

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3778141号

(P3778141)

(45) 発行日 平成18年5月24日(2006.5.24)

(24) 登録日 平成18年3月10日(2006.3.10)

(51) Int. Cl.

F 1 6 H 37/02 (2006.01)

F 1

F 1 6 H 37/02

P

請求項の数 2 (全 9 頁)

<p>(21) 出願番号 特願2002-213024 (P2002-213024)</p> <p>(22) 出願日 平成14年7月22日(2002.7.22)</p> <p>(65) 公開番号 特開2004-52948 (P2004-52948A)</p> <p>(43) 公開日 平成16年2月19日(2004.2.19)</p> <p>審査請求日 平成15年9月5日(2003.9.5)</p> <p>前置審査</p>	<p>(73) 特許権者 000003207 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地</p> <p>(74) 代理人 100085361 弁理士 池田 治幸</p> <p>(72) 発明者 羽瀨 良司 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内</p> <p>(72) 発明者 安江 秀樹 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内</p> <p>審査官 谿花 正由輝</p> <p style="text-align: right;">最終頁に続く</p>
---	--

(54) 【発明の名称】 車両用駆動装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

駆動力源から出力された動力をベルト式無段変速機により変速して駆動輪側へ伝達する車両用駆動装置において、

前記駆動力源はディーゼルエンジンで、

該ディーゼルエンジンと前記ベルト式無段変速機との間には、遊星歯車装置を用いて前進走行時に該ディーゼルエンジンの回転を増速して該ベルト式無段変速機に伝達する変速機構が設けられており、且つ、

前記ベルト式無段変速機は、前記駆動力源としてガソリンエンジンが搭載される車両用駆動装置にも共通して用いられるもので、該ガソリンエンジンの出力がそのまま伝達された場合に適切な性能が得られるように設計されている一方、

前記変速機構は、前記ディーゼルエンジンから前記ベルト式無段変速機に加えられる最大トルクが前記ガソリンエンジンの最大トルクと略同じかそれ以下となるように変速比が定められている

ことを特徴とする車両用駆動装置。

【請求項2】

前記変速機構は、動力伝達を遮断する遮断状態と、前進走行させる前進走行状態と、後進走行させる後進走行状態と、に選択的に切り換える前後進切換機能を備えている

ことを特徴とする請求項1に記載の車両用駆動装置。

【発明の詳細な説明】

10

20

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は車両用駆動装置に係り、特に、出力特性が異なる複数種類の駆動力源に対して容易に対応できる車両用駆動装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

駆動力源から出力された動力をベルト式無段変速機により変速して駆動輪側へ伝達する車両用駆動装置が知られている。特開平11-182666号公報に記載の装置はその一例で、動力伝達を遮断する遮断状態と、前進走行させる前進走行状態と、後進走行させる後進走行状態と、に選択的に切り換えられる遊星歯車式の前後進切換装置が、上記駆動力源とベルト式無段変速機との間に配設されている。そして、使用頻度が最も高い走行状態である前進走行状態では、歯車の噛合回転などによる動力損失を低減するために、クラッチが係合させられて前後進切換装置が一体回転させられるようになっている。

10

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、このような車両用駆動装置において、駆動力源としてガソリンエンジンを用いる場合とディーゼルエンジンを用いる場合とでは、最高出力が得られる回転速度領域等の出力特性が異なり、一般にディーゼルエンジンはガソリンエンジンに比較して低回転速度（例えば3000～4000rpm程度）で最高出力が得られるため、最高出力（パワー）が同じであればそれだけトルクが大きくなり、大きなベルト挟圧力でベルトを挟圧するためベルト式無段変速機が大型になるなど、使用する駆動力源の出力特性によってベルト式無段変速機の設計を変更する必要があった。また、ディーゼルエンジンはトルク変動が大きいため、そのトルク変動を考慮してベルト挟圧力を大きめに設定する必要があり、ガソリンエンジンを用いる場合に比較して動力損失が大きくなる。

