

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3872783号

(P3872783)

(45) 発行日 平成19年1月24日(2007.1.24)

(24) 登録日 平成18年10月27日(2006.10.27)

(51) Int. Cl.

F I

FO2D 29/00	(2006.01)	FO2D 29/00	C
FO2D 45/00	(2006.01)	FO2D 29/00	H
F16H 61/00	(2006.01)	FO2D 45/00	310M
B60W 10/04	(2006.01)	F16H 61/00	
B60W 10/10	(2006.01)	B60K 41/06	

請求項の数 7 (全 9 頁)

(21) 出願番号 特願2003-311145 (P2003-311145)
 (22) 出願日 平成15年9月3日(2003.9.3)
 (65) 公開番号 特開2005-76593 (P2005-76593A)
 (43) 公開日 平成17年3月24日(2005.3.24)
 審査請求日 平成16年2月24日(2004.2.24)

(73) 特許権者 000003997
 日産自動車株式会社
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地
 (73) 特許権者 000231350
 ジャトコ株式会社
 静岡県富士市今泉700番地の1
 (74) 代理人 100072051
 弁理士 杉村 興作
 (72) 発明者 村上 賢一郎
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
 自動車株式会社内
 (72) 発明者 竹中 宏之
 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 日産
 自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動変速機の変速ショック軽減装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

運転状態に応じたトルクを出力するエンジンからの回転を、変速機入出力回転数の比で表される実効ギヤ比に応じた回転数に変換する自動変速機の変速中、前記エンジンの出力トルクを変速ショック軽減用に補正するエンジントルク補正手段を具えた自動変速機の変速ショック軽減装置において、

前記エンジントルク補正手段は、エンジントルクを前記補正の終了により前記運転状態に応じたトルク値に向け戻すトルク戻し制御の開始時期を、前記実効ギヤ比の時間変化率に基づき決定するよう構成したことを特徴とする自動変速機の変速ショック軽減装置。

【請求項2】

請求項1に記載の変速ショック軽減装置において、前記実効ギヤ比の時間変化率に基づき前記変速の終了タイミングを推定する変速終了タイミング推定手段を設け、

前記エンジントルク補正手段は、該推定した変速終了タイミングから所定時間前を前記トルク戻し制御の開始時期と決定するよう構成したことを特徴とする自動変速機の変速ショック軽減装置。

【請求項3】

請求項2に記載の変速ショック軽減装置において、前記変速終了タイミング推定手段は、前記実効ギヤ比の時間変化率が大きいほど変速終了タイミングが早いと推定するよう構成したことを特徴とする自動変速機の変速ショック軽減装置。

【請求項4】

10

20

請求項 2 または 3 に記載の変速ショック軽減装置において、前記所定時間を、エンジントルクの前記補正中における前記運転状態に応じたトルク値と実エンジントルクとの間のエンジントルク段差に基づき求めるよう構成したことを特徴とする自動変速機の変速ショック軽減装置。

【請求項 5】

請求項 4 に記載の変速ショック軽減装置において、前記所定時間を前記実効ギヤ比の時間変化率に基づき決定するよう構成したことを特徴とする自動変速機の変速ショック軽減装置。

【請求項 6】

請求項 5 に記載の変速ショック軽減装置において、前記所定時間を、前記実効ギヤ比の時間変化率が大きいほど長くなるよう決定したことを特徴とする自動変速機の変速ショック軽減装置。

10

【請求項 7】

請求項 2 乃至 6 のいずれか 1 項に記載の変速ショック軽減装置において、前記所定時間を、前記変速終了タイミングに調時してエンジントルクが前記運転状態に応じたトルク値に戻るような時間としたことを特徴とする自動変速機の変速ショック軽減装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、自動変速機の変速ショックをエンジントルクの補正により軽減する自動変速機の変速ショック軽減装置に関するものである。

