

(19) 日本国特許庁 (JP)

(12) 特 許 公 報 (B2)

(11) 特許番号

特許第5654974号  
(P5654974)

(45) 発行日 平成27年1月14日 (2015. 1. 14)

(24) 登録日 平成26年11月28日 (2014. 11. 28)

(51) Int. Cl.

F 1

**B 6 0 K** 17/06 (2006. 01)

B 6 0 K 17/06 L

**F 1 6 H** 9/18 (2006. 01)

F 1 6 H 9/18 A

**F 1 6 H** 29/04 (2006. 01)

F 1 6 H 29/04

請求項の数 4 (全 20 頁)

(21) 出願番号 特願2011-209302 (P2011-209302)  
 (22) 出願日 平成23年9月26日 (2011. 9. 26)  
 (65) 公開番号 特開2013-67355 (P2013-67355A)  
 (43) 公開日 平成25年4月18日 (2013. 4. 18)  
 審査請求日 平成25年11月28日 (2013. 11. 28)

(73) 特許権者 000005326  
 本田技研工業株式会社  
 東京都港区南青山二丁目1番1号  
 (74) 代理人 100064414  
 弁理士 磯野 道造  
 (74) 代理人 100111545  
 弁理士 多田 悦夫  
 (72) 発明者 小堂 智史  
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会  
 社本田技術研究所内  
 (72) 発明者 岩垂 光宏  
 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会  
 社本田技術研究所内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 駆動システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

内燃機関と、

前記内燃機関の動力を入力する入力軸と、

前記内燃機関の下流側に配置され、前記入力軸から足軸へのみ動力を伝達する第1ワン  
ウェイクラッチを有する第1変速機と、

前記第1変速機の下流側に前記足軸を介して配置された駆動輪と、

前記駆動輪の動力を前記第1変速機を迂回して前記内燃機関に伝達する減速動力伝達経  
路と、を備える駆動システムであって、

前記減速動力伝達経路は、

前記足軸に接続され、前記足軸から前記入力軸へのみ動力を伝達する第2ワンウェイク  
ラッチを有する第2変速機を有し、

前記第2変速機は、

前記足軸の回転速度が低下すると変速比がアンダードライブ側に変更される  
ことを特徴とする駆動システム。

【請求項 2】

前記第2変速機は、

前記足軸の回転による遠心力が低下すると変速比がアンダードライブ側に機械的に変更  
される遠心力レシオ変速機である

ことを特徴とする請求項1に記載の駆動システム。

## 【請求項 3】

前記第 1 変速機の目標変速比が前記第 2 変速機の変速比に対して小さくなると、  
前記第 1 変速機の目標変速比を前記第 2 変速機の変速比より大きくする  
ことを特徴とする請求項 1 または請求項 2 に記載の駆動システム。

## 【請求項 4】

前記減速動力伝達経路は、  
動力の伝達可能状態および遮断状態を切り替え可能な断接手段を更に有し、  
前記第 1 変速機の目標変速比が前記第 2 変速機の変速比に対して小さくなると、  
前記断接手段を遮断状態とする  
ことを特徴とする請求項 1 乃至請求項 3 のいずれか 1 項に記載の駆動システム。

10

## 【発明の詳細な説明】

## 【技術分野】

## 【0001】

本発明は、駆動システムに関する。

## 【背景技術】

## 【0002】

従来、てこクラック機構による偏心体駆動装置（変速機）と、ロック可能なフリーホイール装置（ワンウェイクラッチ機構）とを有し、駆動軸から被駆動軸への変速比を無段階に変更可能な駆動装置（駆動システム）が提案されている（特許文献 1 参照）。

## 【先行技術文献】

20

## 【特許文献】

## 【0003】

【特許文献 1】特表 2005 - 502543 号公報

## 【発明の概要】

## 【発明が解決しようとする課題】

## 【0004】

特許文献 1 に記載の駆動システムは、回生側に設けられた電気機械をジェネレータとし運転することにより足軸から回生されるエネルギーを電力として回生することができる。

電気機械をジェネレータとして使用しない場合や、そもそも回生側にジェネレータを備えないシステムでは、駆動輪の回転力をエンジンに伝達して減速を行うエンジンプレーキが行われる。

30

エンジンプレーキを実施する際は燃料供給が停止されているが、エンジンのクランク軸の回転速度が所定の下限回転速度以上の場合、燃料供給を再開するだけで、エンジンを再始動させることができるが、クランク軸の回転速度が所定の下限回転速度未満の場合、燃料供給を再開するだけではエンジンを再始動させることができず、例えば、セルモータでクランク軸の回転速度を上昇させたり、第 2 変速機の変速比を変更してクランク軸の回転速度を上昇させたりする必要がある。

## 【0005】

そこで、本発明は、エンジンの再始動等で消費するエネルギーを削減する駆動システムを提供することを課題とする。

40

## 【課題を解決するための手段】

## 【0006】

前記課題を解決するための手段として、本発明は、内燃機関と、前記内燃機関の動力を入力する入力軸と、前記内燃機関の下流側に配置され、前記入力軸から足軸へのみ動力を伝達する第 1 ワンウェイクラッチを有する第 1 変速機と、前記第 1 変速機の下流側に前記足軸を介して配置された駆動輪と、前記駆動輪の動力を前記第 1 変速機を迂回して前記内燃機関に伝達する減速動力伝達経路と、を備える駆動システムであって、前記減速動力伝達経路は、前記足軸に接続され、前記足軸から前記入力軸へのみ動力を伝達する第 2 ワンウェイクラッチを有する第 2 変速機を有し、前記第 2 変速機は、前記足軸の回転速度が低下すると変速比がアンダードライブ側に変更されることを特徴とする駆動システムである

50

。

#### 【0007】

このような構成によれば、足軸の回転速度に応じて第2変速機の変速比を変更することができ、複雑な制御やシステムを用いずに、内燃機関のエンジンプレーキ状態から再始動する際に要するクランク軸の回転速度を確保できる足軸の回転速度の区間を増加させることができる。これにより、エンジン再始動等で消費するエネルギーを削減することができる。

。

#### 【0008】

また、前記駆動システムにおいて、前記第2変速機は、前記足軸の回転による遠心力が低下すると変速比がアンダードライブ側に機械的に変更される遠心力レシオ変速機である

10

#### 【0009】

また、前記駆動システムにおいて、前記第1変速機の目標変速比が前記第2変速機の変速比に対して小さくなると、前記第1変速機の目標変速比を前記第2変速機の変速比より大きくすることが好ましい。

#### 【0010】

このような構成によれば、第1変速機の変速比が前記第2変速機の変速比より小さくなることにより引き起こされる変速機の破損やドライバビリティの悪化を防止することができる。

#### 【0011】

また、前記駆動システムにおいて、前記減速動力伝達経路は、動力の伝達可能状態および遮断状態を切り替え可能な断接手段を更に有し、前記第1変速機の目標変速比が前記第2変速機の変速比に対して小さくなると、前記断接手段を遮断状態とすることが好ましい。

20

。

#### 【0012】

このような構成によれば、第1変速機の変速比が前記第2変速機の変速比より小さくなることにより引き起こされる変速機の破損やドライバビリティの悪化を防止することができる。

#### 【発明の効果】

#### 【0013】

本発明によれば、エンジンの再始動等で消費するエネルギーを削減する駆動システムを提供することができる。

30

#### 【図面の簡単な説明】

#### 【0014】

【図1】本実施形態に係る駆動システムの構成図である。

【図2】本実施形態に係る第1変速機及び第1ワンウェイクラッチの断面図である。

【図3】本実施形態に係る第1変速機及び第1ワンウェイクラッチの側面図である。

【図4】本実施形態に係る第1変速機及び第1ワンウェイクラッチの側面図であり、(a)は回転半径 $r_1$ （偏心量）が最大、(b)は回転半径 $r_1$ が中間、(c)は回転半径 $r_1$ が0、の状態を示している。

40

【図5】(a)～(d)は第1変速機及び第1ワンウェイクラッチの側面図であり、回転半径 $r_1$ が「最大」の状態における回転運動及び揺動運動を示している。

【図6】(a)～(d)は第1変速機及び第1ワンウェイクラッチの側面図であり、回転半径 $r_1$ が「中間」の状態における回転運動及び揺動運動を示している。

【図7】(a)～(d)は第1変速機及び第1ワンウェイクラッチの側面図であり、回転半径 $r_1$ が「0」の状態における回転運動及び揺動運動を示している。

【図8】入力軸（第2軸）の回転角度 $\theta_1$ と外リング（揺動部）の角速度 $\omega_2$ との関係を示すグラフである。

【図9】入力軸（第2軸）の回転角度 $\theta_1$ と外リング（揺動部）の揺動速度との関係を示すグラフである。

50

【図 1 0】(a) ~ (f) は第 2 変速機の動作を説明する図である。

【図 1 1】本実施形態に係る駆動システムの動作を示すフローチャートである。

【図 1 2】(a) はエンジンの正味燃料消費率のマップの例であり、(b) は第 2 変速機の第 2 変速比の特性テーブルの例である。

【図 1 3】本実施形態に係る駆動システムの一効果を示すタイムチャートである。

【発明を実施するための形態】

【0015】

以下、本発明の一実施形態について、図 1 ~ 図 1 2 を参照して説明する。

【0016】

駆動システムの構成

10

図 1 に示す本実施形態に係る駆動システム 1 は、図示しない車両に搭載されており、車両の駆動力を発生するシステムである。なお、車両は、四輪車の他、二輪車、三輪車でもよい。