20

【0004】

本発明は以上の事情を背景として為されたもので、その目的とするところは、出力特性が異なる駆動力源を用いる場合でも共通のベルト式無段変速機を使用できるようにすることにある。

【0005】

【課題を解決するための手段】

かかる目的を達成するために、第1発明は、駆動力源から出力された動力をベルト式無段変速機により変速して駆動輪側へ伝達する車両用駆動装置において、(a) 前記駆動力源はディーゼルエンジンで、(b) そのディーゼルエンジンと前記ベルト式無段変速機との間には、遊星歯車装置を用いて前進走行時にそのディーゼルエンジンの回転を増速してそのベルト式無段変速機に伝達する変速機構が設けられており、且つ、(c) 前記ベルト式無段変速機は、前記駆動力源としてガソリンエンジンが搭載される車両用駆動装置にも共通して用いられるもので、そのガソリンエンジンの出力がそのまま伝達された場合に適切な性能が得られるように設計されている一方、(d) 前記変速機構は、前記ディーゼルエンジンから前記ベルト式無段変速機に加えられる最大トルクが前記ガソリンエンジンの最大トルクと略同じかそれ以下となるように変速比が定められていることを特徴とする。

30

40

【0006】

第2発明は、第1発明の車両用駆動装置において、前記変速機構は、動力伝達を遮断する遮断状態と、前進走行させる前進走行状態と、後進走行させる後進走行状態と、に選択的に切り換える前後進切換機能を備えていることを特徴とする。

【0009】

【発明の効果】

すなわち、一般にガソリンエンジンよりも低回転領域で高トルクが出力されるディーゼルエンジンを駆動力源として備えている車両用駆動装置において、前進走行時にその駆動力源の回転が変速機構により増速してベルト式無段変速機へ伝達されることによりトルクが低減されるため、最大出力が略同じであればベルト式無段変速機に伝達される最大トル

50

クをガソリンエンジンと同程度にできるとともに、トルク変動幅も増速回転によるトルク低下に伴って小さくなる。これに対し、本発明では、ディーゼルエンジンからベルト式無段変速機に加えられる最大トルクがガソリンエンジンの最大トルクと略同じかそれ以下となるように、変速機構の変速比（増速比）が定められている一方、ガソリンエンジンの出力がそのまま伝達された場合に適切な性能が得られるようにベルト式無段変速機が設計されているため、ディーゼルエンジン搭載車とガソリンエンジン搭載車とで共通のベルト式無段変速機を使用することが可能となり、全体として製造コストが低減される。また、ディーゼルエンジン搭載車においても、ガソリンエンジン搭載車と同程度にベルト式無段変速機をコンパクトに構成できるとともに、大きなベルト挟圧力に起因する動力損失が低減されて燃費が向上する。

10

なお、変速機構による増速時に、歯車の噛合回転等による動力損失が生じるが、ディーゼルエンジンのトルク増大に合わせて大型のベルト式無段変速機を採用する場合に比較して動力損失は少なく、全体として動力損失が低減される。

【0010】

第2発明では、変速機構が前後進切換機能を備えているため、前後進切換装置を別個に設ける場合に比較して装置が簡単且つ安価に構成される。

【0014】

【発明の実施の形態】

ここで、本発明の車両用駆動装置の駆動力源と変速機構との間には、例えば流体を介して動力を伝達するトルクコンバータ等の流体式動力伝達装置が必要に応じて設けられる。

20

【0015】

ベルト式無段変速機は、例えば溝幅を変更可能な一對の可変プーリと、それ等の可変プーリに巻き掛けられた伝動ベルトとを有し、伝動ベルトと可変プーリとの間の摩擦で動力を伝達するとともに、ベルト滑りが生じないように一方の可変プーリによるベルト挟圧力を油圧シリンダなどで制御する一方、所定の変速比となるように他方の可変プーリの溝幅を油圧シリンダなどで制御するように構成される。

