

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報(A)

(11) 特許出願公開番号

特開2007-205495
(P2007-205495A)

(43) 公開日 平成19年8月16日(2007.8.16)

(51) Int. Cl. F I テーマコード(参考)
F 1 6 H 61/04 (2006.01) F 1 6 H 61/04 3 J 5 5 2
 F 1 6 H 61/686 (2006.01) F 1 6 H 103:12

審査請求 未請求 請求項の数 5 O L (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2006-26137(P2006-26137)
 (22) 出願日 平成18年2月2日(2006.2.2)

(71) 出願人 000004260
 株式会社デンソー
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地
 (74) 代理人 100106149
 弁理士 矢作 和行
 (74) 代理人 100121991
 弁理士 野々部 泰平
 (72) 発明者 本多 正志
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
 社デンソー内
 (72) 発明者 高木 章
 愛知県刈谷市昭和町1丁目1番地 株式会
 社デンソー内
 Fターム(参考) 3J552 MA02 MA26 NA01 PA02 QA06B
 QA26C QB03 QB04 RA02 SA07
 SA56 VA79W

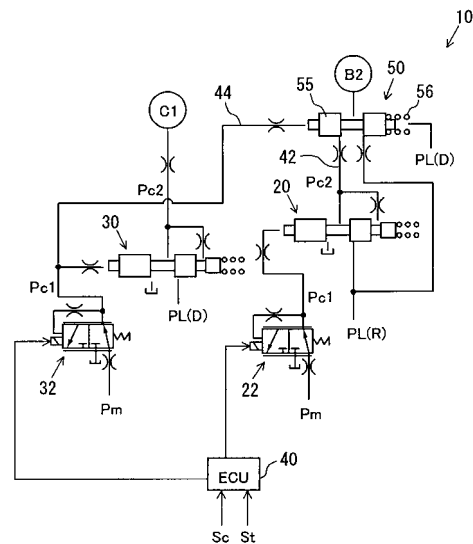
(54) 【発明の名称】 自動変速機の流体圧制御装置

(57) 【要約】

【課題】 摩擦係合要素へ供給する圧を制御圧からライン圧へ任意のタイミングで切り替えることができる油圧制御装置を提供する。

【解決手段】 ライン圧 P L を摩擦係合要素 B 2、C 1 に供給する第 2 制御圧 P c 2 に調圧するために、コントロールバルブ 2 0、3 0 およびソレノイドバルブ 2 2、3 2 を備えるとともに、コントロールバルブ 2 0 とブレーキ B 2 との間に、ブレーキ B 2 へ供給する圧力を第 2 の制御圧 P c 2 とする第 1 位置と、ブレーキ B 2 へ供給する圧力をライン圧 P L とする第 2 位置とを取り得るシフトバルブ 5 0 を備え、後進変速段への変速に際して、そのシフトバルブ 5 0 を、その変速時に使用しないソレノイドバルブ 3 2 によって切替制御する。

【選択図】 図 1



【特許請求の範囲】

【請求項 1】

自動変速機に備えられた複数の摩擦係合要素の係合開放を制御する自動変速機の流体圧制御装置であって、

入力される元圧を前記摩擦係合要素に供給する制御圧に調圧するために制御される調圧弁を複数備えるとともに、

その調圧弁と前記摩擦係合要素との間に配置され、前記摩擦係合要素へ供給する圧力を前記元圧とする第 1 位置と、前記摩擦係合要素へ供給する圧力を前記制御圧とする第 2 位置とを取り得る切替弁とを備え、

所定の変速段への変速に際して摩擦係合させられる摩擦係合要素に対して元圧および制御圧を切り替えて供給する切替弁を、変速時に摩擦係合要素に供給する制御圧を調圧するために用いない調圧弁によって切替制御することを特徴とする自動変速機の流体圧制御装置。

10

【請求項 2】

前記調圧弁として、前記元圧が減圧されたモジュレート圧が供給され、電氣的に制御されることにより、そのモジュレート圧を調圧して第 1 の制御圧を出力する第 1 調圧弁と、前記元圧が供給され、その第 1 の制御圧によって制御されることにより、元圧を第 1 の制御圧よりも大きな第 2 の制御圧に調圧して前記摩擦係合要素へ出力する第 2 調圧弁とをそれぞれ複数備え、

