

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2015年5月21日(21.05.2015)



(10) 国際公開番号
WO 2015/071954 A1

- (51) 国際特許分類:
F16H 61/00 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/080540
- (22) 国際出願日: 2013年11月12日(12.11.2013)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人: トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 石川 周平 (ISHIKAWA, Shuhei); 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 木村 元宣 (KIMURA, Motonori); 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 綾部 篤志 (AYABE, Atsushi); 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).

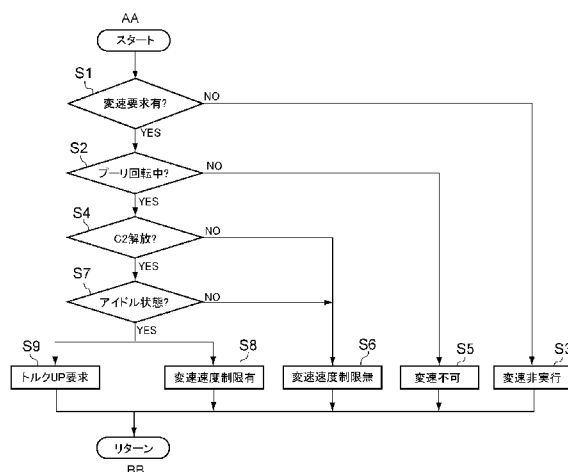
- (74) 代理人: 渡邊 丈夫 (WATANABE, Takeo); 〒1130034 東京都文京区湯島三丁目12番1号 アデックスビル3階 Tokyo (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JP, KE, KG, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI

[続葉有]

(54) Title: CONTROL DEVICE FOR VEHICLE TRANSMISSION

(54) 発明の名称: 車両用変速機の制御装置

[図1]



S1 Shifting request?
S2 Pulley rotating?
S3 Shifting not executed
S4 C2 released?
S5 Shifting not allowed
S6 No shifting speed restriction
S7 Idle state?
S8 Shifting speed restriction
S9 Torque increase request
AA Start
BB Return

(57) Abstract: A control device for a vehicle transmission configured such that a continuously variable transmission mechanism is provided between an input shaft, to which output torque is transmitted from a drive power source, and an output shaft, which outputs torque to drive wheels, and configured such that the transmission of torque between the continuously variable transmission mechanism and the output shaft can be selectively interrupted, with the continuously variable transmission mechanism capable of being rotated by the drive power source when the transmission of torque between the continuously variable transmission mechanism and the output shaft is interrupted, said control device being configured such that when the continuously variable transmission mechanism is disconnected from the output shaft such that no torque is transmitted therebetween and the continuously variable transmission mechanism is being rotated by the drive power source under idling rotational frequency control, and the transmission gear ratio is to be changed, the shifting speed of the continuously variable transmission mechanism is restricted to a prescribed speed no greater than an upper limit speed (step S8).

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2015/071954 A1



(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, 添付公開書類:
MR, NE, SN, TD, TG).

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

駆動力源が出力したトルクが伝達される入力軸と駆動輪に対してトルクを出力する出力軸との間に無段変速機構が設けられるとともに、その無段変速機構と前記出力軸との間のトルク伝達を選択的に遮断できるように構成され、前記無段変速機構と前記出力軸との間のトルク伝達を遮断した状態で前記駆動力源によって前記無段変速機構が回転させられるように構成された車両用変速機の制御装置において、前記無段変速機構が前記出力軸との間でトルク伝達しないように前記出力軸に対して遮断された状態で、前記無段変速機構がアイドル回転数制御されている前記駆動力源によって回転させられている状態で前記無段変速機構の変速比を変化させる場合に、前記無段変速機構の変速速度を予め定められた上限速度以下に制限（ステップ S 8）するように構成されている。

明 細 書

発明の名称 : 車両用変速機の制御装置

技術分野

[0001] この発明は、駆動力源から出力された駆動力を増減して出力する車両用変速機を制御する装置に関するものである。

背景技術

[0002] エンジンなどの駆動力源と変速機とをトルク伝達可能に連結した状態で、その変速機から駆動輪へのトルクの伝達を遮断することが可能な車両が知られており、その一例が実開昭62-45455号公報に記載されている。この公報に記載された変速機では、Vベルト変速装置と直結ギヤとが入力軸とカウンタ軸との間に並列に配置されている。そのVベルト変速装置の一次軸は入力軸に連結されており、またVベルト変速装置の二次軸と同軸上にクラッチが設けられており、そのクラッチを解放することにより、Vベルト変速装置とカウンタ軸との間のトルク伝達を遮断するように構成されている。また、入力軸と直結ギヤとの間に他のクラッチが設けられており、そのクラッチを解放することにより、直結ギヤを経由したカウンタ軸へのトルクの伝達を遮断するように構成されている。

[0003] この実開昭62-45455号公報に記載された変速機では、Vベルト変速装置とカウンタ軸との間のトルクの伝達を遮断した状態であってもVベルト変速装置は入力軸に連結されているから、Vベルト変速装置がカウンタ軸に対するトルク伝達に関与していない状態であってもVベルト変速装置での変速比を変化させることができる。このような変速であってもベルトが巻き掛けられているプーリなどの回転数が変化することに伴う慣性トルクや損失トルクが生じる。その回転数の変化が回転数の増大であれば、変速に伴って変化するトルクがエンジンなどの駆動力源に対する負荷として作用し、またそのトルクは変速速度が速いほど大きくなる。そのため、例えば駆動力源としてのエンジンがアイドル回転数を制御している状態となっていれば、上記

の変速に伴うトルクの変化がアイドル回転数制御に対する外乱として作用し、アイドル回転数が急変したり、エンジンストールが生じたりする可能性がある。

発明の概要

[0004] この発明は上記の技術的課題に着目してなされたものであり、出力軸に対してトルクを伝達していない変速機での変速によって駆動力源の回転数が急激に変化し、駆動力源がストールすることを防止もしくは抑制することのできる制御装置を提供することを目的とするものである。

[0005] この発明は、上記の課題を解決するために、駆動力源が出力したトルクが伝達される入力軸と駆動輪に対してトルクを出力する出力軸との間に無段変速機構が設けられるとともに、その無段変速機構と前記出力軸との間のトルク伝達を選択的に遮断できるように構成され、前記無段変速機構と前記出力軸との間のトルク伝達を遮断した状態で前記駆動力源によって前記無段変速機構が回転させられるように構成された車両用変速機の制御装置において、前記無段変速機構が前記出力軸との間でトルク伝達しないように前記出力軸に対して遮断された状態で、前記無段変速機構がアイドル回転数制御されている前記駆動力源によって回転させられている状態で前記無段変速機構の変速比を変化させる場合に、前記無段変速機構の変速速度を予め定められた上限速度以下に制限するように構成されていることを特徴とするものである。

[0006] この発明における前記上限速度は、前記アイドル回転数制御されている前記駆動力源の出力トルクと、前記駆動力源の回転数と、前記無段変速機構における出力側回転部材の慣性モーメントとに基づいて定められた変速速度とすることができる。

[0007] また、この発明は上述した構成に加えて、前記無段変速機構が前記出力軸との間でトルク伝達しないように前記出力軸に対して遮断され、かつ前記無段変速機構がアイドル回転数制御されている前記駆動力源によって回転させられている状態で前記無段変速機構の変速比を変化させる場合の前記駆動力源の出力トルクを、前記無段変速機構が前記出力軸との間でトルク伝達しな