【0016】

変速機構は、クラッチやブレーキを用いて前後進を切り換えることができるように構成することが望ましいが、例えば前進走行時の変速比が1の前後進切換装置を変速機構とは別に設けることもできる。なお、第1発明の実施に際しては、前後進切換装置は必ずしも必要でない。

30

【0017】

第1発明の変速機構は、使用頻度が最も高い前進走行時に増速するように構成されれば良く、前進走行時および後進走行時共に増速するように構成することもできる。後進走行時に駆動力源の出力が制限される場合など、後進走行時には必ずしも増速する必要はなく、後進走行時の変速比を1とすることも可能である。

【0019】

【実施例】

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。

図1の(a)は、本発明が適用された車両用駆動装置10の骨子図である。この車両用駆動装置10は横置き型で、FF（フロントエンジン・フロントドライブ）型車両に好適に採用されるものであり、走行用の駆動力源としてディーゼルエンジン12を備えている。ディーゼルエンジン12の出力は、流体式動力伝達装置としてのトルクコンバータ14から予備変速装置15、前後進切換装置16、ベルト式無段変速機（CVT）18、減速歯車20を介して差動歯車装置22に伝達され、左右の駆動輪24L、24Rへ分配される。

40

【0020】

トルクコンバータ14は、ディーゼルエンジン12のクランク軸に連結されたポンプ翼車14p、およびタービン軸34を介して予備変速装置15に連結されたタービン翼車14t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、それ等のポンプ翼車14pおよびタービン翼車14tの間にはロックアップクラッチ26が設けられてお

50

り、完全係合させられることによってポンプ翼車 14 p およびタービン翼車 14 t は一体回転させられる。ポンプ翼車 14 p には、ベルト式無段変速機 18 を変速制御したりベルト挟圧力を発生させたり、或いは各部に潤滑油を供給したりするための油圧を発生する機械式のオイルポンプ 28 が設けられている。

【0021】

予備変速装置 15 は、ダブルピニオン型の遊星歯車装置によって構成されており、トルクコンバータ 14 のタービン軸 34 はサンギヤ 15 s に一体的に連結されている一方、リングギヤ 15 r はハウジングに一体的に連結され、キャリア 15 c から中間軸 35 を介して前後進切換装置 16 へ出力するようになっている。中間軸 35 は、タービン軸 34 に対して逆回転させられるとともに、遊星歯車装置のギヤ比を 1 とすると $(1 - 1) / 1$ の変速比で変速回転させられ、 $0.5 < 1$ であれば変速比は 1 より小さく、中間軸 35 はタービン軸 34、更にはディーゼルエンジン 12 の回転速度 NE に対して逆方向へ増速回転させられる。また、 $0.5 > 1$ であれば、変速比は 1 以上となり、中間軸 35 はディーゼルエンジン 12 の回転速度 NE に対して逆方向へ等速回転、或いは減速回転させられる。

10

【0022】

前後進切換装置 16 は、シングルピニオン型の遊星歯車装置を主体として構成されており、中間軸 35 はリングギヤ 16 r に一体的に連結され、ベルト式無段変速機 18 の入力軸 36 はサンギヤ 16 s に一体的に連結されている一方、キャリア 16 c は前進用ブレーキ B1 を介してハウジングに選択的に固定され、リングギヤ 16 r およびサンギヤ 16 s は後進用クラッチ C1 を介して選択的に互いに一体的に連結されるようになっている。前進用ブレーキ B1 および後進用クラッチ C1 は、何れも油圧シリンダによって摩擦係合させられる油圧式摩擦係合装置で、図示しないシフトレバーに連結されたマニュアルバルブによって油圧回路が機械的に切り換えられることにより、係合、解放されるようになっている。シフトレバーは、前進走行用の「D」ポジション、動力伝達を遮断する「N」ポジション、および後進走行用の「R」ポジションを備えており、「D」ポジションでは、図 1 の (b) に示すように前進用ブレーキ B1 が係合させられるとともに後進用クラッチ C1 が解放されることにより、前後進切換装置 16 は前進走行状態となり、入力軸 36 は中間軸 35 に対して逆方向、すなわちディーゼルエンジン 12 と同じ方向へ回転させられ、前進方向の駆動力がベルト式無段変速機 18 側へ伝達される。この時の変速比は、遊星歯車装置のギヤ比を 2 とすると 2 となり、その変速比 2 に応じて中間軸 35 に対して増速回転させられる。

