

(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2016-3673

(P2016-3673A)

(43) 公開日 平成28年1月12日(2016.1.12)

(51) Int.Cl.	F 1	テーマコード (参考)
<b>F 1 6 H 61/12 (2010.01)</b>	F 1 6 H 61/12	3 J 0 6 2
<b>F 1 6 H 37/02 (2006.01)</b>	F 1 6 H 37/02	Q 3 J 5 5 2

審査請求 未請求 請求項の数 4 O L (全 20 頁)

(21) 出願番号 特願2014-122875 (P2014-122875)  
 (22) 出願日 平成26年6月13日 (2014.6.13)

(71) 出願人 000003207  
 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 深尾 光博  
 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 近藤 宏紀  
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

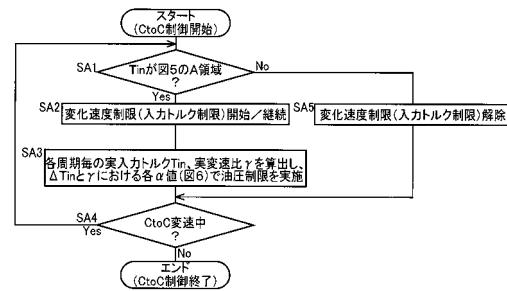
(54) 【発明の名称】 車両用駆動装置の制御装置

(57) 【要約】

【課題】無段変速機構と伝動機構とを備える車両用駆動装置において、トルク伝達経路を切り替える際のベルト耐久性低下を抑制する制御装置を提供する。

【解決手段】入力トルク  $T_{in}$  の変化に対する伝動ベルト58のスリップ率  $SLIP(\ )$  の変化速度  $SLIP(\ )$  が予め設定されている許容スリップ率変化速度を超える領域では、入力トルク  $T_{in}$  の変化速度に制限をかけることで、スリップ率  $SLIP(\ )$  の急変化が抑制される。このスリップ率  $SLIP(\ )$  の急変化が抑制されことで、伝動ベルト58にかかる負荷が抑制されるため、伝動ベルト58の耐久性低下を抑制することができる。

【選択図】 図7



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

駆動力源から出力され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、一对のプーリと該一对のプーリの間に巻き掛けられた伝動ベルトとを含んで構成されるベルト式の無段変速機構と、少なくとも一つのギヤ比を有する伝動機構と、前記無段変速機構を介してトルクを伝達可能な第 1 伝達経路と前記伝動機構を介してトルクを伝達可能な第 2 伝達経路とを選択的に切り替えるクラッチ機構とを、備える車両用駆動装置において、車両の走行状態に応じて前記第 1 伝達経路と前記第 2 伝達経路との間でトルク伝達経路を選択的に切り替える車両用駆動装置の制御装置であって、

前記クラッチ機構が操作されて前記第 1 伝達経路と前記第 2 伝達経路との間でトルク伝達経路が切り替えられるとき、前記無段変速機構へ入力される入力トルクが、該入力トルクの変化に対する前記伝動ベルトのスリップ率の変化速度が所定の基準値を超える領域にある場合には、前記入力トルクの変化速度を所定の上限変化速度以下に制限することを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。

10

## 【請求項 2】

駆動力源から出力され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、一对のプーリと該一对のプーリの間に巻き掛けられた伝動ベルトとを含んで構成されるベルト式の無段変速機構と、少なくとも一つのギヤ比を有する伝動機構と、前記無段変速機構を介してトルクを伝達可能な第 1 伝達経路と前記伝動機構を介してトルクを伝達可能な第 2 伝達経路とを選択的に切り替えるクラッチ機構とを、備える車両用駆動装置において、車両の走行状態に応じて前記第 1 伝達経路と前記第 2 伝達経路との間でトルク伝達経路を選択的に切り替える車両用駆動装置の制御装置であって、

20

前記クラッチ機構が操作されて前記第 1 伝達経路と前記第 2 伝達経路との間でトルク伝達経路が切り替えられるとき、前記伝動ベルトの実スリップ率の変化速度を算出し、算出された前記実スリップ率の変化速度が予め設定された所定の閾値よりも大きい場合、前記無段変速機構へ入力される入力トルクの変化速度を所定の上限変化速度以下に制限することを特徴とする車両用駆動装置の制御装置。

## 【請求項 3】

前記クラッチ機構は、係合されることで前記第 1 伝達経路を形成する油圧式の第 1 クラッチと、係合されることで前記第 2 伝達経路を形成する油圧式の第 2 クラッチとを、含み

30

、前記第 1 クラッチと前記第 2 クラッチとを掴み替える際のクラッチ油圧を制御することで、前記無段変速機構へ入力される入力トルクの変化速度を所定の上限変化速度以下に制限することを特徴とする請求項 1 または 2 の車両用駆動装置の制御装置。

## 【請求項 4】

前記駆動力源の出力を制御することで、前記無段変速機構へ入力される入力トルクの変化速度を所定の上限変化速度以下に制限することを特徴とする請求項 1 または 2 の車両用駆動装置の制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

40

## 【0001】

本発明は、車両用駆動装置の制御装置に係り、特に、無段変速機構と伝動機構とを並列に備える車両用駆動装置の制御に関するものである。

## 【背景技術】

## 【0002】

駆動力源から出力され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、無段変速可能な無段変速機構と、少なくとも一つのギヤ比を有する伝動機構と、前記無段変速機構を介してトルクを伝達可能な第 1 伝達経路と前記伝動機構を介してトルクを伝達可能な第 2 伝達経路とを選択的に切り替えるクラッチ機構とを、備える車両用駆動装置が提案されている。例えば特許文献 1 に記載の車両用駆動装置がそれで

50

ある。

【0003】

特許文献1には、変速比を連続的に変更可能な無段変速機構によるトルク伝達経路（第1伝達経路）と、無段変速機構では設定できない少なくとも1つのギヤ比を有するギヤ列（伝動機構）によるトルク伝達経路（第2伝達経路）とが並列に設けられた車両用駆動装置が開示されている。より詳細には、差動作用可能な3回転要素から構成される前後進切替機構の入力要素と出力要素と反力要素との少なくとも2回転要素を連結する第1クラッチ機構と、ギヤ列と出力軸とを断接する第3クラッチ機構とを接続することで、ギヤ列を経由したトルク伝達経路が形成される。また、無段変速機構のセカンダリシャフトと出力軸とを断接する第2クラッチ機構を接続することで、無段変速機構を経由したトルク伝達経路が形成される。ここで、無段変速機構として、入力軸に連結されたプライマリーブリーと、出力軸に連結されたセカンダリーブリーと、プライマリーブリーとセカンダリーブリーとの間に巻き掛けられた伝動ベルトとを、備えて構成されているベルト式の無段変速機構が採用されている。

10

【先行技術文献】

【特許文献】

【0004】

【特許文献1】国際公開第2013/176208号

【特許文献2】特開2004-316843号公報

【特許文献3】特開2010-242935号公報

20

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0005】

ところで、特許文献1のような無段変速機構を介した第1伝達経路と伝動機構を介した第2伝達経路とがクラッチ機構によって選択的に切り替えられる構成において、トルク伝達経路を切り替えるクラッチ機構が係合されたり解放されたりする際に、無段変速機構への入力トルクが急激に変化する。このとき、この入力トルクに応じて無段変速機構の伝動ベルトのスリップ率も大きく変化する。特に、無段変速機構の変速比が1よりも大きい状態では、スリップ率変化が大きくなる。伝動ベルトのスリップ率変化が大きくなると、このスリップ率変化に起因して伝動ベルトにかかる負荷が増加し、伝動ベルトの耐久性低下を招く可能性があった。

30

【0006】

本発明は、以上の事情を背景として為されたものであり、その目的とするところは、無段変速機構と伝動機構とを並列に備える車両用駆動装置において、無段変速機構を介した第1伝達経路と、伝動機構を介した第2伝達経路とを切り替えるときのスリップ率変化の増加に起因して発生する、伝動ベルトの耐久性低下を抑制する車両用駆動装置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】

【0007】

上記目的を達成するための、第1発明の要旨とするところは、(a)駆動力源から出力され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、一对のプーリとその一对のプーリの間に巻き掛けられた伝動ベルトとを含んで構成されるベルト式の無段変速機構と、少なくとも1つのギヤ比を有する伝動機構と、前記無段変速機構を介してトルクを伝達可能な第1伝達経路と前記伝動機構を介してトルクを伝達可能な第2伝達経路とを選択的に切り替えるクラッチ機構とを、備える車両用駆動装置において、車両の走行状態に応じて前記第1伝達経路と前記第2伝達経路との間でトルク伝達経路を選択的に切り替える車両用駆動装置の制御装置であって、(b)前記クラッチ機構が操作されて前記第1伝達経路と前記第2伝達経路との間でトルク伝達経路が切り替えられるとき、前記無段変速機構へ入力される入力トルクが、その入力トルクの変化に対する前記伝動ベルトのスリップ率の変化速度が所定の基準値を超える領域にある場合には、前記入力

40

50

トルクの変化速度を所定の上限変化速度以下に制限することを特徴とする。

【発明の効果】

【0008】

このようにすれば、入力トルクの変化に対する伝動ベルトのスリップ率の変化速度が所定の基準値を超える領域では、入力トルクの変化速度に制限をかけることで、スリップ率の急変化が抑制される。このスリップ率の急変化が抑制されることで、伝動ベルトにかかる負荷が抑制されるため、伝動ベルトの耐久性低下を抑制することができる。

