(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
2014 年 9 月 25 日(25.09.2014)

WIPO | PCT

(10) 国際公開番号
WO 2014/147779 A1

(51) 国際特許分類:
F16H 61/02 (2006.01) *F16H 61/682* (2006.01)
F16H 61/662 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2013/057975

(22) 国際出願日: 2013 年 3 月 21 日(21.03.2013)

(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: 嶋津 拓郎(SHIMAZU, Takuro); 〒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). 近藤 宏紀(KONDO, Hiroki); 〒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). 松尾 賢治(MATSUO, Kenji); 〒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). 日野 顕(HINO, Akira); 〒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). 井上 大輔(INOUE, Daisuke); 〒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: 渡邉 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, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, 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, 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.

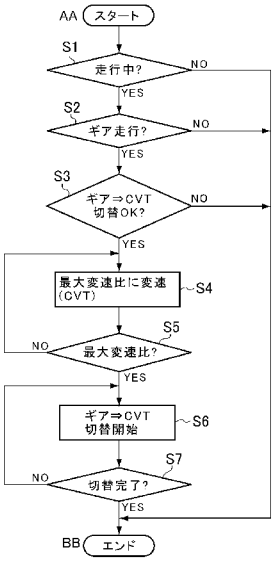
(84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW,

[続葉有]

(54) **Title**: AUTOMATIC TRANSMISSION CONTROL DEVICE

(54) 発明の名称 : 自動変速機の制御装置

[図4]



S1 Currently traveling?
S2 Gear travel?
S3 OK to switch Gear --> CVT?
S4 Switch to maximum gear ratio (CVT)
S5 Maximum gear ratio?
S6 Start switching Gear --> CVT
S7 End switching?
AA Start
BB End

(57) **Abstract**: In this automatic transmission control device, between an input shaft to which torque is inputted from a power source and an output shaft which outputs torque to an output member are disposed in parallel a first transmission path, which is provided with a first transmission mechanism in which the greater the configured gear ratio, the smaller the moment of inertia on the input shaft, and a second transmission path, which is provided with a second transmission mechanism having a configured gear ratio different from that of the first transmission mechanism, and power is transmitted between the input shaft and the output shaft through either the first transmission path or the second transmission path, wherein the gear ratio of the first transmission mechanism is configured to the maximum gear ratio when the path for power transmission is switched from the second transmission path to the first transmission path.

(57) 要約: 動力源からトルクが入力される入力軸と出力部材へトルクを出力する出力軸との間に、設定する変速比が大きいほど前記入力軸にかかる慣性モーメントが小さくなる第１変速機構を備えた第１伝動経路と、前記第１変速機構とは設定する変速比が異なる第２変速機構を備えた第２伝動経路とが並列に設けられ、前記第１伝動経路および前記第２伝動経路のいずれか一方を経由して前記入力軸と前記出力軸との間で動力伝達を行う自動変速機の制御装置において、前記動力伝達を行う経路を前記第２伝動経路から前記第１伝動経路へ切り替える場合に、前記第１変速機構の変速比を最大変速比に設定する。

WO 2014/147779 A1

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 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告（条約第 21 条(3)）

明　細　書

発明の名称 ： 自動変速機の制御装置

技術分野

[0001] この発明は、入力軸と出力軸との間に、異なる２つの動力伝達経路が並列に設けられた自動変速機の制御装置に関するものである。

背景技術

[0002] 車両の駆動力源として用いられている一般的なエンジンは、回転数の増大に応じて出力トルクが大きくなる特性を有している。それに対して、車両に要求される駆動力は、通常、低車速の場合に相対的に大きくなり、高車速の場合には相対的に小さくなる。すなわち、エンジンを駆動力源とする車両が走行する際には、エンジンの出力特性とは逆傾向のトルクが要求される。また、エンジンを運転する場合、そのエンジンの効率が良くなる運転点は限られている。そのため、エンジンを駆動力源とする車両では、変速比を適宜に変化させることのできる変速機が搭載されている。そして、その変速機で車速やアクセル開度などの車両の走行状態に基づいて変速比を適宜に設定することにより、必要とする駆動力を得るとともに、エンジンを効率の良い運転点で運転できるようになっている。

[0003] 上記のような車両に搭載される変速機の内、変速段毎に段階的に変速比を設定する有段変速機では、設定する変速比に段差があるため、エンジンを常に効率の良い運転点で運転することはできない。例えば、効率の良い運転点におけるエンジンの回転数が、２つの変速段の間の変速比で設定できる回転数であった場合には、一方の変速段から他方の変速段に切り替わるまでの間の運転状態では効率が低下してしまう。そこで最近では、有段変速機に替えて、変速比を連続的に変化させることが可能な無段変速機が使用されるようになってきている。

[0004] 車両用の無段変速機としては、ベルト式無段変速機が広く知られている。ベルト式無段変速機は、動力伝達用のベルトと、そのベルトを巻き掛ける溝

の幅を変化させることよってベルトの巻き掛け半径が大小に変化する一対のプーリとを有している。そして、それぞれのプーリの溝幅を変化させてベルトの巻き掛け半径を変化させることにより、それら一対のプーリの間で設定する変速比を無段階に変化させるように構成されている。

[0005] 上記のようなベルト式無段変速機に関連する構成が実開昭６２－４５４５５号公報に記載されている。この実開昭６２－４５４５５号公報に記載されている自動車用変速機は、入力軸と出力軸との間に減速歯車列とＶベルト式無段変速装置とが並列に設けられた構成となっている。

[0006] また、特開昭６２－２２０７５４号公報には、入力軸と出力軸との間に、固定伝達比を有する直結駆動経路と、ベルト式無段変速装置を有する無段変速経路とを並列に設け、直結駆動中はベルト式無段変速装置を空転させるようにした直結機構付き無段変速機の制御装置に関する発明が記載されている。この特開昭６２－２２０７５４号公報に記載されている制御装置は、直結駆動中にベルト式無段変速装置の変速比を、直結駆動への切り替え時に最後に設定されていた変速比よりも低速比（Low）側へ制御するよう構成されている。

[0007] また、特開昭６２－２２０７５５号公報には、入力軸と出力軸との間に、固定伝達比を有する直結駆動経路と、ベルト式無段変速装置を有する無段変速経路とを並列に設け、直結駆動中はベルト式無段変速装置を空転させるようにした直結機構付き無段変速機の制御方法に関する発明が記載されている。この特開昭６２－２２０７５５号公報に記載されている制御方法は、直結駆動中にベルト式無段変速装置の変速比を、その時点の車速でスロットル開度を全開した場合に到達し得る最大の変速比に予め制御するようになっている。

[0008] さらに、特開昭６３－２８７４０号公報にも、入力軸と出力軸との間に、固定伝達比を有する直結駆動経路と、ベルト式無段変速装置を有する無段変速経路とを並列に設け、直結駆動中はベルト式無段変速装置を空転させるようにした直結機構付き無段変速機の制御方法に関する発明が記載されている

。この特開昭６３－２８７４０号公報に記載されている制御方法は、直結駆動中にベルト式無段変速装置の変速比を、直結駆動への切り替え時に最後に設定されていた変速比よりも低速比（Low）側へ制御するようになっている。さらに、同一のスロットル開度で直結駆動から無段変速駆動へ切り替わる際のエンジン回転数が無段変速駆動から直結駆動へ切り替わる際のエンジン回転数よりも低くなるようにヒステリシスの幅を設定し、エンジン回転数がそのヒステリシスの幅内に入った場合には、ベルト式無段変速装置の変速比を予め高速比（high）側へ制御するようになっている。

[0009] 上記の各特許文献に記載されているように、ベルト式無段変速機構に対して、例えば有段変速機構や歯車伝動機構などのような他の伝動機構を並列させて変速機を構成することにより、例えば、変速機全体として設定することが可能な変速比の幅を拡大することができる。あるいは、変速機全体としての動力伝達効率を向上させることができる。その反面、ベルト式無段変速機構と他の伝動機構との間で動力の伝達経路を切り替える際には、変速機で伝達するトルクや車両にかかる動力伝達経路の慣性モーメントが変化することによって、運転者にショックや違和感を与えてしまう可能性がある。また、ベルト式無段変速機構が動力伝達に関与せずに空転する際には、無段変速機構の慣性モーメントが大きいことにより、その分、変速機全体としての動力伝達効率が低下してしまう。

発明の概要

[0010] この発明は上述した技術的課題に着目してなされたものである。すなわち、この発明は、例えば無段変速機構を含む伝動経路と有段変速機構を含む伝動経路とのように、異なる２つの伝動経路を並列に備えた自動変速機を制御対象にしている。そして、この発明は、それら２つの伝動経路の間で実際に動力を伝達する経路を切り替える際に、運転者へショックや違和感を与えることなく、かつ、自動変速機の動力伝達効率を向上させることができる自動変速機の制御装置を提供することを目的とするものである。

[0011] この発明は、上記の課題を解決するために、動力源からトルクが入力され

る入力軸と出力部材へトルクを出力する出力軸との間に、設定する変速比が大きいほど前記入力軸にかかる慣性モーメントが小さくなる第１変速機構を備えた第１伝動経路と、前記第１変速機構とは設定する変速比が異なる第２変速機構を備えた第２伝動経路とが並列に設けられ、前記第１伝動経路および前記第２伝動経路のいずれか一方を経由して前記入力軸と前記出力軸との間で動力伝達を行う自動変速機の制御装置において、前記動力伝達を行う経路を前記第２伝動経路から前記第１伝動経路へ切り替える場合に、前記第１変速機構の変速比を最大変速比に設定する切替手段を備えていることを特徴とする制御装置である。

[0012] また、この発明は、所定の係合機構を開放もしくは係合させることにより、前記動力源と同じ回転方向のトルクを前記出力軸から出力する正転状態と、前記動力源と反対の回転方向のトルクを前記出力軸から出力する反転状態と、前記動力源と前記出力軸との間の動力伝達を遮断するニュートラル状態とのいずれかを選択的に設定するシフト機構を更に備えることができる。そしてその場合に、この発明における前記切替手段は、前記シフト機構が作動させられて、前記正転状態、前記反転状態、および前記ニュートラル状態のうち少なくとも２つの状態の間で切り替えが行われる場合に、前記第１変速機構の変速比を最大変速比に設定するように構成することができる。