20

30

【0023】

シフトレバーが「R」ポジションへ操作されると、後進用クラッチ C1 が係合させられるとともに前進用ブレーキ B1 が解放されることにより、前後進切換装置 16 は中間軸 35 と一体回転させられる後進走行状態となり、入力軸 36 は中間軸 35 と一体的にディーゼルエンジン 12 と逆方向へ回転させられるようになって、後進方向の駆動力がベルト式無段変速機 18 側へ伝達される。この時の変速比は 1 である。また、「N」ポジションへ操作されると、前進用ブレーキ B1 および後進用クラッチ C1 は共に解放され、前後進切換装置 16 は動力伝達を遮断するニュートラル（遮断状態）になる。

40

【0024】

ベルト式無段変速機 18 は、前記入力軸 36 に設けられた有効径が可変の入力側可変プーリ 42 と、出力軸 44 に設けられた有効径が可変の出力側可変プーリ 46 と、それ等の可変プーリ 42、46 に巻き掛けられた伝動ベルト 48 とを備えており、可変プーリ 42、46 と伝動ベルト 48 との間の摩擦力を介して動力伝達が行われる。可変プーリ 42、46 はそれぞれ V 溝幅が可変で、油圧シリンダを備えて構成されており、入力側可変プーリ 42 の油圧シリンダの油圧が制御されることにより、両可変プーリ 42、46 の V 溝幅が変化して伝動ベルト 48 の掛かり径（有効径）が変更され、変速比 $(= \text{入力軸回転速度 } NI N / \text{出力軸回転速度 } NO U T)$ が連続的に変化させられる。例えば図 2 に示すように運転者の出力要求量を表すアクセル操作量 A_{cc} および車速 V をパラメータとして予め定め

50

られた変速マップから入力側の目標回転速度 N_{INT} を算出し、実際の入力軸回転速度 N_{IN} が目標回転速度 N_{INT} と一致するように、それ等の偏差に応じて無段変速機 18 の変速制御、すなわち入力側可変プーリ 42 の油圧シリンダに対する作動油の供給、排出が制御される。図 2 のマップは変速条件に相当するもので、車速 V が小さくアクセル操作量 A_{cc} が大きい程大きな変速比 になる目標回転速度 N_{INT} が設定されるようになっている。また、車速 V は出力軸回転速度 N_{OUT} に対応するため、入力軸回転速度 N_{IN} の目標値である目標回転速度 N_{INT} は目標変速比に対応し、無段変速機 18 の最小変速比 min と最大変速比 max の範囲内で定められている。

【0025】

一方、出力側可変プーリ 46 の油圧シリンダの油圧は、伝動ベルト 48 が滑りを生じないように調圧制御される。例えば図 3 に示すように伝達トルクに対応するアクセル操作量 A_{cc} および変速比 をパラメータとしてベルト滑りが生じないように予め定められた必要油圧（ベルト挟圧力に相当）のマップに従って、出力側可変プーリ 46 の油圧シリンダの油圧が制御され、この油圧に応じてベルト挟圧力すなわち可変プーリ 42、46 と伝動ベルト 48 との間の摩擦力が増減させられる。

