

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4205429号
(P4205429)

(45) 発行日 平成21年1月7日(2009.1.7)

(24) 登録日 平成20年10月24日(2008.10.24)

(51) Int.Cl.

F 1

F 16 H 61/00 (2006.01)

F 16 H 61/00

F 16 H 9/00 (2006.01)

F 16 H 9/00

D

F 16 H 61/662 (2006.01)

F 16 H 101:02

請求項の数 9 (全 13 頁)

(21) 出願番号 特願2002-575509 (P2002-575509)
 (86) (22) 出願日 平成14年3月21日 (2002.3.21)
 (65) 公表番号 特表2004-522094 (P2004-522094A)
 (43) 公表日 平成16年7月22日 (2004.7.22)
 (86) 國際出願番号 PCT/EP2002/003174
 (87) 國際公開番号 WO2002/077493
 (87) 國際公開日 平成14年10月3日 (2002.10.3)
 審査請求日 平成17年3月9日 (2005.3.9)
 (31) 優先権主張番号 01201087.2
 (32) 優先日 平成13年3月23日 (2001.3.23)
 (33) 優先権主張国 歐州特許庁 (EP)

(73) 特許権者 503345156
 ファン ドーンズ トランスマッサー ベー. ファウ.
 オランダ王国、5026 エルマー ティルビュルフ、デーエル. フープ ファン ドーネウェック 120
 (74) 代理人 100086461
 弁理士 斎藤 和則
 (74) 代理人 100086287
 弁理士 伊東 哲也
 (72) 発明者 リエンクス マオリス ディディール
 オランダ国、5644 エルヨット アイントホーベン、ブリームラシュトラット 6
 1

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】精密圧力制御システムを有する連続可変トランスマッショ

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ピストン・シリンダー組立体(13, 14)の第1媒体室(15)の第1圧力(P₁)により2つのディスク(11, 12)の少なくとも一方のディスク(11)が軸方向に移動できる第1の回転可能のディスク・ペア(10)と、
 ピストン・シリンダー組立体(23, 24)の第2媒体室(25)の第2圧力(P₂)により2つのディスク(21, 22)の少なくとも一方のディスク(21)が軸方向に移動できる第2の回転可能のディスク・ペア(20)と、

前記第1媒体室(15)を含む第1油圧回路(33)、前記第2媒体室(25)を含む第2油圧回路(34)、前記第2油圧回路(34)に媒体流を供給する源(36)及び前記第1油圧回路(33)と前記第2油圧回路(34)の間にある第1油圧弁(31)を有する圧力制御システム(30)とを備え、

前記媒体流に関して前記第2油圧回路(34)と前記第1油圧回路(33)とは直列に配置され、

第1弁(42; 43; 44)は前記第2油圧回路(34)から前記第1油圧回路(33)への媒体の流れに影響を与えて、前記第2圧力(P₂)と前記第1圧力(P₁)との間に圧力差を生じさせるようになっており、

前記制御システム(30)には、第1圧力(P₁)が設定されるように前記第1油圧回路(33)から媒体吸込み部(35)への媒体の流れに影響することのできる第2弁(45)がさらに設けられている連続可変トランスマッショ(1)において、

前記第2弁(45)が、所望の第2圧力と実測の第2圧力(P_2)とによってその差を最小とするように制御されることを特徴とする連続可変トランスミッション(1)。

【請求項2】

前記第2弁(45)が圧力弁制御信号(PS_2)と前記弁により設定された前記圧力(P_1)との間で所定の制御特性を有する圧力制御形式の弁であることを特徴とする請求項1に記載の連続可変トランスミッション(1)。

【請求項3】

前記第1弁(42;43;44)が可変狭窄形式の弁(42)であって、前記弁(42)は前記第2油圧回路(34)から前記第1油圧回路(33)への前記媒体の流れに利用できる開口の横断面積を第1のパイロット信号(PS_1)によって制御できることを特徴とする請求項1ないし2のいずれか1項に記載の連続可変トランスミッション(1)。
10

【請求項4】

前記第1弁(42;43;44)が可変差圧形式の弁(43)であって、前記弁(43)により前記差圧が、第1のパイロット信号(PS_1)、前記第1圧力(P_1)及び前記第2圧力(P_2)の3つ全てによって変えることができることを特徴とする請求項1ないし2のいずれか1項に記載の連続可変トランスミッション(1)。

【請求項5】

前記第1弁(42;43;44)が可変流量制御形式の弁(44)であって、前記弁(44)により前記差圧が、第1のパイロット信号(PS_1)により、そして前記弁(44)を通る前記媒体の流量によって変えることができることを特徴とする請求項1ないし2のいずれか1項に記載の連続可変トランスミッション(1)。
20

【請求項6】

前記可変流量制御形式の弁(44)が、前記第2油圧回路(34)から前記第1油圧回路(33)への前記媒体の流れに圧力降下を生じる絞り装置(48)と、前記圧力降下と第1のパイロット信号(PS_1)とにより作動する差圧形式の弁(55)とから成ることを特徴とする請求項5に記載の連続可変トランスミッション(1)。

【請求項7】

前記可変流量制御形式の弁(44)が、前記第2油圧回路(34)から前記第1油圧回路(33)への前記媒体の流れに第1のパイロット信号(PS_1)により圧力降下を生じる可変狭窄形式の弁(53)と、前記圧力降下により作動する差圧形式の弁(54)とから成ることを特徴とする請求項5に記載の連続可変トランスミッション(1)。
30