【0017】

駆動システム 1 は、エンジン 1 0 (内燃機関) と、モータジェネレータ 2 0 と、第 1 変速機 3 0 と、複数 (ここでは 6 つ) の第 1 ワンウェイクラッチ 6 0 と、第 2 変速機 7 0 と、第 2 ワンウェイクラッチ 7 5 と、第 1 軸 8 1、第 2 軸 8 2、第 3 軸 8 3 (足軸) 及び第 4 軸 8 4 と、第 1 クラッチ 9 1 及び第 2 クラッチ 9 2 と、デフ装置 1 1 0 と、バッテリー 1 2 1 と、システムを電子制御する ECU 2 0 0 (Electronic Control Unit、電子制御装置) と、を備えている。

20

なお、以下の説明において、「正方向」とは、第 2 軸 8 2 (第 1 軸 8 1、エンジン 1 0 の図示しないクランク軸 (出力軸) ) の回転力 (動力) を第 3 軸 8 3 (足軸) に伝達する方向であるものとする。また、「減速動力伝達」とは、第 3 軸 8 3 (足軸) の回転力 (動力) を第 2 軸 8 2 (第 1 軸 8 1、エンジン 1 0 の図示しないクランク軸 (出力軸) ) に伝達することをいうものとする。

【0018】

<エンジン>

エンジン 1 0 は、本実施形態では、シリンダブロック (図示しない) に 2 つのシリンダ 1 1、1 1 を有する直列 2 気筒型で構成されたレシプロエンジンである。ただし、シリンダの数・配列はこれに限定されず、適宜に変更自由である。

30

【0019】

エンジン 1 0 は、ECU 2 0 0 からの指令に従って、燃料 (ガソリン) を燃焼させ、4 サイクル (吸気、圧縮、燃焼、排気) で運転するようになっている。すなわち、エンジン 1 0 には、燃料を噴射する燃料インジェクタ、吸気空気の流量を制御するスロットル弁、燃料に点火する点火プラグ (いずれも図示しない) 等が取り付けられており、ECU 2 0 0 がこれらを電子制御することで、エンジン 1 0 の作動 (燃焼サイクル) を制御するようになっている。

【0020】

<第 1 軸>

第 1 軸 8 1 は、エンジン 1 0 の図示しないクランク軸 (出力軸) と連結されている。そして、第 1 軸 8 1 は、前記クランク軸と一体に回転するようになっている。

40

【0021】

<第 2 軸、第 1 クラッチ>

第 2 軸 8 2 は、第 1 クラッチ 9 1 を介して、第 1 軸 8 1 と連結されている。また、第 2 軸 8 2 には、ギヤ 8 2 a が固定されている。

【0022】

第 1 クラッチ 9 1 は、ECU 2 0 0 の指令に従って、第 1 軸 8 1 と第 2 軸 8 2 との間における動力の伝達を断接、つまり、ON (接続状態) / OFF (切断状態) するものである。第 1 クラッチ 9 1 としては、例えば、電磁クラッチを使用できる。第 2 クラッチ 9 2 についても同様である。

50

## 【 0 0 2 3 】

また、第 2 軸 8 2 には、回転速度センサ 8 2 d が取り付けられている。回転速度センサ 8 2 d は、第 2 軸 8 2 の回転速度  $R_{82} \text{ (rpm)}$  を検出し、ECU 200 に出力するようになっている。

## 【 0 0 2 4 】

## &lt; モータジェネレータ &gt;

モータジェネレータ 20 は、ECU 200 の指令に従って、モータ（電動機）又はジェネレータ（発電機）として機能するようになっている。そして、モータジェネレータ 20 の出力軸にはギヤ 21 が固定されており、ギヤ 21 は前記したギヤ 8 2 a と噛合している。また、モータジェネレータ 20 は、バッテリー 1 2 1 と接続されており、バッテリー 1 2 1 との間で電力を授受するようになっている。

10

## 【 0 0 2 5 】

すなわち、モータとして機能する場合、モータジェネレータ 20 は、バッテリー 1 2 1 を電源として回転（駆動）し、第 2 軸 8 2 を回転（駆動）するようになっている。

一方、ジェネレータとして機能する場合、モータジェネレータ 20 は、第 2 軸 8 2 の回転力によって発電し、その発電電力がバッテリー 1 2 1 に充電されるようになっている。

また、エンジン 10 の始動時において、モータジェネレータ 20 は、ギヤ 21、ギヤ 8 2 a、第 2 軸 8 2、第 1 クラッチ 9 1 および第 1 軸 8 1 を介して、エンジン 10 の図示しないクランク軸（出力軸）を所定の回転速度まで回転させるセルモータとして機能するようになっている。

20

## 【 0 0 2 6 】

## &lt; 第 1 変速機 &gt;

第 1 変速機 30 は、図 1 ~ 図 3 に示すように、ECU 200 の指令に従って、第 2 軸 8 2 の回転力（動力）を、変速する 4 節クランク機構式の変速機である。すなわち、第 1 変速機 30 は、第 2 軸 8 2 の回転運動を揺動運動に変換し、その揺動運動を第 1 ワンウェイクラッチ 60 に伝達すると共に、第 1 変速比  $i_1$ （レシオ）を無限無段階で変速することで、後記する揺動部 4 2 の角速度  $\omega_2$ （揺動速度）・揺動角度  $\theta_2$ （揺動振幅）を可変する機構である（図 3 参照）。

なお、「第 1 変速比  $i_1 = \text{第 2 軸 8 2 の回転速度} / \text{第 3 軸 8 3 の回転速度}$ 」であり、この場合の「第 3 軸 8 3 の回転速度」は、「外リング 6 2 の正方向の揺動（動力）のみで回転した場合における第 3 軸 8 3 の回転速度」である。

30

## 【 0 0 2 7 】

第 1 変速機 30 は、図 2、図 3 に示すように、第 2 軸 8 2 の回転運動を揺動運動に変換する複数（ここでは 6 本）の揺動変換ロッド 40（揺動変換手段）と、各揺動変換ロッド 40 の回転リング 4 1（回転部）の回転半径  $r_1$  を無段階で可変することで、各揺動変換ロッド 40 の揺動部 4 2 の角速度  $\omega_2$ （揺動速度）及び揺動角度  $\theta_2$ （揺動振幅）を可変する回転半径可変機構 50 と、を備えている。

## 【 0 0 2 8 】

ここで、回転半径  $r_1$  は、入力軸 5 1（第 2 軸 8 2）の中心軸線  $O_1$  とディスク 5 2 の中心である第 1 支点  $O_3$  との距離である。因みに、揺動部 4 2 の揺動中心は、第 3 軸 8 3 の中心軸線  $O_2$  で固定であり、揺動半径  $r_2$ （第 2 支点  $O_4$  と中心軸線  $O_2$  の距離）も固定である。

40

なお、揺動変換ロッド 40、偏心部 5 1 b、ディスク 5 2 等の数は変更自由である。

## 【 0 0 2 9 】

## &lt; 第 1 変速機 - 回転半径可変機構 &gt;

回転半径可変機構 50 は、第 2 軸 8 2 と連結され第 2 軸 8 2 の動力が入力される入力軸 5 1 と、6 枚のディスク 5 2 と、入力軸 5 1 とディスク 5 2 とを相対回転させることで、回転半径  $r_1$ （偏心半径、偏心量）を可変するピニオン 5 3 と、ピニオン 5 3 を回動させる DC モータ 5 4 と、減速機構 5 5 と、を備えている。

## 【 0 0 3 0 】

50

入力軸 5 1 は、変速機ケース 5 8 を構成する壁部 5 8 a、壁部 5 8 b に、軸受 5 9 a、軸受 5 9 b を介して、回転自在に支持されている。なお、入力軸 5 1 の中心軸線 O 1 と、第 2 軸 8 2 の回転軸線とは一致している（図 2 参照）。

【 0 0 3 1 】

図 2 において、入力軸 5 1 の右端側（一端側）は、第 2 軸 8 2 と連結されている。そして、入力軸 5 1 は第 2 軸 8 2 と一体に角速度 1 で回転するようになっている。

【 0 0 3 2 】

また、入力軸 5 1 は、その中心軸線 O 1 上に、ピニオン 5 3 が回転自在に挿入される中空部 5 1 a を有している。なお、中空部 5 1 a は部分的に径方向外に開口しており、ピニオン 5 3 が内歯車 5 2 b と噛合するようになっている（図 3 参照）。

10

【 0 0 3 3 】

さらに、入力軸 5 1 は、中心軸線 O 1 に対して一定の偏心距離で偏倚した軸方向視で略円形（略三日月形）の偏心部 5 1 b を 6 つ有している（図 2 参照）。6 つの偏心部 5 1 b は、本実施形態では、入力軸 5 1 の軸方向において等間隔で配置されると共に（図 2 参照）、周方向において等間隔（60°間隔）で配置されている。

これにより、後記する 6 つの第 1 ワンウェイクラッチ 6 0 の 6 つの外リング 6 2 の揺動運動の位相が等間隔（60°間隔）でずれることになり（図 9 参照）、その結果、位相がずれて揺動運動する 6 つの外リング 6 2 から内リング 6 1 に、6 つの外リング 6 2 の揺動運動の正方向における動力が連続的に伝達されることになる。

【 0 0 3 4 】

20

6 枚のディスク 5 2 は、6 つの偏心部 5 1 b にそれぞれ設けられている（図 2 参照）。

さらに説明すると、図 3 に示すように、各ディスク 5 2 は円形を呈している。そして、ディスク 5 2 の中心である第 1 支点 O 3 から外れた位置には、円形の偏心孔 5 2 a が形成されており、偏心孔 5 2 a には偏心部 5 1 b が回転可能に内嵌している。また、偏心孔 5 2 a の内周面には内歯車 5 2 b が形成されており、内歯車 5 2 b はピニオン 5 3 と噛合している。