【0026】

ここで、上記ベルト式無段変速機 18 は、図 4 に示すように駆動力源としてガソリンエンジン 104 が搭載される車両用駆動装置 102 にも共通して用いられるもので、前後進切換装置 106 の前進用クラッチ C2 が係合させられる前進走行時にガソリンエンジン 104 の出力がそのまま伝達される場合に、ベルト挟圧力などに関して適切な性能が得られるように、可変プーリ 42、46 の油圧シリンダの受圧面積などが設計されている。前後進切換装置 106 は、ダブルピニオン型の遊星歯車装置を主体として構成されており、トルクコンバータ 14 のタービン軸 34 はサンギヤ 106s に一体的に連結され、ベルト式無段変速機 18 の入力軸 36 はキャリア 106c に一体的に連結されている一方、キャリア 106c およびサンギヤ 106s は前進用クラッチ C2 を介して選択的に互いに一体的に連結され、リングギヤ 106r は後進用ブレーキ B2 を介してハウジングに選択的に固定されるようになっている。そして、図 4 の (b) に示すように、シフトレバーが「D」ポジションへ操作されると、前進用クラッチ C2 が係合させられるとともに後進用ブレーキ B2 が解放されることにより、前後進切換装置 106 は前進走行状態となって一体回転させられ、前進方向の駆動力がベルト式無段変速機 18 側へ伝達される。この前進走行状態は最も使用頻度が高いもので、前後進切換装置 106 が一体回転させられることにより、歯車の噛合回転による動力損失が回避されて優れたエネルギー効率が得られるのであり、ベルト式無段変速機 18 は、この前進走行時の入力トルクに基づいて適切な性能が得られるように設計されているのである。

【0027】

なお、シフトレバーが「R」ポジションへ操作されると、後進用ブレーキ B2 が係合させられるとともに前進用クラッチ C2 が解放されることにより、前後進切換装置 106 は後進走行状態となって、入力軸 36 はタービン軸 34 に対して逆方向へ回転させられるようになり、後進方向の駆動力がベルト式無段変速機 18 側へ伝達される。また、「N」ポジションへ操作されると、前進用クラッチ C2 および後進用ブレーキ B2 は共に解放され、前後進切換装置 106 は動力伝達を遮断するニュートラル（遮断状態）になる。

【0028】

一方、ガソリンエンジン 104 とディーゼルエンジン 12 は、その出力特性が相違し、ガソリンエンジン 104 の出力特性は、例えば図 5 に実線で示すように比較的高回転で最高出力が得られ、ディーゼルエンジン 12 は、同図に一点鎖線で示すようにガソリンエンジン 104 よりも低回転速度で最高出力に到達するため、最高出力（パワー）が同じであれば一般にディーゼルエンジン 12 の方が最大トルクは大きくなる。このため、図 4 の車両用駆動装置 102 に、そのままガソリンエンジン 104 の代わりにディーゼルエンジン 12 を搭載すると、ベルト式無段変速機 18 のベルト挟圧力が不足するなどしてベルト滑り等を生じる恐れがあり、大型のベルト式無段変速機 18 を採用する必要があった。