[0013] また、この発明における前記切替手段は、前記入力軸が所定の回転数以上で回転していて、かつ前記第２伝動経路を経由して前記動力伝達を行う場合に、前記第１変速機構の変速比を最大変速比に設定するように構成することができる。

[0014] また、この発明における前記切替手段は、前記入力軸が所定の回転数以上で回転していて、かつ前記第２伝動経路を経由して前記動力伝達を行う場合に、前記第１変速機構の変速比を、前記自動変速機の振動抑制および騒音抑制の少なくともいずれかに有効な所定の変速比に設定するように構成することができる。

[0015] そして、この発明における前記第１変速機は、伝動ベルトを巻き掛けるプ

ーリの溝の幅を変化させることより変速比を無段階に変化させることが可能なベルト式無段変速機構により構成することができる。

[0016] したがって、この発明によれば、自動変速機の入力軸と出力軸との間で動力伝達を行う伝動経路を第２伝動経路から第１伝動経路へ切り替える際には、第１伝動経路内に設けられた第１変速機構で最も大きい変速比が設定される。そして、その第１変速機構で最大変速比が設定された状態で第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えが行われる。第１変速機構は、そこで設定する変速比が大きいほど入力軸にかかる慣性モーメントが小さくなるように構成されている。したがって、上記のような第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えが、入力軸にかかる慣性モーメントが最小になっている状態で行われる。そのため、慣性モーメントが大きい場合と比較して、第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えに際に生じるショックや振動等を抑制することができる。

[0017] また、この発明は、自動変速機の回転状態を、正転状態、反転状態、およびニュートラル状態に選択的に切り替えて設定するシフト機構を備えることができる。そして、そのシフト機構を作動させて、上記の正転状態、反転状態、およびニュートラル状態のうち、少なくとも２つの状態の間で切り替えが行われるような場合には、第１変速機構の変速比が最大変速比に設定される。すなわち、入力軸にかかる慣性モーメントが最小となる状態にされる。上記のように回転状態の切り替えが行われる際には、シフト機構における係合機構の動作時に係合ショックが生じる場合がある。それに対して、この発明によれば、上記のように、入力軸にかかる慣性モーメントが最小の状態にされる。そのため、慣性モーメントが大きい場合と比較して、シフト機構で発生する係合ショックや振動等を抑制することができる。

[0018] また、この発明によれば、自動変速機が第２伝動機構を経由して動力伝達を行う状態で、かつ所定回転数以上で運転されている場合に、第１変速機構の変速比が最大変速比に設定される。すなわち、入力軸にかかる慣性モーメントが最小となる状態にされる。したがって、自動変速機が第２伝動機構を

経由して動力伝達を行う状態で運転される際に、例えば第１伝動経路の第１変速機構がトルクの伝達には関与せずに空転する場合であっても、上記のように、入力軸にかかる慣性モーメントが最小の状態にされる。そのため、慣性モーメントが大きい場合と比較して、運転時の慣性による損失を低減することができる。すなわち、自動変速機の動力伝達効率を向上させることができる。

[0019] また、この発明によれば、自動変速機が第２伝動機構を経由して動力伝達を行う状態で、かつ所定回転数以上で運転されている場合に、第１変速機構の変速比が、自動変速機で生じる振動あるいは騒音を抑制するために有効な変速比に設定される。すなわち、入力軸にかかる慣性モーメントが、振動や騒音を抑制するために適した大きさに制御される。例えば、この自動変速機が車両に搭載され、第２伝動機構が歯車伝動機構により構成される場合には、運転時にエンジンの爆発振動に起因する振動や騒音が不可避的に発生する。それに対して、この発明によれば、上記のように、入力軸にかかる慣性モーメントが振動や騒音を抑制するのに有効な大きさに制御される。そのため、この自動変速機を搭載した車両の静粛性を向上させることができる。

[0020] そして、この発明は、第１変速機構をベルト式無段変速機構で構成した自動変速機を制御対象にすることができる。例えば、ベルト式無段変速機構を備えた第１伝動経路と、歯車伝動機構により構成された有段変速機構を備えた第２伝動経路とが並列に設けられた自動変速機を制御対象にすることができる。

図面の簡単な説明

[0021] [図1]この発明で制御の対象とする自動変速機の構成を示す図である。

[図2]図１に示す自動変速機における各クラッチ機構およびブレーキ機構の動作状態をまとめて示す図表である。

[図3]図１に示す自動変速機におけるベルト式無段変速機構が回転する場合に入力軸にかかる等価慣性モーメントとベルト式無段変速機構の変速比との関係を示す図である。

[図4]この発明に係るベルト式無段変速機の制御装置によ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5]この発明に係るベルト式無段変速機の制御装置による制御の他の例を説明するためのフローチャートである。

[図6]この発明に係るベルト式無段変速機の制御装置による制御の他の例を説明するためのフローチャートである。

[図7]この発明に係るベルト式無段変速機の制御装置による制御の他の例を説明するためのフローチャートである。

発明を実施するための形態

[0022] この発明に係る制御装置は、例えば車両に搭載される自動変速機を制御の対象としている。特に、この発明で制御の対象とする自動変速機は、入力軸と出力軸との間に、第１変速機構を備えた第１伝動経路と、第２変速機構を備えた第２伝動経路とが形成されている。それら第１伝動経路と第２伝動経路とは、入力軸と出力軸との間で互いに並列に配置されている。そして、それら第１伝動経路および第２伝動経路のいずれか一方が選択されて、自動変速機の入力軸と出力軸との間でトルクを伝達するように構成されている。

[0023] 上記の第１伝動経路に設けられた第１変速機構は、この自動変速機の主変速部を構成している。そしてその第１変速機構は、例えばベルト式無段変速機構により構成されている。一方、第２伝動経路に設けられた第２変速機構は、この自動変速機の副変速部を構成している。そしてその第２変速機構は、例えば歯車伝動機構により構成されている。また、その歯車伝動機構は、上記のベルト式無段変速機構では設定できない変速比を設定するように構成されている。したがって、歯車伝動機構は、複数の歯車を噛み合わせて構成されていて、そのギヤ比（歯数の比）によって設定される変速比が、ベルト式無段変速機構の最大変速比より大きい変速比、あるいはベルト式無段変速機構の最小変速比より小さい変速比となるように構成されている。なお、この自動変速機を車両に搭載する場合には、例えば、車両が発進する際の大きいトルクがベルト式無段変速機構に掛からないようにするために、歯車伝動

機構は、ベルト式無段変速機構の最大変速比よりも大きい変速比を設定できるように構成することが好ましい。また、走行中の車両におけるエンジンの回転数を低くして燃費を低下させるためには、歯車伝動機構はベルト式無段変速機構の最小変速比より小さい変速比を設定できるように構成することが好ましい。

[0024] 上記のような自動変速機の具体的な構成の一例を図１に示してある。この発明で制御の対象とする自動変速機１は、例えばエンジン２などの動力源に連結されて用いられる。具体的には、エンジン２の出力軸２ａに、ロックアップクラッチ付きのトルクコンバータ３が連結されている。このトルクコンバータ３は従来知られている構成のものである。例えば、フロントカバー３ａと一体のポンプインペラー３ｂに対向してタービンランナー３ｃが配置されている、これらポンプインペラー３ｂとタービンランナー３ｃとの間には、一方向クラッチ３ｄを介して保持されたステータ３ｅが配置されている。さらに、タービンランナー３ｃと一体となって回転するロックアップクラッチ４が、フロントカバー３ａの内面に対向して配置されている。そして、ロックアップクラッチ４を挟んだ両側の圧力差に応じて、ロックアップクラッチ４がフロントカバー３ａの内面に接触してトルクを伝達する係合状態、および、フロントカバー３ａの内面から離れてトルクの伝達を遮断する開放状態が設定されるように構成されている。

[0025] 上記のトルクコンバータ３におけるタービンランナー３ｃに、自動変速機１の入力軸５が連結されている。そして、入力軸５と同一軸線上に、前後進切替機構６が配置されている。この前後進切替機構６は、エンジン２から出力されたトルクをその回転方向を変えずに後述のカウンタ軸１０ａに伝達する発進状態と、エンジン２から出力されたトルクをその回転方向を反転してカウンタ軸１０ａに伝達する後進状態とに切り替えるための機構である。

[0026] 上記の前後進切替機構６は、この図１に示す例では、３つの回転要素が互いに差動作用をなすいわゆる差動機構によって構成されている。具体的には、ダブルピニオン型の遊星歯車機構によって前後進切替機構６が構成されて

いる。この前後進切替機構６を構成しているダブルピニオン型の遊星歯車機構は、外歯歯車であるサンギヤ６ａ、サンギヤ６ａと同心円上に配置された内歯歯車であるリングギヤ６ｂ、サンギヤ６ａに噛み合っている第１ピニオンギヤ６ｃ、第１ピニオンギヤ６ｃならびにリングギヤ６ｂに噛み合っている第２ピニオンギヤ６ｄ、および、第１ピニオンギヤ６ｃならびに第２ピニオンギヤ６ｄを自転かつ公転可能に保持しているキャリア６ｅを備えている。そして、上記のサンギヤ６ａに入力軸５が連結されていている。したがって、サンギヤ６ａが入力要素となっている。また、リングギヤ６ｂの回転を選択的に止めるブレーキ機構Ｂが設けられている。したがって、リングギヤ６ｂが反力要素となっている。なお、ブレーキ機構Ｂは、ケーシングなどの固定部７とリングギヤ６ｂとの間に設けられている。このブレーキ機構Ｂは、例えば多板ブレーキなどの摩擦式ブレーキや噛み合い式のブレーキによって構成することができる。

