the geometry of the variator and the degree of spin is determined by this geometry, the roller positions and the variator speed. However energy losses due to spin are affected by the magnitude of the normal force and hence are related to the traction coefficient. It is found that the curve representing variation of efficiency with traction coefficient has a peak representing the best compromise between spin and slip losses. This must be taken into account in order to operate the variator at optimal efficiency.

A known hydraulic circuit for controlling the variator uses a pair of hydraulic lines to supply hydraulic fluid at adjustable pressures to opposite sides of the roller control pistons, thus enabling the reaction force to be varied. In order to provide for adjustment of end load, a valve arrangement of "higher pressure wins" type is used to supply fluid from whichever of the lines is at higher pressure to a working chamber of a hydraulic end load actuator and in this way a relationship is created between the reaction force and the normal force (or, to be strictly accurate in view of the cosine variation of normal force with roller angle referred to above, between the reaction force and the end load). One such arrangement is described in the applicant's earlier European Patent EPO894210 and in its US counterpart 6030310 which disclosed in

detail a practical end loading arrangement and the contents of which are incorporated herein by reference for purposes of US law. In that arrangement the end load actuator actually has two working chambers, one supplied with pressure from the higher pressure line to apply the end load and one supplied from the lower pressure line to produce an opposed force which reduces the end load. In such an arrangement the traction coefficient can in effect be pre-set by appropriate choice of piston areas, particularly in the end load actuator.

The hydraulic coupling of the end load to the roller control actuators makes it possible to vary the end load rapidly in sympathy with the reaction force. This hydraulic coupling is highly advantageous because variators in motor vehicle transmissions are subject in practice to rapid and severe "torque spikes", eg. upon braking, and to provide adequate end load on demand to accommodate such spikes (and avoid variator failure due to the traction coefficient increasing excessively) requires correspondingly rapid end load adjustment. In the arrangement described above, occurrence of a torque spike results in a corresponding pressure increase in the higher pressure line which is automatically and rapidly passed on to the end load actuator by the hydraulics.

However such systems are subject to problems. In some arrangements poor pressure response, in particular a time lag in matching the variator end load to the roller reaction force, has been found to occur. Unavoidably, compliance in the variator and its hydraulics mean that a finite volume of fluid is required to effect a change in end load. Flow is absorbed, eg. by flexure of the end load actuator components. In conjunction with flow restrictions in the hydraulics, the result can

be a significant time lag between the reaction pressure and the end load pressure and hence a transient mismatch between the end load and reaction forces. The mismatch occurs during rapid changes in reaction force as in the event of transient torque spikes. In extreme cases there is an associated risk of variator failure.

It should be noted that EP0894210 suggests an arrangement in which a hydraulically controlled valve is used to control the end load pressure. This valve has a spool which is influenced by the end load pressure itself and also by mutually opposed pressures from opposite sides of the variator's double acting roller control pistons. The spool's position is determined by the balance between these three signals. The end load actuator is normally connected to a pump supplying pressurised fluid and the valve controls a drain from the end load actuator so that in response to excess end load pressure the drain is opened and the pressure is reduced. The arrangement is intended to maintain the traction coefficient at a constant level and there is no provision for adjustment of the traction coefficient.

It is desirable to provide for controlled adjustment of the traction coefficient, to make possible increased efficiency and to take account of variable factors such as the temperature of the variator traction fluid. Following start up the traction fluid, initially cold, is progressively warmed and its characteristics are consequently altered. The appropriate traction coefficient is likewise altered and it would be advantageous to carry out corresponding modification of the end load.

This need to adjust the traction coefficient according to temperature has been recognised in prior US patent 6162144, assigned to General Motors Corporation, although the hydraulic circuit used to achieve the adjustment (see Fig. 3 of the patent)

WO 02/079675

PCT/GB02/01551

6

simply uses a pulse width modulated valve to feed a percentage of the end load pressure to a second chamber of the end load actuator, working in opposition to the end load pressure, to thereby adjustably reduce the end load. The additional problem of time lag in adjustment of the end load is not addressed. Additionally it is believed that there would be severe difficulties in creating a practical implementation of the circuit proposed in this patent, particularly in providing a pulse width modulated valve capable of carrying out the required function.

It should also be noted that adjustment of the coefficient of traction can be achieved in the type of known hydraulic circuit discussed above, having two hydraulic supply lines feeding opposite sides of the roller control pistons and a higher pressure wins arrangement to feed pressure from one of the lines to the end load actuator, by adjusting the pressures in both lines together to thereby increase or decrease the higher pressure (and hence the end load) without altering the pressure difference between the two lines which determines the reaction force. However this approach does not address the problem of end load time lag and complicates the control of the variator rollers.

The inventors have recognised that to address the two problems of end load time lag and traction coefficient adjustment requires a dual mode of end load pressure control, not found in the above mentioned prior art.

In accordance with a first aspect of the present invention there is a variator assembly comprising a variator of the toroidal-race rolling-traction type having input and output discs, rollers which are acted on by hydraulic roller control actuators and are positioned between the discs to transmit torque from one disc to the other,

WO 02/079675

PCT/GB02/01551

7

hydraulic end loading means supplied with fluid at an end load pressure to apply an end load to bias the discs and the rollers toward each other thereby enabling the transmission of torque, and reaction pressure supply means connected to the roller control actuators to cause them to apply an adjustable reaction force to the rollers, the assembly further comprising hydraulically influenced valve means responsive to the reaction pressure and the end load pressure to control the end load pressure and thereby maintain a relationship between the end load and reaction pressures, and adjustment means to adjust the relationship between the end load and reaction pressures.

In a preferred embodiment the effect of the adjustment means is to reduce the end load pressure so that in the event of inaction of the adjustment means the end load pressure is increased.

Preferably, the valve means serves to compare an input related to the end load pressure with an input related to the reaction pressure and to control the end load pressure in dependence upon the comparison.

In a further preferred embodiment of the present invention the valve means comprise a pilot operated valve receiving a hydraulic reaction pressure input signal taken from a connection to the reaction pressure supply means.

In another preferred embodiment of the present invention the roller control actuators are double acting and are connected to first and second reaction pressure supply means, the pressures from which oppose each other in determining the force applied to the rollers, a further valve arrangement being connected across the first and second supply means to direct the higher of the two pressures to the valve means.

Preferably the valve means is arranged to receive as a further input an end load adjustment signal from the adjustment means and to modify the end load pressure in response thereto.

In one such embodiment the valve means comprises a valve spool and the adjustment means comprises an actuator for applying an adjustable biasing force to the valve spool.

The actuator may be coupled to the valve spool through a spring member.

In a further preferred embodiment the assembly further comprises a pressure modifying arrangement which receives as an input pressure one of the reaction pressure and the end load pressure, which modifies this pressure to create an output pressure which is a function of the input pressure and which applies the output pressure to the valve means.

Preferably the pressure modifying arrangement comprises two restrictors which are connected in series and through which the input pressure is led to a pressure sink, one of the restrictors being variable and the output pressure being taken from between the two restrictors.

The valve means may have at least two states in which it serves to connect the end loading means respectively to

- (1) a high pressure fluid source and
- (2) a pressure sink.

Preferably the valve means has a further state in which it serves to isolate the end loading means.

It is especially preferred that the adjustment means are electronically

controlled in dependence upon measured variator operating parameters.