10

20

30

40

50

【0029】

これに対し、本実施例の車両用駆動装置10は、前進走行時に増速する前後進切換装置16、および予備変速装置15が設けられており、ディーゼルエンジン12の回転を変速してベルト式無段変速機18へ伝達するため、図4の車両用駆動装置102に使用されるベルト式無段変速機18をそのまま使用することができる。すなわち、ディーゼルエンジン12からベルト式無段変速機18に加えられる最大トルクが、図4の車両用駆動装置102においてガソリンエンジン104からベルト式無段変速機18へ伝達される最大トルクと略同じかそれ以下となるように、予備変速装置15および前後進切換装置16のトータルの変速比 a （＝タービン軸34の回転速度 N_T / 入力軸36の回転速度 N_{IN} ）を設定すれば、ベルト式無段変速機18をそのまま使用できるのである。例えばガソリンエンジン104およびディーゼルエンジン12の出力特性が図5に示すような場合には、ガソリンエンジン104の最高出力が得られる回転速度 N_{E_0} 、ディーゼルエンジン12の最高出力が得られる回転速度 N_{E_D} を用いて、変速比 a が次式(1)を満足するように設定するのである。変速比 a は、前記ギヤ比 1 および 2 を用いて次式(2)で表されるため、それ等のギヤ比 1 、 2 を適当に定めることにより、(1)式を満足するようになる。(1)式から変速比 a は1より小さく、ディーゼルエンジン12の回転は増速してベルト式無段変速機18へ伝達される。本実施例では予備変速装置15および前後進切換装置16により変速機構が構成されている。

$$a = N_{E_D} / N_{E_0} \quad \dots (1)$$

$$a = \frac{2 \cdot (1 - 1)}{1} \quad \dots (2)$$

【0030】

このように、本実施例の車両用駆動装置10は、ディーゼルエンジン12とベルト式無段変速機18との間に、前進走行時にディーゼルエンジン12の回転を増速する変速機構（予備変速装置15および前後進切換装置16）が設けられ、ディーゼルエンジン12のトルクを低減してベルト式無段変速機18へ伝達するため、ディーゼルエンジン搭載車においても、ガソリンエンジン搭載車と同程度にベルト式無段変速機18をコンパクトに構成できるとともに、大きなベルト挟圧力に起因する動力損失が低減されて燃費が向上する。

【0031】

予備変速装置15および前後進切換装置16は、前進走行時に歯車が噛合回転させられるため、その噛合回転によって動力損失を生じるが、ディーゼルエンジン12のトルク増大に合わせて大型のベルト式無段変速機を採用する場合に比較して動力損失は小さく、全体として動力損失が低減される。

【0032】

また、ディーゼルエンジン12からベルト式無段変速機18に加えられる最大トルクがガソリンエンジン104の最大トルクと略同じかそれ以下となるように、変速機構の変速比 a が定められているため、図4の車両用駆動装置102のようにガソリンエンジン104の出力がそのまま伝達された場合に適切な性能が得られるように設計されたベルト式無段変速機18を、図1のディーゼルエンジン搭載車にもそのまま使用することが可能で、全体として製造コストが低減される。

【0033】

また、本実施例では予備変速装置15および前後進切換装置16によって変速機構が構成されており、前後進切換機能を備えているため、変速機構と前後進切換装置とを別個に設ける場合に比較して装置が簡単且つ安価に構成される。

【0034】

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、これ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。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明が適用された車両用駆動装置を説明する図で、(a)は骨子図、(b)は前後進を切り換える摩擦係合装置の作動表である。

10

20

30

40

50

【図2】図1のベルト式無段変速機の変速マップの一例を示す図である。

【図3】図1のベルト式無段変速機のベルト挟圧力に対応する必要油圧マップの一例を示す図である。

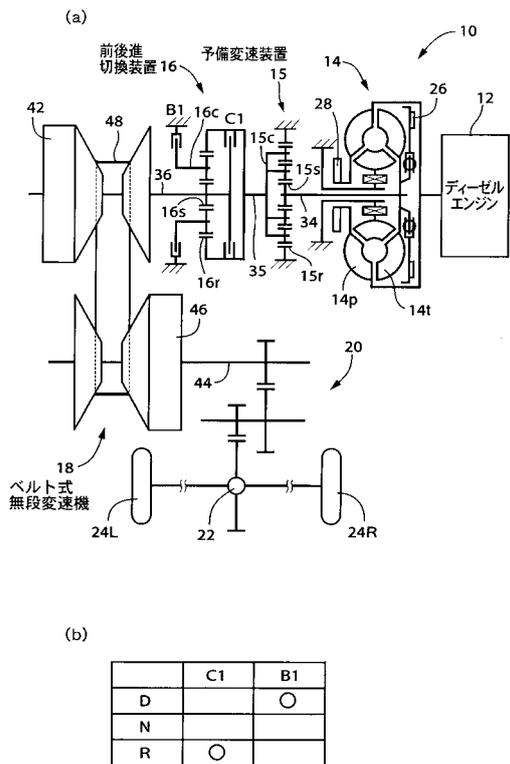
【図4】図1と同じベルト式無段変速機を備えているとともに駆動力源としてガソリンエンジンを搭載している車両用駆動装置を説明する図で、(a)は骨子図、(b)は前後進を切り換える摩擦係合装置の作動表である。