[0027] そして、キャリア６ｅが出力要素となっている。このキャリア６ｅとサンギヤ６ａもしくは入力軸５との間に、これらキャリア６ｅとサンギヤ６ａとを連結して遊星歯車機構の全体を一体回転させるための第１クラッチ機構Ｃ１が設けられている。この第１クラッチ機構Ｃ１は、前後進切替機構６を前進状態に設定するためのものである。この第１クラッチ機構Ｃ１は、トルクの伝達および遮断を選択的に行うことができるものであればよい。したがって、第１クラッチ機構Ｃ１は、摩擦クラッチや噛み合いクラッチのいずれであってもよい。ただし、係合力に応じて伝達トルク容量が次第に増大もしくは減少する摩擦クラッチによって構成されていることが好ましい。

[0028] 入力軸５のエンジン２と反対側（図１に示す例では左側）の端部に、ベルト式無段変速機構（ＣＶＴ）８が配置されている。このＣＶＴ８は、従来知られている構成のものである。すなわち、駆動側の回転部材であるプライマリプーリ８ａと、従動側の回転部材であるセカンダリプーリ８ｂと、これらのプライマリプーリ８ａおよびセカンダリプーリ８ｂに巻き掛けられたベルト８ｃとを備えている。そして、プライマリプーリ８ａおよびセカンダリプ

ーリ８ｂは、ベルト８ｃが巻き掛けられている溝の幅を変化させることにより、ベルト８ｃの巻き掛け半径が大小に変化するように構成されている。すなわち、ベルト８ｃが巻き掛けられている溝幅を変化させて変速比を変更するように構成されている。

[0029] プライマリプーリ８ａは、入力軸５と同一軸線上で、上記の前後進切替機構６を挟んでエンジン２とは反対側に配置されている。このプライマリプーリ８ａと一体のプライマリシャフト８ｄが、前後進切替機構６における入力要素であるサンギヤ６ａに連結されている。また、セカンダリプーリ８ｂは、その回転中心軸線が上記のプライマリプーリ８ａの回転中心軸線と平行になるように配置されている。また、セカンダリプーリ８ｂの回転中心軸線に沿うように設けられたセカンダリシャフト８ｅを備えている。そして、セカンダリシャフト８ｅと同一軸線上に、出力軸９が配置されている。したがって、この出力軸９は、前述した入力軸５と平行になっている。

[0030] そして、この出力軸９とセカンダリシャフト８ｅとの間に、これら出力軸９とセカンダリシャフト８ｅとを選択的に連結する第２クラッチ機構Ｃ２が設けられている。この第２クラッチ機構Ｃ２は、セカンダリプーリ８ｂと出力軸９との間でのトルクの伝達および遮断を選択的に行うことができるものであればよい。したがって、摩擦クラッチや噛み合いクラッチのいずれであってもよい。ただし、係合力に応じて伝達トルク容量が次第に増大もしくは減少する摩擦クラッチによって構成されていることが好ましい。

[0031] この発明で制御対象とする自動変速機１は、上記のＣＶＴ８と並列に、ギヤ列１０が配置されている。このギヤ列１０は、複数の歯車から構成される歯車伝動機構である。そして、ギヤ列１０は、ＣＶＴ８とは設定する変速比が異なる変速機構として構成されている。具体的には、ＣＶＴ８で設定可能な最大変速比よりも大きい変速比を設定する減速機構、もしくは、ＣＶＴ８で設定可能な最小変速比より小さい変速比を設定する増速機構として構成されている。この図１に示す例では、ギヤ列１０は減速機構として構成されている。

[0032] ここで、上記のＣＶＴ８は、後述するように、設定する変速比が大きいほど入力軸５にかかる慣性モーメントが小さくなる構成となっていて、この発明における第１変速機構に相当している。それに対して、このギヤ列１０は、上記のようにＣＶＴ８とは設定する変速比が異なる構成となっていて、この発明における第２変速機構に相当している。したがって、上記のＣＶＴ８を備えた伝動経路、すなわち、入力軸５からＣＶＴ８のプライマリプーリ８ａおよびセカンダリプーリ８ｂを介して出力軸９に至る伝動経路が、この発明における第１伝動経路に相当している。それに対して、このギヤ列１０を備えた伝動経路、すなわち、入力軸９からこのギヤ列１０を介して出力軸９に至る伝動経路が、この発明における第２伝動経路に相当している。

[0033] 具体的に、ギヤ列１０は、入力軸５および出力軸９のそれぞれに対して平行に、カウンタ軸１０ａが配置されている。カウンタ軸１０ａの一方（図１に示す例では右側）の端部には、カウンタドリブンギヤ１０ｂがカウンタ軸１０ａと一体回転するように取り付けられている。そして、このカウンタドリブンギヤ１０ｂに、上述の前後進切替機構６のキャリア６ｅと一体回転する駆動ギヤ６ｆが噛み合っている。カウンタドリブンギヤ１０ｂは、駆動ギヤ６ｆよりも大径の歯車である。そのため、駆動ギヤ６ｆからカウンタドリブンギヤ１０ｂへの方向には、トルクが増幅されて伝達されるようになっている。

[0034] カウンタ軸１０ａの他方（図１に示す例では左側）の端部には、カウンタドライブギヤ１０ｃがカウンタ軸１０ａと一体回転するように取り付けられている。このカウンタドライブギヤ１０ｃは、上記のカウンタドリブンギヤ１０ｂよりも小径の歯車である。そして、このカウンタドライブギヤ１０ｃに、上述の出力軸９上で出力軸９に対して相対回転できるように配置された従動ギヤ１０ｄが噛み合っている。この従動ギヤ１０ｄはカウンタドライブギヤ１０ｃよりも大径である。そのため、従動ギヤ１０ｄからカウンタドライブギヤ１０ｃへの方向には、トルクが増幅されて伝達されるようになっている。したがって、ギヤ列１０の変速比（ギヤ比）は、上記の駆動ギヤ６ｆ

とカウンタドリブンギヤ１０ｂとの間の変速比と、カウンタドライブギヤ１０ｃと従動ギヤ１０ｄとの間の変速比を乗算した変速比となる。この図１に示す例では、ギヤ列１０の変速比は、その値がＣＶＴ８の最大変速比よりも大きくなるように構成されている。

[0035] さらに、従動ギヤ１０ｄを出力軸９に動力伝達可能に連結した状態と、従動ギヤ１０ｄと出力軸９との間の動力伝達を遮断した状態とを選択的に設定するための第３クラッチ機構Ｃ３が設けられている。この第３クラッチ機構Ｃ３は、係合および開放の２つの状態に切り替わる構成のものであればよい。すなわち、伝達トルク容量が徐々に変化する構成である必要がない。そのため、第３クラッチ機構Ｃ３は、ドグクラッチやシンクロナイザーなどの噛み合い式のクラッチによって構成することができる。この図１に示す例では、第３クラッチ機構Ｃ３は、従動ギヤ１０ｄのボス部に形成されたスプラインと、出力軸９のハブに形成したスプラインとにスリーブを嵌合させることにより、従動ギヤ１０ｄを出力軸９に連結するシンクロナイザーによって構成されている。

[0036] また、出力軸９から所定のギヤ列１１およびデファレンシャル１２を介して、この発明における出力部材に相当するドライブシャフト１３にトルクを出力するように構成されている。すなわち、出力軸９のＣＶＴ８と反対側（図１に示す例では右側）の端部に、出力ギヤ９ａが取り付けられている。この出力ギヤ９ａに噛み合っている大径ギヤ１１ａが、減速ギヤシャフト１１ｂの一方（図１に示す例では右側）の端部に取り付けられている。減速ギヤシャフト１１ｂの他方（図１に示す例では左側）の端部には、小径ギヤ１１ｃが取り付けられている。この小径ギヤ１１ｃが、デファレンシャル１２のリングギヤ１２ａに噛み合っている。そして、デファレンシャル１２は、そのリングギヤ１２ａを介して伝達されたトルクを、左右のドライブシャフト１３から駆動輪（図示せず）に伝達するように構成されている。

[0037] そして、この自動変速機１の動作を制御する電子制御装置（ＥＣＵ）１４が設けられている。このＥＣＵ１４は、一例としてマイクロコンピュータを

主体として構成されている。そして、入力されたデータおよび予め記憶しているデータに基づいて所定のプログラムに従って演算を行い、前進や後進あるいはニュートラルなどの各種の状態、および要求される変速比の設定などの制御を実行するように構成されている。

[0038] 一方、ＥＣＵ１４には、各種センサからの検出信号や情報信号が入力されるように構成されている。例えば、プライマリプーリ８ａおよびセカンダリプーリ８ｂの回転速度をそれぞれ検出するプーリ回転数センサ（図示せず）、シフト装置あるいはシフトレバーによって選択されるシフトポジションを検出するシフトポジションセンサ（図示せず）、および車速を求めるため車両の各車輪の回転速度をそれぞれ検出する車輪速センサ（図示せず）等からの検出信号が、このＥＣＵ１４に入力されるように構成されている。

[0039] 上記のように構成された自動変速機１は、前進方向に発進する場合、および後進走行する場合に、ギヤ列１０を備えたトルク伝達経路（すなわち、この発明における第２伝動経路）を経由して出力軸９にトルクを伝達するように制御される。そして、ある程度車速が増大した状態での前進走行する場合には、ＣＶＴ８を備えたトルク伝達経路（すなわち、この発明における第１伝動経路）を経由して入力軸５から出力軸９にトルクを伝達するように制御される。例えば、図示しないシフト装置あるいはシフトレバーによってドライブポジションが選択されると、第１クラッチ機構Ｃ１および第３クラッチ機構Ｃ３が係合させられ、また第２クラッチ機構Ｃ２およびブレーキ機構Ｂが開放させられる。

[0040] 自動変速機１を制御する際の各係合機構の係合および開放の状態を、図２の表にまとめて示してある。なお、この図２で「ＯＮ」は係合していることを示し、「ＯＦＦ」は開放していることを示している。

[0041] 前進方向への発進時には、各係合機構を図２の表に示すように設定することにより、エンジン２が出力したトルクは、入力軸５を介して前後進切替機構６のサンギヤ６ａに伝達される。また第１クラッチ機構Ｃ１を介してキャリア６ｅに伝達される。この場合、前後進切替機構６はその２つの回転要素