20

【背景技術】

【0002】

自動変速機は、変速中にギヤ比変化に起因して入力側回転数の変化を生じ、当該回転変化によるイナーシャ分が変速ショックとなる。

この変速ショックを軽減する技術としては従来、特許文献 1 に記載のごとく、変速中にエンジンのトルクを減少（トルクダウン）させるようにしたものが知られている。

【特許文献 1】特公平 5 - 005688 号公報

【0003】

ところで変速ショック軽減用のエンジントルク補正は、自動変速機の変速期間に調時していないと、無用なエンジントルクの補正により運転性能に悪影響が及んだり、新たなショックの発生原因となる問題がある。

30

【0004】

そこで上記特許文献 1 には、変速機の出力回転数に対する入力回転数の比で表される実効ギヤ比をモニタし、これが変速前ギヤ比から変速後ギヤ比に向けて変化し始めた時に変速ショック軽減用のエンジントルクダウンを開始させ、実効ギヤ比が設定ギヤ比になったところで、トルクダウンの終了指令によりエンジントルクを運転状態に応じた正規のトルク値に向け徐々に戻すトルク戻し制御を開始させる技術が提案されている。

【発明の開示】

【発明が解決しようとする課題】

40

【0005】

しかし、従来のように実効ギヤ比そのものを基に、これが設定ギヤ比になった時をもってトルク戻し制御の開始時期とするのでは、以下のような問題がある。

つまり、変速を生起させる変速用摩擦要素（クラッチやブレーキ）の締結容量はバラツキを持っており、変速ショック軽減用のエンジントルク補正中にトルク補正量がバラツキを生ずることも避けられない。

【0006】

これらのバラツキは実効ギヤ比の変化率を変化させることとなり、従来のように実効ギヤ比が設定ギヤ比になった時をトルク戻し制御の開始時期とする場合、上記のバラツキによっても変速終了時に確実にエンジントルクが正規のトルク値に戻っているようにするに

50

は、トルク戻し制御の開始時期に係わる上記設定ギヤ比の決定に際し、上記バラツキ分の余裕を持たせてトルク戻し制御の開始時期が早くなるよう当該決定を行う必要がある。

このため、上記バラツキによってはトルク戻し制御の開始時期が早すぎて、未だトルクダウンが必要な変速終了前であるにもかかわらず、エンジントルクが運転状態に応じた正規のトルクに戻ってしまい、変速ショック軽減効果が損なわれるという問題を生ずる。

【0007】

本発明は、かかる問題の原因である上記のバラツキ、つまり、変速用摩擦要素の締結容量に関するバラツキや、変速ショック軽減用トルク補正量のバラツキが実効ギヤ比の時間変化率となって現れるとの事実を認識し、

実効ギヤ比そのものではなく、その時間変化率に基づいて、エンジントルク戻し制御の開始時期を決定することにより上記の問題を解消した自動変速機の変速ショック軽減装置を提案することを目的とする。

【課題を解決するための手段】

【0008】

この目的のため、本発明による自動変速機の変速ショック軽減装置は、請求項1に記載のごとく、

運転状態に応じたトルクを出力するエンジンからの回転を、変速機入出力回転数の比で表される実効ギヤ比に応じた回転数に変換する自動変速機の変速中、エンジントルクを変速ショック軽減用に補正するエンジントルク補正手段を具えた自動変速機の変速ショック軽減装置を前提とし、

上記のエンジントルク補正手段は、エンジントルクを上記補正の終了により上記運転状態に応じたトルク値に向け戻すトルク戻し制御の開始時期を、実効ギヤ比の時間変化率に基づき決定するよう構成したことを特徴とするものである。

【発明の効果】

【0009】

かかる本発明の変速ショック軽減装置によれば、変速ショック軽減用のエンジントルク補正の終了によりエンジントルクを運転状態に応じたトルク値に向け戻すトルク戻し制御の開始時期を実効ギヤ比の時間変化率に基づき決定するため、

