

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4353740号
(P4353740)

(45) 発行日 平成21年10月28日(2009.10.28)

(24) 登録日 平成21年8月7日(2009.8.7)

(51) Int.Cl.		F 1
F 1 6 H 61/02	(2006.01)	F 1 6 H 61/02
F 1 6 H 59/16	(2006.01)	F 1 6 H 59:16
F 1 6 H 59/18	(2006.01)	F 1 6 H 59:18
F 1 6 H 59/44	(2006.01)	F 1 6 H 59:44
F 1 6 H 61/662	(2006.01)	F 1 6 H 101:02

請求項の数 1 (全 10 頁)

(21) 出願番号 特願2003-204268 (P2003-204268)
 (22) 出願日 平成15年7月31日(2003.7.31)
 (65) 公開番号 特開2005-48814 (P2005-48814A)
 (43) 公開日 平成17年2月24日(2005.2.24)
 審査請求日 平成18年5月30日(2006.5.30)

(73) 特許権者 000002967
 ダイハツ工業株式会社
 大阪府池田市ダイハツ町1番1号
 (74) 代理人 100085497
 弁理士 筒井 秀隆
 (72) 発明者 佐竹 淳
 大阪府池田市桃園2丁目1番1号 ダイハツ工業株式会社内
 (72) 発明者 平尾 知之
 大阪府池田市桃園2丁目1番1号 ダイハツ工業株式会社内
 審査官 中野 宏和

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 無段変速機の変速制御方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

アクセル開度と車速とから目標入力回転数または目標変速比を決定し、この目標入力回転数または目標変速比に向かって変速制御を行う無段変速機のアップシフト時の変速制御方法において、

上記目標入力回転数または目標変速比が達成された時の目標出力軸トルクを演算する工程と、

変速直前の出力軸トルクから上記目標出力軸トルクに向かって時間と共に単調に変化するスリーブトルクおよびこのスリーブトルクに対して所定値を加算して上記スリーブトルクと共に単調に変化する上限トルクを決定する工程と、

実際の出力軸トルクが上記上限トルクとなる変速速度の上限値を求める工程と、

実際の変速速度が上記上限値を越えないように上記変速制御を実施する工程と、を有することを特徴とする無段変速機の変速制御方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は車両用無段変速機のアップシフト時における変速制御方法に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

【特許文献1】

特開平9 - 242854号公報

Vベルト式無段変速機やトロイダル型無段変速機などの無段変速機の変速制御は、アクセル開度と車速（出力軸回転数）とから目標入力回転数をマップ検索し、その回転数と現在の車速とで決まる変速比を目標値として、一様な変速速度で変速を行うのが一般的である。ところが、変速速度によっては運転者が期待する車両加速度が得られないことがある。

【0003】

特許文献1では、キックダウン時の変速速度が早すぎて引込み感が発生するのを防止する変速制御装置が提案されている。すなわち、出力軸トルクが負にならないように、変速速度をエンジントルクと系のイナーシャから逆算し、変速速度に制限を加えるようにしたものである。そのため、アクセル開度を急に開いた時、出力軸トルクが一時的に負になる現象を解消でき、キックダウン時の引込み感を解消することができる。

10

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

ところが、特許文献1では、目標とする出力軸トルクの下限値を0としているため、アップシフト時にエンジン回転数の変化に伴うトルクが大きく変化する場合、運転者の期待に合致した車両加速度が得られないという現象が生じる。例えば、アクセル開度を全開（フルスロットル）から中間開度（パートスロットル）へ戻すと、運転者は車両加速度の減少を期待するが、変速比の減少によりイナーシャの大きなエンジンの回転数を減少させるため、変速機からの出力軸トルクが変速が終了するまで一時的に増大し、かえって加速度が増大する結果となる。