が第１クラッチ機構Ｃ１によって連結されているので、前後進切替機構６の全体が一体化されている。したがって、前後進切替機構６は増速作用および減速作用のいずれも生じずに、入力されたトルクをキャリア６ｅから駆動ギヤ６ｆに伝達する。また、ギヤ列１０における従動ギヤ１０ｄが、第３クラッチ機構Ｃ３によって出力軸９に連結されているので、入力軸５のトルクはギヤ列１０を介して出力軸９に伝達される。そして、出力ギヤ９ａからギヤ列１１およびデファレンシャル１２を介して左右の駆動輪にトルクが伝達され、車両が発進する。

[0042] 上記のように、発進時にはギヤ列１０を経由して入力軸５から出力軸９にトルクが伝達されてギヤ列１０が減速機構として機能する。その場合の変速比はＣＶＴ８で設定できる最大変速比より大きい変速比となる。その結果、車両としては大きい駆動力を得ることができる。また、ＣＶＴ８には発進時の大きいトルクが掛からない。そのため、ＣＶＴ８の伝達トルク容量を設定する油圧を高くする必要がない。したがって、油圧を発生させるための動力の消費が少なくなって燃費を改善することができ、また、ＣＶＴ８の耐久性を向上させることができる。

[0043] 発進後、予め決められている所定の車速にまで増速した場合は、ＣＶＴ８の変速比が最大変速比もしくはそれに近い変速比に設定された状態で、第１クラッチ機構Ｃ１が開放される。それとともに、第２クラッチ機構Ｃ２が係合させられる。この場合、前後進切替機構６は、ブレーキ機構Ｂが開放されている状態で、更に第１クラッチ機構Ｃ１が開放されるので、いわゆる自由回転する状態になる。その結果、入力軸５とギヤ列１０との間の動力伝達が遮断される。これに対して、セカンダリプーリ８ｂが第２クラッチ機構Ｃ２によって出力軸９に連結される。その結果、入力軸５と出力軸９とが、ＣＶＴ８を経由してトルクを伝達するように連結される。したがって、ＣＶＴ８による変速比を徐々に減少させること、あるいは車速とアクセル開度とに応じて変化させることにより、エンジン回転数を燃費の良い回転数に設定することができる。

[0044] 上記のようにギヤ列１０を経由するトルクの伝達状態からＣＶＴ８を経由するトルクの伝達状態に切り替える場合、ギヤ列１０による変速比がＣＶＴ８の最大変速比より大きいことから、変速比あるいは駆動力が変化することになる。したがって、第１クラッチ機構Ｃ１を開放し、かつ第２クラッチ機構Ｃ２を係合させる場合には、過渡的にそれら第１クラッチ機構Ｃ１および第２クラッチ機構Ｃ２をそれぞれ滑り係合制御する。すなわち、第２クラッチ機構Ｃ２の係合圧が徐々に増大させられて、その伝達トルク容量が次第に増大させられる。それとともに、第１クラッチ機構Ｃ１の係合圧が徐々に低下させられて、その伝達トルク容量が次第に減少させられる。この制御は、従来、クラッチ・ツウ・クラッチ制御として知られている制御である。こうすることにより、出力軸９のトルクが滑らかに変化して変速ショックを抑制することができる。

[0045] 一方、後進走行する場合には、図２に示すように、第１クラッチ機構Ｃ１および第２クラッチ機構Ｃ２が開放されるとともに、第３クラッチ機構Ｃ３およびブレーキ機構Ｂが係合させられる。この場合、前後進切替機構６は、リングギヤ６ｂがブレーキ機構Ｂによって固定された状態でサンギヤ６ａにエンジン２からのトルクが入力される。そのため、キャリア６ｅがサンギヤ６ａに対して反対方向に回転する。したがって、前進走行の際の発進時と同様に、ギヤ列１０を経由して入力軸５から出力軸９にトルクが伝達され、かつ出力軸９が後進走行する方向に回転する。この場合の変速比は、ギヤ列１０による変速比と、前後進切替機構６を構成している遊星歯車機構による変速比とを乗算した変速比となる。そして、出力ギヤ９ａからギヤ列１１およびデファレンシャル１２を介して左右の駆動輪にトルクが伝達され、後進走行する。

[0046] そして、図２に示すように、第１クラッチ機構Ｃ１および第２クラッチ機構Ｃ２をいずれも開放させることにより、エンジン２と出力軸９との間の動力伝達を遮断したニュートラル状態を設定することができる。このように、第１クラッチ機構Ｃ１、第２クラッチ機構Ｃ２、第３クラッチ機構Ｃ３、お

よびブレーキ機構Ｂの係合・開放状態を制御して、前後進切替機構６の動作を制御することにより、前進状態、後進状態、およびニュートラル状態をそれぞれ設定することができる。言い換えると、動力源と同じ回転方向のトルクを出力軸９から出力する正転状態、動力源と反対の回転方向のトルクを出力軸９から出力する反転状態、および動力源と出力軸９との間の動力伝達を遮断するニュートラル状態のいずれかを選択的に設定することができる。したがって、これら第１クラッチ機構Ｃ１、第２クラッチ機構Ｃ２、第３クラッチ機構Ｃ３、ブレーキ機構Ｂ、および前後進切替機構６が、この発明におけるシフト機構に相当している。

[0047] 前述したように、この発明で制御対象にしている自動変速機１は、ＣＶＴ８を備えた伝動経路とギヤ列１０を備えた伝動経路との間で切り替えを行う場合に、クラッチ・ツウ・クラッチ制御を実行することにより、切り替え時の係合機構における係合ショックを抑制することができる。しかしながら、上記のような切り替えを行う場合には、それぞれの伝動経路を経由するトルク伝達時における慣性モーメントが異なることに起因する変速ショックが不可避的に発生する。また、ギヤ列１０を備えた伝動経路でトルクを伝達していてＣＶＴ８はトルクの伝達に関与しない状態、すなわちＣＶＴ８が空転している状態では、ＣＶＴ８に関係する慣性モーメントが大きいことによる損失が発生する。

[0048] そこで、この発明に係る制御装置では、ＣＶＴ８の変速比に応じて入力軸５にかかる慣性モーメントが変化することに着目している。この発明で制御の対象としている自動変速機１は、ＣＶＴ８が空転している状態で入力軸５にかかる慣性モーメント、すなわち入力軸等価慣性モーメントが、ＣＶＴ８で設定される変速比に応じて変化する構成となっている。具体的には、ギヤ列１０を備えた伝動経路にかかる等価慣性モーメントをI_{gear}、ＣＶＴ８のセカンダリプーリ８ｂの慣性モーメントをI_{sec}、ＣＶＴ８の変速比をγとすると、入力軸等価慣性モーメントI_{in}は、

$$I_{in} = I_{gear} + I_{sec} / \gamma^2$$

となる。なお、この関係を図に示すと、図３のようになる。

[0049] したがって、自動変速機１は、ＣＶＴ８で設定する変速比γを変化させることにより、入力軸等価慣性モーメントI_{in}の大きさを調整することができる。すなわち、この自動変速機１におけるＣＶＴ８は、設定する変速比が大きいほど入力軸等価慣性モーメントI_{in}が小さくなる構成となっている。そのため、自動変速機１の運転中にＣＶＴ８の変速比γを制御することにより、入力軸等価慣性モーメントI_{in}を所望する値に制御することができる。

[0050] そして、この発明に係る制御装置は、伝動経路の切り替え時、あるいはＣＶＴ８の空転時に、ＣＶＴ８の変速比γを制御して入力軸等価慣性モーメントI_{in}の値を制御することにより、切り替え時のショックを抑制すること、あるいは慣性による損失を低減することができるように構成されている。

[0051] （第１の制御例）

図４は、この発明に係る制御装置により実行される第１の制御例を説明するためのフローチャートである。このフローチャートで示されるルーチンは、所定の短時間毎に繰り返し実行される。図４において、先ず、車両が走行中であるか否かが判断される。すなわち、自動変速機１が運転中であるか否かが判断される（ステップＳ１）。これは、例えばプーリの回転数センサや車輪速センサの検出値を基に判断することができる。車両が走行中ではないこと、すなわち自動変速機１の運転が停止していることにより、このステップＳ１で否定的に判断された場合は、以降の制御を実行することなく、このルーチンを一旦終了する。

[0052] これに対して、車両が走行中であること、すなわち自動変速機１が運転中であることにより、ステップＳ１で肯定的に判断された場合には、ステップＳ２へ進む。そして、車両がギヤ走行中であるか否かが判断される。すなわち、自動変速機１がギヤ列１０を備えた伝動経路（第２伝動経路）を選択してトルクを伝達している状態であるか否かが判断される。ギヤ走行中でないこと、すなわち自動変速機１がＣＶＴ８を備えた伝動経路（第１伝動経路）を選択してトルクを伝達している状態であることにより、このステップＳ２

で否定的に判断された場合は、以降の制御を実行することなく、このルーチンを一旦終了する。

[0053] これに対して、ギヤ走行中であること、すなわち自動変速機１が第２伝動経路を選択してトルクを伝達している状態であることにより、ステップＳ２で肯定的に判断された場合には、ステップＳ３へ進む。そして、自動変速機１における伝動経路が、第２伝動経路から第１伝動経路へ切り替える準備ができているか否かが判断される。これは、例えば車速や入力軸５の回転数などが予め設定した所定の条件を満たしていて、第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えの指令があるか否かによって判断することができる。未だ第２伝動経路から第１伝動経路へ切り替える準備ができていないこと、例えば、未だ第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えの指令が出力されていないことにより、このステップＳ３で否定的に判断された場合は、以降の制御を実行することなく、このルーチンを一旦終了する。