【 0 0 3 5 】

ピニオン 5 3 は、（1）偏心部 5 1 b とディスク 5 2 とをロック（相対位置を保持）し、回転半径  $r_1$  を保持する機能と、（2）偏心部 5 1 b とディスク 5 2 とを相対回転させ、回転半径  $r_1$  を可変する機能と、を備えている。

30

【 0 0 3 6 】

すなわち、ピニオン 5 3 が、偏心部 5 1 b（入力軸 5 1、第 2 軸 8 2）と同期して回転すると、つまり、ピニオン 5 3 が、偏心部 5 1 b（入力軸 5 1、第 2 軸 8 2）と同一の回転速度で回転すると、偏心部 5 1 b とディスク 5 2 との相対位置が保持され、つまり、偏心部 5 1 b とディスク 5 2 とが一体化して回転し、回転半径  $r_1$  が保持されるようになっている。

【 0 0 3 7 】

一方、ピニオン 5 3 が、偏心部 5 1 b と異なる回転速度（上回る回転速度 / 下回る回転速度）で回転すると、ピニオン 5 3 に内歯車 5 2 b で噛合するディスク 5 2 が偏心部 5 1 b の周りに相対回転し、その結果、回転半径  $r_1$  が可変するようになっている。

40

【 0 0 3 8 】

DC モータ 5 4 は、ECU 2 0 0 の指令に従って回転し、ピニオン 5 3 を適宜な回転速度にて回動させるものである。DC モータ 5 4 の出力軸は、減速機構 5 5（遊星歯車機構）を介して、ピニオン 5 3 に接続されており、DC モータ 5 4 の出力は、120 : 1 程度に減速されて、ピニオン 5 3 に入力されるようになっている。

【 0 0 3 9 】

< 第 1 変速機 - 揺動変換ロッド >

揺動変換ロッド 4 0 は、図 3 に示すように、入力軸 5 1 の回転運動が入力される回転リング 4 1 と、回転リング 4 1 と一体であり、その揺動運動を第 1 ワンウェイクラッチ 6 0 に出力する揺動部 4 2 と、軸受 4 3 と、を備えている。

50

## 【 0 0 4 0 】

回転リング 4 1 は、軸受 4 3 を介して、ディスク 5 2 に外嵌するように設けられている。揺動部 4 2 は、ピン 4 4 を介して、第 1 ワンウェイクラッチ 6 0 の外リング 6 2 に回転自在に連結されている。

## 【 0 0 4 1 】

これにより、回転リング 4 1 とディスク 5 2 とは、相対的に回転自在となっている。したがって、回転リング 4 1 は、中心軸線 O 1 を中心として回転半径  $r_1$  で回転するディスク 5 2 に同期して回転するものの、回転リング 4 1 はディスク 5 2 に対して相対的に回転するので、揺動変換ロッド 4 0 全体は回転せず、揺動変換ロッド 4 0 はその姿勢を略維持したままとなる。

10

そして、回転リング 4 1 が一回転すると、回転半径  $r_1$  の大小に関わらず、揺動部 4 2 が円弧状で一往復揺動運動し、外リング 6 2 も円弧状で一往復揺動運動するようになっている。

## 【 0 0 4 2 】

< 第 1 ワンウェイクラッチ、第 3 軸 >

各第 1 ワンウェイクラッチ 6 0 は、各揺動変換ロッド 4 0 の揺動部 4 2 の正方向のみの動力を、第 3 軸 8 3 に伝達させるものである。

## 【 0 0 4 3 】

図 2 に示すように、第 3 軸 8 3 は、変速機ケース 5 8 を構成する壁部 5 8 a、壁部 5 8 b に、軸受 5 9 c、軸受 5 9 d を介して、中心軸線 O 2 を中心として、回転自在に支持されている。

20

## 【 0 0 4 4 】

そして、図 3 に示すように、各第 1 ワンウェイクラッチ 6 0 は、第 3 軸 8 3 の外周面に一体に固定され第 3 軸 8 3 と一体で回転する内リング 6 1 (クラッチインナ) と、内リング 6 1 に外嵌するように設けられた外リング 6 2 (クラッチアウト) と、内リング 6 1 と外リング 6 2 との間で周方向に複数設けられたローラ 6 3 と、各ローラ 6 3 を付勢するコイルばね 6 4 (付勢部材) と、を備えている。

## 【 0 0 4 5 】

外リング 6 2 は、ピン 4 4 を介して、揺動変換ロッド 4 0 の揺動部 4 2 と回転自在に連結されており、外リング 6 2 は揺動部 4 2 の揺動運動に連動して、正方向 (矢印 A 1 参照) / 逆方向 (矢印 A 2 参照) に揺動運動する。

30

## 【 0 0 4 6 】

ローラ 6 3 は、内リング 6 1 と外リング 6 2 とを互いにロック状態 / 非ロック状態とするものであり、各コイルばね 6 4 は、ローラ 6 3 を前記ロック状態となる方向に付勢している。

## 【 0 0 4 7 】

そして、図 9 に示すように、外リング 6 2 の正方向の揺動速度が、内リング 6 1 (第 3 軸 8 3) の正方向の回転速度を超えた場合、ローラ 6 3 によって外リング 6 2 と内リング 6 1 とがロック状態 (動力伝達状態) となる。そうすると、揺動変換ロッド 4 0 の揺動運動する揺動部 4 2 の正方向の動力が、第 1 ワンウェイクラッチ 6 0 を介して、第 3 軸 8 3 に伝達し、第 3 軸 8 3 が正方向で回転するようになっている。

40

## 【 0 0 4 8 】

なお、図 9 では、外リング 6 2 から内リング 6 1 に動力が伝達する状態を太線で示している。

## 【 0 0 4 9 】

< 回転半径  $r_1$  の可変状況 >

ここで、図 4 を参照して回転半径  $r_1$  が可変する状況を説明し、次いで、図 5 ~ 図 7 を参照して、異なる回転半径  $r_1$  におけるディスク 5 2 (回転リング 4 1) の回転運動と、揺動部 4 2 の揺動運動を説明する。

## 【 0 0 5 0 】

50

図4(a)に示すように、第1支点O3(ディスク52の中心)と中心軸線O1とが最も遠ざかると、回転半径 $r_1$ が「最大」となるように構成されている。

そして、ピニオン53が偏心部51bと異なる回転速度で回転し、偏心部51bとディスク52とが相対回転すると、図4(b)に示すように、第1支点O3と中心軸線O1とが近づき、回転半径 $r_1$ が「中」となるように構成されている。

さらに、偏心部51bとディスク52とが相対回転すると、図4(c)に示すように、第1支点O3と中心軸線O1とが重なり、回転半径 $r_1$ が「0」となるように構成されている。

このように、回転半径 $r_1$ は、「最大」と「0」との間で、無段階で制御可能となっている。

10

#### 【0051】

次に、図4(a)に示す回転半径 $r_1$ が「最大」の状態において、偏心部51bとピニオン53とを同期して回転させると、図5に示すように、偏心部51b、ディスク52及びピニオン53は一体化して、回転半径 $r_1$ を「最大」で保持したまま回転するようになっている。

#### 【0052】

この場合、揺動部42(外リング62)の角速度 $\omega_2$ 及び揺動角度 $\theta_2$ の振幅が「最大」となる(図8参照)。

また、「第1変速比 $i_1$  = 入力軸51(第2軸82)の回転速度 / 第3軸83の回転速度」であり、「外リング62の揺動速度 = 外リング62の半径(固定値) × 角速度 $\omega_2$ 」であるから、第1変速比 $i_1$ は「小」となる。

20

#### 【0053】

次に、図4(b)に示す回転半径 $r_1$ が「中」の状態において、偏心部51bとピニオン53とを同期して回転させると、図6に示すように、偏心部51b、ディスク52及びピニオン53は一体化して、回転半径 $r_1$ を「中」で保持したまま回転するようになっている。

この場合、揺動部42(外リング62)の角速度 $\omega_2$ 及び揺動角度 $\theta_2$ の振幅が「中」となる(図8参照)。そして、第1変速比 $i_1$ は「中」となる。

#### 【0054】

次に、図4(c)に示す回転半径 $r_1$ が「0」の状態において、偏心部51bとピニオン53とを同期して回転させると、図7に示すように、偏心部51b、ディスク52及びピニオン53は一体化して、回転半径 $r_1$ を「0」で保持したまま回転するようになっている。つまり、偏心部51b、ディスク52及びピニオン53が、回転リング41内で空転し、揺動変換ロッド40が動作しないことになる。

30

この場合、揺動部42(外リング62)の角速度 $\omega_2$ 及び揺動角度 $\theta_2$ が「0」となる(図8参照)。そして、第1変速比 $i_1$ は「(無限大)」となる。

#### 【0055】

このようにして、回転半径 $r_1$ が保持された状態(偏心部51bとピニオン53とが同期回転する状態)では、回転半径 $r_1$ の大小に関わらず、入力軸51の回転周期と、揺動部42及び外リング62の揺動周期とは、同期(回転半径 $r_1 = 0$ の場合を除く)することになる。

40

#### 【0056】

すなわち、本実施形態では、揺動変換ロッド40、回転半径可変機構50及び第1ワンウェイクラッチ60によって、中心軸線O1、第1支点O3、第2支点O4、中心軸線O2の4つの節を回動点とする4節リンク機構が構成されている。