いように前記出力軸に対して遮断され、かつ前記無段変速機構がアイドル回転数制御されている前記駆動力源によって回転させられている状態で前記無段変速機構の変速比を変化させない場合の前記駆動力源の出力トルクより増大させるように構成されていてもよい。

[0008] その場合、前記駆動力源の出力トルクの増大量は、前記駆動力源の回転数と、前記無段変速機構における前記出力側回転部材の慣性モーメントと、前記変速比を変化させる速度とに基づいて定められた量であってよい。

[0009] この発明では、前記無段変速機構での変速比の前記変化を実行する状態は、前記入力軸と前記出力軸との間で前記無段変速機構が動力を伝達せずにその無段変速機構に対して並列に設けられた伝動機構が動力を伝達し、かつ前記駆動力源がアイドル回転数制御されている状態であってよい。

[0010] あるいは、車両が走行し、もしくは停車している状態でニュートラルレンジが選択され、かつ前記駆動力源がアイドル回転数制御されている状態で、前記無段変速機構での前記変速が実行されるように構成されていてもよい。

[0011] また、車両が走行し、もしくは停車している状態でニュートラル状態に制御され、かつ前記駆動力源がアイドル回転数制御されている状態で、前記無段変速機構での前記変速が実行されるように構成されていてもよい。

[0012] この発明においては、無段変速機構が駆動輪に対するトルクの伝達を行っていない状態で無段変速機構による変速比を変化させるとしても、その変速速度が所定の上限速度以下に制限されることにより変速に伴って生じる慣性トルクが制限される。その結果、アイドル回転数制御が行われている駆動力源に負荷として作用するトルクの変動が小さくなり、駆動力源の回転数の変動を抑制でき、また駆動力源がストールに到ることを抑制することができる。

[0013] 特に、上記の上限速度が、前記アイドル回転数制御されている前記駆動力源の出力トルクと、前記駆動力源の回転数と、前記無段変速機構における出力側回転部材の慣性モーメントとに基づいて定められている場合には、駆動力源の回転数の変動や、駆動力源がストールに到ることをより効果的に抑制

することができる。

[0014] さらに、この発明では、上記の変速が実行される場合、その変速が実行されない場合よりも駆動力源の出力トルクを増大させるように構成すれば、上記の慣性トルクが駆動力源に掛かるとしても駆動力源の回転数が低下しにくくなるので、変速速度を速くすることができる。

[0015] その場合の出力トルクの増大量を、前記駆動力源の回転数と、前記無段変速機構における前記出力側回転部材の慣性モーメントと、前記変速比を変化させる速度とに基づいて定められた量とすることにより、駆動力源の出力トルクが過度に増大することを抑制しつつ無段変速機構の変速速度を速くすることができる。

図面の簡単な説明

[0016] [図1]この発明に係る制御装置で実行される制御の一例を説明するためのフローチャートである。

[図2]無段変速機構でのダウンシフトの際の目標変速比を説明するための線図である。

[図3]変速速度とアイドル回転数制御されているエンジンの回転数変化量との関係を示す線図である。

[図4]各プーリでの推力の差と変速速度ならびにエンジン回転数の変化との関係を、変速速度が速い場合と変速速度を制限した場合とについて示す線図である。

[図5]変速時にエンジン回転数を所定回転数に維持する制御を行う場合における変速速度の制限制御とエンジントルク制御との分担率を、減速度との関係で示す線図である。

[図6]この発明に係る制御装置で実行することのできる他の制御例を説明するためのフローチャートである。

[図7]その制御で使用するこことのできる変速速度補正量のマップの一例を示す線図である。

[図8]この発明で対象とすることのできる車両におけるパワートレインを示す

スケルトン図である。

[図9]その制御装置とその入力データおよび出力信号を説明するためのブロック図である。

発明を実施するための形態

[0017] この発明で対象とすることのできる車両は、アイドル回転数制御が実行される駆動力源と、その駆動力源の出力側に連結されかつ変速速度を制御可能な無段変速機構とを備え、その無段変速機構から駆動輪へのトルクの伝達を適宜に遮断することのできる車両である。したがって、駆動力源の具体例は、ガソリンエンジンなどの内燃機関や、その内燃機関とモータとを備えたハイブリッドタイプの駆動力源である。また、無段変速機構は、ベルト式あるいはトロイダル型の変速機がその例である。この発明で対象とする変速機は、無段変速機構を含む単一の動力伝達経路を有した変速機であってもよく、あるいはこれと並列に他の動力伝達経路を有した変速機であってもよい。

[0018] この発明で対象とすることのできる車両におけるパワートレインの一例を図8に示してある。ここに示す例は、駆動力源として内燃機関（エンジン：E/G）1を備え、エンジン1が出力したトルクを、互いに並列に設けられたベルト式の無段変速機構2と複数のギヤからなる伝動機構3とを介して駆動輪4に伝達するように構成された例である。エンジン1にロックアップクラッチ付きのトルクコンバータ5が連結されており、変速機6の入力軸7がトルクコンバータ5におけるタービンランナ8に連結されている。

[0019] 入力軸7は、無段変速機構2におけるプライマリープーリ9と一体のプライマリーシャフト10に連結されている。プライマリープーリ9と平行にセカンダリープーリ11が配置され、これらのプーリ9, 11にベルト12が巻き掛けられている。これらのプーリ9, 11は、従来知られているベルト式無段変速機と同様に、固定シーブと、可動シーブと、可動シーブを固定シーブに対して前後動させる油圧アクチュエータ13, 14とを有しており、ベルト12の挟圧力をそれらの油圧アクチュエータ13, 14によって発生させるとともに、プライマリープーリ9における油圧アクチュエータ13に

よってプライマリープーリ 9 の溝幅を変化させて、ベルト 12 の巻き掛け半径すなわち変速比を変化させるように構成されている。

[0020] セカンダリープーリ 11 と一体のセカンダリーシャフト 15 が設けられ、そのセカンダリーシャフト 15 の外周側に出力軸 16 が回転可能に嵌合させられている。この出力軸 16 に出力ギヤ 17 が取り付けられており、この出力ギヤ 17 が、出力軸 16 と平行に配置されたカウンタ軸 18 と一体のカウンタドリブンギヤ 19 に噛み合っている。また、カウンタ軸 18 にはカウンタドリブンギヤ 19 より小径のカウンタドライブギヤ 20 が取り付けられており、このカウンタドライブギヤ 20 が終減速機であるデファレンシャルギヤ 21 のリングギヤ 22 に噛み合っている。そして、このデファレンシャルギヤ 21 から左右の駆動輪 4 にトルクを出力するように構成されている。

[0021] 一方、前記入力軸 7 もしくはプライマリーシャフト 10 と同軸上でかつその外周側に前後進切替機構 23 が設けられている。この前後進切替機構 23 は、ダブルピニオン型の遊星歯車機構によって構成されており、そのキャリア 24 がプライマリーシャフト 10 に連結されている。そのキャリア 24 とサンギヤ 25 との間に発進クラッチ C 1 が設けられており、この発進クラッチ C 1 を係合させることにより遊星歯車機構の全体が一体となって回転する。また、リングギヤ 26 の回転を止める後進用ブレーキ B 1 が設けられており、この後進用ブレーキ B 1 によってリングギヤ 26 の回転を止めることによりキャリア 24 に対してサンギヤ 25 が反対方向に回転して後進状態となるように構成されている。