According to a second aspect of the present invention there is a variator assembly comprising a variator of the toroidal-race rolling-traction type having input and output discs, hydraulic piston actuated rollers positioned between said discs and operative to transmit traction therebetween and end loading means for applying hydraulic pressure to bias the discs towards engagement with each other, the assembly further comprising:

(a) means for supplying a reaction circuit pressure which is a function of pressure applied to the roller pistons;

(b) an accumulator containing hydraulic fluid at an accumulator pressure;

(c) pilot valve means switchable between a first position in which it connects the reaction circuit pressure to the end loading means and a second position in which it connects the accumulator to the end loading means, the valve means being biased towards the first position by a force which is a function of the pressure in the end loading means and being biased towards the second position by a force which is a function of the reaction circuit pressure.

According to a third aspect of the present invention there is a variator assembly comprising a variator of the toroidal-race rolling-traction type having input and output discs, hydraulic piston actuated rollers positioned between said discs and operative to transmit traction therebetween and end loading means for applying hydraulic pressure to bias the discs towards engagement with the rollers, the assembly further comprising:

(a) means for supplying a reaction circuit pressure which relates to pressure

applied to the roller pistons;

(b) a pressurised fluid source; and

(c) pilot valve means switchable between a first position in which it connects the reaction circuit pressure to the end loading means and a second position in which it connects the pressurised fluid source to the end loading means, the valve means being biased towards the first position by a force which is related to the pressure in the end loading means and being biased towards the second position by a force which is related to the reaction circuit pressure.

Specific embodiments 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 cross sectional view of a variator incorporating a representative, somewhat simplified, form of end load mechanism, together with a schematic representation of a control circuit for the variator, incorporating certain features of the present invention;

Figs. 2 to 7 are schematic representations of further control circuits embodying certain features of the present invention;

Figs. 8, 9 and 10 are schematic representations of still further control circuits, which embody the present invention; and

Fig. 11 is a graph illustrating operation of the invention.

A variator 2 schematically illustrated in Fig. 1 comprises a pair of input rotor discs 78,79, an output rotor disc 4 and a plurality of rollers 12 situated therebetween for transmission of torque in a manner well known to those skilled in the art and therefore not described in detail herein. At the end of the variator 2 there is provided

WO 02/079675

PCT/GB02/01551

11

an end-load assembly 5 which, in its representative form, comprises a simple hydraulic chamber 6 fed with hydraulic fluid at pressure. The pressure in chamber 6 acts to load disc 78 axially such that it clamps the rollers 12 between the discs 4, 78, 79 and enables transmission of torque across the variator. As mentioned above, the magnitude of the end load is to be adjusted in order to achieve an appropriate traction coefficient.

Turning now to the control circuit 7 of the present embodiment of the invention, it will be appreciated that the axle 10 of a master roller 12' of the variator is mounted in the cavity 14 of a hollow shaft 16 of a double-headed roller carriage piston 18. This piston is formed with opposed piston heads 20, 21 which slide under hydraulic load within coaxial cylindrical caps 23, 24 and which are free to rotate about the axis of shaft 16. In practice a double-acting piston is often preferable, with opposite faces of the single head both exposed to fluid, but the equivalent double-headed piston arrangement represented in the drawing has been used for ease of understanding. In either case, the piston reaction force is dependent on the difference in the hydraulic pressures applied to the two faces of the piston.

Hydraulic fluid inlets 26, 27 and outlets 29, 30 are formed in the end and side walls of caps 23, 24 respectively, and the end caps of a set of slave roller carriage pistons 18 are supplied with fluid by means of a plurality of similar supply branches 25, 25a via restrictors 31, 31a in the supply branches 25, 25a. The pressures acting on the corresponding slave carriage pistons 18 of the remaining rollers are related to those in caps 23, 24 so that at equilibrium the applied reaction forces equate.

The control circuit comprises two sources of hydraulic fluid provided by oil

pumps 32, 33 capable of delivering hydraulic fluid from a sump 35 at, for example, between 0 to 50 bar to left-hand and right-hand upstream flow lines 37 and 38 and it is these lines that deliver the fluid respectively to the cylinder inlets 26 and 27 of the master piston 18' and to the slave pistons 18. Such pumps will, however, not provide hydraulic fluid at these pressures unless control valves 58, 59, connected to the respective hydraulic outlets 29, 30, are sufficiently restricted. A cross-connection 43 between lines 37 and 38 communicates by way of a "higher-pressure-wins" arrangement of non-return valves 45 and 46, and via a conduit 48, with a further control circuit 100 whose output is connected to the hydraulic chamber 6 of the end-load mechanism 5. This ensures that the further control circuit 100 is always fed with fluid at a pressure whichever of the two pressure lines 37, 38 is of higher pressure (hereinafter referred to as "reaction circuit pressure").

Outlets 29 and 30 from caps 23 and 24 lead by way of downstream left-hand and right-hand lines 55 and 56 to the inlets of the two pressure control valves 58 and 59 which are formed as electro-hydraulic proportional pressure control valves and whose operation is described later herein. Downstream of the control valves 58 and 59, the left and right-hand fluid lines combine at 68 after which a connection 70 is operable to provide fluid for general lubrication of the transmission. This is maintained at the correct back pressure by pressure relief valve 72.

The further control circuit 100 comprises a shuttle valve 102 in the form of a double pilot operated directional control valve having a first inlet port for receipt of the reaction circuit pressure from the "higher-pressure-wins" valve arrangement 45, 46 via an end-load discharge dump valve 104, a second inlet port connected to

a high pressure fluid source formed in this embodiment as a hydraulic pressure accumulator 106, and an outlet port connected directly to the hydraulic chamber 6 of the end-load mechanism 5. The discharge dump valve 104 is a flow control valve which allows free flow in the forward direction (i.e. towards the control circuit 100) but which regulates and limits reverse flow back to the reaction circuit in that the valve dumps any excess reverse flow above a predetermined level (e.g. the valve allows a maximum reverse flow of typically 0.5 litres /min and dumps any excess flow).

The shuttle valve 102 is biased by a spring 108 towards the position illustrated in Figure 1, in which the output of the discharge dump valve 104 is connected to the outlet of the shuttle valve 102 and thence to the hydraulic chamber 6 of the end-load mechanism 5. However, the position of the valve is further determined by two pilot pressures. The first pilot pressure is taken by line 110 directly from the hydraulic chamber 6 of the end-load mechanism 5 and corresponds to the hydraulic pressure existing in the chamber 6 at any time. The second pilot pressure is taken from the higher of the two pressures applied to one of the slave pistons 18, by means of a zero flow shuttle valve 112 via line 111. The valve 112 is actuated by fluid pressure at points between the piston outlets and the flow restrictors 31, 31a, preferably as close as possible to the piston outlets, since these pressures are most representative of the actual pressures existing within the cylinder 18'.

As will be appreciated by those skilled in the art, the valve 112 may be actuated by pressures from opposite sides of two different slave pistons 18, since the pressures applied to the same side of each of the pistons 18 are the same. In the

drawing, the pressures are taken from the two ends of the same piston, for ease of reference. Alternatively, the valve 112 may be actuated by pressures from opposite sides of the master piston 18, but this may cause problems if the piston is fitted with a hydraulic end stop mechanism.