【請求項8】

前記制御システム(30)には、前記源(36)で発生した過剰の流量を別の油圧回路(50)に分流することによって前記第2油圧回路(34)への前記媒体の流れを一定にするための第3弁(49;51;52)がさらに設けられていることを特徴とする請求項1ないし7のいずれか1項に記載の連続可変トランスミッション(1)。

【請求項9】

乗り物における牽引プロセス、または航空機もしくは船舶における機械的負荷プロセスを実施するための、請求項1ないし8のいずれか1項に記載の前記連続可変トランスミッション(1)の使用において、エンジンが可変の回転速度 N_E で前記第1のディスク・ペア(10)を駆動し、負荷が前記第2のディスク・ペア(20)により本質的に一定の回転速度で駆動されることを特徴とする連続可変トランスミッション(1)の使用。
40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は請求の範囲の請求項1の導入部分に記載の連続可変トランスミッションに係るものである。

【背景技術】

【0002】

そのようなトランスミッションはEP-A-0.787, 927号特許明細書(特許文献
50

1)に記載されていて既知である。この既知のトランスミッションは第1の回転ディスク・ペアと第2の回転ディスク・ペア、これらのディスク・ペアの周りを走る駆動ベルト及び油圧制御システムを備えている。第1の回転ディスク・ペアの少なくとも一方のディスクはそのディスク・ペアと組合せたピストン・シリンダ組立体の第1の媒体室内の第1圧力により軸方向に動くことができ、第2の回転ディスク・ペアの少なくとも一方のディスクはそのディスク・ペアと組合せたピストン・シリンダ組立体の第2の媒体室内の第2圧力により軸方向に動くことができ、駆動ベルトはトランスミッションの変速比を決める可変の走行半径で前記のディスク・ペアの周りを走り、油圧制御システムは前記の媒体室に接続されてその室内的油圧を変える。

【0003】

10

さらに本発明は、乗り物において牽引プロセスを実施する連続可変トランスミッションの使用に係るものであり、または航空機もしくは船舶における機械的負荷プロセス、特に可変回転速度で前記の第1のディスク・ペアをエンジンが駆動し、本質的に一定の回転速度で前記の第2のディスク・ペアが負荷（負荷は一定周波数の発電機のこともある）を駆動するという機械的負荷プロセスに係るものである。

【0004】

既知の制御システムは圧力弁と流量弁とが設けられ、圧力弁は前記の第2媒体室を含む第2油圧回路の第2圧力を制御し、この第2油圧回路へポンプを取り付けて制御システムに媒体を流し（いわゆる圧送）、流量弁は前記の第1媒体室を含む第1油圧回路の第1圧力を制御する。この圧力制御は、第2油圧回路から第1油圧回路へ、もしくは第1油圧回路から媒体吸込部もしくは貯蔵部へ媒体を流すことにより、または全く流さないことにより行う。それぞれの媒体室の実効面と第1圧力と第2圧力のそれぞれの大きさとの組合せによって、ディスク間を走行する駆動ベルトの部分にそれぞれのディスク対が加える締め付け力が決まる。これらの締め付け力がベルトとディスク・ペアとの間での摩擦によるトルク伝達を果たし、さらには変速比を変える。この構成では第1圧力が第2圧力に等しくなるか、第2圧力よりも小さくなるかだけであるので、第1媒体室の実働面積を第2媒体室の実働面積よりも大きくして第1ディスク・ペアが働く締め付け力が第2ディスク・ペアが働く締め付け力よりも大きくなるようにする。既知のトランスミッション設計ではこうするため前記の実働面積間の比を約1.8と2.5との間で変われるようにしている。

20

【0005】

30

この既知の圧力制御システムの欠点はその利用範囲が制限されるということである。実際に、流量弁を介して第2油圧回路から第1油圧回路へ流れる僅かな流量を正確に調整すること（このことは変速比を一定にしていなければならない定常状態での伝達状態中必要とされる）は既知の制御システムを使っては少なくとも所望の精度での達成は殆ど不可能である。

【特許文献1】欧州特許公開公報第E P - A - 0 . 7 8 7 , 9 2 7号公報

【特許文献2】欧州特許第E P - B - 0 . 4 5 1 . 8 8 7号明細書

【特許文献3】米国特許第U S 6 , 1 2 6 , 1 3 8号明細書

【特許文献4】欧州特許出願第0 0 2 0 4 6 7 0 . 4号明細書

40

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0006】

そこで、本発明の目的は、拡大された利用範囲を示し、そして伝達損失が少なく、制御性が改善された連続可変トランスミッションを提供することである。

【課題を解決するための手段】

【0007】

本発明の連続可変トランスミッションは請求項1の特徴を有する。本発明のトランスミッションに設けた制御システムでは第2油圧回路と第1油圧回路とは、第2油圧回路の源例えば前記のポンプにより第2油圧回路に供給される媒体流に対して直列に配置されてお

50

り、そして第1と第2の油圧回路の間に第1弁があって、この弁は第2油圧回路から第1油圧回路への流体の流れを調整するようになっていて、第1圧力と第2圧力との間で流量により変わる圧力差をつくりだしている。

【0008】

本発明の制御システムの利点は、制御システムの作動精度に有利に影響する第1弁を介して比較的大量の媒体を流せることである。定常状態での伝達条件では第2油圧回路に供給される媒体はすべて第1弁を流れ、そして変速比の変動中第1弁の流量は、それにつれて第2媒体室の容積が変わるので、幾らか増減する。圧力室から周囲への媒体の漏れは無視できることは注目すべきである。さらに、本発明の制御システムでは、既知システムで2つの媒体吸込み部が要るのに対し一つの媒体吸込み部だけで足りるのである。このことは媒体の消耗を減らし、加えて加圧媒体に含まれるエネルギーの損失を減らす。