【0009】

また、上記目的を達成するための第2発明の要旨とするところは、(a)駆動力源から出力され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、  
10 一对のプーリとその一对のプーリの間に巻き掛けられた伝動ベルトとを含んで構成されるベルト式の無段変速可能な無段変速機構と、少なくとも1つのギヤ比を有する伝動機構と、前記無段変速機構を介してトルクを伝達可能な第1伝達経路と前記伝動機構を介してトルクを伝達可能な第2伝達経路とを選択的に切り替えるクラッチ機構とを、備える車両用駆動装置において、車両の走行状態に応じて前記第1伝達経路と前記第2伝達経路との間でトルク伝達経路を選択的に切り替える車両用駆動装置の制御装置であって、(b)前記クラッチ機構が操作されて前記第1伝達経路と前記第2伝達経路との間でトルク伝達経路が切り替えられるとき、前記伝動ベルトの実スリップ率の変化速度を算出し、算出された前記実スリップ率の変化速度が予め設定された所定の閾値よりも大きい場合、前記無段変速機構へ入力される入力トルクの変化速度を所定の上限変化速度以下に制限することを特  
20 徴とする。

【0010】

このようにすれば、実スリップ率の変化速度が予め設定された所定の閾値よりも大きい場合には、無段変速機構へ入力される入力トルクの変化速度に制限をかけることで、スリップ率の急変化が抑制される。このスリップ率の急変化が抑制されることで、伝動ベルトにかかる負荷が抑制されるため、伝動ベルトの耐久性低下を抑制することができる。

【0011】

また、第3発明の要旨とするところは、第1発明または第2発明の車両用駆動装置の制御装置において、(a)前記クラッチ機構は、係合されることで前記第1伝達経路を形成する油圧式の第1クラッチと、係合されることで前記第2伝達経路を形成する油圧式の第2  
30 クラッチとを、含み、(b)前記第1クラッチと前記第2クラッチとを摺り替える際のクラッチ油圧を制御することで、前記無段変速機構へ入力される入力トルクの変化速度を所定の上限変化速度以下に制限する。第1クラッチおよび第2クラッチのクラッチ油圧が制御されることで、無段変速機構への入力トルクが制御される。従って、入力トルクの変化速度についても、第1クラッチおよび第2クラッチのクラッチ油圧によって制御されるため、これらクラッチ油圧を制御することで、入力トルクの変化速度を所定の上限変化速度以下に制限することができる。

【0012】

また、第4発明の要旨とするところは、第1発明または第2発明の車両用駆動装置の制御装置において、前記駆動力源の出力を制御することで、前記無段変速機構へ入力される  
40 入力トルクの変化速度を所定の上限変化速度以下に制限することを特徴とする。駆動力源から出力されるトルクは、無段変速機構の入力トルクとして伝達される。従って、入力トルクの変化速度を、駆動力源の出力を制御することで制御することができるため、駆動力源の出力を制御することで、入力トルクの変化速度を所定の上限変化速度以下に制限することができる。

【0013】

ここで、好適には、第1発明または第2発明の車両用駆動装置の制御装置において、前記伝動ベルトは、無端環状のリングと、そのリングによって保持されそのリングに沿って  
50 連ねられた複数枚のエレメントとを備えて構成されていることを特徴とする。伝動ベルトのリングに保持されてそのリングに沿って積層されている複数枚のエレメントを有するこ

とから、スリップ率の変化速度が大きくなると、複数枚に積層されたエレメントが詰まるときに発生する衝撃トルク（力積）が大きくなり、このエレメントが詰まる際に生じる、隣り合うエレメント同士の衝突による摩耗量が大きくなる。これに対して、入力トルクの変化速度が所定の上限値で制限されることで、その衝撃トルク（力積）が低減されて隣り合うエレメント同士の摩耗量が低減され、伝動ベルトの耐久性低下が抑制される。

【図面の簡単な説明】

【0014】

【図1】本発明の一実施例である車両用駆動装置の概略構成を説明するための骨子図である。

【図2】図1の車両用駆動装置を構成する無段変速機構の伝動ベルトの拡大図である。

10

【図3】図1の駆動装置の各走行パターン毎の係合要素の係合表である。

【図4】図1の駆動装置の無段変速機構の入力トルクとスリップ率との関係を示す図である。

【図5】図1の駆動装置において、エンジンや無段変速機構などを制御する為に設けられた電子制御装置の入出力システムを説明するとともに、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】入力トルクの変化速度と無段変速機構の変速比とから構成される、上限変化速度の関係マップである。

【図7】図1の電子制御装置の制御作動の要部、すなわちベルト走行からギヤ走行、ないしはギヤ走行からベルト走行に切り替えるに際して、切替中に発生するベルト摩耗を抑制する制御作動を説明するためのフローチャートである。

20

【図8】本発明の他の実施例である駆動装置を制御する電子制御装置による制御作動の要部を説明する機能ブロック線図である。

【図9】スリップ率の変化速度から構成される、上限変化速度の関係マップである。

【図10】図8の電子制御装置の制御作動の要部、すなわちベルト走行からギヤ走行、ないしはギヤ走行からベルト走行に切り替えるに際して、切替中に発生するベルト摩耗を抑制する制御作動を説明するためのフローチャートである。

【図11】摩擦係数の温度特性を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0015】

30

以下、本発明の実施例を図面を参照しつつ詳細に説明する。なお、以下の実施例において図は適宜簡略化或いは変形されており、各部の寸法比および形状等は必ずしも正確に描かれていない。

【実施例1】

【0016】

図1は、本発明の一実施例である車両用駆動装置12（以下、駆動装置12）の概略構成を説明するための骨子図である。駆動装置12は、例えば走行用の駆動力源として用いられるエンジン14と、流体式伝動装置としてのトルクコンバータ16と、前後進切替装置18と、ベルト式無段変速機構20（以下、無段変速機構20）と、ギヤ機構22と、駆動輪70に動力伝達可能な出力ギヤ24が形成されている出力軸25と、デフギヤ64とを、含んで構成されている。駆動装置12にあっては、タービン軸26と出力軸25との間に、無段変速機構20とギヤ機構22とが並列に備えられている。これより、エンジン14から出力されるトルクがトルクコンバータ16を經由してタービン軸26に伝達され、このトルクがタービン軸26から無段変速機構20を介して出力軸25に伝達される第1伝達経路と、エンジン14から出力されるトルクがトルクコンバータ16を經由してタービン軸26に伝達され、このトルクがタービン軸26からギヤ機構22を介して出力軸25に伝達される第2伝達経路とが形成され、車両の走行状態に応じて前記第1伝達経路および第2伝達経路が選択的に切り替えられるように構成されている。なお、タービン軸26が、本発明の入力軸に対応している。

40

【0017】

50

エンジン 14 は、駆動力源として機能するものであり、例えばガソリンエンジンやディーゼルエンジン等の内燃機関にて構成されている。トルクコンバータ 16 は、エンジン 14 のクランク軸に連結されたポンプ翼車 16 p、およびトルクコンバータ 16 の出力側部材に相当するタービン軸 26 を介して前後進切替装置 18 に連結されたタービン翼車 16 t を備えており、流体を介して動力伝達を行うようになっている。また、ポンプ翼車 16 p およびタービン翼車 16 t の間にはロックアップクラッチ 28 が設けられており、このロックアップクラッチ 28 が完全係合させられることによってポンプ翼車 16 p およびタービン翼車 16 t は一体回転させられる。

【0018】

前後進切替装置 18 は、前進用クラッチ C a および後進用ブレーキ B とダブルピニオン型の遊星歯車装置 30 とを主体として構成されており、キャリア 30 c がトルクコンバータ 16 のタービン軸 26 および無段変速機構 20 の入力軸 32 に一体的に連結され、リングギヤ 30 r が後進用ブレーキ B を介して非回転部材としてのハウジング 34 に選択的に連結され、サンギヤ 30 s が小径ギヤ 36 に接続されている。また、サンギヤ 30 s とキャリア 30 c とが、前進用クラッチ C a を介して選択的に連結される。前進用クラッチ C a および後進用ブレーキ B は断接装置に相当するもので、何れも油圧アクチュエータによって摩擦係合させられる油圧式摩擦係合装置である。

【0019】

また、遊星歯車装置 30 のサンギヤ 30 s は、ギヤ機構 22 を構成する小径ギヤ 36 に連結されている。ギヤ機構 22 は、前記小径ギヤ 36 と、第 1 カウンタ軸 38 に相対回転不能に設けられている大径ギヤ 40 とを、含んで構成されている。第 1 カウンタ軸 38 と同じ回転軸心まわりには、アイドルギヤ 42 が第 1 カウンタ軸 38 に対して相対回転可能に設けられている。また、第 1 カウンタ軸 38 とアイドルギヤ 42 との間には、これらを選択的に断接する噛合クラッチ D が設けられている。噛合クラッチ D は、第 1 カウンタ軸 38 に形成されている第 1 ギヤ 48 と、アイドルギヤ 42 に形成されている第 2 ギヤ 50 と、これら第 1 ギヤ 48 および第 2 ギヤ 50 と嵌合可能（係合可能、噛合可能）なスプライン歯が形成されているハブスリーブ 61 とを含んで構成されており、ハブスリーブ 61 がこれら第 1 ギヤ 48 および第 2 ギヤ 50 と嵌合することで、第 1 カウンタ軸 38 とアイドルギヤ 42 とが接続される。また、噛合クラッチ D は、第 1 ギヤ 48 と第 2 ギヤ 50 とを嵌合する際に回転を同期させる同期機構としてのシンクロメッシュ機構 S をさらに備えている。