The two pilot pressures act in opposite senses on the pilot-operated shuttle valve 102 and thus the shuttle valve 102 serves as a comparator, comparing the higher of the pressures applied to the variator control cylinders with the end-load pressure. Since the shuttle valve 102 reacts to pressures within one of the slave pistons 18 as restricted by the flow restrictors 31, 31a and since the pilot signal from the variator control cylinder requires no flow, the output from the valve 112 is therefore the most accurate indicator of pressure, and therefore reaction force, within the cylinders. In particular, it overcomes the potential of a false indication of pressure resulting from pressure losses (and therefore time lags) which occur when the end-load is being charged and slower pressure rise in the hydraulic chamber 6 of the end-load mechanism 5.

As mentioned above, the shuttle valve 102 has a bias provided by spring 108, such that the end-load pressure must fall below the maximum reaction circuit pressure by an amount in excess of the preloading of the spring 108 (typically in the region of 1 bar) before the shuttle valve moves to its alternative position in which the accumulator 106 is connected to the end-load.

Thus, for situations where the end-load pressure exceeds the reaction circuit pressure, and also where the reaction circuit pressure exceeds the end-load pressure by less than the bias of the spring 108, the shuttle valve will connect the output of the

"higher pressure wins" valve arrangement 45, 46 to the chamber 6 of the end-load mechanism 5. This ensures accurate steady state pressure matching of the reaction circuit pressure from the variator and the end-load pressure and makes the system determinate under steady state conditions.

When the end-load pressure falls below the reaction circuit pressure by an amount in excess of the preloading of the spring 108, the pilot-operated shuttle valve 102 moves to its alternative position, connecting the chamber 6 of the end-load assembly 5 to the accumulator 106 (which is typically charged to a pressure of about 50 to 55 bar). The end-load chamber 6 is then charged from the accumulator, but because of the differential area of the spool of the valve 102 at full stroke the end-load must rise above reaction circuit pressure before the valve 102 moves back to connect the end-load chamber 6 to the reaction circuit feed.

In practice, it is found that the shuttle valve 102 tends to shuttle back and forth between its two extreme positions in transient conditions. The valve rarely remains connected to the accumulator for a sufficient length of time for the accumulator pressure to be applied fully to the end load chamber 6, since whenever a different pressure is applied to the end load chamber 6, the pressures controlling the position of the shuttle valve are also changed as a consequence.

The result of the above is that during a transient situation the end-load is applied stepwise as the pilot-operated shuttle valve 102 shuttles back and forth to top up end-load pressure as required. Reaction to transient "spikes" in the reaction pressure is rapid. The system allows the use of small mechanical valves and is therefore very dynamic.

If pressure demand in the end-load assembly drops (as a result of a fall in the pressures applied to the variator control pistons), any excess in the flow (over a predetermined limit) from the end-load chamber 6 is dumped to tank via the end-load dump valve 104 rather than flowing back into the reaction circuit, thereby ensuring good pressure-off times.

Figures 2 to 10 illustrate various further variator control circuits in a more schematic form, only those components directly related to end load control being included. The same reference numerals are used throughout Figures 2 to 10 to indicate certain common components. Refer firstly to Figure 2 which includes all such numerals. The end load actuator is seen at 200 and as before has a working chamber 202 supplied with fluid at an operating pressure through a shuttle valve 204 formed as a double pilot operated directional control valve which in each case receives a hydraulic pilot signal representative of the end load operating pressure. In each of the embodiments illustrated in Figures 2 to 10 this is provided through a passage 206 which is additionally connected to a first port 207 of the shuttle valve and to the working chamber 202. Figures 2 to 10 all show only a single representative roller control piston 210, shown schematically in these illustrations within a cylinder 212 to form a double acting arrangement, opposite faces of the piston 210 receiving hydraulic fluid through respective branches 214, 216 corresponding to the branches 25, 25a of the Figure 1 circuit. Those components of the hydraulic circuit used to generate adjustable pressure in the branches 214, 216 in order to control the roller reaction force are omitted from Figures 2 to 10, but may be as in Figure 1. The branches 214, 216 incorporate respective flow restrictions

218,220 whose function is to provide damping of roller motion. A higher pressure wins valve arrangement 222 has respective inputs connected on either side of the representative roller control cylinder 212. These connections are formed between the cylinder and the respective restrictors 218,220, in order that the valve arrangement 222 can pass on, through a conduit 225, the higher of the reaction circuit pressures with minimal time lag to serve as a second pilot pressure signal acting on the shuttle valve 204 and opposing the signal representing the end load pressure. In each of Figures 2 to 10, and similarly to the Figure 1 embodiment, a second port 223 of the shuttle valve 204 is connected to a high pressure fluid source comprising a hydraulic accumulator 224 which is maintained at the required pressure by means of a pump 226, a relief valve 228 and a non return valve 230 in a manner with which the person skilled in the art will be familiar.

The circuits illustrated in these drawings differ from each other, among other things, with regard to the connection of the shuttle valve's third port 232. In each case however the shuttle valve 204 is a three position valve which serves, in its different positions, to :-

- i. isolate each port from the other, as in the position shown in the drawings;
- ii. connect the first and second ports 207, 223 to deliver hydraulic fluid pressure from the accumulator 224 to the working chamber 202 of the end load actuator 200; or
- iii. connect the first and third ports 207, 232 to connect the end load working chamber 202 to some part of the circuit serving as a pressure sink.

In all of these circuits the path to the pressure sink incorporates a flow

restrictor 234 whose function will be described below.

Looking now specifically at Figure 2, it can be seen that the third port 232 of the shuttle valve 204 is connected through the flow restrictor 234 to a drain leading to the sump 240. There is no provision for connecting the reaction circuit pressure to the end load working chamber 202, as in the Figure 1 circuit. Nonetheless the reaction circuit pressure does have a controlling influence on the end load pressure since the shuttle valve 204 serves to compare the two pressures, due to its pilot inputs. If the reaction circuit pressure overcomes the end load pressure, indicating that the end load is insufficient, then the valve 204 shuttles to position (ii) referred to above (spool in its right-most position) to connect the accumulator 204 to the end load actuator 200 and so increase the end load, until the required pressure is achieved at which point the valve shuttles back to position (i) to maintain end load at a steady level. If on the other hand reaction circuit pressure falls to a sufficiently low level relative to the end load pressure then the valve shuttles to position (iii) allowing discharge of the end load working chamber 202 through the flow restrictor 234, until once more the end load and reaction circuit pressures acting on the shuttle valve 204 balance such as to allow it to return to position (i).

The flow restrictor 234 controls the end load decay rate, ensuring good end load traction during repeated transients and imposing a limit on the flow required from the accumulator 224 no matter how high the frequency of disturbance to the system. Above a certain frequency of excitation, the end load simply remains high. In between the steady state condition and the infinite frequency case lies a maximum mean accumulator flow, occurring at a certain frequency and magnitude of pressure

disturbance. The capacity of the high pressure fluid source 224, 226 can be selected on this basis.

Note that the comparison between the end load and reaction circuit pressures, effected by the shuttle valve 204 in this exemplary embodiment, can be weighted. The areas of the valve's spool subject to the two pilot pressures need not be equal, and the ratio of one to the other can be used to set the traction coefficient. Also the valve's spool is typically biased, eg. by mechanical springing.