10

【0009】

本発明の制御システムをさらに精巧にしたものでは、第2弁を設けて第1油圧回路から媒体吸込み部への媒体の流れに影響させるようにできて、それにより第1の圧力が設定される。好ましくは、この第2弁の構造は既知の圧力弁の構造と同じである。

【0010】

第1圧力に直接影響するけれども、第1弁を使って第2圧力を制御するように制御システムを本発明に従って構成すると特に有利である。このような圧力制御は既知の弁制御システムを使って実現でき、その場合実際の、すなわち測定された圧力と所望圧力との差を表している油圧信号もしくは電気信号によって弁設定が行われる。このような弁制御システムは周知であり、例えばEP-B-0.451.887号特許明細書(特許文献2)に説明されている。第1油圧回路と媒体吸込み部との間に圧力弁があるこの圧力制御構成の利点は、第2圧力が変化するとき、すなわち増減するとき、第1圧力はそれに従って変化することである。それにより前記圧力間の比が、あたたとしてもほんの僅かの変化ですみ、変速比もそのような圧力比に応じて同じように僅かしか変化しない。このことが大きな利点であると言うのは、例えば伝達しようとするトルクレベルにおける変化の結果として圧力レベルをえるとき、一定変速比を維持するのに制御システムの、特に第1弁の適応のための大きな変更は必要ないのである。このような制御動作は望ましいと考えられる。その理由はこのことが意味していることは、変速比制御とベルト・ディスク摩擦制御との相互作用(これは複雑であり、そして制御能力を不安定にする)が少なくなつて、システムの応答性が改善され、そして安定していて、かつ正確なトランスマッision制御をもたらすからである。

20

【0011】

本発明のこの後の圧力制御システムのさらに別の利点は、トランスマッisionが静止しているとき、すなわちディスク・ペアが回転していないときに、以下のようにはっきり判る。多くの既知制御システムにおいて、ただ一つの圧力センサを採用して経費を節減している。このことが通常意味していることは、その圧力センサで測定した圧力レベルと所望の圧力レベルとの差を最小にすることにより第2圧力を調整するということであり、他方実際の変速比を所望の変速比に向かって変える方向において第1圧力を変えるようにすることにより間接的に第1圧力が制御されるということである。さらに、第1圧力レベルは、実測の変速比と第2圧力レベルとからトランスマッisionの数学モデル例えば周知のIDEモデルを使って計算されてもよい。しかしながら、ディスク・ペアとベルトとが回転していないトランスマッisionの静止時において、実際の変速比は通常決定できないし、さらに既知の数学モデルが無効であるかもしれない。この状態では既知制御システムは第1圧力を適正制御できない。流量弁がその設定に影響する油圧もしくは電気制御信号と実際に設定された第1圧力レベルとの間に決まった関係が特にないからである。このような状況では第1圧力は低すぎてベルトと第1ディスク・ペアとの相互スリップを防止できないことがある。このことは伝達効率の損失と駆動ベルトの摩耗という不都合な結果をもたらす。本発明の構成ではこの問題は、第2圧力を前記のセンサで計測し、この実測圧力に基づいて制御される圧力弁45が第1油圧回路33と媒体吸込み部35との間にあると

30

40

50

いう事実によって解決される。これは、静止中第2圧力と第1圧力との両方のレベルが比較的正確に知られているということを意味している。第2圧力が既知であるというのは、圧力センサで測れるからであり、他方第1圧力は概算もしくは想定できるというのはこの圧力を設定する圧力弁4 5の制御特性が、圧力制御弁4 5の設定に影響する油圧もしくは電気制御信号と前記の弁4 5により実際に設定される第1圧力のレベルとの間に比較的正確な所定の関係を示しているからである。それで結局、変速比と変速パラメータの迅速で信頼できる微調整が静止状態で今や可能となつたのであり、その場合において、第1圧力が直接、すなわち圧力制御弁4 5により制御できるのである。即ち、本発明は、第2油圧回路内の媒体圧力を測定する圧力センサ3 7と、第1圧力を制御する圧力弁4 5(この圧力弁4 5の制御特性は圧力弁4 5の設定に影響する制御信号とその弁4 5により実際に設定される第1圧力レベルとの間の所定の関係を示している)とを組んだ制御システムにも係るものである。

【0012】

上述の利点の結果として本発明の連続可変トランスミッションの利用可能性は広げられ、定速度駆動(CSD)にも利用できるようになった。このCSD利用は例えば航空機に搭載した発電機駆動の際に生じ、その特徴とは発電機の速度、従って変速比を狭い許容範囲内で調整しなければならないことである。さらに、本制御システムは第1圧力が第2圧力に等しいか、それよりも低いと言う先行技術の制御システムの利点を保持し、他のシステム例えばU.S.6,126,138号(特許文献3)から知られるシステムに優る利点、比較的簡単であり廉価である弁を2個だけしか使用しないと言う利点も保持している。

【発明を実施するための最良の形態】

【0013】

本発明を実施するための最良の形態に係る連続可変トランスミッションとその使用とがそれらの利点と一緒に添付図を参照して説明される。添付図で同じ部品には同じ参照番号を付してある。