前記切替弁の切替制御を、変速時に前記第 2 調圧弁を制御するために用いない前記第 1 調圧弁により行うことを特徴とする請求項 1 に記載の自動変速機の流体圧制御装置。

20

【請求項 3】

前記調圧弁として、元圧が供給され、電氣的に制御されることにより、その元圧を制御圧に調圧して前記摩擦係合要素へ出力する電磁弁を備え、

前記切替弁の切替制御を、変速時に摩擦係合要素に供給する制御圧を調圧するために用いない前記電磁弁により行うことを特徴とする請求項 1 に記載の自動変速機の流体圧制御装置。

【請求項 4】

前記切替弁として、アンダーラップスプール弁を用いることを特徴とする請求項 1 乃至 3 のいずれかに記載の自動変速機の流体圧制御装置。

30

【請求項 5】

前記切替弁は、前記制御圧が所定の切替圧となったときに、前記調圧弁によって前記第 1 位置から前記第 2 位置へ切り替えられるようになっており、且つ、

その切替圧がスロットル開度に応じて変化するようになっており、その切替圧がスロットル開度に応じて変化することを特徴とする請求項 1 乃至 4 のいずれかに記載の自動変速機の流体圧制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、自動変速機の流体圧制御装置に関し、特に、自動変速機に備えられている摩擦係合要素の係合タイミングを制御する技術に関する。

40

【背景技術】

【0002】

自動変速機は通常、複数の摩擦係合要素を備えており、それら複数の摩擦係合要素の係合開放を制御することにより、複数の変速段が選択的に成立する。この自動変速機の摩擦係合要素は、その摩擦係合要素に供給される作動流体の流体圧が制御されることによって、係合開放が制御される。作動流体としては通常、作動油が用いられるので、以下、作動流体が作動油であるとして説明する。

【0003】

自動変速機に備えられている摩擦係合要素を制御するために用いられる油圧制御装置は、作動油圧を調圧するための調圧弁を備えており、その調圧弁を制御することによって、

50

係合当初は低い制御圧を摩擦係合要素に供給し、徐々に制御圧を高めることにより、変速に伴うショックを抑制しつつ係合を完了させる。

【0004】

この油圧制御装置として、調圧弁と摩擦係合要素との間に、摩擦係合要素へ供給する圧を調圧弁によって調圧された制御圧とするか、元圧とするかを切り替える切替弁を備えたものが知られている。たとえば、特許文献1に記載の装置がそれである。特許文献1に記載の装置では、摩擦係合開始当初は制御圧が供給され、その制御圧が徐々に増加させられる。そして、最終的には切替弁が切り替えられて元圧(ライン圧)が摩擦係合要素に供給される。これによって、変速過渡期の油圧制御性向上と変速終了後のトルク容量確保の両立が可能となっている。

10

【特許文献1】特開2000-337486号公報

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

特許文献1の装置の場合、切替弁の位置は、調圧弁によって調圧される制御圧と、切替弁に備えられたばねの付勢力との大小関係によって定まるようになっている。ばねの付勢力の方が制御圧よりも大きい場合には制御圧を摩擦係合要素に供給する位置となり、制御圧の方が大きくなると元圧を摩擦係合要素に供給する位置となる。

【0006】

すなわち、特許文献1の装置の場合、摩擦係合要素へ供給される油圧が制御圧から元圧へ切り替わる圧力は、予め定まっている固定値である。

20

【0007】

ところで、摩擦係合要素の必要柵圧は、必要トルク容量に応じて変化する。すなわち、必要トルク容量が大きいときは必要柵圧が高くなり、必要トルク容量が小さいときは必要柵圧は低くなる。なお、必要トルク容量は、たとえばスロットル開度に応じて変化する。

