

(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2011-190864

(P2011-190864A)

(43) 公開日 平成23年9月29日(2011.9.29)

(51) Int.Cl.	F 1	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 59/40 (2006.01)	F 1 6 H 59/40	
F 1 6 H 59/42 (2006.01)	F 1 6 H 59/42	

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2010-57376 (P2010-57376)	(71) 出願人	000003207
(22) 出願日	平成22年3月15日 (2010.3.15)		トヨタ自動車株式会社
			愛知県豊田市トヨタ町1番地
		(74) 代理人	100085361
			弁理士 池田 治幸
		(74) 代理人	100147669
			弁理士 池田 光治郎
		(72) 発明者	目次 宏光
			愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		(72) 発明者	武田 弘輝
			愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		Fターム(参考)	3J552 MA02 MA12 NA01 NB01 PA02 PB05 RC01 RC13 SA07 TB11 VA42W VA48W

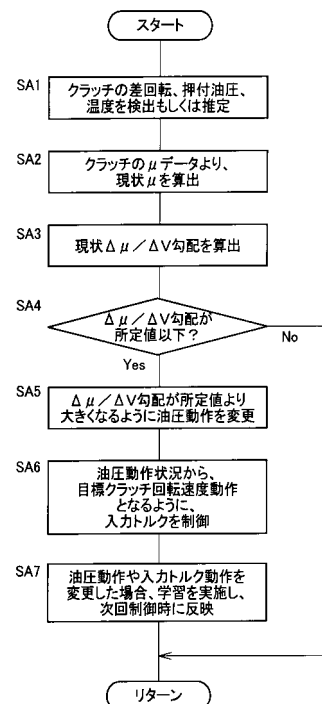
(54) 【発明の名称】 自動変速機の制御装置

(57) 【要約】

【課題】油圧式摩擦係合装置の係合時のジャダーを低減をさせることのできる自動変速機の制御装置を提供する

【解決手段】油圧制御手段124(SA5)による発進クラッチであるクラッチC1の係合油圧 P_{C1} の制御、および、入力トルク制御手段126(SA6)によるクラッチC1の入力トルクの制御、の少なくとも一方が行なわれることによって、クラッチC1の摩擦係数 μ の差回転 V に対する変化勾配の値 $\Delta\mu/\Delta V$ が前記所定値 G_{th} 以上となるようにされるので、摩擦係数 μ の差回転 V に対する変化勾配の値 $\Delta\mu/\Delta V$ に基づいて発生するシャダーを低減することができる。

【選択図】図11



【特許請求の範囲】**【請求項 1】**

油圧式摩擦係合装置を有する自動変速機の制御装置であって、
該油圧式摩擦係合装置の係合時において、該油圧式摩擦係合装置の差回転、押付圧、および温度に基づいて該油圧式摩擦係合装置の摩擦係数を算出し、
算出された該摩擦係数の前記差回転に対する変化勾配が所定値以上となるように前記油圧式摩擦係合装置の係合油圧および入力トルクの少なくとも一方を制御すること、
を特徴とする自動変速機の制御装置。

【請求項 2】

前記油圧式摩擦係合装置の係合油圧および入力トルクの制御は、前記摩擦係数の前記差回転に対する変化勾配が所定値以下である場合に実行されること、
を特徴とする請求項 2 に記載の自動変速機の制御装置。

10

【請求項 3】

前記油圧式摩擦係合装置の係合油圧および入力トルクの制御は、ニュートラル制御からの復帰制御において実行されること、
を特徴とする請求項 1 または 2 に記載の自動変速機の制御装置。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、自動変速機の制御装置に関するものであり、特に、油圧式摩擦係合装置の係合時におけるシャダーの低減を行なう技術に関するものである。

20

【背景技術】**【0002】**

自動変速機においては、油圧式摩擦係合装置が広く用いられている。かかる油圧式摩擦係合装置の係合状態と解放状態とを切り換えることにより、動力伝達経路における動力伝達状態と動力遮断状態とを切り換えることができる。油圧式摩擦係合装置を解放状態から係合状態に変更する場合において、その係合過程における係合ショックやシャダー（摩擦および振動の特性による振動・騒音）が発生する場合がある。かかる係合ショックやシャダーの発生は運転者に違和感を与える、すなわちドライバビリティを悪化させることとなる。

30

【0003】

このようなシャダーの発生に対して、従来は、シャダーの発生しにくい摩擦材への組成の変更や製造方法の開発、あるいは、例えば減衰を増加させることなどによりシャダー・摩擦係合装置の構造の変更等が行なわれていた。また、制御によりシャダーを低減するための方法としては、例えばシャダーの発生を検知した場合には係合制御を禁止するなどの手法が取られていた。

【0004】

特許文献 1 には、摩擦係合装置の制御方法の一つとして摩擦係合装置の差回転を算出し、状態値 S（ゾンマフェルト数）を算出し、算出した状態値 S からクラッチディスク動摩擦係数を検索し、目標クラッチトルクなどから油圧によるクラッチディスク押圧力を算出し、クラッチに供給すべき油圧量を算出する自動変速機の制御装置が開示されている。

40

【先行技術文献】**【特許文献】****【0005】**

【特許文献 1】特開 2001 - 165301 号公報

【発明の概要】**【発明が解決しようとする課題】****【0006】**

かかる特許文献 1 に開示の方法によれば、摩擦係合装置の係合において、係合油圧の制御精度を向上させることが可能となる。しかしながら、さらなる工夫によってドライバビ

50

リティ（ドラビリ）を向上させることが求められている。

【０００７】

本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、油圧式摩擦係合装置の係合時のジャダーを低減をさせることのできる自動変速機の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】

【０００８】

かかる目的を達成するための請求項１に係る発明は、（ａ）油圧式摩擦係合装置を有する自動変速機の制御装置であって、（ｂ）該油圧式摩擦係合装置の係合時において、該油圧式摩擦係合装置の差回転、押付圧、および温度に基づいて該油圧式摩擦係合装置の摩擦係数を算出し、（ｃ）算出された該摩擦係数の前記差回転に対する変化勾配が所定値以上となるように前記油圧式摩擦係合装置の係合油圧および入力トルクの少なくとも一方を制御すること、を特徴とする。

10

【０００９】

また、請求項２に係る発明は、前記油圧式摩擦係合装置の係合油圧および入力トルクの制御は、前記摩擦係数の前記差回転に対する変化勾配が所定値以下である場合に実行されること、を特徴とする。

【００１０】

また、請求項３に係る発明は、前記油圧式摩擦係合装置の係合油圧および入力トルクの制御は、ニュートラル制御からの復帰制御やアイドルストップ復帰制御において実行されること、を特徴とする。

20

【発明の効果】

【００１１】

請求項１に係る発明によれば、前記係合油圧および前記入力トルクの少なくとも一方が制御されることによって、前記摩擦係数の前記差回転に対する変化勾配の値が前記所定値以上となるようにされるので、該摩擦係数の前記差回転に対する変化勾配の値に基づいて発生するシャダーを低減することができる。

【００１２】

また、請求項２に係る発明によれば、前記摩擦係数の前記差回転に対する変化勾配が所定値以下である場合において、前記油圧式摩擦係合装置の係合油圧および入力トルクの制御が実行されるので、該摩擦係数の前記差回転に対する変化勾配の値に基づいて発生するシャダーを低減することができる。

30

【００１３】

また、請求項３に係る発明によれば、前記油圧式摩擦係合装置の係合油圧および入力トルクの制御は、ニュートラル制御からの復帰制御において実行されるので、車速が非常に小さく、運転者が違和感を感じやすい車両状態において、摩擦係数の前記差回転に対する変化勾配の値に基づいて発生するシャダーを低減することができる。

【００１４】

好適には、前記油圧式摩擦係合装置の係合油圧および入力トルクの制御は、アイドルストップ復帰制御において実行されるので、車速が非常に小さく、運転者が違和感を感じやすい車両状態において、摩擦係数の前記差回転に対する変化勾配の値に基づいて発生するシャダーを低減することができる。

40

【００１５】

好適には前記係合油圧の制御は、予め記憶された前記差回転および該係合油圧に対する前記油圧式摩擦係合装置の摩擦係数の関係に基づいて行なわれる。このようにすれば、前記係合油圧を制御することにより前記差回転を変化させることができ、前記摩擦係数の前記差回転に対する変化勾配の値に基づいて発生するシャダーを低減することができる。

【００１６】

また好適には、前記入力トルクの制御は、予め記憶された前記差回転および該入力トルクに対する前記油圧式摩擦係合装置の摩擦係数の関係に基づいて行なわれる。このように

50

すれば、前記入力トルクを制御することにより前記差回転を変化させることができ、前記摩擦係数の前記差回転に対する変化勾配の値に基づいて発生するシャダーを低減することができる。