The circuit illustrated in Figure 3 differs from that of Figure 2 in that the pressure sink is provided by means of a conduit 250 leading from the flow restrictor 234 to the higher pressure wins valve arrangement 222 and hence to the higher pressure side of the roller control circuit.

The circuit illustrated in Figure 4 corresponds to the Figure 3 circuit except that a flow control (regulating) valve 260 is used in the route to the pressure sink (again, provided through conduit 250 leading to the roller control circuit through the valve arrangement 222) in place of the flow restrictor 234. The flow control valve 260 controls the rate of end load discharge and sends a regulated flow through the conduit 250 to the roller control circuit, most of the end load discharge flow typically being dumped by the valve 260 to the sump through a dump passage 262. This prevents the reaction circuit pressure from being disrupted when the end load discharges.

The circuit illustrated in Figure 5 differs from that of Figure 3 in that end load discharge is provided for by means of a further higher pressure wins valve arrangement 270 which receives the discharge fluid through a conduit 272 leading

from the flow restrictor 234 and delivers it, through whichever of its outlets 274, 276 is at higher pressure, to the main roller control circuit, outboard of the relevant roller flow restrictor 218, 220.

Figure 6 illustrates a development of the circuit illustrated in Figure 5, the difference between the two circuits being that the flow restrictor 234 of Figure 5 has been replaced by a flow control valve 280. This performs a similar role to valve 260 of the Figure 4 circuit, controlling the rate of end load discharge and sending a regulated flow back to the reaction circuit during discharge, the remainder of the flow being dumped to the tank through dump passage 282. This prevents disruption of roller control circuit pressure upon end load discharge.

Figure 7 illustrates a fail safe feature which may be added to any of the illustrated circuits. A back-up conduit 290 conducts the higher reaction circuit pressure from the higher pressure wins arrangement 222 to a normally closed check valve 292, connected in its turn to the end load actuator 200. If for any reason (eg. malfunction of the circuit) the end load should fall to an unacceptably low level relative to reaction pressure, which could otherwise create a danger of inadequate end loading leading to variator traction failure, then the check valve 292, is caused to open providing a low resistance path for the end load to be charged from the reaction circuit. An operational sensor 294, formed in this embodiment as a differential pressure switch, would then indicate to the transmission's electronic control (PCU) that the problem had occurred, enabling appropriate control to be implemented to protect the transmission, and in some embodiments providing the driver with a warning signal.

While the embodiments described above allow rapid and effective end load control, addressing the end load time lag problem which has already been discussed, it has yet to be explained how they may be adapted to permit adjustment of the relationship between reaction circuit pressure and end load, and hence adjustment of the variator traction coefficient. Figures 8 and 9 illustrate embodiments in which provision is made to effectively "weight" the comparison of reaction circuit and end load pressures, thereby adjusting the relationship between the two pressures and hence the traction coefficient which is achieved. In the illustrated embodiments, utilising the shuttle valve 204 to carry out this comparison, the weighting is effected by means of adjustable biasing of the shuttle valve spool, providing what is in effect a further control input thereto. This approach can be applied to any of the previously described circuits, as will be apparent from the following.

The circuit illustrated in Figure 8 corresponds to that of Figure 7 except that a solenoid 300 acts on the spool of the shuttle valve 204 such as to apply an adjustable biasing force thereto, urging the spool toward the end load discharge position (iii) - i.e. to the left, in the drawing. The magnitude of the biasing force is controlled by the transmission's PCU 302. The shuttle valve 204 thus adopts the end load charge position (ii) only when the reaction circuit overcomes the sum of the end load pilot force and the solenoid biasing force. This feature thus enables the PCU to introduce an adjustable negative offset on the end load level in order to increase traction coefficient to an optimal level, thereby potentially increasing efficiency. This control can be carried out in dependence upon measured operating parameters such as operating temperature or indeed prevailing variator roller positions, received

by the PCU as inputs 301.

This mode of traction coefficient control may be referred to as "subtractive" since the additional, variable input to the shuttle valve 204 provided by the solenoid 300 serves to reduce the end load. This has the benefit of being fail safe in the event of failure of the solenoid 300. If the solenoid fails, applying no biasing force, the effect is to increase the end load which reduces efficiency but still provides adequate end load for variator function, enabling the vehicle to "limp home".

In Figure 9 a solenoid 310 is provided which biases the shuttle valve 204 in the direction (opposite to the direction of action of solenoid 300) toward the accumulator charge position (ii). Hence the valve only shuttles from the accumulator charge position when the end load pilot force is sufficient to overcome the sum of the reaction pressure pilot force and the biasing force applied by the solenoid 310. Again the solenoid's biasing force is controlled by the PCU 302 which can therefore set a positive offset on the end load level. This "additive" control can again be used to adjust the traction coefficient to provide efficiency improvements.

It will be apparent that any of the shuttle valves 204 of the circuits illustrated in Figs. 1 to 7 may receive an additional control signal, e.g. from a solenoid such as 300 or 310, to enable traction coefficient adjustment in accordance with the present invention.

The skilled reader will recognise that the function of the shuttle valve 204 can be put into practice in a variety of ways. For example, it is desirable not to directly secure the solenoid 302 to the valve spool since the solenoid is relatively massive and the valve's speed of response would consequently be impaired. A more practical

WO 02/079675

PCT/GB02/01551

23

alternative is to couple the solenoid and spool through a spring, so that the solenoid serves to apply an adjustable mean force to the spool. A further alternative is to have the solenoid, or some other actuator, adjust the position of a sleeve of the valve 204 defining the valve's ports in order to provide the required offset.

The function of the solenoids 300, 310 is, as will be apparent, to adjust the relationship between the end load pressure and the reaction circuit pressure. Such adjustment may however be achieved in other ways. One alternative is illustrated in Figure 10. As in earlier circuits the pressure supplied to the working chamber 202 of the end load actuator 200 is controlled by the three position shuttle valve 204 whose spool is influenced by a first pilot pressure signal from connection 206 to the working chamber 202 and by an opposed, second pilot pressure signal derived from the higher pressure wins arrangement 222. However in the Figure 10 circuit this second pilot pressure signal is adjustable. Instead of being led directly to the spool of the shuttle valve 204, the output of the higher pressure wins arrangement 222 is connected through a series combination of first and second flow restrictors 350, 352 to drain. The second pilot pressure signal is taken through a conduit 354 connected to a point between the first and second flow restrictors 350, 352, one of which provides a variable restriction under control from the PCU 302. In Figure 10 this function is carried out by the first flow restrictor 350 which takes the form of an electronically controlled valve.

The first and second flow restrictors function analogously to a potential divider in an electronic circuit. A pilot flow passes continuously through the restrictors, this flow being small enough not to significantly alter the reaction

pressure obtained from the higher pressure wins arrangement 222.

In flowing from the higher pressure wins arrangement to the tank (here labelled 354, and of course being at atmospheric pressure) the fluid experiences a total pressure drop equal to the reaction circuit pressure. Neglecting flow resistance in the intervening conduits, this pressure drop takes place across the two flow restrictors 350, 352. The ratio of the pressure drop ΔP_1 across first restrictor 350 to the pressure drop ΔP_2 across second restrictor 352 is determined by the resistance to flow of the two restrictors and (while the valve forming the first restrictor 350 is not adjusted) is largely constant regardless of changes in flow rate with variations in reaction circuit pressure. Adjusting the restrictor 350, however, allows the ratio of ΔP_1 to ΔP_2 to be correspondingly adjusted.