[0022] つぎに上記の無段変速機構 2 と並列に配置されている伝動機構 3 について説明する。この伝動機構 3 は、無段変速機構 2 での最大変速比より大きい変速比を設定する減速機構、もしくは無段変速機構 2 での最小変速比より小さい変速比を設定する増速機構であって、図 8 に示す例における伝動機構 3 は、減速機構として構成されている。そして、入力軸 7 と出力軸 16 との回転方向を同一にするために、アイドルギヤが設けられている。

[0023] 前記入力軸 7 の外周側には、サンギヤ 25 に一体化されているサンギヤ軸

２７が回転可能に嵌合させられており、そのサンギヤ軸２７に駆動ギヤ２８が取り付けられている。また、入力軸７および出力軸１６に対して平行に、中間軸２９が配置されており、前記駆動ギヤ２８に噛み合っているドリブンギヤ３０が中間軸２９に一体化されている。このドリブンギヤ３０は駆動ギヤ２８よりも大径であって、駆動ギヤ２８からドリブンギヤ３０に向けてトルクを伝達する場合には減速作用を生じるように構成されている。中間軸２９にはドリブンギヤ３０よりも径の小さいドライブギヤ３１が中間軸２９に対して相対回転可能に取り付けられている。このドライブギヤ３１を中間軸２９にトルク伝達可能に連結するためのクラッチＣ３が設けられている。このクラッチＣ３は、いわゆる噛み合い式のクラッチであって、スリーブ３２を軸線方向に移動させることにより、そのスリーブを中間軸２９およびドライブギヤ３１のハブにスプライン嵌合させ、またその嵌合を解除するように構成されている。さらに、このドライブギヤ３１に噛み合っているドリブンギヤ３３が前述した出力軸１６に一体的に設けられている。そして、そのドライブギヤ３１もしくは出力軸２６と無段変速機構２におけるセカンダリープーリ１１とをトルク伝達可能に連結し、またその連結を解くクラッチＣ２が設けられている。

[0024] したがって、図８に示す変速機は、クラッチＣ２を解放することにより無段変速機構２と駆動輪４との間のトルク伝達が遮断され、その状態でエンジン１のトルクによって無段変速機構２を回転させることができるように構成されている。また、前記キャリア２４とサンギヤ２５とを発進クラッチＣ１によって連結することにより、入力軸７から伝動機構３を介して出力軸１６にトルクが伝達され、車両は前進走行する。また、発進クラッチＣ１に替えて後進用ブレーキＢ１を係合させれば、サンギヤ２５およびこれと一体との駆動ギヤ２８が入力軸７に対して反対方向に回転し、その駆動ギヤ２８を含む伝動機構３を介して出力軸１６にトルクが伝達されて、車両は後進走行する。そして、出力軸１６上の第２のクラッチＣ２のみを係合させれば、入力軸７から無段変速機構２を介して出力軸１６にトルクが伝達されて車両は前

進走行し、かつ無段変速機構 2 によって変速比が適宜に設定される。

[0025] この発明に係る制御装置は、エンジン 1 や変速機 6 などの動作状態を示すデータに基づいて所定の制御指令信号をエンジン 1 や変速機 6 に出力するように構成されている。より具体的には、制御装置（E C U）3 4 はマイクロコンピュータを主体にして構成され、図 9 に示すように、変速要求信号、前記各プーリ 9, 11 の回転数、エンジン 1 についてのアイドル回転数制御に関する信号、前述した第 2 のクラッチ C 2 についての信号、エンジン回転数 N E、車速、シフト装置からのシフトレンジの信号、ニュートラル制御（N 制御）信号などが、エンジン 1 や変速機の動作状態を示すデータとして入力されている。制御装置 3 4 は、これらのデータおよび予め記憶しているデータなどを使用して演算を行い、変速指令信号、変速速度信号、エンジントルク指令信号などを出力するように構成されている。

[0026] 上述した車両では、通常の前進走行時に、無段変速機構 2 を経由して駆動輪 4 にトルクを伝達し、駆動もしくは減速の要求などに応じて、無段変速機構 2 によって適宜の変速比を設定する。無段変速機構 2 での変速は、通常、車両が前進走行し、無段変速機構 2 を経由してトルクを伝達している場合すなわち無段変速機構 2 が回転している状態で実行される。しかしながら、例えば所定の車速で走行している状態で急制動されて車両が停止した場合などでは、無段変速機構 2 の変速比が発進直後の低車速に備えた所定の変速比まで増大しない場合がある。このような場合、無段変速機構 2 が駆動輪 4 に対するトルクの伝達に関与しておらず、またエンジン 1 がアイドリング状態にあってアイドル回転数制御されている際に、そのエンジン 1 の出力トルクで無段変速機構 2 を回転させて変速を実行する場合がある。

[0027] このような変速を実行する場合の車両の動作状態（走行状態）を例示すれば、以下のとおりである。まず、前述した伝動機構 3 によって駆動力を伝達して走行しており、かつアクセルペダルが戻されてアクセル開度が「0」もしくはそれに近い開度に減じられるとともにエンジン 1 のアイドル回転数が制御されている状態である。これは、「走行中 E L レンジ（D）」と称され

ることがあり、図 8 に示すパワートレーンでは第 1 のクラッチ C 1 と第 3 のクラッチ C 3 とが係合させられている。また、走行中にニュートラルレンジが選択されて設定された場合（走行中 N レンジ）にも上述した変速制御が実行される。ニュートラルレンジは図示しないシフト装置を運転者が操作することにより選択されて設定され、図 8 に示すパワートレーンでは第 1 および第 2 のクラッチ C 1, C 2 が解放させられる。車両は、惰性走行する状態であるから、いわゆるアクセル・オフの状態であり、エンジン 1 はアイドル状態にあって、アイドル回転数制御が実行されている。これと同様の走行状態は、シフトレンジがドライブレンジであってもニュートラル状態に制御（走行中 N 制御）される走行状態である。この場合、図 8 に示すパワートレーンでは第 1 および第 2 のクラッチ C 1, C 2 が解放させられる。これは、N 惰行制御と称される制御の一例であり、走行中にアクセル開度が閉状態程度にまで減じられたことにより、惰行させるべくエンジン 1 を駆動輪に対して遮断する制御によって設定される走行状態である。さらに、車両が停止している状態でニュートラルレンジが選択された（停車中 N レンジの）場合、あるいはシフトレンジが切り替えられないもののニュートラル状態に制御された（停車中 N 制御の）場合に、上述した無段変速機構 2 での変速が実行される。この発明に係る制御装置 3 4 は、このような場合の変速速度を制限するように構成されている。

[0028] その制御の一例を説明すると、図 1 はその制御例を説明するためのフローチャートであって、エンジン 1 が動作して走行し、もしくは停車している状態で、所定の短時間ごとに繰り返し実行される。図 1 に示す制御例では、まず、変速要求の有無が判断される（ステップ S 1）。無段変速機構 2 での目標変速比は、車速およびエンジン回転数に基づいて設定されるから、ステップ S 1 では現時点の目標回転数と無段変速機構 2 で設定されている実際の変速比とを比較し、その比較結果に基づいて変速要求の有無が判断される。実際に設定されている変速比と目標変速比とに差があって変速要求があれば、ステップ S 1 で肯定的に判断され、その場合は、前述したプーリ 9, 11 が

回転しているか否かが判断される（ステップS 2）。なお、変速要求がないことによりステップS 1で否定的に判断された場合には、変速を実行せずに、すなわち変速指令信号を出力せずに（ステップS 3）、リターンする。