【図面の簡単な説明】

【0017】

【図1】本発明が適用された車両用動力伝達装置の一部である車両用自動変速機の骨子図である。

【図2】図1の自動変速機において、複数の変速段を成立させる際の摩擦係合要素すなわち摩擦係合装置の作動状態を説明する作動表である。

【図3】図1の自動変速機などを制御するために車両に設けられた制御システムの要部およびエンジンから駆動輪までの動力伝達系の概略構成を説明するブロック線図である。 10

【図4】図3の油圧制御回路のうちクラッチおよびブレーキの各油圧アクチュエータ（油圧シリンダ）の作動を制御するリニアソレノイドバルブに関する回路図である。

【図5】電子制御装置による制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図6】車速およびアクセル開度を変数として予め記憶された関係から実際の車速およびアクセル開度に基づいて変速判断を行うための変速線図である。

【図7】クラッチの差回転および係合油圧に対する摩擦係数の関係を表わす図である。

【図8】クラッチの差回転および作動油温に対する摩擦係数の関係を表わす図である。

【図9】油圧制御回路の制御作動を説明する図であって、図7に示された関係に対応した図である。 20

【図10】入力トルク制御手段の制御作動を説明する図であって、図8に示された関係に対応した図である。

【図11】本実施例におけるニュートラル制御からの解除制御が実行された場合における制御作動を説明するためのタイムチャートである。

【発明を実施するための形態】

【0018】

以下、本発明の一実施例について、図面を参照しつつ詳細に説明する。

【実施例1】

【0019】

図1は、本発明が適用された車両用動力伝達装置の一部である車両用自動変速機10（以下、自動変速機10）の骨子図である。図2は複数の変速段を成立させる際の摩擦係合要素すなわち摩擦係合装置の作動状態を説明する作動表である。この自動変速機10は、車両の左右方向（横置き）に搭載するFF車両に好適に用いられるものであって、車体に取り付けられる非回転部材としてのトランスミッションケース26内において、シングルピニオン型の第1遊星歯車装置12を主体として構成されている第1変速部14と、ダブルピニオン型の第2遊星歯車装置16およびシングルピニオン型の第3遊星歯車装置18を主体としてラビニヨ型に構成されている第2変速部20とを共通の軸心C上に有し、入力軸22の回転を変速して出力回転部材24から出力する。この入力軸22は入力部材に相当するものであり、本実施例では走行用の動力源であるエンジン30によって回転駆動される流体式伝動装置としてのトルクコンバータ32のタービン軸である。また、出力回転部材24は自動変速機10の出力部材に相当するものであり、図3に示す差動歯車装置40に動力を伝達するためにそのデフドリブンギヤ（大径歯車）42と噛み合う出力歯車すなわちデフドライブギヤとして機能している。エンジン30の出力は、トルクコンバータ32、自動変速機10、差動歯車装置40、および一對の車軸44を介して一對の駆動輪46へ伝達されるようになっている（図3参照）。なお、この自動変速機10やトルクコンバータ32は中心線（軸心）Cに対して略対称的に構成されており、図1の骨子図においてはその中心線Cの下半分が省略されている。 30 40

【0020】

トルクコンバータ32は、エンジン30の動力を流体を介することなく入力軸22に直接伝達するロックアップ機構としてのロックアップクラッチ34を備えている。このロッ 50

クアッパクラッチ 34 は、係合側油室 36 内の油圧と解放側油室 38 内の油圧との差圧 ΔP により摩擦係合させられる油圧式摩擦クラッチであり、それが完全係合（ロックアップオン）させられることにより、エンジン 30 の動力が入力軸 22 に直接伝達される。また、所定のスリップ状態で係合するように差圧 ΔP すなわちトルク容量がフィードバック制御されることにより、車両の駆動（パワーオン）時には例えば 50 rpm 程度の所定のスリップ量でタービン軸（入力軸 22）をエンジン 30 の出力回転部材に対して追従回転させる一方、車両の非駆動（パワーオフ）時には例えば -50 rpm 程度の所定のスリップ量でエンジン 30 の出力回転部材をタービン軸に対して追従回転させられる。

【0021】

自動変速機 10 は、第 1 変速部 14 および第 2 変速部 20 の各回転要素（サンギヤ S1 ~ S3、キャリア CA1 ~ CA3、リングギヤ R1 ~ R3）のうちのいずれかの連結状態の組み合わせに応じて第 1 変速段「1st」~第 6 変速段「6th」の 6 つの前進変速段（前進ギヤ段）が成立させられるとともに、後進変速段「R」の後進変速段（後進ギヤ段）が成立させられる。図 2 に示すように、例えば前進ギヤ段では、クラッチ C1 とブレーキ B2 との係合により第 1 速ギヤ段が、クラッチ C1 とブレーキ B1 との係合により第 2 速ギヤ段が、クラッチ C1 とブレーキ B3 との係合により第 3 速ギヤ段が、クラッチ C1 とクラッチ C2 との係合により第 4 速ギヤ段が、クラッチ C2 とブレーキ B3 との係合により第 5 速ギヤ段が、クラッチ C2 とブレーキ B1 との係合により第 6 速ギヤ段が、それぞれ成立させられるようになっている。また、ブレーキ B2 とブレーキ B3 との係合により後進ギヤ段が成立させられ、クラッチ C1、C2、ブレーキ B1 ~ B3 のいずれも解放されることによりニュートラル状態となるように構成されている。

【0022】

図 2 の作動表は、上記各変速段とクラッチ C1、C2、ブレーキ B1 ~ B3 の作動状態との関係をまとめたものであり、「○」は係合、「」はエンジンブレーキ時のみ係合を表している。特に、第 1 変速段「1st」を成立させるブレーキ B2 には並列に一方方向クラッチ F1 が設けられているため、発進時（加速時）にはクラッチ C1 のみを係合させ、エンジンブレーキを作用させるときにはクラッチ C1 とブレーキ B2 とを係合させる。よって、第 1 変速段が成立させられている車両停止時にこのクラッチ C1 をスリップ状態乃至解放状態とすることにより、エンジン 30 のアイドル負荷を抑制する所謂ニュートラル制御を実施することができる。また、各変速段の変速比は、第 1 遊星歯車装置 12、第 2 遊星歯車装置 16、および第 3 遊星歯車装置 18 の各ギヤ比（＝サンギヤの歯数 / リングギヤの歯数） p_1 、 p_2 、 p_3 によって適宜定められる。

【0023】

上記クラッチ C1、C2、およびブレーキ B1 ~ B3（以下、特に区別しない場合は単にクラッチ C、ブレーキ B という）は、多板式のクラッチやブレーキなど油圧アクチュエータによって係合制御される油圧式摩擦係合要素（油圧式摩擦係合装置）であり、油圧制御回路 50（図 3 参照）のリニアソレノイドバルブ SL1 ~ SL5 の励磁、非励磁や電流制御により、係合、解放状態が切り換えられるとともに係合、解放時の過渡油圧などが制御される。

【0024】

図 3 は、図 1 の自動変速機 10 などを制御するために車両に設けられた制御システムの要部およびエンジン 30 から駆動輪 46 までの動力伝達系の概略構成を説明するブロック線図である。

【0025】

図 3 において、電子制御装置 100 は、例えば CPU、RAM、ROM、入出力インターフェース等を備えた所謂マイクロコンピュータを含んで構成されており、CPU は RAM の一時記憶機能を利用しつつ予め ROM に記憶されたプログラムに従って信号処理を行うことにより、エンジン 30 の出力制御や自動変速機 10 の変速制御やロックアップクラッチ 34 のオンオフ制御等を実行するようになっており、必要に応じてエンジン制御用やリニアソレノイドバルブ SL1 ~ SL5 を制御する変速制御用や油圧制御回路 50 のリニ

10

20

30

40

50

アソレノイドバルブ S L U およびソレノイドバルブ S L を制御するロックアップクラッチ制御用等に分けて構成される。

【 0 0 2 6 】

例えば、電子制御装置 1 0 0 には、アクセル開度センサ 5 4 により検出されたアクセルペダル 5 2 の操作量であるアクセル開度 A_{cc} を表すアクセル開度信号、エンジン回転速度センサ 5 6 により検出されたエンジン 3 0 の回転速度であるエンジン回転速度 N_E を表す信号、冷却水温センサ 5 8 により検出されたエンジン 3 0 の冷却水温 T_W を表す信号、吸入空気量センサ 6 0 により検出されたエンジン 3 0 の吸入空気量 Q を表す信号、吸入空気温度センサ 6 2 により検出された吸入空気の温度 T_A を表す信号、スロットル弁開度センサ 6 4 により検出された電子スロットル弁の開度 θ_{TH} を表すスロットル開度信号、車速センサ 6 6 により検出された出力回転部材 2 4 の回転速度 N_{OUT} すなわち車速 v に対応する車速信号、ブレーキスイッチ 7 0 により検出された常用ブレーキであるフットブレーキの作動中（踏込操作中）を示すフットブレーキペダル 6 8 の操作（オン） B_{ON} を表す信号、レバーポジションセンサ 7 4 により検出されたシフトレバー 7 2 のレバーポジション（操作位置、シフトポジション） P_{SH} を表す信号、タービン回転速度センサ 7 6 により検出されたタービン回転速度 N_T （＝入力軸 2 2 の回転速度 N_{IN} ）を表す信号、A T 油温センサ 7 8 により検出された油圧制御回路 5 0 内の作動油の温度である A T 油温 T_{OL} 表す信号などがそれぞれ供給される。