20

【0005】

そこで、本発明の目的は、エンジン回転数の変化に伴うトルクが大きく変化するアップシフト時に、運転者の期待に合致した車両加速度が得られる無段変速機の変速制御方法を提供することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するため、請求項1に記載の発明は、アクセル開度と車速とから目標入力回転数または目標変速比を決定し、この目標入力回転数または目標変速比に向かって変速制御を行う無段変速機のアップシフト時の変速制御方法において、上記目標入力回転数または目標変速比が達成された時の目標出力軸トルクを演算する工程と、変速直前の出力軸トルクから上記目標出力軸トルクに向かって時間と共に単調に変化するスweepトルクおよびこのスweepトルクに対して所定値を加算して上記スweepトルクと共に単調に変化する上限トルクを決定する工程と、実際の出力軸トルクが上記上限トルクとなる変速速度の上限値を求める工程と、実際の変速速度が上記上限値を越えないように上記変速制御を実施する工程と、を有することを特徴とする無段変速機の変速制御方法を提供する。

30

【0007】

本発明の基本的な考え方は次の通りである。

まず、アクセル開度から運転者の要求する加速度を推測する。但し、加速度は空気抵抗などを考慮する必要があり、計算が複雑になるので、現在の車速で目標変速比が実現した時の目標出力軸トルクを推測する。

40

エンジンのイナーシャを考慮し、運転者が要求する出力軸トルクを継続的に実現できる変速速度とするのが理想的であるが、多くの場合、変速速度が変速したい方向と逆方向になってしまう。これを避けるため、出力軸トルクを現在値から運転者が要求する出力軸トルクまで一様に変化（スweep）させるように制御する。同時に、スweepした値から所定範囲でのずれを許容する。

このように出力軸トルクがほぼ一様に変化するように変速速度を制限することにより、運転者の要求する加速度にほぼ沿った加速度を得ることができる。

【0008】

具体的なアップシフト時の変速制御は次の通りである。

まず目標変速比における出力軸トルク（目標出力軸トルク）を演算する。例えば、アクセ

50

ル開度および車速から目標変速比を求め、現在の車速のまま目標変速比が実現したときのエンジン回転数での推定エンジントルク、および目標変速比から目標出力軸トルクを算出すればよい。

次に、変速直前の出力軸トルクから目標出力軸トルクに向かって一様に変化するスリーブトルクおよびこのスリーブトルクに対して所定値を加算した上限トルクを決定する。スリーブトルクとは、変速直前の出力軸トルクから目標出力軸トルクに向かって単調に変化するトルクであり、オフアップ時には単調減少し、オンアップ時には単調増加する。出力軸トルクをスリーブトルクに沿った値に制御することは困難であるから、スリーブトルクに対するずれを許容するため上限トルクを設定している。

次に、実際の出力軸トルクが上限トルクとなる変速速度の上限値を求める。ここで、変速速度とは絶対値のことであり、アップシフト時（変速比が減少する時）には上限値とは減少方向の最大値のことである。変速速度の上限値は、上限トルク、エンジン推定トルク、車速、入力回転数などから求めることができる。

そして、実際の変速速度が上限値を越えないように、変速速度に制限を加えながら変速制御を実施する。

【 0 0 0 9 】

【発明の実施の形態】

以下に、実施例を参照しながら本発明の実施の形態について説明する。

図 1 , 図 2 は本発明にかかる無段変速機の一例を示す。

この実施例の無段変速機は F F 横置き式の自動車用変速機であり、大略、エンジン出力軸 1 によりトーションダンパ 2 を介して駆動される入力軸 3、駆動プーリ 1 1 を支持する駆動軸 1 0、従動プーリ 2 1 を支持する従動軸 2 0、駆動プーリ 1 1 と従動プーリ 2 1 に巻き掛けられた V ベルト 1 5、第 1 減速軸 3 0、第 2 減速軸 3 1、車輪と連結された出力軸 3 2、変速用モータ 4 0、テンション装置 5 0 などで構成されている。

この実施例で用いられる V ベルト 1 5 は、一对の無端状張力帯と、これら張力帯に長さ方向に係止された多数のブロックとで構成された公知の乾式複合ベルトである。

【 0 0 1 0 】

駆動プーリ 1 1 は、駆動軸 1 0 上に固定された固定シープ 1 1 a と、駆動軸 1 0 上に軸方向移動自在に支持された可動シープ 1 1 b と、可動シープ 1 1 b の背後に設けられたストローク機構 1 2 とを備えている。この実施例のストローク機構 1 2 は、変速用モータ 4 0 による回転入力によって可動シープ 1 1 b を軸方向に移動させるボールネジ機構であり、可動シープ 1 1 b に軸受 1 2 a を介して相対回転自在に支持された雌ねじ部材 1 2 b と、ハウジングに固定された雄ねじ部材 1 2 c とを備え、雌ねじ部材 1 2 b の外周部には変速ギヤ 1 3 が固定されている。