[0054] これに対して、第２伝動経路から第１伝動経路へ切り替える準備ができていること、例えば、第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えの指令が出力されたことにより、ステップＳ３で肯定的に判断された場合には、ステップＳ４へ進む。そして、ＣＶＴ８の変速比γが最大変速比に設定される。なお、ＣＶＴ８の最大変速比とは、プライマリシャフト８ｄの軸線方向に移動可能なプライマリプーリ８ａの可動シーブ（図示せず）の端部が、プライマリシャフト８ｄに固定されたしストッパリング（図示せず）に当接して可動シーブの移動が機械的に阻止された状態で設定される変速比である。すなわち、可動シーブの移動が機械的に阻止されてプライマリプーリ８ａのＶ溝幅が最大限に広くなった状態で設定される変速比である。また、この発明における第１変速機構の最大変速比は、上記のような機械的あるいは構造上の制約によってプライマリプーリ８ａのＶ溝幅が最大になる状態のときに設定される変速比に加え、例えば制御的な制限によって第１変速機構で設定され得る最大の変速比も含まれる。すなわち、この発明における第１変速機構の最大変速比とは、実質的な最大変速比のことであり、変速比が最大もしくはほ

ぼ最大の状態を含んでいる。

[0055] 続いて、ＣＶＴ８の変速比γが最大変速比に設定されたか否かが判断される（ステップＳ５）。未だ最大変速比の設定が完了していないことにより、このステップＳ５で否定的に判断された場合は、ステップＳ４へ戻り、従前の制御が繰り返される。すなわち、ＣＶＴ８における最大変速比の設定が完了するまで、上記のステップＳ４およびこのステップＳ５の制御が繰り返し実行される。

[0056] ＣＶＴ８における最大変速比の設定が完了したことにより、ステップＳ５で肯定的に判断された場合には、ステップＳ６へ進む。そして、自動変速機１において第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えが開始される。

[0057] 前述したように、この自動変速機１は、ＣＶＴ８で設定する変速比γが大きいほど入力軸等価慣性モーメントI_{in}が小さくなるように構成されている。したがって、このステップＳ６では、上記のステップＳ４，Ｓ５でＣＶＴ８が最大変速比に設定されることにより、入力軸等価慣性モーメントI_{in}が最小になった状態で第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えが行われる。入力軸等価慣性モーメントI_{in}が大きいと、第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えの際にイナーシャトルクの変動が大きくなり、それに起因する変速ショックも大きくなる。それに対して、この制御では、入力軸等価慣性モーメントI_{in}を最小した状態で第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えを行うことができる。そのため、切り替えの際のイナーシャトルクの変動を可及的に小さくすることができる。その結果、切り替え時のイナーシャトルクの変動に起因する変速ショックを確実に抑制することができる。

[0058] 続いて、第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えが完了したか否かが判断される（ステップＳ７）。未だ第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えが完了していないことにより、このステップＳ７で否定的に判断された場合は、ステップＳ６へ戻り、従前の制御が繰り返される。すなわち、第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えが完了するまで、上記のステップＳ６およびこのステップＳ７の制御が繰り返し実行される。そして、第２伝動

経路から第１伝動経路への切り替えが完了したことにより、ステップＳ７で肯定的に判断されると、このルーチンを一旦終了する。

[0059] 以上のように、この図４のフローチャートで示す制御では、自動変速機１の入力軸５と出力軸９との間で動力伝達を行う伝動経路をギヤ列１０を備えた第２伝動経路からＣＶＴ８を備えた第１伝動経路へ切り替える際には、ＣＶＴ８で最大変速比が設定された状態で、第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えが行われる。この場合、ＣＶＴ８は設定する変速比γが大きいほど入力軸等価慣性モーメントI_{in}が小さくなるように構成されている。したがって、上記のような第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えは、入力軸等価慣性モーメントI_{in}が最小になっている状態で行われる。そのため、慣性モーメントが大きい場合と比較して、第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えに際に生じるショックや振動等を確実に抑制することができる。

[0060] （第２の制御例）

図５は、この発明に係る制御装置により実行される第２の制御例を説明するためのフローチャートである。この第２の制御例は、例えば車両を車庫や所定の駐車スペースに入れて駐車する際に前進と後進とが切り替えられる、あるいは繰り返される、いわゆるガレージシフトが行われる場合のショックを抑制するための制御例である。図５において、先ず、自動変速機１で第２伝動経路が選択されているか否かが判断される（ステップＳ１１）。この制御例では、ガレージシフトの際に第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えが行われるケースを想定している。したがって、既に自動変速機１で第１経路が選択されている場合には、このステップＳ１１で否定的に判断される。そして、以降の制御を実行することなく、このルーチンを一旦終了する。

[0061] これに対して、自動変速機１で第２伝動経路が選択されている、もしくは新たに第２伝動経路が選択されたことにより、ステップＳ１１で肯定的に判断された場合には、ステップＳ１２へ進む。そして、ガレージシフト信号が出力されているか否かが判断される。これは、上述したようないわゆるガレージシフトが行われる状況であるか否かを判断するためのものである。例え

ば、シフトポジションセンサや車輪速センサなどの検出値に基づいて判断することができる。未だガレージシフト信号が出力されていないことにより、このステップＳ１２で否定的に判断された場合は、以降の制御を実行することなく、このルーチンを一旦終了する。

[0062] これに対して、ガレージシフト信号が出力されたことにより、ステップＳ１２で肯定的に判断された場合には、ステップＳ１３へ進む。そして、ＣＶＴ８の変速比γが最大変速比に設定される。すなわち、入力軸等価慣性モーメントI_{in}が最小となるように制御される。

[0063] 続いて、ＣＶＴ８の変速比γが最大変速比に設定されたか否かが判断される（ステップＳ１４）。未だ最大変速比の設定が完了していないことにより、このステップＳ１４で否定的に判断された場合は、ステップＳ１３へ戻り、従前の制御が繰り返される。すなわち、ＣＶＴ８における最大変速比の設定が完了するまで、上記のステップＳ１３およびこのステップＳ１４の制御が繰り返し実行される。

[0064] ＣＶＴ８における最大変速比の設定が完了したことにより、ステップＳ１４で肯定的に判断された場合には、ステップＳ１５へ進む。そして、シフトポジションの切り替えに伴うガレージシフト制御が開始される。すなわち、自動変速機１において前進状態、後進状態、およびニュートラル状態が切り替えられるガレージシフトが実行される。

[0065] 前述したように、この発明で制御対象としている自動変速機１は、ＣＶＴ８で設定する変速比γが大きいほど入力軸等価慣性モーメントI_{in}が小さくなるように構成されている。したがって、このステップＳ１５では、上記のステップＳ１３，Ｓ１４でＣＶＴ８が最大変速比に設定されることにより、入力軸等価慣性モーメントI_{in}が最小になった状態で第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えを伴うガレージシフトが実行される。入力軸等価慣性モーメントI_{in}が大きいと、第２伝動経路から第１伝動経路への切り替えの際にイナーシャトルクの変動が大きくなり、それに起因する変速ショックも大きくなる。それに対して、この制御では、入力軸等価慣性モーメントI_{in}を最小し

た状態でガレージシフトを行うことができる。そのため、ガレージシフトの際のイナーシャトルクの変動を可及的に小さくすることができる。その結果、ガレージシフトのイナーシャトルクの変動に起因する変速ショックを確実に抑制することができる。

[0066] 続いて、ガレージシフトによる各係合機構の係合および開放動作が完了したか否かが判断される（ステップＳ１６）。未だ各係合機構の係合・開放動作が完了していないことにより、このステップＳ１６で否定的に判断された場合は、ステップＳ１５へ戻り、従前の制御が繰り返される。すなわち、ガレージシフトによる各係合機構の係合および開放動作が完了するまで、上記のステップＳ１５およびこのステップＳ１６の制御が繰り返し実行される。そして、各係合機構の係合・開放動作が完了したことにより、ステップＳ１６で肯定的に判断されると、このルーチンを一旦終了する。

[0067] 以上のように、この図５のフローチャートで示す制御では、例えば、駐車時に前進および後進が切り替えられるいわゆるガレージシフトが行われる場合、言い換えれば、自動変速機１で、正転状態、反転状態、およびニュートラル状態が切り替えられるような場合に、ＣＶＴ８の変速比γが最大変速比に設定される。すなわち、入力軸等価慣性モーメントI_{in}が最小となる状態にされる。そのため、ガレージシフトが行われるような場合であっても、自動変速機１での係合ショックや振動等を確実に抑制することができる。

[0068] （第３の制御例）

図６は、この発明に係る制御装置により実行される第３の制御例を説明するためのフローチャートである。この第３の制御例は、自動変速機１が第２伝動経路のギヤ列１０でトルクを伝達している状態における慣性モーメントに起因した損失を低減するための制御例である。言い換えると、第１伝動経路のＣＶＴ８がトルクの伝達に関与せずに空転している状態における慣性モーメントに起因した損失を低減するための制御例である。図６において、先ず、車両が走行中であるか否かが判断される。すなわち、自動変速機１が運転中であるか否かが判断される（ステップＳ２１）。これは、例えばプーリ

の回転数センサや車輪速センサの検出値を基に判断することができる。車両が走行中ではないこと、すなわち自動変速機１の運転が停止していることにより、このステップＳ２１で否定的に判断された場合は、以降の制御を実行することなく、このルーチンを一旦終了する。

[0069] これに対して、車両が走行中であること、すなわち自動変速機１が運転中であることにより、ステップＳ２１で肯定的に判断された場合には、ステップＳ２２へ進む。そして、車両がギヤ走行中であるか否かが判断される。すなわち、自動変速機１がギヤ列１０を備えた伝動経路（第２伝動経路）を選択してトルクを伝達している状態であるか否かが判断される。ギヤ走行中でないこと、すなわち自動変速機１がＣＶＴ８を備えた伝動経路（第１伝動経路）を選択してトルクを伝達している状態であることにより、このステップＳ２２で否定的に判断された場合は、以降の制御を実行することなく、このルーチンを一旦終了する。

[0070] これに対して、ギヤ走行中であること、すなわち自動変速機１が第２伝動経路を選択してトルクを伝達している状態であることにより、ステップＳ２２で肯定的に判断された場合には、ステップＳ２３へ進む。そして、ＣＶＴ８の変速比γが最大変速比に設定される。すなわち、入力軸等価慣性モーメントI_{in}が最小となるように制御される。