10

【 0 0 2 7 】

また、電子制御装置 1 0 0 からは、電子スロットル弁の開度 θ_{TH} を操作するスロットルアクチュエータへの駆動信号、エンジン 3 0 の点火時期を指令する点火信号、エンジン 3 0 の吸気管または筒内に燃料を供給し或いは停止する燃料噴射装置によるエンジン 3 0 への燃料供給量を制御する燃料供給量信号、シフトインジケータを作動させるためのレバーポジション P_{SH} 表示信号、自動変速機 1 0 のギヤ段を切り換えるために油圧制御回路 5 0 内のシフト弁を駆動するシフトソレノイドを制御する信号およびライン圧を制御するリニヤソレノイド弁を駆動するための指令信号、ロックアップクラッチ 3 4 の係合、解放、スリップ量を制御するリニヤソレノイド弁を駆動するための指令信号などがそれぞれ出力される。

20

【 0 0 2 8 】

また、シフトレバー 7 2 は例えば運転席の近傍に配設され、図 3 に示すように、5 つのレバーポジション「P」、「R」、「N」、「D」、または「S」へ手動操作されるようになっている。

30

【 0 0 2 9 】

「P」ポジション（レンジ）は自動変速機 1 0 内の動力伝達経路を解放しすなわち自動変速機 1 0 内の動力伝達が遮断されるニュートラル状態（中立状態）とし且つメカニカルパーキング機構によって機械的に出力回転部材 2 4 の回転を阻止（ロック）するための駐車ポジション（位置）であり、「R」ポジションは自動変速機 1 0 の出力回転部材 2 4 の回転方向を逆回転とするための後進走行ポジション（位置）であり、「N」ポジションは自動変速機 1 0 内の動力伝達が遮断されるニュートラル状態とするための中立ポジション（位置）であり、「D」ポジションは自動変速機 1 0 の変速を許容する変速範囲（Dレンジ）で第 1 ギヤ段「1 s t」～第 6 ギヤ段「6 t h」の総ての前進ギヤ段を用いて自動変速制御を実行させる前進走行ポジション（位置）であり、「S」ポジションはギヤ段の変化範囲を制限する複数種類の変速レンジすなわち高車速側のギヤ段が異なる複数種類の変速レンジを切り換えることにより手動変速が可能な前進走行ポジション（位置）である。

40

【 0 0 3 0 】

この「S」ポジションにおいては、シフトレバー 7 2 の操作毎に変速範囲をアップ側にシフトさせるためのレバーポジション P_{SH} としての「+」ポジション、シフトレバー 7 2 の操作毎に変速範囲をダウン側にシフトさせるためのレバーポジション P_{SH} としての「-」ポジションが備えられている。例えば、「S」ポジションにおいては、「6」レンジ～「L」レンジの何れかがシフトレバー 7 2 の「+」ポジション或いは「-」ポジシ

50

ンへの操作に応じて変更される。また、「S」ポジションにおける「L」レンジは第1ギヤ段「1st」にてブレーキB2を係合させて一層エンジンブレーキ効果が得られるためのエンジンブレーキレンジでもある。

【0031】

上記「D」ポジションは自動変速機10の変速可能な例えば図2に示すような第1速ギヤ段乃至第6速ギヤ段の範囲で自動変速制御が実行される制御様式である自動変速モードを選択するレバーポジションでもあり、「S」ポジションは自動変速機10の各変速レンジの最高速側ギヤ段を超えない範囲で自動変速制御が実行されると共にシフトレバー72の手動操作により変更された変速レンジ（すなわち最高速側ギヤ段）に基づいて手動変速制御が実行される制御様式である手動変速モードを選択するレバーポジションでもある。

10

【0032】

図4は、油圧制御回路50のうちクラッチC1、C2、およびブレーキB1～B3の各油圧アクチュエータ（油圧シリンダ）A_{C1}、A_{C2}、A_{B1}、A_{B2}、A_{B3}の作動を制御するリニアソレノイドバルブSL1～SL5に関する回路図である。

【0033】

図4において、各油圧アクチュエータA_{C1}、A_{C2}、A_{B1}、A_{B2}、A_{B3}には、ライン油圧PLがそれぞれリニアソレノイドバルブSL1～SL5により電子制御装置100からの指令信号に応じた係合油圧P_{C1}、P_{C2}、P_{B1}、P_{B2}、P_{B3}に調圧されてそれぞれ直接的に供給されるようになっている。このライン油圧PLは、エンジン30により回転駆動される機械式のオイルポンプ28（図1参照）から発生する油圧を元圧として図示しない例えばリリーフ型調圧弁（レギュレータバルブ）によって、アクセル開度或いはスロットル開度で表されるエンジン負荷等に応じた値に調圧されるようになっている。

20

【0034】

リニアソレノイドバルブSL1～SL5は、基本的には何れも同じ構成で、電子制御装置100により独立に励磁、非励磁され、各油圧アクチュエータA_{C1}、A_{C2}、A_{B1}、A_{B2}、A_{B3}の油圧が独立に調圧制御されてクラッチC1～C4、ブレーキB1、B2の係合圧P_{C1}、P_{C2}、P_{B1}、P_{B2}、P_{B3}が制御される。そして、自動変速機10は、例えば図2の係合作動表に示すように予め定められた係合装置が係合されることによって各変速段が成立させられる。また、自動変速機10の変速制御においては、例えば変速に関与するクラッチCやブレーキBの解放と係合とが同時に制御される所謂クラッチ・ツウ・クラッチ変速が実行される。例えば、図2の係合作動表に示すように3速→4速のアップシフトでは、ブレーキB3が解放されると共にクラッチC2が係合され、変速ショックを抑制するようにブレーキB3の解放過渡油圧とクラッチC2の係合過渡油圧とが適切に制御される。

30

【0035】

図5は、電子制御装置100による制御機能の要部を説明する機能ブロック線図である。図5において、エンジン出力制御手段102は、スロットル制御のためにスロットルアクチュエータにより電子スロットル弁を開閉制御する他、燃料噴射制御のために燃料噴射装置による燃料噴射を制御し、点火時期制御のためにイグナイタ等の点火装置による点火時期を制御するなどしてエンジン30の出力制御を実行する。例えば、エンジン出力制御手段102は、予め記憶された関係からアクセル開度信号Accに基づいてスロットルアクチュエータを駆動し、アクセル開度Accが増加するほどスロットル弁開度 θ_{TH} を増加させるようにスロットル制御を実行する。具体的には例えば、エンジン出力制御手段102は、エンジン30から出力されるエンジントルクが後述するニュートラル制御復帰手段110によって指示された要求エンジントルクとなるように制御を行なうことができる。

40

【0036】

変速制御手段104は、例えば図6に示すような車速vおよびアクセル開度Accを変数として予め記憶された関係（マップ、変速線図）から実際の車速vおよびアクセル開度Accに基づいて変速判断を行い、自動変速機10の変速を実行すべきか否かを判断し、例え

50

ば自動変速機 10 の変速すべき変速段を判断し、その判断した変速段が得られるように自動変速機 10 の自動変速制御を実行する。このとき、変速制御手段 104 は、例えば図 2 に示す係合表に従って変速段が達成されるように、自動変速機 10 の変速に關与する油圧式摩擦係合装置を係合および / または解放させる指令 (変速出力、油圧指令) を油圧制御回路 50 へ出力する。

【0037】

油圧制御回路 50 は、その指令に従って、自動変速機 10 の変速が実行されるように油圧制御回路 50 内のリニアソレノイドバルブ SL1 ~ SL5 を作動させて、その変速に關与する油圧式摩擦係合装置の油圧アクチュエータ A_{C1} 、 A_{C2} 、 A_{B1} 、 A_{B2} 、 A_{B3} を作動させる。

【0038】

図 6 の変速線図において、実線はアップシフトが判断されるための変速線 (アップシフト線) であり、破線はダウンシフトが判断されるための変速線 (ダウンシフト線) である。また、この図 6 の変速線図における変速線は、実際のアクセル開度 Acc (%) を示す横線上において実際の車速 v が線を横切ったか否かすなわち変速線上の変速を実行すべき値 (変速点車速) v_s を越えたか否かを判断するためのものであり、この値 v_s すなわち変速点車速の連なりとして予め記憶されていることにもなる。

【0039】

ニュートラル制御条件判定手段 106 は、シフトレバー 72 の走行ポジションにおいて所定のニュートラル制御条件が成立するか否かを判定する。この所定のニュートラル制御条件は、例えば車両が停止中であってアクセルペダル 52 が踏み込まれておらず、フットブレーキペダル 68 が踏まれていることなどである。より具体的には、ニュートラル制御条件判定手段 106 は、例えばレバーポジション P_{SH} が「D」ポジションであるときに、車速 v が所定の停止判定値以下であり且つブレーキスイッチ 70 がオン B_{ON} である場合に、ニュートラル制御条件が成立したと判定する。