【 0 0 1 1 】

従動プーリ 2 1 は、従動軸 2 0 上に固定された固定シープ 2 1 a と、従動軸 2 0 上に軸方向移動自在に支持された可動シープ 2 1 b と、可動シープ 2 1 b の背後に設けられたストローク機構 2 2 とを備えている。このストローク機構 2 2 も駆動プーリ 1 1 のストローク機構 1 2 と同様の構成を有するボールネジ機構であり、可動シープ 2 1 b に軸受 2 2 a を介して相対回転自在に支持された雌ねじ部材 2 2 b と、ハウジングに固定された雄ねじ部材 2 2 c とを備え、雌ねじ部材 2 2 b の外周部には変速ギヤ 2 3 が固定されている。

【 0 0 1 2 】

従動軸 2 0 の従動プーリ 2 1 よりエンジン側の部位には、前後進切替機構 2 4 が設けられ、その両側には前進用ギヤ 2 5 と後進用ギヤ 2 6 とが回転自在に支持されている。前後進切替機構 2 4 を図 1 の左側へシフトすると前進 (D) 位置になり、右側へシフトすると後進 (R) 位置となる。従動軸 2 0 のエンジン側の軸端部には発進クラッチ 2 7 が設けられ、発進クラッチ 2 7 は前後進切替機構 2 4 のハブ 2 4 a を従動軸 2 0 に対して断接する。前進用ギヤ 2 5 は第 1 減速軸 3 0 のギヤ 3 0 a に噛み合い、第 1 減速軸 3 0 のギヤ 3 0 b は第 2 減速軸 3 1 のギヤ 3 1 a に噛み合い、さらに第 2 減速軸 3 1 のギヤ 3 1 b は差動装置 3 3 のリングギヤ 3 3 a に噛み合っている。また、後進用ギヤ 2 6 はアイドラギヤ 2 8

10

20

30

40

50

を介して第1減速軸30のギヤ30bに噛み合っている。そして、差動装置33を介して車輪に連結された出力軸32を駆動している。

【0013】

変速用モータ40の出力ギヤ41は第1変速軸45の一端に設けられた減速ギヤ45aに噛み合っている。第1変速軸45の他端部に設けられたギヤ45bは従動プリー21の可動シープ21bの移動ストローク分の長さを有する平歯車であり、従動プリー21に設けられた変速ギヤ23と噛み合っている。第1変速軸45のギヤ45bを回転させると、変速ギヤ23が追従回転することでボールネジ機構22の作用により、可動シープ21bを軸方向へ移動させることができる。従動プリー21の変速ギヤ23は、第2変速軸46の第1アイドルギヤ46aとも噛み合い、さらに第2変速軸46の第2アイドルギヤ46bは駆動プリー11の変速ギヤ13と噛み合っている。これらアイドルギヤ46a, 46bも、第1変速軸45のギヤ45bと同様に、可動シープ11b, 21bの移動ストローク分の長さを有する平歯車で構成されている。変速用モータ40の回転力は、第1変速軸45, 従動プリー21の変速ギヤ23, 第2変速軸46を介して駆動プリー11の変速ギヤ13へと伝達される。そのため、駆動プリー11の可動シープ11aと従動プリー21の可動シープ21aは互いに同期し、かつ互いにプリー溝幅(ベルト巻き掛け径)を逆方向に変化させながら軸方向へ移動することができる。なお、第1変速軸45は、必ずしも従動プリー21側に設ける必要はなく、駆動プリー11側に配置してもよい。さらに、第1変速軸45を省略し、変速用モータ40でアイドル軸(第2変速軸46)を駆動してもよい。

10

20

【0014】

この無段変速機には、図2に示すように、Vベルト15にトルク伝達に必要なベルト張力を与える機構、すなわちテンション装置50が設けられている。

上記のようにプリー11, 21のプリー溝幅(ベルト巻き掛け径)は変速用モータ40によって可変されるが、それだけでは伝達トルクによってVベルト15とプリー11, 21との間に滑りが発生してしまう。そこで、Vベルト15に滑りを生じさせないベルト張力を与えるため、テンション装置50が設けられている。テンション装置50はテンションローラ51を備え、このテンションローラ51はリンク52を介してテンションアーム53によって揺動可能に支持されている。