Consequently an adjustable fraction of the reaction circuit pressure is applied to the shuttle valve 204 to serve as the second pilot pressure signal. Hence by controlling the variable restrictor 350, the relationship between the end load and the reaction circuit pressure can be adjusted.

Whereas Figures 8 and 9 are concerned with "subtractive" and "additive" adjustment of this relationship, Figure 10 shows a way to achieve what may be referred to as "multiplicative" adjustment. Figure 11 is a graph intended to make this distinction clear, reaction circuit pressure (or equivalently variator reaction torque) CP being shown on the horizontal axis against end load EL on the vertical axis. The straight line A indicates the (idealised) relationship between these two variables

created by use of the shuttle valve 204 in the absence of adjustment by solenoids 300, 310 or by variable restrictor 350.

The ratio of end load to reaction circuit pressure is constant. To put this another way, neglecting the cosine factor referred to above, the straight line A corresponds to a constant traction coefficient. Straight line B shows the effect of subtractive adjustment of end load as effected by the Figure 8 circuit. The gradient of the line relating reaction and end load pressures is unchanged but the line is offset vertically, no longer passing through the origin. Consequently there is no longer a constant ratio of one pressure to the other. The traction coefficient thus varies with changes in reaction circuit pressure. Line C shows an additive adjustment, again with a non-constant traction coefficient. Line D on the other hand shows a multiplicative adjustment carried out by the Figure 10 circuit. The gradient differs from line A but the line still passes through the origin, indicating that the effect of the adjustment is to change the traction coefficient to a new value which is nonetheless constant notwithstanding changes in the reaction circuit pressure.

The circuits illustrated in Figs. 8, 9 and 10, it will be understood, utilise the hydraulically controlled shuttle valve to maintain a relationship between end load and reaction pressures. Being hydraulically controlled the valve can have a quick response time and so react with sufficient rapidity to maintain adequate traction even during rapid "transients" such as in the event of rapid vehicle braking or acceleration, which briefly create very high variator torque demand. The solenoid 302 or the restrictor valve 350, serving to adjust this relationship, are electronically controlled and consequently slower in responding but the required adjustment (corresponding

WO 02/079675

PCT/GB02/01551

26

e.g. to fluid temperature) can be more slowly carried out without impairing variator function.

CLAIMS

1. A variator assembly comprising a variator of the toroidal-race rolling-traction type having input and output discs, rollers which are acted on by hydraulic roller control actuators and are positioned between the discs to transmit torque from one disc to the other, hydraulic end loading means supplied with fluid at an end load pressure to apply an end load to bias the discs and the rollers toward each other thereby enabling the transmission of torque, and reaction pressure supply means connected to the roller control actuators to cause them to apply an adjustable reaction force to the rollers, the assembly further comprising hydraulically influenced valve means responsive to the reaction pressure and the end load pressure to control the end load pressure and thereby maintain a relationship between the end load and reaction pressures, and adjustment means to adjust the relationship between the end load and reaction pressures.
2. A variator assembly as claimed in claim 1 wherein the effect of the adjustment means is to reduce the end load pressure so that in the event of inaction of the adjustment means the end load pressure is increased.
3. A variator assembly as claimed in claim 1 or claim 2 wherein the valve means serves to compare an input related to the end load pressure with an input related to the reaction pressure and to control the end load pressure in dependence upon the comparison.
4. A variator assembly as claimed in any preceding claim wherein the valve means comprise a pilot operated valve receiving a hydraulic reaction pressure

input signal taken from a connection to the reaction pressure supply means.

5. A variator assembly as claimed in any preceding claim wherein the roller control actuators are double acting and are connected to first and second reaction pressure supply means, the pressures from which oppose each other in determining the force applied to the rollers, a further valve arrangement being connected across the first and second supply means to direct the higher of the two pressures to the valve means.

6. A variator assembly as claimed in claim 3 wherein the valve means is arranged to receive as a further input an end load adjustment signal from the adjustment means and to modify the end load pressure in response thereto.

7. A variator assembly as claimed in claim 6 wherein the valve means comprises a valve spool and the adjustment means comprises an actuator for applying an adjustable biasing force to the valve spool.

8. A variator assembly as claimed in claim 7 wherein the actuator is coupled to the valve spool through a spring member.

9. A variator assembly as claimed in any preceding claim further comprising a pressure modifying arrangement which receives as an input pressure one of the reaction pressure and the end load pressure, which modifies this pressure to create an output pressure which is a function of the input pressure and which applies the output pressure to the valve means.

10. A variator as claimed in claim 9 wherein the pressure modifying arrangement comprises two restrictors which are connected in series and through which the input pressure is led to a pressure sink, one of the restrictors being variable

and the output pressure being taken from between the two restrictors.

11. A variator assembly as claimed in claim 9 or claim 10 wherein the input pressure to the modifying arrangement is the reaction pressure.

12. A variator assembly as claimed in any preceding claim wherein the valve means has at least two states in which it serves to connect the end loading means respectively to

- (1) a high pressure fluid source and
- (2) a pressure sink.

13. A variator assembly as claimed in claim 12 wherein the valve means has a further state in which it serves to isolate the end loading means.

14. A variator assembly as claimed in claim 12 or claim 13 wherein the pressure sink comprises a drain at atmospheric pressure.

15. A variator assembly as claimed in claim 12 or claim 13 wherein the pressure sink comprises a connection to the reaction pressure supply means.

16. A variator assembly as claimed in any of claims 12 to 15 wherein the connection to the pressure sink is through a flow restrictor serving to limit throughput of fluid of the valve means.

17. A variator assembly as claimed in any preceding claim wherein the adjustment means are electronically controlled in dependence upon measured variator operating parameters.

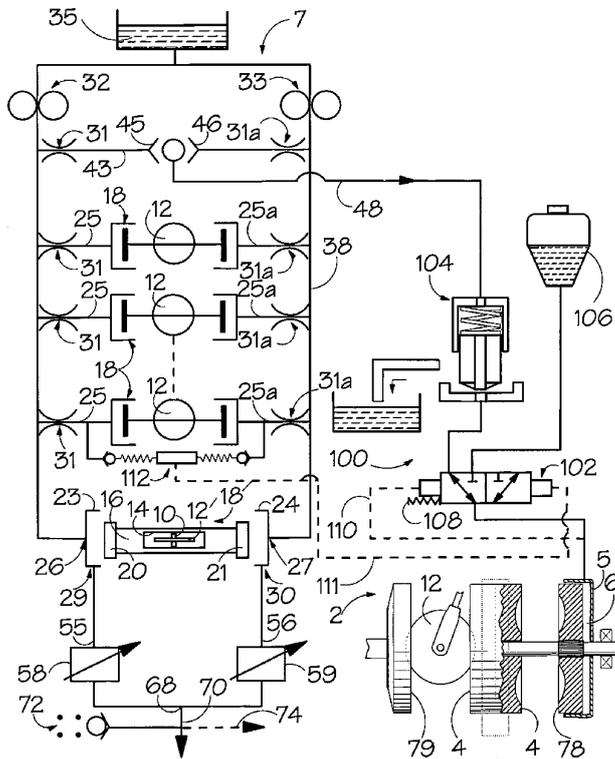


FIG.1.