【実施例1】

【0014】

図1に示した駆動ラインは、例えば乗り物を推進させるのに使用する、もしくは発電機を運転するのに使用するものであり、エンジンと負荷そしてそれらの間に設けた連続可変トランスミッション1を含んでいる。このトランスミッションは第1の回転ディスク・ペア10、第2の回転ディスク・ペア20、及び駆動ベルト2を含んでいる。第1の回転ディスク・ペア10のディスク11,12の少なくとも一方のディスク11は、第1の回転ディスク・ペア10と組合せたピストン・シリンドラ組立体13,14の第1の媒体室15内の第1圧力P₁により軸方向に動くことができる。第2の回転ディスク・ペア20のディスク21,22の少なくとも一方のディスク21は、第2の回転ディスク・ペア20と組合せたピストン・シリンドラ組立体23,24の第2の媒体室25内の第2圧力P₂により軸方向に動くことができる。駆動ベルト2は第1と第2のディスク・ペア10と20の周りをそれぞれの可変走行半径R₁₀とR₂₀で走行する。これらの半径R₁₀とR₂₀はトランスミッションの変速比を決める。図1のトランスミッションにおいて第1ディスク・ペア10の周りの駆動ベルト2の走行半径R₁₀は第2ディスク・ペア20の周りの駆動ベルト2の走行半径R₂₀よりも小さい。この形で、エンジンが負荷を駆動すると、第1ディスク・ペア10が発生するトルクT_Eはそれが負荷へ伝達されるときトランスミッションにより増大されるが、エンジンの回転速度N_Eは減少する。走行半径R₁₀が走行半径R₂₀よりも小さいトランスミッションの状態は減速状態と称され、走行半径R₁₀が走行半径R₂₀よりも大きいトランスミッションの状態は加速状態と称される。第1圧力P₁と第2圧力P₂とを調節することにより、ディスク11,12:21,22の間を走行する駆動ベルト2の部分にディスク・ペア10,20が働く締め付け力が決まってくる。こうするためトランスミッション1は後述する『圧力』制御システムが設けられる。締め付け力によりトルクはディスク・ペア10,20とベルト2との間を摩擦により転送され、そしてさらにそれらの相互の力の比がトランスミッション1の瞬間変速比を決める。この瞬間変速比は

10

20

30

40

50

最減速の变速比 i_D と最加速の变速比 i_A との間で変えられる。

【0015】

図2は図1に示される線A-Aで切断したトランスマッショントン1の側面図である。駆動ベルト2は第1のディスク・ペア10のディスク12上ではより小さい走行半径 R_{10} で走り、そして第2のディスク・ペア20のディスク21ではより大きい走行半径 R_{20} で走るように示されている。トランスマッショントン1にはゴムのベルトや鎖のように幾つかのタイプの駆動ベルトが設けられてもよい。しかしながら、図2の駆動ベルト2は押し型駆動ベルト2と称し、多数の板状の横断素子すなわちブロック3を含み、これらの横断素子は無端張力手段もしくはキャリヤー4の周囲に沿って自由に動けるようになっている。このタイプの駆動ベルト2は、周知であり、そして回転方向DRにおいて相互に前方に押し合っているブロック3によりディスク10, 20の間でエンジントルク T_E が転送されることで特徴付けられる。10

【0016】

図3は既知のトランスマッショントン1の圧力制御システム30の中の関連部分だけを示している。その制御システム30は電子部分と油圧部分とを含み、電磁作動弁31, 32が電子部分と油圧部分との間を連携している。制御システム30の油圧部分は媒体（通常適当な合成油）を含み、媒体を案内する油圧回路33, 34を含んでいる。第1の油圧回路33は第1の媒体室15を含み、第2の油圧回路34は第2の媒体室25を含む。制御システムにはさらに次のものが設けられる。

圧力弁32が第2油圧回路34と第2吸込み部35との間にあって、第2油圧回路34の第2圧力 P_2 は、第2油圧回路34から吸込み部35へ少量の、もしくは大量の媒体を流すことにより調整する。20

流量弁31が第2油圧回路34と第1油圧回路33との間にあって、第1油圧回路33の第1圧力 P_1 は、第2油圧回路34から第1油圧回路33へか、もしくは第1油圧回路33から媒体吸込み部35へ少量の、もしくは大量の媒体を流すことにより調整する。

ポンプ36が媒体の流れ、すなわちポンプ流を媒体吸込み部35から第2油圧回路34へ生じさせる。

【0017】

トランスマッショントンの作動中、ポンプ流は弁31, 32のいずれか一方を流れるので、それらは前記ポンプ流に対して並列に配置されていると言われる。30

【0018】

圧力弁32と流量弁31のような油圧弁の構造と作用は一般に知られているが、ここで要約して説明すると、これら既知形式の弁は弁ハウジング内を軸方向に動く弁体を備えており、ハウジング内の弁体の（軸方向の）相対位置が、弁に接続されている幾つかの油圧チャンネルのうちの2つのチャンネルの間でその弁を介して流れる媒体の流れが通過できる横断面積を決めている。そのような位置は弁設定と称される。弁ハウジング内の弁体の位置及び又は動きを決めているその反対端に位置している弁体の少なくとも2つの軸方向に向いている端面に通常働く幾つかの力の中の少なくとも一つを変えることにより弁体の相対位置が変えられる。その少なくとも一つの力はパイロット力 P_F とここでは称することにする。パイロット力 P_F は、例えば電気パイロット信号 P_S に従って制御されるいわゆるソレノイドによって機械的に実現される。前記パイロット信号 P_S を、パイロット力 P_F を実現する弁体の軸方向に向いている端面に働くパイロット油圧に変えるために、ソレノイド作動弁を使い、該パイロット力がパイロット圧力の大きさとそれが作用する端面の表面積とによって決まることは、この方面の技術で既知である。40