【0015】

テンションアーム53の回動軸53aは駆動プリー11の半径方向外側に設けられ、引張スプリング54によってVベルト15方向に付勢されている。そのため、テンションローラ51は所定の荷重でVベルト15の緩み側を内側に向かって押し付けている。このように外側から内側に向かってVベルト15を押圧することで、所定のベルト張力を得るとともに、プリー11, 21に対するVベルト15の巻き付け長さを長くし、伝達効率を高めている。

30

なお、テンションローラ51はVベルト15を外側から内側に向かって押圧するものに限らず、内側から外側に向かって押圧してもよい。

また、テンションローラ51をリンク52を介してアーム53に取り付けたが、テンションローラ51をアーム53に直接回転自在に取り付けてもよい。

40

上記実施例のテンション装置50は引張スプリング54を用いたものであるが、特開2001-330097号公報のように、引張スプリングの他にアシストモータを備えたものであってもよいし、特開2002-213549号公報のように、引張スプリングと圧縮スプリングとを併用したものであってもよい。さらに、アシストモータに代えて油圧シリンダなどのアクチュエータを用いてもよい。

【0016】

図3は変速用モータ40を制御するための制御装置60を示す。

制御装置60には、エンジン回転数(入力軸3の回転数)、車速(出力軸32の回転数)、アクセル開度、駆動軸10の回転数、従動軸20の回転数などが入力される。制御装置60には、変速マップ、エンジントルク曲線などが設定され、上記入力信号に応じて目標

50

出力軸トルク、目標変速比、実エンジントルク、実変速比などを算出し、後述する変速制御を実施する。

【0017】

図4は制御装置60の作用を表すブロック図である。

まず、アクセル開度と車速とが変速比演算部60aに入力され、ここでマップ検索され、目標変速比が決定される。一方、アクセル開度と車速と目標変速比とが出力軸トルク演算部60bに入力され、現在の車速のまま目標変速比が達成された場合のエンジン回転数とアクセル開度とに基づき、目標出力軸トルクが演算される。

次に、スリーブトルク演算部60cで目標出力軸トルクに対応したスリーブトルクを演算する。このスリーブトルクは、変速直前の出力軸トルクから目標出力軸トルクに向かって一様に变化するトルクのことであり、オフアップ時には一定の時間勾配をもって低下するトルクであり、オンアップ時には逆に一定の時間勾配をもって上昇するトルクである。変速直前の出力軸トルクを演算するために、実エンジントルクと実変速比とが入力される。次に、上下限トルク演算部60dにおいて、スリーブトルクに対して上側許容トルクおよび下側許容トルクを加算・減算した上限トルクおよび下限トルクを計算する。上限トルクはアップシフト用、下限トルクはダウンシフト用であり、上記許容トルクはスリーブトルクに対するずれの許容値である。

上記のようにして求めた上限トルクおよび下限トルクから、変速速度演算部60eで変速速度のハイ側制限値とロー側制限値とを演算する。

モータ制御部60fには、目標変速比と、ハイ側制限値およびロー側制限値とが入力され、変速速度がこれら制限値を越えないように変速用モータ40を目標変速比へと制御する。ここで、アップシフト時にはハイ側制限値のみを考慮すればよく、ダウンシフト時にはロー側制限値のみを考慮すればよい。

【0018】

図5はオフアップ時における出力軸トルクの時間変化を示す。

従来のオフアップ時には、一点鎖線Aで示すように、実出力軸トルクが一時的に上昇し、かえって加速度が増大する可能性がある。これに対し、本発明では破線Bで示すように、実出力軸トルクの上昇を上限トルクで制限しているため、加速度が増大する現象を抑制し、運転者の期待に応じて車両加速度を低下させることができる。