3/11

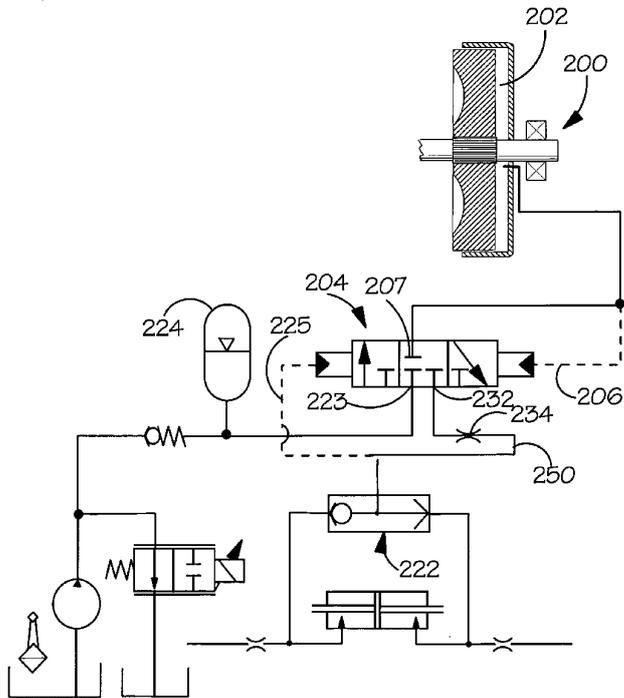


FIG.3.

4/11

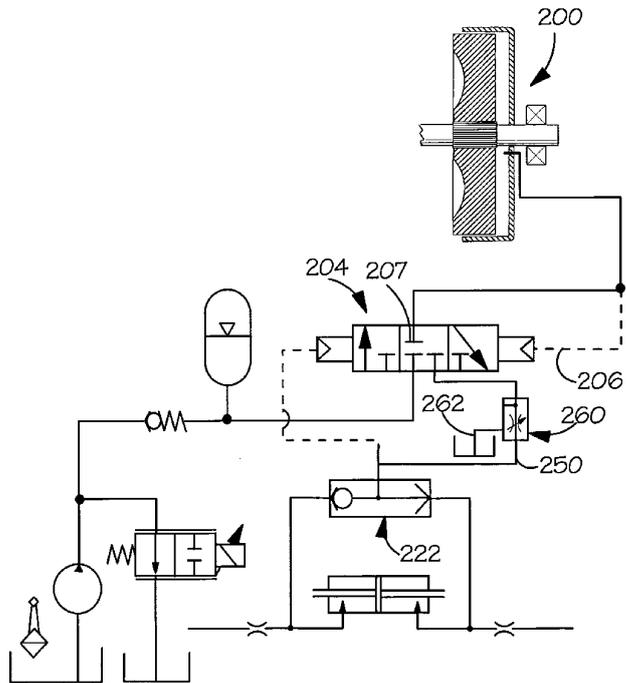


FIG.4.

6/11

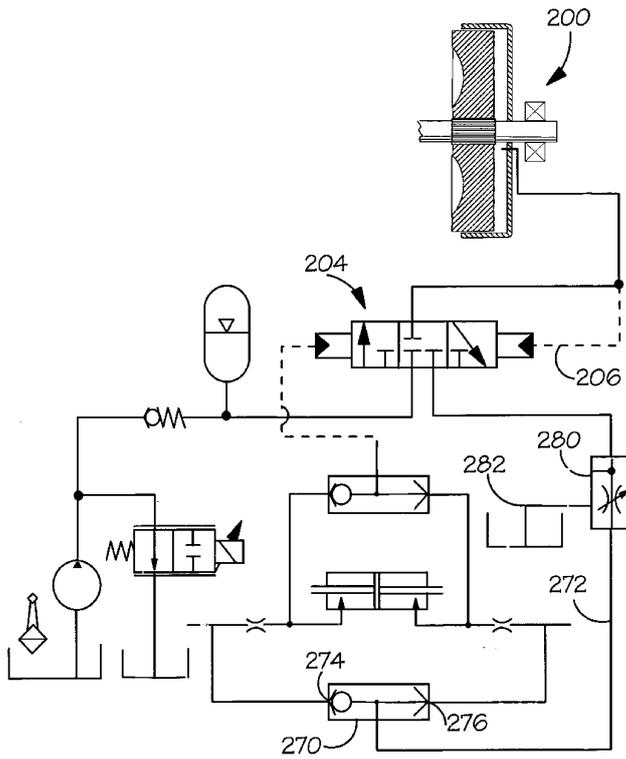


FIG. 6.

SUBSTITUTE SHEET (RULE 26)

7/11

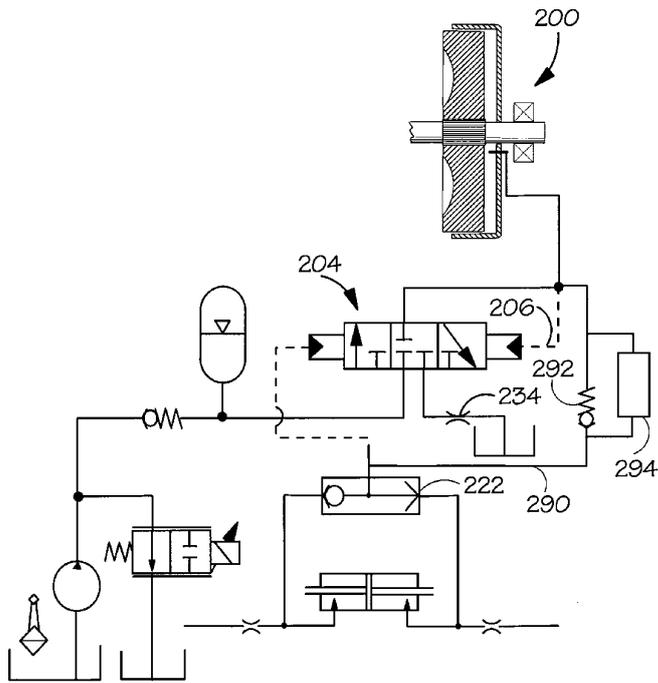


FIG.7.

SUBSTITUTE SHEET (RULE 26)

8/11

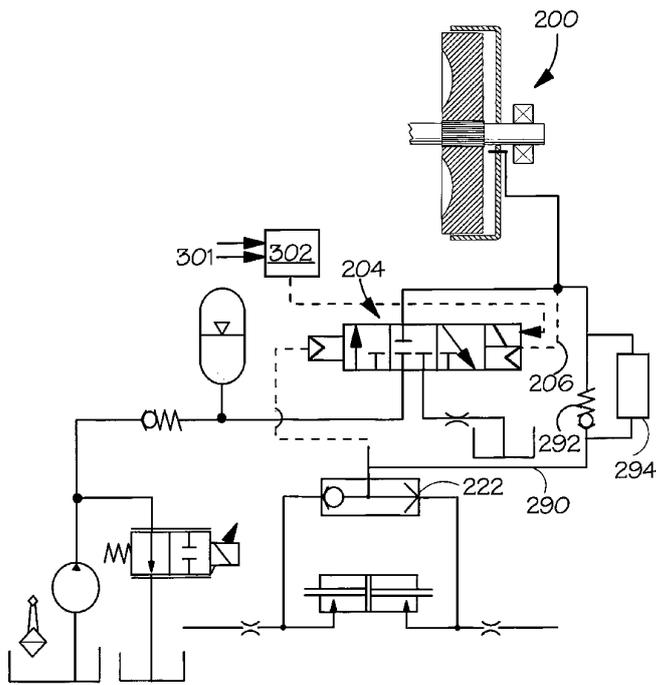


FIG.8.