そして、中心軸線O1を中心とする第1支点O3の回転運動によって、第2支点O4が中心軸線O2を揺動中心として揺動運動するようになっている。

また、回転半径可変機構50により、回転半径 $r_1$ を可変することで、第2支点O4の角速度 $\omega_2$ 及び揺動角度 $\theta_2$ が可変されるようになっている。

#### 【0057】

50



## &lt; 第 3 軸 - その他 &gt;

図 1 に戻って説明を続ける。

第 3 軸 8 3 には、ギヤ 8 3 a が固定されており、ギヤ 8 3 a は後記するリングギヤ 1 1 2 と噛合している。よって、第 3 軸 8 3 は、駆動輪 1 1 5 L、1 1 5 R と一体に回転するようになっている。

## 【 0 0 5 8 】

また、第 3 軸 8 3 には、回転速度センサ 8 3 d が取り付けられている。回転速度センサ 8 3 d は、第 3 軸 8 3 の回転速度  $R_{83} \text{ (rpm)}$  を検出し、ECU 200 に出力するようになっている。

## 【 0 0 5 9 】

10

## &lt; 第 4 軸、第 2 クラッチ &gt;

第 4 軸 8 4 は、第 2 クラッチ 9 2 を介して、第 3 軸 8 3 と接続されている。

第 2 クラッチ 9 2 は、第 1 クラッチ 9 1 と同様に、ECU 200 の指令に従って、第 3 軸 8 3 と第 4 軸 8 4 との間における動力の伝達を断接、つまり、接続 (ON) / 切断 (OFF) するものである。

## 【 0 0 6 0 】

ここで、本実施形態において、第 3 軸 8 3 の動力を、第 1 変速機 3 0 及び第 1 ワンウェイクラッチ 6 0 をバイパス (迂回) して第 2 軸 8 2 に伝達する減速動力伝達経路は、第 4 軸 8 4 と、第 2 変速機 7 0 と、第 2 ワンウェイクラッチ 7 5 とを備えて構成されている。

そして、第 2 クラッチ 9 2 は、前記減速動力伝達経路に設けられ、この減速動力伝達経路を介しての動力の伝達を断接 (接続 (ON) / 切断 (OFF)) する機能を備えている。また、第 2 変速機 7 0 は、前記減速動力伝達経路に設けられ、この減速動力伝達経路を介しての動力を変速する機能を備えている。

20

## 【 0 0 6 1 】

## &lt; 第 2 変速機 &gt;

第 2 変速機 7 0 は、第 4 軸 8 4 の回転力 (動力) を変速する変速機である。なお、第 2 変速機 7 0 は、第 4 軸 8 4 の回転速度によって、第 2 変速機 7 0 の変速比 (第 2 変速比  $i_2$ ) を変更することができるようになっている。

## 【 0 0 6 2 】

以下の説明において、第 2 変速機 7 0 は、ベルト式無段変速機であるものとして説明する。

30

図 10 に示すように、第 2 変速機 7 0 は、第 4 軸 8 4 に固定されたドライブフェイス 7 1 と、第 4 軸 8 4 の軸方向に移動可能な可動プーリ 7 2 と、第 2 軸 8 2 の側に設けられたプーリ 7 3 (後記する第 2 ワンウェイクラッチ 7 5 の外リング (図示せず)) と、可動プーリ 7 2 (ドライブフェイス 7 1) とプーリ 7 3 とを接続するベルト 7 4 と、を備えている。

可動プーリ 7 2 の内部は、図 10 (b) および図 10 (e) に示すように、第 4 軸 8 4 に固定されたプレート 7 2 a と、可動プーリ 7 2 をドライブフェイス 7 1 側に付勢する付勢部材 7 2 b と、第 4 軸 8 4 の径方向に移動可能なウェイトローラ 7 2 c とを備えている。

40

## 【 0 0 6 3 】

ここで、第 2 変速機 7 0 の第 2 変速比  $i_2$  は、「プーリ 7 3 の回転速度 / 可動プーリ 7 2 (ドライブフェイス 7 1) の回転速度」で与えられる。なお、可動プーリ 7 2 (ドライブフェイス 7 1) の回転速度は、第 4 軸 8 4 の回転速度と等しい。また、第 2 クラッチ 9 2 が ON (接続) された状態において、第 4 軸 8 4 の回転速度は、第 3 軸 8 3 の回転速度と等しくなる。また、後記する第 2 ワンウェイクラッチ 7 5 が動力伝達状態において、プーリ 7 3 の回転速度は、第 2 軸 8 2 の回転速度と等しくなる。

即ち、第 2 クラッチ 9 2 が ON (接続) された状態かつ第 2 ワンウェイクラッチ 7 5 が動力伝達状態において、第 2 変速比  $i_2$  は、「第 2 軸 8 2 の回転速度 / 第 3 軸 8 3 の回転速度」で与えられる。

50

## 【 0 0 6 4 】

低車速時（即ち、第 4 軸 8 4 が低回転速度で回転している時）、ウェイトローラ 7 2 c に作用する遠心力が小さいので、図 1 0 ( a ) および図 1 0 ( b ) に示すように、可動プーリ 7 2 は付勢部材 7 2 b によりドライブフェイス 7 1 方向に付勢され、ドライブフェイス 7 1 と可動プーリ 7 2 との間は狭い状態となり、巻きかけ径が大きくなる。これにより、図 1 0 ( c ) に示すように、第 2 変速比  $i_2$  が高い状態（UD（アンダードライブ）側）となっている。

## 【 0 0 6 5 】

一方、高車速時（即ち、第 4 軸 8 4 が高回転速度で回転している時）、図 1 0 ( d ) および図 1 0 ( e ) に示すように、遠心力によりウェイトローラ 7 2 c が径方向外側に移動して、ドライブフェイス 7 1 と可動プーリ 7 2 との間は広い状態となり、巻きかけ径が小さくなる。これにより、図 1 0 ( f ) に示すように、第 2 変速比  $i_2$  が低い状態（OD（オーバードライブ）側）となっている。

## 【 0 0 6 6 】

## &lt; 第 2 ワンウェイクラッチ &gt;

第 2 ワンウェイクラッチ 7 5 は、外周面に第 2 変速機 7 0 のプーリ 7 3 が一体に固定されプーリ 7 3 と一体で回転する外リング（図示せず）と、第 2 軸 8 2 の外周面に一体に固定され第 2 軸 8 2 と一体で回転する内リング（図示せず）と、内リングと外リングとの間で周方向に複数設けられたローラ（図示せず）と、各ローラを付勢する付勢部材（図示せず）と、を備えている。

そして、外リングの正方向の回転速度が、内リングの正方向の回転速度を超えた場合、動力伝達状態となり、第 4 軸 8 4 の回転力（動力）が第 2 軸 8 2 に伝達するようになっている。

## 【 0 0 6 7 】

## &lt; デフ装置 &gt;

デフ装置 1 1 0 のデフケース 1 1 1 には、リングギヤ 1 1 2 が固定されており、リングギヤ 1 1 2 は、第 3 軸 8 3 に固定されたギヤ 8 3 a と噛合している。そして、ピニオンギヤ及びサイドギヤから構成されたデフギヤ 1 1 3 は、左右の駆動軸 1 1 4 L、駆動軸 1 1 4 R を介して、左右の駆動輪 1 1 5 L、駆動輪 1 1 5 R にそれぞれ連結されている。これにより、駆動輪 1 1 5 L 及び駆動輪 1 1 5 R は、第 3 軸 8 3（足軸）と略一体で回転するようになっている。

## 【 0 0 6 8 】

## &lt; バッテリ &gt;

バッテリ 1 2 1 は、例えば、リチウムイオン型で充放電可能に構成された蓄電装置である。バッテリ 1 2 1 は、モータジェネレータ 2 0 との間で電力を授受し、DC モータ 5 4 に電力を供給するようになっている。

## 【 0 0 6 9 】

バッテリ 1 2 1 には、SOC センサ 1 2 2 が取り付けられている。そして、SOC センサ 1 2 2 は、バッテリ 1 2 1 の SOC（State Of Charge（%）、残量）を検出し、ECU 2 0 0 に出力するようになっている。

## 【 0 0 7 0 】

## &lt; その他センサ &gt;

アクセル開度センサ 1 3 1 は、アクセルペダル（図示しない）のアクセル開度を検出し、ECU 2 0 0 に出力するようになっている。

車速センサ 1 3 2 は、車速を検出し、ECU 2 0 0 に出力するようになっている。

## 【 0 0 7 1 】

## &lt; ECU &gt;

ECU 2 0 0 は、駆動システム 1 を電子制御する制御装置であり、CPU、ROM、RAM、各種インタフェース、電子回路などを含んで構成されており、その内部に記憶されたプログラムに従って、各種機能を発揮し、各種機器を制御するようになっている。

## 【 0 0 7 2 】

E C U 2 0 0 は、E V 走行モード、エンジン走行モード、パラレル走行モードのいずれかを選択し、選択したモードに従って、駆動システム 1 を制御する機能を備えている。

なお、E V 走行モードはモータジェネレータ 2 0 を動力源とするモードであり、エンジン走行モードはエンジン 1 0 を動力源とするモードであり、パラレル走行モードはエンジン 1 0 及びモータジェネレータ 2 0 を動力源とするモードである。

## 【 0 0 7 3 】

具体的には、E C U 2 0 0 は、アクセル開度と現在の第 3 軸 8 3 の回転速度 R 8 3 とに基づいて、マップ検索により、第 3 軸 8 3 に要求される要求トルクを算出するように設定されている。