そして、当該実効ギヤ比の時間変化率に前記した変速用摩擦要素の締結容量に関するバラツキや、変速ショック軽減用トルク補正量のバラツキが反映されていることから、

これらのバラツキによっても変速終了時に確実にエンジントルクが運転状態に応じた正規のトルク値に戻り得る。

【0010】

よって、トルク戻し制御の開始時期の決定に際し上記バラツキ分の余裕を持たせてトルク戻し制御の開始時期が早くなるよう当該決定を行う必要がなく、

トルク戻し制御の開始時期が早すぎて、未だ変速ショック軽減用のトルク補正が必要な変速終了前であるにもかかわらず、エンジントルクが運転状態に応じた正規のトルクに戻ってしまい、変速ショック軽減効果が損なわれるという前記の問題を回避することができる。

【発明を実施するための最良の形態】

【0011】

以下、本発明の実施の形態を、図面に示す実施例に基づき詳細に説明する。

図1は、本発明の一実施例になる自動変速機の変速ショック軽減装置を具えた車両のパワートレーンをその制御系と共に示し、1はエンジン、2は自動変速機で、これらのタンデム結合により車両のパワートレーンを構成する。

エンジン1は、運転者が操作するアクセルペダル3に連動してその踏み込みにつれ全開から全開に向け開度増大するスロットルバルブ4により出力を加減され、エンジン出力はトルクコンバータT/Cを経て自動変速機2に入力されるものとする。

【0012】

エンジン1のスロットルバルブ4は、その開度を基本的にはアクセルペダル3の踏み込

10

20

30

40

50

み量により決定されるが、スロットルアクチュエータ5によって開度制御可能とし、これにより変速ショック対策用にエンジントルクを後述のごとくに加減し得るようになる。

スロットルアクチュエータ5によるスロットル開度制御は、エンジンコントローラ6によりこれを行い、このエンジンコントローラ6は、エンジン1の点火時期制御によっても変速ショック対策用にエンジントルクを加減することができる。

【0013】

なおエンジンコントローラ6は、上記した変速ショック対策用のスロットル開度制御および点火時期制御に専用のもではなく、燃料噴射量制御などの通常のエンジン制御を行うものであり、これがためエンジンコントローラ6には、スロットルバルブ4のスロットル開度TV0を検出するスロットル開度センサ7からの信号と、エンジン回転数Neを検出するエンジン回転センサ8からの信号とを入力され、通常はこれらスロットル開度TV0およびエンジン回転数Neなどの車両運転状態に応じた正規の目標エンジントルクTeoを求め、これが達成されるよう燃料噴射量制御および点火時期制御を含むエンジン出力制御を行うものとする。

10

【0014】

自動変速機2は、歯車伝動系の動力伝達経路(変速段)を決定する液圧作動クラッチや液圧作動ブレーキ等の変速用摩擦要素へ供給すべき作動液圧を直接的に制御する直動式とし、これがため変速制御用のコントロールバルブ11に上記変速用摩擦要素の数だけ作動液圧デューティソレノイド12, 13, 14を挿置して設ける。

これら作動液圧デューティソレノイド12, 13, 14は、対応する摩擦要素の作動液圧を個々にデューティ制御し、当該摩擦要素を選択的に締結作動させることにより自動変速機2を所定の変速段が選択された状態にし得るようにする。

20

そして自動変速機は、選択変速段に応じたギヤ比でエンジン動力を変速して出力する。

【0015】

デューティソレノイド12, 13, 14の駆動デューティは変速機コントローラ15によりこれらを決定し、この変速機コントローラには、エンジンコントローラ6を経由してセンサ7, 8からのスロットル開度(TV0)信号およびエンジン回転数(Ne)信号を入力するほか、エンジンコントローラ6が内部情報から求めた実エンジントルク(Te)および前記した目標エンジントルク(Teo)に関する信号を入力し、更には、自動変速機2の入力回転数Niを検出する入力回転センサ16からの信号と、自動変速機2の出力回転数Noを検出する出力回転センサ17からの信号とを入力する。