【0040】

また、このニュートラル制御条件判定手段 106 は、後述するニュートラル制御手段 108 によるニュートラル制御中に前記所定のニュートラル制御条件が成立するか否かを判定することにより、そのニュートラル制御を解除 (終了) するか否かを逐次判定する、すなわちニュートラル制御からの復帰を開始するか否かを逐次判定するニュートラル制御解除判定手段でもある。具体的には、ニュートラル制御条件判定手段 106 は、ニュートラル制御中に、ブレーキスイッチ 70 がオン B_{ON} でなくなった場合に、ニュートラル制御の解除開始を判定する。

【0041】

ニュートラル制御手段 108 は、前記ニュートラル制御条件判定手段 106 により例えばシフトレバー 72 の「D」ポジションにおいて前記所定のニュートラル制御条件が成立したと判定されたときは、第 1 速ギヤ段を達成するための係合装置であるクラッチ C1 をスリップ状態乃至解放状態とするニュートラル指令を前記変速制御手段 104 に出力して自動変速機 10 を含む動力伝達経路を動力伝達抑制状態乃至動力伝達遮断状態とするニュートラル制御を実行する。変速制御手段 104 は、そのニュートラル指令に従って、クラッチ C1 をスリップ状態乃至解放状態とするように予め定められた所定のパターンに従ってクラッチ C1 の係合圧を低下させる制御信号を油圧制御回路 50 に出力する。自動変速機 10 内の動力伝達が抑制乃至遮断 (解放) されることにより、トルクコンバータ 32 が略一体回転するようになってエンジン 30 のアイドリング負荷が抑制され、燃費や NVH (騒音・振動・乗り心地) 性能が向上する。

【0042】

このように、このニュートラル制御では、クラッチ C1 が例えば解放 (わずかにスリップ係合するような係合直前状態) させられることにより、自動変速機 10 内の動力伝達経路が実質的に解放状態とされつつ、クラッチ C1 の半係合から係合への切換によって直ちに発進可能な発進待機状態とされる。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 3 】

ニュートラル制御復帰手段 1 1 0 は、ニュートラル制御中に前記ニュートラル制御条件判定手段 1 0 6 によりニュートラル制御の解除開始が判定されたとき、自動変速機 1 0 を含む動力伝達経路を動力伝達可能状態とするように、第 1 速ギヤ段の係合側係合装置であるクラッチ C 1 のトルク伝達容量を増加させて係合させるニュートラル制御解除指令を変速制御手段 1 0 4 に出力する。なお、クラッチ C 1 が、本発明の発進クラッチに相当する。ニュートラル制御復帰手段 1 1 0 の実行時においては係合装置であるクラッチ C 1 が係合されるが、この係合は例えば、係合終了時のクラッチトルク（クラッチのトルク容量）と入力トルクの偏差によるトルク段差を回避するため、目標差回転速度の変化量に対するフィードバック制御などによって行なわれる。

10

【 0 0 4 4 】

ところで、発進クラッチであるクラッチ C 1 の係合時において、クラッチ C 1 の摩擦係数 μ の変化量である $\Delta \mu$ の差回転速度 V の変化量 ΔV に対する勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が、 $\Delta \mu / \Delta V < 0$ の関係を満たすと、クラッチ C 1 の状態が不安定となり、シャダーが発生することが知られている。かかるシャダーを抑制するため、クラッチ C 1 の係合制御においては勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が正の値となるように制御が行なわれる。なお、クラッチ C 1 の差回転 V (rpm) とは、クラッチ C 1 が係合する 2 つの回転要素の回転速度の差である。

【 0 0 4 5 】

しかしながら、クラッチ C 1 の摩擦係数 μ は、クラッチ C 1 の押付圧や作動油の油温 T_{OIL} などによっても影響を受ける。この押付圧は、クラッチ C 1 の係合のために油圧制御回路 5 0 から供給される係合油圧に対応して変化するものである。クラッチ C 1 の摩擦係数 μ は、クラッチ C 1 の係合油圧によっても影響を受ける。すなわち、係合の過程において、係合油圧 P_{C1} が変化させられたり、あるいは作動油温 T_{OIL} が変化させられた場合には、差回転速度の V が同じ場合であってもクラッチ C 1 の摩擦係数 μ が異なることがある。

20

【 0 0 4 6 】

図 7 は、クラッチ C 1 の差回転 V (rpm) およびクラッチ C 1 の係合油圧 P_{C1} (Pa) に対するクラッチ C 1 の摩擦係数 μ の関係を表わす図である。図 7 において線 L 1 乃至 L 3 はそれぞれ係合油圧 P が一定の場合の差回転 V と摩擦係数 μ の関係を表わしており、L 1 乃至 L 3 のうち、L 1 は係合油圧 P_{C1} が最も小さい場合に対応し、L 3 は係合油圧 P が最も大きい場合に対応し、L 2 は係合油圧 P_{C1} が L 1 の場合と L 3 の場合の間の場合に対応している。すなわち L 1 の場合に対応する係合油圧 P_{C1} を P_1 、L 2 の場合に対応する係合油圧 P_{C1} を P_2 、L 3 の場合に対応する係合油圧 P_{C1} を P_3 とすると、 $P_1 < P_2 < P_3$ となる。また図 7 において、差回転 V が一定の場合においては、油圧 P_{C1} が小さいほど摩擦係数 μ が大きいことを表わしている。

30

【 0 0 4 7 】

図 8 は、クラッチ C 1 の差回転 V (rpm) およびクラッチ C 1 の作動油の油温 T_{OIL} () に対するクラッチ C 1 の摩擦係数 μ の関係を表わす図である。図 8 において線 L 4 乃至 L 6 はそれぞれ油温 T_{OIL} が一定の場合の差回転 V と摩擦係数 μ の関係を表わしており、L 4 乃至 L 6 のうち、L 4 は油温 T_{OIL} が最も低い場合に対応し、L 6 は油温 T_{OIL} が最も高い場合に対応し、L 5 は油温 T_{OIL} が L 4 の場合と L 6 の場合の間の場合に対応している。すなわち、すなわち L 1 の場合に対応する油温 T_{OIL} を T_4 、L 2 の場合に対応する油温 T_{OIL} を T_5 、L 3 の場合に対応する油温 T_{OIL} を T_6 とすると、 $T_4 < T_5 < T_6$ となる。また図 8 において、差回転 V が一定の場合においては、油温 T_{OIL} が低いほど摩擦係数 μ が大きいことを表わしている。

40

【 0 0 4 8 】

この図 7 に示すように、クラッチ C 1 の係合の過程において、勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が正となるように制御が行なわれている場合であっても、何らかの要因により油圧 P_{C1} の変化が生ずると、意図せず勾配 μ が変化し、その結果、実際の勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が負となることあり得る。かかる場合には、シャダーが発生することとなる。同様に、図 8 に示すように

50

、クラッチ C 1 の係合の過程において、勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が正となるように制御が行なわれている場合であっても、何らかの要因により油温 T_{OIL} の変化が生ずると、意図せず勾配 μ が変化し、その結果、実際の勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が負となることがあり得る。かかる場合にも、シャダーが発生することとなる。例えば、図 7 および図 8 において太破線で示された矢印 T は、クラッチ C 1 の状態の遷移を表わしている。この太破線で表わされた矢印上の各点の接線、すなわち傾きが勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ に対応する。この太破線で示された矢印のうち、一点鎖線で囲まれた部分 R に示すように、勾配 $\Delta \mu / \Delta V < 0$ となった場合には、クラッチ C 1 がシャダーの発生しうる状態となる。

【 0 0 4 9 】

本実施例のニュートラル制御復帰手段 1 1 0 は、かかる課題を解決するため、油温検出手段 1 1 2、押付油圧検出手段 1 1 4、差回転検出手段 1 1 6、記憶手段 1 1 8、摩擦係数算出手段 1 2 0、勾配算出手段 1 2 2、油圧制御手段 1 2 4、入力トルク制御手段 1 2 6、および学習制御手段 1 3 0 を機能的に備えている。

【 0 0 5 0 】

このうち、油温検出手段 1 1 2 は例えば自動変速機 1 0 内に設けられた油温センサ 7 8 によって測定される作動油の油温 T_{OIL} を検出する。

【 0 0 5 1 】

押付圧検出手段 1 1 4 は、前記変速制御手段 1 0 4 によって出力される発進クラッチであるクラッチ C 1 の係合油圧 P_{C1} に関する指令を検出することによって、クラッチ C 1 の押付圧を検出する。なお、前記所定の関係は、例えば予め実験的にあるいはシミュレーションによって得られるクラッチ C 1 の係合油圧 P_{C1} と押付圧との関係であり、例えばマップや関数、あるいはテーブルなどの形式によって予め得られている。