10

そして、例えば、「要求トルク 第 1 閾値」である場合、E V 走行モードを選択し、「第 1 閾値 < 要求トルク 第 2 閾値」である場合、エンジン走行モードを選択し、「第 2 閾値 < 要求トルク」である場合、パラレル走行モードを選択するように設定されている。

## 【 0 0 7 4 】

駆動システムの動作

次に、駆動システム 1 の動作について説明する。

## 【 0 0 7 5 】

図 1 1 を参照して、エンジン走行中における第 1 変速機 3 0 の第 1 変速比  $i_1$  および第 2 クラッチ 9 2 の制御について説明する。なお、前提として、駆動システム 1 が搭載された車両は走行しており、第 1 クラッチ 9 1 が O N ( 接続 ) された状態であるものとする。

20

## 【 0 0 7 6 】

ステップ S 1 において、E C U 2 0 0 は、第 1 変速機 3 0 の目標変速比  $i_{BSFC}$  を算出する。

まず、E C U 2 0 0 は、アクセル開度センサ 1 3 1 で検出されたアクセル開度等に基づいてドライバ要求出力を算出する。なお、アクセル開度が大きくなるほどドライバ要求出力も大きくなり、アクセル開度が小さくなるほどドライバ要求出力も小さくなる。

次に、図 1 2 ( a ) に示すようなエンジン 1 0 の正味燃料消費率 ( B S F C : Brake Specific Fuel Consumption ) のマップに基づいて、ドライバ要求出力に対して正味燃料消費率が小さくなるエンジン 1 0 の目標回転速度 ( E N G 回転速度 )  $_{BSFC}$  を算出する。

30

## 【 0 0 7 7 】

そして、E C U 2 0 0 は、式 ( 1 ) に基づいて、目標変速比  $i_{BSFC}$  を算出する。

$$i_{BSFC} = \frac{_{BSFC}}{(V/L)} \dots\dots (1)$$

ここで、V は、車速センサ 1 3 2 で検出された車速 [ m / s ] である。L は、駆動輪 1 1 5 L , 1 1 5 R の周長 [ m / 回転 ] であり、E C U 2 0 0 にあらかじめ記憶されている。なお、( V / L ) は、現在の第 3 軸 8 3 ( 足軸 ) の回転速度 ( r p m ) となる。

## 【 0 0 7 8 】

ステップ S 2 において、E C U 2 0 0 は、第 2 変速機 7 0 の第 2 変速比  $i_2$  を算出する。

E C U 2 0 0 は、図 1 2 ( b ) に示すような特性テーブルに基づいて、回転速度センサ 8 3 d で検出した第 3 軸 8 3 の回転速度 R 8 3 ( 足軸回転速度 ) に対応する第 2 変速比  $i_2$  を算出する。なお、図 1 2 ( b ) には、エンジンプレーキ時の第 2 軸 8 2 ( エンジン 1 0 のクランク軸 ) の回転速度 R 8 2 も図示されているが、これについては後記する。

40

## 【 0 0 7 9 】

ステップ S 3 において、E C U 2 0 0 は、ステップ S 1 で算出した目標変速比  $i_{BSFC}$  がステップ S 2 で算出した第 2 変速比  $i_2$  に所定値 A を加えたもの以上であるか否かを判定する。ここで、所定値 A は、公差やセンシング誤差を考慮して設定される値である。

目標変速比  $i_{BSFC}$  が第 2 変速比  $i_2$  に所定値 A を加えたもの以上である場合 ( S 3 ・ Y e s ) 、E C U 2 0 0 の処理はステップ S 4 に進む。一方、目標変速比  $i_{BSFC}$  が第 2 変速比  $i_2$  に所定値 A を加えたもの以上でない場合 ( S 3 ・ N o ) 、E C U 2 0 0 の処理はステップ S 6 に進む。

50

## 【 0 0 8 0 】

ステップ S 4 において、E C U 2 0 0 は、第 2 クラッチ 9 2 を O N ( 接続 ) された状態とする。

ステップ S 5 において、E C U 2 0 0 は、第 1 変速機 3 0 の第 1 変速比  $i_1$  が目標変速比  $i_{BSFC}$  となるように、D C モータ 5 4 を制御する。

そして、E C U 2 0 0 の第 1 変速機 3 0 の第 1 変速比  $i_1$  および第 2 クラッチ 9 2 の制御の処理を終了する。

## 【 0 0 8 1 】

ステップ S 6 において、E C U 2 0 0 は、ステップ S 1 で算出したドライバ要求出力が 0 以下であるか否かを判定する。

10

ここで、ドライバ要求出力が 0 未満とは、例えば、ブレーキペダル ( 図示せず ) を操作された場合である。また、ドライバ要求出力が 0 とは、例えば、アクセルペダル ( 図示せず ) およびブレーキペダル ( 図示せず ) が操作されていない場合である。

ドライバ要求出力が 0 以下である場合 ( S 6 ・ Y e s )、E C U 2 0 0 の処理はステップ S 7 に進む。一方、ドライバ要求出力が 0 以下でない場合 ( S 6 ・ N o )、E C U 2 0 0 の処理は、ステップ S 9 に進む。

## 【 0 0 8 2 】

ステップ S 7 において、E C U 2 0 0 は、第 2 クラッチ 9 2 を O N ( 接続 ) された状態とする。

ステップ S 8 において、E C U 2 0 0 は、第 1 変速機 3 0 の第 1 変速比  $i_1$  が第 2 変速比  $i_2$  に所定値 A を加えたものとなるように、D C モータ 5 4 を制御する。

20

そして、E C U 2 0 0 の第 1 変速機 3 0 の第 1 変速比  $i_1$  および第 2 クラッチ 9 2 の制御の処理を終了する。

## 【 0 0 8 3 】

ステップ S 9 において、E C U 2 0 0 は、車両が減速中であるか否かを判定する。

車両が減速中である場合 ( S 9 ・ Y e s )、E C U 2 0 0 の処理はステップ S 7 に進む。一方、車両が減速中でない場合 ( S 9 ・ N o )、E C U 2 0 0 の処理は、ステップ S 1 0 に進む。

## 【 0 0 8 4 】

ステップ S 1 0 において、E C U 2 0 0 は、第 2 クラッチ 9 2 を O F F ( 切断 ) された状態とする。

30

ステップ S 1 1 において、E C U 2 0 0 は、第 1 変速機 3 0 の第 1 変速比  $i_1$  が目標変速比  $i_{BSFC}$  となるように、D C モータ 5 4 を制御する。

そして、E C U 2 0 0 の第 1 変速機 3 0 の第 1 変速比  $i_1$  および第 2 クラッチ 9 2 の制御の処理を終了する。

## 【 0 0 8 5 】

駆動システムの効果

次に、駆動システム 1 の効果について説明する。

## 【 0 0 8 6 】

エンジンブレーキなどの第 3 軸 8 3 ( 足軸 ) の動力が第 2 軸 8 2 ( エンジン 1 0 のクランク軸 ) に伝達する減速動力伝達時において、第 2 軸 8 2 ( エンジン 1 0 のクランク軸 ) の回転速度  $R_{82}$  は、第 3 軸 8 3 ( 足軸 ) の回転速度と第 2 変速機 7 0 の第 2 変速比  $i_2$  の積となる。なお、第 1 変速比  $i_1$  が第 2 変速比  $i_2$  より大きくなるように制御されるため ( 図 1 1 参照 )、エンジンブレーキ時において、第 1 ワンウェイクラッチ 6 0 は非ロック状態となっている。

40

## 【 0 0 8 7 】

エンジンブレーキを実施する際は燃料供給が停止されているが、エンジン 1 0 のクランク軸の回転速度が下限回転速度  $R_{lim}$  以上の場合、燃料供給を再開するだけで、エンジン 1 0 を再始動させることができる。

## 【 0 0 8 8 】

50

一方、エンジン 10 のクランク軸の回転速度が下限回転速度  $R_{lim}$  未満の場合、燃料供給を再開するだけではエンジン 10 を再始動させることができず、例えば、モータジェネレータ 20 をセルモータとして機能させ、エンジン 10 のクランク軸の回転速度を上昇させる必要がある。

#### 【0089】

第 2 変速機の変速比を変更しない従来例（図 12（b）の太い破線参照）においては、第 3 軸（足軸）の回転速度が  $R_c$  未満となると、第 2 軸（エンジンのクランク軸）の回転速度が下限回転速度  $R_{lim}$  未満となり、燃料供給を再開するだけではエンジンを再始動させることができず、エンジンの再始動に電力等を必要とする。

#### 【0090】

これに対し、本実施形態に係る駆動システム 1 は、第 3 軸（足軸）の回転速度が  $R_b$  未満となると、第 3 軸（足軸）の回転速度の減少に伴い、ウェイトローラ 72c に作用する遠心力が小さくなり（図 10（b）参照）、第 2 変速機 70 の第 2 変速比  $i_2$  が大きくなり（図 12（b）参照）、アンダードライブ（UD）側に変更される。これにより、第 2 軸 82（エンジン 10 のクランク軸）の回転速度  $R_{82}$  が下限回転速度  $R_{lim}$  以上となる領域が拡大する。即ち、第 3 軸（足軸）の回転速度が  $R_d$  以上であれば、燃料供給を再開するだけで、エンジン 10 を再始動させることができる。