30

【0016】

変速機コントローラ15は、上記した入力情報を基に図示せざる周知の制御プログラムを実行して自動変速機2を以下のように変速制御するものとする。

まず、変速機出力回転数Noから演算により求めた車速VSPおよびスロットル開度TV0から、図示せざる予定の変速パターンをもとに現在の運転状態に好適な変速段を求める。

そして、この好適変速段と現在の選択変速段とが一致していれば、変速を行わないこととして変速指令を発しないことにより、デューティソレノイド12, 13, 14の駆動デューティを今のままに保ち、現在の選択変速段を維持する。

しかし、現在の選択変速段が好適変速段と異なれば、変速指令を発して対応するデューティソレノイド12, 13, 14の駆動デューティを変更することにより、選択変速段から好適変速段への変速が行われるよう変速用摩擦要素の解放、締結切り換えを実行する。

40

【0017】

ところで、本実施例においては当該変速に際し、変速ショック防止用のエンジントルク制御(ここではトルクダウンとしたが、変速の種類によってはトルクアップの場合もある)を、図2に示す制御プログラムの実行により図3に示すごとくに行うものとする。

なお、ここでは図3に示すように変速用摩擦要素の締結容量(作動液圧)を漸増させて該摩擦要素を締結することにより生起される変速時の変速ショック軽減用トルクダウン制御につき述べるものとする。

【0018】

50

かかる変速時に変速機コントローラ 15 が実行する図 2 の制御プログラムにおいては、先ずステップ S 1 で、変速ショック軽減用にトルクダウンを開始すべきか否かを判定する。

この判定に当たっては、例えば前記した従来装置と同様に、そして図 3 に示すように、変速機入出力回転数 N_i, N_o の比で表される実効ギヤ比 $Gr (= N_i / N_o)$ が変速前ギヤ比 Gr_1 から変速後ギヤ比 Gr_2 に向けて変化し始めた瞬時 t_1 をもって、変速ショック軽減用のトルクダウンを開始すべきであると判定する。

【 0 0 1 9 】

この判定がなされた時 (t_1)、ステップ S 2 において変速ショック軽減用のトルクダウン指令を図 1 に示すようにエンジンコントローラ 6 へ発する。

かかるトルクダウン指令は、図 3 に示すごとく瞬時 t_1 にステップ状に低下する、変速の種類やエンジントルク Te などに応じた変速ショック軽減のためのトルクダウン用目標変速機入力トルク (T_{io}) 信号を含む。

エンジンコントローラ 6 はこれを受けて、スロットルアクチュエータ 5 によるスロットル開度低下 (または、点火時期の遅角制御) によりエンジン 1 の出力トルク Te を図 3 のごとくステップ状に低下させるが、實際上このトルク低下は瞬時 t_1 から若干の応答遅れをもって発生する。

上記の変速ショック軽減用エンジントルクダウン制御は、図 2 のステップ S 3 でトルクダウン終了判定 (トルク戻し制御開始判定) がなされるまで、図 3 に示すごとく継続的に実行される。

【 0 0 2 0 】

ステップ S 3 でのトルクダウン終了判定 (トルク戻し制御開始判定) は以下の如きものとする。

先ず図 2 のステップ S 6 で、変速機入力回転数 N_i および変速機出力回転数 N_o から実効ギヤ比 $Gr (= N_i / N_o)$ を演算する。

次いでステップ S 7 において、時々刻々に実効ギヤ比 Gr の時間変化率 $(d/dt)Gr$ を図 3 のごとくに演算し、ステップ S 8 において、時々刻々における実効ギヤ比 Gr と変速後ギヤ比 Gr_2 との間におけるギヤ比段差 ΔGr を図 3 のごとくに演算する。

変速終了タイミング推定手段に相当するステップ S 9 においては、現在から変速終了瞬時 t_3 (実効ギヤ比 Gr が変速後ギヤ比 Gr_2 となる瞬時) までの変速終了予測時間 T_2 (図 3 参照) を $T_2 = \Delta Gr / (d/dt)Gr$ により演算する。