【 0 0 5 2 】

差回転検出手段 1 1 6 は、発進クラッチであるクラッチ C 1 の差回転を検出する。クラッチ C 1 の差回転は、クラッチ C 1 が係合する 2 つの回転要素の回転速度の差である。具体的には差回転検出手段 1 1 6 は、自動変速機 1 0 の入力軸回転速度と出力軸回転速度とに基づいて、また、予め既知である自動変速機 1 0 の変速比に基づいてクラッチ C 1 の差回転を検出する。ここで入力軸回転速度 N_{IN} はトルクコンバータ 3 2 のタービン回転速度 N_T に対応するものであり、タービン回転速度センサ 7 6 によって検出される。また、出力軸回転速度 N_{OUT} は、車速センサ 6 6 によって検出される。

【 0 0 5 3 】

記憶手段 1 1 8 は、ニュートラル制御復帰手段 1 1 0 の実行にあたり必要となる情報を読み出し可能に記憶するものである。具体的には例えば図 7 に示すような、クラッチ C 1 における差回転 V 、油圧 P_{C1} に対する摩擦係数 μ の関係や、図 8 に示すようなクラッチ C 1 における差回転 V 、油温 T_{OIL} に対する摩擦係数 μ の関係などが予め記憶される。

【 0 0 5 4 】

摩擦係数算出手段 1 2 0 は、油温 T_{OIL} 検出手段 1 1 2 によって検出されるクラッチ C 1 の、すなわち自動変速機 1 0 の作動油の油温 T_{OIL} と、押付油圧検出手段 1 1 4 によって検出されるクラッチ C 1 の係合油圧 P_{C1} 、もしくはクラッチ C 1 の押付圧、差回転検出手段 1 1 6 によって検出されるクラッチ C 1 の差回転 V に基づいて、予め記憶手段 1 1 8 に記憶されたそれらの関係を適用することにより、クラッチ C 1 の摩擦係数 μ を算出する。油温 T_{OIL} 検出手段 1 1 2 によるクラッチ C 1 の作動油の油温 T_{OIL} の検出、押付油圧検出手段 1 1 4 によるクラッチ C 1 の係合油圧 P_{C1} の検出、差回転検出手段 1 1 6 によるクラッチ C 1 の差回転 V の検出、および、摩擦係数算出手段 1 2 0 によるクラッチ C 1 の摩擦係数 μ の算出は、例えば数十 m 秒などの予め設定された間隔によって繰り返し行なわれる。

【 0 0 5 5 】

勾配算出手段 1 2 2 は、クラッチ C 1 の摩擦係数 μ の微小時間あたりの変化量 $\Delta \mu$ の、クラッチ C 1 の差回転 V の微小時間あたりの変化量 ΔV に対する勾配、すなわち $\Delta \mu / \Delta V$ を算出する。前述のように、差回転検出手段 1 1 6 によるクラッチ C 1 の差回転 V の検

10

20

30

40

50

出、および、摩擦係数算出手段 120 によるクラッチ C 1 の摩擦係数 μ の算出が予め設定された間隔 Δt によって繰り返し行なわれる場合には、微小時間あたりの変化量は直近の 2 回の検出および算出における差によって表現されることができる。すなわち、最も最近に摩擦係数算出手段 120 によるクラッチ C 1 の摩擦係数 μ の算出が行なわれた時刻 t を t_1 とすると、摩擦係数 μ の微小時間あたりの変化量 $\Delta \mu$ は、 $\Delta \mu = \mu(t = t_1) - \mu(t = t_1 - \Delta t)$ で表わされる。差回転 V の微小時間あたりの変化量 ΔV についても同様である。

【0056】

油圧制御手段 124 は、前記勾配算出手段 112 によって検出される勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ の値が所定値 G_{th} 以下となった場合に、勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が前記所定値 G_{th} よりも大きくなるように、クラッチ C 1 の係合油圧 P_{c1} を制御する。具体的には例えば、油圧制御手段 124 は、ニュートラル制御からの解除制御の開始時刻からの時間の経過に対する発進クラッチであるクラッチ C 1 の係合油圧 P_{c1} として予め定められたパターンとなるように係合油圧 P_{c1} を制御させるとともに、前記勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ の制御を行なう場合には、前記パターンとは異なるように、変速制御手段 104、油圧制御回路 50 を介して係合油圧 P_{c1} の制御を行う。係合油圧 P_{c1} の制御は、前記パターンに基づくクラッチ C 1 の係合油圧 P_{c1} に対し、勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が前記所定値 G_{th} よりも大きくなるために必要な補正值 ΔP_{c1} を算出し、その補正值 ΔP_{c1} だけ係合油圧 P_{c1} を補正することによって行なわれる。ここで、前記所定値 G_{th} の大きさは、クラッチ C 1 においてシャダーの減衰性能を十分に確保することのできる値として実験的に、あるいはシミュレーションによって設定される。シャダーの減衰性能を十分に確保できる値とは、具体的には例えば、クラッチ C 1 を、シャダーが発生しない、あるいは発生する場合であってもシャダーを十分に、具体的には例えば乗員に違和感を与えない程度まで減衰させることのできる状態となる値である。

【0057】

図 9 は、油圧制御手段 124 によるクラッチ C 1 の係合油圧 P_{c1} の制御作動の一例を説明する図である。図 9 は、横軸にクラッチ C 1 の差回転 V (rpm) を、縦軸にクラッチ C 1 の摩擦係数 μ の関係を係合油圧 P_{c1} ごとに表わす図であって、図 7 の一部を拡大した図である。クラッチ C 1 の状態が図 9 の点 S1 で表わされる状態（以下「状態 S1」という。）から図 9 の点 S2 で表わされる状態（以下「状態 S2」という。）へ変化する場合 G1 に、勾配算出手段 122 は、この状態 S1 から状態 S2 への変化 G1 における勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ を算出する。算出された勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が前記所定値 G_{th} よりも大きいので、油圧制御手段 124 による係合油圧 P_{c1} の制御が行なわれない。

【0058】

続いて、クラッチ C 1 の状態が前記状態 S2 から図 9 の点 S3 で表わされる状態（以下「状態 S3」という。）へ変化する場合 G2 を考える。このとき、クラッチ C 1 の係合油圧 P_{c1} が変化している。そのため、勾配算出手段 122 によって算出される勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が前記所定値 G_{th} 以下となり、油圧制御手段 124 による係合油圧 P_{c1} の制御が行なわれる。具体的には、油圧制御手段 124 は、クラッチ C 1 の係合油圧 P_{c1} の補正值 ΔP_{c1} を算出し、係合油圧 P_{c1} の補正を行なう。このように補正された結果、クラッチ C 1 の状態は状態 S3 ではなく、図 9 の点 S3' で表わされる状態（以下「状態 S3'」という。）へ変化する場合 G3 となり、その際の勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ は前記所定値 G_{th} よりも大きい値となる。従って、クラッチ C 1 において、シャダーが発生しない、あるいは発生する場合であってもシャダーを十分に減衰させることができる。

【0059】

入力トルク制御手段 126 は、前記勾配算出手段 122 によって検出される勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ の値が所定値 G_{th} 以下となった場合に、勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が前記所定値 G_{th} よりも大きくなるように、クラッチ C 1 の差回転 V を制御する。具体的には例えば、入力トルク制御手段 126 は、ニュートラル制御からの解除制御の開始時刻からの時間の経過に対するエンジン出力として予め定められたパターンとなるようにエンジン出力制御手段 102

にに対して出力を制御させるとともに、勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が前記所定値 G_{th} 以下となった場合には、前記パターンとは異なるように、エンジン出力制御手段 102 に対してエンジン 30 の出力の制御を行なわせることにより、勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ の制御、すなわちクラッチ C1 の差回転 V の制御を行なう。例えばエンジン 30 の出力を前記パターンから増減させ、自動変速機 10 の入力トルクを増減させることによって、クラッチ C1 の差回転 V を制御する。入力トルク制御手段 126 は例えば、勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が前記所定値 G_{th} よりも大きくなるために必要な差回転の変化量 ΔV となるように、差回転 V の補正值 V_{re_v} を算出し、その補正值 V_{re_v} だけ差回転 V を補正することによって行なわれる。なお、差回転 V の補正值 V_{re_v} と、制御するエンジン 30 の出力の増減についての関係は、例えば車両状態などを考慮して予め記憶されており、制御しようとする差回転 V の補正值 V_{re_v} に基づいたエンジン 30 の出力の指令、例えばスロットル開度の補正量などを決定することができるようにされていけばよい。

【0060】

図 10 は、入力トルク制御手段 126 によるクラッチ C1 の係合油圧 P_{c_1} の制御作動の一例を説明する図である。図 10 は、横軸にクラッチ C1 の差回転 V (rpm) を、縦軸にクラッチ C1 の摩擦係数 μ の関係を作動油温 T_{oil} ごとに表わす図であって、図 8 の一部を拡大した図である。クラッチ C1 の状態が図の点 S11 で表わされる状態（以下「状態 S11」という。）から図の点 S12 で表わされる状態（以下「状態 S12」という。）へ変化する場合 G11 に、勾配算出手段 122 は、この状態 S11 から状態 S12 への変化 G11 における勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ を算出する。算出された勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が前記所定値 G_{th} よりも大きいので、入力トルク制御手段 126 によるエンジン 30 の出力の制御によるクラッチ C1 の差回転 V の制御が行なわれない。