[0071] 続いて、ＣＶＴ８の変速比γが最大変速比に設定されたか否かが判断される（ステップＳ２４）。未だ最大変速比の設定が完了していないことにより、このステップＳ２４で否定的に判断された場合は、ステップＳ２３へ戻り、従前の制御が繰り返される。すなわち、ＣＶＴ８における最大変速比の設定が完了するまで、上記のステップＳ２３およびこのステップＳ２４の制御が繰り返し実行される。そして、ＣＶＴ８における最大変速比の設定が完了したことにより、ステップＳ２４で肯定的に判断されると、このルーチンを一旦終了する。

[0072] 以上のように、この図６のフローチャートで示す制御では、自動変速機１がギヤ列１０を経由して動力伝達を行う状態で、かつ所定回転数以上で運転

されている場合に、ＣＶＴ８の変速比γが最大変速比に設定される。すなわち、入力軸等価慣性モーメントI_{in}が最小となるように制御される。したがって、自動変速機１がギヤ列１０を経由して動力伝達を行う状態で運転され、ＣＶＴ８がトルクの伝達には関与せずに空転する場合に、慣性による損失を確実に低減することができる。その結果、自動変速機１の動力伝達効率を向上させることができる。

[0073] （第４の制御例）

図７は、この発明に係る制御装置により実行される第４の制御例を説明するためのフローチャートである。この第４の制御例は、自動変速機１が第２伝動経路のギヤ列１０でトルクを伝達している状態、すなわちギヤ走行時における振動や騒音を低減するための制御例である。図７において、先ず、車両が走行中であるか否かが判断される。すなわち、自動変速機１が運転中であるか否かが判断される（ステップＳ３１）。これは、例えばプーリの回転数センサや車輪速センサの検出値を基に判断することができる。車両が走行中ではないこと、すなわち自動変速機１の運転が停止していることにより、このステップＳ３１で否定的に判断された場合は、以降の制御を実行することなく、このルーチンを一旦終了する。

[0074] これに対して、車両が走行中であること、すなわち自動変速機１が運転中であることにより、ステップＳ３１で肯定的に判断された場合には、ステップＳ３２へ進む。そして、車両がギヤ走行中であるか否かが判断される。すなわち、自動変速機１がギヤ列１０を備えた伝動経路（第２伝動経路）を選択してトルクを伝達している状態であるか否かが判断される。ギヤ走行中でないこと、すなわち自動変速機１がＣＶＴ８を備えた伝動経路（第１伝動経路）を選択してトルクを伝達している状態であることにより、このステップＳ３２で否定的に判断された場合は、以降の制御を実行することなく、このルーチンを一旦終了する。

[0075] これに対して、ギヤ走行中であること、すなわち自動変速機１が第２伝動経路を選択してトルクを伝達している状態であることにより、ステップＳ３

２で肯定的に判断された場合には、ステップＳ３３へ進む。そして、ＣＶＴ８の変速比γが、ギヤ走行時におけるエンジン２や自動変速機１の振動あるいは騒音を低減するための必要変速比γ’に設定される。すなわち、入力軸等価慣性モーメントI_{in}が、ギヤ走行時における自動変速機１の振動あるいは騒音を低減するために適した値となるように制御される。

[0076] 前述したように、この発明で制御対象としている自動変速機１は、ＣＶＴ８で設定する変速比γに応じて入力軸等価慣性モーメントI_{in}が変化する構成になっている。そのため、ＣＶＴ８の変速比γを制御することにより入力軸等価慣性モーメントI_{in}の値を調整することができる。そこでこの制御例では、ＣＶＴ８の空転時に入力軸等価慣性モーメントI_{in}の値を適宜に制御して、例えばエンジン２の爆発振動による振動や騒音を抑制するようにしている。したがって、このステップＳ３３では、入力軸等価慣性モーメントI_{in}が、ギヤ走行時に生じる振動あるいは騒音を低減することができるような値に設定される。例えば、予めギヤ走行時に生じる振動あるいは騒音が分析される。これは、エンジン２および自動変速機１の構造や固有振動数などを基にシミュレーションにより求めることができる。また、実験的に求めることもできる。あるいは、ギヤ走行中に振動センサや音センサなどを用いて実測して求めることもできる。そのようにして求めた振動や騒音に対して、ギヤ走行時に空転するＣＶＴ８が振動や騒音の周波数を打ち消すような回転状態となるように入力軸等価慣性モーメントI_{in}が求められる。そして、その振動・騒音低減のための入力軸等価慣性モーメントI_{in}を実現するＣＶＴ８の変速比γ、すなわち必要変速比γ’が求められる。

[0077] 続いて、ＣＶＴ８の変速比γが必要変速比γ’に設定されたか否かが判断される（ステップＳ３４）。未だ必要変速比γ’の設定が完了していないことにより、このステップＳ３４で否定的に判断された場合は、ステップＳ３３へ戻り、従前の制御が繰り返される。すなわち、ＣＶＴ８における必要変速比γ’の設定が完了するまで、上記のステップＳ３３およびこのステップＳ３４の制御が繰り返し実行される。そして、ＣＶＴ８における必要変速比

γ’の設定が完了したことにより、ステップＳ３４で肯定的に判断されると、このルーチンを一旦終了する。

[0078] 以上のように、この図７のフローチャートで示す制御では、自動変速機１がギヤ列１０を経由して動力伝達を行う状態で、かつ所定回転数以上で運転されている場合に、ＣＶＴ８の変速比γが必要変速比γ’に設定される。すなわち、入力軸等価慣性モーメントI_{in}がギヤ走行時におけるエンジン２の騒音あるいは振動を低減するために適した値となるように制御される。したがって、自動変速機１がギヤ列１０を経由して動力伝達を行う状態で運転されている場合に、例えばエンジンの爆発振動により不可避的に発生する騒音や振動を確実に低減することができる。その結果、この自動変速機１を搭載した車両の静粛性能を向上させることができる。

[0079] ここで、上述した具体例とこの発明との関係を簡単に説明すると、ステップＳ４，Ｓ５、ステップＳ１３，Ｓ１４、ステップＳ２３，Ｓ２４、およびステップＳ３３，Ｓ３４を実行する機能的手段が、この発明における「切替手段」に相当する。

[0080] なお、上述した具体例では、自動変速機１の構成において、ギヤ列１０による変速比をＣＶＴ８の最大変速比よりも大きくした例を示しているが、この発明で制御対象とする自動変速機１は、ＣＶＴ８で設定できない変速比をギヤ列１０によって設定するように構成されていてもよい。したがって、この発明の自動変速機１では、例えば、ギヤ列１０による変速比がＣＶＴ８での最小変速比よりも小さくなるように構成することもできる。そのように構成した場合、ロックアップクラッチ４の係合時やエンジン２を低負荷で運転して走行する際に、エンジン回転数をＣＶＴ８によるトルク伝達時よりも低回転数にすることができる。そのため、エンジン２の燃費を更に向上させることができる。また、ギヤ列１０は、複数の変速比を選択的に設定できるように構成されていてもよい。

請求の範囲

[請求項1] 動力源からトルクが入力される入力軸と出力部材へトルクを出力する出力軸との間に、設定する変速比が大きいほど前記入力軸にかかる慣性モーメントが小さくなる第１変速機構を備えた第１伝動経路と、前記第１変速機構とは設定する変速比が異なる第２変速機構を備えた第２伝動経路とが並列に設けられ、前記第１伝動経路および前記第２伝動経路のいずれか一方を経由して前記入力軸と前記出力軸との間で動力伝達を行う自動変速機の制御装置において、

前記動力伝達を行う経路を前記第２伝動経路から前記第１伝動経路へ切り替える場合に、前記第１変速機構の変速比を最大変速比に設定する切替手段を備えていることを特徴とする自動変速機の制御装置。

[請求項2] 所定の係合機構を開放もしくは係合させることにより、前記動力源と同じ回転方向のトルクを前記出力軸から出力する正転状態と、前記動力源と反対の回転方向のトルクを前記出力軸から出力する反転状態と、前記動力源と前記出力軸との間の動力伝達を遮断するニュートラル状態とのいずれかを選択的に設定するシフト機構を更に備え、

前記切替手段は、前記シフト機構が作動させられて、前記正転状態、前記反転状態、および前記ニュートラル状態のうち少なくとも２つの状態の間で切り替えが行われる場合に、前記第１変速機構の変速比を最大変速比に設定する手段を含むことを特徴とする請求項１に記載の自動変速機の制御装置。