図5における1～4のスリーブトルクの計算は以下の通りである。

1 目標出力軸トルク > 実出力軸トルクの場合

スリーブトルク = 目標出力軸トルクとする。

2 目標出力軸トルク < スリーブトルク < 実出力軸トルクの場合

目標出力軸トルクが実出力軸トルクから離れれば、スリーブする。このとき、スリーブトルクに上側許容トルクを加算した上限トルクで実出力軸トルクの上昇を制限する。

3 目標出力軸トルク < 実出力軸トルク < スリーブトルクの場合

実出力軸トルクがスリーブトルクより小さければ、スリーブトルクを実出力軸トルクに追従させる。すなわち、スリーブトルク = 実出力軸トルクとする。

4 スリーブトルク < 目標出力軸トルクの場合

スリーブトルクが目標出力軸トルクを越えないように、スリーブトルク = 目標出力軸トルクとする。

【0019】

図5ではオフアップ時における出力軸トルクの変化を示したが、オンアップ時には図5とは上下反転した特性になる。この場合も、変速直前の出力軸トルクから目標出力軸トルクに向かって一様に变化する(ここでは上昇する)スリーブトルクを決定し、このスリーブトルクに対して所定値を加算した上限トルクを決定する。そして、実出力軸トルクが上限トルクを越えないように変速速度に制限を加えながら変速制御を実施すればよい。

【0020】

図6は本発明にかかる変速制御の具体的流れを示す。この制御には、アップシフトだけでなくダウンシフトを含む。

制御がスタートすると、まず実出力軸トルク T_2 と目標出力軸トルク T_{2t} とを演算する (ステップ S 1)。具体的には次の計算式により計算する。

【数 1】

$$T_2 = R (T_E - I_E \cdot \dot{R} \cdot \omega_2)$$

$$T_{2t} = R_t \cdot T_{Et}$$

R : プーリ比を含む総減速比、 T_E : 実エンジントルク、 I_E : エンジンを含む入力軸側イナーシャ、 ω_2 : 出力軸回転数、 R_t : プーリ比を含む総減速比の目標値、 T_{Et} : 目標変速比でのエンジントルク。

10

次に、目標出力軸トルク T_{2t} とスリップトルク T_{2s} とを比較して、スリップ方向を判定する (ステップ S 2)。 $T_{2t} < T_{2s}$ の場合には、下向きのスリップであるため、1 周期 (例えば 4 ms) 前のスリップトルク T_{2sn-1} から下側スリップ量 T_{down} だけ減算したものをスリップトルク T_{2s} とする (ステップ S 3)。一方、 $T_{2t} > T_{2s}$ の場合には、上向きのスリップであるため、1 周期前のスリップトルク T_{2sn-1} に上側スリップ量 T_{up} を加算したものをスリップトルク T_{2s} とする (ステップ S 4)。

ステップ S 3 で下向きのスリップトルク T_{2s} を求めた後、実出力軸トルク T_2 とスリップトルク T_{2s} とを比較し、スリップトルクと実出力軸トルクのいずれが目標に近いかを判定する (ステップ S 5)。 $T_2 < T_{2s}$ の場合には、実出力軸トルク T_2 の方が目標に近いことを意味するので (図 5 の 3 に相当)、スリップトルクを実出力軸トルクに追従させるため $T_{2s} = T_2$ とする (ステップ S 6)。次に、スリップトルク T_{2s} と目標出力軸トルク T_{2t} とを比較し、スリップトルクが目標を行き過ぎないかどうかを判定する (ステップ S 7)。 $T_{2s} < T_{2t}$ の場合には、スリップトルク T_{2s} が目標を行き過ぎたことを意味するので (図 5 の 4 に相当)、スリップトルクが目標出力軸トルクを越えないように $T_{2s} = T_{2t}$ とする (ステップ S 8)。

20

同様に、ステップ S 4 で上向きスリップトルク T_{2s} を求めた後、実出力軸トルク T_2 とスリップトルク T_{2s} とを比較し (ステップ S 9)、 $T_2 > T_{2s}$ の場合には、実出力軸トルク T_2 の方が目標に近いことを意味するので、スリップトルクを実出力軸トルクに追従させるため、 $T_{2s} = T_2$ とする (ステップ S 10)。次に、スリップトルク T_{2s} と目標出力軸トルク T_{2t} とを比較し (ステップ S 11)、 $T_{2s} > T_{2t}$ の場合には、目標出力軸トルクを行き過ぎたことを意味するので、スリップトルクが目標出力軸トルクを越えないように、 $T_{2s} = T_{2t}$ とする (ステップ S 12)。