従って変速終了予測時間 T_2 は、実効ギヤ比 Gr の時間変化率 $(d/dt)Gr$ が大きいほど短くなり、実効ギヤ比 Gr の時間変化率 $(d/dt)Gr$ が大きいほど変速終了タイミング t_3 が早いと推定して、この推定を正確なものにすることができる。

【 0 0 2 1 】

図 2 のステップ S 11 においては、変速ショック軽減用のエンジントルクダウン中における実エンジントルク Te と、運転状態に応じた正規の (トルクダウンを行わない時の) 目標エンジントルク Te_o とのエンジントルク段差 ΔTe (図 3 参照) を演算する。

ステップ S 12 ではエンジン回転数 N_e を読み込み、ステップ S 13 では、このエンジン回転数 N_e および上記のエンジントルク段差 ΔTe を基に、今トルクダウンの終了を指令したとしてエンジントルク Te が目標エンジントルク Te_o に戻るのに要する所定時間 T_1 (図 3 参照) をマップ検索などにより求める。

【 0 0 2 2 】

ステップ S 3 でのトルクダウン終了判定 (トルク戻し制御開始判定) に際しては、上記のようにして求めた変速終了予測時間 T_2 および所定時間 T_1 を基に、 $T_2 - T_1$ となる図 3 の瞬時 t_2 をもってトルクダウンを終了すべき、つまり、トルク戻し制御を開始すべきと判定する。

このトルクダウン終了判定 (トルク戻し制御開始判定) がなされた時 (t_2)、ステップ S 4 において、変速ショック軽減用エンジントルクダウンの終了指令によりエンジントルクを運転状態に応じた目標トルク値 Te_o に向け戻すトルク戻し制御指令を図 1 のごとくエ

10

20

30

40

50

ンジンコントローラ 6 に発する。

【 0 0 2 3 】

上記により図 3 の瞬時 t_2 に開始されるトルク戻し制御は、例えば図 3 に例示するごとくエンジントルク T_e を徐々に目標エンジントルク T_{eo} に戻す制御とし、このトルク戻し制御の形態に応じて前記の所定時間 T_1 が異なること勿論である。

これによりエンジントルク T_e が目標エンジントルク T_{eo} に戻った時（図 3 においては変速終了時と同じ瞬時 t_3 ）、ステップ S 5 でトルクダウンの終了を指令するが、この指令は、図 1 に示すエンジンコントローラ 6 へのトルクダウン指令およびトルク戻し制御指令を消失させることにより行われる。

【 0 0 2 4 】

以上の説明から明らかなように、図 2 のステップ S 2 ~ ステップ S 5 は、変速ショック軽減用のエンジントルク補正手段に相当する。

【 0 0 2 5 】

ところで、上記した本実施例によれば、変速終了ギヤ比 G_{r2} までのギヤ比段差 G_r および実効ギヤ比 G_r の時間変化率 $(d/dt)G_r$ から変速終了までの時間 T_2 を予測して変速終了タイミング t_3 を推定し、このタイミングから前記所定時間 T_1 前の瞬時 t_2 に変速ショック軽減用エンジントルクダウンの終了を指令してエンジントルク T_e の目標トルク T_{eo} への戻し制御を開始させるように構成したから、

エンジンのトルク戻し制御の開始時期 t_2 を実効ギヤ比 G_r の時間変化率 $(d/dt)G_r$ に基づき決定することとなる。

【 0 0 2 6 】

しかし前記したごとく、当該実効ギヤ比 G_r の時間変化率 $(d/dt)G_r$ には変速用摩擦要素の締結容量に関するバラツキや、変速ショック軽減用トルク補正量のバラツキが反映されていることから、これらのバラツキによっても図 3 のごとく変速終了時 t_3 に確実にエンジントルク T_e を運転状態に応じた正規の目標トルク T_{eo} に戻すことができる。