【0061】

続いて、クラッチ C1 の状態が前記状態 S12 から図 10 の点 S13 で表わされる状態（以下「状態 S13」という。）へ変化する場合 G12 を考える。このとき、クラッチ C1 の自動変速機 10 の作動油温 T_{oil} が変化している。そのため、勾配算出手段 122 によって算出される勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が前記所定値 G_{th} 以下となり、入力トルク制御手段 126 によるエンジン 30 の出力の制御が行なわれ、クラッチ C1 の差回転 V が制御される。具体的には、入力トルク油圧制御手段 126 は、差回転 V の補正量 V_{re_v} を算出し、その補正量 V_{re_v} に対応するエンジン 30 の出力の増減をエンジン出力制御手段 102 に対して指示する。このように補正された結果、クラッチ C1 の状態は状態 S13 ではなく、図 10 の点 S13' で表わされる状態（以下「状態 S13'」という。）へ変化する場合 G13 となり、その際の勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ は前記所定値 G_{th} よりも大きい値となる。従って、クラッチ C1 において、シャダーが発生しない、あるいは発生する場合であってもシャダーを十分に減衰させることができる。

【0062】

学習制御手段 130 は、前記油圧制御手段 124 および入力トルク制御手段 126 のそれぞれについての制御結果に基づいて学習制御を行なう。具体的には、時間の経過に対する係合油圧 P_{c_1} の時間変化として予め定められた前記パターンを、前記油圧制御手段 124 において行なわれた係合油圧 P_{c_1} の補正值 ΔP_{c_1} に基づいて変更する。より具体的には、その補正值 ΔP_{c_1} 分だけ前記パターンをオフセットすることなどにより、学習制御を行なう。また、時間の経過に対するエンジン出力の時間変化として予め定められた前記パターンについても、同様に前記入力トルク制御手段 126 において行なわれたエンジン出力の補正值に基づいて変更することなどにより、学習制御を行なう。

【0063】

図 11 は、本発明の一実施例である、ニュートラル制御復帰手段 110 の制御作動の一例であるニュートラル制御からの解除制御における発進クラッチ C1 の係合における制御作動の要部を説明するためのフローチャートであり、例えば数 msec 乃至数十 msec 程度の極めて短いサイクルタイムで繰り返し実行されるものである。このフローチャートは、例えばニュートラル制御が実行されている車両において、そのニュートラル制御が解

10

20

30

40

50

除される判断がなされた場合に実行される。

【0064】

まず、油温検出手段112、押付圧検出手段114、差回転検出手段116に対応するSA1においては、自動変速機10の作動油の油温 T_{OIL} 、クラッチC1の押付圧、クラッチC1の差回転 V がそれぞれ検出される。

【0065】

続いて、摩擦係数算出手段120に対応するSA2においては、SA1において検出された自動変速機10の作動油の油温 T_{OIL} 、クラッチC1の押付圧、クラッチC1の差回転 V と、予め記憶されたクラッチC1における差回転 V 、油圧 P_{C1} に対する摩擦係数 μ の関係や、クラッチC1における差回転 V 、油温 T_{OIL} に対する摩擦係数 μ の関係に基づいて、クラッチC1の摩擦係数 μ が算出される。

10

【0066】

勾配算出手段122に対応するSA3においては、SA2で算出されたクラッチC1の摩擦係数 μ およびクラッチC1の差回転 V の変化勾配である勾配 $\Delta\mu/\Delta V$ が算出される。なお、図11のフローチャートが所定の時間ごとに繰り返し実行される場合には、前記勾配は、前回の実行時におけるSA2で算出されたクラッチC1の摩擦係数 μ と今回の実行時におけるSA2で算出されたクラッチC1の摩擦係数 μ との変化量の、前回の実行時におけるSA1で検出されたクラッチC1の差回転 V と今回の実行時におけるSA1で検出されたクラッチC1の差回転 V との変化量の比として算出されることもできる。

【0067】

SA4においては、SA3で算出された勾配 $\Delta\mu/\Delta V$ の値が、予め設定された所定値 G_{th} 以下であるか否かが判断される。ここで、前記所定値 G_{th} の大きさは、クラッチC1においてシャダーの減衰性能を十分に確保することのできるように予め実験的に求められた値であって、具体的には例えば、クラッチC1を、シャダーが発生しない、あるいは発生する場合であってもシャダーを十分に減衰させることのできる状態とすることのできる値である。勾配 $\Delta\mu/\Delta V$ の値が所定値 G_{th} 以下である場合には、シャダーが発生する可能性があるとして、本ステップの判断が肯定されて、SA5以降が実行される。一方、勾配 $\Delta\mu/\Delta V$ の値が所定値 G_{th} より大きい場合には、シャダーが発生しない、あるいは発生しても十分に減衰させられるとして、本ステップの判断が否定されて、本フローチャートが終了させられる。

20

30

【0068】

油圧制御手段124に対応するSA5においては、勾配 $\Delta\mu/\Delta V$ が前記所定値 G_{th} よりも大きくなるように、クラッチC1の係合油圧 P_{C1} の制御が行なわれる。具体的には例えば、ニュートラル制御からの解除制御の開始時刻からの時間の経過に対するクラッチC1の係合油圧 P_{C1} として予め定められたパターンに対し、勾配 $\Delta\mu/\Delta V$ が前記所定値 G_{th} よりも大きくなるために必要な補正值 ΔP_{C1} を算出し、その補正值 ΔP_{C1} だけ係合油圧 P_{C1} の補正が行なわれる。

【0069】

入力トルク制御手段126に対応するSA6においては、勾配 $\Delta\mu/\Delta V$ が前記所定値 G_{th} よりも大きくなるように、クラッチC1への入力トルクの制御が行なわれる。このクラッチC1の入力トルクの制御は、エンジン30の出力トルクを制御することによって行なわれる。具体的には例えば、ニュートラル制御からの解除制御の開始時刻からの時間の経過に対するエンジン出力として予め定められたパターンに対し、例えばエンジン30の出力が前記パターンから増減させられ、自動変速機10の入力トルクが増減させられる。クラッチC1の入力トルクの制御は、クラッチC1の差回転 V を制御するために行なわれる。例えば、勾配 $\Delta\mu/\Delta V$ が前記所定値 G_{th} よりも大きくなるために必要な差回転の変化量 ΔV となるように、差回転 V の補正值 V_{rev} を算出し、その補正值 V_{rev} だけ差回転 V を補正することによって行なわれる。

40

【0070】

学習制御手段130に対応するSA7においては、SA5において行なわれたクラッチ

50

C 1 の係合油圧 P_{c1} の制御、および S A 6 において行なわれたエンジン 3 0 の出力トルクの制御の内容に基づいて、学習制御が行なわれる。具体的には、時間の経過に対する係合油圧 P_{c1} の時間変化として予め定められた前記パターンを、S A 5 において行なわれた係合油圧 P_{c1} の補正值 ΔP_{c1} だけオフセットするなどにより、学習制御を行なう。同様に、時間の経過に対するエンジン出力の時間変化として予め定められた前記パターンについても、S A 6 において行なわれたエンジン出力の補正值に基づいて変更する。

【0071】

上述の実施例によれば、前記油圧制御手段 1 2 4 による発進クラッチであるクラッチ C 1 の係合油圧 P_{c1} の制御、および、前記入力トルク制御手段 1 2 6 によるクラッチ C 1 の入力トルクの制御、の少なくとも一方が行なわれることによって、クラッチ C 1 の摩擦係数 μ の差回転 V に対する変化勾配の値 $\Delta \mu / \Delta V$ が前記所定値 Gth 以上となるようにされるので、摩擦係数 μ の差回転 V に対する変化勾配の値 $\Delta \mu / \Delta V$ に基づいて発生するシャダーを低減することができる。

10

【0072】

また、上述の実施例によれば、摩擦係数 μ の差回転 V に対する変化勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ が所定値 Gth 以下である場合において、前記油圧制御手段 1 2 4 によるクラッチ C 1 の係合油圧 P_{c1} の制御および前記入力トルク制御手段 1 2 6 による入力トルクの制御が実行されるので、摩擦係数 μ の差回転 V に対する変化勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ の値に基づいて発生するシャダーを低減することができる。

【0073】

20

また、上述の実施例によれば、前記油圧制御手段 1 2 4 によるクラッチ C 1 の係合油圧 P_{c1} の制御および前記入力トルク制御手段 1 2 6 による入力トルクの制御は、ニュートラル制御からの復帰制御において実行されるので、車速が非常に小さく、運転者が違和感を感じやすい車両状態において、摩擦係数 μ の差回転 V に対する変化勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ の値に基づいて発生するシャダーを低減することができる。