#### 【0091】

このように、本実施形態に係る駆動システム 1 によれば、第 3 軸（足軸）側の回転速度（遠心力）に応じて変速比（第 2 変速比  $i_2$ ）が変化する第 2 変速機 70 を有することにより、複雑な電子制御やシステムを用いずに、燃料供給を再開するだけで、エンジン 10 を再始動させることができる第 3 軸（足軸）の回転速度の区間を増加させることができる。これにより、エンジン 10 の再始動等で消費するエネルギーを削減することができる。

#### 【0092】

駆動システムの一動作例

図 13 は、本実施形態に係る駆動システム 1 の一効果を示すタイムチャートである。

図 13 には、第 3 軸（足軸）の回転速度  $R_{83}$ （車速  $V$  に相当）と、第 1 変速機 30 の第 1 変速比  $i_1$  と、第 2 変速機 70 の第 2 変速比  $i_2$  と、第 2 クラッチ 92 の ON（接続状態）/OFF（切断状態）と、を示している。

#### 【0093】

タイム  $T_1$  において、第 3 軸の回転速度  $R_{83}$  が  $R_a$  以上となったことにより、第 2 変速比  $i_2$  は回転速度  $R_{83}$  に応じて変化する（図 12（b）参照）。なお、第 2 クラッチ 92 は ON（接続）状態であり（ステップ S4 参照）、第 1 変速比  $i_1$  は、目標変速比  $i_{BSFC}$  となるように制御する（ステップ S5 参照）。

#### 【0094】

タイム  $T_2$  において、第 1 変速比  $i_1$  の目標変速比  $i_{BSFC}$  が第 2 変速比  $i_2$  より低い状態となる。これは、エンジン 10 の出力が小さい場合、 $BSFC$  の良い回転速度  $BSFC$  が低いため、小さな目標変速比  $i_{BSFC}$ （第 1 変速比  $i_1$ ）を必要とするためである。

このため、第 2 クラッチ 92 を OFF（切断）状態として（ステップ S10 参照）、第 1 変速比  $i_1$  が目標変速比  $i_{BSFC}$  となるように制御する（ステップ S11 参照）。

これにより、「第 1 変速比  $i_1 <$  第 2 変速比  $i_2$ 」となることにより引き起こされる変速機（第 1 変速機 30、第 2 変速機 70）の破損を防止することができる。また、第 1 変速比  $i_1$  が目標変速比  $i_{BSFC}$  となるように制御することができ、ドライバビリティが悪化することを防止することができる。

#### 【0095】

タイム  $T_3$  において、第 1 変速比  $i_1$  が第 2 変速比  $i_2$  より高い状態となると、第 2 クラッチ 92 を ON（接続）状態とし（ステップ S4 参照）、第 1 変速比  $i_1$  が目標変速比  $i_{BSFC}$  となるように制御する（ステップ S5 参照）。

#### 【0096】

タイム  $T_4$  において、第 3 軸の回転速度  $R_{83}$  が  $R_b$  以上となったことにより、第 2 変

10

20

30

40

50

速比  $i_2$  は OD 側で一定となる (図 12 (b) 参照)。なお、第 2 クラッチ 92 は ON (接続) 状態であり (ステップ S4 参照)、第 1 変速比  $i_1$  は、目標変速比  $i_{BSFC}$  となるように制御する (ステップ S5 参照)。

【0097】

タイム T5 において、第 1 変速比  $i_1$  の目標変速比  $i_{BSFC}$  が第 2 変速比  $i_2$  より低い状態となる。ここでは、減速中であるため (ステップ S9・Yes)、第 2 クラッチ 92 を OFF (切断) 状態とせず、ON (接続) 状態として (ステップ S7 参照)、第 1 変速比  $i_1$  が第 2 変速比  $i_2$  よりも UD 側となるように制御する (ステップ S8 参照)。

このように、減速要求 (ステップ S6・Yes)、緩減速中 (ステップ S9・Yes; 例えば、エンジン出力が走行抵抗に負けて減速) 等のその後の減速が予測されているとき

10

は第 2 クラッチ 92 を OFF (切断) 状態とせず、ON (接続) 状態としている。

これにより、「第 1 変速比  $i_1 <$  第 2 変速比  $i_2$ 」となることにより引き起こされる変速機 (第 1 変速機 30、第 2 変速機 70) の破損を防止することができる。

【0098】

タイム T6 において、第 1 変速比  $i_1$  の目標変速比  $i_{BSFC}$  が第 2 変速比  $i_2$  より高い状態となる。なお、第 2 クラッチ 92 は ON (接続) 状態であり (ステップ S4 参照)、第 1 変速比  $i_1$  は、目標変速比  $i_{BSFC}$  となるように制御する (ステップ S5 参照)。

仮に、タイム T5 において第 2 クラッチ 92 を OFF (切断) 状態とした場合、タイム T6 において第 2 クラッチ 92 を ON (接続) 状態とすることとなるが、減速中に第 2 クラッチ 92 を ON (接続) 状態とすると、接続に要する時間を要したり、接続時のショックが生じることとなる。これに対し、本実施形態に係る駆動システム 1 は、タイム T5 において第 2 クラッチ 92 を ON (接続) 状態としているため接続時のショックが生じることが解消することができる。

20

これにより、ドライバビリティが悪化することを防止することができる。

【0099】

タイム T7 において、第 3 軸の回転速度  $R_{83}$  が  $R_b$  未満となったことにより、第 2 変速比  $i_2$  は回転速度  $R_{83}$  に応じて変化する (図 12 (b) 参照)。なお、第 2 クラッチ 92 は ON (接続) 状態であり (ステップ S4 参照)、第 1 変速比  $i_1$  は、目標変速比  $i_{BSFC}$  となるように制御する (ステップ S5 参照)。

【0100】

30

変形例

以上、本発明の一実施形態について説明したが、本発明はこれに限定されず、例えば、次のように変更できる。

【0101】

前記した実施形態では、第 2 変速機 70 は、ベルト式無段変速機であるものとして説明したが、これに限られるものではない。第 2 変速機 70 は、第 4 軸 84 の回転速度によって、第 2 変速機 70 の変速比 (第 2 変速比  $i_2$ ) を変更することができるようになっていればよく、また、有段変速機であってもよい。

【0102】

前記した実施形態では、第 2 クラッチ 92 は、第 3 軸 83 (足軸) と第 2 変速機 70 との間に配置されるものとして説明したが、これに限られるものではなく、第 2 変速機 70 と第 2 ワンウェイクラッチ 75 との間に配置される構成であってもよい。

40

【0103】

前記した実施形態では、回転半径可変機構 50 は、偏心部 51b と、ディスク 52 と、ピニオン 53 とを備えて構成したが、これに限定されない。

例えば、入力軸 51 と同軸で同期回転する円板を設け、この円板の径方向に延びるスライド溝等によって、第 1 支点 O3 (図 3 参照) を径方向にスライド可能に構成し、アクチュエータによって第 1 支点 O3 を径方向にスライドさせ、回転半径  $r_1$  を可変する構成としてもよい。

【0104】

50

前記した実施形態では、第 1 支点 O 3 の回転半径  $r_1$  を可変する構成としたが（図 3 参照）、これに代えて又は加えて、アクチュエータによって第 2 支点 O 4 を径方向にスライドすることで、揺動半径  $r_2$  を可変し、角速度  $\omega_2$  及び揺動角度  $\theta_2$  を可変する構成としてもよい。

また、揺動変換ロッド 40 を伸縮可能に構成し、アクチュエータによって、第 1 支点 O 3 と第 2 支点 O 4 との距離を可変することで、角速度  $\omega_2$  及び揺動角度  $\theta_2$  を可変する構成としてもよい。

#### 【 0 1 0 5 】

前記した実施形態では、エンジン 10（内燃機関）がレシプロエンジンである構成を例示したが、その他に例えば、ロータリエンジン、ガスタービンエンジン等でもよく、また、これらを組み合わせてもよい。

10

#### 【 0 1 0 6 】

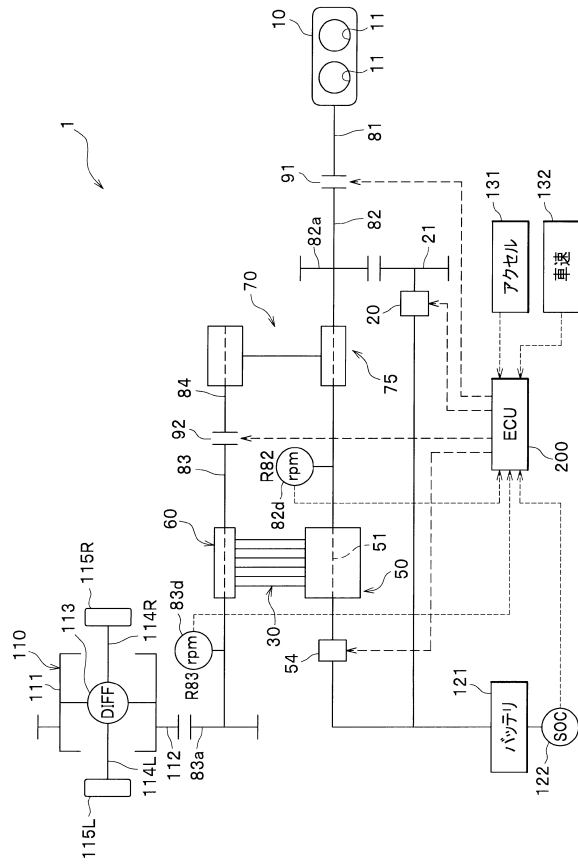
前記した実施形態では、エンジン 10 がガソリンを燃焼させるガソリンエンジンである構成を例示したが、その他に例えば、軽油を燃焼させるディーゼルエンジン、水素を燃焼させる水素エンジン等でもよく、また、これらを組み合わせてもよい。