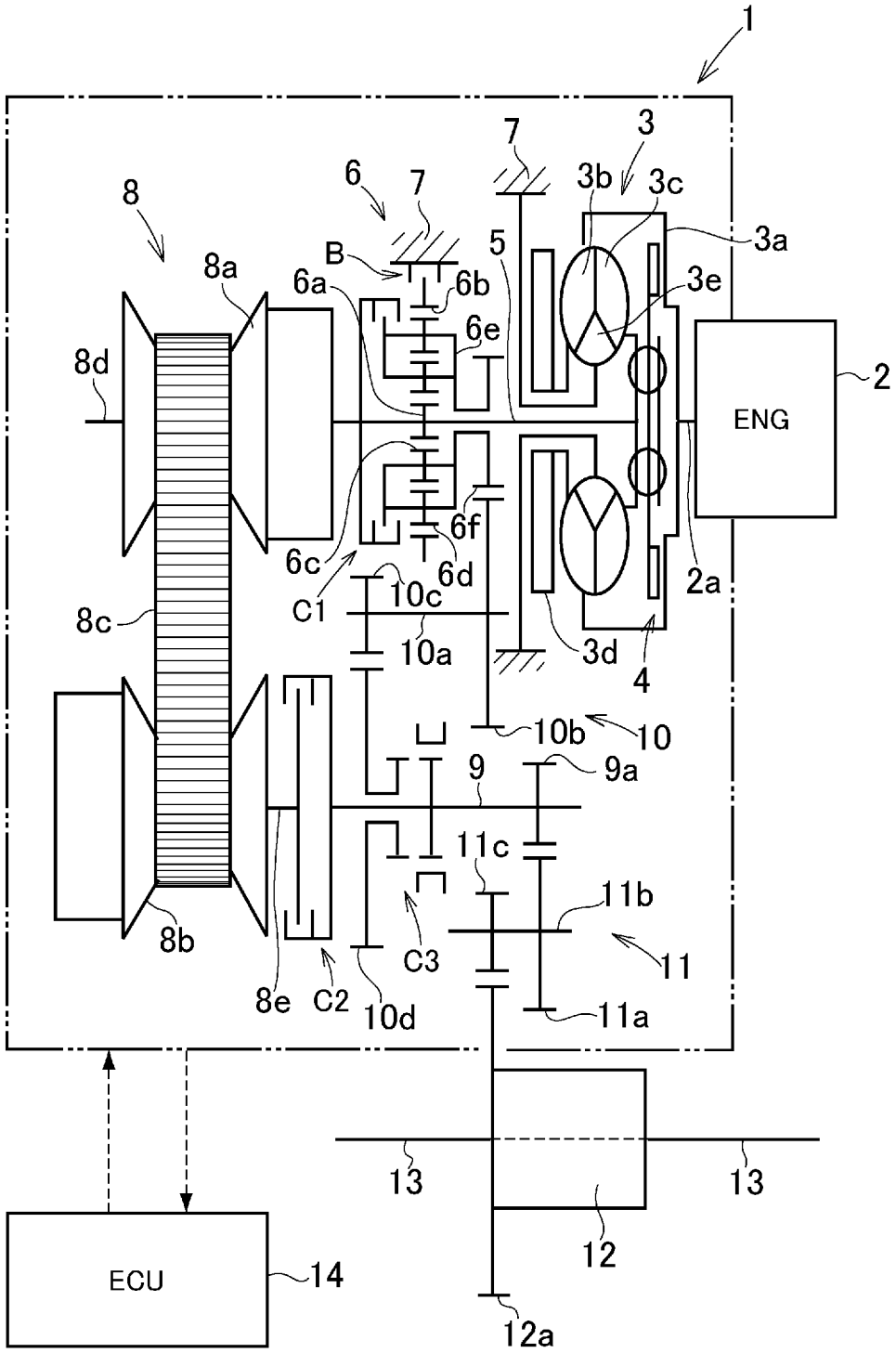
[請求項3] 前記切替手段は、前記入力軸が所定の回転数以上で回転していて、かつ前記第２伝動経路を経由して前記動力伝達を行う場合に、前記第１変速機構の変速比を最大変速比に設定する手段を含むことを特徴とする請求項１に記載の自動変速機の制御装置。

[請求項4] 前記切替手段は、前記入力軸が所定の回転数以上で回転していて、かつ前記第２伝動経路を経由して前記動力伝達を行う場合に、前記第１変速機構の変速比を、前記自動変速機の振動抑制および騒音抑制の

少なくともいずれかに有効な所定の変速比に設定する手段を含むことを特徴とする請求項１に記載の自動変速機の制御装置。

［請求項5］ 前記第１変速機構は、伝動ベルトを巻き掛けるプーリの溝の幅を変化させることより変速比を無段階に変化させることが可能なベルト式無段変速機構を含むことを特徴とする請求項１から４のいずれかに記載の自動変速機の制御装置。

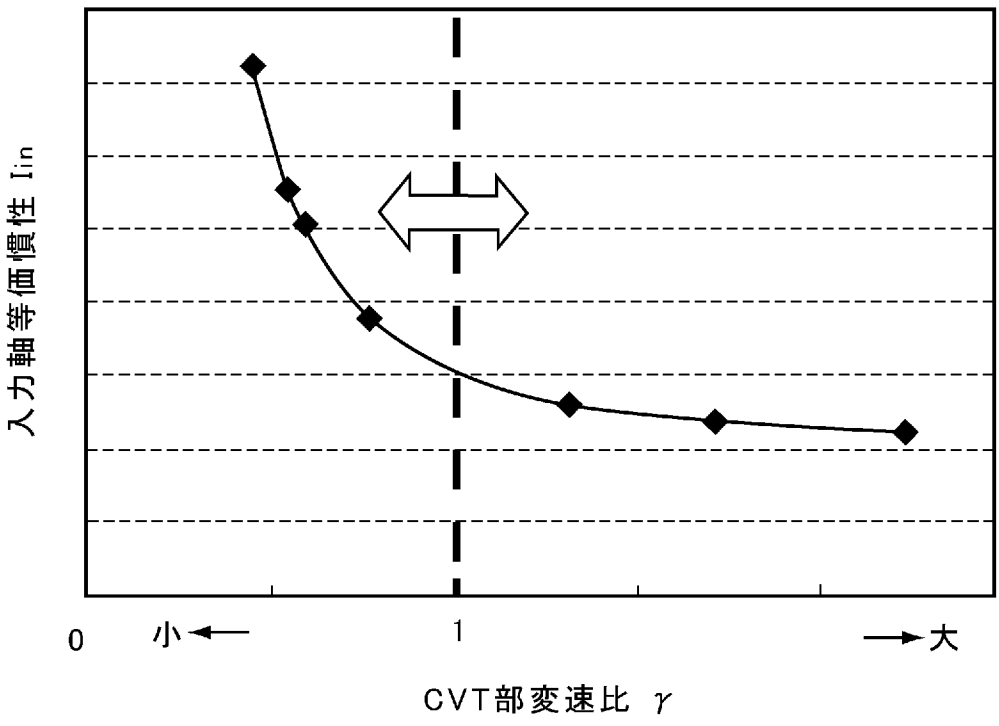
[図1]


1
7
3
6
7
3b
3c
8
B
5
3a
8a
6a
6b
3e
6e
8d
ENG
2
6f
6c
6d
2a
C1
10c
8c
10a
3d
4
10b
10
9
9a
11c
11b
8b
C3
11
8e
C2
10d
11a
13
13
12
ECU
14
12a

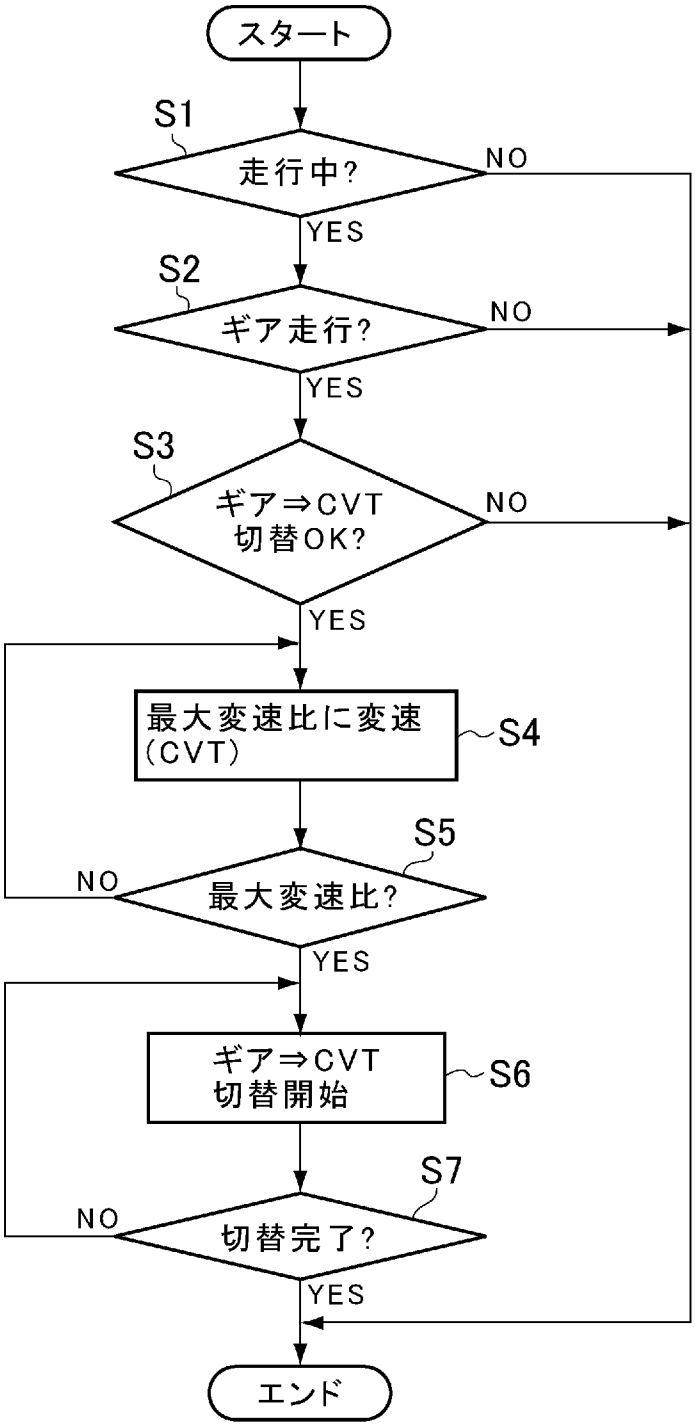
[図2]

	C1	C2	C3	B
発進	ON	OFF	ON	OFF
前進	OFF	ON	ON または OFF	OFF
後進	OFF	OFF	ON	ON
ニュートラル	OFF	OFF	ON または OFF	OFF