【 0 0 2 7 】

よって、トルク戻し制御の開始時期 t_2 の決定に際し上記バラツキ分の余裕を持たせてトルク戻し制御の開始時期が早くなるよう当該決定を行う必要がなく、

トルク戻し制御の開始時期が早すぎて、未だ変速ショック軽減用のトルク補正が必要な変速終了前であるにもかかわらず、エンジントルクが運転状態に応じた正規の目標トルク T_{eo} に戻ってしまい、変速ショック軽減効果が損なわれるという従来の前記した問題を回避することができる。

【 0 0 2 8 】

また本実施例においては、実効ギヤ比 G_r の時間変化率 $(d/dt)G_r$ に基づき推定した変速終了タイミング t_3 から所定時間 T_1 前をトルク戻し制御の開始時期 t_2 と決定するため、

変速終了タイミング t_3 を基準にした所定時間 T_1 の適切な決定により、エンジントルク T_e を変速終了タイミング t_3 に丁度目標トルク T_{eo} に戻るようにすることができ、上記の作用効果を一層確実なものにすることができる。

【 0 0 2 9 】

本実施例においては更に、上記の所定時間 T_1 を、エンジントルクダウン中における目標トルク T_{eo} と実エンジントルク T_e との間のエンジントルク段差 T_{e} に基づき求めるため、

この所定時間 T_1 が、トルク戻し制御の開始時から目標トルク T_{eo} に戻るまでのエンジントルク復帰時間に良く対応することとなり、上記の作用効果を一層確実に達成することができる。

【 0 0 3 0 】

なお本実施例では上記の所定時間 T_1 を、エンジントルクダウン中における目標トルク T_{eo} と実エンジントルク T_e との間のエンジントルク段差 T_{e} 、およびエンジン回転数 N_e に基づき求めることとしたが、

所定時間 T_1 の設定に際して用いるエンジントルク段差 T_{e} を実効ギヤ比 G_r の時間変化率 $(d/dt)G_r$ で補正し、所定時間 T_1 も実効ギヤ比 G_r の時間変化率 $(d/dt)G_r$ に基づき、実効ギヤ

10

20

30

40

50

比 G_r の時間変化率 $(d/dt)G_r$ が大きいほど長くなるよう決定することができる。

この場合所定時間 T_1 は、変速用摩擦要素の締結容量に関するバラツキや、変速ショック軽減用トルク補正量のバラツキが反映される実効ギヤ比 G_r の時間変化率 $(d/dt)G_r$ に基づき設定することから、これらのバラツキによる影響を受けることなく所定時間 T_1 を、トルク戻し制御の開始時から目標トルク T_{e0} に戻るまでのエンジントルク復帰時間に正確に対応させることができ、前記の作用効果を更に一層確実に達成することができる。

【0031】

しかし、所定時間 T_1 に対する上記バラツキによる影響は、変速終了予測時間 T_2 に対する上記バラツキによる影響ほど大きくなく、ほとんど無視しても実用上差し支えないため、本発明による変速ショック軽減装置は図1～図3につき前述したように構築しても実用上何ら問題ない。

10

【図面の簡単な説明】

【0032】

【図1】本発明の一実施例になる自動変速機の変速ショック軽減装置を具えた車両のパートレーンをその制御系と共に示すシステム図である。

【図2】同実施例において変速機コントローラが、変速中にエンジンコントローラへ発するべきトルクダウン指令、トルク戻し制御指令、トルクダウン終了指令を作り出す制御プログラムを示すフローチャートである。