#### 【 符号の説明 】

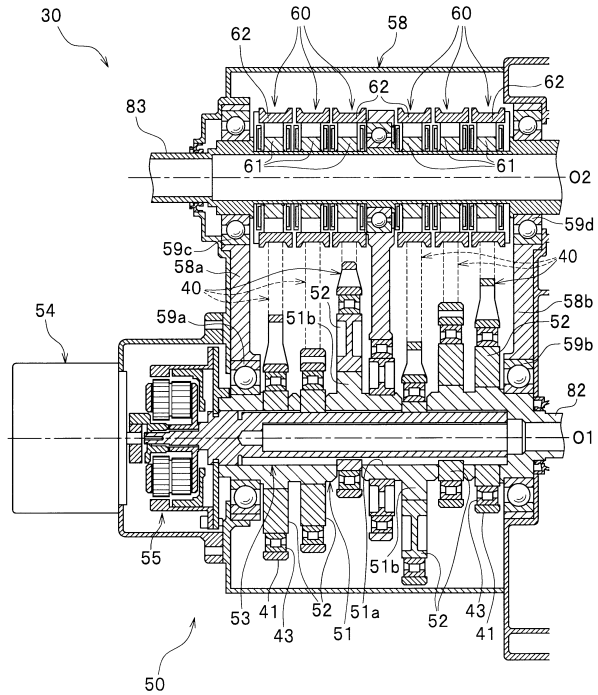
#### 【 0 1 0 7 】

1	駆動システム	
10	エンジン（内燃機関）	
20	モータジェネレータ	20
30	第 1 変速機	
60	第 1 ワンウェイクラッチ	
70	第 2 変速機（減速動力伝達経路）	
75	第 2 ワンウェイクラッチ（減速動力伝達経路）	
81	第 1 軸	
82	第 2 軸	
83	第 3 軸（足軸）	
84	第 4 軸（減速動力伝達経路）	
91	第 1 クラッチ 91	
92	第 2 クラッチ 92（断接手段）	30
115L、115R	駆動輪	
200	ECU	
i1	第 1 変速比	
i2	第 2 変速比	
i <sub>BSFC</sub>	目標変速比	