[0029] 無段変速機構2のプーリ9, 11が回転していてステップS 2で肯定的に判断されれば、車両が走行しており、あるいは変速機6がニュートラル状態に設定されていることになる。この場合には、前述した第2のクラッチC 2が解放状態になっているか否かが判断される（ステップS 4）。すなわち、無段変速機構2が出力軸16もしくは駆動輪4に対して切り離されているか否かが判断される。なお、プーリ9, 11が停止していてステップS 2で否定的に判断された場合には、無段変速機構2での変速を不許可（ステップS 5）にして、リターンする。ベルト式無段変速機構ではベルト12の巻き掛け半径を変化させることが困難もしくは不可能であるからである。

[0030] 第2のクラッチC 2が係合していてステップS 4で否定的に判断された場合には、変速速度の制限を行わずに（ステップS 6）、リターンする。変速速度は、実際の変速比が前述した目標変速比に特には遅れを生じることなく追従して変化するように予め設定される。減速時の目標変速比の変化の一例を図2に示してあり、最小変速比 $\gamma_{\min}$ から最大変速比 $\gamma_{\max}$ まで、図2に太線で示すように変化させる。実変速比がその目標変速比の変化に追従するように変速する際の変速速度は、減速度に過不足が生じず、またエンジントールに到ることがなく、さらには機構上の損傷、振動および騒音の悪化、ドライバビリティの悪化などを招来しないように、実験などに基づいて予め定められる。ステップS 6では、変速を実行するとした場合の変速速度を、このようにして設定されている変速速度に設定することになる。したがって、第2のクラッチC 2が係合していて無段変速機構2を経由して駆動輪4にトルクを伝達して走行している状態では、通常の変速制御が実行される。

[0031] これに対してステップS 4で肯定的に判断された場合には、変速機6がニュートラル状態に設定されており、あるいは伝動機構3を介して出力軸16もしくは駆動輪4にトルクが伝達されていることになる。この場合には、エ

ンジン 1 がアイドリング状態になっているか否かが判断される（ステップ S 7）。アイドリング状態でないことによりステップ S 7 で否定的に判断された場合には、上記のステップ S 6 に進んで変速速度の制限を行うことなく、リターンする。これに対してステップ S 7 で肯定的に判断された場合には、エンジン 1 のアイドリング回転数制御が実行されていることになり、その場合は、変速速度を制限し（ステップ S 8）、リターンする。

[0032] この変速速度の制限は、無段変速機構 2 の変速に起因してエンジン回転数が急変したり、エンジンストールを招来したりすることを回避もしくは抑制するための制御である。ここで、変速速度とエンジントルクやエンジン回転数の変化量との関係について説明すると、エンジン 1 から無段変速機構 3 に到る回転系の運動方程式は、下記の（１）式で表される。

[数1]

$$I_e \dot{\omega}_e + I_{pri} \dot{\omega}_{pri} + I_{sec} \dot{\omega}_{sec} = T_e - T_{frq} \quad \dots (1)$$

なお、 I_e はエンジン 1 の慣性モーメント、 ω_e はエンジン 1 の回転速度、 I_{pri} はプライマリープーリ 9 の慣性モーメント、 ω_{pri} はプライマリープーリ 9 の回転速度、 I_{sec} はセカンダリープーリ 11 の慣性モーメント、 ω_{sec} はセカンダリープーリ 11 の回転速度、 T_e はエンジントルク、 T_{frq} は第 2 のクラッチ C 2 などによる各種の摩擦損失トルクである。

[0033] $\omega_e = \omega_{pri}$

$$\omega_{sec} = \gamma \cdot \omega_{pri}$$

であるから、上記の（１）式は、以下のように変形することができる。

[数2]

$$\begin{aligned} I_e \dot{\omega}_e + I_{pri} \dot{\omega}_e + I_{sec} \frac{d}{dt}(\gamma \omega_e) &= T_e - T_{frq} \\ (I_e + I_{pri}) \dot{\omega}_e + I_{sec} (\dot{\gamma} \omega_e + \gamma \dot{\omega}_e) &= T_e - T_{frq} \\ (I_e + I_{pri} + I_{sec} \gamma) \dot{\omega}_e + I_{sec} \dot{\gamma} \omega_e &= T_e - T_{frq} \end{aligned}$$

[0034] エンジン回転数を変化させないとすれば、上記の式で

[数3]

$$\dot{\omega}_e = 0$$

と置けばよく、そうすると下記の(2)式

[数4]

$$T_e - T_{frq} - I_{sec} \omega_e \dot{\gamma} = 0 \quad \dots (2)$$

が得られる。なお、変速速度とエンジン回転数の変化量 $\Delta \omega_e$ との関係を図示すれば、図3のとおりである。したがって、変速速度がエンジントルク T_e を変化させる際の応答速度以下であれば、アイドル回転数制御を行っているエンジン1の回転数をほぼ一定に維持でき、あるいはその回転数変化を僅かな変化に抑えることができる。上述したステップS8では、無段変速機構2での変速比を変化させる場合の変速速度が、このようにエンジントルク T_e およびエンジン回転数 ω_e ならびにセカンダリープリー11の慣性モーメントから求められた変速速度（この発明における上限速度）以下に制限される。なお、制限する変速速度は、上記の(2)式で得られる速度を中心にした所定幅の範囲に入る速度であってもよく、あるいは補正した速度であってもよい。これらの所定幅、あるいは補正は、実験やシミュレーションによって定めることができる。

[0035] 前述したベルト式無段変速機構2での変速は、各プリー9, 11での推力の比率（推力比）を変化させることにより実行される。なお、推力は、それぞれのプリー9, 11における油圧アクチュエータ13, 14で発生する軸線方向の力であり、各アクチュエータ13, 14での油圧をそれぞれの受圧面積で除算して得られる。したがって、無段変速機構2の変速比を増大させる場合には、プライマリープリー9での推力 W_{in} に対してセカンダリープリー11の推力 W_{out} を大きくし、その推力の差（差推力）を増大させる。その差推力が大きいほど変速速度が速くなり、これを図で示せば図4のとおり

である。すなわち、いわゆるベルト戻しのために変速比を増大させる場合、セカンダリープーリ 11 での推力 W_{out} を変速前よりも増大させるが、その変速の過程では、変速後における推力値よりも大きくする。この変速の過程における推力と変速後における推力との差 ΔW_{out} は、無段変速機構 2 を経由して駆動輪 4 にトルクを伝達している状態で実行される通常の変速では、図 4 に実線で示すように大きい値に設定される。これに対してこの発明による制御装置においては、図 4 に破線で示すように小さい値に設定される。そのため、変速速度は、通常の変速時では図 4 に実線で示すように速くなるのに対して、この発明による制御装置によれば、図 4 に破線で示すように遅くなる。このような変速速度の相違によるエンジン回転数 NE の変化を図 4 に併記しており、変速速度が速ければ、パワートレーンで生じる慣性トルクが大きくなることにより、図 4 に実線で示すようにエンジン回転数 NE が大きく変動する。これに対して変速速度が遅ければ、エンジン回転数 NE の変動は図 4 に破線で示すように僅かになる。

[0036] したがって、この発明に係る制御装置によれば、アイドル回転数制御を行っている状態で無段変速機構 2 の変速比を変化させた場合、その変速に伴う慣性トルクが小さいなどのことによりエンジン回転数を安定させることができ、エンジン回転数の急変やエンジンストールに到ることを抑制することができる。