【0008】

このように必要柵圧は変化するので、摩擦係合要素へ供給する圧は、必要柵圧までは調整可能な圧である制御圧とする必要がある。そのため、特許文献1に記載の装置のように、摩擦係合要素へ供給される油圧を制御圧から元圧へ切り替える圧力が固定値となっている場合には、その固定値を必要柵圧が高い場合に合わせて設定しなければならない。その結果、変速過渡期の油圧制御性が不十分であった。

30

【0009】

本発明は、この事情に基づいて成されたものであり、その目的とするところは、摩擦係合要素へ供給する圧を制御圧から元圧へ任意のタイミングで切り替えることができる自動変速機の作動流体制御装置を提供することにある。

【課題を解決するための手段】

【0010】

その目的を達成するための請求項1記載の発明は、自動変速機に備えられた複数の摩擦係合要素の係合開放を制御する自動変速機の流体圧制御装置であって、入力される元圧を前記摩擦係合要素に供給する制御圧に調圧するために制御される調圧弁を複数備え、同時に、その調圧弁と前記摩擦係合要素との間に配置され、前記摩擦係合要素へ供給する圧力を前記元圧とする第1位置と、前記摩擦係合要素へ供給する圧力を前記制御圧とする第2位置とを取り得る切替弁とを備え、所定の変速段への変速に際して摩擦係合させられる摩擦係合要素に対して元圧および制御圧を切り替えて供給する切替弁を、変速時に摩擦係合要素に供給する制御圧を調圧するために用いない調圧弁によって切替制御することを特徴とする。

40

【0011】

このように、所定の変速段への変速に際して摩擦係合させられる摩擦係合要素に対して元圧および制御圧を切り替えて供給する切替弁を、その変速において摩擦係合要素に供給する制御圧を調圧するために用いない調圧弁によって制御するようにすれば、切替弁を任

50

意のタイミングで切り替えることができる。従って、摩擦係合要素へ供給する圧を制御圧から元圧へ任意のタイミングで切り替えることができる。

【0012】

前記調圧弁としては、請求項2記載のように、第1調圧弁および第2調圧弁とを一組として備えていてもよいし、請求項3記載のように、1つの電磁弁を備えていてもよい。なお、請求項2の場合、第1調圧弁と第2調圧弁とにより増幅機構が構成される。

【0013】

請求項2記載の発明は、前記調圧弁として、前記元圧が減圧されたモジュレート圧が供給され、電氣的に制御されることにより、そのモジュレート圧を調圧して第1の制御圧を出力する第1調圧弁と、前記元圧が供給され、その第1の制御圧によって制御されることにより、元圧を第1の制御圧よりも大きな第2の制御圧に調圧して前記摩擦係合要素へ出力する第2調圧弁とをそれぞれ複数備え、前記切替弁の切替制御を、変速時に前記第2調圧弁を制御するために用いない前記第1調圧弁により行うことを特徴とする。

10

【0014】

また、請求項3記載の発明は、前記調圧弁として、元圧が供給され、電氣的に制御されることにより、その元圧を制御圧に調圧して前記摩擦係合要素へ出力する電磁弁を備え、前記切替弁の切替制御を、変速時に摩擦係合要素へ供給する制御圧を調圧するために用いない前記電磁弁により行うことを特徴とする。

【0015】

この請求項3記載の発明によれば、調圧弁の数が少なくなるので、装置を小型、軽量化することができる。

20

【0016】

また、前記切替弁としては、請求項4記載のように、アンダーラップスプール弁を用いることが好ましい。アンダーラップスプール弁は異物等によって中間位置でロックしてしまう状態が生じにくいので、供給不良や排出不良の可能性を軽減できるからである。

【0017】

前述のように、請求項1記載の発明は、切替弁を任意のタイミングで切り替えることができる。また、摩擦係合要素の必要トルク容量はスロットル開度に応じて変化する。従って、請求項5記載のように、前記切替弁は、前記制御圧が所定の切替圧となったときに、前記調圧弁によって前記第1位置から前記第2位置へ切り替えられるようになっており、且つ、その切替圧がスロットル開度に応じて変化するようになっており、このようにすれば、変速ショックを軽減することができる。