【0020】

アイドルギヤ 42 は、そのアイドルギヤ 42 よりも大径の入力ギヤ 52 と噛み合わされている。入力ギヤ 52 は、無段変速機構 20 の後述するセカンダリプーリ 56 の回転軸心と共通の回転軸心に配置されている出力軸 25 に対して相対回転不能に設けられている。出力軸 25 は、前記回転軸心まわりに回転可能に配置されており、前記入力ギヤ 52 および出力ギヤ 24 が相対回転不能に設けられている。また、エンジン 14 のトルクがタービン軸 26 からギヤ機構 22 を経由して出力軸 25 に伝達される第 2 伝達経路上には、前進用クラッチ C a、後進用ブレーキ B、および噛合クラッチ D が介挿されている。

【0021】

無段変速機構 20 は、入力軸として機能するタービン軸 26 と出力軸 25 との間のトルク伝達経路上に設けられ、プライマリシャフト 32 を介してタービン軸 26 に連結された入力側部材である有効径が可変のプライマリプーリ 54（可変プーリ 54）と、後述するベルト走行用クラッチ C b を介して出力軸 25 に連結された出力側部材である有効径が可変のセカンダリプーリ 56（可変プーリ 56）と、その一对の可変プーリ 54、56 の間に巻き掛けられた伝動ベルト 58 とを備えており、一对の可変プーリ 54、56 と伝動ベルト 58 との間の摩擦力を介して動力伝達が行われる。なお、プライマリプーリ 54 およびセカンダリプーリ 56 が、本発明の一对のプーリに対応している。

【0022】

図 2 に伝動ベルト 58 の構造を示す。伝動ベルト 58 は、無端環状の帯鋼が複数枚積層

10

20

30

40

50

されて成る一対の環状リング 5 8 a と、それら一対の環状リング 5 8 a によって保持され、その環状リング 5 8 a に沿って厚さ方向に環状に複数個連ねられた板状の金属から成る複数個のエLEMENT (こま) 5 8 b とを備えている。環状リング 5 8 a は、例えば厚さ 0 . 2 mm 程度の高張力鋼板が輪状にされて内から外へ層状に重ねられたものである。本実施例では、例えば 9 層程度に重ねられている。ELEMENT 5 8 b は、例えば厚さ 1 . 8 mm 程度の平板材 (鋼板) が打ち抜かれて成形された厚肉板状片である。本実施例では、1 つの伝動ベルト 5 8 に対して例えば 4 0 0 個程度備えられている。

#### 【 0 0 2 3 】

図 1 に戻り、プライマリプーリ 5 4 は、プライマリシャフト 3 2 に固定された入力側固定回転体としての固定シープ 5 4 a と、プライマリシャフト 3 2 に対して軸まわりの相対回転不能かつ軸方向の移動可能に設けられた入力側可動回転体としての可動シープ 5 4 b と、それらの間の V 溝幅を変更する為に可動シープ 5 4 b を移動させるための推力を発生させるプライマリ側油圧アクチュエータ 5 4 c とを、備えて構成されている。また、セカンダリプーリ 5 6 は、出力側固定回転体としての固定シープ 5 6 a と、固定シープ 5 6 a に対して軸まわりの相対回転不能かつ軸方向の移動可能に設けられた出力側可動回転体としての可動シープ 5 6 b と、それらの間の V 溝幅を変更する為に可動シープ 5 6 b を移動させるための推力を発生させるセカンダリ側油圧アクチュエータ 5 6 c とを備えて構成されている。

#### 【 0 0 2 4 】

前記一対の可変プーリ 5 4 , 5 6 の V 溝幅が変化して伝動ベルト 5 8 の掛かり径 (有効径) が変更されることで、実変速比 (ギヤ比)  $(= \text{プライマリ回転速度 } N_{in} / \text{セカンダリ回転速度 } N_{out})$  が連続的に変更させられる。例えば、プライマリプーリ 5 4 の V 溝幅が狭くされると、変速比 が小さくされる。すなわち、無段変速機構 2 0 がアップシフトされる。また、プライマリプーリ 5 4 の V 溝幅が広くされると、変速比 が大きくされる。すなわち、無段変速機構 2 0 がダウンシフトされる。

#### 【 0 0 2 5 】

また、無段変速機構 2 0 と出力軸 2 5 との間には、これらの間を選択的に断接するベルト走行用クラッチ C b が介挿されており、このベルト走行用クラッチ C b が係合されることで、エンジン 1 4 のトルクがタービン軸 2 6 および無段変速機構 2 0 を経由して出力軸 2 5 に伝達される第 1 伝達経路が形成される。また、ベルト走行用クラッチ C b が解放されると、第 1 伝達経路が遮断され、無段変速機構 2 0 を介して出力軸 2 5 にトルクが伝達されない。

#### 【 0 0 2 6 】

出力ギヤ 2 4 は、第 2 カウンタ軸 6 0 に固定されている大径ギヤ 6 2 と噛み合わされている。第 2 カウンタ軸 6 0 には、前記大径ギヤ 6 2 およびデフギヤ 6 4 のデフリングギヤ 6 6 と噛み合う小径ギヤ 6 8 が設けられている。デフギヤ 6 4 は、差動機構から構成され、左右の駆動輪 7 0 L、7 0 R に適宜回転速度差を与えつつ、デフリングギヤ 6 6 から入力された動力をその左右の駆動輪 7 0 L、7 0 R に伝達する。なお、デフギヤ 6 4 は、公知の技術であるためその詳細な説明を省略する。

#### 【 0 0 2 7 】

次に、上記のように構成される駆動装置 1 2 の作動について、図 3 に示す各走行パターン毎の係合要素の係合表を用いて説明する。図 3 において、C a が前進用クラッチ C a の作動状態に対応し、C b がベルト走行用クラッチ C b の作動状態に対応し、B が後進用ブレーキ B の作動状態に対応し、D が噛合クラッチ D の作動状態に対応し、「 $\square$ 」が係合 (接続) を示し、「 $\times$ 」が解放 (遮断) を示している。なお、噛合クラッチ D は、シンクロ機構 S を備えており、噛合クラッチ D が係合する際には、実質的にシンクロ機構 S が作動することとなる。また、前進用クラッチ C a およびベルト走行用クラッチ C b が、本発明のトルク伝達経路を第 1 伝達経路と第 2 伝達経路との間で選択的に切り替えるクラッチ機構に対応している。なお、ベルト走行用クラッチ C b が本発明の第 1 クラッチおよびクラッチ機構に対応し、前進用クラッチ C a が本発明の第 2 クラッチおよびクラッチ機構に対

10

20

30

40

50

応している。

【0028】

先ず、無段変速機構20を介して(経由して)エンジン14のトルクが出力軸25に伝達される走行パターンについて説明する。この走行パターンが図3のベルト走行(高車速)に対応し、図3のベルト走行に示すように、ベルト走行用クラッチCbが接続される一方、前進用クラッチCa、後進用ブレーキB、および噛合クラッチDが遮断される。ベルト走行用クラッチCbが接続されることで、セカンダリプーリ56と出力軸25とが接続されるので、セカンダリプーリ56と出力軸25および出力ギヤ24とが一体回転させられる。従って、ベルト走行用クラッチCbが接続されると、前記第1伝達経路が形成され、エンジン14のトルクが、トルクコンバータ16、タービン軸26、プライマリシャフト32、および無段変速機構20を經由して出力軸25および出力ギヤ24に伝達される。なお、出力ギヤ24に伝達されたトルクは、大径ギヤ62、小径ギヤ68、およびデフギヤ64を經由して左右の駆動輪70L、70Rに伝達される。ここで、この第1伝達経路を經由してエンジン14のトルクが伝達されるベルト走行中に噛合クラッチDが解放(遮断)されるのは、ベルト走行中におけるギヤ機構22等の引き摺りをなくすとともに、高車速時においてギヤ機構22等が高回転化するのを防止するためである。

10

【0029】

次いで、ギヤ機構22を經由してエンジン14のトルクが出力軸25に伝達される走行パターン、すなわち第2伝達経路を通してトルクが伝達される走行パターンについて説明する。この走行パターンが図3のギヤ走行に対応し、図3に示すように、前進用クラッチCaおよび噛合クラッチDが係合(接続)される一方、ベルト走行用クラッチCbおよび後進用ブレーキBが解放(遮断)される。

20

【0030】

前進用クラッチCaが係合されることで、前後進切替装置18を構成する遊星歯車装置30が一体回転させられるので、小径ギヤ36がタービン軸26と同回転速度で回転させられる。また、噛合クラッチDが係合されることで、カウンタ軸38とアイドルギヤ42とが接続されて一体的に回転させられる。従って、前進用クラッチCaおよび噛合クラッチDが係合されることで、第2伝達経路が形成され、エンジン14の動力が、トルクコンバータ16、タービン軸26、前後進切替装置18、ギヤ機構22、アイドルギヤ42、および入力ギヤ52を經由して出力軸25および出力ギヤ24に伝達される。