[0037] 上述したように無段変速機構 2 での変速比を増大させると、その変速に伴う慣性トルクがエンジン 1 に対する負荷トルクとして作用する。したがって、無段変速機構 2 の変速の際にエンジントルク T_e を増大させることによりエンジン回転数の変動を抑制することができる。図 1 に示す制御例では、ステップ S 7 で肯定的に判断された場合、変速速度の制限（ステップ S 8）と併せてエンジントルクを増大させる（ステップ S 9）。そのエンジントルクの増大量 ΔT_e は下記の（3）式で表される。

[数5]

$$\Delta T_e = T_{fig} + I_{sec} \omega_e \dot{\gamma} \quad \cdots (3)$$

ここで、変速速度 ($d\gamma/dt$) の値は予め定められているから、エンジントルクの増大量 ΔT_e を算出することができる。したがって、セカンダリープーリ 11 がこの発明における出力側部材に相当している。

[0038] 駆動輪 4 に対するトルクの伝達に関与していない状態の無段変速機構 3 の変速比を増大させる場合に上記のようにエンジントルクを増大させれば、変速速度の制限を緩くして変速速度を速めることができる。したがって、減速度の大小に関わらず、エンジントルクの増大制御を行ってもよい。しかしながら、増大させたエンジントルクが駆動トルクとして体感されないようにするための制御を行うことが好ましい。また、反対にエンジントルクの増大制御を併用しない場合には、変速速度の制限が大きくなることにより、変速が不十分になる可能性がある。そこで、車両が減速していることに伴って無段変速機構 2 での変速比を増大させる場合、エンジン回転数が過度に変動しないようにするために、その減速度に応じて、変速速度の制限とエンジントルクの増大とを併用することが好ましい。すなわち、減速度が小さい場合には、変速速度をある程度大きく制限しても、変速比を目標とする変速比にまで変化させることができるが、減速度が中程度であれば、変速速度を大きく制限していると目標とする変速比にまで変速することが困難になるから、エンジントルクの増大制御を並行して行って変速速度の制限を緩くし、それに伴う慣性トルクをエンジントルクの増大で減殺する。すなわち、目標とする変速比にまで変速するための制御の分担割合を、エンジントルクの増大制御による割合が増大するように変化させる。そして、変速速度を許容できる範囲で最大にしても変速比を目標とする変速比にまで変化させることができないほどに減速度が大きい場合には、エンジン回転数の変動を抑制するために、変速速度の制限は行わずに、エンジントルクの増大によって慣性トルクに起因するエンジン回転数の変動を抑制する。

[0039] このような減速度に応じた各制御の分担割合を模式的に示せば、図 5 のとおりである。減速度が所定の値 $\Delta V1$ 以下であれば、エンジン回転数が過度に変動しないように無段変速機構 2 での変速速度を制限しても無段変速機構

2の変速比を目標とする変速比にまで増大させることができるので、変速に伴うエンジン回転数の過度に変動を抑制するための制御として、変速速度の制限制御のみが実行される。これに対して減速度が上記の所定値 $\Delta V1$ より大きくかつ他の所定値 $\Delta V2$ 以下の場合には、変速速度の制限を緩め、かつエンジントルクを増大させる制御を併用することにより、エンジン回転数の過度な変動を抑制することができる。そして、減速度が上記の他の所定値 $\Delta V2$ を超えて大きい場合には、変速速度の制限を行わないで変速比を目標変速比に向けて変化させるとエンジン回転数が過度に変動する可能性があるので、変速速度の制限を行わずに、エンジントルクの増大制御のみを実行することになる。したがって、減速度が上記の各所定値 $\Delta V1$ 、 $\Delta V2$ の間の領域では、減速度の増大に応じて変速速度の制限を緩くするので、変速速度の制限制御の割合が減速度の増大に応じて減少する。そのため、変速速度の制限制御の割合と、エンジントルクを増大させる制御の割合とを区画する線は図5に示すように、減速度の増大に応じて下降する線として表される。

[0040] ところで上述した具体例は、変速速度を予め定めた値に制限し、あるいは減速度に応じた変速速度に制限する例であるが、無段変速機構2が駆動輪4に対して切り離され、かつその状態でアイドル回転数制御されているエンジン1のトルクで回転させられて変速を行う場合のエンジン回転数の変動の抑制は、変速速度をエンジン回転数の変化量を制御偏差としてフィードバック制御しても達成することができる。その例を図6にフローチャートで示してある。

[0041] 図6に示すルーチンはエンジン1のアイドル回転数制御が実行されている状態で所定の短時間ごとに繰り返し実行される。まず、前述したプーリ9, 11が回転しているか否かが判断される（ステップS11）。この判断は、前述した図1に示すルーチンにおけるステップS2での判断と同様にして行われ、このステップS11で否定的に判断された場合には、変速を実行せずに、すなわち変速指令信号を出力せずに（ステップS12）、リターンする。これに対してステップS11で肯定的に判断された場合には、無段変速機

構 2 で変速が実行されているか否か、すなわち変速中か否かが判断される（ステップ S 1 3）。変速中でないことによりステップ S 1 3 で否定的に判断された場合には、前述した第 2 のクラッチ C 2 が解放させられた状態での変速が実行されていないことを示すフラグがオンとされ（ステップ S 1 4）、リターンする。

[0042] 変速中であることによりステップ S 1 3 で肯定的に判断された場合には、第 2 のクラッチ C 2 が解放させられているか否かが判断される（ステップ S 1 5）。第 2 のクラッチ C 2 が係合状態であることによりステップ S 1 5 で否定的に判断された場合には、上述したステップ S 1 4 に進んで上記のフラグをオンにした後、リターンする。これに対して第 2 のクラッチ C 2 が解放させられていることによりステップ S 1 5 で肯定的に判断された場合には、エンジン回転数 N E の変動が発生したか否かが判断される（ステップ S 1 6）。

[0043] エンジン回転数 N E は、その時点のアクセル開度などの駆動要求量に基づいて制御されており、エンジン回転数 N E がその制御における目標回転数に対して特には変動していないことによりステップ S 1 6 で否定的に判断された場合には、第 2 のクラッチ C 2 を解放した状態での無段変速機構 2 の変速が実行され（ステップ S 1 7）、リターンする。具体的には、予め定められた変速速度で無段変速機構 2 の変速比が変化させられる。これに対して、エンジン回転数 N E が変動していることによりステップ S 1 6 で肯定的に判断された場合には、無段変速機構 2 での変速速度がフィードバック（F/B）制御され（ステップ S 1 8）、リターンする。

[0044] この変速状態におけるエンジン回転数 N E の変動要因は、前述したように、主として、変速に伴う慣性トルクであるから、その慣性トルクの発生要因である変速速度を制御することによりエンジン回転数 N E の変動を抑制することができる。そこで、ステップ S 1 8 では、エンジン回転数 N E の変動量（目標とする回転数と実回転数との偏差）を制御偏差としたフィードバック制御により変速速度を補正する。その補正の一例を説明すると、図 7 に変速

速度補正量を定めたマップの一例を示してある。

[0045] ここに示す例は、エンジン回転数 N_E が増大側に変動した場合、その増大量に応じてダウンシフト方向への変速速度が増大するように補正量を増大させ、また反対にエンジン回転数 N_E が低下側に変動した場合、その変動量（低下量）に応じてアップシフト方向への変速速度が増大するように補正量を増大させるように構成されている。なお、エンジン回転数 N_E が増大側に変動するのは、エンジントルク制御を併用している場合である。上記のステップ S 18 での制御では、例えばエンジン回転数 N_E の変動量を引数として図 7 のマップから変速速度補正量およびそれに応じた変速速度を求め、その変速速度を達成するように、無段変速機構 2 の油圧（いずれかの油圧アクチュエータ 13, 14 の油圧）が制御される。したがって、図 6 に示す制御を行うことにより、エンジン回転数 N_E を特には大きく変動させることなく、無段変速機構 2 での変速速度を可及的に速くすることができる。言い換えれば、エンジン回転数の急変やエンジンストールなどの抑制と迅速な変速とを両立させることができる。