30

【発明を実施するための最良の形態】

【0018】

以下、本発明の実施の形態を、図面に基づいて説明する。図1は、第1実施形態の油圧制御装置10の概略図である。この油圧制御装置10が制御する自動変速機には、クラッチC1やブレーキB2などの摩擦係合要素が備えられている。これらの摩擦係合要素C1、B2は、複数の湿式摩擦板からなるものである。

【0019】

油圧制御装置10は、自動変速機に備えられている摩擦係合要素の数に対応して複数(図では2つ)のコントロールバルブ20、30と、複数のソレノイドバルブ22、32とを備えている。

40

【0020】

ソレノイドバルブ22、32は、リニアソレノイドバルブ、デュティソレノイドバルブなどの出力圧を連続的に変化させることが可能な構造を有しており、その入力ポートには元圧であるライン圧PLが減圧されたモジュレート圧Pmが入力される。これらソレノイドバルブ22、32は第1調圧弁として機能しており、ECU(電子制御ユニット)40によって制御されることにより、モジュレート圧Pmを調圧して第1の制御圧Pc1を出力する。

【0021】

50

コントロールバルブ 20、30 は、第 2 調圧弁として機能するものであり、入力ポートにライン圧 PL が入力され、制御ポートに上記第 1 の制御圧 Pc 1 が入力される。この第 1 の制御圧 Pc 1 とスプリングとのバランスによって、出力圧である第 2 の制御圧 Pc 2 の大きさが連続的に変化する。

【0022】

この第 2 の制御圧 Pc 2 は摩擦係合要素 C 1、B 2 に供給され、第 2 の制御圧 Pc 2 の大きさが制御されることにより、摩擦係合要素 C 1、B 2 の係合開放が制御される。なお、クラッチ C 1 の係合開放を制御するためのコントロールバルブ 30 に入力されるライン圧 PL (D) は、前進走行レンジ (D レンジ) のときにのみ供給され後進走行レンジ (R レンジ) のときには供給されない。他方、ブレーキ B 2 の係合開放を制御するためのコントロールバルブ 20 に入力されるライン圧 PL (R) は後進走行レンジのときにのみ供給され前進走行レンジのときには供給されない。また、ソレノイドバルブ 22、32 には、シフト位置にかかわらずモジュレート圧 Pm が供給される。

10

【0023】

上記コントロールバルブ 20 とブレーキ B 2 を連結する油路 42 の途中、すなわち、コントロールバルブ 20 とブレーキ B 2 との間には、切替弁として機能するシフトバルブ 50 が設けられている。

【0024】

図 2 は、上記シフトバルブ 50 の拡大断面図である。図 2 に示すように、シフトバルブ 50 は、第 1、第 2 入力ポート 51、52 を備えており、第 1 入力ポート 51 には上記第 2 の制御圧 Pc 2 が入力され、第 2 入力ポート 52 にはライン圧 PL (R) が入力される。また、切替弁 50 は第 1、第 2 制御ポート 53、54 を有しており、第 1 制御ポート 53 は、油路 44 を介してソレノイドバルブ 32 の出力ポートと連結されている。従って、この第 1 制御ポート 53 には、ソレノイドバルブ 32 によって調圧された第 1 の制御圧 Pc 1 が入力される。他方、第 2 制御ポート 54 にはライン圧 PL (D) が入力される。これら 2 つの制御ポート 53、54 に入力される圧力の大きさによってスプール 55 の位置が制御される。なお、スプール 55 の軸方向の第 2 制御ポート 54 側にはスプリング 56 が設けられている。

20

【0025】

このシフトバルブ 50 は、第 2 の制御圧 Pc 2 が入力される第 1 入力ポート 51 を、ブレーキ B 2 へ油圧を出力する出力ポート 57 と連通させる第 1 位置と、ライン圧 PL (R) が入力される第 2 入力ポート 52 を上記出力ポート 57 と連通させる第 2 位置とをとることができる。以下、出力ポート 57 から出力されブレーキ B 2 へ入力される圧を、ブレーキ圧という。