【図3】同実施例における変速ショック軽減用のトルクダウン動作を示すタイムチャートである。

20

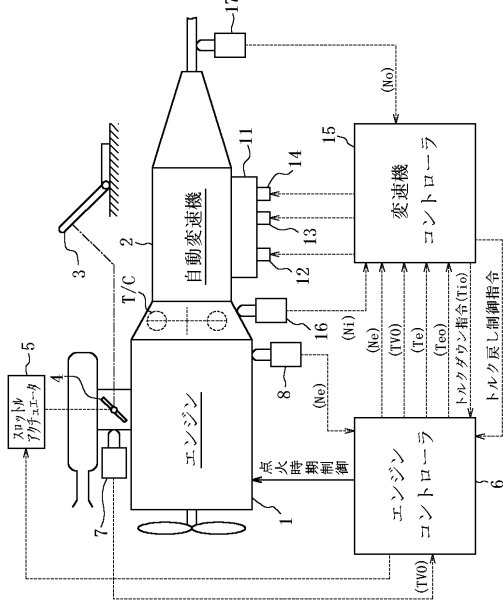
【符号の説明】

【0033】

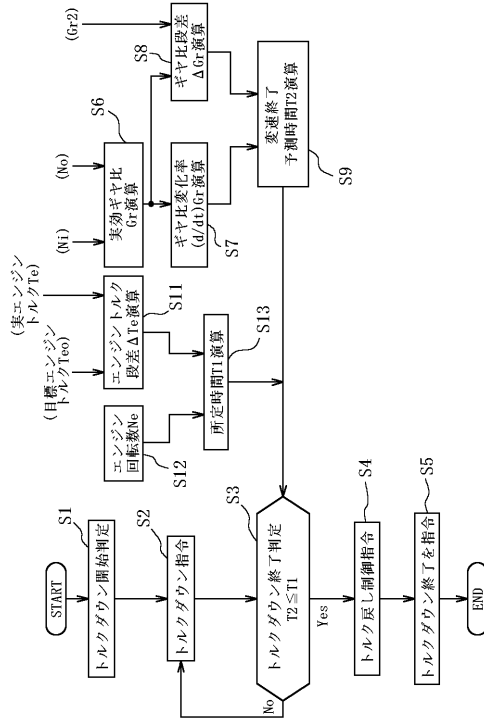
- 1 エンジン
- 2 自動変速機
- 3 アクセルペダル
- 4 スロットルバルブ
- 5 スロットルアクチュエータ
- 6 エンジンコントローラ
- 7 スロットル開度センサ
- 8 エンジン回転センサ
- 11 コントロールバルブ
- 12 デューティソレノイド
- 13 デューティソレノイド
- 14 デューティソレノイド
- 15 変速機コントローラ
- 16 変速機入力回転センサ
- 17 変速機出力回転センサ

30

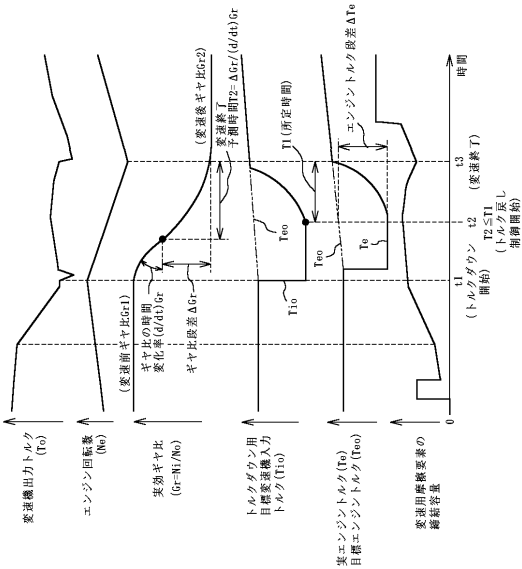
【図1】



【図2】



【図3】



フロントページの続き

(72)発明者 佐藤 理
静岡県富士市今泉700番地の1 ジヤトコ株式会社内

審査官 加藤 友也

(56)参考文献 特開2003-39974(JP,A)
特許第2503420(JP,B2)
特公平4-75420(JP,B2)
特許第3158817(JP,B2)
特開2003-139234(JP,A)
特開2004-314842(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F02D 29/00 - 29/06
F02D 43/00 - 45/00
B60W 10/04
B60W 10/10
F16H 61/00