9/11

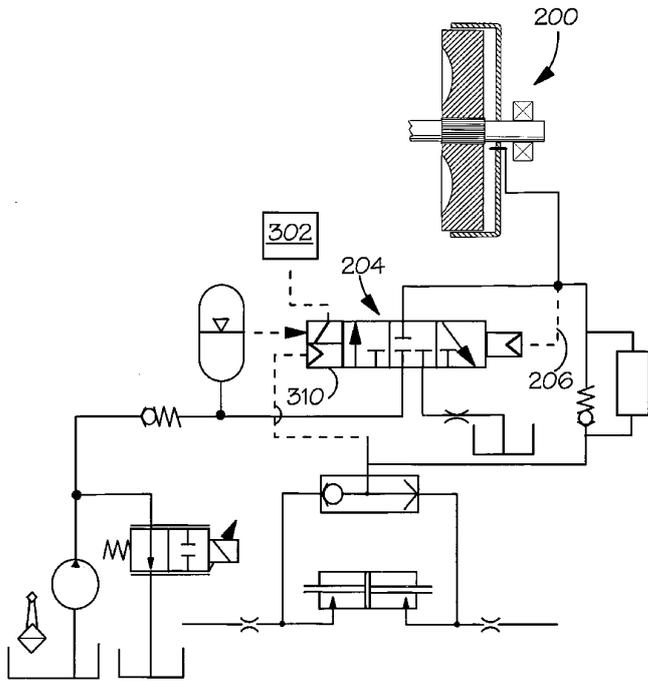


FIG.9.

10/11

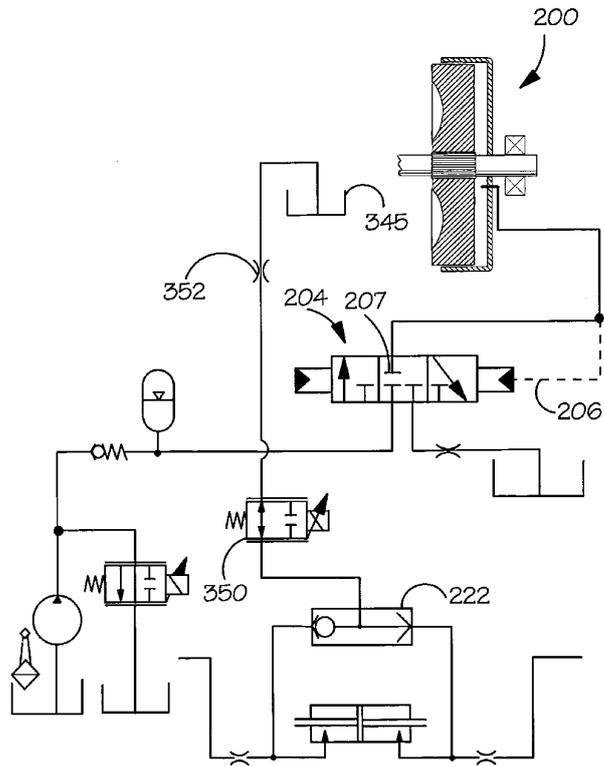


FIG.10.

11/11

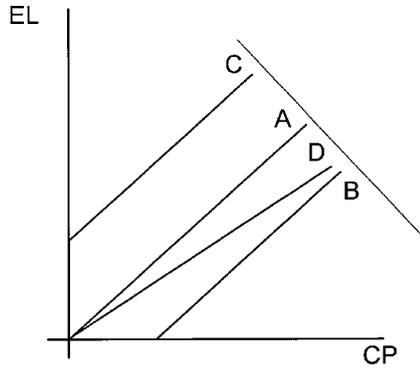


FIG.11.

【手続補正書】

【提出日】平成15年3月13日(2003.3.13)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0029

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0029】

次に、本発明の特定の実施形態について、例としてのみ添付の図面を参照しながら説明する。

図2～図7に示す回路は、本発明の特徴の全てを組み込んではいない点に留意されたい。しかしながら、以下で説明するように、これら全ては、本発明を具現するために図8、図9及び図10の回路において見られる特徴を組み込むことにより、変更可能である。

図1に概略的に示したバリエータ2は、一対の入力ロータディスク78、79と、1つの出力ロータディスク4と、複数のローラ12とを含む。ローラは当業者に公知の方法でトルクを伝達するために前記入力および出力ロータディスク間に配置されているので、ここでは詳述しない。バリエータ2の端部には、端部荷重組立体5が設けられ、その端部荷重組立体は、その典型的な形態においては簡単な油圧チャンバ6を備え、これに油圧流体が加圧供給される。チャンバ6内の圧力は、ディスク78に対し軸方向に作用し、その結果、ローラ12をディスク4、78、79間で締め付けて、バリエータを介したトルク伝達が可能となる。上述のように、端部荷重の大きさは、適正な牽引係数を達成するために調節されるべきである。

【手続補正書】

【提出日】平成15年4月7日(2003.4.7)

【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】

入力ディスク及び出力ディスクと、油圧ローラ制御アクチュエータによって作用され、前記ディスク間に配置されて一方のディスクから他方のディスクにトルクを伝達するローラと、前記ディスクと前記ローラとを互いに相手に向かって付勢する端部荷重を加え、これによりトルクを伝達させるために端部荷重圧力にて流体が供給される油圧端部荷重手段と、前記ローラ制御アクチュエータが前記ローラに調節可能なリアクション・フォースを加えるために、前記ローラ制御アクチュエータに接続されるリアクション圧力供給手段とを有する、トロイダルレース回転牽引タイプのバリエータを備えるバリエータ組立体であって、前記組立体が、さらに、端部荷重圧力に関係する入力とリアクション圧力に関係する入力とを比較して、この比較に応じて端部荷重圧力を制御し、これにより前記端部荷重と前記リアクション圧力との間の関係を維持する油圧駆動弁手段と、前記端部荷重と前記リアクション圧力との間の関係を調節するための調節手段とを備えるバリエータ組立体。

【請求項2】

前記調節手段の効果が前記端部荷重圧力を減少させることであり、従ってその調節手段の不作動時には前記端部荷重圧力が増大することを特徴とする請求項1に記載のバリエータ組立体。

【請求項3】

前記弁手段が、前記リアクション圧力供給手段への接続部から得られる油圧リアクション圧力入力信号を受け取るパイロット作動弁を含むことを特徴とする先行の請求項のいずれかに記載のバリエータ組立体。

【請求項 4】

前記ローラ制御アクチュエータが複動形であって、第1と第2のリアクション圧力供給手段に接続されており、その第1と第2のリアクション圧力供給手段からの圧力は前記ローラに加わる力を決定する際に互いに反対方向にされ、別の弁装置が、前記第1と第2のリアクション圧力供給手段にわたって接続されて、これら2つの圧力の高い方の圧力を前記弁手段に導くことを特徴とする先行の請求項のいずれかに記載のバリエータ組立体。