[0046] 以上、この発明を具体例に基づいて説明したが、この発明は上述した具体例に限られないのであり、この発明の目的を達成する範囲内で適宜に変更することができる。また、上述した具体例のうち、エンジントルクを大小に制御してエンジン回転数を目標回転数に一致もしくは維持する制御は、変速速度を制限する制御と併用せずに単独で実行することもできる。

符号の説明

[0047] 1…内燃機関（エンジン：E/G）、2…無段変速機構、3…伝動機構、4…駆動輪、6…変速機、7…入力軸、9…プライマリープーリ、11…セカンダリープーリ、12…ベルト、13, 14…油圧アクチュエータ、16…出力軸、17…出力ギヤ、C2…クラッチ、34…制御装置（ECU）。

請求の範囲

- [請求項1] 駆動力源が出力したトルクが伝達される入力軸と駆動輪に対してトルクを出力する出力軸との間に無段変速機構が設けられるとともに、その無段変速機構と前記出力軸との間のトルク伝達を選択的に遮断できるように構成され、前記無段変速機構と前記出力軸との間のトルク伝達を遮断した状態で前記駆動力源によって前記無段変速機構が回転させられるように構成された車両用変速機の制御装置において、
- 前記無段変速機構が前記出力軸との間でトルク伝達しないように前記出力軸に対して遮断された状態で、前記無段変速機構がアイドル回転数制御されている前記駆動力源によって回転させられている状態で前記無段変速機構の変速比を変化させる場合に、前記無段変速機構の変速速度を予め定められた上限速度以下に制限するように構成されていることを特徴とする車両用変速機の制御装置。
- [請求項2] 前記上限速度は、前記アイドル回転数制御されている前記駆動力源の出力トルクと、前記駆動力源の回転数と、前記無段変速機構における出力側回転部材の慣性モーメントとに基づいて定められた変速速度であることを特徴とする請求項1に記載の車両用変速機の制御装置。
- [請求項3] 前記無段変速機構が前記出力軸との間でトルク伝達しないように前記出力軸に対して遮断され、かつ前記無段変速機構がアイドル回転数制御されている前記駆動力源によって回転させられている状態で前記無段変速機構の変速比を変化させる場合の前記駆動力源の出力トルクを、前記無段変速機構が前記出力軸との間でトルク伝達しないように前記出力軸に対して遮断され、かつ前記無段変速機構がアイドル回転数制御されている前記駆動力源によって回転させられている状態で前記無段変速機構の変速比を変化させない場合の前記駆動力源の出力トルクより増大させるように構成されていることを特徴とする請求項1または2に記載の車両用変速機の制御装置。
- [請求項4] 前記駆動力源の出力トルクの増大量は、前記駆動力源の回転数と、

前記無段変速機構における前記出力側回転部材の慣性モーメントと、前記変速比を変化させる速度とに基づいて定められた量であることを特徴とする請求項3に記載の車両用変速機の制御装置。

[請求項5] 前記入力軸と前記出力軸との間に、前記無段変速機構に対して並列に伝動機構が設けられ、

前記無段変速機構での変速比の前記変化は、前記入力軸と前記出力軸との間で前記無段変速機構が動力を伝達せずに前記伝動機構が動力を伝達し、かつ前記駆動力源がアイドル回転数制御されている状態で実行されるように構成されている

ことを特徴とする請求項1ないし4のいずれかに記載の車両用変速機の制御装置。

[請求項6] 前記無段変速機構での変速比の前記変化は、前記車両が走行している状態でニュートラルレンジが選択され、かつ前記駆動力源がアイドル回転数制御されている状態で実行されるように構成されていることを特徴とする請求項1ないし4のいずれかに記載の車両用変速機の制御装置。

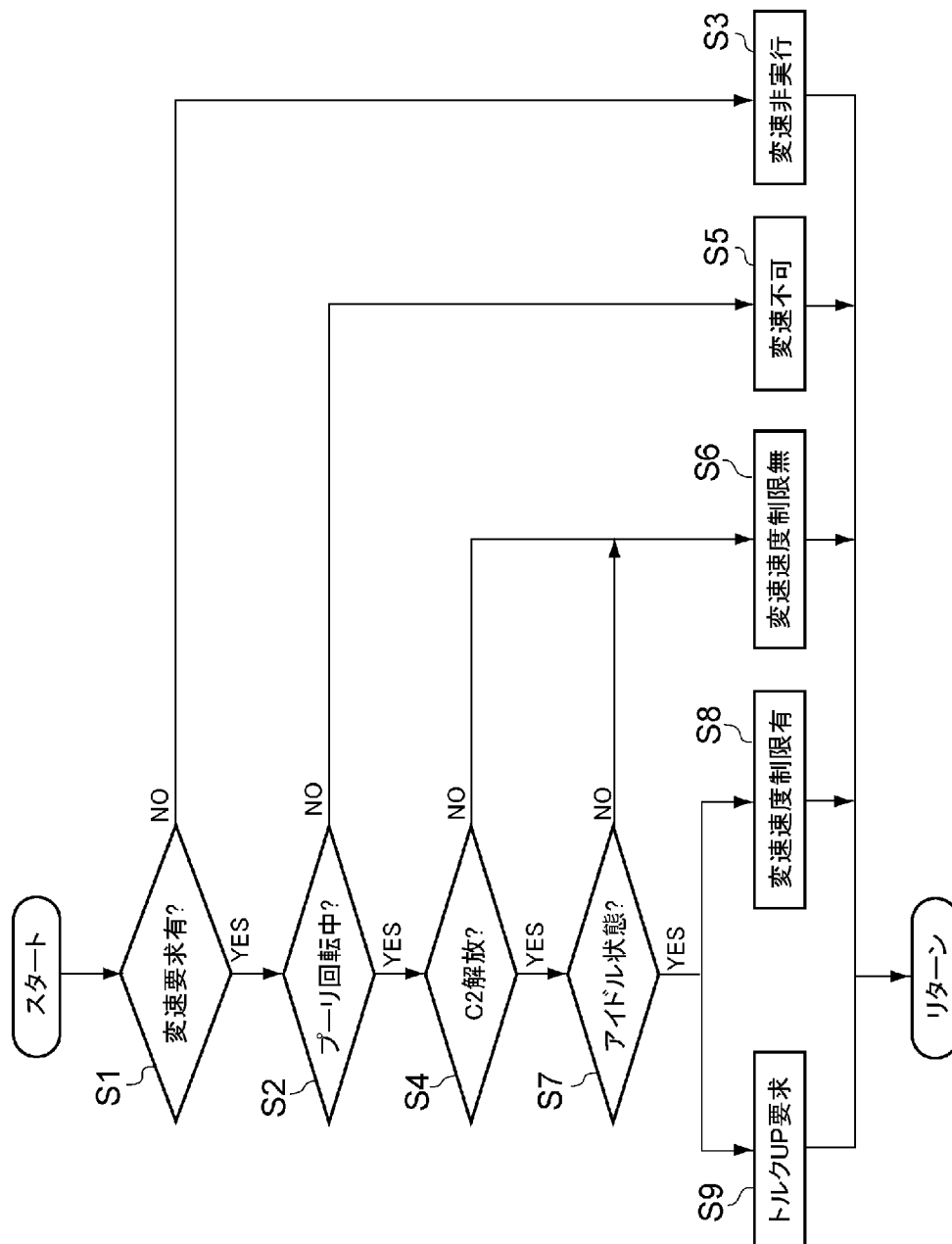
[請求項7] 前記無段変速機構での変速比の前記変化は、前記車両が走行している状態で前記入力軸と前記出力軸との間でのトルクの伝達を遮断するニュートラル状態に制御され、かつ前記駆動力源がアイドル回転数制御されている状態で実行されるように構成されていることを特徴とする請求項1ないし4のいずれかに記載の車両用変速機の制御装置。