30

【0026】

シフトバルブ 50 は、アンダーラップスプール弁構造を有している。すなわち、図 2 に示すようなスプール 55 が中立位置にある状態においても、入力ポート 51、52 が一部開くようになっている。換言すれば、スプール 55 の 2 つの大径部間の軸方向長さを d_1 、2 つの入力ポート 51、52 間の軸方向の最短距離を d_2 とすると、 $d_1 > d_2$ とされているのである。このように、アンダーラップスプール弁を用いることにより、異物の混入によりスプール 55 がロックしてしまうことを防止できる。従って、中間位置でスプール 55 がロックしてしまい、ブレーキ圧を低下させることができないとか、逆に、スプール 55 を上記第 1 位置または第 2 位置とすることができず、適切なブレーキ圧を供給することができないといった状況を防止することができる。

40

【0027】

なお、本実施形態のように、シフトバルブ 50 としてアンダーラップスプール弁を用いる場合、スプール 55 が第 1 位置や第 2 位置に位置する場合だけでなく、図 2 に示すような中間位置でも入力ポート 51、52 からの漏れ圧がブレーキ B 2 に供給されてしまうが、シフトバルブ 50 は第 1 位置および第 2 位置のいずれかに切り替えられるだけであり、中間的な制御は実施されないことから、漏れ圧がブレーキ B 2 に供給されてしまうことは

50

ない。

【0028】

図1に戻って、ECU40は、図示しない内部にCPU、ROM、RAM等を備えたコンピュータであり、変速指令信号Scやスロットル開度を表すスロットル開度信号Stなどが入力される。そして、変速指令信号Scに基づいて自動変速機に備えられている複数の摩擦係合要素の係合開放を行うために、それら複数の摩擦係合要素に対応して設けられているソレノイドバルブを制御する。ソレノイドバルブを制御することにより、コントロールバルブにおいてライン圧PLが調圧されて第2の制御圧Pc2として所定の摩擦係合要素へ出力される。

【0029】

また、変速に際して、ブレーキB2を係合させる必要がある場合には、ソレノイドバルブ32を制御することによって、ブレーキB2とコントロールバルブ20との間に設けられたシフトバルブ50の切替制御も行う。

【0030】

図3は、上記クラッチC1およびブレーキB2を備えた自動変速機の係合作動表である。図において、印は係合を示し、空欄は開放を示す。図3に示すように、ブレーキB2は、Rレンジすなわち後進変速段が成立させられるときに係合させられる。一方、クラッチC1はRレンジのときには開放となっている。従って、変速前の変速段においてもC1が開放状態であるとする、ソレノイドバルブ32はRレンジへの変速時に摩擦係合要素に供給する制御圧を調圧しない。従って、Rレンジへの変速の際に、シフトバルブ50の切替制御のためにソレノイドバルブ32を使用することができる。なお、Rレンジへの変速の際には、コントロールバルブ30にはライン圧PL(D)は供給されていないので、ソレノイドバルブ32から第1の制御圧Pc1を出力しても、クラッチC1が係合してしまうことはない。

【0031】

上述したブレーキB2に限らず、摩擦係合要素とコントロールバルブとの間にシフトバルブが設けられている場合には、変速時に摩擦係合要素に供給する制御圧を調圧しないソレノイドバルブによってそのシフトバルブの切替制御を行う。

【0032】

ECU40がソレノイドバルブを制御することによって所定の摩擦係合要素を係合させる場合、まず、スロットル開度信号Stに基づいて必要柵圧Pfを決定する。スロットル開度は、自動変速機へ入力される入力トルクに関連して変化するパラメータであり、入力トルクが大きいほど必要柵圧Pfは大きくなる。従って、スロットル開度が大きいほど必要柵圧Pfを大きい値に決定する。

【0033】

次いで、シフトバルブ50を第1位置とした状態で、ソレノイドバルブ22を制御してそのソレノイドバルブ22から出力される第1の制御圧Pc1を上昇させる。第1の制御圧Pc1はコントロールバルブ20の制御ポートに入力されるので、第1の制御圧Pc1が上昇させられることにより、コントロールバルブ20から出力される第2の制御圧Pc2も上昇する。