30

【0031】

前記ギヤ走行は、低車速領域において選択される。この第2伝達経路に基づくギヤ比EL(タービン軸26の回転速度/出力軸25の回転速度)は、無段変速機構20の最大変速比maxよりも大きな値に設定されている。すなわち、ギヤ比ELは、無段変速機構20では設定されていない値に設定されている。そして、例えば車速Vが上昇するなどして、ベルト走行を実行する予め規定されているベルト走行領域に入ると、前記ベルト走行に切り替えられる。ここで、ギヤ走行からベルト走行(高車速)、ないしはベルト走行(高車速)からギヤ走行へ切り替える際には、図3のベルト走行(中車速)を過渡的に經由して切り替えられる。

【0032】

例えばギヤ走行からベルト走行(高車速)に切り替えられる場合、ギヤ走行に対応する前進用クラッチCaおよび噛合クラッチDが係合された状態から、ベルト走行用クラッチCbおよび噛合クラッチDが係合された状態に過渡的に切り替えられる。すなわち、前進用クラッチCaを解放するとともに、ベルト走行用クラッチCbを係合する掛け替え(クラッチツウクラッチ変速)が開始される。このとき、トルク伝達経路が第2伝達経路から第1伝達経路に切り替えられ、駆動装置12においては実質的にアップシフトさせられる。そして、トルク伝達経路が切り替えられた後、不要な引き摺りやギヤ機構22等の高回転化を防止するために噛合クラッチDが解放(遮断)される。

40

【0033】

また、ベルト走行(高車速)からギヤ走行に切り替えられる場合、ベルト走行用クラッ

50

チ C b が係合された状態から、ギヤ走行への切替準備として噛合クラッチ D が係合される状態に過渡的に切り替えられる（ダウンシフト準備）。このとき、ギヤ機構 22 を経由して遊星歯車装置 30 のサンギヤ 30 s にも回転が伝達された状態となり、この状態から前進用クラッチ C a を係合するとともに、ベルト走行用クラッチ C b を解放する掛け替え（クラッチツウクラッチ変速）が実行されることで、トルク伝達経路が第 1 伝達経路から第 2 伝達経路に切り替えられる。このとき、駆動装置 12 にあっては実質的にダウンシフトさせられる。

#### 【 0 0 3 4 】

図 4 は、エンジン 14 や無段変速機構 20 など制御する為に設けられた電子制御装置 80（制御装置）の入出力システムを説明するとともに、電子制御装置 80 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。電子制御装置 80 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駆動装置 12 の各種制御を実行する。例えば、電子制御装置 80 は、エンジン 14 の出力制御、無段変速機構 20 の変速制御やベルト挟圧力制御、駆動装置 12 のトルク伝達経路をギヤ走行およびベルト走行の何れかに適宜切り替える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、無段変速機制御用、駆動状態切替用等に分けて構成される。

10

#### 【 0 0 3 5 】

電子制御装置 80 には、エンジン回転速度センサ 82 により検出されたクランク軸の回転角度（位置） $A_{cr}$  およびエンジン 14 の回転速度（エンジン回転速度） $N_e$  を表す信号、タービン回転速度センサ 84 により検出されたタービン軸 26 の回転速度（タービン回転速度） $N_t$  を表す信号、プライマリ回転速度センサ 86 により検出された無段変速機構 20 のプライマリプリー 54（プライマリシャフト 32）の回転速度であるプライマリ回転速度  $N_{in}$  を表す信号、セカンダリ回転速度センサ 88 により検出された車速  $V$  に対応する無段変速機構 20 のセカンダリプリー 56 の回転速度であるセカンダリ回転速度  $N_{out}$  を表す信号、スロットル開度センサ 90 により検出された電子スロットル弁のスロットル開度  $\theta_h$  を表す信号、アクセル開度センサ 92 により検出された運転者の加速要求量としてのアクセルペダルの操作量であるアクセル開度  $A_{cc}$  を表す信号、フットブレーキスイッチ 94 により検出された常用ブレーキであるフットブレーキが操作された状態を示すブレーキオン  $B_{on}$  を表す信号、レバーポジションセンサ 96 により検出されたシフトレバーのレバーポジション（操作位置） $P_{sh}$  を表す信号、油温センサ 98 により検出された油圧制御回路 100 内を流れる作動油の作動油温  $T_{oil}$  を表す信号等が、それぞれ供給される。

20

30

#### 【 0 0 3 6 】

また、電子制御装置 80 からは、エンジン 14 の出力制御の為にエンジン出力制御指令信号  $S_e$ 、無段変速機構 20 の変速に関する油圧制御の為に油圧制御指令信号  $S_{cvt}$ 、駆動装置 12 のトルク伝達経路の切替に関連する前後進切替装置 18（前進用クラッチ C a、後進用ブレーキ B）、ベルト走行用クラッチ C b、および噛合クラッチ D への油圧制御指令信号  $S_{swt}$  等が、それぞれ出力される。具体的には、上記エンジン出力制御指令信号  $S_e$  として、スロットルアクチュエータを駆動して電子スロットル弁の開閉を制御する為のスロットル信号や燃料噴射装置から噴射される燃料の量を制御する為の噴射信号や点火装置によるエンジン 14 の点火時期を制御する為の点火時期信号などが出力される。また、上記油圧制御指令信号  $S_{cvt}$  として、プライマリ側油圧アクチュエータ 54c に供給されるプライマリ圧  $P_{in}$  を調圧する図示しないリニアソレノイド弁を駆動する為の指令信号、セカンダリ側油圧アクチュエータ 56c に供給されるセカンダリ圧  $P_{out}$  を調圧する図示しないリニアソレノイド弁を駆動する為の指令信号などが油圧制御回路 100 へ出力される。さらに、油圧制御指令信号  $S_{swt}$  として、前進用クラッチ C a、後進用ブレーキ B、ベルト走行用クラッチ C b、噛合クラッチ D に供給される油圧を制御する各リニアソレノイド弁を駆動する為の指令信号などが油圧制御回路 100 へ出力される。

40

#### 【 0 0 3 7 】

50

次に、電子制御装置 80 の制御機能について説明する。図 4 に示すエンジン出力制御部 102 (エンジン出力制御手段) は、例えばエンジン 14 の出力制御の為にスロットル信号や噴射信号や点火時期信号などのエンジン出力制御指令信号  $S_e$  をそれぞれスロットルアクチュエータや燃料噴射装置や点火装置へ出力する。エンジン出力制御部 102 は、例えばアクセル開度  $A_{cc}$  および車速  $V$  に基づいて算出される要求駆動力 (駆動トルク) が得られる為の目標エンジントルク  $T_e^*$  を設定し、その目標エンジントルク  $T_e^*$  が得られるよう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、燃料噴射装置により燃料噴射量を制御したり、点火装置により点火時期を制御する。

【0038】

無段変速制御部 104 (無段変速制御手段) は、アクセル開度  $A_{cc}$ 、車速  $V$ 、ブレーキ信号  $B_{on}$  などに基づいて算出される目標変速比  $i^*$  となるように無段変速機構 20 の変速比  $i$  を制御するとともに、無段変速機構 20 において滑りが発生しないようにベルト狭圧力を制御する。

【0039】

無段変速制御部 104 は、目標変速比算出部 106 (目標変速比算出手段) とベルト狭圧力算出部 108 (ベルト狭圧力算出手段) とを機能的に備えている。目標変速比算出部 106 は、エンジン 14 の動作点が最適燃費線上となる無段変速機構 20 の目標変速比  $i^*$  を算出する。目標変速比算出部 106 は、例えばアクセル開度  $A_{cc}$  をパラメータとして車速  $V$  と無段変速機構 20 の目標プライマリ回転速度  $N_{in}^*$  との予め定められて記憶されている関係マップから、実際の車速  $V$  およびアクセル開度  $A_{cc}$  に基づいて目標プライマリ回転速度  $N_{in}^*$  を決定する。また、目標変速比算出部 106 は、設定された目標プライマリ回転速度  $N_{in}^*$  と、セカンダリ回転速度センサ 88 によって検出されたセカンダリ回転速度  $N_{out}$  とに基づいて目標変速比  $i^* (= N_{in}^* / N_{out})$  を算出する。無段変速制御部 104 は、エンジン 14 の動作点が最適燃費線上となる無段変速機構 20 の目標変速比  $i^*$  を達成するように、具体的には、無段変速制御部 104 は、エンジン 14 の動作点が最適燃費線上となる無段変速機構 20 の目標変速比  $i^*$  を達成するように、プライマリ圧  $P_{in}$  の指令値 (目標プライマリ圧  $P_{in}^*$ ) としてのプライマリ指示圧  $P_{intgt}$  を油圧制御回路 100 に出力する。

【0040】

ベルト狭圧力算出部 108 は、無段変速機構 20 において滑りが発生しない最適な目標ベルト狭圧力に対応するセカンダリ側油圧アクチュエータ 56c に供給される目標セカンダリ圧  $P_{out}^*$  を算出する。ベルト狭圧力算出部 108 は、例えばアクセル開度  $A_{cc}$  をパラメータとして変速比  $i$  と目標セカンダリ圧  $P_{out}^*$  とから構成される、予め実験的に求められて記憶された関係から、実際の実変速比  $i$  とアクセル開度  $A_{cc}$  に基づいてベルト滑りを抑制する目標セカンダリ圧  $P_{out}^*$  (目標ベルト狭圧力) を決定する。無段変速制御部 104 は、無段変速機構 20 においてベルト滑りが抑制される目標セカンダリ圧  $P_{out}^*$  を達成するように、目標セカンダリ圧  $P_{out}^*$  としてのセカンダリ指示圧  $P_{outtgt}$  を油圧制御回路 100 に出力する。