【図5】ガソリンエンジンおよびディーゼルエンジンの出力特性を比較して示す図である。

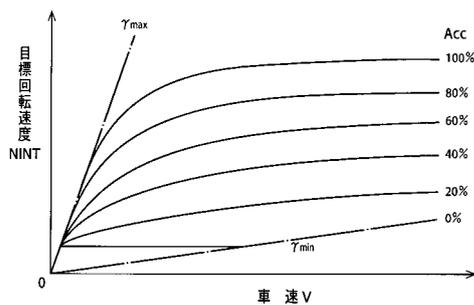
【符号の説明】

- 10 : 車両用駆動装置 12 : ディーゼルエンジン(駆動力源) 15 : 予備変速装置(変速機構)
- 16 : 前後進切換装置(変速機構) 18 : ベルト式無段変速機
- 104 : ガソリンエンジン

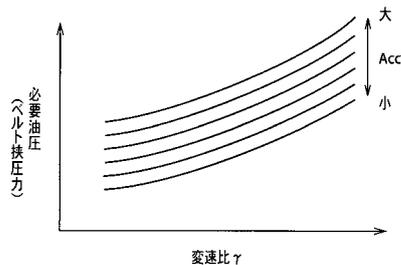
【図1】



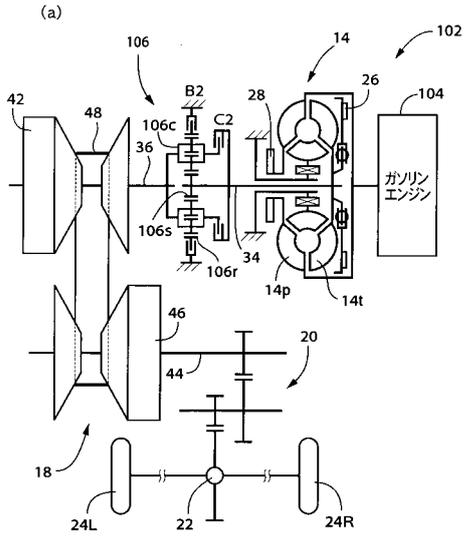
【図2】



【図3】



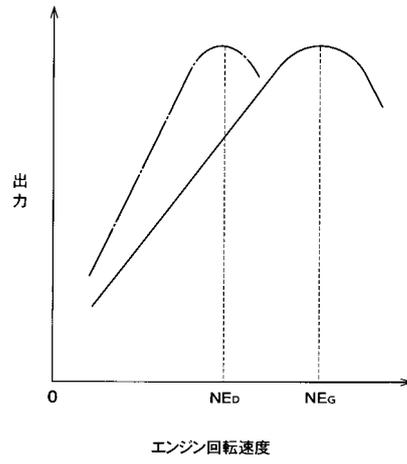
【 図 4 】



(b)

	C2	B2
D	○	
N		
R		○

【 図 5 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平02 - 173462 (JP, A)
特公平07 - 113400 (JP, B2)
特開2003 - 312281 (JP, A)
特開平11 - 220809 (JP, A)
特開平01 - 279155 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , DB名)

F16H 37/02
F16H 3/00 - 3/78
B60K 41/00
B60K 41/12