【請求項 5】

前記弁手段が、前記調節手段からの別の入力として端部荷重調節信号を受け取り、これに応答して前記端部荷重圧力を変更するように構成されていることを特徴とする先行の請求項のいずれかに記載のバリエータ組立体。

【請求項 6】

前記弁手段が弁スプールを含み、前記調節手段が調節可能な付勢力を前記弁スプールに加えるためのアクチュエータを含むことを特徴とする請求項5に記載のバリエータ組立体。

【請求項 7】

前記アクチュエータが、スプリング部材を介して前記弁スプールに結合されていることを特徴とする請求項6に記載のバリエータ組立体。

【請求項 8】

前記リアクション圧力と前記端部荷重圧力の内の一方を入力圧力として受け取り、この圧力を変更して前記入力圧力の関数である出力圧力を生成し、その出力圧力を前記弁手段に加える圧力変更装置を更に含むことを特徴とする先行の請求項のいずれかに記載のバリエータ組立体。

【請求項 9】

前記圧力変更装置が2つの絞り弁を含み、その絞り弁が直列に接続され、前記入力圧力がその絞り弁を介して圧力シンクにつながっており、前記絞り弁の一方が可変であり、前記出力圧力が前記2つの絞り弁の間から得られることを特徴とする請求項8に記載のバリエータ組立体。

【請求項 10】

前記圧力変更装置への前記入力圧力は、前記リアクション圧力であることを特徴とする請求項8又は9に記載のバリエータ組立体。

【請求項 11】

前記弁手段が少なくとも2つの状態を有し、各状態において、前記弁手段が前記端部荷重手段をそれぞれ、

(1) 高压流体源と、

(2) 圧力シンクと、

に接続する働きをすることを特徴とする先行の請求項のいずれかに記載のバリエータ組立体。

【請求項 12】

前記弁手段は、その弁手段が前記端部荷重手段を隔離する働きをする別の状態を有することを特徴とする請求項11に記載のバリエータ組立体。

【請求項 13】

前記圧力シンクが、大気圧のドレインを含むことを特徴とする請求項11又は12に記載のバリエータ組立体。

【請求項 14】

前記圧力シンクが、前記リアクション圧力供給手段への接続部を含むことを特徴とする請求項11又は12に記載のバリエータ組立体。

【請求項 15】

前記圧力シンクへの接続部が、前記弁手段の流体流量を制限する働きをする流れ絞り弁を介することを特徴とする請求項11～14のいずれかに記載のバリエータ組立体。

【請求項 16】

前記調節手段が、測定されたバリエータ動作パラメータに応じて電子的に制御されること

を特徴とする先行の請求項のいずれかに記載のバリエータ組立体。

【手続補正2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0015

【補正方法】変更

【補正の内容】

【0015】

トロイダルレース回転牽引タイプのバリエータを備えた本発明の第1の態様のリエータ組立体は、入力ディスク及び出力ディスクと、油圧ローラ制御アクチュエータによって作用され、ディスク間に配置されて一方のディスクから他方のディスクにトルクを伝達するローラと、ディスクとローラとを互いに相手に向かって付勢する端部荷重を加え、これによりトルクを伝達させるために端部荷重圧力にて流体が供給される油圧端部荷重手段と、ローラ制御アクチュエータがローラに調節可能なリアクション・フォースを加えるために、ローラ制御アクチュエータに接続されるリアクション圧力供給手段とを有し、さらに、本バリエータ組立体は、端部荷重圧力に關係する入力とリアクション圧力に關係する入力とを比較して、この比較に応じて端部荷重圧力を制御し、これにより端部荷重とリアクション圧力との間の關係を維持する油圧駆動弁手段と、端部荷重とリアクション圧力との間の關係を調節するための調節手段とを備える。

【 国際調査報告 】

| INTERNATIONAL SEARCH REPORT | | International Application No. JP/GB 02/01551 |
|--|--|--|
| A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER IPC 7 F16H61/00 | | |
| 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 F16H | | |
| 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, WPI Data, PAJ | | |
| C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT | | |
| Category * | Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages | Relevant to claim No. |
| X | US 3 142 190 A (KELSEY WILLIAM E. ET AL) 28 July 1964 (1964-07-28) column 11, line 28 - column 12, line 5 figures 1,3,6 | 1, 4, 9, 17 |
| A | GB 2 023 753 A (BRIE PERRY F G DE) 3 January 1980 (1980-01-03) page 7, line 45 - line 107 figure 8 | 1 |
| A | US 6 030 310 A (GREENWOOD CHRISTOPHER JOHN ET AL) 29 February 2000 (2000-02-29) cited in the application figure 2 | 1 |
| | --- -/-- | |
| <input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of box C. <input checked="" type="checkbox"/> 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 relating 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. *Z* document member of the same patent family | | |
| Date of the actual completion of the international search 31 July 2002 | | Date of mailing of the international search report 08/08/2002 |
| Name and mailing address of the ISA European Patent Office, P.B. 5816 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl, Fax. (+31-70) 340-2016 | | Authorized officer Wilson, M |

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

 International Application No.
 WO/02/01551

| 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 6 162 144 A (HAKA RAYMOND JAMES) 19 December 2000 (2000-12-19) cited in the application column 2, line 40 - line 53 figures 1,2 --- | 1 |
| A | EP 0 006 690 A (BRITISH LEYLAND CARS LTD) 9 January 1980 (1980-01-09) abstract page 10, paragraph 3 figure 2 --- | 1 |
| A | US 6 113 513 A (ITOH HIROYUKI ET AL) 5 September 2000 (2000-09-05) column 11, line 32 -column 12, line 42 figure 12 --- | 1 |
| A | EP 0 380 933 A (EXCELERMATIC) 8 August 1990 (1990-08-08) figures 1,4 ----- | 1 |

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No.

PCT/GB 02/01551

| Patent document cited in search report | Publication date | Patent family member(s) | Publication date |
|--|------------------|-------------------------|--|
| US 3142190 | A | 28-07-1964 | NONE |
| GB 2023753 | A | 03-01-1980 | GB 2100372 A, B 22-12-1982 DE 2925268 A1 10-01-1980 US 4297918 A 03-11-1981 |
| US 6030310 | A | 29-02-2000 | 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 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 ZA 9703195 A 15-10-1998 |
| US 6162144 | A | 19-12-2000 | NONE |
| EP 0006690 | A | 09-01-1980 | DE 2961754 D1 25-02-1982 EP 0006690 A1 09-01-1980 JP 55017784 A 07-02-1980 |
| US 6113513 | A | 05-09-2000 | JP 10238606 A 08-09-1998 JP 11063135 A 05-03-1999 JP 11082658 A 26-03-1999 DE 19808101 A1 27-08-1998 |
| EP 0380933 | A | 08-08-1990 | US 4911030 A 27-03-1990 DE 69010705 D1 25-08-1994 DE 69010705 T2 24-11-1994 EP 0380933 A2 08-08-1990 ES 2057189 T3 16-10-1994 |

フロントページの続き

(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,CH,CY,DE,DK,ES,FI,FR,GB,GR,IE,IT,LU,MC,NL,PT,SE,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,VN,YU,ZA,ZM,ZW

Fターム(参考) 3J051 AA03 BA03 BB02 CA05 CB07 EA08 EB01
3J552 MA09 PA13 RA02 SA46 VA72W