【0041】

切替制御部 110 (切替制御手段) は、エンジン 14 のトルクが無段変速機構 20 を介して出力軸 25 に伝達される第 1 伝達経路によるベルト走行と、エンジン 14 のトルクがギヤ機構 22 を介して出力軸 25 に伝達される第 2 伝達経路によるギヤ走行とに、適宜切り替える切替制御を実行する。

【0042】

例えば、ギヤ走行中に車速  $V$  が増加するなどして、駆動装置 12 の走行領域が予め設定されているギヤ走行領域からベルト走行領域に切り替わると、切替制御部 110 は、ギヤ走行からベルト走行に切り替える切替制御を実行する。切替制御部 110 は、ギヤ走行からベルト走行に切り替える際には、図 3 に示すように、前進用クラッチ  $C_a$  を解放するとともにベルト走行用クラッチ  $C_b$  を係合するクラッチツウクラッチ変速 ( $C_{toC}$  変速) を実行した後、噛合クラッチ  $D$  を解放する。

10

20

30

40

50

## 【0043】

また、例えばベルト走行中に車速  $V$  が減少するなどして、駆動装置 12 の走行領域が予め設定されているベルト走行領域からギヤ走行領域に切り替わると、切替制御部 110 は、ベルト走行からギヤ走行に切り替える切替制御を実行する。切替制御部 110 は、ベルト走行からギヤ走行へ切り替える際には、図 3 に示すように、先ず噛合クラッチ  $D$  を係合したのち、前進用クラッチ  $C a$  を係合するとともにベルト走行用クラッチ  $C b$  を解放するクラッチツウクラッチ変速 (CtoC変速) を実行する。

## 【0044】

切替制御部 110 は、切替制御中に実行される前記クラッチツウクラッチ変速に際して、例えば予め設定されている油圧指令値を出力するフィードフォワード制御、あるいは、  
10  
例えば実変速比 と目標変速比 \* との偏差に応じて油圧指令値を随時算出して出力するフィードバック制御、あるいは、前記フィードフォワード制御に併用して前記フィードバック制御によって油圧指令値を随時補正して出力する制御を実行する。前記油圧指令値は、前進用クラッチ  $C a$  およびベルト走行用クラッチ  $C b$  を制御する各リニアソレノイド弁の指示圧として出力される。なお、クラッチツウクラッチ変速中においては、無段変速機構 20 の変速比 は、一定もしくは略一定に制御される。

## 【0045】

ところで、無段変速機構 20 を介してトルク伝達可能な第 1 伝達経路と、ギヤ機構 22 を介してトルク伝達可能な第 2 伝達経路との間を切り替える際には、前進用クラッチ  $C a$  およびベルト走行用クラッチ  $C b$  の前記クラッチツウクラッチ変速が実行される。このとき、  
20  
無段変速機構 20 への入力トルク  $T_{in}$  が急激に変化する。また、入力トルク  $T_{in}$  が変化すると無段変速機構 20 の伝動ベルト 58 のスリップ率  $SLIP( )$  も同様に大きく変化する。特に、無段変速機構 20 の変速比 が 1.0 よりも大きな状態では、このスリップ率  $SLIP( )$  の変化速度  $SLIP( )$  が一層大きくなる。

## 【0046】

図 5 に、入力トルク  $T_{in}$  とスリップ率  $SLIP( )$  との関係を示す。図 5 において、横軸が  
30  
入力トルク  $T_{in}$  に対応し、縦軸が伝動ベルト 58 のスリップ率  $SLIP( )$  に対応している。なお、図 5 にあっては、セカンダリプーリ 56 のセカンダリ圧  $P_{out}$  が一定とされている。図 5 からわかるように、入力トルク  $T_{in}$  が大きくなるに従ってスリップ率  $SLIP( )$  が大きくなり、また、無段変速機構 20 の変速比 が大きくなるに従ってスリップ率  $SLIP( )$  が大きくなっている。

## 【0047】

図 5 の破線で囲まれる領域 A にあっては、スリップ率  $SLIP( )$  が急激に変化している。この破線で囲まれる領域 A は、トランジションポイントとも呼ばれ、伝動ベルト 58 のトルク伝達が、伝動ベルト 58 の環状リング 58 a によるトルク伝達と、エレメント 58 b によるトルク伝達との間で切り替わる領域である。詳細には、入力トルク  $T_{in}$  が低い側 (スリップ率  $SLIP( )$  の低い側) では、環状リング 58 a によるトルク伝達 (リング伝達) となるが、入力トルク  $T_{in}$  が高い側 (スリップ率  $SLIP( )$  の高い側) では、エレメント 58 b によるトルク伝達 (エレメント伝達) となる。そして、領域 A (トランジションポイント) を通過する際には、伝動ベルト 58 のトルク伝達が切り替わる。このとき、  
40  
環状リング 58 a に沿って積み重ねられている隣り合うエレメント 58 b の間で、緩みないしは詰まりが繰り返される遷移状態が発生し、スリップ率  $SLIP$  の変化が大きくなる。ここで、領域 A を素早く通過させる、すなわち入力トルク  $T_{in}$  の変化が大きくなると、エレメント 58 b が詰まる際に発生する衝撃トルク (力積) が増加するため、隣り合うエレメント 58 b の接触によるエレメント 58 b の摩耗量が増加し、結果として伝動ベルト 58 の耐久性が低下する。

## 【0048】

そこで、切替制御部 110 は、第 1 伝達経路 (ベルト走行) と第 2 伝達経路 (ギヤ走行) とを切り替えるに際して、クラッチツウクラッチ変速中に入力トルク  $T_{in}$  が図 5 に示す領域 A にある場合には、入力トルク  $T_{in}$  の変化速度  $V_{T_{in}}$  (変化率) を所定の上限変化速  
50

度以下に制限する制御を実行する。以下、上述した切替制御部 110 の制御作動を中心に説明する。

【0049】

切替制御部 110 は、さらに、実変速比算出部 112（実変速比算出手段）と、入力トルク算出部 114（入力トルク算出手段）と、推定スリップ率算出部 116（推定スリップ率算出手段）と、スリップ領域判定部 118（スリップ領域判定手段）と、上限変化速度設定部 120（上限変化速度設定手段）とを機能的に備えている。実変速比算出部 112 は、プライマリプーリ 54 のプライマリ回転速度  $N_{in}$  とセカンダリプーリ 56 のセカンダリ回転速度  $N_{out}$  とに基づいて実際の実変速比（ $= N_{in} / N_{out}$ ）を随時算出する。

【0050】

入力トルク算出部 114 は、無段変速機構 20 に入力される入力トルク  $T_{in}$  を算出する。入力トルク算出部 114 は、例えばエンジン 14 から出力されるエンジントルク  $T_e$  とベルト走行用クラッチ Cb のトルク容量（またはクラッチ油圧）とから構成される、予め求められて記憶されている運動方程式ないしは関係マップから、実際のエンジントルク  $T_e$  とベルト走行用クラッチ Cb のトルク容量（またはクラッチ油圧）に基づいて入力トルク  $T_{in}$  を算出する。

【0051】

ここで、エンジントルク  $T_e$  は、例えばアクセル開度  $A_{cc}$  および車速  $V$  から構成されるエンジントルク  $T_e$  を求める関係マップから、実際のアクセル開度  $A_{cc}$  および車速  $V$  に基づいて推定的に求められる。あるいは、エンジントルク  $T_e$  を、トルクセンサ等で実際に測定することもできる。また、ベルト走行用クラッチ Cb のトルク容量  $T_b$  は、例えば油圧制御回路 100 に出力されるベルト走行用クラッチ Cb の指示圧およびセカンダリ側油圧アクチュエータ 56c の各諸元に基づいて算出される。なお、ベルト走行用クラッチ Cb の指示圧に代わって、ベルト走行用クラッチ Cb を油圧センサ等で直接検出しても構わない。そして、エンジントルク  $T_e$  およびベルト走行用クラッチ Cb のトルク容量  $T_b$  をパラメータとする、予め規定されている入力トルク  $T_{in}$  を求める運動方程式、あるいは関係マップから、求められたエンジントルク  $T_e$  およびベルト走行用クラッチ Cb のトルク容量  $T_b$  に基づいて入力トルク  $T_{in}$  が算出される。

【0052】

推定スリップ率算出部 116 は、無段変速機構 20 のベルトの滑り具合を示すスリップ率  $SLIP(\ )$  を算出する。スリップ率  $SLIP(\ )$  は、図 5 で示した変速比 をパラメータとする入力トルク  $T_{in}$  とスリップ率  $SLIP(\ )$  との関係から、実変速比算出部 112 によって算出された実変速比、および入力トルク算出部 114 によって算出された入力トルク  $T_{in}$  に基づいて無段変速機構 20 のスリップ率  $SLIP(\ )$  を算出する。なお、図 5 に示す関係は、予め車両毎に実験的に求められて記憶されている既知の値である。