30

上記ステップの後、スリップトルク T_{2s} に対して上側許容トルク K_{max} および下側許容トルク K_{min} を加算・減算した上限トルク T_{2tmax} および下限トルク T_{2tmin} を計算する (ステップ S 13)。

$$T_{2tmax} = T_{2s} + K_{max}$$

$$T_{2tmin} = T_{2s} - K_{min}$$

最後に、上限トルク T_{2tmax} および下限トルク T_{2tmin} を用いて、変速速度のハイ側制限値 \dot{R}_{1mthi} とロー側制限値 \dot{R}_{1mtlow} とを次式で計算する（ステップ S14）。

$$\dot{R}_{1mthi} = (R \cdot T_E - T_{2tmax}) / (I_E \cdot \omega_1 \cdot R_0)$$

$$\dot{R}_{1mtlow} = (R \cdot T_E - T_{2tmin}) / (I_E \cdot \omega_1 \cdot R_0)$$

上式において、 ω_1 : 入力軸回転数、 R_0 : プーリ比を除く総減速比である。 10

上記のようにして求めた変速速度の上限値 (\dot{R}_{1mthi} , \dot{R}_{1mtlow}) によって変速速度を制限することで、変速時に運転者の期待に沿った車両加速度を得ることができる。

【0021】

本発明は上記実施例に限定されるものではない。

上記実施例では、スリーブトルクを一定時間勾配で変化するトルクとしたが、一定勾配である必要はなく、変速直前の出力軸トルクから目標出力軸トルクに向かって単調に変化するトルクであればよく、多次曲線的に変化してもよい。 20

また、本発明にかかる無段変速機は、図1、図2に示すように変速用モータ40とテンション装置50と乾式Vベルト15とを用いた無段変速機に限らず、例えば、駆動プーリおよび従動プーリにそれぞれ油圧サーボを設け、金属ベルトを用いた公知のVベルト式無段変速機であってもよいし、トロイダル型無段変速機のような異なる形式の無段変速機であってもよい。ただ、実施例のような無段変速機の場合には、変速用モータ40によって一義的に変速比を決定でき、伝達トルクによって変速比が影響を受けないので、変速速度の制御も容易であるという利点がある。

【0022】

【発明の効果】

以上のように、本発明によれば、アップシフト時において、スリーブトルクに所定値を加算した上限トルクから求められる変速速度の上限値を越えないように変速速度を制限している。そのため、例えばアクセル開度を全開から中間開度へ戻した時、出力軸トルクが変速が終了するまで一時的に増大するが、単調減少する上限トルクに対応した変速速度以下に制限するので、加速度が一時的に増大する現象を解消できる。

このように、アップシフト時にエンジン回転数の変化に伴うトルクが大きく変化した場合でも、運転者の期待に合致した車両加速度が得られる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明にかかる無段変速機の一例のスケルトン図である。