【0019】

図3に示すように、制御システム30の電子部分は制御ユニットCUを含み、このユニットを使って、いくつでもよいし、どの源からでもよいが少なくともエンジンの回転速度 N_E 、エンジントルク T_E 、变速比 i 及び第2圧力 P_2 （これは第2油圧回路34の圧力センサ37で計測される。）を含む入力信号に基づいて第1圧力 P_1 と第2圧力 P_2 の所望の大きさを（電気的に表して）決定している。制御ユニットCUはこれら所望の圧力の大きさを（電気的に表して）決定している。制御ユニットCUはこれら所望の圧力の大きさを（電気的に表して）決定している。50

さ P_1 と P_2 をパイロット信号 PS_1 と PS_2 に変えて、これら所望の圧力 P_1 と P_2 をつくりだすように流量弁 3 1 と圧力弁 3 2 の弁設定を行う。流量弁 3 1 の弁設定はスプリング 3 8 の力と第 1 パイロット信号 PS_1 によりつくられた第 1 パイロット力 PF_1 との間のバランスによって決められる。流量弁 3 2 の弁設定は、一方で圧力帰還ダクト 3 9 による第 2 圧力 P_2 による力と、他方で第 2 パイロット信号 PS_2 によりつくられた第 2 パイロット力 PF_2 とスプリング 4 0 との間のバランスによって決められる。それぞれの媒体室 1 5 ; 2 5 の実効表面積と組合せて第 1 圧力 P_1 と第 2 圧力 P_2 のそれぞれの大きさは、駆動ベルト 2 にディスク・ペア 1 0 もしくは 2 0 が作用する締め付け力を決定する。これらの締め付け力により駆動ベルト 2 とディスク・ペア 1 0 ; 2 0 との間の摩擦によるトルク転送が行われ、さらに変速比 i に影響を及ぼす。既知の構成によれば第 1 圧力 P_1 は第 2 圧力 P_2 に等しくなるか、それより小さくなるので、第 1 媒体室 1 5 の実効表面積は第 2 媒体室 2 5 の実効表面積よりも大きくされ、第 1 ディスク・ペア 1 0 による締め付け力は第 2 ディスク・ペア 2 0 による締め付け力より大きくなるようにしている。こうなるのは、図 3 に示すように、第 2 ディスク・ペア 2 0 の媒体室 2 5 の直径 D_2 と比較して第 1 ディスク・ペア 1 0 の媒体室 1 5 の直径 D_1 が大きいことによるのである。最後に、図 3 の参照数字 4 1 は既知の制御システム 3 0 に設けられている媒体のクーラーとフィルターである。

【0020】

図 4 に、変速比 i における第 1 圧力 P_1 と第 2 圧力 P_2 の大きさの効果がグラフとして示されている。第 2 圧力 P_2 は、この例では、駆動ベルト 2 と第 2 ディスク・ペア 2 0 の間で転送されるトルクの大きさによって 6 5 バールまで調節できる。実効表面積の相対的大きさを含む制御システム 3 0 の特性は、第 2 圧力 P_2 の所与の大きさに対して第 1 圧力 P_1 を、レベル P_{1-MIN} (最減速の変速比 i_D を実現するレベル) とレベル P_{1-MAX} (トランスミッション 1 の最加速の変速比 i_A を実現するレベル) との間で変えられるように、選定される。

【0021】

既知のトランスミッション 1 、さらに特定すれば既知の流量弁 3 1 の欠点は、トランスミッション 1 の作動中に規則的に起きる少ない媒体流量の精密調整に適していないと言うことである。そのような精密調整は最適トランスミッション効率の達成と作動信頼性の獲得と言う点で非常に望まれることである。既知トランスミッションの別の欠点は第 1 のパイロット信号 PS_1 と実際に設定される第 1 圧力 P_1 との間に直接関係がないと言うことである。例えば、流量弁 3 1 が閉じられた、すなわち媒体を全く流さない弁設定に第 1 パイロット信号 PS_1 が対応するとき、第 1 圧力 P_1 は媒体の漏洩を介して第 2 圧力 P_2 の大きさと媒体吸込み部 3 5 の圧力 (これは通常周囲雰囲気の圧力、約 1 バールに等しい) との間の値となる。特に静止時もしくはその直後で負荷を加速しているときの第 1 ディスク・ペア 1 0 における締め付け力は、第 1 ディスク・ペア 1 0 のディスク 1 1 、 1 2 と駆動ベルト 2 との間での充分なトルク転送には小さすぎ、このため不都合にもディスク 1 1 , 1 2 の間で駆動ベルト 2 のスリップを生じさせ伝達効率の損失と摩損とを生じさせる。

【0022】

図 5 ないし図 8 に示す本発明の連続可変トランスミッション 1 の改善された制御システム 3 0 の特徴は、第 1 油圧回路 3 3 、第 2 油圧回路 3 4 及びポンプ 3 6 が直列に配置されていることと、第 1 弁 4 2 ; 4 3 ; 4 4 が油圧回路 3 3 と 3 4 を接続していることであり、この第 1 弁 4 2 ; 4 3 ; 4 4 は第 1 回路 3 3 の第 1 の圧力 P_1 と第 2 回路 3 4 の第 2 の圧力 P_2 との間に (例えば、油圧回路 3 3 と 3 4 との間での媒体が通れる横断面積を変えて) 可変の圧力差を生じさせることができる。本発明のトランスミッション 1 の利点は比較的大きい流量の媒体が第 1 弁 4 2 ; 4 3 ; 4 4 を流れることであり、このことは制御システムが作動する精度に有利に影響する。安定している伝達状態では第 2 油圧回路 3 4 へ供給される全流量が第 1 弁 4 2 ; 4 3 ; 4 4 を通って流れる。

【0023】

図 5 に示す本発明の第 1 実施例においては第 1 弁 4 2 ; 4 3 ; 4 4 は可変の絞り弁 4 2 である。そのような可変の絞り弁 4 2 は、第 1 パイロット信号 PS_1 の大きさによって油