【0053】

スリップ領域判定部 118 は、算出された入力トルク  $T_{in}$  が図 5 の領域 A、具体的には、スリップ率  $SLIP(\ )$  が予め設定されている許容スリップ率変化速度（所定の基準値）を超える領域（トランジションポイント）にあるか否かを判定する。スリップ領域判定部 118 に基づいて、入力トルク  $T_{in}$  が領域 A（判定下限値  $T_{inlow} < T_{in} < \text{判定上限値 } T_{inhi}$ ）の範囲にあると判定されると上限変化速度設定部 120 が実行される。なお領域 A の範囲を規定する入力トルク  $T_{in}$  の判定下限値  $T_{inlow}$  および判定上限値  $T_{inhi}$  は、予め実験的に求められて記憶されており、無段変速機構 20 のトルク伝達が、伝動ベルト 58 を構成する環状リング 58a からエレメント 58b に切り替わる領域の下限値および上限値に設定されている。なお、制御ハンチングを防止するため、ギヤ走行からベルト走行に切り替える場合の判定下限値  $T_{inlow}$  および判定上限値  $T_{inhi}$  と、ベルト走行からギヤ走行に切り替える場合の判定下限値  $T_{inlow}$  および判定上限値  $T_{inhi}$  とに、ヒステリシスを持たせた設定とすることもできる。

【0054】

上限変化速度設定部 120 は、目標とするスリップ率  $SLIP(\ )$  の変化速度  $SLIP(\ )$  が

10

20

30

40

50

、予め設定されている許容スリップ率変化速度以下となる入力トルク  $T_{in}$  の変化速度  $V_{T_{in}}$  の上限変化速度 を決定する。なお、許容スリップ率変化速度は、予め実験的に求められ、例えば入力トルク  $T_{in}$  が領域 A (トランジションポイント) を通過する際のエレメント 58b の摩耗量が、伝動ベルト 58 の耐久性低下に影響を及ぼさないとされる値の閾値に設定されている。

【0055】

図6は、予め実験的に求められて記憶されている、入力トルク  $T_{in}$  の実変化速度  $T_{in}$  と無段変速機構 20 の変速比 とから構成される、上限変化速度 ( 11 ~ 44 ) の関係マップである。この図6より、入力トルク  $T_{in}$  の実変化速度  $T_{in}$  および無段変速機構 20 の変速比 に基づいて上限変化速度 が設定される。なお、入力トルク  $T_{in}$  の実変化速度  $T_{in}$  は、入力トルク算出部 114 によって現時点で算出された入力トルク  $T_{in}(i)$  と、前回の周期で算出された入力トルク  $T_{in}(i-1)$  との差分で算出される。上限変化速度設定部 120 は、図6の関係マップから、入力トルク  $T_{in}$  の実変化速度  $T_{in}$  および変速比 に基づいて上限変化速度 を設定する。

10

【0056】

切替制御部 110 は、スリップ率  $SLIP( )$  の変化速度  $SLIP( )$  を許容スリップ率変化速度に制限する上限変化速度 が設定されると、入力トルク  $T_{in}$  の変化速度  $V_{T_{in}}$  が上限変化速度 以下となるベルト走行用クラッチ C b および前進用クラッチ C a の各クラッチ油圧を算出し、そのクラッチ油圧となるようにベルト走行用クラッチ C b および前進用クラッチ C a を制御するソレノイドバルブの出力を随時補正する。このように制御されることで、無段変速機構 20 への入力トルク  $T_{in}$  の変化速度  $V_{T_{in}}$  の上限変化速度 が設定されて、入力トルク  $T_{in}$  の変化速度  $V_{T_{in}}$  がその上限変化速度 以下に制限されるため、伝動ベルト 58 のエレメント 58 b が詰まる際の衝撃トルク (力積) が低減され、エレメント 58 b の摩耗量が低減される。結果として、伝動ベルト 58 の耐久性低下が抑制される。

20

【0057】

ここで、クラッチ油圧が上限変化速度 によって制限されることで、クラッチ油圧の変化量が大きくなり、クラッチツウクラッチ変速の変速特性に与える影響が大きくなる場合がある。このような場合には、上限変化速度設定部 120 によって制限されたクラッチ油圧に補正せず、クラッチ油圧の変化量にさらに制限値を設定するなまし処理を実施することもできる。或いは、補正によるクラッチ油圧の変化量が大きい場合において、追従処理 (スリーブ処理) として徐々に目標の補正值に到達させても構わない。また、今回の変速において、補正されたクラッチ油圧が変速特性として反映できる場合には、今回のクラッチ油圧の補正結果を次回以降の通常の油圧制御の指令値として学習させることもできる。

30

【0058】

また、エンジン 14 のエンジントルク  $T_e$  が無段変速機構 20 に伝達されるため、エンジン 14 の出力を制御することで、入力トルク  $T_{in}$  を制御することができる。そこで、切替制御部 110 は、クラッチ油圧による制御に代わって、エンジン 14 の出力を制御することで、入力トルク  $T_{in}$  の変化速度  $V_{T_{in}}$  を上限変化速度 以下に制御することもできる。切替制御部 110 は、例えば予め設定されている入力トルク  $T_{in}$  の変化速度  $V_{T_{in}}$  を上限変化速度 とする、エンジン出力の変化量の上限値を規定するマップ等から、変化速度  $V_{T_{in}}$  を上限変化速度 以下とするエンジントルク  $T_e$  を算出し、そのエンジントルク  $T_e$  が出力されるようにエンジン出力制御部 102 に指令値を出力する。なお、例えば排気規制など、エンジン 14 の出力制限がある場合には、切替制御部 110 は、前述したクラッチ油圧による入力トルク  $T_{in}$  の制限を実行する。

40

【0059】

図7は、電子制御装置 80 の制御作動の要部、すなわちベルト走行からギヤ走行、ないしはギヤ走行からベルト走行に切り替えるに際して、切替中のベルト摩耗量を抑制する制御作動を説明するためのフローチャートである。なお、このフローチャートは、数  $ms$  乃至数十  $ms$  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。

50

## 【0060】

前進用クラッチCaとベルト走行用クラッチCbとを掴み替えるクラッチツウクラッチ変速が開始されると、先ず、スリップ領域判定部118に対応するステップSA1(以下、ステップを省略する)において、入力トルクTinが図5で示した領域A( $T_{inlow} < T_{in} < T_{inhi}$ )の範囲にあるか否かが判定される。SA1が否定される場合、切替制御部110に対応するSA5において、入力トルクTinの変化速度VTinに制限があった場合には解除され、通常の前進用クラッチCaおよびベルト走行用クラッチCbのクラッチツウクラッチ変速が実行され、SA4に進む。SA1が肯定される場合、上限変化速度設定部120に対応するSA2において、入力トルクTinの上限変化速度が設定されていない場合には上限変化速度の設定が開始され、既に開始されている場合には継続して実行される。次いで、実変速比算出部112、入力トルク算出部114、上限変化速度設定部120、切替制御部110に対応するSA3において、実入力トルクTin、実変速比、実入力トルクTinの実変化速度Tinが算出され、図6の関係マップに基づいて上限変化速度が設定される。そして、入力トルクTinの変化速度VTinが上限変化速度以下となるベルト走行用クラッチCbおよび前進用クラッチCaのクラッチ油圧が算出され、クラッチ油圧がその油圧に補正される。さらに、補正されたクラッチ油圧に基づいてクラッチツウクラッチ変速が実行される。切替制御部110に対応するSA4では、クラッチツウクラッチ変速が実行中であるか否かが判定される。SA4が肯定される場合、SA1に戻り、前述した制御が継続して実行される。SA4が否定される場合、本ルーチンは終了させられる。なお、クラッチツウクラッチ変速の終了の判定は、例えばベルト走行用クラッチCbのクラッチ油圧ないしは前進用クラッチCaのクラッチ油圧が所定値に到達したか否か等に基づいて判定される。

10

20

## 【0061】

上述のように、本実施例によれば、入力トルクTinの変化に対する伝動ベルト58のスリップ率SLIP( )の変化速度SLIP( )が予め設定されている許容スリップ率変化速度を超える領域では、入力トルクTinの変化速度VTinに制限をかけることで、スリップ率SLIP( )の急変化が抑制される。このスリップ率SLIP( )の急変化が抑制されことで、伝動ベルト58にかかる負荷が抑制されるため、伝動ベルト58の耐久性低下を抑制することができる。

30

## 【0062】

また、本実施例によれば、前進用クラッチCaおよびベルト走行用クラッチCbのクラッチ油圧が制御されることで、無段変速機構20への入力トルクTinが制御される。従って、入力トルクTinの変化速度VTinについても、前進用クラッチCaおよびベルト走行用クラッチCbのクラッチ油圧によって制御されるため、これらクラッチ油圧を制御することで、入力トルクTinの変化速度VTinを所定の上限変化速度以下に制限することができる。

40

## 【0063】

また、本実施例によれば、エンジン14から出力されるトルクTeは、無段変速機構20の入力トルクTinとして伝達される。従って、入力トルクTinの変化速度VTinを、エンジン14の出力を制御することで制御することができるため、エンジン14の出力を制御することで、入力トルクTinの変化速度VTinを所定の上限変化速度以下に制限することができる。