【0034】

そして、第2の制御圧Pc2を必要柵圧Pfまで上昇させる。この第2の制御圧Pc2は、シフトバルブ50が第1位置となっているので、ブレーキ圧としてブレーキB2に入力される。従って、ブレーキ圧は第2の制御圧Pc2に対応して必要柵圧Pfまで上昇する。

【0035】

ブレーキ圧が必要柵圧Pfとなると、ブレーキB2は摩擦係合を開始する。この係合開始は、たとえば、タービン回転速度の変化から判断する。係合開始を判断したら、ECU40はソレノイドバルブ32を制御してバルブ切替可能圧となる所定の第1の制御圧Pc1を発生させる。このバルブ切替可能圧は、シフトバルブ50のスプリング54の付勢力

10

20

30

40

50

よりも十分に高い圧力に設定されている。

【0036】

上記第1の制御圧 P_{c1} （バルブ切り替え可能圧）は、油路44を介してシフトバルブ50の第1制御ポート53へ入力され、これにより、シフトバルブ50は第1位置から第2位置へと変化させられるので、ブレーキB2には、ライン圧 $P_L(R)$ が供給されるようになる。ブレーキB2にライン圧 $P_L(R)$ が供給されると、ブレーキB2の係合作動は完了する。なお、ライン圧 $P_L(R)$ の大きさは、スロットル開度に応じて必要な締結圧となるように調圧されているので、ライン圧 $P_L(R)$ への切替によって十分な係合トルクが得られる。

【0037】

図4は、変速時における第2の制御圧 P_{c2} とブレーキ圧との関係を例示する図であり、(a)はスロットル開度が高開度時、(b)はスロットル開度が低開度時のものである。

【0038】

必要柵圧 P_f 以下では、ブレーキ圧として第2の制御圧 P_{c2} が入力されるので、図4(a)、(b)に示すように、ブレーキ圧は第2の制御圧 P_{c2} に対応する。

【0039】

一方、必要柵圧 P_f 以上では、シフトバルブ50は第2位置へと切り替えられる。すなわち、必要柵圧 P_f を切替圧として、シフトバルブ50が第2位置へと切り替えられる。そのため、ブレーキ圧はライン圧 $P_L(R)$ となる。

【0040】

また、図4に示すように、上記必要柵圧 P_f はスロットル開度によって変化し、スロットル開度が大きいほど必要柵圧 P_f が大きくなる。この必要柵圧 P_f がシフトバルブ50の切替圧となっているので、切替圧もスロットル開度によって変化することになる。

【0041】

これに対して、本実施形態では、後進変速段への変速に際して摩擦係合させられるブレーキB2に対してライン圧 $P_L(R)$ および第2の制御圧 P_{c2} を切り替えて供給するシフトバルブ50を、その変速において使用しないソレノイドバルブ32によって制御しているので、シフトバルブ50を任意のタイミングで切り替えることができる。従って、スロットル開度の変化することにより必要柵圧 P_f が変化しても、その必要柵圧 P_f においてブレーキB2へ供給する圧を第2の制御圧 P_{c2} からライン圧 $P_L(R)$ へ切り替えることができる。従って、変速過渡期の制御性が向上する。

【0042】

以上、本発明の実施形態を説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、次の実施形態も本発明の技術的範囲に含まれ、さらに、下記以外にも要旨を逸脱しない範囲内で種々変更して実施することができる。

【0043】

たとえば、前述の実施形態では、ブレーキB2は、互いに対となるコントロールバルブ20とソレノイドバルブ22とから構成される増幅機構によって、供給される油圧が制御されていたが、図5に示すように、コントロールバルブ20が備えられていなくてもよい。この場合、前述の実施形態の第2の制御圧 P_{c2} に相当する圧をソレノイドバルブ22にて調圧することになる。このようにすれば、コントロールバルブ20が備えられていない分、装置を小型、軽量化することができる。また、このソレノイドバルブ22にて制御圧を調圧してブレーキB2に供給する必要がない所定の変速段への変速である場合には、このソレノイドバルブ22を、図示しない他の摩擦係合要素のために設けられたシフトバルブ（切替弁）を切り替えるために用いてもよい。この場合、ソレノイドバルブ22が請求項3の電磁弁として機能する。