圧回路 3 3 と 3 4 の間の開口面積を設定することにより油圧回路 3 3 と 3 4 との間の媒体の流れを可変的に制限し、または阻止することができる。こうして可変の圧力差が弁にまたがってつくられる。好ましくはこの可変の程度は、全く流れない状態から連続して全く阻止されずに流れる状態まで変化し、この後の場合には第 1 圧力 P_1 と第 2 圧力 P_2 とは等しくなる。制御システム 3 0 は、さらに第 2 弁 4 5 が設けられており、この弁が第 1 油圧回路 3 3 と媒体吸込み部 3 5 との間に位置し、第 1 油圧回路 3 3 から媒体吸込み部 3 5 への媒体の流れを増減させて第 1 圧力 P_1 に影響を与える。第 2 弁 4 5 は既知の圧力制御形式の弁 3 2 であるのが好ましい。可変流量の絞り弁 4 2 の利点は、構成が簡単であって比較的廉価に得られるということである。

【実施例 2】

10

【0024】

図 6 の本発明の第 2 の実施例では第 1 弁 4 2 ; 4 3 ; 4 4 は可変差圧形式の弁である。この形式の弁の設定は第 1 パイロット信号 P_{S1} のレベルもしくは大きさによって決めるばかりでなく、第 1 の圧力 P_1 と第 2 の圧力 P_2 の大きさによっても決める。好ましくはこの後の仕方の設定はダクトを設けることによって（図 6 の破線 4 6 , 4 7 参照）実現でき、その場合は差動制御型弁 4 3 の弁体の両端面に第 1 の圧力 P_1 と第 2 の圧力 P_2 を作用させる。これによりそれぞれの圧力 P_1 、 P_2 の変化が減殺されるように圧力 P_1 、 P_2 のそれに影響を与えるので好ましい。この構成の利点は、例えば第 2 の圧力 P_2 が変化、例えばトランスミッション 1 が伝達しようとするエンジントルク T_E の増加に従つて第 2 の圧力 P_2 が増加するとき、第 1 の圧力 P_1 はそれに応じて変化し、それにより第 1 の圧力 P_1 と第 2 の圧力 P_2 の間の圧力比は好都合なことにあったとしても極僅か変化するだけであって、その結果変速比 i は安定していることである。さらに、第 1 の圧力 P_1 と第 2 の圧力 P_2 がかかる弁体の端面の表面積を適当な大きさに選定することにより、所与の大きさの第 1 パイロット信号 P_{S1} とそれに伴う変速比 i とに対し圧力比は、従って変速比 i は事実上一定にとどまっている。好ましくはこの変速比 i は最減速の伝達状態 i_D に対応する。その理由はこの状態においてトランスミッション 1 は通常最高に負荷されているからであり、そしてさらに、この構造が好都合にも保証していることは総て他の伝達状態において第 2 の圧力 P_2 の増加が第 1 の圧力 P_1 の増加となり、そして第 1 の圧力 P_1 の増加が第 2 の圧力 P_2 の増加となることである。この後の作用効果は一般に好ましいトランスミッションの作用効果であって、それにより変速比 i はエンジントルク T_E が増加するとき一層減速し、エンジントルク T_E が減少するとき一層增速する。この差動圧力形式の弁とその特別の利点は、従来の制御システムとの組み合わせではあるけれども、未公開の欧州特許出願 00204670 . 4 (特許文献 4) に詳述されており、本文ではこれを参照している。

20

【実施例 3】

30

【0025】

図 7 に概略示されている本発明の第 3 実施例においては第 1 弁 4 2 ; 4 3 ; 4 4 は可変流量制御形式の弁 4 4 である。この形式の弁 4 4 の弁設定は第 1 パイロット信号 P_{S1} によって決まるばかりでなく、第 2 回路 3 4 から第 1 回路 3 3 への媒体の流量によっても決まる。図 7 に示しているが、このことは可変差動圧力形式弁 5 5 の直ぐ後にあって第 1 油圧回路 3 3 内に位置している絞り装置 4 8 にまたがっての圧力降下が流量により変わることによって実現される。これにより可変差動圧力形式弁 5 5 の弁設定が前記の圧力降下により影響される。この後のことを行なうには図 7 に破線 5 6 , 5 7 で示すようにダクトを設け絞り装置 4 8 の両側の圧力を差動圧力形式弁 5 5 の弁体の反対の端面に働くようにするものが好ましい。絞り装置 4 8 は周知の油圧部品で、通常油圧路もしくはダクトを狭くするものとして存在する。ここでは、前記の圧力降下の影響が可変流量制御形式弁 4 4 を通る媒体流量の変化を減殺するようなものとしている。本発明によるこの構成の特別の利点は、第 2 弁 4 5 の設定を変える、例えば第 1 圧力 P_1 が増大するように変えると可変流量制御形式弁 4 4 がそれ自体調整して油圧回路 3 3 と 3 4 との間で一定の流量を維持し、それにより第 2 圧力 P_2 を自動的に増加させるということである。図 4 は、第 1 圧力

40

50

P_1 と第2圧力 P_2 とが多少でも同じように変化すると、変速比 i はあったとしても僅かな変化であり、ベルト2とディスク・ペア10, 20との相互スリップなしでトランスミッション1によって転送可能なエンジントルク T_E と変速比 i とを比較的簡単にそして有利なことには独立して制御できるということを示している。