40

## 【0064】

つぎに、本発明の他の実施例を説明する。なお、以下の説明において前述の実施例と共通する部分には同一の符号を付して説明を省略する。

## 【実施例2】

## 【0065】

図8は、本発明の他の実施例である駆動装置150を制御する電子制御装置152(制御装置)による制御作動の要部を説明する機能ブロック線図であり、前述した実施例の図4に対応している。駆動装置150を前述した駆動装置12と比較するとその基本構成は

50

同じであり、駆動装置 150 を制御する電子制御装置 152 の制御機能のみが異なっている。以下、前述した実施例と相違する電子制御装置 152 の制御作動について説明する。

【0066】

本実施例の電子制御装置 152 において、切替制御部 154 (切替制御手段) は、実変速比算出部 112、入力トルク算出部 114、実スリップ率算出部 156 (実スリップ率算出手段)、実スリップ率変化速度算出部 158 (実スリップ率変化速度算出手段)、実スリップ率変化速度判定部 160 (実スリップ率変化速度判定手段)、および上限変化速度設定部 162 (上限変化速度設定手段) を機能的に備えて構成されている。なお、実変速比算出部 112 および入力トルク算出部 114 は、前述した実施例と同じ機能を有するため、その説明を省略する。

10

【0067】

実スリップ率算出部 156 は、伝動ベルト 58 の実際のスリップ率  $SLIP()$  である実スリップ率  $SLIPr()$  を算出する。実スリップ率  $SLIPr()$  は、無段変速機構 20 に入力トルク  $T_{in}$  をかけたときのセカンダリプーリ 56 の回転速度であるセカンダリ回転速度  $N_{out}(T_{in})$  と、無負荷状態 ( $T_{in}=0$ ) のときのセカンダリ回転速度  $N_{out}(T_{in}=0)$  とに基づいて算出される。詳細には、下式 (1) に基づいて算出される。下式 (1) において、セカンダリ回転速度  $N_{out}(T_{in})$  は、セカンダリ回転速度センサ 88 によって随時検出される。また、 $N_{out}(T_{in}=0)$  は、無負荷状態のセカンダリ回転速度であって予め実験的に求められて記憶されている。

$$SLIPr() = 1 - N_{out}(T_{in}) / N_{out}(T_{in}=0) \cdots (1)$$

20

【0068】

実スリップ率変化速度算出部 158 は、実スリップ率算出部 156 によって算出された実スリップ率  $SLIPr()$  に基づいて、周期 (タイムステップ) 毎の実スリップ率  $SLIPr()$  の実変化速度  $\Delta SLIPr()$  を算出する。実変化速度  $\Delta SLIPr()$  は、現在の周期 (タイムステップ) で算出された実スリップ率  $SLIPr()(i)$  と、前回の周期 (タイムステップ) で算出された実スリップ率  $SLIPr()(i-1)$  との差分 ( $= |SLIPr()(i) - SLIPr()(i-1)|$ ) で算出される。

【0069】

実スリップ率変化速度判定部 160 は、実スリップ率変化速度算出部 158 で算出された実変化速度  $\Delta SLIPr()$  が予め設定されている許容スリップ変化速度 (所定の閾値) よりも大きいかなかを判定する。許容スリップ変化速度 は、予め実験的に求められる値であり、例えばエレメント 58b の摩耗量が、伝動ベルト 58 の耐久性低下に影響を及ぼさないとされる値の閾値に設定されている。そして、算出された実変化速度  $\Delta SLIPr()$  が許容スリップ変化速度 を超えると、実スリップ率変化速度判定部 160 が肯定され、上限変化速度設定部 162 が実行される。

30

【0070】

上限変化速度設定部 162 は、実変化速度  $\Delta SLIPr()$  が前記許容スリップ変化速度 以下となる入力トルク  $T_{in}$  の上限変化速度 を設定する。上限変化速度設定部 162 は、図 9 に示すマップに基づいて上限変化速度 を設定する。図 9 は、予め実験的に求められて記憶されている、スリップ率  $SLIP()$  の変化速度  $\Delta SLIP()$  から構成される、入力トルク  $T_{in}$  の上限変化速度 (1~4) の関係マップである。この図 9 の関係マップに基づいて上限変化速度 が設定される。

40

【0071】

切替制御部 154 は、上限変化速度設定部 162 によって設定された許容スリップ変化速度 以下となる入力トルク  $T_{in}$  の上限変化速度 が設定されると、入力トルク  $T_{in}$  の変化速度  $V_{T_{in}}$  が上限変化速度 以下となるベルト走行用クラッチ Cb および前進用クラッチ Ca の各クラッチ油圧を算出し、そのクラッチ油圧となるようにベルト走行用クラッチ Cb および前進用クラッチ Ca を制御するソレノイドバルブの出力を適宜補正する。このように制御されることで、無段変速機構 20 への入力トルク  $T_{in}$  の変化速度  $V_{T_{in}}$  の上限変化速度 が設定されて、入力トルク  $T_{in}$  の変化がその上限変化速度 以下に制限される

50

ため、伝動ベルト 5 8 のエレメント 5 8 b が詰まる際の衝撃トルク（力積）が低減され、エレメント 5 8 b の摩耗量が低減される。結果として、伝動ベルト 5 8 の耐久性低下が抑制される。

【0072】

図 10 は、本実施例の電子制御装置 1 5 2 の制御作動の要部、すなわちベルト走行からギヤ走行、ないしはギヤ走行からベルト走行に切り替えるに際して、切替中のベルト摩耗量を抑制する制御作動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は、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。

【0073】

前進用クラッチ C a とベルト走行用クラッチ C b とを掴み替えるクラッチツウクラッチ変速が開始されると、先ず、実変速比算出部 1 1 2 および入力トルク算出部 1 1 4 に対応する S B 1 において、実入力トルク  $T_{in}$  および実変速比  $i$  が算出される。次いで、実スリップ率算出部 1 5 6 に対応する S B 2 では、実スリップ率  $SLIP(i) (= 1 - N_{out}(T_{in}) / N_{out}(T_{in=0}))$  が算出される。実スリップ率変化速度算出部 1 5 8 および実スリップ率変化速度判定部 1 6 0 に対応する S B 3 では、現在の周期で算出された実スリップ率  $SLIP(i)$  と、前回の周期で算出された実スリップ率  $SLIP(i-1)$  との差分  $(= |SLIP(i) - SLIP(i-1)|)$  が、予め設定されている許容スリップ率変化速度  $V_{SLIP}$  よりも大きいかが判定される。S B 3 が否定される場合、切替制御部 1 5 4 に対応する S B 6 に進み、入力トルク  $T_{in}$  の変化速度  $V_{Tin}$  が制限されていた場合にはその制限が解除され、通常のクラッチツウクラッチ変速が実行される。また、入力トルク  $T_{in}$  の変化速度  $V_{Tin}$  が制限されていない場合には、通常のクラッチツウクラッチ変速が継続して実行される。

10

20

【0074】

一方、S B 3 が肯定される場合、上限変化速度設定部 1 6 2 に対応する S B 4 において、入力トルク  $T_{in}$  の変化速度  $V_{Tin}$  の制限が開始され、既に制限されている場合には継続して実行される。そして、上限変化速度設定部 1 6 2 および切替制御部 1 5 4 に対応する S B 5 では、図 9 のマップに基づいて上限変化速度  $V_{SLIP}$  が設定される。そして、変化速度  $V_{Tin}$  が上限変化速度  $V_{SLIP}$  以下となるように、ベルト走行用クラッチ C b および前進用クラッチ C a のクラッチ油圧変化が制限される。切替制御部 1 5 4 に対応する S B 7 では、クラッチツウクラッチ変速が変速中であるかが判定される。S B 7 が肯定される場合、S B 1 に戻り、クラッチツウクラッチ変速が終了するまで、前述した制御が繰り返し実行される。S B 7 が否定される場合、本ルーチンは終了させられる。

30

【0075】

上述のように本実施例によれば、実スリップ率  $SLIP(i)$  の変化速度  $V_{SLIP}$  が予め設定された許容スリップ変化速度  $V_{SLIP}$  よりも大きい場合には、無段変速機構 2 0 へ入力される入力トルク  $T_{in}$  の変化速度  $V_{Tin}$  に制限をかけることで、スリップ率  $SLIP(i)$  の急変化が抑制される。このスリップ率  $SLIP(i)$  の急変化が抑制されることで、伝動ベルト 5 8 にかかる負荷が抑制されるため、伝動ベルト 5 8 の耐久性低下を抑制することができる。

【0076】

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。

40

【0077】

例えば、前述の実施例において、さらに、前進用クラッチ C a やベルト走行用クラッチ C b 等に供給される作動油の作動油温  $T_{oil}$  を考慮して実行することもできる。図 11 は、エレメント 5 8 b と各プーリ 5 4、5 6 との間の摩擦係数の温度特性を示している。なお、図 11 において、横軸が変速比  $i$  を示し、縦軸が伝動ベルト 5 8 とプーリ 5 4、5 6 との間の摩擦係数  $\mu$  を示している。図中の各線は、等油温における特性を示している。図 11 より、油温  $T_{oil}$  が高くなるほど摩擦係数  $\mu$  が高くなる。そこで、この特性を考慮に入れて、スリップ率  $SLIP(i)$  を油温  $T_{oil}$  に応じて補正する。このように、スリップ率  $SLIP(i)$  が油温  $T_{oil}$  に応じて補正されることで、切替中の制御精度が一層向上する。