【0074】

以上、本発明の実施例を図面に基づいて詳細に説明したが、本発明はその他の態様においても適用される。

【0075】

例えば、前述の実施例では、自動変速機 1 0 は前進 6 段後進 1 段の有段変速機が用いられたが、これに限定されない。例えば自動変速機 1 0 が有段変速機である場合において、その有する変速段の数は限定されない。また、実施例に開示された内部構造の自動変速機に限定されず、いわゆるダブルクラッチ式の自動変速機であってもよい。さらに、自動変速機 1 0 に代えて、手動変速機と、その手動変速機とエンジン 3 0 との間の動力の伝達および遮断を切替えるクラッチとを有する動力伝達装置であって、そのクラッチにおける切り換え、あるいはそのクラッチにおける切り換えおよび手動変速機における変速がコンピュータなどによって判断されてアクチュエータなどによって自動的に実行される、例えば自動制御式マニュアルトランスミッション (AMT; Automated Manual Transmission) やマルチモードマニュアルトランスミッション (MMT; Multimode Manual Transmission) と呼ばれる動力伝達装置に対しても本発明を適用することが可能である。

30

40

【0076】

また、前述の実施例では発進クラッチとして自動変速機 1 0 の内部に設けられたクラッチ C 1 が用いられたが、かかる態様に限定されない。自動変速機 1 0 とは別に設けられた発進クラッチを本発明により制御することも可能である。また、発進クラッチのようにニュートラル制御の実行時に動力を遮断することのできる係合装置を有するものであれば、自動変速機 1 0 は無段変速機 (CVT) であってもよい。すなわち、ニュートラル制御が実施可能であり、且つ、ニュートラル制御が解除される際に、所定の係合装置を係合させる構成であれば、本発明を適用することができる。

【0077】

また、前述の実施例では発進クラッチ C は自動変速機 1 0 のクラッチ C 1 であるとされ

50

たが、さらに、トルクコンバータ 32 が、そのタービン軸とポンプ軸とを連結することのできるロックアップクラッチを有している場合には、そのロックアップクラッチの係合に対して本発明の制御装置を適用することができる。

【0078】

また、前述の実施例では、発進クラッチとしてクラッチ C1 が用いられたが、必ずしもクラッチに限定されず、油圧式摩擦係合装置であればブレーキ B などであってもよく、自動変速機の内部構造に応じて適宜変更される。

【0079】

また、前述の実施例においては、本発明は自動変速機 10 のニュートラル制御からの復帰制御において適用されたが、これに限定されない。すなわち、油圧式摩擦係合装置の解放状態から係合状態への制御において広く適用が可能である。例えば、車両の停止中にエンジンを停止するアイドルストップから復帰するための復帰制御において、エンジン 30 の始動とクラッチ C1 との係合を行なうような場合にも適用が可能であり、クラッチ C1 の係合に伴うシャダーの低減が可能である。すなわち、前述の実施例におけるニュートラル制御復帰手段 110 は、油圧係合装置の係合制御手段として作動することができる。さらに、発進クラッチとして油圧式摩擦係合装置が用いられたが、これに代えて乾式クラッチが用いられることもできる。

【0080】

また、前述の実施例では、クラッチ C1 の差回転速度 V は、出力軸回転速度 N_{OUT} およびタービン回転速度 N_T に基づいて算出されたが、これに限定されず、例えば車速などを用いてもよい。

【0081】

また、前述の実施例においては、入力トルク制御手段 126 は、クラッチ C1 への入力トルクを変更するためにエンジン 30 の出力トルクを制御するものとされたが、これに限定されない。例えばクラッチ C1 の入力軸においてトルクを付加することのできる電動機が設けられている場合には、エンジン 30 の制御に代えて、あるいはこれに加えて、かかる電動機の出力トルクを制御するようにしてもよい。

【0082】

前述の実施例において、油圧制御手段 124 による係合油圧 P_{C1} の制御、および入力トルク制御手段 126 によるエンジンの入力トルクの制御は、勾配 $\Delta\mu / \Delta V$ が所定値 G_{th} を下回った場合に行なわれ、その所定値 G_{th} の大きさは、クラッチ C1 においてシャダーの減衰性能を十分に確保することのできる値とされた。しかしながら、所定値 G_{th} はこれに限られず、例えばクラッチ C1 においてシャダーが発生する際の勾配 $\Delta\mu / \Delta V$ の値である $\Delta\mu / \Delta V = 0$ に対応して、 $G_{th} = 0$ とすることもできる。

【0083】

また前述の実施例において、油圧制御手段 124 は、前記勾配算出手段 112 によって検出される勾配 $\Delta\mu / \Delta V$ の値が所定値 G_{th} 以下となった場合に、勾配 $\Delta\mu / \Delta V$ が前記所定値 G_{th} よりも大きくなるように、クラッチ C1 の係合油圧 P_{C1} を制御するものとされた。また、入力トルク制御手段 126 は、前記勾配算出手段 112 によって検出される勾配 $\Delta\mu / \Delta V$ の値が所定値 G_{th} 以下となった場合に、勾配 $\Delta\mu / \Delta V$ が前記所定値 G_{th} よりも大きくなるように、クラッチ C1 の差回転 V を制御するものとされた。しかしながら、このような実施態様に限られず、例えば、油圧制御手段 124 は、前記勾配算出手段 112 によって検出される勾配 $\Delta\mu / \Delta V$ の値がシャダーが発生する値である $\Delta\mu / \Delta V$ が 0 以下となった場合に、勾配 $\Delta\mu / \Delta V$ が前記所定値 G_{th} よりも大きくなるように、クラッチ C1 の係合油圧 P_{C1} を制御してもよい。同様に入力トルク制御手段 126 は、前記勾配算出手段 112 によって検出される勾配 $\Delta\mu / \Delta V$ の値が 0 以下となった場合に、勾配 $\Delta\mu / \Delta V$ が前記所定値 G_{th} よりも大きくなるように、クラッチ C1 の差回転 V を制御してもよい。すなわち、油圧制御手段 124 あるいは入力トルク制御手段 126 が制御を開始する判断を行なう勾配 $\Delta\mu / \Delta V$ の判定値と、油圧制御手段 124 あるいは入力トルク制御手段 126 によって勾配 $\Delta\mu / \Delta V$ その値以下とされる所定値 G_{th}

h の値は異なってもよい。

【 0 0 8 4 】

前述の実施例においては、摩擦係数算出手段 1 2 0 は、油温 T_{OIL} 検出手段 1 1 2 によって検出されるクラッチ C 1 の作動油温 T_{OIL} と、押付油圧検出手段 1 1 4 によって検出されるクラッチ C 1 の係合油圧 P_{C1} 、および差回転検出手段 1 1 6 によって検出されるクラッチ C 1 の差回転 V に基づいて、クラッチ C 1 の摩擦係数 μ を算出したが、このような態様に限られない。例えば、クラッチ C 1 の作動油温 T_{OIL} 、係合油圧 P_{C1} の検出、差回転 V の検出、および、摩擦係数 μ の算出が所定の間隔によって繰り返し行なわれる場合には、繰り返し算出される摩擦係数 μ に基づいて、摩擦係数 μ の予測を行なうようにしてもよい。かかる場合において、勾配算出手段 1 2 2 によって算出される勾配 $\Delta \mu / \Delta V$ も予測された摩擦係数 μ を算出することができるので、クラッチ C 1 がシャダーを発生しうる状態になることを予測して油圧制御手段 1 2 4 による係合油圧 P_{C1} の制御、および入力トルク制御手段 1 2 6 によるエンジン 3 0 の出力トルクの制御を行なうことができる。従って、クラッチ C 1 のシャダーの発生を事前に予防することができる。

10

【 0 0 8 5 】

前述の実施例においては、図 1 1 のフローチャートに示すように、油圧制御手段 1 2 4 によるクラッチ C 1 係合油圧 P_{C1} の制御が行なわれ (S A 5)、続いて入力トルク制御手段 1 2 6 によるエンジン 3 0 の出力トルク、すなわちクラッチ C 1 の入力トルクの制御が行なわれた (S A 6) が、このような態様に限られない。例えば、油圧制御手段 1 2 4 によるクラッチ C 1 係合油圧 P_{C1} の制御と入力トルク制御手段 1 2 6 によるエンジン 3 0 の出力トルクの制御のいずれか一方が行なわれ、その一方のみではシャダーの発生を抑えることのできない、すなわち依然として勾配 $\Delta \mu / \Delta V < Gth$ となる場合に他方が実行されるようにしてもよい。このようにすれば、簡素な制御によりシャダーの低減を行なうことができる。あるいは、油圧制御手段 1 2 4 によるクラッチ C 1 係合油圧 P_{C1} の制御と、入力トルク制御手段 1 2 6 によるエンジン 3 0 の出力トルクの制御とが同時に行なわれるようにしてもよい。このようにすれば、クラッチ C 1 がシャダーの発生し得る状態からより早く脱出することができる。また、油圧制御手段 1 2 4 によるクラッチ C 1 係合油圧 P_{C1} の制御と、入力トルク制御手段 1 2 6 によるエンジン 3 0 の出力トルクの制御とのいずれか一方のみが行なわれるようにしても一定の効果を生ずることができる。