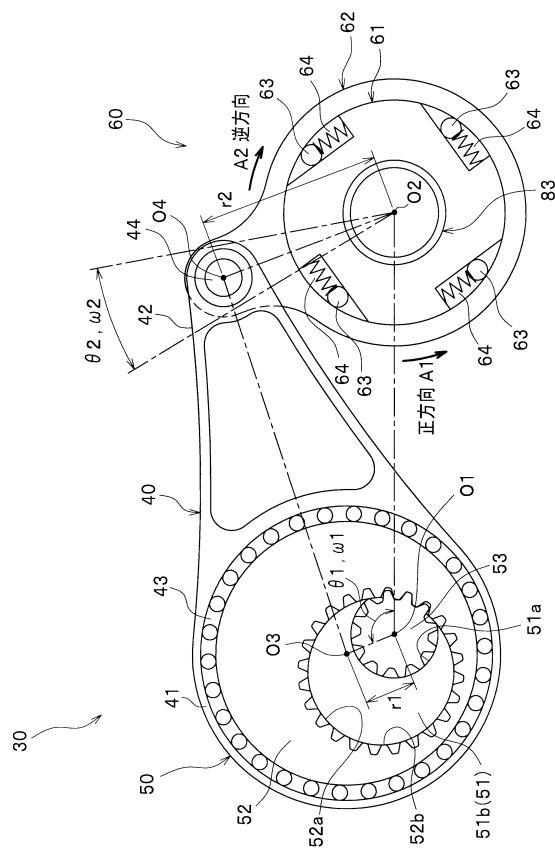
【 図 1 】



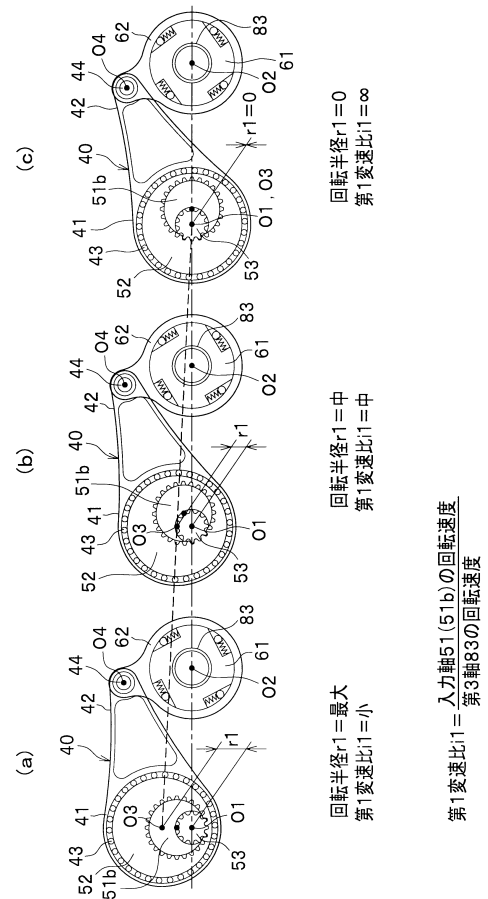
【 図 2 】



【 図 3 】

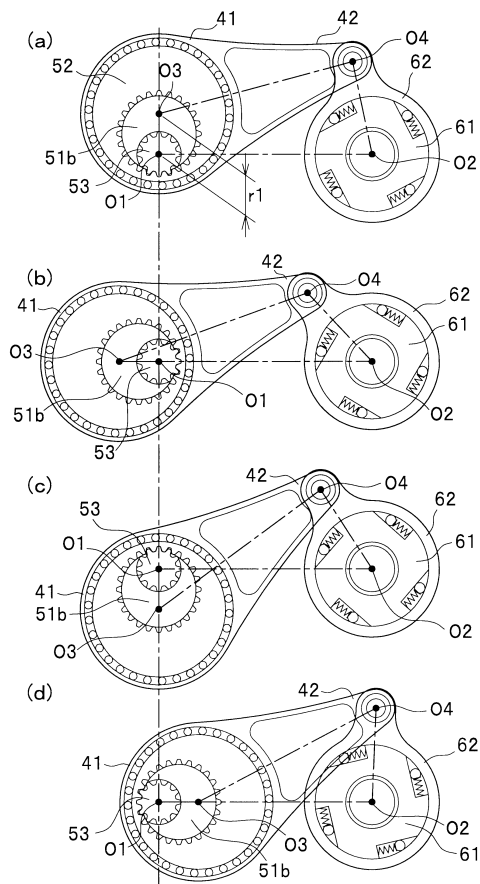


【 図 4 】

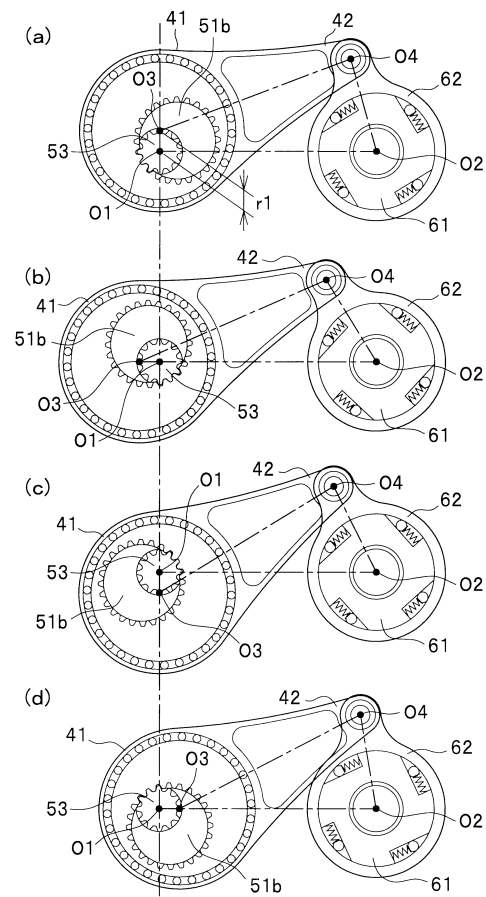




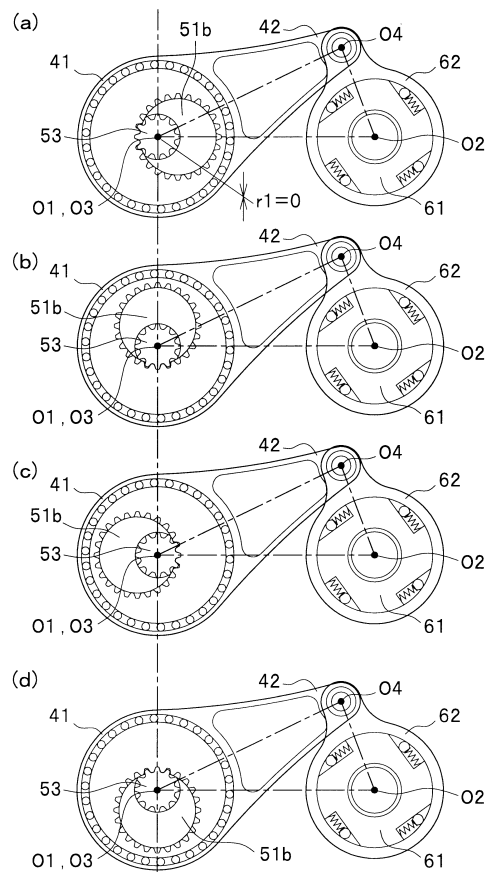
【図 5】

<回転半径 $r_1$ =最大, 第1変速比 $i_1$ =小>

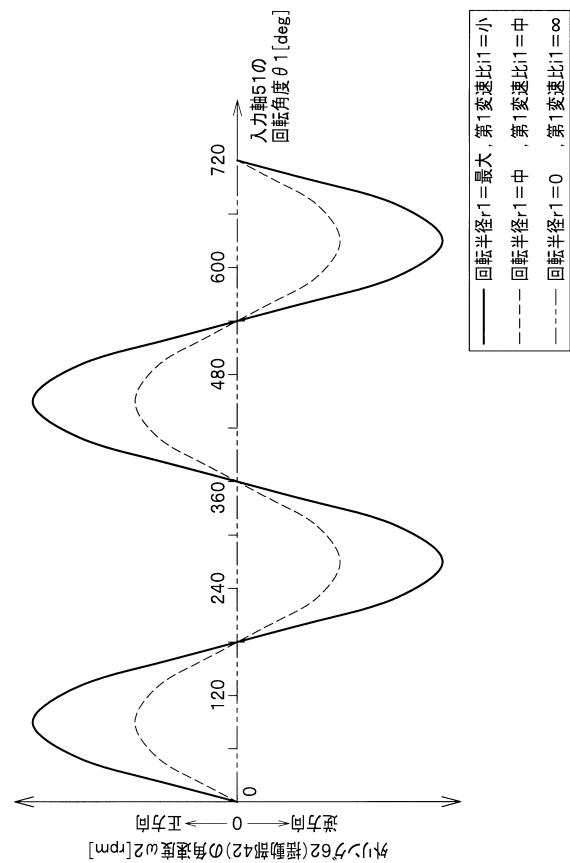
【図 6】

<回転半径 $r_1$ =中, 第1変速比 $i_1$ =中>

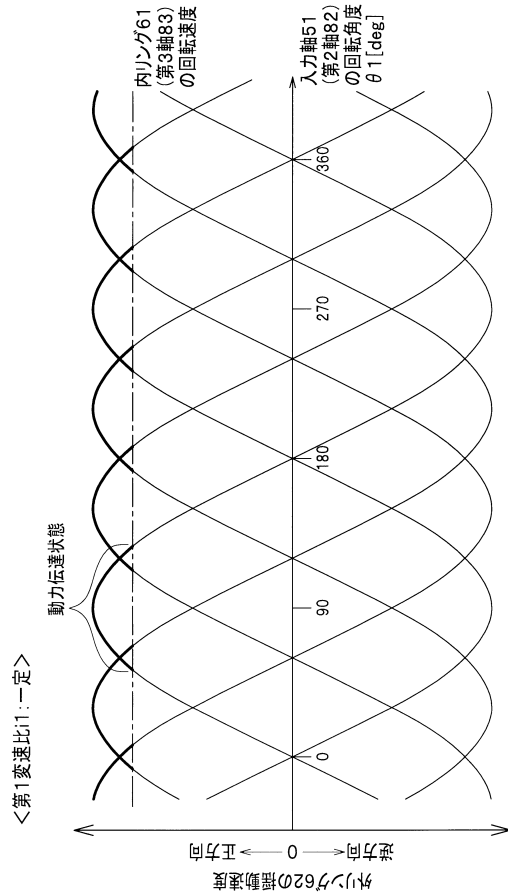
【図 7】

<回転半径 $r_1$ =0, 第1変速比 $i_1$ = $\infty$ >

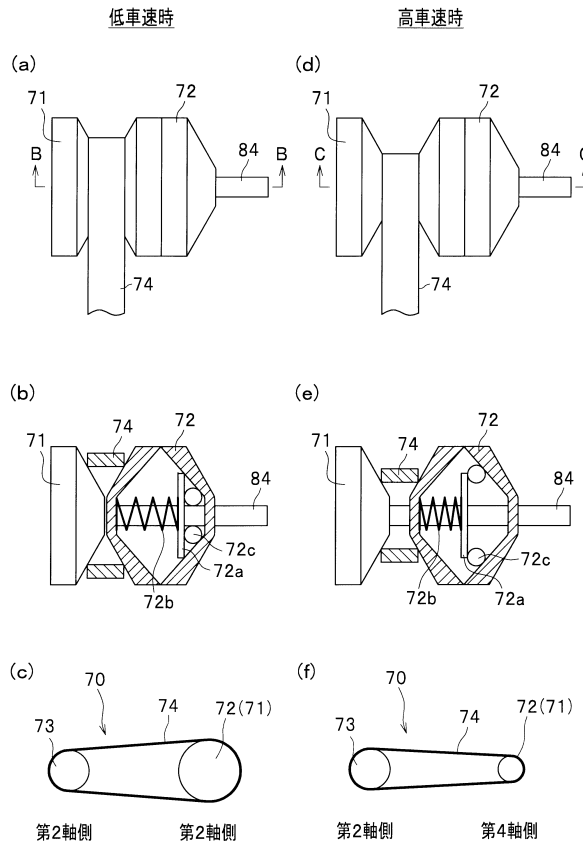
【図 8】



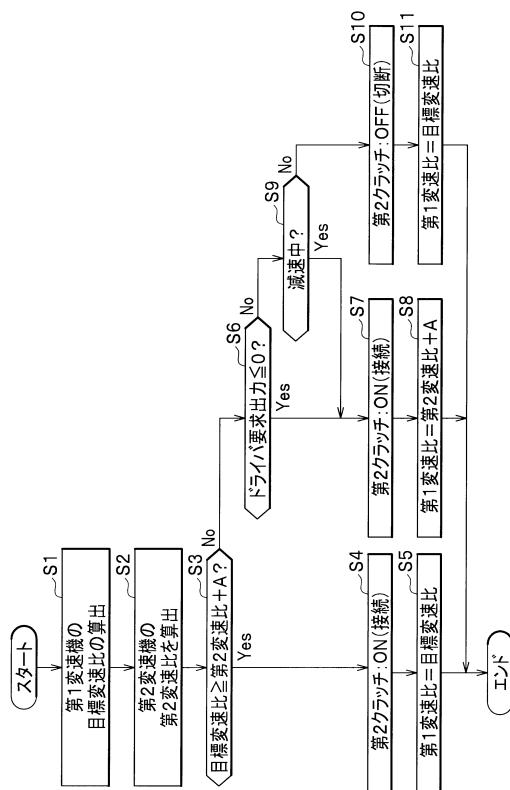
【図 9】



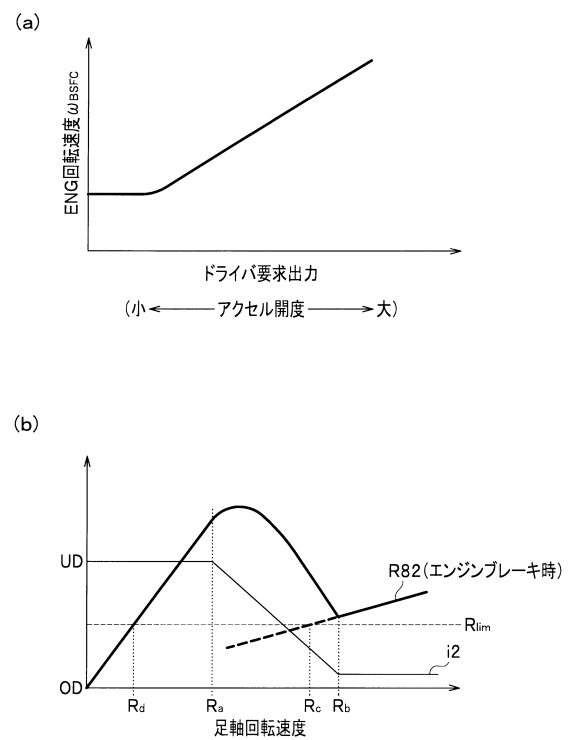
【図 10】



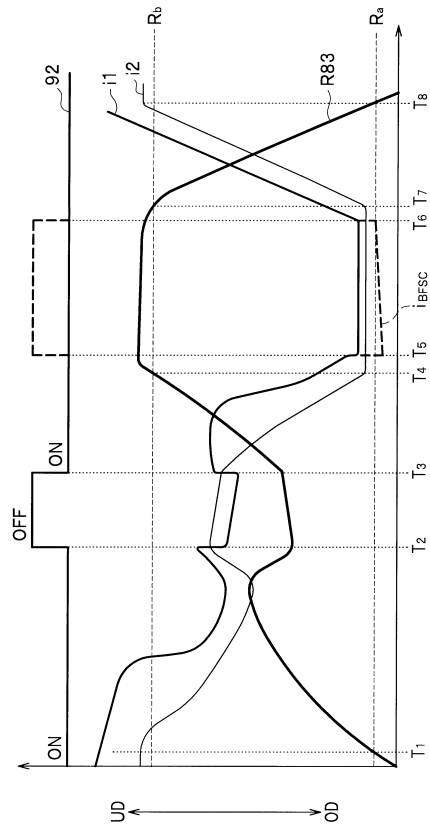
【図 11】



【図 12】



【図 13】



---

フロントページの続き

(72)発明者 小林 庸浩

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内

審査官 増岡 亘

(56)参考文献 特開平5 - 187516 (JP, A)

特公平7 - 113400 (JP, B2)

特開平3 - 37461 (JP, A)

特開2010 - 25310 (JP, A)

国際公開第2012 / 176494 (WO, A1)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60K 17 / 06

F16H 9 / 18

F16H 29 / 04