[請求項8] 前記無段変速機構での変速比の前記変化は、前記車両が停止している状態でニュートラルレンジが選択され、かつ前記駆動力源がアイドル回転数制御されている状態で実行されるように構成されていることを特徴とする請求項1ないし4のいずれかに記載の車両用変速機の制御装置。

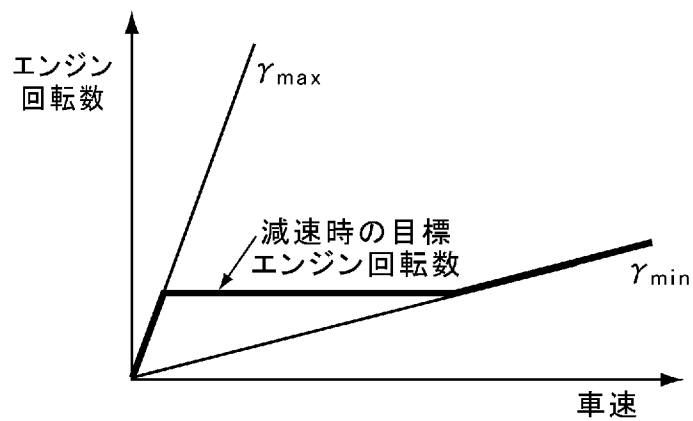
[請求項9] 前記無段変速機構での変速比の前記変化は、前記車両が停止してい

る状態で前記入力軸と前記出力軸との間でのトルクの伝達を遮断するニュートラル状態に制御され、かつ前記駆動力源がアイドル回転数制御されている状態で実行されるように構成されていることを特徴とする請求項 1 ないし 4 のいずれかに記載の車両用変速機の制御装置。

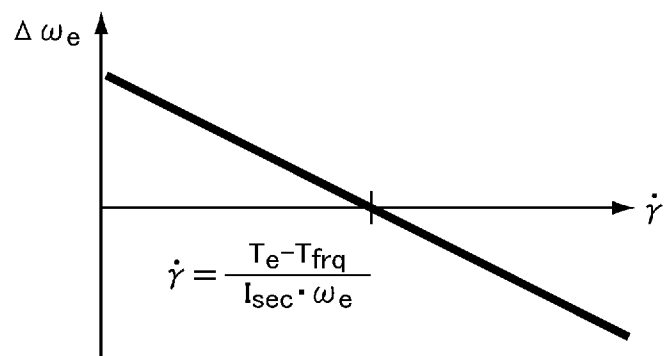
[図1]



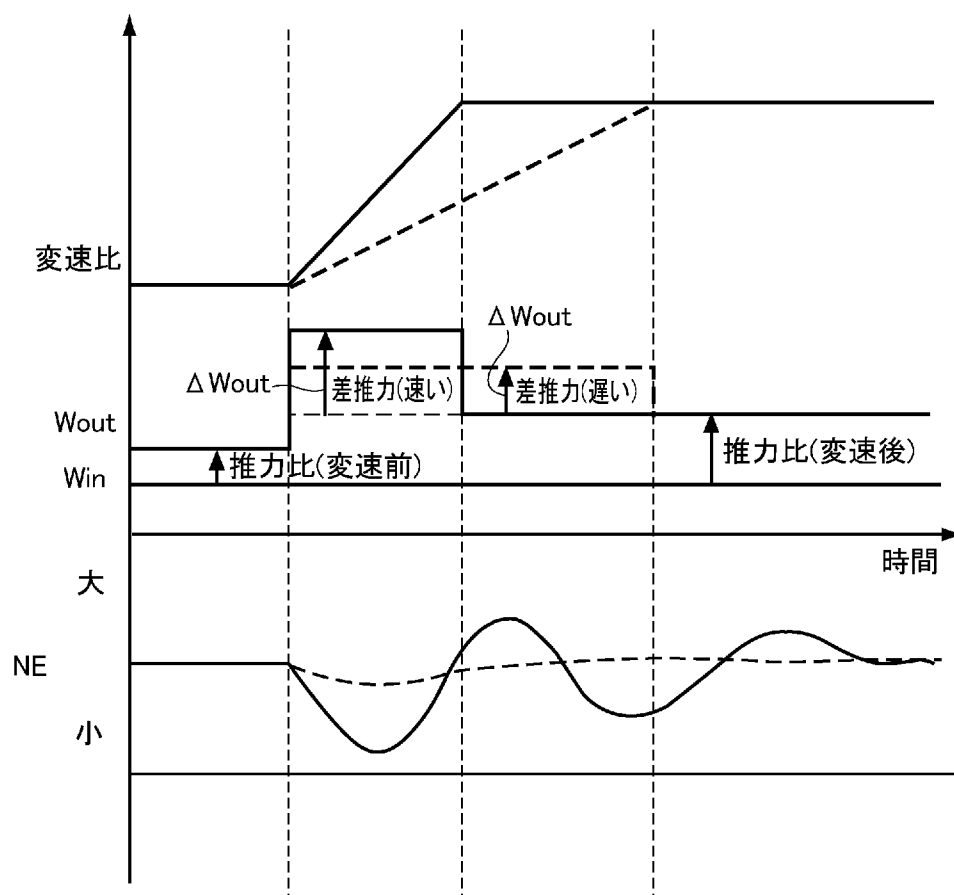
[図2]



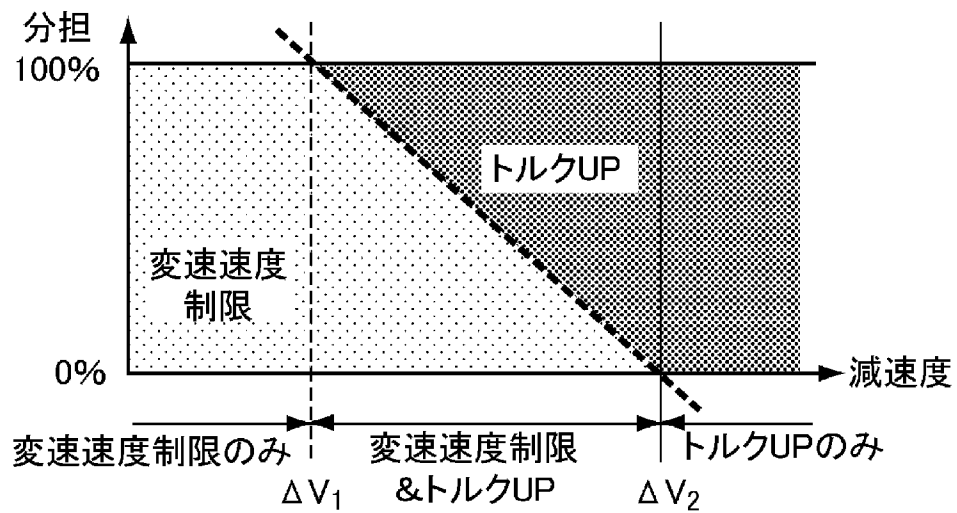
[図3]