20

【 0 0 8 6 】

なお、上述したのはあくまでも一実施形態であり、本発明は当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を加えた態様で実施することができる。

30

【 符号の説明 】

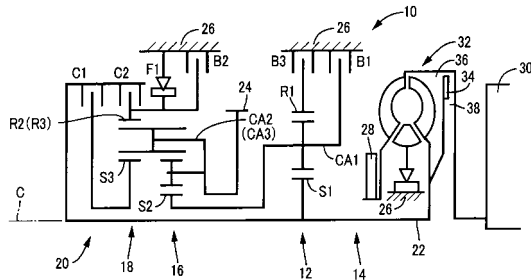
【 0 0 8 7 】

- 1 0 : 自動変速機
- 3 0 : エンジン
- 4 6 : 駆動輪
- 5 2 : アクセルペダル
- 1 0 8 : ニュートラル制御手段
- 1 0 6 : ニュートラル制御条件判定手段
- 1 1 0 : ニュートラル制御復帰手段
- 1 1 2 : 油温検出手段
- 1 1 4 : 押付圧検出手段
- 1 1 6 : 差回転検出手段
- 1 1 8 : 記憶手段
- 1 2 0 : 摩擦係数算出手段
- 1 2 2 : 勾配算出手段
- 1 2 4 : 油圧制御手段
- 1 2 6 : 入力トルク制御手段
- 1 3 0 : 学習制御手段

40

50

【図 1】

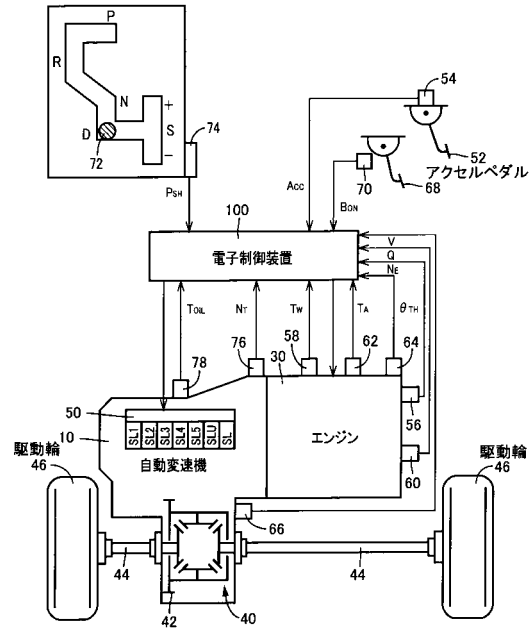


【図 2】

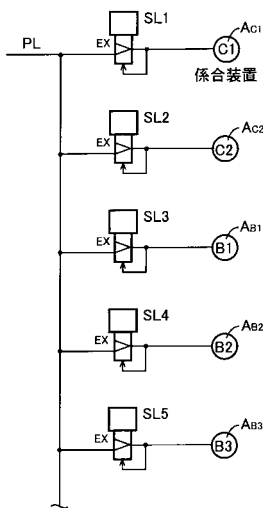
	C1	C2	B1	B2	B3	F1
1ST	○			◎		△
2ND	○		○			
3RD	○				○	
4TH	○	○				
5TH		○			○	
6TH		○	○			
R				○	○	
N						

◎ エンジンブレーキ時に作動
△ 駆動時にのみ作動

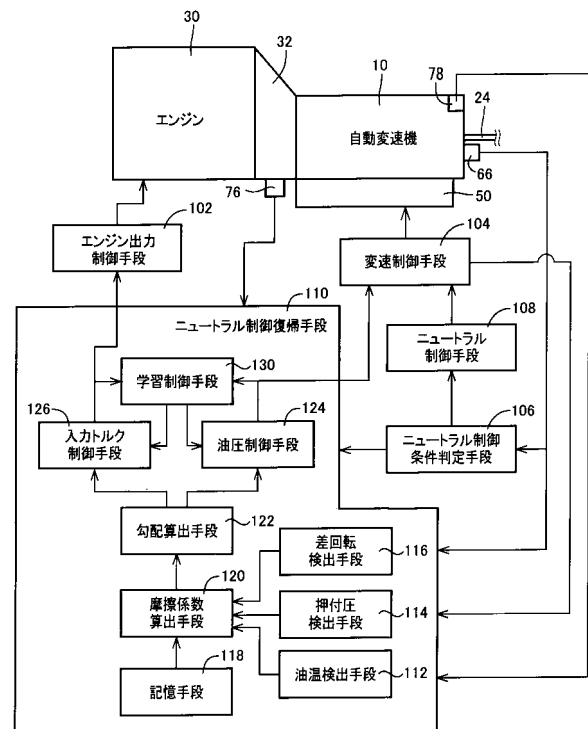
【図 3】



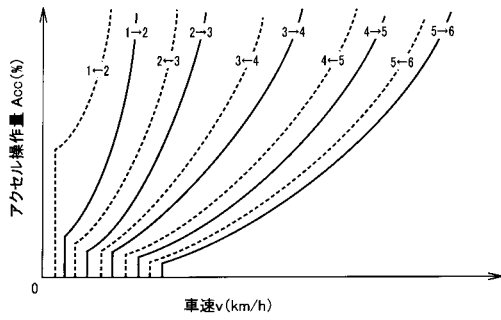
【図 4】



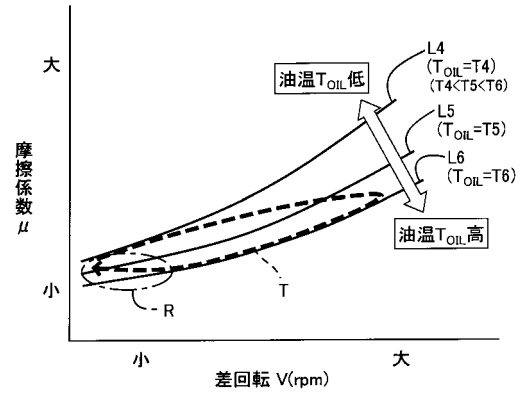
【図 5】



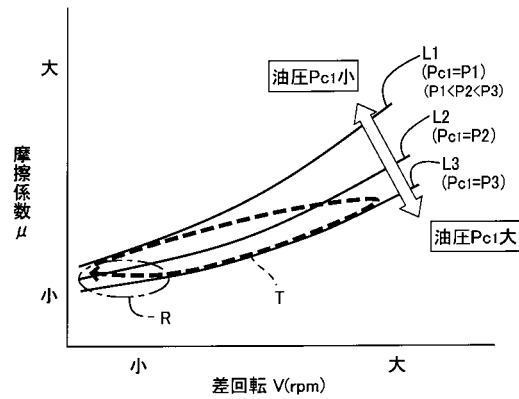
【図 6】



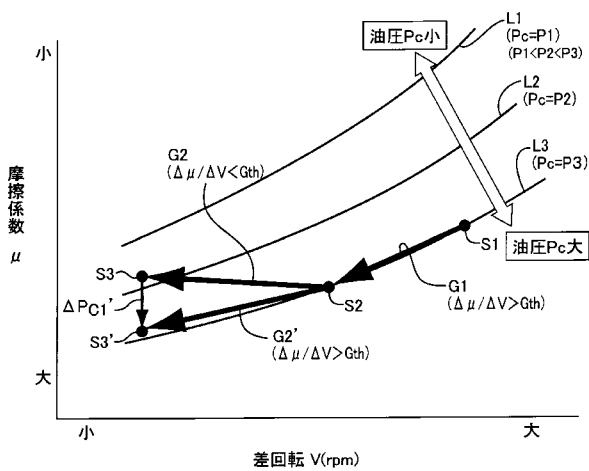
【図 8】



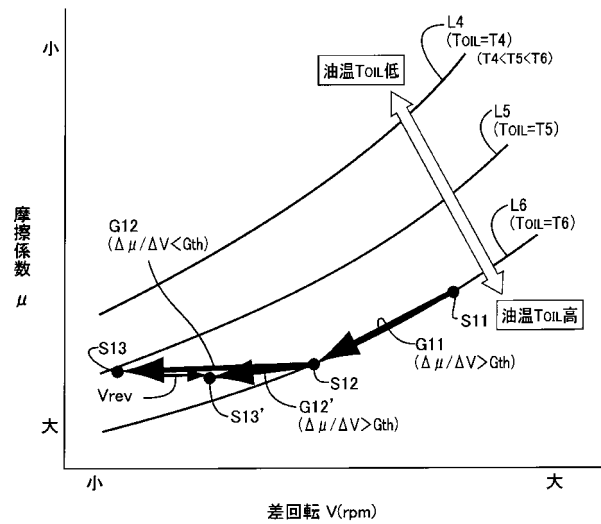
【図 7】



【図 9】



【図 10】



【図 11】