【0026】

上に述べた有利な制御作用を最適にするため、本発明は図8に示す第3実施例に対してさらに二つの改善を提案する。第1の改善策としてはポンプの流量はできるだけ一定にして制御システムの最適安定性を実現すべきである。これによって、(第2弁45の設定の変化とは別の)ポンプ流量の変化が可変流量制御弁44の弁設定に付加的で不都合な影響を及ぼすことを防止できる。このことは普通ではないのである。その理由は、ポンプ流量はポンプ36の圧力勾配によって、従って第1圧力 P_1 によって(また他のパラメータによつても)変わるのが普通だからである。さらに、注意することとしてトランスミッション1とその負荷を駆動する同じエンジンがポンプ36をも駆動していることがある。ポンプ36が生じる中程度の流量はエンジン速度 N_E によるのであり、その流量はトランスミッション1の作動中変動する。この問題に対する本発明の解決は第3弁49を追加することであつて、この第3弁49は、別の油圧回路50内へポンプ36が発生する流れを、前記の一定の中程度の流量を超えるときに、側流させることによって、ポンプ36から第2油圧回路34への一定の中程度の流量を実現するのである。本発明の仕方によれば、第3弁49は狭窄器51と、圧力制御弁52とを備えており、狭窄器51は第2回路34へポンプ36からの流れを運ぶ流路もしくはダクトを狭窄して、ポンプ流量に応じる圧力降下を生じさせ、圧力制御弁52は第2回路34と別の油圧回路50との間に配置されていて、前記の圧力降下によって影響を受けて、圧力降下が高くなれば、媒体の側路への流れが多くなり、圧力降下が低くなれば、媒体の側路への流れが少なくなるようにしている。本発明によれば、トランスミッションを信頼できるよう作動させるためポンプ36それ自体は、正常動作中あらゆる環境下で前記の一定流量に等しいか、いくらか大きい量を供給できるような大きさとされている。これは、駆動ポンプ36が負荷を駆動している同じエンジンにより直接駆動されるときは、正常動作中に起る、最低エンジン速度 N_E 例えば自動車に利用したならアイドルエンジン速度で前記の一定の流量を送り出せるように、ポンプ36の大きさを決めるのが好ましいことを意味する。側流は貯蔵部35に直接送りこむ必要はないが、潤滑またはクラッチ・コントロールと言った制御システム30のほかの典型的な作用に使用すれば好都合である。

【0027】

制御システム30を流れる媒体とその中の圧力 P_1 ; P_2 とが相互に影響し合うので、本発明による制御システム30の事実上すべての実施例の応答性と制御作用とは上述の第3弁49を組み込むことによりかなり改善される。しかしながら、その効果は第3の実施例と組合せたとき最も顕著である。

【0028】

本発明の第3の実施例の制御作用は、さらなる第2の改善策により一層最適なものとなる。この第2の改善策は、可変流量制御弁44を2個の補助弁53, 54として構成することであり、この特徴も図8に示している。第1の補助弁53は本発明の第1実施例に使用する弁42と同じ可変狭窄型弁であり、第2の補助弁54は本発明の第2実施例に使用する弁43と同じ差圧型弁である。両方の弁53, 54は、可変狭窄型弁53の両側に一つずつダクト56, 57を設けることにより第1の補助弁53の可変圧力降下がその弁設定を決定するように配置されている。ダクト56, 57は局部圧力を第2補助弁54の弁体の両端面に作用させるようになる。第2補助弁54は第1の油圧回路33と第2の油圧回路34との間の流量を決める。この構成が本発明の第1実施例と第2実施例の利点の幾つかを結合させ、そしてさらに、比較的簡単な構造の弁を使えるようにしている。この構造の利点は、活発に制御される弁、すなわち、可変狭窄型の第1補助弁53がこの制御システム内の圧力と流量とを殆ど乱すことなく、そして第1回路33と第2回路34との間の流量を決めることにより第1圧力 P_1 を制御するという本来の仕事を別の弁、すなわ

10

20

30

40

50

ち差圧型第2補助弁54により遂行させていることである。このような機能分離がシステム30の制御作用の安定性を著しく改善するのである。

【0029】

本発明のいずれの実施例にも適用できる更に別の改善策においては第2弁45(この目的のためには既知の圧力弁形式のものが好ましい)の第2パイロット信号PS₂は、実際の、すなわち測定された第2圧力P₂と制御ユニットCUが決めた所望の圧力P₂との間の差に基づいて制御ユニットCUにより決められる。第2弁45が第1回路33と媒体吸込み部35との間にあるけれども圧力センサー37は本発明に従って、むしろ驚くべきことに、第2回路34と結びついているのである。第2弁45と第2油圧回路34との間に第1弁42；43；44があるので、第2弁45は第2圧力P₂だけに間接的に影響を与える。このこれまでにない構成の予期せぬ利点は、単一の圧力センサー37だけ使用しても、静止状態で、両圧力P₁とP₂とを比較的正確に知ることができることである。その理由は第2圧力P₂は圧力センサー37により測定でき、そして第1圧力P₁は圧力弁形式の第2弁45の所定の特性を使って推定できるからである。この特性は第2弁45が設定した圧力(第1圧力P₁である)の近似値を第2パイロット信号PS₂の大きさに基づいて与え、それは充分な精度で求められる。それにより、静止状態もしくは初期加速中の駆動ベルト2のスリップは充分にそして信頼できる状態で防止できる。10

【0030】

本質的に好ましい実施例と最良の形態とを説明したがトランスミッション1とそれに関連する制御システム30に本発明を限定するものではない。請求の範囲に記載の技術思想の範囲内で当業者であれば様々に変更して実施できるからである。20