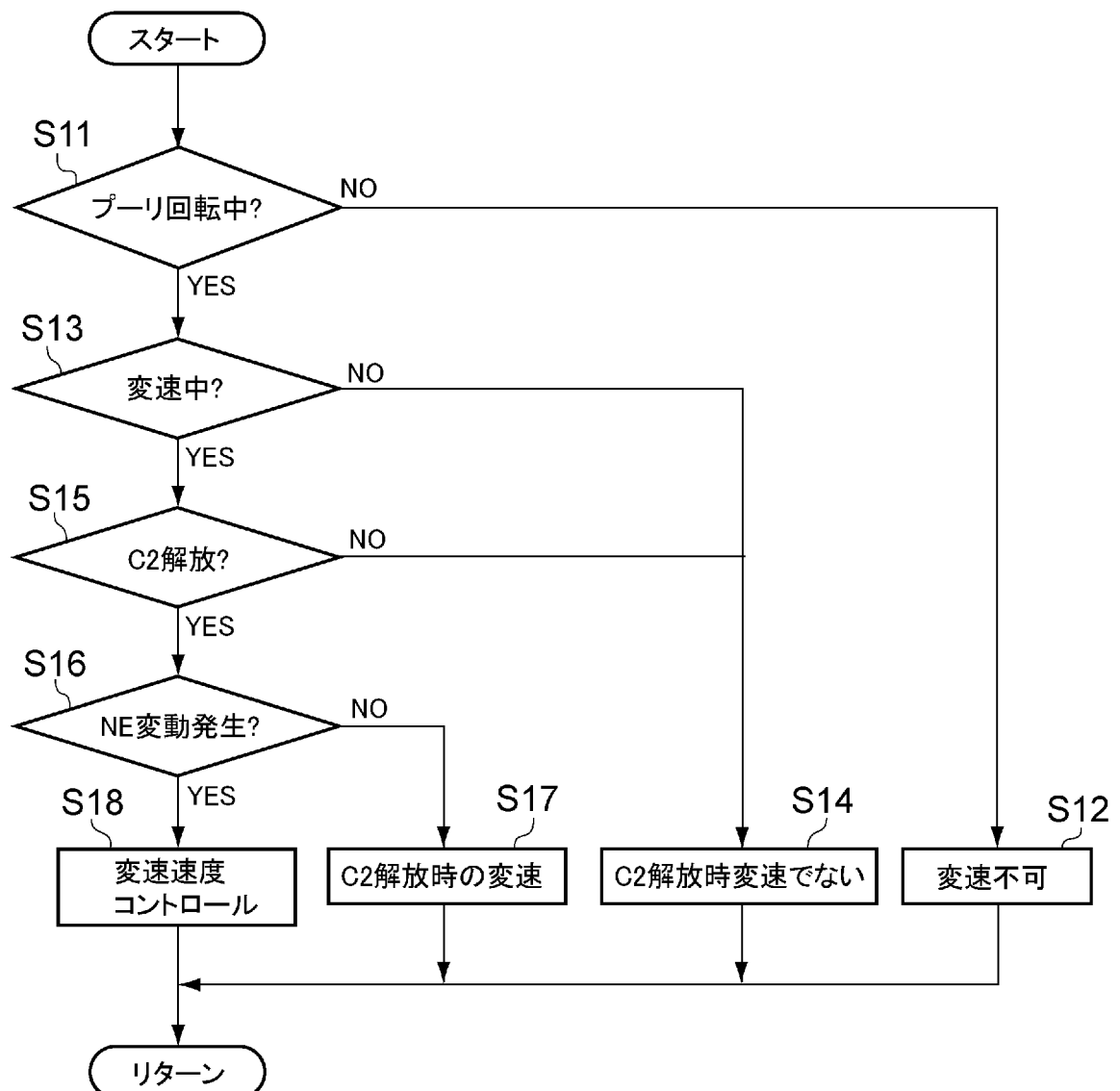
[図4]



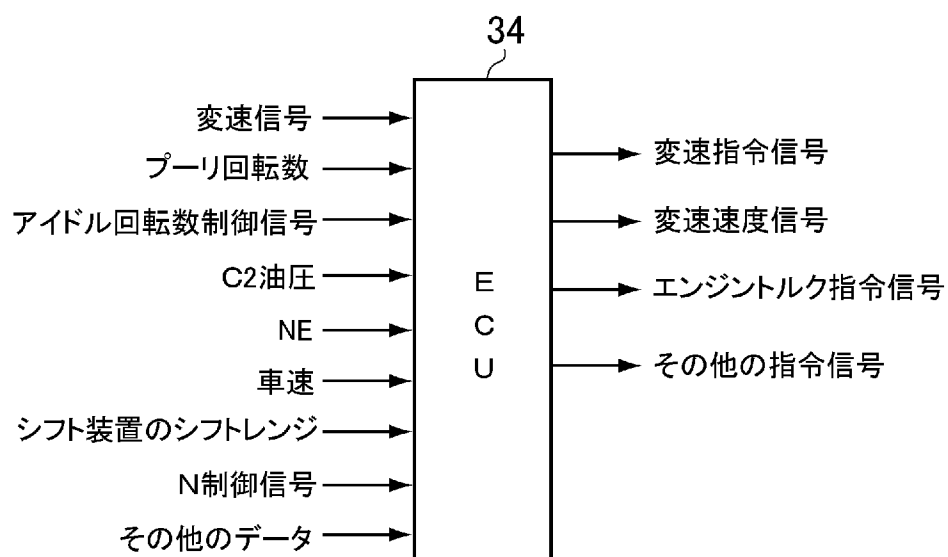
[図5]



[図6]



[図9]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/080540

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

F16H61/00(2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

F16H61/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2014
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2014	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2014

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 63-64837 A (Daihatsu Motor Co., Ltd.), 23 March 1988 (23.03.1988), page 4, upper left column, lines 6 to 14; fig. 1 (Family: none)	1-9
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 137375/1985 (Laid-open No. 45455/1987) (Daihatsu Motor Co., Ltd.), 19 March 1987 (19.03.1987), fig. 1, 3 (Family: none)	1-9

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
30 January, 2014 (30.01.14)

Date of mailing of the international search report
10 February, 2014 (10.02.14)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/080540

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2013-72456 A (Fuji Heavy Industries Ltd.), 22 April 2013 (22.04.2013), paragraphs [0003] to [0004] & US 2013/0080003 A1 & DE 102012108749 A1 & CN 103016706 A	1-9

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16H61/00(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. F16H61/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 4 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 4 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 4 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 63-64837 A（ダイハツ工業株式会社）1988. 03. 23, 第4ページ左上欄第6 - 1 4 行, 第1図 (ファミリーなし)	1-9
A	日本国実用新案登録出願60-137375号(日本国実用新案登録出願公開 62-45455号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影した マイクロフィルム（ダイハツ工業株式会社）1987. 03. 19, 第1, 3図 (ファミリーなし)	1-9

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの

「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの

「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）

「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献

「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの

「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの

「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの

「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

3 0 . 0 1 . 2 0 1 4

国際調査報告の発送日

1 0 . 0 2 . 2 0 1 4

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁（I S A / J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

3 J

3 5 2 3

瀬川 裕

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2013-72456 A (富士重工業株式会社) 2013. 04. 22, 段落【0003】－【0004】 & US 2013/0080003 A1 & DE 102012108749 A1 & CN 103016706 A	1-9