【0044】

また、前述の実施形態は、後進変速段が成立する場合を例にして説明したが、本発明は

10

20

30

40

50

成立する変速段に特に制限はなく、前進変速段でもよく、また、パーキングレンジやニュートラルレンジであってもよい。

【0045】

また、前述の実施形態の油圧制御装置10は、第1の制御圧Pc1が増加するほど、コントロールバルブ20においてその第1の制御圧Pc1に基づいて調圧される第2の制御圧Pc2も増加するようになっていたが、特許文献1と同様に、第1の制御圧Pc1(特許文献1ではソレノイド圧Psol)が増加するほど第2の制御圧Pc2(特許文献1では制御圧PS)が低下するようになっていてもよい。

【図面の簡単な説明】

【0046】

【図1】本発明の第1実施形態の油圧制御装置10の概略図である。

【図2】図1のシフトバルブ50の拡大断面図である。

【図3】図1のクラッチC1およびブレーキB2を備えた自動変速機の係合作動表である。

【図4】変速時における第2の制御圧Pc2とブレーキ圧との関係を例示する図であり、(a)はスロットル開度が高開度時、(b)はスロットル開度が低開度時のものである。

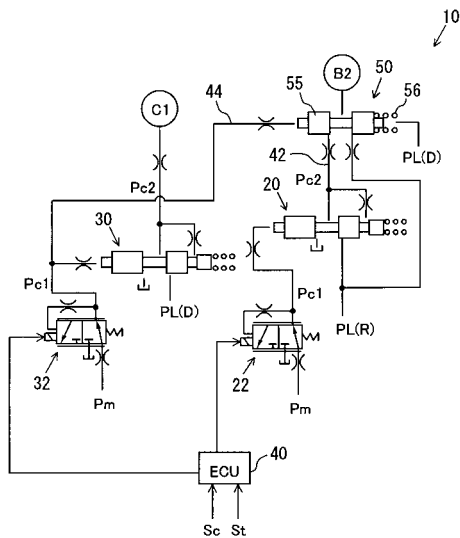
【図5】本発明の第2実施形態の油圧制御装置の概略図である。

【符号の説明】

【0047】

- 10 : 油圧制御装置 (流体圧制御装置)
- 20 : コントロールバルブ (第2調圧弁)
- 22 : ソレノイドバルブ (第1調圧弁、電磁弁)
- 32 : ソレノイドバルブ (第1調圧弁、電磁弁)
- 50 : シフトバルブ (切替弁)

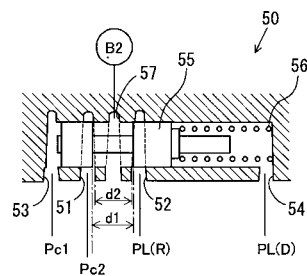
【図1】



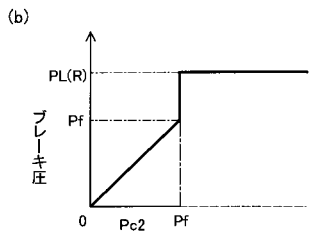
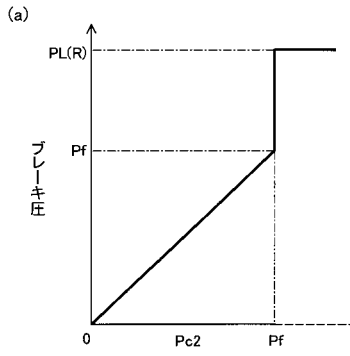
【図3】

| シフト位置 | B1 | C1 | C2 | C3 | B2 | B3 |
|-------|----|----|----|----|----|----|
| P | ○ | | ○ | | | |
| R | ○ | | ○ | | ○ | |
| N | ○ | | ○ | | | |
| D | 1 | | ○ | | | ○ |
| | 2 | ○ | | ○ | | ○ |
| | 3 | ○ | | ○ | ○ | |
| | 4 | | ○ | ○ | ○ | |
| | 5 | ○ | ○ | ○ | | |

【図2】



【 図 4 】



【 図 5 】