【0078】

50

また、前述の実施例において、図6のマップが変速比と入力トルク $T_{in}$ の実変化速度 $T_{in}$ とに基づいて設定されているが、変速比と入力トルク $T_{in}$ とに基づくものであっても構わない。

【0079】

また、前述の実施例において、図6および図9のマップは、何れも入力トルク $T_{in}$ の上限変化速度が規定されているが、例えばベルト走行用クラッチ $C_b$ および前進用クラッチ $C_a$ のトルク容量の変化速度やクラッチ油圧の変化速度の上限値を規定するものであっても構わない。

【0080】

また、前述の実施例において、入力トルク $T_{in}$ を上限変化速度に制限するに際して、クラッチ油圧の制御による制限と、エンジン出力の制御による制限とを併用して実施しても構わない。

10

【0081】

また、前述の実施例の噛合クラッチ $D$ は必ずしも必要ではなく、噛合クラッチ $D$ を省略して実施しても構わない。

【0082】

また、前述の実施例において、駆動力源としてエンジン14が採用されているが、必ずしもエンジン14に限定されず、例えば電動モータなど駆動力源として機能するものであれば適宜変更することができる。

【0083】

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。

20

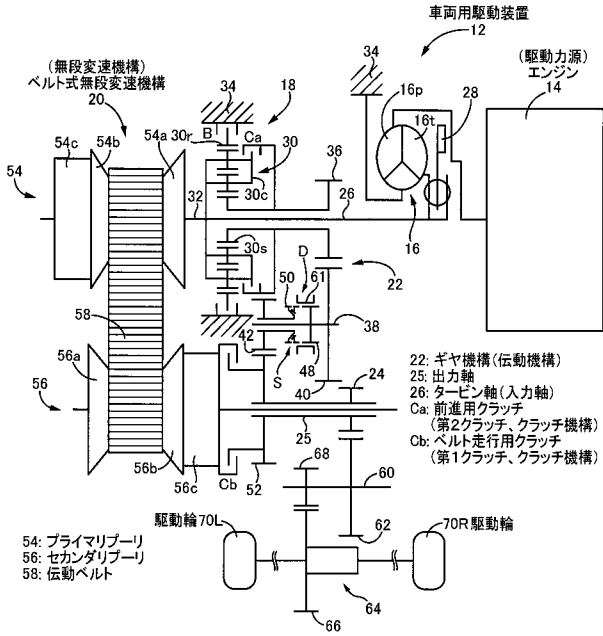
【符号の説明】

【0084】

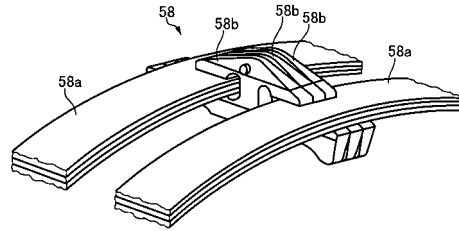
- 12、150：車両用駆動装置
- 14：エンジン（駆動力源）
- 20：ベルト式無段変速機構（無段変速機構）
- 22：ギヤ機構（伝動機構）
- 25：出力軸
- 26：タービン軸（入力軸）
- 54：プライマリプーリ（プーリ）
- 56：セカンダリプーリ（プーリ）
- 58：伝動ベルト
- 70：駆動輪
- 80、152：電子制御装置（制御装置）
- $C_a$ ：前進用クラッチ（第2クラッチ、クラッチ機構）
- $C_b$ ：ベルト走行用クラッチ（第1クラッチ、クラッチ機構）

30

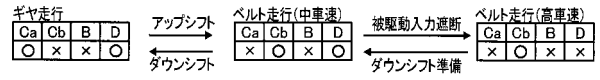
【図1】



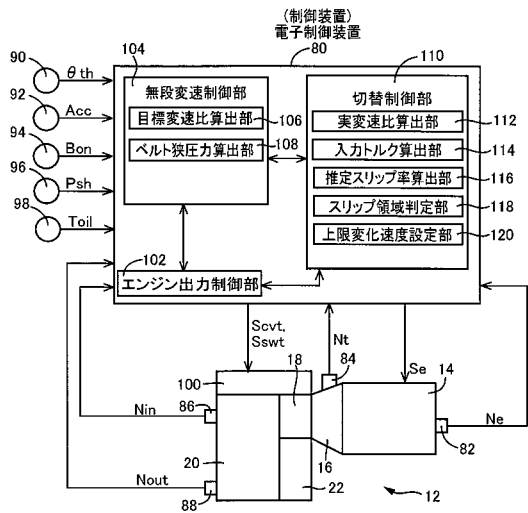
【図2】



【図3】



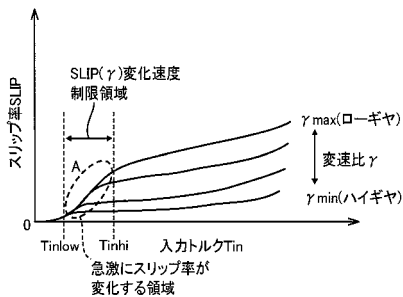
【図4】



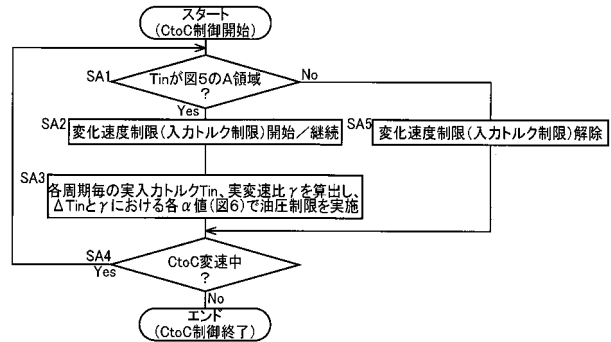
【図6】

	入力トルク変化速度 $\Delta Tin$				
	0	↔	↔	Max	
$\gamma$	$\gamma_{max}$	$\alpha 11$	$\alpha 12$	$\alpha 13$	$\alpha 14$
	↑	$\alpha 21$	$\alpha 22$	$\alpha 23$	$\alpha 24$
		$\alpha 31$	$\alpha 32$	$\alpha 33$	$\alpha 34$
	$\gamma_{min}$	$\alpha 41$	$\alpha 42$	$\alpha 43$	$\alpha 44$

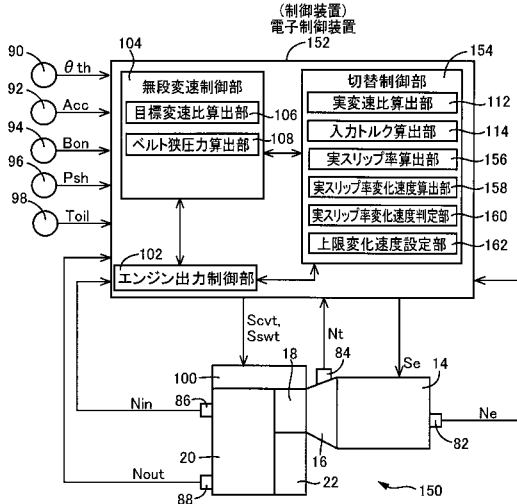
【図5】



【図7】



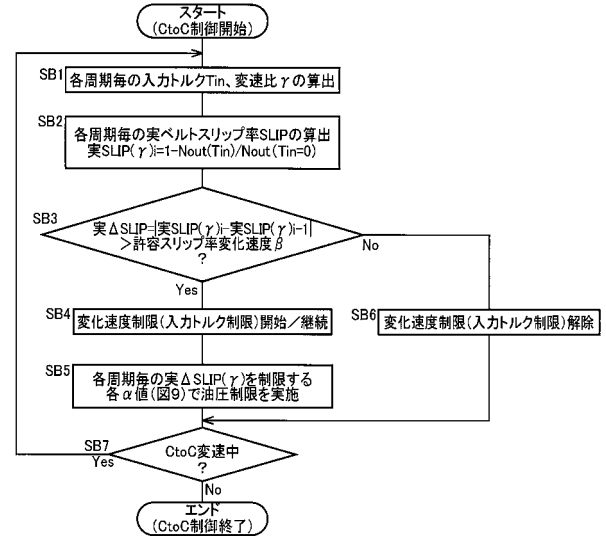
【 図 8 】



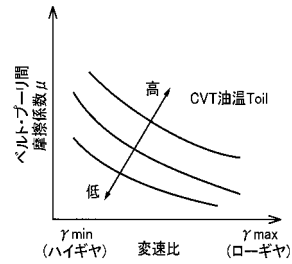
【 図 9 】

$\Delta SLIP(\gamma)$			
$\beta$	←————→ Max		
$\alpha 1$	$\alpha 2$	$\alpha 3$	$\alpha 4$

【 図 1 0 】



【 図 1 1 】



---

フロントページの続き

(72)発明者 日野 顕  
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 綾部 篤志  
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 井上 大輔  
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 伊藤 彰英  
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) 3J062 AA01 AB01 AB34 AC01 AC03 BA21 CG32 CG82  
3J552 MA07 MA12 NA01 NB01 PA63 RA28 RB06 RB07 UA07 VA15Z  
VA32Z VA34W VA37Z