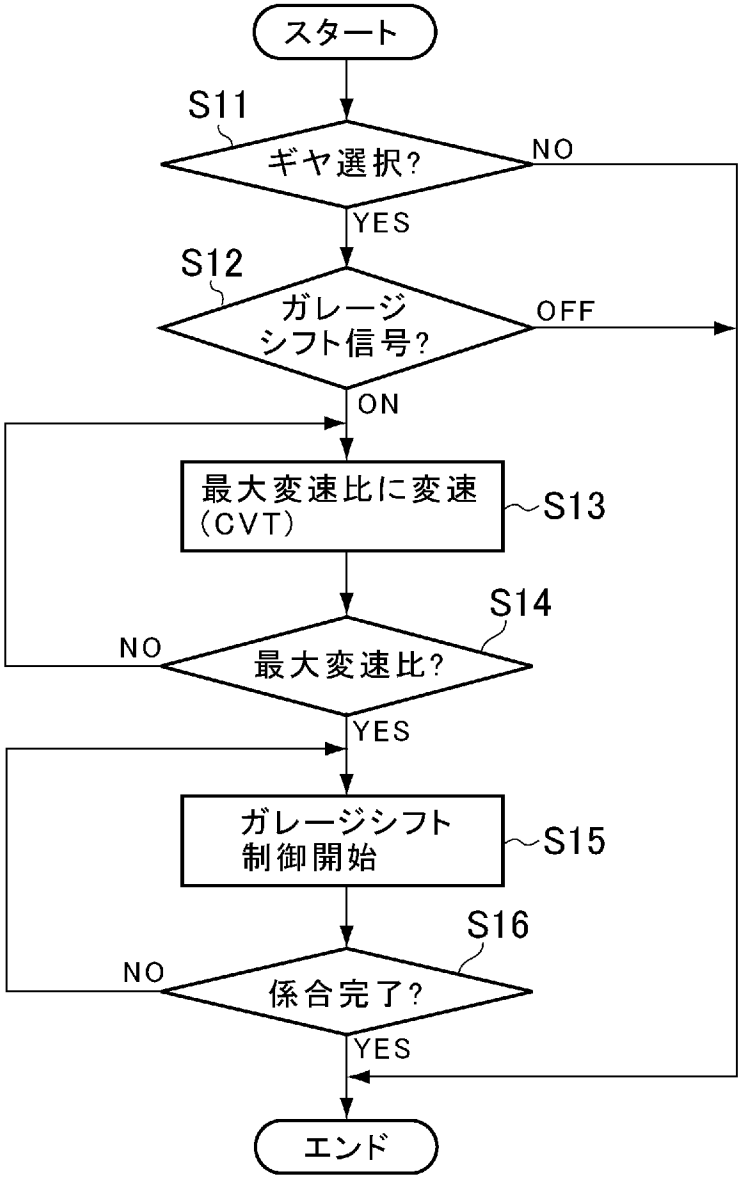
[図3]



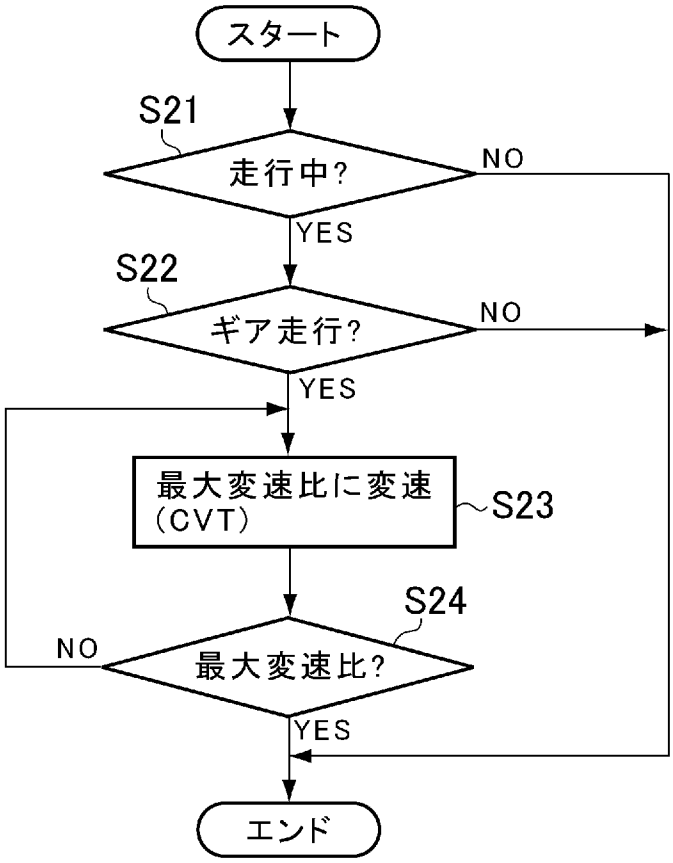
[図4]


スタート
S1
走行中?
NO
YES
S2
ギア走行?
NO
YES
S3
ギア⇒CVT
切替OK?
NO
YES
最大変速比に変速
(CVT)
S4
S5
NO
最大変速比?
YES
ギア⇒CVT
切替開始
S6
S7
NO
切替完了?
YES
エンド

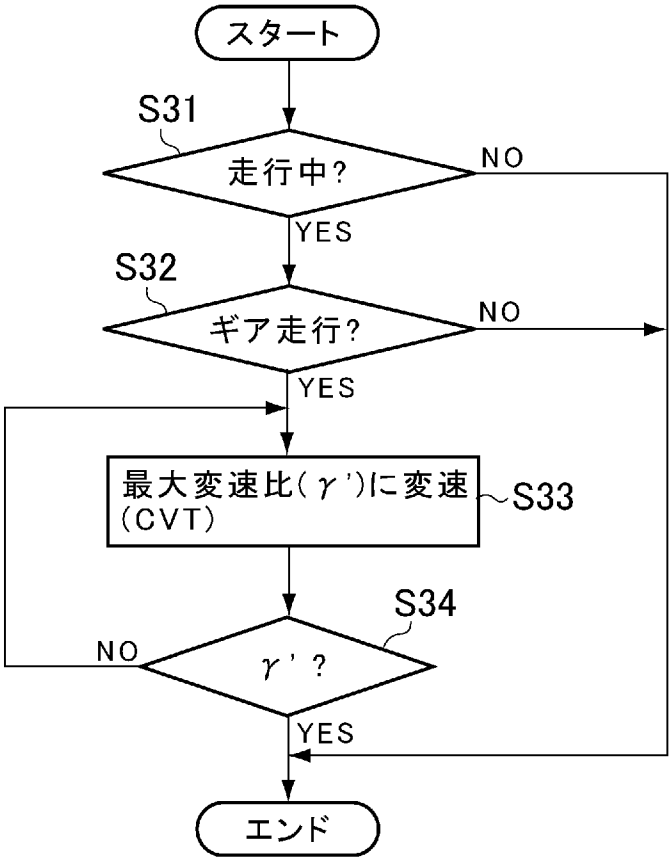
[図5]


スタート
S11
ギヤ選択?
NO
YES
S12
ガレージ
シフト信号?
OFF
ON
最大変速比に変速
(CVT)
S13
S14
NO
最大変速比?
YES
ガレージシフト
制御開始
S15
S16
NO
係合完了?
YES
エンド

[図6]


スタート
S21
走行中?
NO
YES
S22
ギア走行?
NO
YES
最大変速比に変速
(CVT)
S23
S24
最大変速比?
NO
YES
エンド

[図7]


スタート
S31
走行中?
NO
YES
S32
ギア走行?
NO
YES
最大変速比(γ')に変速
(CVT)
S33
S34
γ'?
NO
YES
エンド

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2013/057975

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
F16H61/02(2006.01)i, *F16H61/662*(2006.01)i, *F16H61/682*(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)
F16H61/02, F16H61/662, F16H61/682

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	1996-2013
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2013	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2013

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.
X Y	JP 2001-354050 A (Hitachi, Ltd.), 25 December 2001 (25.12.2001), paragraphs [0022] to [0023]; fig. 14 to 15 (Family: none)	1,5 2-4
X Y	JP 3-61754 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 18 March 1991 (18.03.1991), page 3, upper right column, line 3 to page 5, upper right column, line 7; page 7, upper right column, lines 17 to 19; fig. 2, 6 & US 5175685 A & EP 410451 A2	1,5 2-4
Y	JP 62-220755 A (Daihatsu Motor Co., Ltd.), 28 September 1987 (28.09.1987), page 9, upper left column, line 11 to lower left column, line 3; fig. 1, 9 (Family: none)	2

☒ 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	Date of mailing of the international search report
29 May, 2013 (29.05.13)	11 June, 2013 (11.06.13)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.	Authorized officer Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP2013/057975

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2003-194207 A (NSK Ltd.), 09 July 2003 (09.07.2003), paragraphs [0068] to [0077]; fig. 1 & US 2003/0125154 A1	3
Y	JP 5-71628 A (Mazda Motor Corp.), 23 March 1993 (23.03.1993), paragraph [0004] (Family: none)	4

国際調査報告

国際出願番号　ＰＣＴ／ＪＰ２０１３／０５７９７５

Ａ．　発明の属する分野の分類（国際特許分類（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16H61/02(2006.01)i, F16H61/662(2006.01)i, F16H61/682(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（ＩＰＣ））

Int.Cl.　F16H61/02, F16H61/662, F16H61/682

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	１９２２－１９９６年
日本国公開実用新案公報	１９７１－２０１３年
日本国実用新案登録公報	１９９６－２０１３年
日本国登録実用新案公報	１９９４－２０１３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
X Y	JP 2001-354050 A（株式会社日立製作所）2001.12.25, 段落【００２２】－【００２３】、【図１４】－【図１５】（ファミリーなし）	1,5 2-4
X Y	JP 3-61754 A（日産自動車株式会社）1991.03.18, 第３ページ右上欄第３行－第５ページ右上欄第７行、第７ページ右上欄第１７－１９行、第２、６図 & US 5175685 A & EP 410451 A2	1,5 2-4
Y	JP 62-220755 A（ダイハツ工業株式会社）1987.09.28, 第９ページ左上欄第１１行－左下欄第３行、第１、９図（ファミリーなし）	2

☑　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	国際調査報告の発送日
２９．０５．２０１３	１１．０６．２０１３

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（ＩＳＡ／ＪＰ）
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）　３Ｊ　４６５１
堀内　亮吾
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
Ｙ	JP 2003-194207 A（日本精工株式会社）2003.07.09，段落【００６８】－【００７７】、【図１】 & US 2003/0125154 A1	3
Ｙ	JP 5-71628 A（マツダ株式会社）1993.03.23，段落【０００４】（ファミリーなし）	4