【図面の簡単な説明】

【0031】

【図1】連続可変トランスミッションを組込んだ駆動ラインの略図である。

【図2】連続可変トランスミッションの断面側面図である。

【図3】既知技術の連続可変トランスミッションの電気・油圧制御系の略図である。

【図4】既知技術のトランスミッションに対する第1と第2の圧力の間の比と变速比との間の関係を示す。

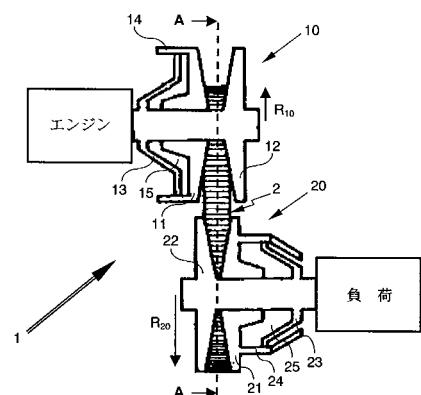
【図5】本発明の第1実施例の制御システムの略図である。

【図6】本発明の第2実施例の制御システムの略図である。30

【図7】本発明の第3実施例の制御システムの略図である。

【図8】図7の本発明の第3実施例の変形態様の略図である。

【図1】



【図2】

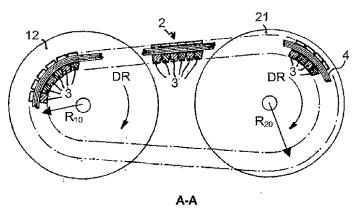


FIG. 2

【図3】

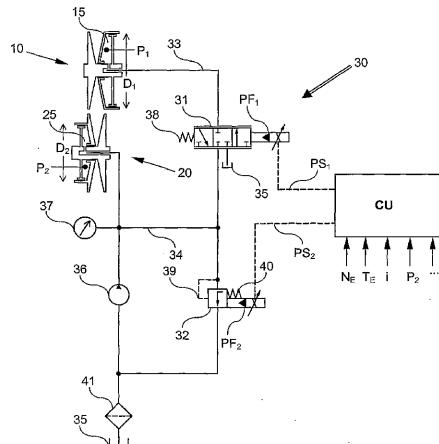


FIG. 3

【図4】

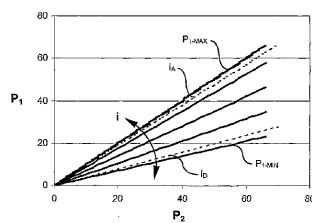


FIG. 4

【図5】

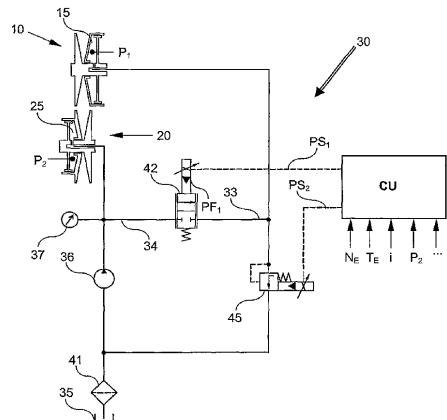


FIG. 5

【図6】

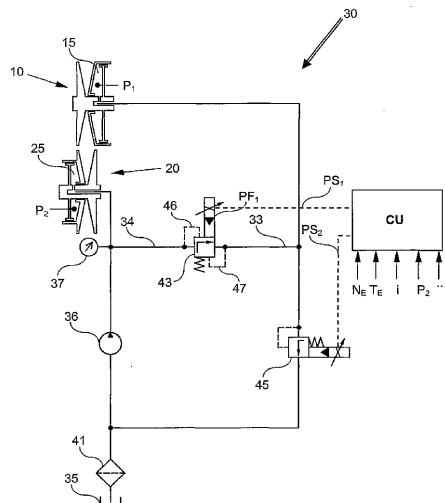


FIG. 6

【図7】

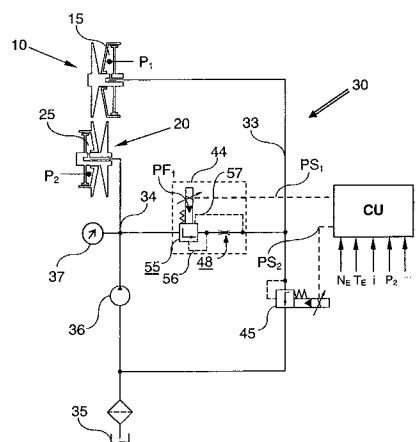


FIG. 7

【図8】

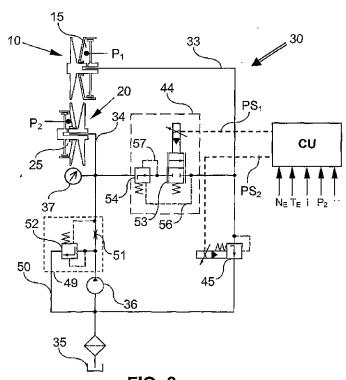


FIG. 8

フロントページの続き

(72)発明者 ファン デア スライス フランシス マリア アントニウス
オランダ国、エンエル - 5271 ハーベー ジント - ミッセルスベステル、ファン メロデシ
ュトラット 19

(72)発明者 ヘッセルス ヨハンネス ルイス レオナルドウス
オランダ国、エンエル - 5652 アーカー アインドホベン、フルクゼシュトラット 18 デー

審査官 小川 克久

(56)参考文献 特表平11-505914 (JP, A)
特開平05-118424 (JP, A)
国際公開第91/007613 (WO, A1)
米国特許第06126138 (US, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F16H 59/00-61/12

F16H 61/16-61/24

F16H 63/40-63/50