【図2】図1に示す無段変速機に用いられるテンション装置の概略図である。 40

【図3】制御装置の入力系と出力系との概略を示す図である。

【図4】制御装置のブロック図である。

【図5】オフアップ時における出力軸トルクの時間変化図である。

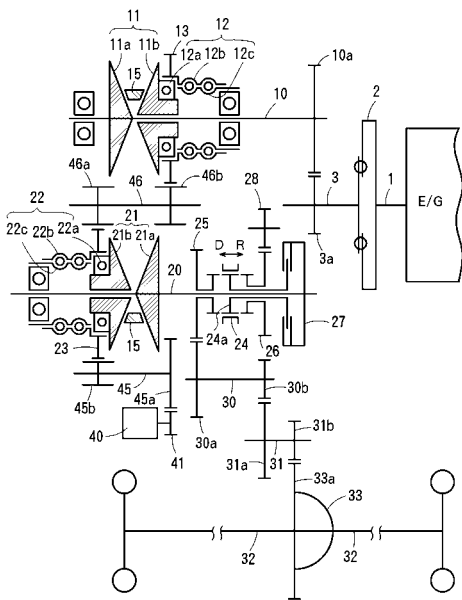
【図6】本発明にかかる変速制御の一例を示す図である。

【符号の説明】

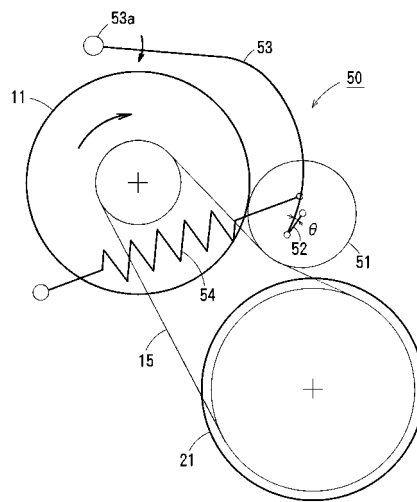
- 1 エンジン出力軸
- 3 入力軸
- 11 駆動プーリ
- 21 従動プーリ
- 27 発進クラッチ

- 3 2 出力軸
- 4 0 変速用モータ
- 6 0 制御装置

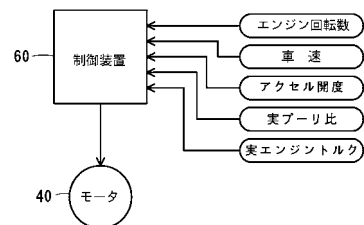
【図1】



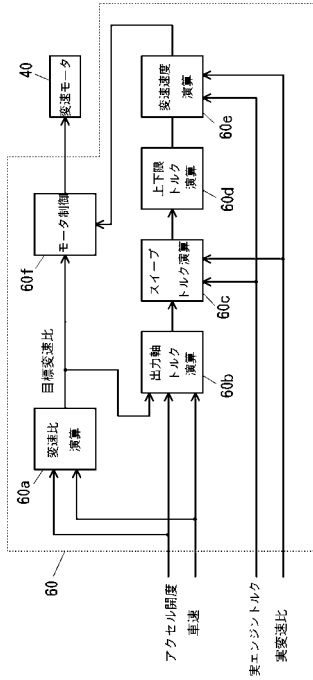
【図2】



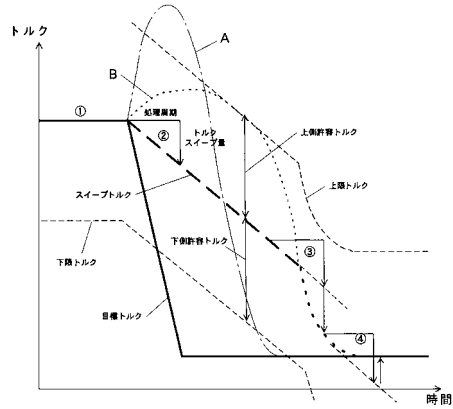
【図3】



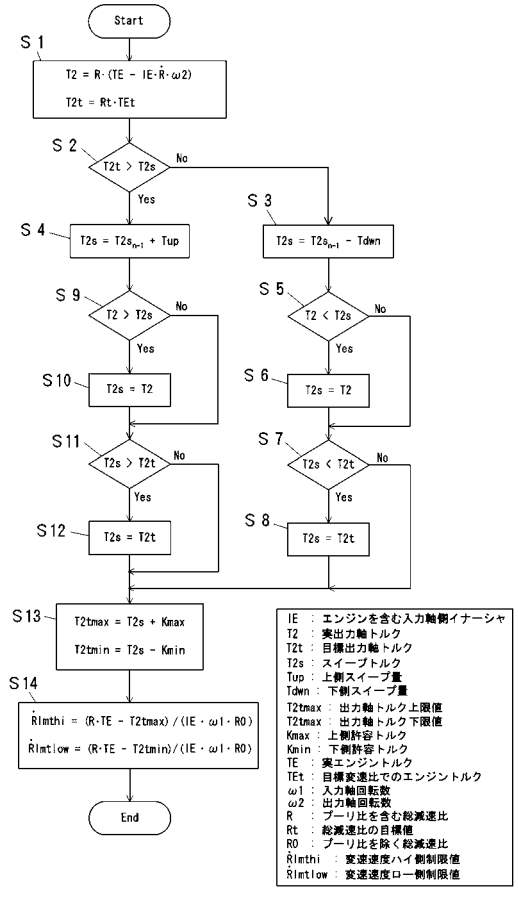
【 図 4 】



【 図 5 】



【 図 6 】



フロントページの続き

(56)参考文献 特開平10-009379(JP,A)
特開平09-242857(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16H 61/02